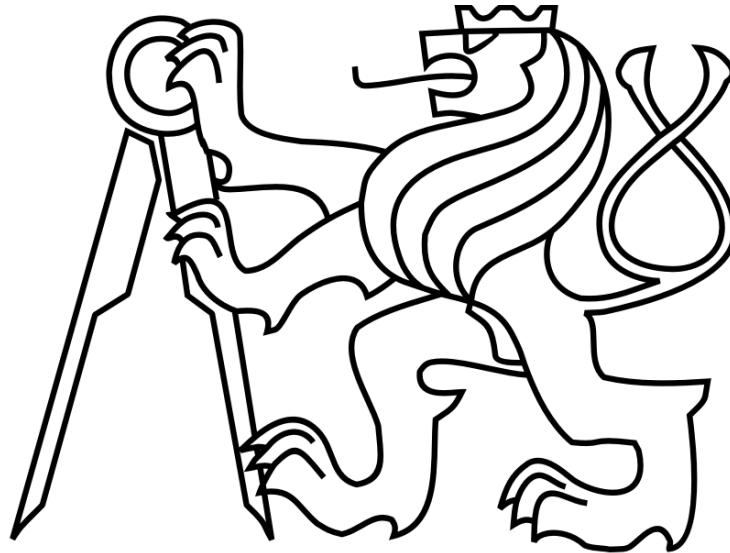


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky

Odbor mechaniky a mechatroniky



Disertační práce

# Optimalizace jízdy silničního motorového vozidla

Ing. Petr Denk

Studijní obor

Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí

Školitel

Prof. Ing. Zbyněk Šika, Ph.D.

2019

Praha

## **Anotace**

### **Optimalizace jízdy silničního motorového vozidla**

Disertační práce, kterou právě otevíráte, je zaměřena na návrh a vývoj optimalizační metody pro optimalizaci spotřeby hnací energie vozidla na základě předchozí znalosti jízdní trasy a jejích atributů. Celková spotřeba energie vozidla na jeho energetických vstupech je obecně funkcí tvaru a atributů jízdní dráhy a současně také strategií řízení toků energie mezi jednotlivými výkonovými agregáty vozidla. Tuto optimalizaci je možné provést pro vozidla poháněná pouze spalovacím motorem, pro vozidla poháněná pouze elektromotorem, nicméně v některých případech lze dosáhnout nejlepších výsledků optimalizace spotřeby pro vozidla s hybridním pohonem.

V této disertační práci je v první řadě představen a testován princip analýzy jízdní trasy vycházející z běžných GPS navigačních dat, jehož výstupem je rozdělení trasy na menší úseky, ve kterých je následně generován optimalizovaný rychlostní profil.

V druhé řadě je zde představen algoritmus optimalizace navržený pro spojenou optimalizaci podélné dynamiky vozidla a toku energií mezi jednotlivými agregáty vozidla. Cílem uvedené optimalizace je nalezení optimálního rychlostního profilu pro průjezd vozidla zvolenou jízdní trasou a zároveň optimalizace přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací motory vozidla.

Další část této disertační práce se věnuje vytvoření matematického modelu hybridního vozidla s paralelním uspořádáním hnacího agregátu, který zároveň obsahuje modely tepelných okruhů celého vozidla a spotřeb ostatních agregátů vozidla.

Poslední část disertační práce je zaměřena na testování celého optimalizačního algoritmu na zvolených testovacích trasách. Sledován je zejména průběh optimalizačního procesu vzhledem k rychlosti konvergence optimalizační metody.

**Klíčová slova:** hybridní elektrické vozidlo, eco-driving, vícekritériální optimalizace

# **Abstract**

## **Optimization of the road vehicle driving**

The dissertation thesis, which you are just opening, is focused to the designing and developing an optimization method for optimizing the vehicle driving energy consumption based on previous knowledge of the route shape and its other attributes.

The total vehicle energy consumption on its energy inputs is in general function of the route shape and at the same time a strategy for controlling the energy flows between the various vehicle power units. The mentioned optimization can be designed for the vehicle powered by an internal combustion engine, for the vehicle powered by an electric motor only, but in some cases the best achievable optimization results of the energy consumption can be obtained for hybrid electric vehicle.

On the following pages is primarily introduced and tested the principle for driving route analysis based on common available GPS navigation data. The output from route analysis is dividing all route into smaller parts named "section" and in each mentioned sections is generated individual vehicle velocity profile for future optimization.

In the second part is introduced an optimization algorithm designed for the extended optimization based on connecting the vehicle longitudinal dynamics and the energy flow between vehicles power units. The aim of presented optimization is to find the optimum vehicle velocity profile and at the same time to optimize the redistribution of driving power between each considered vehicle motors.

The third part of this dissertation thesis presents the vehicle mathematical model for vehicle powered by the hybrid powertrain in parallel arrangement. The mathematical model currently contain also the mathematical models of all vehicle thermal circuits and other vehicle power auxiliary units.

The last part of presented dissertation thesis is focused on testing the whole optimization package on selected test data. One of the most important and monitored output is the speed value of optimization method convergence.

Keywords: hybrid electric vehicle, eco-driving, multicriterial optimization

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem zadanou disertační práci vypracoval samostatně, pouze s přispěním vedoucího disertační práce a konzultantů a používal jsem pouze literaturu v práci uvedenou. Prohlašuji, že nemám námitek proti využití výsledků této práce fakultou ani proti jejímu zveřejňování se souhlasem školitele.

V Praze 28. září 2019

.....

Ing. Petr Denk

## Poděkování

V první řadě patří největší poděkování školiteli prof. Ing. Zbyňku Šikovi, Ph.D. za nespočetné množství podnětů, myšlenek i usměrnění, kterými přispěl vůbec k samotnému vzniku této dizertační práce. Zvláštní poděkování mu patří také za velkou míru trpělivosti, se kterou aktivně přispíval každou radou i podnětem.

V řadě druhé náleží velké poděkování mojí rodině, které mě při bádání, testování algoritmů, i závěrečném sepsání této práce vždy velmi trpělivě podporovala.

V poděkování nesmím zapomenout také na všechny kolegy, kteří svou radou nebo účastí při psaní níže uvedených článků přispěli k podhalení několika tajemství úlohy eco-drivingu nejen pro vozidla s hybridním pohonem. Speciální poděkování patří prof. Ing. Janu Mackovi, DrSc. za neúnavnou podporu a neocenitelné informace směřující zejména k sestavení fyzikálního modelu vozidla použitého v této disertační práci.

Další poděkování již náleží Českému vysokému učení technickému, Fakultě strojní a zejména Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky za vytvoření velmi dobrého a prorůstového prostředí, kterým nemalou měrou podpořilo vznik této dizertační práce.

Závěrečné poděkování patří Evropské unii zastoupené dvojicí evropských výzkumných projektů, kterých jsem mohl být aktivní součástí. Prvním tímto projektem byl projekt Improve (2013-2016) – věnovaný úloze eco-drivingu rozvážkového vozidla s čistě elektrickým pohonem a druhým zmíněným projektem je projekt Advice (2017-2020) – věnovaný úloze eco-drivingu vozidel s hybridním pohonem.

# Obsah

Anotace .....	2
Abstract .....	3
Prohlášení.....	4
Poděkování .....	5
Obsah.....	6
Seznam použitého značení .....	9
Seznam zkratk .....	14
1. Úvod – od pazourku až k automobilu .....	16
2. Přehled současného stavu problematiky .....	22
2.1. Obecná úloha optimalizace jízdy vozidla.....	22
2.2. Vozidla s hybridními pohony (HEV) .....	25
2.2.1. Koncepty hnacích agregátů hybridních vozidel.....	25
2.2.2. Řízení pohonů hybridních vozidel .....	29
2.3. Řidič vozidla .....	30
2.4. Jízdní trasa vozidla a její parametry .....	31
2.5. Souhrnná úloha optimálního řízení vozidla .....	31
2.5.1. Základní asistenční navigační systémy.....	32
2.5.2. ACC (Adaptive Cruise Control).....	32
2.5.3. CACC (Cooperative Adaptive Cruise Control) .....	32
2.6. Základní asistenční navigační systémy v průmyslové praxi.....	34
2.6.1. PCC (Predictive Cruise Control) - DAF .....	34
2.6.2. Porsche InnoDrive.....	35
2.6.3. Shrnutí poznání o průmyslových řešeních.....	36
2.7. Základní asistenční navigační systémy v odborné literatuře .....	36
2.7.1. Asistenční systémy pro hybridní vozidla .....	36
2.7.2. Shrnutí poznání o tématu eco-drivingu v odborné literatuře.....	38
3. Cíle disertační práce.....	39
4. Definice a popis jízdní dráhy.....	41
4.1. Základní idea popisu jízdní dráhy .....	41
4.1.1. Idea tvorby jízdní dráhy – jízdní sekce .....	42
4.1.2. Vstupní navigační data a zvolené konstantní parametry sekcí....	43
4.2. Dělení jízdní trasy do sekcí – aplikace pro optimalizační úlohu.....	45
4.2.1. Dělení jízdní dráhy na jednotlivé úseky – tvorba jízdních sekcí..	46
5. Simulační model vozidla s hybridním pohonem .....	60
5.1. Obecná koncepce simulačního modelu vozidla .....	60

5.1.1.	Konstrukce simulačního modelu hybridního vozidla .....	62
5.1.2.	Úplný fyzikální model vozidla.....	66
5.2.	Tvorba fyzikálního modelu vozidla .....	69
5.2.1.	Jízdní odpory a podélná dynamika vozidla .....	69
5.2.2.	Sestavení pohybové rovnice pro podélnou dynamiku.....	70
5.2.3.	Fyzikální model převodů a spojky .....	73
5.2.4.	Fyzikální model jednotlivých motorů.....	77
5.2.1.	Fyzikální model vozidlové baterie.....	79
5.2.2.	Fyzikální model tepelných okruhů hybridního vozidla.....	82
5.2.3.	Regulace teploty v tepelných okruzích HEV .....	87
5.3.	Řídicí struktura simulačního modelu vozidla .....	88
5.4.	Ověření funkce simulačního modelu vozidla.....	96
6.	Koncept a provedení optimalizační úlohy .....	101
6.1.	Základní rozbor řešitelnosti optimalizační úlohy .....	102
6.1.1.	Kontrola průjezdu vozidla danou trasou .....	102
6.1.2.	Jednoznačnost řešení úlohy optimalizace.....	104
6.2.	Definice cílové funkce optimalizační úlohy .....	106
6.2.1.	Sestavení funkce celkového výkonu.....	108
6.3.	Konstrukce výpočetní metody optimalizační úlohy .....	110
6.4.	Optimalizační úloha globální úrovně optimalizace .....	112
6.4.1.	Parametrizace lokálního rychlostního profilu vozidla .....	114
6.5.	Optimalizační úloha lokální úrovně optimalizace .....	117
6.6.	Optimalizační algoritmy použité pro obě úrovně optimalizace ....	118
6.6.1.	Přehled vhodných optimalizačních řešičů .....	119
6.6.2.	Optimalizační algoritmy globální úrovně optimalizace.....	120
6.6.3.	Optimalizační algoritmy pro lokální úroveň optimalizace .....	121
6.6.4.	Počáteční volba optimalizačních řešičů .....	122
7.	Výsledky z použití optimalizačního algoritmu .....	124
7.1.	Ověřovací jízdní trasa.....	124
7.2.	Referenční Vozidlo.....	126
7.3.	Ověření funkce lokální optimalizační úrovně.....	127
7.3.1.	Ověření funkce lokální optimalizace pomocí <i>fminsearch</i> .....	127
7.3.2.	Ověření funkce lokální optimalizace optimalizací po částech....	128
7.3.3.	Ověření funkce lokální optimalizace pomocí <i>ga</i> .....	132
7.3.4.	Zhodnocení použitých optimalizačních metod .....	133
7.4.	Ověření funkce globální optimalizační úrovně .....	134
7.4.1.	Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=0$ .....	136
7.4.2.	Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=1$ .....	137
7.4.3.	Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=0,4$ .....	138
7.4.4.	Vyhodnocení ověření funkce globální optimalizační úrovně.....	141

7.5.	Ověření funkce celé optimalizační úlohy .....	142
7.5.1.	Ověření funkce celé optimalizace na sekcích 7 až 14 .....	142
7.6.	Modifikace optimalizačního algoritmu celé úlohy.....	145
7.6.1.	Ověřovací výpočty pro hybridní metodu optimalizace .....	146
7.6.2.	Další provedené výpočty .....	152
8.	Důsledky pro vědu a průmyslovou praxi .....	158
8.1.	Důsledky pro vědu .....	158
8.2.	Důsledky pro průmyslovou praxi .....	158
9.	Závěr .....	160
10.	Literatura.....	163
10.1.	Použitá literatura.....	163
10.2.	Přehled publikací autora zveřejňující disertační práci.....	174
10.2.1.	Publikace uvedené v databázi Scopus - články .....	174
10.2.2.	Publikace uvedené v databázi Scopus – konferenční publikace	175
10.2.3.	Ostatní publikace – články .....	175
10.2.4.	Ostatní publikace – konference s mezinárodní účastí.....	175
10.2.5.	Ostatní publikace – ostatní konference .....	176



## Seznam použitého značení

veličina	jednotka	popis
<b>kapitola 4</b>		
$\alpha_n$	$^\circ$	směrový úhel trasy
$ID_{side}$	1	směrový identifikátor
$n_{bod}$	1	počet bodů filtrace směrových vektorů
$l_{vozidla}$	$m$	délka vozidla
$D_p$	$m$	vzdálenost následujících navigačních bodů
$l_{sekce}$	$m$	délka jízdní sekce
$f_{comfort}$	1	součinitel komfortu jízdy
$v_{comfort}$	$m/s$	komfortní rychlost vozidla
$v_{max\ physical}$	$m/s$	fyzikální rychlostní limit
$F_x$	$N$	vodorovná složka síly
$m_{veh}$	$kg$	hmotnost vozidla
$a_{ods}$	$m/s^2$	odstředivé zrychlení
$v$	$m/s$	podélná rychlost vozidla
$r$	$m$	poloměr zatáčení vozidla
$N$	$N$	normálová síla
$\theta$	$^\circ$	úhel náklonu vozovky
$\mu_s$	1	součinitel smykového tření pneumatiky
$F_y$	$N$	svislá složka síly
$g$	$m/s^2$	gravitační zrychlení
<b>kapitola 5</b>		
$n_{dof}$	1	počet stupňů volnosti
$n_{těl}$	1	počet těles soustavy
$\omega_w$	$rad/s$	úhlová rychlost vozidlových kol
$v$	$m/s$	podélná rychlost vozidla
$r_w$	$m$	dynamický poloměr kola
$\omega_g$	$rad/s$	úhlová rychlost spojovacího hřídele
$p_{roz}$	1	převodový poměr rozvodovky
$\omega_m$	$rad/s$	úhlová rychlost motoru
$p_{přev}$	1	vektor převodových poměrů převodovky

$E_k$	$J$	kinetická energie
$q$	$m$	zobecněná souřadnice
$Q$	$N$	zobecněná síla
$m_{veh}$	$kg$	hmotnost vozidla
$m_{whe}$	$kg$	hmotnost vozidlového kola
$\mathbf{m}_{veh}$	$kg$	vektor redukované hmotnosti vozidla
$m_{mot}$	$kg$	hmotnost hnacího agregátu
$m_{load}$	$kg$	hmotnost nákladu
$m_{body}$	$kg$	hmotnost karosérie vozidla
$m_{red}$	$kg$	redukovaná hmotnost vozidla
$I_w$	$kgm^2$	moment setrvačnosti vozidlového kola
$I_p$	$kgm^2$	moment setrvačnosti převodovky
$I_m$	$kgm^2$	moment setrvačnosti motoru
$m_{red}$	$kg$	redukovaná hmotnost vozidla
$x$	$m$	zobecněná poloha
$a_{veh}$	$m/s^2$	podélné zrychlení vozidla
$F_{aer}$	$N$	skalární složka vektoru aerodynamické síly
$G$	$N$	tíha vozidla
$M_{val}$	$Nm$	valivý odpor vozidlových kol
$M_b$	$Nm$	brzdný moment vozidlových kol
$M_h$	$Nm$	hnací moment vozidlových kol
$R_{aer}$	$N$	aerodynamický odpor vozidla
$R_G$	$N$	tíhový odpor vozidla
$R_{roll}$	$N$	valivý odpor vozidla
$R_{brake}$	$N$	brzdný odpor vozidla
$R_{drive}$	$N$	odpor zrychlení vozidla
$\eta_{gear}$	$1$	účinnost převodů
$\boldsymbol{\eta}_{gear}$	$1$	vektor celkové účinnosti převodů pro všechny převody
$M_{rek}$	$Nm$	rekuperační moment na vozidlových kolech
$M_{brake front}$	$Nm$	brzdný moment na vozidlovém kole předním
$M_{brake rear}$	$Nm$	brzdný moment na vozidlovém kole zadním
$S_{front}$	$m^2$	čelní plocha vozidla

$\rho_{air}$	$kg/m^3$	hustota vzduchu
$c_x$	1	součinitel aerodynamického odporu
$v_{air}$	$m/s$	skalární složka náběhové rychlosti vzduchu
$M_c input$	$Nm$	vstupní hnací moment na spojce
$M_c output$	$Nm$	výstupní hnací moment na spojce
$\omega_c input$	$rad/s$	vstupní úhlová rychlost na spojce
$\omega_c output$	$rad/s$	výstupní úhlová rychlost na spojce
$\eta_{cl}$	1	účinnost spojky
$P_{loss M/G}$	$W$	ztrátový výkon na motoru / generátoru
$A_{kl}$	1	koeficienty regresní funkce
$x_m, y_m, z_m$	1	exponenty regresní funkce
$P_{rel}$	1	relativní výkon
$\omega_{rel}$	1	relativní úhlová rychlost
$P_{rel M}$	1	relativní výkon motoru
$P_{clutch}$	$W$	výkon na spojce
$P_{nom}$	$W$	nominální výkon motoru
$\omega_{mot}$	$rad/s$	úhlová rychlost motoru
$\omega_{nom}$	$rad/s$	nominální úhlová rychlost motoru
$n_{mot}$	$1/min$	otáčky motoru
$n_{nom}$	$1/min$	nominální otáčky motoru
$P_{celk}$	$W$	celkový výkon obvodu
$P_{acu}$	$W$	výkon baterie
$P_e$	$W$	ztrátový výkon baterie
$P$	$W$	zobecněný elektrický výkon
$U$	$V$	elektromotorické napětí
$I$	$A$	zobecněný elektrický proud
$I_{Ri}$	$A$	elektrický proud tekoucí zdrojem
$I_{Re}$	$A$	elektrický proud tekoucí obvodem
$R_{acu}$	$\Omega$	vnitřní odpor baterie
$U_{sv}$	$V$	svorkové napětí baterie
$S_{oc}$	%	stav nabití baterie
$C$	$kWh$	kapacita baterie

$m_m$	kg	hmotnost ICE
$c_{pm}$	J/kg K	měrná tepelná kapacita tělesa ICE
$T_m$	K	teplota tělesa ICE
$P_{loss\ ICE}$	W	ztrátový výkon ICE
$k_c$	W/(K m <sup>2</sup> )	součinitel přestupu tepla
$S_c$	m <sup>2</sup>	velikost teplosměnné plochy tělesa ICE
$T_{cm}$	K	teplota chladicího média ICE
$t$	s	zobecněný čas
$m_{cm}$	kg	hmotnost chladicího média ICE
$c_{pmM}$	J/kg K	měrná tepelná kapacita chladicího média ICE
$T_{cm}$	K	teplota chladicího média ICE
$P_{HVAC\ req}$	W	požadovaný výkon topení z ICE
$k_c$	W/(K m <sup>2</sup> )	součinitel přestupu tepla
$S_c$	m <sup>2</sup>	velikost teplosměnné plochy tělesa ICE
$T_{air}$	K	teplota chladicího média ICE
$m_{mCB}$	kg	hmotnost karosérie
$c_{pCB}$	J/kg K	měrná tepelná kapacita karosérie
$T_{CB}$	K	teplota vzduchu v kabině
$P_{AC\ batt}$	W	výkon klimatizační jednotky
$P_H\ batt$	W	výkon elektrické topné jednotky
$k_{Q\ CB}$	W/(K m <sup>2</sup> )	součinitel přestupu tepla kabiny
$S_{Q\ CB}$	m <sup>2</sup>	velikost teplosměnné plochy kabiny
$m_{batt}$	kg	hmotnost baterie
$c_{p\ batt}$	J/kg K	měrná tepelná kapacita baterie
$T_{batt}$	K	teplota baterie
$k_{batt}$	W/(K m <sup>2</sup> )	součinitel přestupu tepla baterie
$S_{batt}$	m <sup>2</sup>	velikost teplosměnné plochy baterie
$T_{cm\ batt}$	K	teplota chladicího média baterie
$m_{c\ acu}$	kg	hmotnost chladicího média baterie
$c_{p\ acu}$	J/kg K	měrná tepelná kapacita chlazení baterie
$T_{cm\ batt}$	K	teplota chladicího média baterie
$k_{acu}$	W/(K m <sup>2</sup> )	součinitel přestupu tepla chladicího okruhu baterie

$S_{acu}$	$m^2$	velikost teplosměnné plochy chladicího okruhu baterie
$P_{cool\ acu}$	$W$	výkon klimatizační jednotky baterie
$P_{heat\ acu}$	$W$	výkon topné jednotky baterie
$m_{EM}$	$kg$	hmotnost tělesa elektromotoru
$c_{p\ EM}$	$J/kg\ K$	měrná tepelná kapacita tělesa elektromotoru
$T_{EM}$	$K$	teplota tělesa elektromotoru
$k_{EM}$	$W/(K\ m^2)$	součinitel přestupu tepla tělesa elektromotoru
$S_{EM}$	$m^2$	velikost teplosměnné plochy tělesa elektromotoru
$P_{loss\ EM}$	$W$	ztrátový výkon elektromotoru
$T_{cEM}$	$K$	teplota chladicího média elektromotoru
$m_{cEM}$	$kg$	hmotnost chladicího média elektromotoru
$c_{pc\ EM}$	$J/kg\ K$	měrná tepelná kapacita chladicího média elektromotoru
$T_{c\ EM}$	$K$	teplota chladicího média elektromotoru
$k_{c\ EM}$	$W/(K\ m^2)$	součinitel přestupu tepla chladicího okruhu EM
$S_{c\ EM}$	$m^2$	velikost teplosměnné plochy chlazení elektromotoru
<b>kapitola 6</b>		
$E_{source}$	$J$	spotřebovaná energie primárních zdrojů
$P_{source}$	$W$	výkon primárních zdrojů
$t$	$s$	integrační čas
$P_{veh}$	$W$	výkon mezi jednotlivým agregáty vozidla
$P_G$	$W$	výkon generátoru
$P_W$	$W$	výkon na kolech
$\eta_{ICE}$	$1$	účinnost spalovacího motoru
$\eta_{EM}$	$1$	účinnost elektromotoru
$\eta_{gear}$	$1$	účinnost převodů
$P_{HVAC\ el}$	$W$	výkon elektrického topení
$P_{aux}$	$W$	výkon pomocných agregátů
$P_{EM\ mech}$	$W$	mechanický výkon elektromotoru
$P_{ICE\ mech}$	$W$	mechanický výkon spalovacího motoru
$P_{EM\ ther}$	$W$	tepelný výkon elektromotoru
$P_{ICE\ ther}$	$W$	tepelný výkon spalovacího motoru
$P_{loss\ ICE}$	$W$	ztrátový výkon spalovacího motoru

$P_{loss EM}$	W	ztrátový výkon elektromotoru
$P_{HVAC/AC el}$	W	výkon elektrického topení a klimatizace
$P_{idle}$	W	volnoběžný výkon spalovacího motoru
$v_1$	m/s	rychlost na počátku sekce
$a_a$	m/s <sup>2</sup>	hodnota zrychlení v sekci
$s_a$	m	délka fáze zrychlení vozidla
$s_d$	m	délka fáze zpomalení vozidla
$a_d$	m/s <sup>2</sup>	hodnota zpomalení v sekci
$v_4$	m/s	rychlost na konci sekce
$s_{sec}$	m	délka sekce
$a_{a max}$	m/s <sup>2</sup>	maximální hodnota zrychlení v sekci
$a_{d max}$	m/s <sup>2</sup>	maximální hodnota zpomalení v sekci
$v_{max section}$	m/s	maximální rychlost v sekci
$v_2$	m/s	rychlost konstantní jízdy v sekci
<b>kapitola 7</b>		
$E_{source}$	J	spotřebovaná energie primárních zdrojů
$P_{diference}$	%	percentuálně diference
$VH$	-	vážená hodnota
$V_{op}$	-	vážená hodnota optimalizačního parametru

## Seznam zkratk

ABS	Anti Block System / Protiblokovací systém
ESP	Electronic Stability Program / Elektronický stabilizační systém
HEV	Hybrid Electric Vehicle / Hybridní elektrické vozidlo
PHEV	Plug-in HEV / Plug-in Hybridné elektrické vozidlo
ACC	Adaptive Cruise Control / Adaptivní tempomat
CACC	Cooperative ACC / Koperující adaptivní tempomat
PCC	Predictive Cruise Control / Prediktivně řízený tempomat
SOC	State Of Charge / stav nabití baterie
SUMO	Simulation of Urban Mobility / Simulace městského provozu
LPG	Liquid Petrol Gas / Zkapalněný plyn
CNG	Compressed Natural Gas / Stlačený zemní plyn

ICE	Internal Combustion Engine / spalovací motor
EM	Electric motor / elektromotor
TCU	Transmission Control Unit / Rozdělovací převodovka
B	Battery / Vozidlová baterie
GU	Gearbox unit / Vozidlová převodovka
D	Differential / Rozvodovka poháněné nápravy
HMI	Human Machine Interface / komunikační rozhraní člověk - stroj
V2I	Vehicle to Infrastructure / komunikace vozidla a infrastruktury
V2V	Vehicle to Vehicle / komunikace více vozidel mezi sebou
MCU	Motor Control Unit / Řídící jednotka pohonu
DDP	Discrete Dynamics Programming / Diskrétní dynamické programování
MPC	Model Predictive Control / Prediktivní řízení
LQR	Linear Quadratic regulator/ Lineární kvadratický regulátor
SOH	State Of Health / Stav opotřebení akumulátoru
CF	Cílová funkce

## 1. Úvod – od pazourku až k automobilu

Touha po vědění, vynalézání, vylepšování, zmenšování námahy i zvyšování životního standardu provází lidstvo po celé jeho dějiny. Někdy tuto touhu pohání pouhá radost z nového poznatku, jindy důvody pragmatičtější – již zmíněné zlepšení komfortu života člověka, ale můžeme najít i zcela odlišné motivace k získávání poznání, které často souvisejí s temnějšími částmi lidského smýšlení – válkami. Válčilo se vždy a válčí se bohužel i dnes. Důvody k válkám jsou opět různé, avšak i samotné vědění může být zdrojem válek a to válek vojenských i válek ekonomických. Každé nové poznání tak lidstvu na jednu stranu přispívá k vyřešení do té doby nezodpovězených otázek, ale také s sebou nese velké důsledky myšlenkové, sociální i ekonomické.

V každé takové době vždy dominoval nějaký lidstvu důležitý vynález, který svou dobu ovládl a podle kterého se často ono období historie lidstva i nazývá. V historii tedy můžeme najít dobu kamennou, ve které byl hlavním vynálezem pazourek, který sloužil jako ostří primitivních řezných a bodných nástrojů. Následovala doba bronzová a poté doba železná, které jsou opět ovlivněny jedním konkrétním vynálezem – vynálezem nového technického materiálu. Postupem času se s rozvojem nových materiálů taktéž přirozeně rozvíjelo odvětví jejich zpracování – technologie i způsob jejich využití pro konstrukci jednoduchých a poté složitějších strojů založených vždy na konceptu jednotlivého mechanismu nebo soustavy mechanismů. Postupným vývojem jednoduchých a složitějších mechanismů se začal utvářet samostatný vědní obor – strojní inženýrství, které do sebe soustřeďovalo poznatky veškerých technických věd a ze kterých vždy vyplynuly velké vynálezy, ovlivňující po další desítky let celé lidstvo. Z moderní historie stojí určitě za zmínku století devatenácté, v dějinách často označované jako „století páry“, které lidstvu nabídlo možnosti prvních využitelných periodicky pracujících tepelných motorů – parních strojů. Parní stroje poté našly své uplatnění v mnoha oborech, od těžebního a výrobního průmyslu až k dopravě po železnici. Doprava po železnici znamenala pro lidstvo obrovský krok ke „zkrácení“ vzdáleností mezi jednotlivými místy, a otevřela se tak pomyslná cesta k rychlé přepravě lidí i věcí na velké vzdálenosti. Zároveň se železnicí se podél železničních kolejí stavělo telegrafní vedení, které předznamenalo věk dálkové komunikace pomocí méně či více sofistikovaných komunikačních prostředků.

Stejně jako století devatenácté ovlivnil vynález parního stroje a jeho využití pro velkokapacitní přepravu nákladu a hromadnou dopravu osob, ovlivnil dvacáté století vynález Ottova spalovacího motoru a jeho následné využití, tentokrát již zejména k individuální dopravě pomocí motocyklů či automobilů. Století devatenácté proto bylo nejvíce poznamenáno stavbou železničních tratí, vyžadující nemalé terénní úpravy zemského povrchu, stavbu mostů a tunelů, poté století dvacáté a rozvoj silniční



dopravy znamenalo svůj věk postupnou stavební úpravu původně prашných a blátivých cest pro koňské povozy v cesty štěrkové, později dlážděné až asfaltové, ovšem s omezenou kapacitou provozu, danou zejména rozměry vzniklé komunikace a možnou nebo dovolenou přepravní rychlostí vozidel po této komunikaci. Od počátku 20. století se tak motocykl a později automobil staly dostupným snem snad každého člověka, který se v dnešních dnech přerodil bezmála v potřebou. Tato potřeba však znamenala a znamená pro současnou společnost velkou výzvu spočívající ve zvládnání hustoty provozu v okamžiku, kdy každý může jezdit po veřejných komunikacích bez omezení a bez ohledu na kapacitní možnosti dané komunikace. Další velkou a neoddelitelnou výzvou pro lidstvo v souvislosti s individuální dopravou je redukce spotřeby hnací energie vozidla, a tak zároveň snižování ekologické zátěže vyplývající z provozu všech vozidel.

Druhým velkým vynálezem, ovlivňujícím současné lidské osudy, je vynález počítače a spojování počítačů do společné sítě – internetu. Tento vynález dal lidstvu obrovské možnosti v komunikaci, ale také zcela změnil po staletí zavedené sociální i ekonomické pojmy. Například sociální pojetí pojmu „přátelství“ je dnes pojmem, které vzniká spíše na sociálních sítích bez jakékoli fyzické přítomnosti obou zúčastněných. Stejným způsobem se však změnil i pojem moderního nakupování – od nutné osobní návštěvy jednoho z nejbližších specializovaných obchodů, až k možnostem virtuálního nákupu zboží pomocí e-shopu s doručením i přes polovinu zeměkoule pomocí expedičních služeb [1].

Celá tato přeměna lidského vnímání světa a obchodu s sebou přinesla další a další nároky na přepravu nejen silniční, neboť dnešní cesta zboží je často mnohem delší, než bývala v období distribuce přes pevnou distribuční síť. Velká část této přepravy však je právě dopravou po silnici pomocí automobilů a to ať již velkokapacitní pomocí nákladních vozidel, nebo individuální pomocí menších rozvážkových vozidel.

Posledním velkým krokem lidstva, které změnilo vnímání současného světa, znamenal vznik oboru spojujícího strojírenství s elektrotechnikou a také řízením. Nově vzniklý obor byl nazván „mechatronika“. Mechatronika dala současnému člověku mnoho možností jak provádět činy do té doby nemožné, za které lze považovat například strojní obrábění složitých tvarů, řízenou mechatronickou tuhost nebo lety do vesmíru. Vznik mechatroniky jako samostatného oboru lze datovat asi někdy do přelomu 60. a 70. let 20. století, kdy mechanické programátory vyšivacích šicích strojů postupně nahradilo řešení mechatronické, založené na použití více pohonů a jejich společné řízení pomocí ovládacího elektronického programátoru. Postupně se od šicích strojů přecházelo ke komplikovanějšímu řízení jiných mechanických strojů, které vedlo až k současné robotizaci a automatizaci v mnoha odvětvích. Avšak ani automobil a jeho konstrukce nezůstaly z pohledu mechatroniky opomíjeny a zde je nutné podotknout, že dnešní strojírenští odborníci často uvádí pojem automobilu jako nejmechatroničtější věci našeho současného všedního života. Příklady

mechatronických celků v automobilu jsou vidět od velmi jednoduchých typu elektricky stahovaných okének s vícenásobným řízením přes složitější celky, zahrnující různé asistenční systémy typu ABS či ESP, až po složité systémy například pro pokročilé sledování okolí vozu a navazující automatické parkovací systémy.

Zvláštní pozornost v úvahách o současné konstrukci silničních dopravních prostředků a jejich řízení si ale také zaslouží otázka pohonu a hnací energie pro silniční přepravu. Na jednu stranu jsou možnosti konstrukce automobilu značně omezené dostupnými typy hromadně použitelných motorů, na druhou stranu jsou také velmi omezené možnosti zdrojů energie, vycházející buď z možností jejího získávání, nebo uchovávání. V současné době v silniční dopravě dominují motory tepelné – spalovací, pro něž jsou používána zejména paliva fosilní. Poslední dobou se však znovu dostávají do popředí i motory elektrické, jejichž plošné použití je ovšem omezeno možnostmi uchovávání energie v chemických člancích – bateriích i jejího získávání. Z hlediska vlastního pohonu vozidla je možné postavit vozidlo buď pouze s motorem spalovacím, nebo pouze s motorem elektrickým. Oba zmíněné principy s sebou nesou určité výhody, nevýhody i omezení, a můžou se tak na první pohled jevit prakticky jako ekvivalentní. Mezi těmito uvažovanými pohony však existuje jeden velmi zásadní fyzikální rozdíl, spočívající právě v získávání potřebných zdrojů energií. Porovnáme-li totiž spalovací motor a elektromotor z pohledu nabízených možností zpětné přeměny energie z mechanické na původní ukládanou v palivových zásobnících, tuto možnost zpětné rekuperace nalezneme právě a pouze u elektromotorů. Tento rozdíl by se mohl zdát rozhodujícím pro volbu hnacího agregátu vozidla, ovšem elektrický pohon s sebou přináší nejen zmíněnou problematiku baterií, jejich výroby, kapacity, životnosti, ale také způsoby velkoobjemové výroby samotných baterií i elektrické energie, dnes nejčastěji získávané z fosilních paliv (v Evropě je podíl elektrické energie vyráběné z fosilních paliv cca 72,6 % hrubé domácí spotřeby v roce 2015 [2]). Není tedy v současné době možné říci, který z uvedených typů pohonů je univerzální nebo všeobecně lepší. Nabízí se ale možnost, spojit vlastnosti obou uvedených motorů v jednom hnacím agregátu a vytvořit tak vozidlo s takzvaným „hybridním pohonem“. Vozidla s hybridním pohonem svou konstrukcí umožňují využití více druhů hnací energie, ať už se jedná o fosilní palivo nebo elektrickou energii. Chytrým řízením toku různých energií mezi jednotlivými separátními energetickými agregáty hybridního vozidla je ale zároveň možné docílit snížení celkové spotřeby hnací energie. Budeme-li se pro tento okamžik zabývat studiem spotřeby energie vozidla za jízdy, pak dalším a velmi důležitým prvkem je jízdní dráha.

Jízdní dráha vzniká vždy z počátečního a cílového bodu, případně může obsahovat i pevný bod mezi počátečním a cílovým bodem, nicméně jakákoli trasa vozidla je vždy omezena vlastnostmi a možnostmi silniční sítě. Mezi počátečním a koncovým bodem je tedy možné nalézt pouze omezenou množinu použitelných jízdních tras, jejichž počet je přímo úměrný hustotě silniční sítě v daném okolí

počátečního a cílového bodu. Pro každou trasu z této skupiny je z mapových podkladů možné najít skutečný tvar vozovky, průběh stoupání vozovky, průběh legislativního rychlostního omezení a mnoho dalších velice důležitých atributů trasy.

Uvedená velmi silná vazba mezi skupinou možných tras a jejich neměnných vlastností zároveň umožňuje dva přístupy v hledání minimální spotřeby energie vozidla při jízdě mezi zvoleným počátečním a cílovým bodem. Za první možný přístup lze považovat přístup hledání nejvhodnější trasy. Hlavním kritériem pro nalezení této trasy je nejmenší spotřeba energie vozidla při jejím průjezdu. Tento přístup je v literatuře znám pod pojmem „eco-routing“. Na tomto místě je zároveň nutné podotknout, že optimální trasa je vyhledávána pro předem definované jízdní chování vozidla, reprezentované průběhem rychlosti podél dané trasy. Tento rychlostní profil vždy vychází z nějaké sestavy pravidel, které jsou přiřazena pro místní atributy hledané trasy [3]. Druhým možným přístupem v optimalizaci spotřeby paliva je přístup opačný, kdy je předem zvolena jedna trasa z množiny možných a předmětem optimalizace se stává hledání optimálního jízdního chování vozidla. Jízdní chování vozidla je majoritně reprezentováno průběhem rychlosti vozidla a v případě hybridního vozidla také průběhem využití hnacího výkonu z jednoho nebo druhého hnacího motoru. Pro takto definovanou optimalizační úlohu se v literatuře ujal pojem „eco-driving“ [4] [5].

Výše byly představeny dva přístupy, jak pro dané vozidlo a pro počáteční a cílový bod nalézt přepravní itinerář vedoucí k minimalizaci spotřeby energie. Stejně jako v případě diskuze nad nejvhodnějším hnacím agregátem vozidla, ani zde není možné určit, který z uvedených přístupů je lepší pro optimalizaci. O vhodnosti opět rozhodují parametry konkrétního vozidla, konkrétní trasy a další atributy specifické vždy pro každý případ. Pro správnou volbu jednoho z představených přístupů pro konkrétní trasu je však výhodné sledovat omezující podmínky pro použití dané metody a zároveň uvažovanou opakovatelnost průjezdu vozidla touto trasou.

Sledujme nyní dvojici velmi odlišných případů, které ve svém důsledku povedou k jednoznačnému použití jedné nebo druhé metody. Prvním sledovaným případem je autobus hromadné dopravy osob, který opakovaně jezdí po stejné trase s povinností zastávek ve vymezených místech. Při návrhu trasy průjezdu autobusu je vždy dána přibližná trasa průjezdu, kterou definují zvolené autobusové zastávky. Možných tras při průjezdu autobusu mezi těmito zastávkami však může být větší množství. Pro každou tuto trasu lze prakticky jednoznačně přiřadit průběh rychlosti vozidla a tím zároveň jednoznačně určit pro danou trasu spotřebu hnací energie. Průběh rychlosti jízdy vozidla pro tyto trasy je majoritně ovlivněn aktuální dopravní situací na dané trase, která se mění i s průjezdem v daný okamžik dne. U opakujících se jízd je však možné tento průběh velmi přesně určit, například pomocí průjezdního měření zkušební vozidla. Velmi dobrá znalost průběhu rychlosti jízdy na uvažovaných trasách (i s ohledem na denní dobu) a zároveň možnost výběru z množiny použitelných

tras přímo předurčí celou úlohu optimalizace pro přístup pomocí vyhledávání optimální trasy zvaný eco-routing. Velmi tomu napomáhá také fakt, že představená úloha je reprezentantem jízdnicích tras na krátké vzdálenosti, kde s přihlédnutím k aktuální provozní situaci je pro spotřebu spíše rozhodující zvolená trasa než průjezdní rychlostní profil (většinou dochází k jízdě maximální možnou rychlostí).

Druhým sledovaným případem je individuální průjezd osobního nebo nákladního vozidla při jízdě mezi počátečním a cílovým bodem, které jsou od sebe ve velké vzdálenosti. V porovnání s dříve zmíněným případem autobusu místní přepravy jsou zde dva významné atributy odlišné. Prvním atributem je individuální průjezd trasy, který ve svém důsledku znamená předchozí nedostatečnou znalost průběhu jízdy a k tomu navázaného rychlostního profilu. Druhým tímto atributem je velká vzdálenost mezi počátečním a cílovým bodem. Čím větší je vzdálenost mezi uvedenými body, tím menší je zároveň množina možných tras. Uvedeme-li to na příkladu jízdy mezi Prahou a Brnem, pak je možné najít jen zhruba dvojici možných tras, přičemž jedna vede po dálnici D1 a druhá po silnicích prvních tříd například přes Kolín, Havlíčkův Brod, Žďár nad Sázavou a Tišnov. Množina možných tras může být dále omezena i dalšími atributy. Například pro nákladní vozidla je množina možných tras dále omezena kritériem maximální hmotnosti nebo kritérii maximálních rozměrů vozidla. Nežádka to vede k případům, kdy existuje pouze jediná jízdnicí trasa. Vzhledem k velmi malé množině možných tras pro zmíněný případ a často jejich výrazné provozní odlišnosti (z hlediska atributů trasy) je konečná volba trasy často jednoduchá a jednoznačná. Prostor pro optimalizaci spotřeby se tak otevírá pouze v možnostech řízení provozu vozidla, zejména v optimalizaci průběhu rychlosti vozidla podél jízdnicí trasy. Úloha takto definovaná je přímo úlohou eco-drivingu, pro kterou je vstupní trasu možné s výhodou použít trasu získanou z komerčních navigačních softwarů. Na tomto místě je zároveň nutné podotknout, že úloha optimalizace metodou eco-drivingu není jen úlohou pro vozidla v silniční dopravě, avšak své majoritní uplatnění nachází také v dopravě železniční [6]. Zároveň je důležité dodat, že ač je úloha eco-drivingu v silniční a drážní dopravě formálně totožná, výrazné rozdíly jsou v interpretaci rychlostního profilu a uvažování rozdílných jízdnicích režimů (v drážní dopravě typicky jízda s maximálním zrychlením a následným výběhem, která je však možná pouze u vozidel, která mají preferovaný průjezd danou trasou). Uvedené rozdíly proto prakticky znemožňují použití stejných optimalizačních algoritmů pro úlohu eco-drivingu v silniční a železniční dopravě.

Obě zmíněné základní úlohy optimalizace spotřeby energie jsou svou povahou a konstrukcí natolik odlišné, že není prakticky možné je spojit v jednu ucelenou úlohu, která bude zároveň hledat optimální trasu a zároveň optimální průjezdní rychlostní profil. Všeobecné využití pro individuální dopravu však najde spíše úloha eco-drivingu, již je nadále možné implementovat jako samostatný celek do stávajícího

navigačního systému. Zároveň se jejím výstupem může stát jakýkoli asistent pro řízení okamžité rychlosti vozidla.

Následující disertační práce bude zaměřena na možnosti optimalizace spotřeby hnací energie silničních motorových vozidel metodou „eco-drivingu“, přičemž jako referenční vozidlo optimalizace bude uvažováno vozidlo s hnacím agregátem tvořeným kombinací spalovacího motoru a elektromotoru, který v obecné rovině tvoří hnací agregát nazývaný „hybridní hnací agregát“.

## 2. Přehled současného stavu problematiky

### 2.1. Obecná úloha optimalizace jízdy vozidla

Obecnou optimalizací průjezdu vozidla danou trajektorií se od počátku dopravy zabývalo a zabývá mnoho studií vznikajících v kruzích akademických a v nemalé míře i v kruzích průmyslových. Cíle takové optimalizace však byly a jsou často velmi rozdílné. Za jeden z možných cílů můžeme považovat minimalizaci času při průjezdu vozidla danou trasou při zvolených parametrech vozidla nebo jinou optimalizaci jeho podélného dynamického chování – například optimalizaci podélného zrychlení pro některé jízdní manévry [7]. Tento cíl se uplatní zejména v okruhových závodech, kde je trasa předem velmi dobře známa, popsána a s šířkou jízdního pruhu prakticky neměnná. Dalším cílem optimalizace však může být i optimalizace průjezdu vozidla danou trajektorií s přihlédnutím k jeho nadlimitním rozměrům, která vede k nalezení optimální trajektorie vzhledem k rozměrům vozidla a vozovky [8]. Posledními a v současné době asi nejvíce sledovanými cíli optimalizace průjezdu vozidla jsou cíle vedoucí k minimalizaci spotřeby hnací energie a s tím související minimalizace emisí CO<sub>2</sub> a NO<sub>x</sub> u vozidel poháněných spalovacím motorem [9], nebo již zmíněná minimalizace spotřeby u vozidel poháněných elektromotorem [10]. Některé studie se dále věnují i porovnání možností úspory energie metodou eco-drivingu pro vozidla poháněná výlučně spalovacím motorem nebo elektromotorem [11]. Ač se na první pohled zdá, že se jedná o naprosto rozdílné optimalizace s rozdílnými cíli a rozdílnými atributy, není toto tvrzení zcela pravdivé. Všechny tyto optimalizace totiž spojují dvě základní skutečnosti [12]:

- a) jízdní dráha a její dobrá znalost
- b) matematický model vozidla uzpůsobený pro optimalizační úlohu

Uvedené dvě spojitosti všech zmíněných úloh, ač hledajících různá optima, zároveň znamenají, že je třeba sledovat v literatuře více různých a zdánlivě nesouvisejících směrů, nikoli jen směr vedoucí čistě k úlohám eco-drivingu. Prvním směrem je určitě jízdní trasa a její všeobecný popis, druhým samotné vozidlo, jeho konstrukce, omezení a další. Následně je nutné sledovat směry vedoucí k řešení různých úloh, které úzce spojují vlastnosti vozidla a jízdní trasy, bez ohledu například na cíle optimalizace (viz například [8]). Obdobně je vhodné sledovat i optimalizace se stejným cílem, avšak pro jiné typy pohonů, v tomto případě separátně pohonů elektrických, pohonů spalovacím motorem a na závěr též pohonů hybridních.

Jak již však bylo naznačeno v úvodu, následující disertační práce sleduje právě poslední z uvedených cílů a je úžeji zaměřená na optimalizaci spotřeby energie metodou eco-drivingu. V první řadě je tedy nutné vymezit všeobecný pojem „eco-driving“ v odborné literatuře a dále sledovat veškeré možnosti, které nabízí.

Základní definice eco-drivingu nejčastěji užívaná v literatuře je následující [13]:

*„Eco-driving je metoda, soustředující do sebe různé techniky, s cílem snížení spotřeby energie“.*

Uvedená obecná definice eco-drivingu přímo nepoukazuje na konkrétní možnosti, které je možné využít k minimalizaci spotřeby hnací energie. V prvním a nejobecnějším přiblížení je proto nutné vnímat skutečnost, že vozidlo při jakémkoli průjezdu zvolenou trasou je vzájemně vázanou soustavou různých individuálních celků (vozidlo, vozovka, řidič), jejichž souborné chování je dáno jednak vlastními parametry jednotlivých uvažovaných celků, jednak také souborným řízením celé této soustavy [14].

Prvním celkem je jízdní trasa, reprezentovaná v první řadě trajektorií jízdního pruhu, ale také legislativním a fyzikálním rychlostním omezením průjezdu vozidla, vlivy počasí nebo aktuální provozní situací na dané trase. Nutno zde také připomenout, že pro úlohu eco-drivingu je tato trasa předem dána a je neměnná, proto je její vliv na celou optimalizační úlohu omezen zejména na velmi dobrou znalost jejích dílčích atributů, jako jsou například poloměr křivosti, adhezní podmínky, teplota okolního vzduchu, ale také hustota dopravy a další.

Jako druhý separátní celek v optimalizaci vystupuje vlastní uvažované vozidlo, jeho fyzikální parametry a omezení, které se vztahují k průjezdu vozidla uvažovanou trasou. Zvláštní zřetel je třeba u vozidel klást na konstrukci a parametry hnacího agregátu a možnosti spojené regulace všech procesů, které probíhají mezi jeho jednotlivými agregáty.

Třetím celkem je řidič reprezentovaný zejména strategií řízení a svými psychologickými omezeními. Otázka řízení celého vozidla ve vztahu k okolní provozní situaci pak rozděluje úlohy eco-drivingu na dvě majoritní skupiny. První skupinou je řidič jako osoba, druhou skupinou je řidič ve smyslu autonomního řídicího systému.

Každý z těchto uvažovaných celků ovlivňuje spotřebu energie při jízdě samostatně. Na základě této vlastnosti je proto možné, uvažovat i samostatné optimalizace každého tohoto prvku celé soustavy, bez ohledu na vliv ostatních zmíněných celků.

Podle zvoleného přístupu k optimalizaci je proto možné v prvním přiblížení získat optimum pouze na základě chování řidiče [15]. V druhé řadě je možné získat optimum spotřeby pouze na základě řízení vnitřních toků energie, které upravuje přerozdělení zejména hnacích výkonů mezi jednotlivé motory uvažovaného hybridního vozidla [16], případně kombinace optimalizace spotřeby energie a emisí CO<sub>2</sub> [17]. V poslední řadě je pak možné optimalizovat chování vozidla na základě znalosti jízdní trasy a stavu provozu na trase, které je založeno na optimální volbě jízdního manévru v daném místě jízdní trasy (například sledování nutnosti

předjíždění, volby jízdního pruhu nebo volby jízdy s rekuperací) [18] [12]. Ve všech těchto případech je vždy základ optimalizace zaměřen na jednu ze zmíněných složek a vliv ostatních se definuje jako neměnný.

Každou z výše uvedených optimalizací je možné vnímat jako řešení suboptimální, založené na optimalizaci pouze jednoho článku z celé soustavy vozovka, vozidlo a řidič. Tímto přístupem je možné získat použitelné suboptimum zejména pro případy, kdy známe nebo dokážeme v dané soustavě ovlivnit pouze některé uvedené složky nebo v případech, kdy není možné získat veškeré požadované vstupy do optimalizace. Samostatně tak může vzniknout například optimální řidič, kterého je možné užít pro libovolné vozidlo a libovolnou trasu [19], což velmi úzce souvisí i s pojmem autonomního řízení. Podle konceptu optimalizace je pak možné se více nebo méně přiblížit optimálnímu chování řidiče [20]. Stejným způsobem ale také může vzniknout navigační asistent sledující například tvar jízdní dráhy a hustotu provozu před vozidlem, optimalizující průjezd libovolného vozidla s ohledem na spotřebu pohonných hmot [21]. Poslední uvažovaný asistenční systémem pak tvoří inteligentní řízení toků energie mezi jednotlivými agregáty hybridního vozidla, které je přímo nezávislé na volbě řidiče i na projížděné trase, pracuje tedy jako sdružený regulátor jednotlivých agregátů vozidla [22] [23] [24].

Spojením všech výše uvedených separátních systémů pak může vzniknout rozšířený navigační systém vozidla, který s predikcí reaguje na vlivy související s tvarem vozovky a aktuální provozní situaci na ní [21] (například také systém „ITS“ – Intelligent Transport System [25]), reaguje zároveň na současný stav vozidla a jeho fyzikální parametry a v neposlední řadě reaguje na vlivy související s posádkou a nákladem vozidla, které mohou být zastoupeny například omezením bočního nebo podélného zrychlení vozidla při průjezdu uvažovanou trasou (například z důvodu psychologického omezení reálného řidiče [26]). Zmíněný navigační systém pak může sloužit jako asistenční systém řidiči například pomocí HMI (Human Machine Interface) [27] nebo ve vyšším řádu řízení jako autonomní řízení vozidla [20] s optimalizovanou spotřebou hnací energie.

Na následujících řádcích budou samostatně sledovány vlivy výše představených celků, tvořících z hlediska řízení soustavu jedoucího vozidla po stanovené trase. V závěru budou též diskutovány komplexní struktury (zejména asistenční navigační systémy), sledující možnosti optimalizaci řízení všech těchto celků společně. Sledovány budou formálně odděleně informační zdroje vztahující se k informačním zdrojům dostupným v databázích vědeckých výstupů a separátně budou sledovány systémy nabízené jako komerční produkty současného automobilového průmyslu. Celkově však je nutné sledovat pomyslnou stopu komplexních asistenčních navigačních systémů pro úlohu eco-drivingu.



## 2.2. Vozidla s hybridními pohony (HEV)

### 2.2.1. Koncepty hnacích agregátů hybridních vozidel

Vozidla s hybridním pohonem se obecně označují jako „HEV – Hybrid Electric Vehicle“ [28], což nemusí být vždy zcela přesné, nicméně v dalším textu bude toto zkrácené označení používáno pro jakékoli vozidlo, které je poháněno dvěma oddělenými hnacími jednotkami spotřebovávajícími dva různé druhy hnací energie. Příkladem HEV, u kterého toto označení zcela neodpovídá a zároveň krátký pohled do dlouhé historie hybridních vozidel přináší jízdní kolo s pomocným motorem nebo moped. Kolo s pomocným motorem nebo moped (definovaný jako malý motocykl vybavený šlapadly) může být nezávisle nebo v kombinaci poháněn vlastním motorem nebo hnací silou jezdce, což plně vyhovuje obecnému označení hybridního vozidla, avšak ani jedna ze zmíněných pohonných jednotek nemusí být poháněna elektrickou energií. Ačkoli na první pohled nemusí být rozdíl mezi kolem s pomocným motorem a mopedem zřetelný a v mnoha zemích obě vozidla ani legislativně rozdílná nejsou, rozdíl mezi těmito vozidly z hlediska rozdělení hybridních vozidel je velmi významný. Jak již označení kola s pomocným motorem napovídá, pomocný motor má za úkol pouze vypomáhat řidiči v pohonu vozidla, neboť vlastní výkon tohoto motoru není dostatečný pro trvalý samostatný pohon vozidla [29]. Kolo s pomocným motorem je tedy vozidlo, které je určeno pro trvalý pohon jezdce, případně kombinací jezdce a pomocného motoru. Oproti tomu vozidlo definované jako moped má již motor s dostatečným výkonem, který umožňuje samostatně pohánět vozidlo pomocí jezdce nebo motoru. (Pro elektrokola a elektromopedy je taktéž možné provádět optimalizaci spotřeby hnací energie, avšak prakticky jen na základě optimálního energy managementu vozidla [30]).

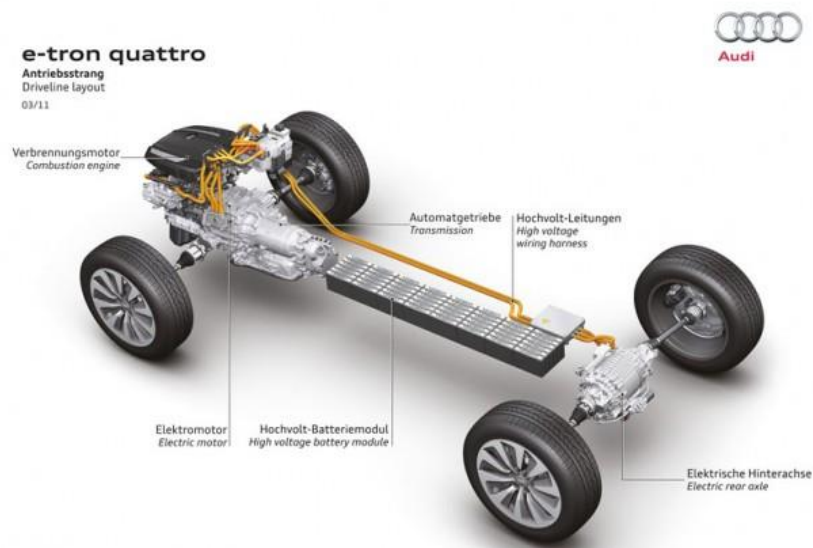
Představený rozdíl mezi oběma typy jednostopých hybridních vozidel je zároveň klíčem pro první a nejdůležitější obecné rozdělení hybridních vozidel – dle konstrukce hnacího agregátu a jmenovitého výkonu jednotlivých hnacích motorů. Nejčastěji se vyskytující hybridní vozidla se rozdělují dle funkce hnacího agregátu a výkonového kritéria do následujících kategorií [31]:

- „Micro hybrid“ – vozidlo s majoritním spalovacím motorem je vybaveno rozšířenou elektrickou výbavou zahrnující akumulátor s vyšší kapacitou, výkonný startér a výkonný alternátor. Elektrická výzbroj je určena k realizaci systému „start-stop“ a ke zvýšení množství rekuperované energie pomocí alternátoru zpět do vozidlového akumulátoru.
- „Mild hybrid“ – vozidlo s majoritním spalovacím motorem a pomocným elektrickým motorem o výkonu řádově nižším než u spalovacího motoru. Elektromotor slouží zejména ke zvýšení výkonu hnacího agregátu při akceleraci vozidla a k rekuperaci energie do vozidlového akumulátoru během decelerace vozidla.

- „Full hybrid“ – vozidlo, které může být poháněno nezávisle jedním nebo druhým druhým typem hnacího motoru případně kombinací obou. Elektromotor vozidla může zároveň sloužit pro aplikaci „start-stop“ systému spalovacího motoru nebo jako samostatná pohonná jednotka pro jízdu v zónách s předepsanými nulovými emisemi CO<sub>2</sub>. Nabíjení vozidlové baterie je však možné pouze ze spalovacího motoru nebo rekuperací z kinetické energie vozidla. Pomocné agregáty u těchto vozidel jsou nejčastěji poháněny výlučně elektrickou energií, nikoli odvozeny od pohonu spalovacího motoru.
- „Plug-in hybrid“ (PHEV) svou koncepcí odpovídá „full hybridu“ s tím rozdílem, že je možné vozidlovou baterii nabíjet z vnějšího zdroje energie. Z důvodu uchování velkého množství energie z nabíjecí stanice jsou tyto hybridy vybaveny vozidlovou baterií s výrazně vyšší kapacitou než vozidla ze skupiny full hybridů.
- „Hybrid electric vehicle“ – vozidlo s majoritním pohonem elektromotorem a pomocným spalovacím motorem o řádově nižším výkonu. Spalovací motor slouží zejména pro dobíjení vozidlové baterie nebo ke zvýšení výkonu hnacího agregátu při akceleraci vozidla. Uspořádání hnacího agregátu je vždy v paralelním uspořádání, tedy spalovací motor pohání vozidlová kola pomocí mechanických převodů. Označení tohoto vozidla se používá jako označení pro jakékoli hybridní vozidlo.
- „Range extender“ – vozidlo s majoritním pohonem elektromotorem a spalovacím motorem o řádově nižším výkonu. Spalovací motor slouží pouze k dobíjení vozidlové baterie, a tím k prodloužení dojezdu vozidla, jedná se proto výlučně o sériové uspořádání hnacího agregátu. Vozidlový akumulátor je taktéž možné dobíjet z vnějšího zdroje.

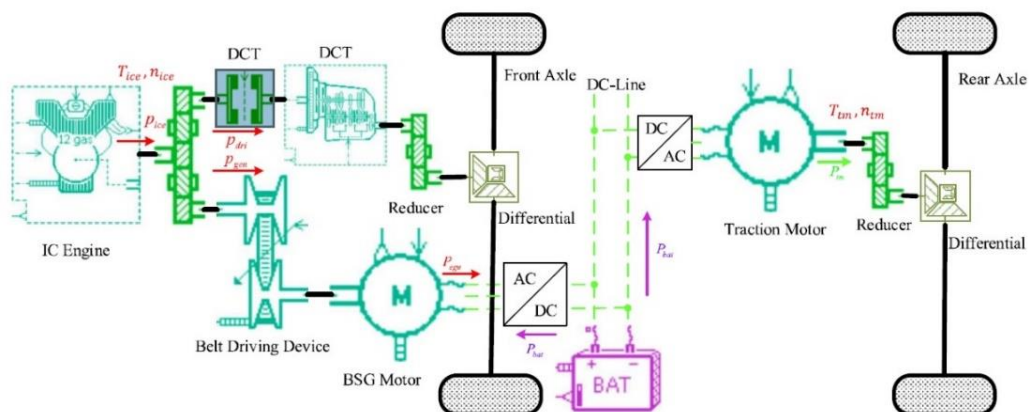
Hybridní hnací agregáty se dále rozdělují podle dalšího kritéria, které přímo nesouvisí s vyšší výkonu jednotlivých agregátů, ale souvisí s koncepcí mechanického a energetického propojení jednotlivých agregátů a poháněných náprav vozidla. Uvedené typy hybridních pohonů lze rozřadit do třech kategorií podle konstrukce hnacího agregátu a vazby mezi hnacím agregátem a vozidlovými koly [32] [33] [34]. První kategorií jsou hybridní pohony označované jako „sériové hybridní pohony“ (sériové hybridy), pro které platí, že spalovací motor není s vozidlovými koly spojen mechanickými převody. Přenos výkonu od spalovacího motoru na vozidlová kola je realizován pouze elektrickou cestou. Naproti tomu druhá kategorie hybridních pohonů je charakterizována spojením spalovacího motoru s vozidlovými koly soustavou mechanických převodů a nazývá se „paralelním hybridním pohonem“ (zkráceně paralelním hybridem). Třetí skupinou hybridních pohonů jsou „power-split“ hybridní pohony nebo „axle-split“ hybridní pohony, někdy označované také jako „sériové/paralelní hybridní pohony“ [32]. Power-split hybridní pohony se vyznačují tím, že mají v hnacím řetězci více než jeden elektrický stroj a tyto stroje jsou k hnacímu řetězci připojovány mechanickou cestou pomocí převodovek s více stupni volnosti. Typickým příkladem aplikace power-split hnacího agregátu hybridního vozidla je

Toyota Prius [35], avšak jedná se o velmi specifický koncept hnacího agregátu, který není možné jednoznačně přiřadit do výše uvedeného přehledu uspořádaného podle výkonových kritérií (typicky patří do kategorie full hybridů nebo plug-in hybridů). Axle-split hybridní pohon se vyznačuje tím, že má dva mechanicky nezávislé hnací agregáty, přičemž každý pohání jinou nápravu a otáčková synchronizace obou pohonů je realizována přes adhezní síly pneumatik všech poháněných náprav [36]. Typickým představitelem systému axle-split je například uspořádání Audi e-tron quattro, implementované v modelu Audi A4 [37]. Průřezový pohled na toto uspořádání hnacího agregátu uvádí následující Obrázek 1 [37]:



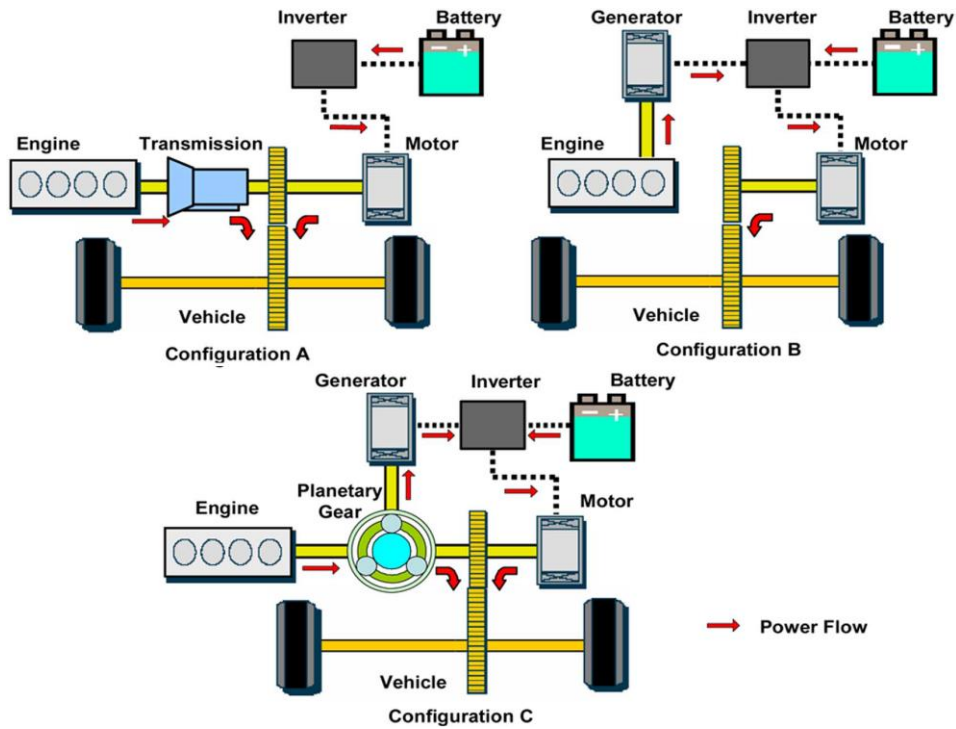
Obrázek 1: Audi e-tron quattro systém hybridního pohonu

Jedno z technicky možných schémat hnacího soustrojí axle-split hybridu uvádí také následující Obrázek 2.



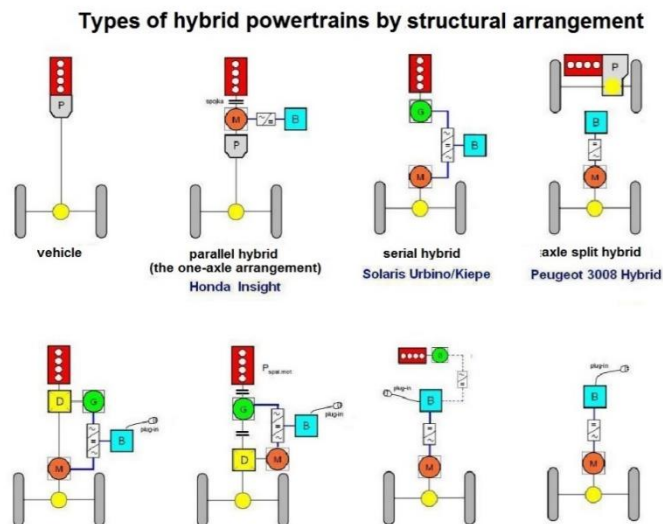
Obrázek 2: Schéma hnacího soustrojí pro hybridní pohon konstrukce axle-split [36]

Schematické znázornění tří základních a nejčastěji používaných konceptů hnacího ústrojí hybridního vozidla (sériový, paralelní a power-split hybrid) pak uvádí Obrázek 3.



Obrázek 3: Schématické znázornění třech základních konceptů hnacího ústrojí hybridních vozidel [32]

Typickým představitelem sériového hybridního pohonu je range extender a typickými představiteli paralelního hybridního pohonu jsou například pohony z kategorie mild hybridů [28]. Konstrukce hnacích agregátů sériových i paralelních hybridních uspořádání není pevně stanovena a existuje velké množství konceptů pro všechna tři uspořádání [35] [38]. Některé možné koncepty sériových i paralelních hybridních pohonů a jejich realizace ve vozidlech ukazuje Obrázek 4.



Obrázek 4: Schémata uspořádání základních druhů hybridních pohonů [38]

Všechny výše uvedené kategorie hybridních pohonů i koncepty jejich hnacích řetězců však z povahy svých provozních vlastností zcela neumožňují optimalizaci spotřeby energie během celé jízdy [39]. Tato skutečnost přímo souvisí s dosažitelným výkonem jednoho z hnacích motorů. Toto omezení se týká zejména skupiny micro-hybridů a range extenderů, částečně též mild hybridů, u kterých k využití druhého pomocného agregátu nebo systému stop & start dochází zejména v závislosti na obtížně predikovatelné aktuální provozní situaci na vozovce [33]. Pro využití v optimalizaci spotřeby energie při jízdě podél stanovené trasy je tedy vhodné uvažovat zejména hybridní hnací řetězce ze skupin full hybridů a plug-in hybridů, které umožňují jízdu samostatně na jeden nebo druhý typ motoru, a optimum se hledá jako optimální rozložení poměru okamžitých hnacích výkonů jednotlivých motorů během jízdy [40]. Optimalizovat spotřebu u obou představených skupin hybridních pohonů je bez zvláštních rozdílů možné pro uspořádání hnacího řetězce sériového i paralelního, nicméně konstrukce výpočtové optimalizace vycházející z fyzikálního modelu vozidla bude výrazně odlišná. Konstrukce optimalizační úlohy proto musí od svého počátku být zaměřena na jedno konkrétní uspořádání hnacího řetězce [41]. Zvolené uspořádání hnacího řetězce hybridního vozidla zároveň přímo určuje použité agregáty a spotřebiče vozidla a jejich navázané vlastnosti. Konstrukce jednotlivých agregátů vozidla je v současné době ustálena a bude o ní pojednáno v kapitole věnované fyzikálnímu modelu vozidla.

### 2.2.2. Řízení pohonů hybridních vozidel

Možnosti řízení toků energie mezi jednotlivými agregáty hybridního vozidla jsou zcela závislé na konkrétní konstrukci uvažovaného hybridního pohonu. Vozidla s nejnižší mírou hybridizace (micro a mild hybridy – dle DoH – „Degree of Hybridisation“ [42]) prakticky neumožňují optimalizaci spotřeby energie, protože regulace jejich elektrické složky pohonu je nejčastěji nastavena pouze jako regulace spínáním s případnou progresí, danou zejména vnitřní dynamikou systému. V tomto případě uvažované elektrické agregáty slouží pouze jako asistenční obslužné jednotky majoritnímu hnacímu agregátu, tvořenému spalovacím motorem [39]. K optimalizaci celkové spotřeby energie vozidel s tímto typem hnacího agregátu může docházet pouze vhodným řízením rekuperace hnací energie vozidla do vozidlové baterie pro případy jízdních režimů řízení decelerace vozidla nebo jízdy z kopce [43].

Vyšší úroveň regulace a zároveň větší možnosti optimalizace toků mezi hnacími agregáty vozidla umožňují vozidla s hnacími jednotkami zařazenými do skupiny full hybridů a plug-in hybridů, které je možné v celém uvažovaném rozsahu jízdních režimů možné pohánět pouze jedním z uvažovaných motorů [28]. Pro tyto případy hnacích agregátů je možné nalézt různé strategie toku energií mezi hnacími agregáty, v závislosti zejména na aktuálním stavu nabití vozidlové baterie a aktuálním jízdním režimu vozidel. Dostupné zdroje rozdělují systémy regulace toku energií mezi

jednotlivými energetickými agregáty na systémy regulované v uzavřené smyčce [44], nebo jako systémy prediktivně řízené na základě znalosti budoucího průběhu jízdy [45].

### 2.3. Řidič vozidla

Řidičem vozidla obecně rozumíme osobu, která pomocí HMI dává vozidlu řídicí pokyny k jízdě na základě sledovaných podnětů z okolí. Řidič vozidla se tak stává primárním regulátorem vozidla při jízdě na vozovce v regulační smyčce částečně zpětnovazební a částečně prediktivní [46]. Zpětnovazební složka řidiče je založena zejména na sledování stavu vozidlových agregátů pomocí kontrolních přístrojů (například teploty motoru), sledování aktuálního průběhu jízdních parametrů vozidla (například okamžité rychlosti vozidla) a sledování a přizpůsobování jízdy okamžitému stavu posádky a nákladu vozidla. Prediktivní složka řidiče vozidla spočívá zejména v první řadě ve sledování provozní situace před vozidlem s predikčním horizontem daným vzdáleností výhledu z vozidla (například sledování hustoty provozu před vozidlem nebo dopravního značení podél vozovky) a v druhé řadě také sledování s totožným predikčním horizontem stavu povrchu vozovky (například přítomnost náledí) a všem dalším vlivům vztaheným k vozovce (například možnosti bočního větru) [47]. Za specifickou vlastnost řidiče, vstupující jako informační zdroj do řídicí smyčky, lze považovat také historické informace/zkušenosti pocházející z předchozích průjezdů jednotlivými místy dané trasy a zároveň i další vnější informační vstupy řidiče, například o dopravní situaci v horizontu predikce větším než v dohledné vzdálenosti. Tyto vstupy řidič v dnešní době získává nejčastěji z dopravního zpravodajství nebo jako pomocné informace z různých navigačních systémů [48].

Celková jízdní strategie řidiče se následně sestavuje v regulační smyčce do soustavy řídicích zásahů vozidla v závislosti na uvedených vstupech s omezením daným zejména fyzikálními omezeními uvažovaného vozidla a jízdní dráhy, ale v nemalé míře také psychologickými omezeními jednotlivého řidiče (zde majoritně reprezentovanými zejména vnímáním jízdního omezení vozidla v dané jízdní situaci). Na konečný průběh řídicích zásahů řidiče a z toho vycházející jízdní strategii vozidla má také vliv aktuální psychické rozpoložení řidiče a jeho požadavků na průběh přepravy. Řidič svou volbou maximálního jízdního času například přímo určuje také průměrnou rychlost přepravy na dané dráze a tím také přímo definuje jízdní styl průjezdu vozidla danou trasou [45]. Ve svém důsledku tak také definuje cíl optimalizace průjezdu vozidla jako optimalizaci na minimalizaci jízdního času průjezdu. Někteří řidiči naproti tomu upřednostňují naopak jízdní styl zaměřený na optimalizaci spotřeby energie při průjezdu vozidla danou trasou bez ohledu na čas přepravy [49]. Tímto přístupem je možné docílit přímo snížení spotřeby cca 15 % oproti běžnému řidiči. Uvedená hodnota je založena na studii opakovaného průjezdu vozidel stejnou trasou s různými řidiči při jejich různém psychickém rozpoložení [50].

## 2.4. Jízdní trasa vozidla a její parametry

Jízdní trasou rozumíme zvolenou jízdní trajektorii vozidla, respektující silniční síť a všechna k tomu vázaná legislativní omezení. Součástí jízdní trasy jsou kromě trajektorie také informace o stavu povrchu vozovky, o aktuálním počasí a další informace přímo ovlivňující jízdní omezení vozidla [51]. Z takto získaných informací lze sestavit jízdní trasu a jí náležející jízdní omezení, ovšem pouze na základě informací vázaných k všeobecnému stavu vozovky a okolí, bez vlivu provozní situace na vozovce. Separátní složkou jízdní trasy tak lze uvažovat také informace související s provozní situací na vozovce. Základními vstupy těchto informací mohou být informace získávané z pomocných vstupů různých GPS navigačních systémů a map, které však mají spíše všeobecnou platnost k delšímu úseku uvažované jízdní trasy (například informace o vzniku kolony stojících nebo pomalu jedoucích vozidel v některé pasáži jízdní trasy). Přesnější informace o provozním stavu podél jízdní trasy lze získat z dalších informačních zdrojů, založených například na V2I (Vehicle to Infrastructure) nebo V2V (Vehicle to Vehicle) komunikaci [52] [53] [54]. Informace získávané pomocí V2I komunikace jsou zejména informace týkající se nastavení semaforů a jiných aktivních řídicích prvků provozu, stejně jako výše zmíněné informace o místech vzniku dopravních komplikací, a z toho vyplývající omezení provozní rychlosti vozidel v některých větších úsecích uvažované jízdní dráhy [55]. Oproti tomu informace získávané z V2V komunikace mají nejčastěji predikční platnost kratšího charakteru a sledují zejména aktuální situaci v krátké vzdálenosti před sledovaným vozidlem, například vzdálenost k nejbližšímu vozidlu [53]. Zvláštním informačním vstupem pro tvorbu jízdní trasy mohou být i další informace, získávané zejména z předchozích opakovaných průjezdů danými místy uvažované jízdní trasy. Tyto vstupy mohou obsahovat například predikce výskytu lokálních dopravních omezení vztažených ke konkrétní denní době, což může například být omezení dané průjezdem vlaku daným železničním přejezdem, lokální zvýšení výskytu chodců na přechodu a podobně [56].

## 2.5. Souhrnná úloha optimálního řízení vozidla

Souhrnnou úlohou optimalizace řízení vozidla rozumíme sestavení optimalizační úlohy pro optimalizaci průjezdu vozidla podle stanovené jízdní trasy na základě zvoleného kritéria optimality a zvolených optimalizačních vstupů. Výstupem takto definované optimalizační úlohy, s přihlédnutím k definování cíle optimalizace jako úlohy eco-drivingu, je asistenční navigační systém, který pro danou jízdní trasu hledá optimální soustavu řídicích zásahů řidiče vozidla, které zaručí průjezd vozidla s optimalizovanou hodnotou spotřeby hnací energie. Vzájemná interakce mezi jednotlivými prvky soustavy vozovky, vozidla, řidiče a soubor vstupních parametrů pak určují konkrétní typ asistenčního navigačního systému. Kterýkoli takto získaný

asistenční navigační systém pak generuje soubor navigačních dat, získaných s definovaným predikčním horizontem.

Vývoj různých asistenčních navigačních systémů se soustřeďuje do dvou samostatných rovin. První rovinou je vývoj všeobecný, jehož prezentace je soustředěna do vědeckých publikací. Druhým směrem je směr průmyslového vývoje těchto systémů jednotlivými výrobci vozidel, kteří své systémy prezentují pouze jako hotové produkty často s nedostatečným popisem. Při sledování stavu problematiky je tak nutné sledovat obě uvedené vývojové cesty separátně a případná nalezená průmyslová řešení komparovat s výsledky výzkumu zveřejněnými v dostupných literárních zdrojích.

### 2.5.1. Základní asistenční navigační systémy

Dostupné cíle optimalizační úlohy v současném pojetí automobilového průmyslu již úzce souvisí s analýzou existujících řešení virtuálního modelování jízdy vozidla v silniční síti i s existencí již implementovaných řešení. Analýzou existujících řešení získáme v jednom kroku přehled o existujících řešeních a zároveň tato řešení upřesňují nástroje optimalizace, které jsou při jejich aplikaci použity. Základní pojmy v optimalizaci jízdního chování vozidla uvádí následující přehled, který zároveň obsahuje vysvětlení základních pojmů a pohled na přibližnou konstrukci optimalizační úlohy.

### 2.5.2. ACC (Adaptive Cruise Control)

(Adaptive Cruise Control) [57] – adaptivní tempomat – je všeobecná metoda optimalizace sledující na krátkou vzdálenost dopravní situaci před vozidlem, dle které následně regulátor reguluje vzdálenost od předchozího vozidla. Adaptivní tempomat využívá jako vstup čidla umístěná v přední části vozidla, sledující vzdálenost vozidla před sebou. Výstupem optimalizační úlohy je řízení okamžité rychlosti vozidla pro splnění minimální předepsané vzdálenosti od vozidla v popředí. Uvedená předepsaná vzdálenost může být funkcí okamžité rychlosti jízdy.

Toto zařízení je z hlediska další potřebné infrastruktury a informačních vstupů zcela autonomní, avšak není možné jej použít k optimalizaci spotřeby energie ani k prediktivnímu řízení toků energie mezi agregáty vozidla. Cílová funkce této optimalizace je postavená pouze na základě požadavku dodržení bezpečné vzdálenosti od vozidla v popředí bez vztahu k jízdnímu projevu a řízení hnacího agregátu vozidla [58]. Z uvedeného důvodu je možné adaptivní tempomat implementovat do jakéhokoli vozidla s autonomním pohonem bez ohledu na jeho specifickou konstrukci.

### 2.5.3. CACC (Cooperative Adaptive Cruise Control)

CACC (Cooperative Adaptive Cruise Control) [59] – kooperující adaptivní tempomat – je rozšířením výše uvedeného adaptivního tempomatu, přičemž rozšíření



spočívá zejména v objemu vstupních údajů optimalizace. Výstupy i omezení využití kooperujícího adaptivního tempomatu jsou totožné s běžným adaptivním tempomatem, ovšem jako vstup do optimalizace slouží soubor vstupních dat zahrnujících informace o více než jednom vozidle. Kooperující adaptivní tempomat využívá jako vstup zejména V2V (Vehicle to Vehicle) komunikaci [59] pro získávání informací o aktuální poloze a rychlosti vozidel na stejné trase jedoucích ve stejném směru. Případně je možné použít komunikace V2I (Vehicle to Infrastructure) [60] rozšiřující vstupy o informace k okamžitému stavu provozu na vzdálenějších místech, k okamžitému stavu prostředků řídicích dopravu (typicky semaforey, méně často stav průjezdnosti železničního přejezdu aj.) a další. Výstupem této optimalizace je opět průběh rychlosti jízdy vozidla s přihlédnutím k bezpečné vzdálenosti od předchozího vozidla, ovšem také s přihlédnutím k provozu dalších předcházejících vozidel. Vzdálenost řízeného vozidla od vozidla předcházejícího pak není jen funkcí okamžité rychlosti prvního předchozího vozidla, jak je tomu v případech prostého adaptivního tempomatu, ale funkcí okamžitých rychlostí a okamžitých vzdáleností více předcházejících vozidel.

Kooperující adaptivní tempomat opět optimalizuje jízdní projev pouze s přihlédnutím ke vzdálenostem mezi vozidly, nicméně cílová funkce může být implicitně nastavena k použití jízdních režimů výběhu nebo rekuperačního brzdění (v případě predikovaného úseku s malou hodnotou decelerace nebo při jízdě z kopce), kteréžto jevy implicitně snižují spotřebu hnací energie. Opět zde ale platí, že průběh jízdy je řízen pouze vzhledem k dopravní situaci bez znalosti konstrukce vozidla.

Existuje celá řada systémů odvozených od uvedených dvou základních verzí adaptivního tempomatu, ovšem v tento okamžik je nutné dodat, že všechny uvedené metody jsou metodami z kategorie „on-line“ optimalizací [60]. On-line optimalizace jízdy vozidla jsou definovány jako „in-time“ metody optimalizace, jejichž vstupem je okamžitý průjezd vozidla a jejím výstupem je sestava okamžitých akčních zásahů do řízení vozidla. Obdobné definici odpovídají i základní druhy regulátorů (PID, prediktivní regulátor), a je tedy možné uvedené metody považovat za metody regulace.

Další systém hodný zřetele konsoliduje základní myšlenky adaptivního tempomatu, avšak patří do druhé skupiny optimalizačních úloh zvané „off-line“ optimalizace. Typickým reprezentantem off-line dopravního optimalizačního systému je volně dostupný simulační software vytvořený Institutem dopravních systémů při Německém Institutu letectví a kosmonautiky (Institute of Transportation Systems, at the German Aerospace Institut) pod názvem „SUMO“ (Simulation of Urban MObility) [61]. Software SUMO je již podle svého názvu určen pro simulaci provozu vozidel v dopravní síti. Vstupem do simulace v softwaru SUMO je primárně dopravní síť včetně detailnějšího popisu (například počet jízdních pruhů dané komunikace), typy vozidel v provozu, jejich počáteční rozmístění a další údaje. Dále mohou být primární

vstupy doplněny souborem dalších informací týkající se okamžitého stavu semaforů, výskytu dopravních překážek, chodců na trase a podobně. Výstupem simulace je, stejně jako v případě představených adaptivních tempomatů, předpokládané jízdní chování vozidla ve vztahu k provozu všech zúčastněných vozidel. Výstupy doplňují informace o aktuální poloze všech vozidel. Celá simulace je však opět podřízena cílům plynulého a bezpečného provozu, nikoli optimalizaci spotřeby jednoho nebo více zúčastněných vozidel.

### **2.6. Základní asistenční navigační systémy v průmyslové praxi**

Myšlenky adaptivních tempomatů jsou v současné době aplikovány do asistenčních navigačních systémů mnoha výrobců vozidel. Některé asistenční systémy jsou více zaměřeny na plynulost provozu a blíží se tak svou koncepcí spíše k adaptivním tempomatům řízeným na základě komunikace vozidla s okolím, další systémy (určené zejména pro nákladní vozidla) jsou naopak zaměřeny na optimální průběh jízdy vzhledem ke spotřebě paliva. Dále budou představeny dva průmyslově aplikované systémy, kde jeden bude zástupcem první zmíněné skupiny a druhý zástupcem druhé skupiny.

#### **2.6.1. PCC (Predictive Cruise Control) - DAF**

Výrobce nákladních automobilů DAF uvedl na trh asistenční systém částečně založený na aplikaci adaptivního tempomatu rozšířený o řídicí systém pro snížení spotřeby paliva. Systém implementovaný do vozidel DAF se nazývá „PCC“ – Predictive Cruise Control [62] a jeho funkce je založena na sledování výškového profilu vozovky, kterému vozidlo přizpůsobuje své jízdní chování. Vstupem do řídicího systému jsou navigační data z GPS navigačního modulu, výstupem z optimalizace řídicích zásahů je průběh okamžité rychlosti vozidla a doporučení pro schéma řazení převodových stupňů během jízdy. Spojitost s adaptivním tempomatem lze nalézt v průběhu jízdní trasy, kde jako překážka provozu (u adaptivních tempomatů definovaná jako předchozí vozidlo) jsou uvažovány ostrá zatáčka na trase, vrcholek kopce nebo velké klesání vozovky. Uvedený systém dle popisu výrobce reaguje při výpočtu na uvedené skutečnosti nuceným snížením rychlosti, stejně jako by v těchto místech bylo další vozidlo. Optimalizace spotřeby vozidla je založena na nalezení optimálního průběhu okamžité rychlosti vozidla při jízdě z kopce a na vrcholku kopce. Dle popisu výrobce systému uvedený asistenční systém upravuje u tempomatu nastavenou rychlost tak, že při jízdě z kopce může překročit i nastavenou rychlost tempomatu, naopak při dojezdu k vrcholku kopce (identifikovaném na základě GPS navigačního modulu) rychlost snižuje a v následné fázi používá ke zrychlení vozidla změnu potenciální energie v kinetickou jízdou z kopce. Uvedená úspora paliva dle výrobce činí cca 1,5 % u tras spíše rovinnatých a cca 4 % u tras kopcovitých. Detailní informace k této technologii není možné získat z důvodu průmyslové ochrany.

Z popisu optimalizačního systému společnosti DAF však vyplývá, že k optimalizaci spotřeby energie využívá pouze úseky s významným stoupáním a klesáním vozovky. V rovinatých úsecích je ale jeho význam zanedbatelný. V popisu také není uvedeno, s jak velkou predikční vzdáleností je optimalizace prováděna. Hlavní výhodou tohoto systému však je jeho uzpůsobení fyzikálnímu modelu konkrétního vozidla poháněného pouze spalovacím motorem.

### 2.6.2. Porsche InnoDrive

Dalším sledovaným asistenčním prvkem je systém určený tentokrát pro vozidla z opačného spektra automobilového průmyslu a vytvořený firmou Porsche pod názvem „**Porsche InnoDrive**“ [21]. Představený asistenční systém je opět založen na základní myšlence adaptivního tempomatu. I zde je jeho původní funkce rozšířena na určení rychlostního profilu vozidla a vhodné strategie řazení, ovšem s jinak definovaným cílem. Dle dostupných informací je možné systém provozovat v běžném režimu nebo režimu SPORT, kde oba režimy hledají optimální rychlostní profil vozidla, zde ovšem s přihlédnutím zejména k bezpečnosti průjezdu vozidla zatáčkami a obecně ke stabilitě a komfortu jízdy.

Vstupem pro tento asistenční systém jsou údaje o trase z GPS modulu a dále údaje z radarových senzorů, sledujících bezprostřední okolí vozidla, a videosenzoru detekujícího zejména dopravní značení podél jízdní trasy. Zpracování a optimalizace jízdních dat probíhá s dráhovým horizontem o délce 1,8 míle. Navigační systém je v současné době určen pouze pro provoz v USA a implementován pouze do vozidel Porsche Panamera. Model Panamera v základu pohání několik typů spalovacích motorů o špičkovém výkonu za hranicí 220 kW, pro které uvedený systém má implementovanou funkci pro optimální využití výběhu při deceleraci. Porsche Panamera bylo v průběhu výroby dále vybaveno hybridní pohonnou jednotkou s označením „Porsche S-hybrid“ [63]. Uvedená hnací jednotka patří do kategorie full hybridů, ovšem s výkonem elektromotoru 35 kW, zajišťující v kombinaci s vozidlovým akumulátorem samostatný dojezd na vzdálenost 18 až 36 km. Konceptně schéma hnacího agregátu odpovídá uspořádání paralelního hybridu. Vozidlo s tímto pohonem bylo uvedeno do prodeje v USA v listopadu 2013 [64]. Později byl tentýž model nabízen s hnací jednotkou označovanou jako „Porsche E-hybrid“, ve které výkonný spalovací motor doplňuje elektromotor o výkonu 71 kW (97 k) [65]. Vozidlový akumulátor o kapacitě 14,1 kWh je možné nabíjet z vnějšího zdroje, proto inovovaný model tohoto vozidla již patří do kategorie plug-in hybridů. Hnací agregát svým uspořádáním opět odpovídá paralelnímu uspořádání. Obě verze hybridizace je možné kombinovat se systémem Porsche InnoDrive, ve kterém dle dostupných informací by měla být implementována funkce pro optimalizaci rekuperace v případě předepsané decelerace vozidla. Ostatní parametry asistenčního systému jsou uváděny totožně. Detailní

způsob funkce zmíněného asistenčního systému včetně detailů o optimalizačním algoritmu nejsou informacemi veřejně dostupnými.

### 2.6.3. Shrnutí poznání o průmyslových řešeních

Shrnutím pohledu na dvě průmyslově aplikace asistenčních systémů pro dvě výrazně odlišné skupiny vozidel je možné konstatovat, že existují asistenční systémy založené na myšlence adaptivního tempomatu, které sledují pevné parametry vozovky s horizontem v řádu několika kilometrů a svou implementací respektují fyzikální vlastnosti konkrétních vozidel. Nicméně jejich potenciál z hlediska snížení spotřeby paliva je omezen na případy předem nalezené decelerace vozidla, která vždy závisí na podmínkách provozu na dané vozovce. K optimalizaci spotřeby paliva tak dochází jen v některých předem určených úsecích uvažované trasy (v případě nákladních automobilů v úsecích klesání vozovky, v případě sportovního vozidla v úsecích s velkou hodnotou klesání nebo nucené decelerace vozidla). Podle dostupných informací je algoritmus implementován jak pro vozidla se spalovacím motorem, tak pro vozidla s hybridními pohonnými jednotkami některých typů.

## 2.7. Základní asistenční navigační systémy v odborné literatuře

V úvodu této kapitoly již bylo uvedeno, že jakýkoli asistenční navigační systém se skládá z více vývojově nezávislých součástí, nicméně celou optimalizační úlohu charakterizují dva základní pojmy, které je nutné v literatuře sledovat. První pojem se přímo vztahuje k náplni optimalizační úlohy a byl již představen v úvodu – eco-driving. Druhým navázaným pojmem je již pojem charakterizující hnací agregát vozidla, pro který je optimalizační úloha stavěna – „HEV – Hybrid Electric Vehicle“. Vyhledáváním podle uvedené kombinace slov lze v odborné literatuře najít více zdrojů, kterou jsou detailně rozebrány v následující podkapitole.

### 2.7.1. Asistenční systémy pro hybridní vozidla

Odborné publikace věnované uvedené tématice se v současné době zabývají detailně majoritně úspoře hnací energie pro vybrané jízdní manévry s predikčním horizontem určeným zejména jízdními podmínkami na budoucí dráze vozidla. Několik stěžejních článků je zmíněno v následující části.

Odborný článek s názvem „*Overtaking or Merging? Eco-Routing Decision and Speed Trajectory with Full Terrain Information*“ [66] s datem vydání v roce 2018 je představitelem zdroje zabývajícím se analýzou jízdního manévru spočívajícího v rozhodnutí, zda v daném místě předjíždět vozidlo jedoucí před analyzovaným nebo nikoli, v závislosti na znalosti budoucí jízdní trasy a provozu na ní. Stupeň rozhodnutí je primárně určen pro vozidla s autonomním řízením. Sledovaným kritériem optimality je velikost aerodynamické síly, jejíž velikost je vždy závislá na případu, zda optimalizované vozidlo předjíždí vozidlo jiné nebo zda využívá jeho aerodynamického

úplavu při jízdě v určité vzdálenosti za ním. Uvedená úloha je určena zejména pro provoz vozidel v městských aglomeracích nebo pro těžká nákladní vozidla na dálnicích.

Jako matematický model vozidla pro optimalizaci je zvolen jednoduchý model podélné dynamiky vozidla reprezentovaný pouhými základními jízdními odpory. Podmínky optimalizace jsou nastaveny pouze rychlostními omezeními dopředně rychlosti vozidla a omezeními pro hodnoty točivého momentu na hnacím agregátu vozidla. Optimalizace je provedena nezávisle v první řadě pomocí diskrétního dynamického programování (DDP), dále pomocí „Model Predictive Control“ (MPC) a „Linear Quadratic Programming“ (LQR). Rychlostní profil je generován na základě podmínek bezpečného provozu, zde reprezentovaný pouze analýzou vzdáleností mezi vozidly jedoucími v jenom směru a vzdáleností nutnou na bezpečné předjetí.

Uvedený zdroj z pohledu optimalizace jízdy HEV definuje pouze optimum využitelné v některých jízdních režimech a pouze pro vybrané druhy vozidel ve vazbě k celkovému provozu na dané trase. Toto optimum vychází pouze z rozhodnutí, zda předjíždět nebo nikoli a neoptimalizuje tak přímo rychlostní profil vozidla při průjezdu. Dále jako základ cílové funkce používá matematický model definující pouze jízdní odpory vozidla, nikoli ostatní spotřeby vozidla.

Dalším sledovaným odborným článkem byl článek s názvem „*Look-Ahead Information Based Optimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles*“ [40], zveřejněným v roce 2016. Článek je věnován optimalizaci jízdy HEV pro horizont s proměnnou délkou, avšak omezený jízdním manévrem jízdy do kopce a z kopce. Optimalizace je provedena pouze pro takto získaný horizont, kde cílová funkce je definována na základě rozdílu vstupní a výstupní hodnoty stavu nabití vozidlového akumulátoru (SOC) v tomto horizontu. Základní použití algoritmu je tedy směřováno na případy, kdy vozidlo na kopci má nejmenší hodnotu SOC, avšak také s přihlédnutím k aktuálnímu provozu při jízdě z kopce optimalizuje nabíjecí strategii. Celý algoritmus je navržen pro PHEV s předem definovaným rychlostním profilem, kde průjezdní rychlost je v modelu kontrolována PID regulátorem. Matematický model vozidla je opět omezen pouze na jízdní odpory vozidla a spotřeba hnacích agregátů vozidla je určována z Look-up tabulek. K optimalizaci je použito metod dynamického programování.

Uvedený zdroj optimalizuje vždy jen určitý jízdní manévr na celé uvažované trase za použití jednoduchého matematického modelu vozidla, zohledňujícího pouze jízdní odpory vozidla, nikoli ostatní spotřeby. Dále predikce optimalizace je definována pouze pro určitý jízdní manévr, nikoli pro celou jízdní trasu a cílem optimalizace je pouze maximalizace hodnoty SOC bez ohledu na spotřebu spalovacího motoru.

Za další zajímavé zdroje lze uvažovat například [67] (zabývající se obecnými možnostmi optimalizace jízdy hybridního vozidla), článek [68] (zabývající se

optimalizací spotřeby energie na základě historických jízdních dat z průjezdu vozidla danou trasou skutečným řidičem), článek [69] (zabývající se adaptivní strategií řízení toků energie mezi vozidlovými agregáty na základě jízdního stylu řidiče) a článek [70] (zabývající se implementací předchozí znalosti výškové charakteristiky jízdní dráhy do energy manageru paralelního HEV).

### 2.7.2. Shrnutí poznání o tématu eco-drivingu v odborné literatuře

Výše byly detailně představeny dva články, velmi úzce směřující k řešení úloh eco-drivingu v silniční dopravě. Oba články představují řešení úlohy eco-drivingu s dvěma základními atributy. Jako první atribut lze vnímat pouze selektivní výběr jízdní trasy nebo nějaké její specifické části. Druhým atributem je velmi jednoduchý fyzikální model založený pouze na rovnicích jízdních odporů vozidla, bez jakékoli vazby na ostatní agregáty vozidla. Skutečné jízdní chování na dané dráze je ovšem záležitostí spojitou, definovanou pro každý bod jízdní dráhy a která by navíc měla zahrnovat i další vlivy nejvíce ovlivňující spotřebu energie vozidla.

V druhé části byly v krátkosti představeny další články, jejichž obsahem jsou témata příbuzná, resp. některé jejich části se více či méně vztahují k zamýšlené úloze eco-drivingu, které by měla být náplní této dizertační práce. Z hlediska uvažované úlohy eco-drivingu tyto články pracují s podobnými matematickými modely vozidla a podobnou formulací optimalizačního algoritmu.

Na základě výše uvedeného rozboru současného stavu poznání byly vytvořeny specifické cíle této dizertační práce, které jsou detailněji popsány v následující kapitole.

### 3. Cíle disertační práce

Studie současného stavu vývoje asistenčních systémů vozidel pro optimalizaci spotřeby hnací energie ve spojitosti s hybridními pohonnými jednotkami ukázala, že již existují obecné algoritmy pro optimalizaci spotřeby energie vozidla metodou eco-drivingu. Tyto metody jsou používány pro optimalizaci vozidel s různými typy pohonů, včetně pohonů hybridních, nicméně jsou používány pro predikční horizont trasy v délce rovné řádově kilometrům nebo omezené na vybraný jízdní manévr na jízdní trase (například optimalizace je provedena pouze pro část trasy obsahující jízdu z kopce, kde je možná přímá rekuperace hnací energie a hledání optimální řídicí strategie toku rekuperované energie).

Fyzikální modely vozidel pro účely optimalizací jsou vždy uvažovány pouze za základě podélné dynamiky vozidla bez přihlédnutí například ke spotřebě ostatních agregátů vozidla a k možnostem přímého využití rekuperované energie k okamžité spotřebě v dalších agregátech vozidla.

Používané popisy jízdní trasy vozidla jsou vždy přizpůsobené selektivně vybrané části jízdní trasy, pro kterou je optimalizace určena, a vystačí proto vždy s jednoduchým popisem, daným pouze několika základními parametry.

Otevřený prostor v celém souboru optimalizační úlohy zůstává pro otázky optimalizace jízdy vozidla s hybridním pohonem podél celé jízdní dráhy, která s sebou zároveň přináší nutnost detailní znalosti parametrů jízdní trasy na dlouhém predikčním horizontu. Dalším možným milníkem pro vývoj optimalizační úlohy je použití složitějších matematických modelů v diferenciální formě, včetně přidružených modelů pomocných a ostatních agregátů vozidla. Cílem optimalizační úlohy se tak může stát místo současného optima spotřeby hnací energie pouze hnací složky vozidla (z podélné dynamiky vozidla) i optimalizace toku energie mezi jednotlivými agregáty vozidla, který zohledňuje například spotřebu vytápění a klimatizace kabiny nebo nákladového prostoru vozidla.

Na základě provedeného rozboru současného stavu poznání si tato disertační práce klade za cíl vytvořit metodu pro optimalizaci spotřeby energie hybridního vozidla, která je použitelná na predikčním horizontu celé jízdní trasy vozidla s detailním modelem podélné dynamiky vozidla a jemu odpovídající podrobností popisu vlastností vozovky, přičemž model vozidla musí uvažovat energetické nároky všech agregátů vozidla. Pro naplnění tohoto cíle je nutné naplnit následující dílčí cíle:

- a) Navrhnout kinematický popis jízdní dráhy vozidla vhodný k použití pro optimalizaci.

- b) Sestavit simulační model vozidla pro zvolenou variantu hnacího agregátu a vytvořit soubor optimalizačních parametrů vnějšího chování vozidla a vnitřních toků energie.
- c) Navrhnout optimalizační algoritmus pro spojenou optimalizaci jízdního chování vozidla při jízdě podél stanovené trasy s přihlédnutím k vedlejším spotřebám vozidla.
- d) Provést optimalizace pro zvolený matematický model vozidla a zvolené jízdní dráhy.



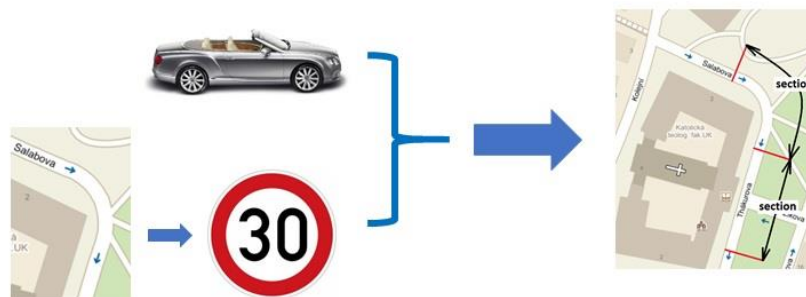
## 4. Definice a popis jízdní dráhy

Jízdní dráha vozidla je pro optimalizaci jízdy vozidla vždy základní a naprosto klíčovou vlastností. Jak již bylo uvedeno dříve, jízdní dráha také rozděluje všechny úlohy optimalizace jízdy vozidla do dvou základních kategorií, v případě optimalizace spotřeby do kategorií eco-routingu, kde optimální dráhu hledáme, a eco-drivingu, kde je dráha dána a hledáme optimální soustavu řídicích zásahů vozidla [5]. Pro úlohy eco-drivingu je nutné znát mnoho atributů nalezené jízdní dráhy a to ve smyslu atributů v čase a s ostatními podmínkami neproměnných (stoupání vozovky, půdorysný tvar vozovky, legislativní omezení v dané trase aj.), tak atributů proměnlivých – nahodilých (například vlivy počasí, vliv hustoty dopravy, vliv sjízdnosti dané vozovky aj.). Celý tento rozsáhlý soubor parametrů tvoří ucelený popis jízdní trasy, který je však též vázaný na různé kategorie vozidel a to například z pohledu maximální dovolené rychlosti, která může být pro jednotlivé kategorie vozidel rozdílná. Zdrojů dat pro získání uceleného popisu jízdní dráhy je více. Tvar a základní legislativní omezení lze získat z běžně dostupných navigačních softwarů. Základní predikce povětrnostních podmínek během jízdy lze taktéž získat z dostupných komerčních softwarů, stejně jako základní všeobecné informace o provozu [48]. Informace o aktuálním nastavení proměnlivých složek řízení dopravy (semaforey, proměnné dopravní značky omezení rychlosti aj.) jsou dostupné jen v omezené míře a jen pro některá místa. Tyto informace lze získat pomocí informací předávaných pomocí V2I komunikace [55]. Specifickým informačním vstupem přípravy jízdní trasy mohou být historická data, získávaná zejména z předchozích průjezdů totožného nebo jiného vozidla danou trasou nebo její částí. Informace takto získané je možné statisticky zpracovat a využít jako korekci legislativního omezení rychlosti podél jízdní dráhy [71].

Všechny výše uvedené vlivy a dostupné informační zdroje společně vytváří popis jízdní dráhy v několika úrovních informačních zdrojů (pouze na základě pevných navigačních dat, s využitím historických dat, s využitím dat z okamžité provozní situace apod.), který je pro potřeby optimalizace a tvorby optimalizačních parametrů dále zpracován podle níže představené ideje.

### 4.1. Základní idea popisu jízdní dráhy

Základní ideou pro popis jízdní dráhy je její rozdělení do menších sekcí, přičemž v každé sekci uvažujeme určité parametry jízdní trasy za konstantní. Základní ideu zpracování jízdní trasy schematicky ukazuje Obrázek 5.



Obrázek 5: Schéma vnějších vlivů na definici jízdní dráhy

Volba konstantních parametrů, dle kterých se trasa dělí na sekce, je klíčovým prvkem nejen pro vlastní dělení, ale také pro tvorbu aproximovaného rychlostního profilu vozidla i pro omezení a následné výsledky po použití optimalizační metody [72]. V každé jízdní sekci je nutné definovat a parametrizovat rychlostní profil vozidla, který tvoří jeden z výstupů každé úlohy eco-routingu a z takto získaných dílčích rychlostních profilů sestavit celkový parametrizovaný rychlostní profil [73]. Při tvorbě rychlostního profilu musí také být splněny podmínky spojitosti rychlosti, tedy výstupní rychlost ze sekce předcházející musí být totožná s rychlostí vstupní do sekce následující. Vhodná volba je tedy také přímo závislá na uvažovaném způsobu jízdy vozidla v dané části jízdní trasy [74]. Jedním z příkladů takové sekce a k tomu připojenému jízdnímu chování vozidla je zatáčka s přibližně konstantním poloměrem. V takovéto zatáčce je nutné z hlediska průběhu jízdy udržovat nejlépe konstantní rychlost jízdy, která nemůže být vyšší než nejvyšší možná rychlost z hlediska fyzikálního nebo legislativního [75]. Jako ukázkou pro některá kritéria dělení jízdní dráhy na sekce lze uvažovat právě dělení podle poloměru zatáčení jízdní dráhy, který zároveň generuje rychlostní limit průjezdu vozidla tímto úsekem trati. Podrobně o dělení bude pojednáno v příslušné podkapitole níže. Vstupem do kinematického popisu jízdní dráhy však musí být soubor navigačních údajů obsahující uvedené základní údaje a případně další údaje pro rozšířený popis jízdní trasy. Základní myšlenky a základní popis jízdní trasy jsou uvedeny na následujících řádcích. V první řadě je však třeba definovat vhodné informační zdroje a nezávisle na nich konstantní parametry, dle kterých bude dráha později rozdělena.

#### 4.1.1. Idea tvorby jízdní dráhy - jízdní sekce

Jak již bylo výše uvedeno, základem pro tvorbu matematického modelu jízdní trasy jsou vstupní údaje z běžně dostupných navigačních softwarů (jako například Nokia HERE [71] [51]) a další vstupy, získané například z nákladových listů vozidel aj. Obdobným způsobem z technických listů vozidla lze získat další informace o vozidlu samotném, například informace o celkové hmotnosti vozidla, statickém zatížení náprav aj. Základní idea pro rozdělení jízdní dráhy do sekcí je taková, že jednotlivé sekce budou vznikat postupným rozdělením celé uvažované trasy dle

předem definovaných konstantních parametrů postupně na menší a menší úseky, až bude dosaženo konečného rozdělení a zajištění, že v každé sekci budou všechny zvolené parametry právě konstantní.

##### 4.1.2. Vstupní navigační data a zvolené konstantní parametry sekcí

Základem pro tvorbu matematického modelu jsou vstupní data. Data vztahující se k jízdě jsou nejčastěji získávána z navigačních softwarů (jako například Nokia HERE [71] [51]) a mapových podkladů. Informace o vozidle a nákladu jsou získávány z typových listů konkrétních vozidel a z nákladového listu vozidla vydaného pro konkrétní jízdu.

Základní a pro úlohu optimalizace uvažovaný matematický model jízdě dráhy, vhodný jako vstup optimalizační úlohy jízdy vozidla, využívá z hlediska geometrického následující informace z informačních vstupů:

- a) sférický nebo rovinný průmět jízdě dráhy (získaný z GPS souřadnic bodů jízdě trasy, případně přepočtený do rovinného průmětu)
- b) výškový jízdě profil jízdě dráhy (získaný z výškových souřadnic bodů jízdě trasy z GPS navigačního softwaru nebo z jiných mapových podkladů)

z hlediska podélné dynamiky vozidla následující parametry:

- c) legislativní omezení rychlosti daného vozidla (na základě legislativních rychlostních limitů)
- d) fyzikální omezení jízdě rychlosti daného vozidla (na základě velikosti odstředivého zrychlení)

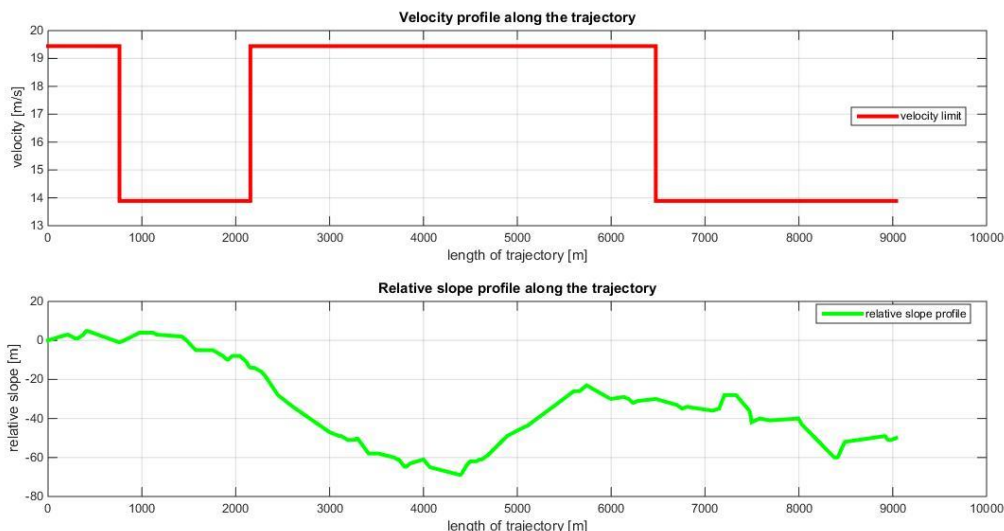
z hlediska tepelných, atmosférických a adhezních podmínek:

- e) teplota okolního vzduchu v každém bodě jízdě dráhy (případně redukováno o vlivy počasí)
- f) rozložení adhezních podmínek podél jízdě trasy (definuje součinitel adheze a součinitel valivého odporu vozidlového kola, zároveň může být použito pro korekci maximální možné rychlosti vozidla)

z hlediska hmotnostních parametrů vozidla následující parametry:

- g) pohotovostní hmotnost vozidla a posádky (vlastní hmotnost vybaveného vozidla a posádky)
- h) hmotnost nákladu a úbytek nákladu v průběhu jízdy (pro případ rozvážkového vozidla)

Grafické znázornění rozložení legislativního rychlostního limitu a průběhu relativního stoupání vzorové jízdě trasy uvádí následující Obrázek 6.



Obrázek 6: Legislativní rychlostní omezení a relativní stoupání vozovky [71]

Všechny výše uvedené parametry je možné chápat jako spojité (například výškový profil jízdní dráhy) nebo diskrétní (například legislativní rychlostní omezení) funkce definované podél celé jízdní trasy (viz průběh legislativního rychlostního omezení a výškového profilu vzorové jízdní trasy, jak uvádí Obrázek 6) [71]. Pro optimalizaci jízdního chování vozidla jako spojité veličiny je však nutné matematický model jízdní dráhy definovat jako spojitou nebo po částech spojitou funkci, která dělí celou jízdní trasu na menší na sebe beze zbytku navazující části nazvané „jízdní sekce“ nebo jen „sekce“ [74]. Takovéto dělení na sekce je možné provést mnoha způsoby, například rozdělením pouze podle diskrétních funkcí popisu jízdní dráhy (dle celkové hmotnosti vozidla, legislativního rychlostního limitu nebo nespojitosti adhezních podmínek), avšak s výhodou je možné rozdělit jízdní trasu na jednotlivé sekce i s přihlédnutím k předpokládanému jízdnímu chování vozidla. Na základě této úvahy a s uvažováním výše uvedených parametrů jízdní trasy je vhodné definovat jízdní sekci jako část jízdní dráhy, kde mají následující parametry konstantní hodnotu:

- maximální možná rychlost vozidla (získaná na základě legislativní a fyzikální maximální rychlosti)
- teplota nebo ekvivalentní teplota vzduchu okolo vozidla (s přihlédnutím k aktuálním povětrnostním podmínkám)
- adhezní podmínky, zejména součinitele valivého odporu vozidla (adhezní součinitel pneumatiky vůči vozovce je implicitně zahrnut již ve fyzikálním rychlostním limitu)
- celková hmotnost vozidla a nákladu (úbytek hmotnosti vozidla daný úbytkem paliva není vzhledem k procentuální výši vůči celkové hmotnosti vozidla uvažován)

Celá jízdní dráha je tímto způsobem jednoznačně rozdělena na sekce pouze na základě vlastností jízdní trasy a parametrů vozidla, které jsou vstupem do

optimalizace, nikoli však vlastními optimalizačními parametry. Případným zavedením ekvivalenčních koeficientů je pak možné, definovat dělení jízdní trasy do sekcí i pro rozdílné kategorie vozidel, na základě prvotního dělení [75].

## 4.2. Dělení jízdní trasy do sekcí – aplikace pro optimalizační úlohu

Budou-li pro definici jízdní dráhy použity jako vstupy následující údaje:

- GPS souřadnice navigačních bodů
- výškové souřadnice k též GPS navigačním bodům nebo k též jízdní trase
- hodnoty legislativního rychlostního omezení pro tytéž navigační body nebo totožnou jízdní trasu
- hodnoty adhezního součinitele a koeficientu valivého odporu pro tytéž navigační body nebo totožnou trasu
- hodnoty teploty nebo ekvivalentní teploty okolního vzduchu
- vlastní hmotnost vozidla, nákladu a obsluhy

bude možné provést dělení jízdní trasy na výše uvedené sekce několika možnými kombinačními způsoby. Jeden z možných kaskádních způsobů dělení je uveden ve vývojovém diagramu, který uvádí Obrázek 7 [72].

Vývojový diagram zobrazuje pouze jednu možnost, jak dělit celou jízdní trasu na sekce pomocí kaskádního zpracování. Podstata tohoto kaskádního dělení spočívá v tom, že výstupem z každého kroku kaskádního dělení je nové rozložení jízdní trasy do sekcí, které se v tom následném kroku dle zvolené logiky upravuje dělením stávajících sekcí na další menší, dokud není splněna podmínka nedělitelnosti sekce (tj. že v každé sekci je zvolená sada parametrů konstantní). Specifická výhoda tohoto přístupu spočívá v možnosti vynechání nebo naopak doplnění některých kroků kaskády dělení, je-li požadováno jiné kritérium pro výslednou jízdní sekci. Tímto způsobem může být snadno získána jízdní trasa pro různé kategorie vozidel.



Obrázek 7: Vývojový diagram kaskádního dělení jízdní trasy na jednotlivé sekce

#### 4.2.1. Dělení jízdní dráhy na jednotlivé úseky – tvorba jízdních sekcí

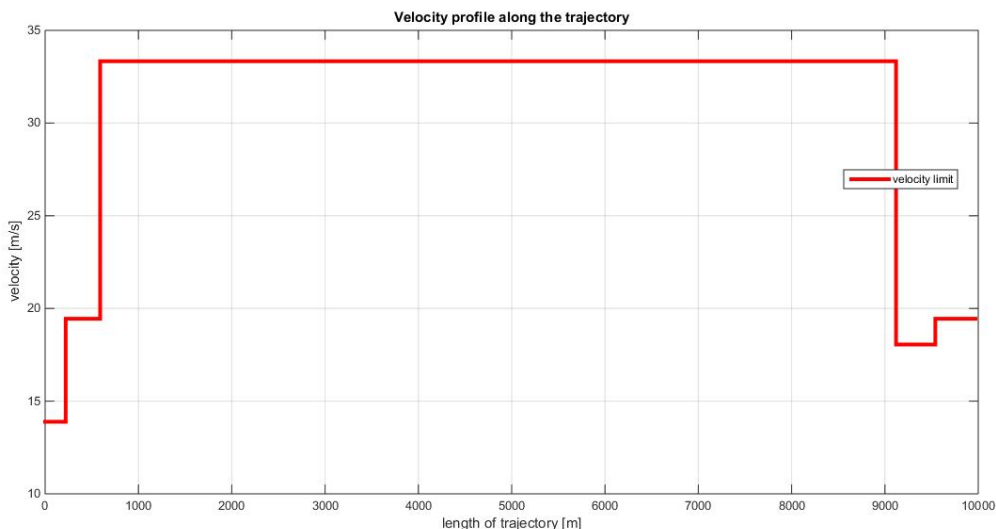
Následující řádky budou věnovány podrobnému vysvětlení algoritmu dělení jízdní trasy na primární sekce dle parametru maximální dovolené rychlosti v kroku prvním a v závěru této podkapitoly budou též zkráceně představeny další kroky dělení jízdní trasy na sekce dle ostatních kritérií, která jsou však formálně totožná. Jednotlivé kroky programu pro tvorbu matematického modelu jízdní dráhy jsou uvedeny v následujících bodech (krocích):

**Tvorba sekcí – krok nultý** – zpracování vstupních dat. V nultém kroku dochází k načtení vstupních dat z příslušných souborů (formáty CSV, JSON, NMEA, XLS a podobně, dle výstupů z navigačních software) a k definici základních konstantních parametrů nastavení tvorby matematického modelu. Mezi tyto parametry patří zejména minimální délka validní jízdní sekce (nastavující parametry pro filtraci příliš krátkých sekcí, jejichž délka je řádově totožná s délkou vozidla – viz dále) a maximální úhlová odchylka předchozí a následující uvažované jízdní sekce (definuje krátké úseky se skutečným ostrým jízdním manévrem, který je nutné později zohlednit). Pro následné zpracování jízdní trasy dle definice maximální rychlosti jsou GPS navigační body promítnuty do kartézských souřadnic. Samostatně jsou poté zpracována výšková data do závislosti relativního stoupání pro potřeby následného kroku dělení.

**Tvorba sekcí – krok první** – dělení jízdní trasy podle rychlostních limitů. V prvním kroku kaskádního zpracování jízdní trasy je nutné najít prvotní dělení jízdní trasy na sekce pomocí maximální dovolené rychlosti jízdy. Maximální dovolená rychlosti jízdy je omezena dvojicí přípustných omezení. První rychlostní omezení je definováno na základě legislativního omezení rychlosti  $v_{leg}$  pro každý navigační bod. Vzhledem ke skokové změně tohoto limitu například při výjezdu z obce nebo při vjezdu do oblastí s omezenou maximální rychlostí, je funkce legislativního rychlostního limitu funkcí spojitou, avšak jen po částech hladkou. Druhé rychlostní omezení rychlostí  $v_{fyz}$  vychází z mezních hodnot dovoleného odstředivého zrychlení, působícího na vozidlo při průjezdu částí jízdní dráhy s definovanou hodnotou křivosti (radiusem) jízdní trasy. Reálná geometrie jízdní trasy je funkcí spojitou a hladkou v oblasti prvních derivací, bude tedy i funkce maximální fyzikální rychlosti vozidla podél této jízdní trasy funkcí spojitou. Pro reálnou jízdu pak musí v každém bodě jízdní trasy platit podmínka omezení jízdní rychlosti, která definuje funkci maximální rychlosti  $v_{max}$  vstupující do optimalizace jako maximální hodnoty rychlosti jízdy vozidla:

$$v_{max} = \min \{v_{leg}; v_{max\ physical}\} \quad 4.1$$

Funkce definující maximální jízdní rychlost  $v_{max}$  vzniklá jako minimum z obou výše definovaných funkcí v každém bodě a je funkcí spojitou, po částech hladkou, kde nespojitosti prvních derivací této funkce mohou nastat pouze z příčiny legislativního rychlostního omezení. V místech jízdní trasy, kde maximální jízdní rychlost je

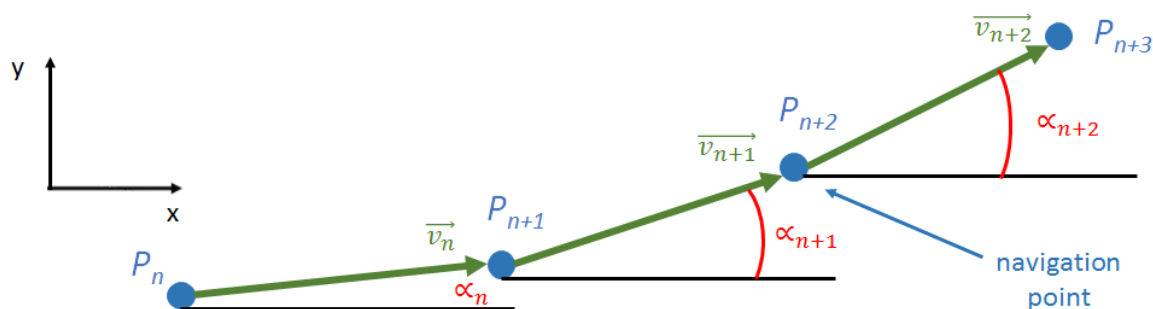


**Obrázek 8: Graf funkce maximální dosažitelné rychlosti podél jízdní dráhy**

definována legislativním rychlostním limitem, má omezení konstantní hodnotu, avšak v místech jízdní trasy, kde je maximální rychlost omezena fyzikálním omezením, má hodnota maximální povolené rychlosti obecný průběh, závislý na tvaru jízdní trasy [76]. K těmto případům dochází výlučně v částech jízdní dráhy, kde je jízdní manévr ve tvaru zatáčky (ostré zatáčky – v místech přímé trajektorie jízdní trasy je boční odstředivé zrychlení nulové, a tedy fyzikální omezení rychlosti vozidla definované z bočního zrychlení je několikanásobně větší než dovolený legislativní limit). Vyhledávání tohoto omezení je tedy úlohou o vyhledání jízdních manévrů – zatáček a přidělení rychlostních omezení všem bodům jízdní trasy [51]. Vzhledem k tomu, že jízdní manévr zatáčky je ostře ohraničená oblast jízdní trasy a vzhledem k tomu, že takovýto manévr je nutné projíždět přibližně konstantní rychlostí (v zatáčce není žádoucí ani přílišné zrychlení, ani zpomalení vozidla), lze i pro tuto část jízdní trasy definovat funkci maximální dovolené rychlosti v zatáčce jako konstantní funkci o hodnotě rovné minimální fyzikální rychlosti v této části jízdní trasy. Výsledkem procesu hledání maximální jízdní rychlosti podél jízdní trasy je po částech spojitá a po částech konstantní funkce definovaná na celé jízdní dráze (viz Obrázek 8) a svou podstatou obdobná jako průběh funkce maximálního legislativního omezení rychlosti.

Maximální hodnoty rychlosti vozidla dané legislativním limitem jsou součástí vstupních údajů, které není třeba zpracovávat, protože jsou definovány pro každý uvažovaný navigační bod jízdní trasy.

Maximální hodnoty fyzikálního omezení rychlosti závisí na již zmíněném rozložení jízdních manévrů podél jízdní trasy. Prvním postupem v určování tohoto limitu musí být analýza jízdní trasy, rozdělující je na jednotlivé na sebe navazující manévry. Za jízdní manévry lze uvažovat tři jízdní situace – jízdu přímým směrem, zatáčku pravou a zatáčku levou. Jízdní manévr – zatáčku – lze definovat jako soubor bodů, které leží na křivce „výrazně“ odlišné od přímky. Na základě této definice je



Obrázek 9: Vyhledávání jízdních manévrů pomocí vektorů nejnižšího řádu ( $n=2$ ) [76]

možné pro každou obecnou  $n$ -tici po sobě následujících navigačních bodů definovat směrový vektor, normovaný Euklidovskou normou, v absolutním souřadném systému, definující absolutní orientovaný úhel tohoto vektoru, a tedy i jízdní trasy. Takto definovaný vektor byl označen jako „vektor řádu  $n$ “. Vzájemný úhel dvou po sobě následujících takto definovaných vektorů stejného řádu pak definuje jízdní manévr vztahený k příslušnému bodu jízdní trasy. Vyhledávání manévrů jízdní trasy vektorem nejnižšího řádu ( $n = 2$ ) uvádí Obrázek 9.

Hodnoty orientovaných úhlů libovolných takto definovaných vektorů v kartézském souřadném systému mohou nabývat hodnot z intervalu  $\langle 0,360 \rangle$  úhlových stupňů. Pravý manévr je obecně definován následující rovnicí:

$$\alpha_{n+1} - \alpha_n < 0 \quad 4.2$$

Levý manévr je obecně definován rovnicí:

$$\alpha_{n+1} - \alpha_n > 0 \quad 4.3$$

Přímý manévr je obecně definován rovnicí:

$$\alpha_n = \alpha_{n+1} \quad 4.4$$

Rovnice 4.2 až 4.4 platí, jsou-li vektory  $\alpha_n$  a  $\alpha_{n+1}$  ze stejného kvadrantu, případně jsou-li oba vektory z rozdílných kvadrantů, mimo kombinaci prvního a čtvrtého kvadrantu. Pokud bude jeden z uvedených vektorů v prvním kvadrantu a druhý ve čtvrtém (případně opačně) a budou vzájemně v soumžné poloze kolem osy  $x$  souřadného systému, bude rozdíl orientovaných úhlů těchto vektorů přibližně roven plnému úhlu v kladném nebo záporném smyslu. Dle konkrétní kombinace kvadrantů předchozího a následujícího úhlu se nerovnosti v rovnicích 4.2 a 4.3 příslušně mění. Možné varianty změny uvádí Tabulka 1 [72].

<b>q =&gt; kvadrant</b>	$\alpha_{n,n+1} \in (1 \div 3)q$	$\alpha_n \in 1q$	$\alpha_n \in 4q$
<b><math>\alpha</math> =&gt; úhel</b>	$\alpha_n \ \& \ \alpha_{n+1} \in 4q$	$\alpha_{n+1} \in 4q$	$\alpha_{n+1} \in 1q$
$\alpha_n > \alpha_{n+1}$	pravý manévr	---	levý manévr



$\alpha_n < \alpha_{n+1}$	levý manévr	pravý manévr	---
---------------------------	-------------	--------------	-----

**Tabulka 1: Korekce ekvivalenčního znaménka rovnic 4.2 a 4.3 pro vektory z prvního a čtvrtého kvadrantu**

Každému takto získanému manévru v každém navigačním bodě je přidělena logická hodnota definující směr jízdního manévru. Význam těchto logických hodnot manévrů uvádí Tabulka 2 [76].

<b>manévr</b>	pravý	přímý směr	levý
<b>lokální hodnota</b>	1	0	-1

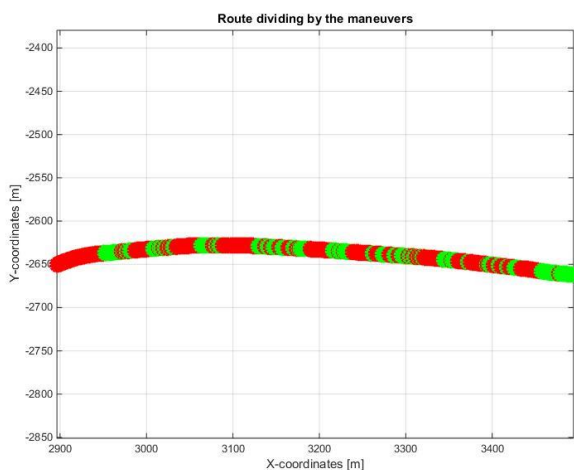
**Tabulka 2: Přidělení logických operátorů jednotlivým jízdním manévřům [75]**

Při aplikaci uvedeného postupu pro vyhledávání jízdních manévrů na jízdní trase definované navigačními daty a s uvažováním ostrých nerovností (rovností) v rovnicích 4.2 až 4.4 vůči nule bude téměř každému bodu přidělen jeden ze zatáčejících jízdních manévrů (pravý nebo levý). Posloupnost a délka částí jízdní dráhy reprezentovaných krátkými částmi jízdní trasy nebo jen osamocenými body s odlišným manévrem, než jsou v okolních bodech, tvoří zvláštní případy větších jízdních manévrů nebo vadné body, které je třeba správně interpretovat a vhodně filtrovat pro budoucí tvorbu relevantních jízdních sekcí. Tvorbu konečných jízdních sekcí pro první krok sekcování – dle maximální rychlosti – je možné provádět opakovaným iteračním používáním algoritmu vyhledávajícího jízdní manévry, spolu s použitím sady heuristických pravidel, jednoznačně definujících jízdní manévr. V následující stati budou jednotlivé možné případy uvedeny zvláště a ke každému bude uveden způsob jeho identifikace spolu s možnostmi odstranění jeho vlivu na sekcování jízdní trasy v dalším iteračním kroku.

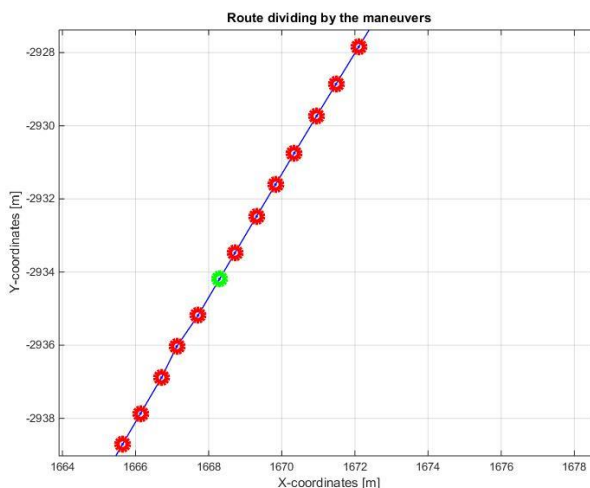
Samotná tvorba jízdních sekcí je založena na splnění několika samostatných podmínek (viz výše) a každá sekce musí také splňovat některé vnější podmínky uskutečnitelnosti (využitelnosti), ze kterých je nejdůležitější zejména podmínka minimální délky uvažované jízdní sekce, nezávislá a nadřazená všem ostatním podmínkám (optimalizovat jízdní chování na příliš krátké sekci není žádoucí z důvodu vysoké výpočtové zátěže s minimálním efektem vůči zvolenému optimalizačnímu cíli, zejména pro dlouhé jízdní tratě). Minimální délku jízdní sekce je obtížné stanovit, neboť je funkcí mnoha parametrů jízdní trasy a to zejména rozmanitostí průběhu relativního stoupání a tvarovou rozmanitostí jízdní geometrie zatáček. Vhodné při stanovování minimální délky jízdní sekce může být, vycházet z mezních hodnot minimálního rádiusu silniční dopravní sítě, daném příslušnou normou, nebo, není-li znám, pak minimální hodnotou stopového rádiusu zatáčení příslušného vozidla, který je funkcí délky a konstrukce vozidla nebo vozidlové soupravy. Pro jednoduchost je možné využít právě posledního zmíněného hlediska a definovat minimální délku jízdní sekce na základě délky uvažovaného vozidla a to jako několikanásobek této délky.

V praktických výpočtech bylo dosud uvažováno vozidlo o celkové délce 5 m a minimální délka sekce jako čtyřnásobek této délky, tedy 20 m.

Dva základní případy, při kterých dochází k tvorbě velmi krátkých až jednobodových sekcí, případně přímé posloupnosti velkého množství na sebe navazujících krátkých počátečních sekcí mohou nastat v oblastech jízdní dráhy s přibližně přímkovou trajektorií, kde se budou velmi často střídát pravé a levé manévry v krátkých skupinách, případně vadné navigační body, které se budou zobrazovat jako třibodová sekvence v pořadí pravý-levý-pravý nebo opačně [76]. Oba uvedené základní případy tvorby velmi krátkých sekcí uvádí Obrázek 10 a Obrázek 11.



Obrázek 10: Přiřazení jízdních manévruů přibližně přímému úseku jízdní trasy (červeně manévry pravé, zeleně manévry levé)



Obrázek 11: Zobrazení nekorektního navigačního bodu a okolních jízdních manévruů

Z důvodů splnění minimální délky sekce je nutné tyto případy detekovat, filtrovat nebo jinak zpracovávat, aby bylo možné definovat dostatečně dlouhé sekce jejich jízdním manévrem (zejména přibližně přímkové jízdní sekce manévrem přímé jízdy) a nalézt hranice skutečných zatáček, ve kterých se bude definovat příslušný poloměr

jízdní trasy a z toho vycházející maximální fyzikální jízdní rychlost. Vzhledem k faktu, že oba uvedené případy obtížně interpretovatelných globálních manévrů se vyskytují nezávisle, jejich detekci i případné zpracování (odstranění) je třeba provádět pomocí odlišného přístupu.

Budeme-li se zabývat prvním uvedeným případem – vadným navigačním bodem z obecného hlediska je možné postupovat dvěma způsoby, oba však jsou založeny na prvotním nalezení takového vadného navigačního bodu. Nalézt taktové body je možné s velkou výhodou právě pomocí prvotního přiřazení logických hodnot manévru každému navigačnímu bodu, spolu se znalostí specifického uspořádání jízdních manévrů v nejbližším okolí tohoto bodu (L-P-L nebo P-L-P). Každému navigačnímu bodu jízdní trasy je přiřazena logická hodnota jízdního manévru (viz Tabulka 2) a z kterých je získán vektor logických hodnot jízdních manévrů celé jízdní dráhy. V oblasti okolo vadného bodu je pak v souladu s definicí posloupnosti manévrů v okolí tohoto bodu získána sekvence těchto logických hodnot v pořadí [76]:

$$IDside = \{ \dots, -1, 1, -1, \dots \} \Rightarrow \text{manévr: levý} - \text{pravý} - \text{levý}$$

nebo:

$$IDside = \{ \dots, 1, -1, 1, \dots \} \Rightarrow \text{manévr: pravý} - \text{levý} - \text{pravý}$$

Provedeme-li však postupné diference logických hodnot v tomto vektoru podle vztahu 4.5, pro vadný bod bude hodnota difference dvou prvků 2 pro jedno možné odchýlení vadného bodu a -2 pro druhé možné odchýlení vadného bodu.

$$diff(IDside)_k = IDside_{k+1} - IDside_k \Rightarrow < \begin{matrix} 2 \\ -2 \end{matrix} \quad 4.5$$

V ostatních případech posloupnosti navigačních bodů bude hodnota této difference v intervalu  $\langle -1, 1 \rangle$ . Validita vady takto nalezeného navigačního bodu je však pouze při dodržení podmínky tzv. „husté množiny navigačních bodů“, která definuje mediánovou vzdálenost navigačních bodů podél celé jízdní trajektorie. Množina navigačních bodů je považována za hustou, pokud platí, že medián vzdáleností všech po sobě jdoucích navigačních bodů v celé uvažované jízdní trase je menší nebo roven celkové délce uvažovaného vozidla nebo soupravy [76]. Navigační body získané z běžných navigačních softwarů, mají běžný medián vzdálenosti navazujících bodů o hodnotě přibližně 1 m, pro trasy s velkým podílem dlouhých přímých úseků může být medián asi do 3 m [51]. Lze tedy pro běžná osobní a nákladní vozidla uvažovat množinu takových navigačních bodů za hustou.

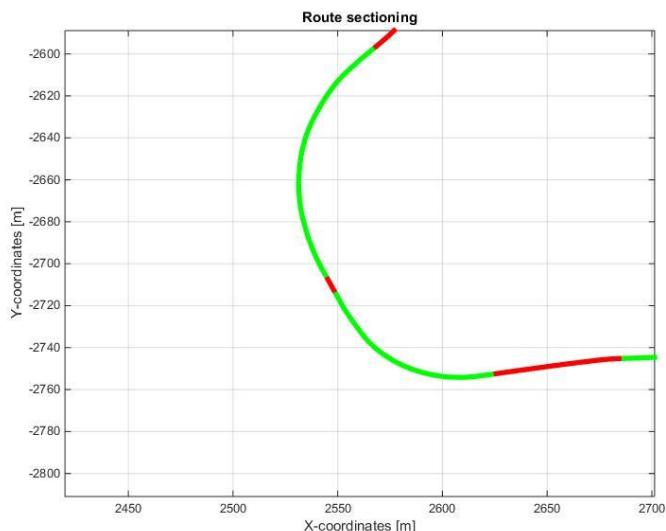
Jsou-li v navigačních datech pro danou jízdní dráhu identifikované vadné body, je možné použít jeden ze dvou způsobů odstranění negativních vlivů těchto bodů. První způsob je velice prostý, spočívá v odstranění těchto vadných bodů z původních navigačních dat, čímž vznikne nový (v jistém smyslu filtrovaný) soubor navigačních dat, která je možné opět zpracovávat algoritmem pro vyhledávání jízdních manévrů. Druhý možný způsob odstranění negativních vlivů vadných bodů spočívá v nahrazení

původního vadného navigačního bodu bodem novým, vzniklým na základě interpolace mezi okolními body. Interpolace v okolí takto nalezených vadných navigačních bodů je možná za použití interpolačního polynomu vyššího řádu, případně použitím interpolačního splinu. Použitím tohoto druhého způsobu úpravy navigačních dat s cílem odstranění účinků vadných navigačních bodů je možné získat nový soubor navigačních dat, z hlediska počtu navigačních bodů totožný s původním souborem, avšak již korigovaný o tyto vadné body. Tento nový soubor je pak možné opět zpracovávat původním algoritmem pro vyhledávání jízdních manévřů.

Obecně není možné zcela jednoznačně určit, který z výše uvedených přístupů k eliminaci vlivu vadných navigačních bodů je vhodnější, neboť vhodnost použití je závislá zejména právě na hustotě množiny navigačních bodů a množství vadných navigačních bodů v porovnání s mediánem vzdálenosti navigačních bodů [77]. Přístup s odstraněním vadných navigačních bodů je vhodný především pro hodně hustou množinu navigačních bodů (hustota navigačních bodů je rovna mediánu vzdáleností po sobě následujících navigačních bodů pro celou uvažovanou jízdní trasu), přičemž v případech jízdních tras s nižší hustotou navigačních bodů může docházet k větším nepřesnostem při následném určování křivosti jízdní trasy. Přístup s interpolační náhradou původního vadného bodu novým je vhodný pro všechny hustoty navigačních bodů, avšak je výpočetně náročný a jeho náročnost se zvyšuje i se zvyšující se hustotou navigačních bodů a zejména množstvím vadných navigačních bodů.

Druhý již uvedený případ – střídavé krátké části jízdní trasy pravých a levých manévřů interpretující přibližně přímkovou jízdní trajektorii jsou případy velice časté a je možné je interpretovat na základě posloupnosti délky jednotlivých prvotních jízdních sekcí. Ukázka takového případu je na Obrázek 10, kde se zjevně jedná o přibližně přímkovou jízdní trajektorii (uvažováno zejména ve vztahu maximální dovolené fyzikální rychlosti průjezdu) reprezentovanou postupným střídáním krátkých částí jízdní trasy s pravým a levým manévřem.

Rozpoznání takového případu přibližně přímého úseku jízdní dráhy lze provést na základě heuristické znalosti, která je založena na poznatku, že přímý úsek jízdní trasy je vždy mezi dvojicí tzv. „ostrých jízdních manévřů“ (dvojicí zatáček). Úloha nalezení přibližně přímého úseku jízdní trati je tedy založena na rozdělení primárně získaných jízdních sekcí do dvou skupin – skupiny sekcí dlouhých a sekcí krátkých a následného vyšetřování krátkých primárních sekcí mezi dvěma po sobě následujícími dlouhými sekcemi. Ukázku takového případu uvádí Obrázek 12.



**Obrázek 12: Ukázka krátkých primárních sekcí mezi dvěma dlouhými sekcemi [76]**

Z tohoto rozdělení pak vyplývají tři možné případy, které mohou nastat při posuzování dění mezi dvojicí dlouhých sekcí.

První případ je jeden vadný bod, který je mezi dvojicí dlouhých sekcí a tvoří tak jednu samostatnou krátkou sekci. O tomto případě bylo pojednáno výše a z hlediska sekcí povede eliminace jeho vlivu pouze ke spojení oněch dvou dlouhých sekcí do jedné (vynecháním tohoto bodu nebo jeho náhradou pomocí interpolace).

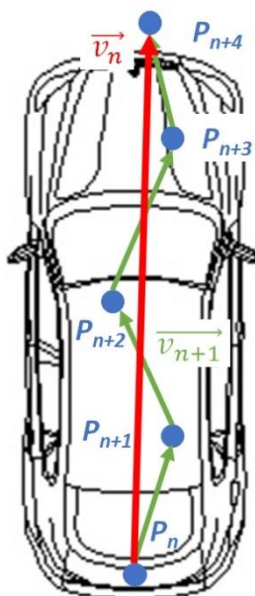
Druhý a nejčastější případ dění mezi dvěma dlouhými sekcemi se shluk na sebe postupně navazujících krátkých sekcí (viz například Obrázek 12 - krátká sekce zobrazená červenou čarou mezi dvěma delšími sekcemi zobrazenými čarou zelenou). V tomto případě pak lze uvažovat dvě řešení závislá na nastavení parametru minimální délky jízdní sekce. Je-li součet délek všech menších sekcí větší než uvedené minimum, pak bude vytvořena nová samostatná sekce a bude jí přidělen jeden z uvedených možných jízdních manévrů z Tabulka 2. Je-li však součet všech krátkých sekcí menší než uvedený limit, budou všechny tyto krátké sekce připojeny k jedné z okolních krátkých sekcí, případně obě dlouhé sekce spolu se zmíněnými krátkými budou spojeny do jedné nové dlouhé sekce.

Třetí případ je zvláštním případem výše uvedeného druhého případu. Pro určité sestavy parametrů může nastat případ, kdy vznikne nějaká samostatná krátká sekce nebo soubor krátkých sekcí mezi dvěma dlouhými sekcemi, avšak bude obsahovat specifický manévr. Tento případ může nastat poměrně často a to v případech křížovatek, kde se musí ostře odbočit vpravo nebo vlevo. Délka tohoto manévru z hlediska navigačních bodů pak může být i poměrně krátká, avšak význam zásadní. Nastane-li takováto situace, je třeba ponechat v dělení jízdní trasy na sekce tuto i velmi krátkou sekci, vyjadřující omezení jízdního chování vozidla. Ve vazbě na výše uvedený druhý případ je tedy v každé analýze krátkých sekcí vždy třeba sledovat i orientovaný úhel posledního vektoru předchozí dlouhé sekce a orientovaný úhel prvního vektoru



kombinace malého mediánu vzdáleností navigačních bodů a malého řádu směrového vektoru (směrový vektor reprezentuje část jízdní trasy o délce cca velikosti mediánu) může vzniknout velké množství výše uvedených vadných bodů a krátkých sekcí po prvním dělení a zároveň tento přístup příliš nerespektuje velikost vozidla, protože vozidlo jako tuhé těleso nemůže svou podélnou osou následovat křivku danou pouze krátkými směrovými vektory (viz Obrázek 14). Z těchto důvodů je vhodné volit řád orientovaného vektoru jako hodnotu závislou na délce uvažovaného vozidla nebo nejdelšího vozidla soupravy a mediánu vzdálenosti navigačních bodů. Volbu je vhodné provést na základě níže uvedeného obrázku tak, aby medián délky směrových vektorů (Euklidovská norma směrových vektorů) měl být přibližně roven délce vozidla nebo nejdelšího vozidla uvažované jízdní soupravy (vztah 4.6).

$$n_{bod} \approx \frac{l_{vozidla}}{Me(\|diff(D_p)\|_p)} \quad 4.6$$



**Obrázek 14: Vliv délky vozidla k hodnotám diskretizace jízdní trasy (modře navigační body, zeleně vektory řádu 2, červeně vektor řádu 6)**

Druhým souvisejícím parametrem je minimální délka jízdní sekce. Délka jízdní sekce by z hlediska validity výsledků následné optimalizace měla být úměrná k obecnému pojmu vnější dynamiky uvažovaného vozidla. Jakákoli uvažovaná sekce by neměla být natolik krátká, aby se v ní nestačily výrazně změnit provozní podmínky vozidla vztahující se ke zvolenému optimalizačnímu cíli a rychlostnímu omezení vozidla. Tyto dvě podmínky lze opět vztáhnout například k celkové délce vozidla nebo jízdní soupravy. Opět pro danou délku osobního vozidla 5 m kupříkladu není vhodné ani účelné volit minimální délku sekce 10 m, protože na této vzdálenosti nezvládne vozidlo významně změnit svůj směr (mimo případ ostrého odbočení, filtrovaný bez tohoto parametru) ani významně změnit svou rychlost, aniž by to mělo zásadní vliv na

hodnotu cílové funkce optimalizace. Citlivostní analýzou byla zjištěna jako vhodná hodnota minimální délky sekce, vztažená k délce vozidla nebo jízdní soupravy na interval uvedený ve vztahu 4.7.

$$\min(l_{\text{sekce}}) \approx (2 \div 4) l_{\text{vozidla}} \quad 4.7$$

Posledním významnými parametry, ovlivňujícími dělení jízdní trasy do sekcí, jsou číslovky nula ve vztazích 4.2 a 4.3. Uvedená číslovka nula může být nahrazena jinou hodnotou rozdílnou od nuly (v oboru čísel  $\mathbb{R}^+$ ), která bude reprezentovat mezní povolenou odchylku orientovaného úhlu směrových vektorů od přímého (kolineárního) stavu. Vhodnou pevnou hodnotou tohoto parametru lze snadno najít části jízdní trasy s přibližně přímkovou jízdní trajektorií, avšak ostré jízdní manévry a zvláště jejich hranice jsou velmi závislé na této hodnotě a tvaru jízdní dráhy a není tedy možné, najít obecný předpis nebo doporučení pro určení velikosti tohoto parametru. Na základě iterativní možnosti změny tohoto parametru v intervalu od zvolené počáteční nenulové hodnoty do nižší hodnoty, případně do nuly je možné provést citlivostní analýzu algoritmu na tento parametr a vyhodnocovat změnu rozložení manévrů v jednotlivých iteračních krocích. Tato metoda zpracování jízdní trasy s výhodou snadno nachází přímé úseky a středy zatáček hned v počátečních iteracích, avšak také s tím související vadné body (které z hlediska své interpretace jsou středy zatáček), které není možné interpretovat a filtrovat dříve, než zvolený parametr v iteraci se blíží právě hodnotě nula, a které je tedy nutné filtrovat dle dříve uvedeného postupu. Z těchto důvodů a po několika testech na reálných jízdních trasách bylo od tohoto způsobu vyhledávání jízdních manévrů ustoupeno a pro výpočet byly použity rovnice 4.2 a 4.3 v uvedené formě.

Závěrečnou procedurou prvního kroku tvorby sekcí jízdní trasy je nutné nalezení fyzikální maximálně dosažitelné rychlosti jako omezení pro každý bod jízdní dráhy, a to na základě možného bočního zrychlení vozidla. Na základě této poslední informace bude následně provedeno skutečné primární dělení jízdní trasy na jízdní sekce a tím bude vytvořen zjednodušený model jízdní dráhy vozidla pro optimalizaci jeho chování.

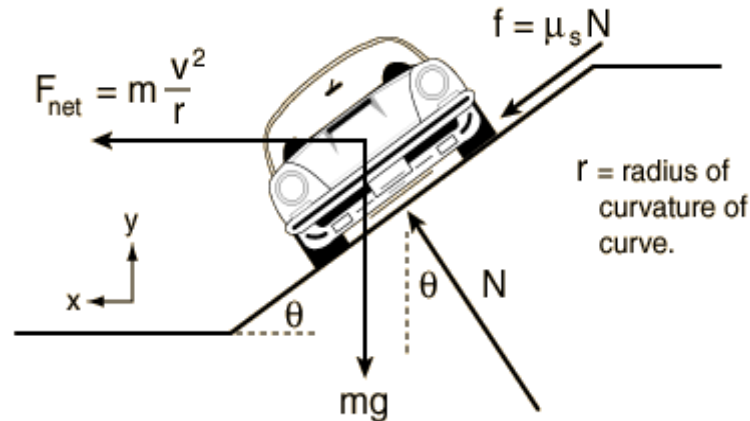
Pro určování maximální fyzikální dosažitelné rychlosti vozidla se vychází ze základních technických parametrů vozidla, maximálních hodnot adhezního koeficientu vozidlových pneumatik vůči vozovce (daným hodnotami vstupních parametrů nebo vhodně zvolenými) a hodnotou zvoleného koeficientu komfortu, který je definován jako podíl komfortní průjezdné rychlosti vozidla a maximální fyzikálně dosažitelné rychlosti vozidla závislé na adhezním koeficientu vozidlových pneumatik vůči vozovce (viz vztah 4.8) [73].

$$f_{\text{comfort}} = \frac{v_{\text{comfort}}}{v_{\text{max physical}}} \approx (0,1 \div 0,4) \quad 4.8$$



Hodnota uvedeného koeficientu komfortu se vhodně zvolí zejména podle typu vozidla a přepravovaného nákladu z hodnot uvedených v intervalu ve vztahu 4.8 (hodnoty nižší se použijí pro vozidla nákladní, luxusní a pro charakter jízdy s minimalizací bočního zrychlení, hodnoty vyšší se použijí pro vozidla sportovního charakteru a pro jízdu sportovním tempem).

Při určování maximální fyzikálně dosažitelné rychlosti vozidla v zatáčce se vychází z rovnic rovnováhy vozidla při jízdě zatáčkou, které jsou definovány vztahy 4.9 a 4.10 a schématem na Obrázek 15.



Obrázek 15: Schéma silového působení na vozidlo v zatáčce [78]

$$\sum F_x = m_{veh} a_{ods} = m_{veh} \frac{v^2}{r} = N \sin \theta + \mu_s N \cos \theta \quad 4.9$$

$$\sum F_y = N \cos \theta - \mu_s N \sin \theta - m_{veh} g \quad 4.10$$

Budeme-li uvažovat velikost úhlu naklonění vozovky  $\theta$  za nulovou, získáme maximální dosažitelnou rychlost vozidla v zatáčce z rovnice 4.9 dosazením rovnice 4.10 a úpravou:

$$\begin{aligned} v_{\max \text{ physical}} &= \sqrt{\frac{r \mu_s N}{m_{veh}}} \Rightarrow |N = m_{veh} g| \Rightarrow \sqrt{\frac{r \mu_s m_{veh} g}{m_{veh}}} \\ &= \sqrt{r \mu_s g} \end{aligned} \quad 4.11$$

Dosazením vztahu 4.11 do vztahu 4.8 získáme hodnotu komfortní rychlosti průjezdu vozidla zatáčkou:

$$v_{\text{comfort}} = f_{\text{comfort}} v_{\max \text{ physical}} = f_{\text{comfort}} \sqrt{r \mu_s g} \quad 4.12$$

Výsledným produktem prvního uvedeného kroku dělení jízdní trasy na jízdní sekce je rozdělení na sekce, které respektují maximální přípustnou rychlost vozidla, vycházející z fyzikálního a legislativního limitu. Hranice těchto sekcí (body nespojitosti průběhu maximální povolené rychlosti) jsou hranicemi pevnými, které není možné posunout jakýmkoli dalším krokem algoritmu tvorby sekcí a z tohoto důvodu musí všechny další kroky algoritmu sekcování být omezené pouze na body intervalů jízdní dráhy mezi

těmito hranicemi, tedy v dalším kroku je možné zde získané první sekce pouze dělit na více malých, avšak sloučení zde získaných sekcí do větších již možné není. Tato vlastnost platí obecně pro celý proces kaskádního dělení jízdní trasy na sekce a umožňuje tak zaměňovat pořadí jednotlivých kroků dělicího algoritmu z vývojového diagramu na Obrázek 7 (případně některé kroky vynechat nebo přidat).

**Tvorba sekcí - krok druhý** – dělení podle ostatních parametrů jízdní trasy. Každý další krok kaskádního dělení jízdní trasy do jízdních sekcí dle schématu na Obrázek 7 vychází ze stejné filosofie a podléhá stejným podmínkám, proto není nutné každému kroku zvláště věnovat samostatnou kapitolu, ale s výhodou zobecnit celý postup následného dělení primárních sekcí na jakékoli další.

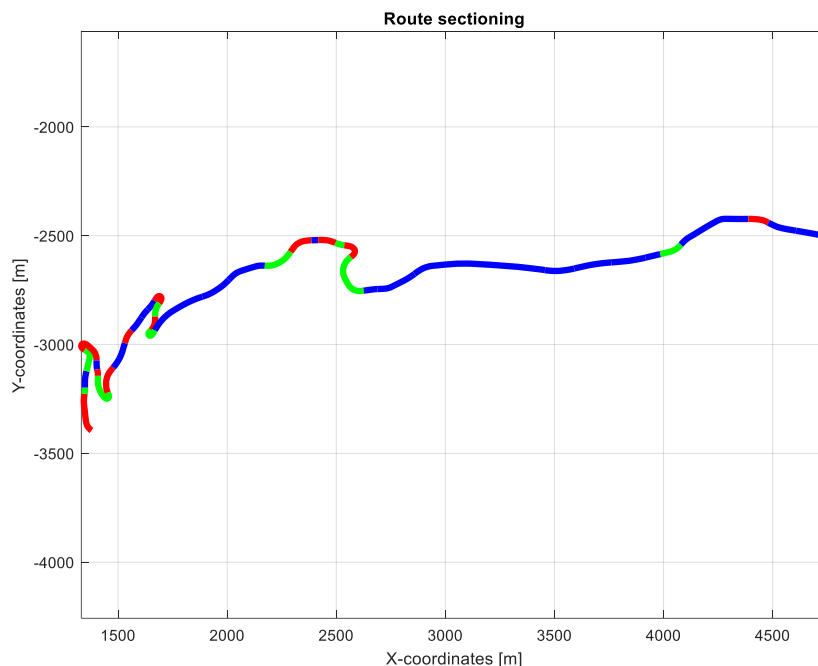
Další zpracování primárně získaných sekcí z dělení podle rychlostních limitů také podléhá kritériím kladeným na každou jízdní sekci v její definici. Prvně je nutné zdůraznit výsledky prvního sekceování jízdní trasy do primárních sekcí, které spočívá v definování bodů na jízdní trase, ve kterých se mění rychlostní omezení jízdy vozidla buď na základě legislativního, nebo fyzikálního rychlostního omezení. Takto vzniklé hraniční body sekcí jsou vztaženy k jednotlivým neměnným bodům na jízdní trase, kde tato změna nastává, a není tedy možné polohu těchto bodů měnit, tyto body vynechávat a ve svém důsledku ani dříve získané sekce slučovat. Tato vlastnost je platná pro kterýkoli krok kaskádního dělení jízdní trasy, a z tohoto důvodu lze v každém dalším kroku kaskádního dělení pouze dělit stávající sekce na sekce menší a nikoli sekce slučovat. Druhý a každý další krok kaskádního algoritmu sekceování jízdní trasy je tedy omezen pouze na analýzu jednotlivých dříve získaných sekcí dle zvoleného kritéria a případné rozdělení této sekce na nové – menší sekce – dle stanovené filosofie.

Každé následné dělení jízdních sekcí na menší sekce dle zvoleného kritéria však musí primárně respektovat další zvolený parametr jízdní sekce, kterým je minimální délka jízdní sekce. Skutečná délka jakékoli dříve získané jízdní sekce musí tuto podmínku splňovat (s výjimkou ostrých odboček), avšak často je délka předchozích sekcí několika až mnohonásobně delší než stanovené minimum. Pro tyto případy je možné rozdělit tuto sekci na libovolný možný menší počet sekcí (omezení počtu nových sekcí spočívá v minimální zvolené délce sekce), dle zvoleného kritéria, kterého je možné dosáhnout několika způsoby. K nalezení jednoho z možných a výhodných způsobů je třeba spíše sledovat opačné případy, kdy délka sekce z předchozího dělení je menší nebo rovna dvojnásobku minimální délky. V případě právě dvojnásobku délky sekce z předchozího dělení je možný pouze případ, že se sekce rovnoměrně rozdělí na dvě menší. K tomuto může dojít pouze při zvolené změně aktuálního dělicího kritéria a to v kterémkoli bodě této původní sekce. Například pokud dojde ke změně tohoto kritéria ve vzdálenosti jedné poloviny minimální délky sekce od začátku této sekce, je legitimní rozdělit tuto předchozí sekci na dvě nové přesně v polovině a v každé polovině nastavit hodnotu dělicího parametru jinak. V tomto příkladu by byla

hodnota současného dělicího kritéria v první nově vzniklé sekci zvolena jako nejkonzervativnější hodnota vzhledem ke konstrukci cílové funkce a v druhé nově vzniklé sekci by byla hodnota dělicího kritéria objektivně přiřazena. Z tohoto příkladu vyplývá, že pro jakékoli jízdní sekce, jejichž délka je rovná minimální délce, nezáleží na umístění bodu změny zvoleného dělicího kritéria, ale pouze na jeho konzervativní hodnotě vůči cílové funkci optimalizace. Toto zjednodušení lze akceptovat, pokud bude hodnota minimální délky jízdní sekce stanovená dle výše uvedené filosofie.

Vrátíme-li se v poznámce ještě k případu, kdy délka dříve získané jízdní sekce je menší než dvojnásobek minimální délky sekce, dojdeme k závěru, že takovou sekci již není možné dále dělit, ale je nutné znovu použít podmínku přidělení konzervativní hodnoty současného dělicího kritéria.

Konečným výstupem z algoritmu zpracování jízdní trasy na jízdní dráhu pak bude rozdělení jízdní trasy do jednotlivých jízdních sekcí dle zvolených parametrů dělení a každá sekce by měla obsahovat všechny údaje potřebné z hlediska plánování jízdní dráhy pro cílovou funkci. Těmito parametry jmenovitě bývá: konstantní limit jízdní rychlosti v jízdní sekci, hodnota hmotnosti nákladu vozidla, hodnota stoupání vozovky, délka jízdní sekce, poloha bodu počátku a konce jízdní sekce, teplota v jízdní sekci, součinitel adheze a mohou být i další.



Obrázek 16: Konečné rozdělení trasy do jízdních sekcí (červenou barvou manévry s pravou zatáčkou, zeleně s levou zatáčkou a modře sekce uvažované jako přímé)

## 5. Simulační model vozidla s hybridním pohonem

Simulačním modelem vozidla rozumíme soubor matematických vztahů, popisující všechny požadované fyzikální stavy samotného vozidla, a všechny matematické vztahy, které reprezentují fyzikální omezení matematického modelu vozidla či požadavky vstupu a výstupu dat. Simulační model vozidla proto obsahuje pouze vztahy, vycházející z konstrukce vozidla, fyzikálních vlastností a omezení jednotlivých zúčastněných komponent a jejich matematického popisu, bez přímé vazby na konstrukci optimalizační úlohy. Ve smyslu výše uvedeném je proto možné simulační model sestavovat jako samostatný celek optimalizační úlohy, pouze s přihlédnutím k potřebám konstrukce cílové funkce optimalizace (požadovanému vstupu a výstupu). Pro zvolenou optimalizační úlohu bude jako vstup do simulačního modelu uvažován předepsaný rychlostní profil vozidla a předepsané rozdělení hnacího výkonu mezi jednotlivé hnací agregáty (jako prvky obecně v optimalizační úloze proměnné) a soubor konstantních dat vztahujících se k uvažovanému vozidlu a jízdě trase (například nominální výkon uvažovaných motorů nebo průběh stoupání vozovky). Výstupem bude uvažována celková spotřeba energie na primárních zdrojích (viz kapitola věnovaná vlastní konstrukci optimalizační úlohy).

### 5.1. Obecná koncepce simulačního modelu vozidla

Simulační model vozidla a jeho konstrukce přímo i nepřímo ovlivňují konstrukci i výsledky celé optimalizační úlohy, proto je mu nutno věnovat náležitou pozornost již ve fázi přípravy celé optimalizační úlohy. Simulační model by měl zároveň reflektovat veškeré fyzikální dění uvnitř a v bezprostředním okolí uvažovaného vozidla a poskytovat svými výstupy údaje potřebné pro vyhodnocování cílové funkce optimalizace.

Na počátku tvorby simulačního modelu je tedy nutné definovat vstupní a požadované výstupní veličiny tohoto modelu, dále reflektované a sledované provozní stavy modelu a z hlediska praktického i vhodnou konstrukci modelu vzhledem k využití ve zvoleném výpočtovém prostředí a na zvoleném výpočetním zařízení.

Vstupy a výstupy simulačního modelu určeného pro optimalizaci jízdního chování metodou eco-drivingu jsou zcela zjevné. Vstupem do celé optimalizace musí být jízdní dráha a její parametry, parametry vozidla a nákladu spolu s dalšími okamžitými údaji vázanými k trase nebo počátečnímu či koncovému stavu vozidla (například počáteční a předepsaná konečná hodnota stavu nabití akumulátoru nebo počáteční provozní teplota vozidlové baterie a chladicích/topných okruhů). Výstupem fyzikálního modelu musí být v první řadě celková spotřeba energie využitá z primárních zdrojů vozidla, což je později hodnota cílové funkce optimalizace, a v řadě další například průběh změny převodových stupňů u diskrétně řazených

převodovek, který vzniká jako vnitřní optimalizace na základě okamžitých hodnot některých veličin přímo v simulačním modelu vozidla.

Vlastní konstrukce simulačního modelu za účelem tvorby cílové funkce optimalizační úlohy lze sestavit různým způsobem, avšak vždy se bude jednat o model, který bude reflektovat chování skutečného vozidla s určitou přesností, která je dána na straně jedné požadavkem na přesnost a rychlost evaluace tohoto modelu, a na straně druhé množstvím zohledňovaných vstupů, výstupů a provozních stavů vozidla. Dle výpočetní náročnosti a výsledné přesnosti použití matematického modelu je možné takové modely obecně rozdělit do následujících tří kategorií (včetně doporučení k jejich využití):

- a) Zjednodušený simulační model – určený pro rychlou evaluaci cílové funkce během opakovaného volání této funkce optimalizačním algoritmem. Zjednodušený matematický model je sestaven zejména z analytických rovnic (typicky pohybové rovnice v integrálním tvaru) doplněných empirickými vztahy a závislostmi ve formě Look-up tabulek. Pro tento model jsou vnitřní regulační procesy jednotlivých agregátů vozidla, nepřímo vázaných k optimalizačním parametrům, nahrazeny jednoduchými analytickými vztahy nebo sadou jednoduchých empirických rozhodovacích pravidel.
- b) Validací simulační model – určený pro validaci výsledku optimalizace nebo ke kalibraci zjednodušeného matematického modelu v úzkém intervalu hodnot vstupních veličin. Uvedený matematický model je založen na zpřesněném modelování zejména pomocí diferenciálních rovnic vycházejících z fyzikálního modelu vozidla a kalibrován je měřením na skutečných komponentech a celém vozidle. Vnitřní regulační procesy jednotlivých agregátů vozidla jsou z pravidla modelovány přesně pomocí různých druhů regulátorů a jiných regulačních celků.
- c) Kombinovaný simulační model, který v základu obsahuje diferenciální i analytické rovnice popisu jednotlivých komponent vozidla, obsahující některá zjednodušení nebo použití vstupních hodnot na úrovni konstant a nikoli časových závislostí. Vnitřní regulační procesy jsou modelovány různým způsobem a to zejména s přihlédnutím k citlivostní analýze jednotlivých regulačních procesů vůči výstupní hodnotě spotřeby energie.

Pro tvorbu cílové funkce lze obecně použít simulační model z libovolné uvedené skupiny. Nicméně kupříkladu bude-li použit pro celou optimalizaci pouze model ze skupiny první, optimalizační algoritmus nalezne optimalizované řešení pouze v nějakém okolí skutečného optima. Velikost tohoto zmíněného okolí pak bude přímo závislá na množství zjednodušení a vstupních předpokladů uvedeného simulačního modelu. Oproti tomu použitím validačního simulačního modelu pro konstrukci cílové funkce optimalizace lze dosáhnout zmenšení uvedeného okolí na velmi malé, avšak za cenu velmi dlouhých výpočetních časů. V obou případech použití simulačního modelu se také nelze zcela vyhnout jeho evaluacím pro hodnoty vstupů, které v průběhu

průjezdu způsobí překročení některého fyzikálního limitu vozidla a tím k neplatné evaluaci výpočtu (typicky například k překročení teploty elektromotoru nebo vozidlové baterie aj.).

Jako výhodné pro konstrukci cílové funkce optimalizace se proto jeví vhodné použití posledního zmíněného – kombinovaného – simulačního modelu, který při vhodné konstrukci zajistí dostatečně rychlou evaluaci a dostatečnou přesnost výpočtu. Zpřesnění je dále možné použitím kombinovaného i validačního simulačního modelu například tak, že kombinovaným modelem se v první sestavě iterací získá menší okolí okolo hledaného optima, a následně k zpřesnění výsledků optimalizace se použije již validační model s použitím v menším množství evaluací. Podrobnosti o užití matematických modelů ve vztahu k optimalizačnímu algoritmu budou uvedeny ve stati o konstrukci vlastní optimalizační úlohy. Pro výpočet v této disertační práci bude sestaven kombinovaný simulační model dle třetího bodu předchozího přehledu, který bude založen na zjednodušených diferenciálních rovnicích, algebraických rovnicích a použitím naměřených a aproximovaných závislostí.

Na tomto místě je nutné zároveň konstatovat, že použití simulačního modelu vyšší úrovně, zahrnujícího kromě podélné dynamiky vozidla také další agregáty vozidla (například z komfortní a bezpečnostní zóny konstrukce vozidla), je jedním z hlavních aspektů rozšíření doposud prováděných úloh eco-drivingu, jak je o nich pojednáno ve stati věnované rozboru existujících řešení. Zároveň je nutné dodat, že použití rozšířeného (kombinovaného) matematického modelu si vyžaduje i zvolený délkový rozsah optimalizovaných jízdních tras, spolu s možnou proměnlivostí parametrů této trasy, neomezující se pouze na jeden typ jízdního manévru. Jedná se tak o další prvek, který odlišuje stávající publikované úlohy optimalizace metodou eco-drivingu od zde prezentované úlohy stejného zaměření.

### 5.1.1. Konstrukce simulačního modelu hybridního vozidla

Simulační model vozidla, který bude prezentován dále, je sestaven na základě matematického modelu vozidla s hybridním elektrickým pohonem (HEV) pro osobní nebo lehkou nákladní přepravu (vozidla kategorie M1, N1 dle směrnice Evropského parlamentu 2007/46ES [79]), řízenou osobou řidiče na veřejných komunikacích, dle platné legislativní úpravy. Tento simulační model je konstruován jako fyzikální model pro optimalizaci jízdního chování vozidla při předchozí znalosti jízdní trasy a dalších k trase příslušejících vstupů. Výstupem optimalizačního algoritmu pro evaluaci cílové funkce, a zároveň také vstupem do simulačního modelu (plně zastupující cílovou funkci), je požadovaný průběh rychlosti vozidla v závislosti na hodnotách staničení jízdní dráhy. Výstupem simulačního modelu je spotřeba energie z primárních zdrojů energie, který je přímo využitelný jako výstup cílové funkce pro optimalizační algoritmus. Dle konstrukce simulačního modelu je možné získat další výstupy, které jsou však přímo závislé na vstupu simulačního modelu. Jedním z možných a zároveň

nezbytných výstupů je řadící strategie manuálně řazené převodovky, která vzniká jako vnitřní suboptimalizace uvnitř matematického modelu na základě požadavku na jízdní rychlost vozidla, a aktuální či predikovatelný stav vozidla a jeho agregátů. Dalšími možnými výstupy mohou být například průběhy stavu dostupného množství hnací energie (v případě elektrické složky pohonu tzv. „SOC“ – State of Charge, využitelné například pro určení potřeby plánování průběžného dobíjení v nabíjecích stanicích podél jízdní trasy nebo pro dobíjení v místě parkování), hodnoty jízdních limitů vozidla, zejména ve vztahu k dopřednému a bočnímu zrychlení apod. Detailní schéma toků jednotlivých vstupů do simulačního modelu a jeho výstupy jsou uvedeny v kapitole věnované sestavení celého optimalizačního algoritmu.

Jakékoli vozidlo s lidskou posádkou a určené pro silniční provoz v běžných provozních podmínkách pak je složitým technickým celkem, který mimo agregátů čistě pohonných (hnací motory) a ostatních k pohonu příslušných (například podávací palivové čerpadlo) obsahuje také další agregáty – spotřebiče, které nejsou vázány přímo k vlastní jízdě vozidla. Příkladem takových agregátů může být vytápění nebo klimatizace kabiny nebo nákladového prostoru vozidla, jehož funkce často musí být zajištěna bez ohledu na průběh jízdy vozidla. Zmíněná skupina těchto agregátů obsluhuje také součásti vnější osvětlení vozidla nebo asistenční systémy vozidla typu posilovačů řízení či jiných asistenčních prvků, jejichž využití je vázáno buď na celkový čas jízdy (typicky právě vytápění), nebo na dalších náhodných jevech, které není možné zcela predikovat (četnost použití posilovače řízení apod.). Obecně tak lze všechny agregáty – spotřebiče a generátory – ve vozidle rozdělit do několika kategorií, a to zejména podle systému a vazby k regulaci vzhledem k jízdě (a tedy i optimalizačního vstupu do simulačního modelu):

- a) samotné hnací agregáty vozidla (spotřebiče a generátory)
- b) asistenční a jiné obslužné agregáty motorů (spotřebiče)
- c) agregáty pro vytápění a klimatizaci (spotřebiče)
- d) ostatní agregáty vozidla (spotřebiče – osvětlení, navigace, rádio aj.)

Všechny vyjmenované skupiny agregátů jsou z hlediska vlastní regulace nezávislé (spínané nezávisle na průběhu vlastní jízdy), avšak z hlediska vzájemné energetické závislosti jsou závislé. V předchozím přehledu je vždy v závorce uvedeno, zda se jedná o spotřebič nebo generátor, avšak toto rozdělení se týká pouze primárních zdrojů energie, které jsou do zásobníku vozidla ukládány v tankovacích stanicích (typicky benzín/nafta/LPG/CNG, elektrická energie, méně často jiná alternativní paliva). Jako sekundární zdroj energie (vnitřní zdroje energie) je možné uvažovat kterýkoli z uvedených agregátů, který může rekuperovat energii ze svého provozu nebo z provozu jiného agregátu. V jednom případě se tak vnitřním zdrojem může stát například elektromotor v generátorickém režimu, který bude přeměňovat mechanickou energii v elektrickou, následně využitou například jako zdroj pro vnější osvětlení vozidla nebo elektrické vytápění jeho kabiny. V druhém případě můžeme

uvažovat jako vnitřní zdroj energie například tepelný okruh chlazení spalovacího motoru, který může za stanovených fyzikálních podmínek sloužit jako energetický zdroj pro jednotku vytápění kabiny vozidla. Tento případ sekundárního zdroje energie však není typickým případem rekuperace vůči primárním zdrojům energie, protože množství ztrátové tepelné energie z chladicího okruhu spalovacího motoru je jednoznačně závislé na předchozím využití spalovacího motoru a zároveň je přímo úměrné množství paliva dříve odebraného z primárního zdroje. Obdobným způsobem může být využita i ztrátová tepelná energie z jiných tepelných okruhů motoru, avšak pro využití této energie je z hlediska termodynamického nutný dostatečný tepelný spád, který přímo závisí na jmenovité provozní teplotě uvedeného okruhu a ostatních tepelných okruhů. Zmíněné užití je tedy limitováno například v případě tepelného okruhu vozidlové baterie, ve kterém se provozní teplota trvale pohybuje přibližně okolo 30 °C, a pro vytápění kabiny tak není dostatečný tepelný spád. V obou zmíněných případech se tak nejedná doslovně o zdroj energie, avšak vždy o zdroj energie, kterou je ještě možné v rámci ostatních agregátů vozidla využít k jeho provozu, nikoli přímo odvést jako odpadní tepelnou energii mimo vozidlo.

Formální rozdělení zdrojů energie u vozidla s hybridním pohonem na primární a sekundární umožňuje pomocí vhodné regulace docílit i významné úspory pohonných hmot v primárních zdrojích. Tato zmíněná regulace toku energií proto musí být i vnitřní součástí celé optimalizační úlohy. Pro konstrukci simulačního modelu v cílové funkci optimalizace je ovšem rozhodující, na jaké úrovni optimalizace nebo vnitřního řízení bude uvedený proces regulace probíhat. Obecně může probíhat proces regulace rekuperace sekundárních zdrojů energie na nejvyšší úrovni optimalizace, v tomto případě na úrovni optimalizátorem generovaného rychlostního profilu. Optimalizační parametry rychlostního profilu by tak musely být rozšířené o další soubor optimalizačních parametrů, vztahujících se k regulaci toků sekundárně rekuperované energie. Zavedení dalších optimalizačních parametrů do nejvyšší úrovně optimalizace však s sebou přináší v první řadě další významné rozšíření prostoru těchto parametrů, a tedy i prostoru nutného k prohledávání v rámci optimalizace, a v druhé řadě bezpodmínečnou nutnost znát omezující podmínky pro tuto rozšiřující sadu optimalizačních parametrů. První zmíněné optimalizační podmínky se vztahují k vlastní hodnotě těchto optimalizačních parametrů, které mohou nabývat jen hodnot z předem definovaného intervalu. Předchozí znalost tohoto intervalu je v mnoha případech velmi obtížná a často velikost tohoto intervalu přímo závisí na okamžitém provozním stavu vozidla.

Druhé zmíněné podmínky pak vycházejí z ostatních fyzikálních omezení, která však jsou v přímé závislosti na optimalizačních parametrech. Příkladem takových podmínek jsou podmínky týkající se nepřekročení provozních teplot jednotlivých chladicích okruhů, nebo naopak zajištění dostatečného tepelného spádu pro sdílení



tepla mezi jednotlivými tepelnými okruhy vozidla. Dále pak například nepřekročení minimální hodnoty stavu nabití vozidlové baterie (SOC) a další.

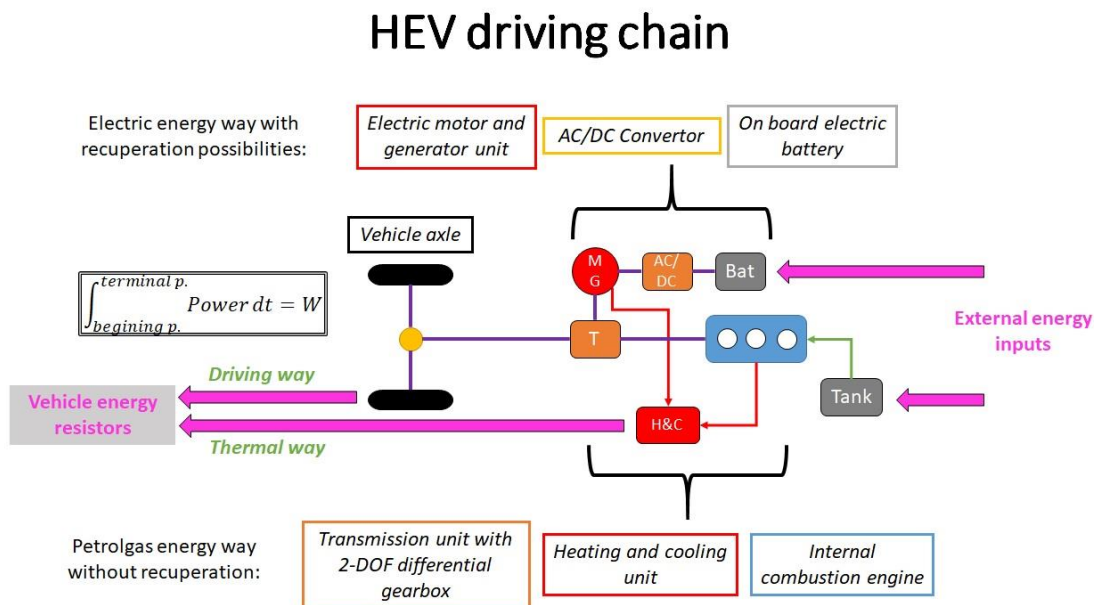
Uvedené podmínky jsou dány fyzikálním modelem vozidla a není je proto možné snadno predikovat při návrhu sady optimalizačních parametrů na nejvyšší úrovni optimalizace. Lze je proto s úspěchem pouze kontrolovat po evaluaci cílové funkce na celé uvažované jízdě dráze. Tato vlastnost je pro celou úlohu optimalizace velmi nevýhodná, protože na straně jedné zvětšuje zmíněný prostor optimalizačních parametrů, na straně druhé navíc umožňuje kontrolu optimalizačních parametrů až po úplné evaluaci cílové funkce a nikoli již v průběhu evaluace.

Jako výhodné se proto jeví, rozdělit veškeré řídicí procesy fyzikálního modelu vozidla do dvou skupin. První skupina řídicích procesů je přímo řízena optimalizační úlohou v závislosti na zvolené sadě optimalizačních parametrů. Oproti tomu druhá skupina řídicích procesů je přímo řízena ve vnitřní regulační smyčce v rámci simulačního modelu, bez přímé vazby na optimalizační úlohu a optimalizační parametry. Příkladem první skupiny řídicích procesů může být přerozdělení hnacího výkonu na jednotlivé motory hnacího agregátu HEV, příkladem druhé skupiny procesů může být například regulace tepelných okruhů chlazení těchto motorů.

Celý řídicí proces jednotlivých agregátů vozidla se tak rozpadá na dvě úrovně – úroveň řízení v rámci optimalizace – a – úroveň v rámci simulačního modelu vozidla. O úplné konstrukci víceúrovňové optimalizace a jejím využití ve zvolené optimalizační úloze bude pojednáno v závěru této kapitoly a ve statích kapitoly věnované konstrukci optimalizační úlohy, nicméně již při konstrukci fyzikálního modelu vozidla je třeba brát zřetel na toto rozdělení a uvažovat specifické požadavky této koncepce zejména na úrovni vstupů a výstupů simulačního modelu vozidla.

Simulační model vozidla se proto pro další pojednání skládá z fyzikálního modelu vozidla a jeho jednotlivých agregátů a z vnitřních řídicích struktur simulačního modelu vozidla.

Neopomenutelným prvkem v konstrukci simulačního modelu vozidla je též úvaha o druzích energie a jejich toku v rámci vozidla. V rámci uvažované konstrukce fyzikálního modelu vozidla a toku energií v něm je nutné zdůraznit, že popisovaný fyzikální model vozidla neobsahuje pouze popis toku energie mechanické, vznikající s nějakou účinností na jednotlivých motorech, přenášené s další účinností na vozidlová kola a dále až na vozovku. Níže popisovaný fyzikální model však také uvažuje jako samostatný celek tepelnou energii generovanou nebo spotřebovanou jednotlivými agregáty vozidla a tím i její tok v rámci tepelných okruhů vozidla. Z hlediska vlastní konstrukce fyzikálního modelu i z hlediska následného vnitřního procesu řízení však lze tok mechanické a tepelné energie modelovat jako dva nezávislé celky, které jsou propojeny pouze na svých vstupech a výstupech, případně na úrovni své regulace.



Obrázek 17: Energetické toky mezi agregáty HEV [108]

Obecné schéma dvou energetických větví v konstrukci simulačního modelu hybridního vozidla, spolu s naznačeným směry toku energií uvádí Obrázek 17.

#### 5.1.2. Úplný fyzikální model vozidla

Konstrukce úplného fyzikálního modelu hybridního vozidla je přímo závislá na kategorii hybridního vozidla, pro kterou je vytvořen. Hnací agregáty hybridních vozidel se dle mechanické vazby mezi hnacím agregátem vozidla a poháněnými vozidlovými koly rozdělují do dvou skupin. První skupina hybridních vozidel je skupina se sériovým uspořádáním hnacího řetězce, který se vyznačuje tím, že není mechanická vazba mezi hnacím agregátem vozidla a hnanými vozidlovými koly. K přenosu výkonu mezi hnacím agregátem a vozidlovými koly se využívá pouze elektrické cesty. V této konstrukci jsou tak kola poháněna elektromotorem (více elektromotory) implementovanými na hnací nápravě vozidla nebo přímo v kolech, který je poháněn buď přímo z vozidlové baterie nebo ze spalovacího motoru, mechanicky spojeného s elektrickým generátorem [31].

Druhou skupinou hybridních vozidel jsou tzv. paralelní hybridy, u kterých se k přenosu hnacího výkonu mezi hnacím agregátem a poháněnými vozidlovými koly používá soustavy mechanických převodů, které mohou být různých konstrukcí a provedení.

Pro obě základní skupiny hybridních pohonů existuje mnoho konkrétních konstrukčních uspořádání, která vznikají zejména na základě podílu nominálních výkonů jednotlivých uvažovaných hnacích motorů. Druhým aspektem pro konstrukci hnacího agregátu je kapacita vozidlového trakčního akumulátoru a způsoby jeho nabíjení (hybridní pohony nabíjené vlastním spalovacím motorem vozidla nebo tzv.

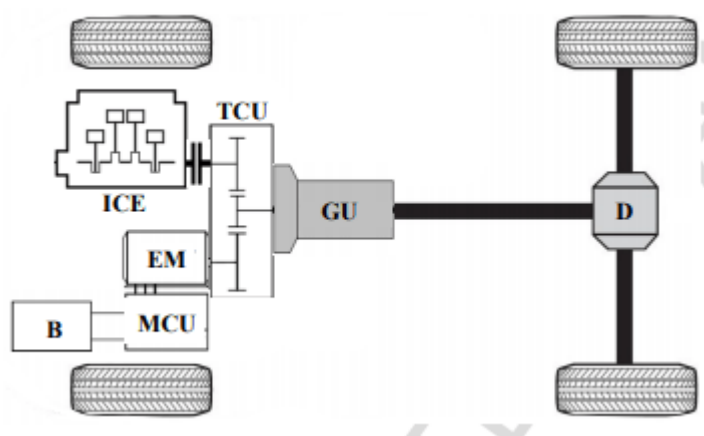
„plug-in hybridy“ nabíjitelné z vnějšího zdroje energie). Detailněji o konstrukci hnacích agregátů hybridních vozidel bylo pojednáno v kapitole věnované přehledu stavu poznání.

Obě uvedené základní konstrukce hybridních pohonů mají své výhody a nevýhody, které každé uspořádání předurčují pro jiný charakteristický typ provozu (majoritně městský provoz, majoritně dálniční provoz, místní rozvážkový charakter provozu apod.). Není proto možné určit univerzální nebo nejlepší konstrukci pro obecné hybridní vozidlo, avšak pro sestavení simulačního modelu je nutné zvolit jen jednu konkrétní koncepci.

Pro optimalizaci jízdy hybridního vozidla v této dizertační práci byl zvolen koncept paralelního hybridu s následujícími majoritními konstrukčními prvky:

- vozidlo poháněno spalovacím motorem a elektromotorem s permanentními magnety
- oba hnací motory jsou spolu propojeny pomocí mechanického převodu s konstantním převodovým číslem
- libovolný motor lze nezávisle odpojit z hnacího řetězce pomocí mechanické spojky
- mechanické propojení mezi motory a hnací nápravou je provedeno soustavou převodů s proměnlivým převodovým číslem v diskretních krocích (tzv. „řaditelná převodovka“)
- hnací elektromotor je ve vozidle pouze jeden a je zároveň generátorem rekuperované energie
- vozidlo obsahuje akumulátor, který umožňuje jízdu vozidla pouze na elektrickou energii z akumulátoru a uvedený akumulátor je možné dobít i z vnějšího zdroje energie (tzv. „plug-in-hybrid“)

Úplné schéma zvoleného hybridního pohonu vozidla s detailnějším popisem:



Obrázek 18: Schéma hnacího agregátu HEV s paralelním uspořádáním [112]

Uvedené schéma pohonu hybridního vozidla však obsahuje pouze větev mechanického hnacího výkonu vozidla, nikoli okruhy toku tepelné energie vozidla. Schéma uvažovaných základních tepelných okruhů v konstrukci hybridního vozidla uvádí Obrázek 22 na straně 82.

Zvláštním případem energetických toků, které není možné přiřadit do libovolného z uvedených okruhů, jsou toky energií v přídavných agregátech vozidla. Do těchto ostatních agregátů řadíme zejména agregáty zajišťující vnější osvětlení vozidla, stěrače, agregáty asistenčních systémů vozidla (posilovač řízení, ABS, ESP aj.) a další, které uvažujeme vždy jako elektricky poháněné z elektrické soustavy vozidla. Vzhledem k nahodilosti provozu a nemožnosti přesného určení výkonové náročnosti (zejména u asistenčních systémů) je spotřebovovaný elektrický výkon těchto agregátů uvažován jako konstantní podél celé jízdní dráhy a tato konstanta je zvolena s ohledem na konstrukční uspořádání vozidla a konstrukci jednotlivých agregátů.

Z uvedeného rozdělení fyzikálního modelu vozidla na okruh toku mechanické energie, okruh toku tepelné energie a okruh toku energie pomocných agregátů (viz Obrázek 17) přímo vychází i konstrukce fyzikálního modelu uvažovaného hybridního vozidla, který lze rozčlenit do několika samostatných dílčích kapitol dle následujícího rozdělení:

- Mechanický okruh vozidla obsahuje:
  - fyzikální model jízdních odporů vozidla
  - fyzikální model převodovky a převodů
  - fyzikální model spojky
  - momentové a úplné charakteristiky jednotlivých hnacích motorů
  - ztrátové a účinnostní charakteristiky jednotlivých hnacích motorů
  - fyzikální model pneumatiky
  - fyzikální model toku energií mezi hnacími motory a primárními zdroji energie
- Tepelný okruh vozidla obsahuje:
  - tepelný okruh chlazení spalovacího motoru (do chladicího média)
  - tepelný okruh rozvodu ztrátového tepla ze spalovacího motoru (chlazení motoru)
  - tepelný okruh vytápění kabiny vozidla
  - tepelný okruh chlazení elektrického motoru (do chladicího média)
  - tepelný okruh rozvodu ztrátového tepla z elektromotoru (chlazení elektromotoru)
  - tepelný okruh vozidlové baterie (chlazení a vytápění z chladicího média)
  - tepelný okruh rozvodu ztrátového tepla/vytápění vozidlové baterie (chlazení/klimatizace vozidlové baterie)
- Okruh pomocných a přídavných agregátů obsahuje:
  - osvětlení vozidla
  - asistenční systémy vozidel (ABS, ESP, posilovač řízení aj.)

- pomocná chladicí a topná zařízení
- navigační a informační systémy vozidla

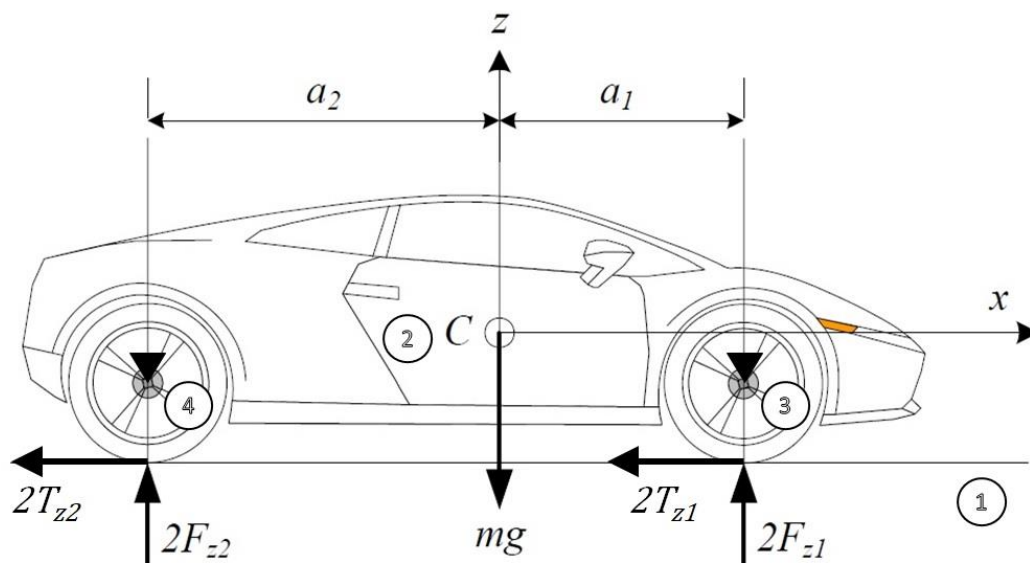
## 5.2. Tvorba fyzikálního modelu vozidla

### 5.2.1. Jízdní odpory a podélná dynamika vozidla

Fyzikální model mechanického okruhu hybridního vozidla je založen na charakteristikách jednotlivých zúčastněných celků hnacího řetězce a na předpokladech či zjednodušeních, které jsou nedílnou součástí uvedeného modelu a omezují tak i jeho použití. Jako předpoklady a zjednodušení pro konstrukci fyzikálního modelu vozidla lze uvažovat následující:

- uvažuje se pouze model podélné dynamiky vozidla
- vozidlo je uvažováno bez odpružení, tj. nedochází ke svislému pohybu vozidla ani k natáčení okolo příčné osy
- aerodynamické síly působí v těžišti čelní plochy vozidla
- hnací agregát je pevně spojen s karosérií vozidla
- převodovka má pevná převodová čísla pro všechny převodové stupně
- valivý odpor vozidla se s rychlostí nemění
- nedochází k bočnímu skluzu pneumatiky vozidla
- nedochází k podélnému skluzu pneumatiky vozidla – dynamický a statický poloměr vozidlového kola je tak totožný a zároveň platí přímá úměra mezi podélnou rychlostí vozidla a úhlovou rychlostí kola

Za výše uvedených předpokladů je možné v první řadě provést určení pohyblivosti hnací soustavy vozidla dle schématu na Obrázek 19



Obrázek 19: Schéma pohyblivosti vozidla [78]

Pohyblivost soustavy lze určit z kinematického rozboru dle následujícího vztahu:

$$n_{DOF} = 3 (n_{t\dot{e}l} - 1) - 2 \{valiv\acute{e}\} - 2 \{rota\acute{c}n\acute{i}\} = 3 (4 - 1) - 2 \cdot 2 - 2 \cdot 2 = 1^{\circ} \text{ volnosti} \quad 5.1$$

Hnací soustava hybridního vozidla má pouze jeden stupeň volnosti a platí pro ní následující kinematické vztahy, vycházející z definice převodových čísel mechanických převodů (dle konstrukce vozidla jsou navíc převodová čísla jednotlivých převodů konstantní):

$$\omega_w = \frac{v}{r_w} \quad 5.2$$

kde  $\omega_w$  značí úhlovou rychlost vozidlových kol,  $v$  podélnou rychlost vozidla a  $r_w$  dynamický poloměr kola

$$\omega_g = p_{roz} \omega_w \quad 5.3$$

kde  $\omega_g$  značí úhlovou rychlost hřídele na výstupu z převodovky (směrem k hnací nápravě),  $p_{roz}$  značí převodový poměr stálého převodu hnací nápravy a  $\omega_w$  úhlovou rychlost vozidlového kola

$$\omega_m = p_{roz} p_{přev} \omega_w \quad 5.4$$

kde  $\omega_m$  značí úhlovou rychlost výstupního hřídele hnacího agregátu vozidla,  $p_{roz}$  značí převodový poměr stálého převodu hnací nápravy,  $p_{přev}$  převodový poměr zařazeného převodového stupně v převodovce a  $\omega_w$  úhlovou rychlost vozidlových kol

Vlastní pohybovou rovnici pro podélnou dynamiku vozidla je možné sestavit pomocí mnoha známých metod, nicméně vzhledem ke konstrukci hnacího řetězce vozidla a výše uvedených kinematických vztahů v hnacím řetězci je výhodné použít k sestavení pohybové rovnice Lagrangeových rovnic II. druhu [80].

### 5.2.2. Sestavení pohybové rovnice pro podélnou dynamiku

Obecný tvar Lagrangeovy rovnice druhého druhu [80]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} = Q \quad 5.5$$

Předpoklad pro sestavení pohybové rovnice:

- vozidlová kola, hnací agregát, náklad vozidla atd., konají translační pohyb stejnou rychlostí jako karosérie proto pro vyjádření hmotnosti vozidla do kinetické energie vozidla platí:

$$m_{veh} = 4 m_{whe} + m_{mot} + m_{load} + m_{body} \quad 5.6$$

kde  $m_{veh}$  reprezentuje celkovou hmotnost vozidla s nákladem,  $m_{whe}$  hmotnost vozidlového kola,  $m_{mot}$  hmotnost hnacího agregátu a převodů,  $m_{load}$  hmotnost nákladu a  $m_{body}$  hmotnost karosérie a dalších komponent vybavení karosérie.

Kinetická energie vozidla je získána z následujícího vztahu (pro vozidlo s dvěma nápravami):

$$\begin{aligned}
E_k &= \frac{1}{2} (m_{veh} v^2 + 4 I_w \omega_w^2 + I_p \omega_p^2 + I_m \omega_m^2) = & 5.7 \\
&= \frac{1}{2} \left( m_{veh} v^2 + 4 I_w \frac{v^2}{r_w^2} + I_p \left( \frac{v}{r_w} p_{roz} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + I_m \left( \frac{v}{r_w} p_{roz} p_{přev\{j\}} \right)^2 \right) = \\
&= \frac{1}{2} \left( m_{veh} + 4 \frac{I_w}{r_w^2} + \frac{I_p p_{roz}^2}{r_w^2} \right. \\
&\quad \left. + \frac{I_m p_{roz}^2 p_{přev\{j\}}^2}{r_w^2} \right) v^2 = \frac{1}{2} m_{red} v^2
\end{aligned}$$

kde platí

$$\begin{aligned}
m_{red} &= \left( m_{veh} + 4 \frac{I_w}{r_w^2} + \frac{I_p p_{roz}^2}{r_w^2} + \frac{I_m p_{roz}^2 p_{přev\{j\}}^2}{r_w^2} \right) = & 5.8 \\
&= m_{red}(\{j\})_{j=1,2,\dots,n}
\end{aligned}$$

a nezávislá souřadnice

$$q = x \rightarrow \dot{q} = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = v \quad 5.9$$

(Význam jednotlivých veličin uvádí přehled použitého značení)

Derivováním kinetické energie pro potřeby naplnění Lagrangeovy rovnice II. Druhu získáme následující členy:

parciální derivace kinetické energie podle nezávislé souřadnice nabývá hodnoty:

$$\frac{\partial E_k}{\partial q} = \frac{\partial E_k}{\partial x} = 0 \quad 5.10$$

parciální derivace kinetické energie podle první časové derivace nezávislé souřadnice pak nabývá hodnoty:

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial E_k}{\partial v} = m_{red} v \quad 5.11$$

závěrem pak časová derivace předchozího vztahu získává tvar:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) = m_{red} \dot{v} = m_{red} \ddot{x} = m_{red} \cdot a_{veh} \quad 5.12$$

Zobecněná síla  $Q$  (pro vozidlo s jednou poháněnou nápravou) je získána pomocí principu virtuálních prací dle následujícího odvození:

$$\begin{aligned}
Q \delta x &= F_{aer} \delta x + G \sin \alpha \delta x + 4 M_{val} \delta \varphi_w + 4 M_b \delta \varphi_w - 2 M_h \delta \varphi_w = & 5.13 \\
&= \left\| x = r_w \varphi_w \rightarrow \delta x = r_w \delta \varphi_w \rightarrow \delta \varphi_w = \frac{\delta x}{r_w} \right\| = \\
&= F_{aer} \delta x + G \sin \alpha \delta x + 4 M_{val} \frac{\delta x}{r_w} + 4 M_b \frac{\delta x}{r_w} \\
&\quad - 2 M_h \frac{\delta x}{r_w}
\end{aligned}$$

Formálním dělením celé rovnice virtuálním posuvem získáme výsledný tvar rovnice zobecněné síly:

$$Q = F_{aer} + G \cdot \sin \alpha + \frac{4 M_{val}}{r_w} + \frac{4 M_b}{r_w} - \frac{2 M_h}{r_w} \quad 5.14$$

Vlastní pohybová rovnice pro podélnou dynamiku obecného vozidla o dvou nápravách, z čehož jedna je poháněna a obě brzděny frikčními brzdami, pak získává následující tvar:

$$\begin{aligned} m_{red} \ddot{x} &= F_{aer} + G \sin \alpha + \frac{4 M_{val}}{r_w} + \frac{4 M_b}{r_w} - \frac{2 M_h}{r_w} \\ &= R_{aer} + R_G + R_{roll} + R_{brake} + R_{drive} \end{aligned} \quad 5.15$$

kde první člen zcela pravé strany reprezentuje odpor aerodynamický, druhý člen odpor stoupání vozidla, třetí člen odpor valivý vozidlových kol, čtvrtý člen moment brzdny a pátý člen moment hnací vozidlových kol. Poslední dva členy vlastní pohybové rovnice se vztahují k hnacímu ( $M_h$ ) nebo brzdnému ( $M_b$ ) momentu na vozidlových kolech, kde hnací moment lze vyvozovat pouze hnacím agregátem vozidla, brzdový moment je možné vyvozovat samostatně rekuperačním brzděním hnacím agregátem vozidla, samostatně frikčními brzdami vozidla nebo kombinací obou uvedených možností.

Z povahy věci však není žádoucí, aby vozidlové kolo nebo celé vozidlo bylo zároveň poháněno hnacím agregátem vozidla a zároveň brzděno jakoukoli kombinací brzdnych momentů. Ve vlastní pohybové rovnici tak lze uvažovat vždy jen jeden z uvedených dvou členů pro jakýkoli jízdní případ. V případě kombinovaného rekuperačního a frikčního brzdění však nemusí čtvrtý člen vlastní pohybové rovnice nabývat uvedeného tvaru, který předpokládá rovnoměrné rozdělení brzdnych momentů na jednotlivá kola vozidla, a je tak pouze obecnou formulací brzdneho odporu. Obecný brzdny odpor vozidla bude detailně složen ze složek rekuperačního a frikčního brzdění. Pro vozidlo s jednou poháněnou nápravou a oběma nápravami brzděnými frikčními brzdami bude rovnice brzdneho odporu nabývat následujícího obecného tvaru, vyjadřujícího zároveň rozložení brzdnych momentů na jednotlivá kola (nutná například pro řízení asistenčních systému typu ABS):

$$R_{brake} = 2 \frac{M_{rek}}{r_w} + 2 \frac{M_{brake front}}{r_w} + 2 \frac{M_{brake rear}}{r_w} \quad 5.16$$

V poznámce k jízdním odporům vozidla je nutné také připojit vztah pro výpočet aerodynamického odporu vozidla v následujícím tvaru [81]:

$$F_{aer} = \frac{1}{2} S_{front} \rho_{air} c_x v_{air}^2 = R_{aer} \quad 5.17$$

kde  $S_{front}$  značí čelní plochu vozidla,  $\rho_{air}$  hustotu okolního vzduchu,  $c_x$  součinitel odporu vzduchu a  $v_{air}$  náběhovou rychlost vzduchu na čelní plochu vozidla (průmět vektoru rychlosti vzduchu kolmý k čelní ploše vozidla).



### 5.2.3. Fyzikální model převodů a spojky

Převodové ústrojí uvažovaného hybridního vozidla je navrženo jako soustava převodů, realizovaných pomocí ozubených soukolí na hřídelích uložených ve valivých ložiskách. Fyzikální model pro takto navrženou převodovku a účel vytvoření cílové funkce optimalizace se omezí na modelování pomocí účinností jednotlivých soustav soukolí. Hodnota účinnosti pro jednotlivá soukolí je vždy uvažována jako konstantní, bez ohledu na rychlost vozidla, přenášený výkon i provozní teplotu motoru či převodovky. Pro každé převodové soukolí je zároveň samostatně určena hodnota momentu setrvačnosti, která je součástí určení kinetické energie ve vlastní pohybové rovnici (přesněji ve výrazu pro redukovanou hmotnost vozidla).

Přesné určení momentů setrvačnosti jednotlivých soukolí je možné pouze při detailní znalosti konstrukce vozidla a jeho převodů. Při nedostatečné znalosti konstrukce převodového ústrojí automobilu je možné použít přibližné metody určení redukované hmotnosti vozidla dle následujícího vztahu [81]:

$$m_{red} \cong k m_{veh} = (1,05 \div 1,25) m_{veh} = m_{red}(m_{veh}, g_i) \quad 5.18$$

kde velikost součinitele  $k$  v daném intervalu závisí na konstrukci převodového soustrojí a okamžitěm zařazeném převodovém stupni. Redukovaná hmotnost vozidla je tedy funkcí hmotnosti vozidla a okamžitého zařazeného převodového stupně  $g_i$ , avšak její hodnota je pro danou hmotnost vozidla a daný zařazený rychlostní stupeň konstantní. Pro výpočet jízdních odporů vozidla s uvažovanou neměnnou hmotností vozidla je tedy možné sestavit vektor redukovaných hmotností vozidla v závislosti na zařazeném převodovém stupni ve tvaru:

$$\mathbf{m}_{veh} = [m_{veh}^1, \dots, m_{veh}^n]_{1 \times n} \quad 5.19$$

kde hodnota  $n$  značí počet zařaditelných převodových stupňů v převodovce v daném směru jízdy.

Obdobným způsobem lze získat vektor účinností převodů pro každý zařazený převodový stupeň ve tvaru:

$$\boldsymbol{\eta}_{gear} = [\eta_{gear}^1, \dots, \eta_{gear}^n]_{1 \times n} \quad 5.20$$

kde každý prvek vektoru je dán jako součin účinností jednotlivých zúčastněných soukolí pro daný zařazený převodový stupeň od hnacího motoru až po poháněná kola vozidla. Obecná definice libovolného prvku vektoru účinností převodů je tak dána vztahem:

$$\eta_{gear}^n = \eta_1^n \eta_2^n \dots \eta_m^n \quad 5.21$$

kde  $m$  značí počet zúčastněných převodových soukolí.

Fyzikální model spojek v hnacím řetězci hybridního vozidla vychází ze základního principu modelování lamelových třecích spojek [81]. V modelování spojky je nutné

rozlišovat tři provozní stavy. Prvním provozním stavem je stav plně (ideálně) rozepnuté spojky, kdy nedochází k přenosu točivého momentu (hnacího výkonu) spojkou. V tomto provozním stavu taktéž nedochází k jakémukoli skluzu spojky, a tedy k uvolňování ztrátového třecího výkonu spojky. Účinnost plně vypnuté spojky je z uvedených důvodů nulová.

Druhým provozním stavem spojky je stav plně sepnuté spojky. Plně sepnutá spojka přenáší celý hnací moment (hnací výkon) bez změny otáček vstupního a výstupního hřídele, z čehož vyplývá také nulový ztrátový výkon spojky v plně sepnutém stavu, a její účinnost je pak rovna jedné.

Třetím provozním stavem spojky je přenos hnacího momentu (hnacího výkonu) spojkou s prokluzem. V okamžiku prokluzu spojky se spojka stává tzv. „otáčkovým měničem“ [81], kde na vstupním i výstupním hřídeli je stejný točivý moment, avšak rozdílná úhlová rychlost otáčení. Z rozdílnosti otáček vstupního a výstupního hřídele přímo vychází i rozdíl výkonů na vstupním a výstupním hřídeli spojky. Rozdíl výkonu na vstupním hřídeli a na výstupním hřídeli spojky definuje ztrátový mechanický a zároveň i tepelný výkon spojky. Podílem vstupního a výstupního výkonu spojky se získá hodnota účinnosti spojky, která může nabývat hodnot v intervalu od nuly (plně rozepnutá spojka) do jedné (plně sepnutá spojka).

Úplný fyzikální model spojky shrnují následující rovnice:

rovnice momentová (platí pro všechny provozní stavy spojky, mimo stav plně rozepnuté spojky):

$$M_{C \text{ input}} = M_{C \text{ output}} \quad 5.22$$

rovnice/nerovnice otáčková (první rovnice platí pro spojku plně sepnutou, druhá nerovnice platí v provozním stavu s prokluzem):

$$\omega_{C \text{ input}} = \omega_{C \text{ output}} \vee \omega_{C \text{ input}} > \omega_{C \text{ output}} \quad 5.23$$

rovnice mechanické účinnosti spojky:

$$\begin{aligned} \eta_{Cl} &= \frac{P_{C \text{ output}}}{P_{C \text{ input}}} = \frac{M_{C \text{ output}} \omega_{C \text{ output}}}{M_{C \text{ input}} \omega_{C \text{ input}}} = |M_{C \text{ output}} = M_{C \text{ input}}| \\ &= \frac{\omega_{C \text{ output}}}{\omega_{C \text{ input}}} \in \langle 0; 1 \rangle \end{aligned} \quad 5.24$$

V reálném provozu hybridního vozidla mohou nastat všechny tři zmíněné provozní stavy spojky, a to ať pro spojku připojující do hnacího řetězce spalovací motor, tak spojku připojující elektromotor tamtéž (viz schéma hnacího ústrojí hybridního vozidla). Rozhodující pro provozní stav dané spojky v hnacím řetězci hybridního pohonu je aktuální požadovaný hnací výkon přidruženého motoru a požadované provozní otáčky. Obě zmíněné hodnoty primárně souvisí s řízením spínání spojek, nicméně sekundárně také s otáčkovými a momentovými provozními limity obou

motorů. Tento jev je nejlepší sledovat v případech rozjezdů hybridního vozidla. Obecně existuje mnoho způsobů rozjezdu hybridního vozidla a každý konkrétní je vždy omezen zejména konstrukcí hybridního pohonu a aktuálním stavem vozidlové baterie (zejména okamžitou hodnotou SOC a teploty vozidlové baterie). Omezíme-li se na zvolenou konstrukci hybridního pohonu popsaného výše, pak pro průběh rozjezdu lze uvažovat následující stavy:

- rozjezd pouze na elektromotor
- rozjezd pouze na spalovací motor
- rozjezd kombinací spalovacího motoru a elektromotoru

První uvažovaný způsob rozjezdu hybridního vozidla spočívá v odpojení spalovacího motoru od hnacího řetězce pomocí plně rozpojené příslušné spojky, naopak však připojení elektromotoru k hnacímu řetězci plně sepnutou spojkou. Vozidlo se následně rozjíždí pomocí trakčního momentu elektromotoru bez prokluzu spojky. Tohoto způsobu rozjezdu je možné využít v případě dostatečného trakčního momentu elektromotoru a dostatečného dostupného okamžitého výkonu z vozidlové baterie. Zároveň se jedná o nejčastěji používaný způsob rozjezdu pro hybridní vozidla obdobné konstrukce.

Druhý uvažovaný způsob rozjezdu hybridního vozidla spočívá v odpojení elektromotoru z hnacího řetězce pomocí plně rozepnuté příslušné spojky a rozjezd je realizován postupným připojováním spalovacího motoru k hnacímu řetězci pomocí spojky ICE s provozním stavem s prokluzem. Nutnost využití provozního stavu spojky s prokluzem vychází z otáčkového a momentového omezení spalovacího motoru. Spalovací motor prakticky nelze provozovat v otáčkách nižších, než jsou jmenovité volnoběžné otáčky, a v případě rozjezdu vozidla na spalovací motor jsou potřebné otáčky na vstupním hřídeli spojky dány momentovou charakteristikou motoru. Spalovací motor musí v případě rozjezdu zajistit dostatečný točivý moment, který lze získat z momentové charakteristiky, pro kterou je vstupní hodnotou požadovaný hnací moment a výstupem otáčky. Skutečná hodnota okamžité účinnosti spojky se poté určí z rozdílu vstupního a výstupního výkonu spojky a mění se v průběhu rozjíždění. Tento způsob rozjíždění je zcela běžný u vozidel poháněných pouze spalovacím motorem a obdobně jej lze využít u rozjezdu hybridního vozidla za podmínky dostatečného dostupného výkonu spalovacího motoru. Dostatečného výkonu spalovacího motoru při rozjíždění lze docílit zvýšením otáček motoru při rozjezdu, avšak tím se také mění účinnost spojky při procesu rozjíždění.

Posledním způsobem rozjezdu hybridního vozidla je rozjezd pomocí kombinace spalovacího motoru a elektromotoru. Zde existuje více možností postupného připojování jednotlivých motorů do hnacího řetězce, nicméně vzhledem k vlastním dynamickým vlastnostem obou motorů i náročnosti řízení prokluzu spojky při

zapojování spalovacího motoru do hnacího řetězce (vzhledem k případným rázům v hnacím řetězci) se uvedený způsob prakticky nepoužívá.

Uvedené způsoby rozjíždění demonstrují základní možnosti řízení připojování hnacích motorů do hnacího řetězce, avšak pouze pro případy rozjíždění. Pro případy již jedoucího vozidla (rychlostí vyšší než je minimální rychlost jízdy na spalovací motor) může docházet k připínání a odepínání obou motorů k hnacímu řetězci více dalšími způsoby. Například v případě přeřazování na odlišný převodový stupeň u již jedoucího vozidla je možné odpojit oba motory pomocí spojky a připojovat je buď za libovolných otáček motorů pomocí spojky s prokluzem, nebo je postupně připojovat zpět dle jejich aktuálních otáček prakticky bez prokluzu spojky (po požadovaném řízeném zvýšení nebo snížení otáček odpojeného motoru na danou hodnotu). Tento způsob přiřazování pohonů u jedoucího vozidla je výhodný z hlediska ztrátového výkonu disipovaného při případném prokluzu spojky, nicméně nucená změna otáček motoru odpojeného od hnacího agregátu s sebou nese další nároky na výkon potřebný ke změně otáček a zároveň k této změně dochází za nezanedbatelný časový okamžik, během kterého vozidlo nemusí být fakticky poháněno.

Oba zmíněné způsoby připojování jednotlivých motorů do hnacího řetězce při přeřazování převodových stupňů převodovky (s prokluzem spojky nebo s vyrovnáním otáček motorů a připojením motoru bez prokluzu spojky) jsou ději energeticky i časově ztrátovými a obecně není možné určit, který z nich je efektivnější z pohledu celkové spotřeby paliva při jízdě, nicméně je nutné jejich vliv zahrnout do konstrukce simulačního modelu hnacího agregátu.

Pro vytvoření cílové funkce optimalizace byl zvolen jednotný koncept rozjezdu a průběžného řazení v závislosti na výše uvedeném popisu možných dějů. Uvažovaný koncept řízení připojování jednotlivých hnacích motorů při rozjezdu i jízdě uvádí následující přehled:

- a) K rozjezdu je použitý pouze elektromotor dle prvního bodu předchozího rozboru, a to i v případě, kdy není požadován provoz na elektromotor. Je-li v okamžiku rozjezdu požadován provoz na spalovací motor, dojde k jeho připojení do hnacího řetězce v okamžiku překročení jeho minimálních provozních otáček a pomocí spojky v režimu bez prokluzu (otáčky motoru a hnacího soustrojí jsou vyrovnané).
- b) Pro přeřazování převodových stupňů u již jedoucího vozidla je se zjednodušením zvolena strategie, kdy k přeřazení nedochází k přerušení toku hnacího výkonu od motorů ke kolům, ale při přeřazení dochází k penalizaci procesu penalizační hodnotou ztrátového výkonu (konstantní hodnota zvolena empiricky pro každý proces přeřazení převodového stupně).

Oba uvedené koncepty rozjezdu a řazení s sebou přinášejí celou řadu zjednodušení, nicméně pro tvorbu cílové funkce optimalizace jízdy na delší dráze jsou tato

zjednodušení vyhovující (penalizační funkce spotřeby při přeřazování vhodně omezuje nadbytečné úkony řazení a zejména projevy opakovaného přeřazování mezi dvojicí sousedních převodových stupňů tam a zpět v krátkém časovém okamžiku), a zároveň vede ke krátkým evaluačním časům výpočtu.

#### 5.2.4. Fyzikální model jednotlivých motorů

Fyzikálním modelem motoru rozumíme charakteristiku daného motoru získanou jako výstup z modelování tohoto motoru na základě jeho základních fyzikálních principů. V případě spalovacího motoru by se jednalo o modelování vnitřní termodynamiky motoru ve vztahu k přiváděné energii paliva a odváděné energii mechanické, spolu s energií ztrátovou – tepelnou. Základem tohoto fyzikálního modelu je bezpodmínečně výborná znalost vnitřního uspořádání motoru, zejména průřezů plnicích kanálů motoru, délky sacího traktu, nastavení časování rozvodů, konstrukce výfukového traktu (včetně přítomnosti turbodmychadla), tepelná kapacity a hmotnosti jednotlivých částí motoru a mnoho dalších údajů. Takto vzniklý fyzikální model je možné sestavit například v příslušném softwaru (GT Power). Tento model poskytuje na jednu stranu velmi detailní informace o chování motoru ve stacionárních i přechodových stavech, nicméně výpočetně je pro účely optimalizace prakticky nepoužitelný, a to i s přihlédnutím k tomu, jak velké množství vstupních hodnot ke konstrukci spalovacího motoru musí tento model obsahovat.

Obdobným způsobem je možné detailně modelovat i fyzikální model elektromotoru vozidla na základě zákonů magnetické indukce, Lorentzova zákona síly a dalších, nicméně stejně jako v případě spalovacího motoru vede toto modelování na model pro optimalizaci nevyužitelný se stejným vstupním neduhem, kterým je nutná velice detailní znalost vnitřní konstrukce motoru.

Z hlediska představené úlohy optimalizace je vhodné se při modelování motorů omezit na modelování třech základních, a pro konstrukci cílové funkce nezanedbatelných, vlastností motorů. První modelovanou vlastností je mechanická odezva motoru v hnacím řetězci vozidla. V tomto smyslu je vhodné oba motory uvažovat jako dvě soustavy hmotných těles a obě soustavy vyšetřovat pomocí mnohatělesového modelování. Pro takto sestavený model motoru je možné kvalifikovaným odhadem určit hmotnosti, polohy těžiště a momenty setrvačnosti jednotlivých uvažovaných součástí a výpočtem získat redukovaný moment setrvačnosti motoru, redukovaný na výstupní hřídel motoru. V některých případech (zejména u elektromotorů, jejichž mechanická konstrukce je velmi jednoduchá) je možné uvedený redukovaný moment setrvačnosti získat jako vstupní údaj výrobce motoru [82]. Uvedený moment setrvačnosti posléze slouží jako vstup do určení pohybové rovnice podélného pohybu vozidla (viz kapitola 5.2.2).

Druhou zmíněnou modelovanou vlastností obou motorů pro konstrukci cílové funkce optimalizace je určení okamžité účinnosti motoru nebo ekvivalentní ztrátový

výkon uvedeného motoru. Tuto vlastnost lze získat z detailního fyzikálního modelování obou motorů, jak bylo naznačeno dříve, a zároveň je možné jej propočítat v diskretním prostoru, a získat tak ucelenou charakteristiku ztrátového výkonu (účinnosti) určeného motoru v uvažovaném zatěžovacím režimu. Výhodou tohoto přístupu je pouze jeden výpočet uvedené charakteristiky pro uvedený motor, sestavení výsledků evaluace například do Look-up tabulky a její další rychlé využití v optimalizačních výpočtech. Hlavní nevýhoda však opět zůstává v nedostupnosti velkého množství vstupních údajů a často v kalibraci navrhovaného výpočtu s experimentem.

Ke stejné charakteristice (například ve formě Look-up tabulek) je možné se dostat také měřením na reálném motoru ve zkušebně. V případě spalovacího motoru je možné měřit přímo na celém vozidle pomocí válcové zkušebny (avšak zde se zatížením vlivy převodového soustrojí a pneumatik), nebo samostatně na motoru na zkušební stoličce. V případě elektromotoru jsou uvedené charakteristiky často součástí průvodní dokumentace od výrobce elektromotoru a není je proto nutné speciálně měřit. V tento okamžik je také nezbytné upozornit, že v případě spalovacího motoru je nutné sledovat zatěžovací charakteristiku v hnacím režimu i v režimu protáčení, oproti elektromotoru, kde je nutné sledovat charakteristiku v hnacím i generátorickém režimu.

Využití naměřených charakteristik ztrátového výkonu motoru ve formě Look-up tabulky s sebou přináší větší výpočetní náročnost a výpočet taktéž může selhávat nebo dávat nekorespondující údaje v případě méně hladkých ploch vytvořených z naměřených dat. Tento vliv spolu s urychlením evaluace výpočtu je možné eliminovat použitím regresních funkcí, které dokáží s dostatečnou přesností proložit naměřená data ztrátových výkonů motorů, a ve výsledku vedou k vyhledávání ztrátového výkonu pomocí analytické (mocninné) funkce [83]. Specifickou výhodou použití regresních funkcí k proložení naměřených dat je formálně shodný tvar obecné regresní funkce pro spalovací motor i elektromotor a to v motorickém i generátorickém režimu [83]. Rozdíl nastává pouze v použitých koeficientech a exponentech pro daný typ motoru a provozu. Obecný tvar rovnice regrese uvádí následující vztah:

$$P_{loss\ M/G} = \left[ A_{0M} + A_{1M} \left( \frac{P_{rel\ M}}{\omega_{rel}} \right)^{ym1} + A_{2M} \left( \frac{P_{rel\ M}}{\omega_{rel}} \right)^{ym} + A_{3M} \omega_{rel}^{xm1} + A_{4M} \omega_{rel}^{xm} + A_{5M} P_{rel\ M}^{zm1} + A_{6M} P_{rel\ M}^{zm} \right] \omega_{rel}^{xg} \quad 5.25$$

kde relativní mechanický výkon motoru  $P_{rel\ M}$  a relativní úhlová rychlost motoru  $\omega_{rel}$  jsou vztaženy k nominální hodnotě výkonu daného motoru a nominální úhlové rychlosti daného motoru pomocí vztahů:

$$P_{rel\ M} = \frac{P_{clutch}}{P_{nom}} \quad 5.26$$

$$\omega_{rel} = \frac{\omega_{mot}}{\omega_{nom}} = \frac{n_{mot}}{n_{nom}} \quad 5.27$$

Specifickou výhodou využití relativní úhlové rychlosti je její možné přímé nahrazení relativní rychlostí vozidla (při korekci zařazeným převodovým stupněm).

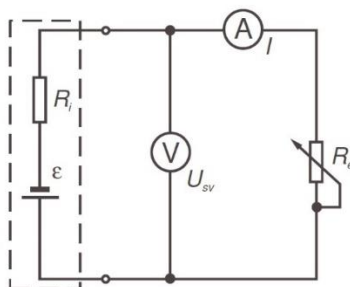
Nejdůležitějšími prvky v regresní funkci však jsou koeficienty  $A_{jM}$  a obecné exponenty  $x_{mj}$ ,  $y_{mj}$  a  $z_{mj}$ . Uvedené koeficienty a exponenty jsou získány při procesu prokládání naměřených charakteristik a jejich sada je vždy odlišná pro daný typ motoru a daný typ jeho provozu [83].

Ke konstrukci fyzikálního modelu vozidla a z toho plynoucí konstrukci cílové funkce optimalizace byla použita charakteristika ztrátového výkonu ve formě výše uvedených regresních funkcí, kde příslušné koeficienty a exponenty byly získány přímo od autora citovaného zdroje.

Třetí a zároveň poslední modelovanou vlastností motorů je jejich provozní omezení dané vnější charakteristikou spalovacího motoru a zatěžovací charakteristikou elektromotoru v motorickém i generátorickém režimu [84, 85]. Vnější charakteristiky jsou použity jako limitní hodnoty pro průjezd vozidla libovolnou trasou a jsou implementovány přímo v simulačním modelu [86].

### 5.2.1. Fyzikální model vozidlové baterie

Samotný fyzikální model vozidlové baterie vychází z modelu ideálního zdroje elektromotorického napětí  $\varepsilon$  se sériově připojeným rezistorem  $R_i$ , který reprezentuje vnitřní odpor zdroje (viz obrázek zapojení pro měření vnitřního odporu zdroje). Výpočtem proudu procházejícího vozidlovou baterií při použití hodnoty vnitřního odporu zdroje lze dále získat ztrátový výkon baterie. Ztrátový výkon vozidlové baterie pak je další složkou skutečné spotřeby vozidla na primárních zdrojích energie, a zároveň tepelným vstupem do tepelného okruhu chlazení a vytápění vozidlové baterie.



Obrázek 20: Schéma náhradního obvodu pro určení vnitřního odporu baterie [87]

Pro použití v celkovém fyzikálním modelu vozidla však je nutné určovat změnu hodnoty nabití akumulátoru (SOC) a ztrátového tepla ze ztrátového výkonu vnitřního odporu baterie ( $P_{acu}$ ), které je nutné odvést do chladicího okruhu baterie.

Bilanci výkonů v elektrickém obvodu dle Obrázek 20 (kde odpor  $R_e$  reprezentuje odporovou zátěž spotřebičů vozidla) je získána rovnice:

$$P_{celk} = P_{acu} + P_e \quad 5.28$$

kde elektrický výkon je definován obecnou rovnicí:

$$P = U I = |Ohmův\ zákon\ U = R I| = R \cdot I \cdot I = R I^2 \quad 5.29$$

Pro uvedený elektrický obvod dále z prvního Kirchoffova zákona platí rovnice:

$$I_{Ri} = I_{Re} = I \quad 5.30$$

Dosazením definiční rovnice výkonu jednotlivých spotřebičů a rovnice elektrického proudu v obvodu do bilanční rovnice celkového výkonu získáme rovnici:

$$P_{celk} = P_{acu} + P_e = R_{acu} I^2 + P_e = U_{sv} I \quad 5.31$$

Úpravou získáme kvadratickou rovnici v následujícím tvaru:

$$R_{acu} I^2 - U_{sv} I + P_e = 0 \quad 5.32$$

Pro známý vnitřní odpor vozidlového akumulátoru  $R_{acu}$ , známé svorkové napětí akumulátoru (bez zatížení)  $U_{sv}$  a požadovaný odebíraný výkon z akumulátoru se jedná o kvadratickou rovnici pro proud tekoucí elektrickým obvodem. První člen uvedené rovnice přímo určuje ztrátový výkon akumulátoru, který je nutné odvést do chladicího okruhu akumulátoru.

Následným řešením kvadratické rovnice získáme dva kořeny pro elektrický proud ve tvaru:

$$I = \frac{U_{sv} \pm \sqrt{U_{sv}^2 - 4 P_e R_{acu}}}{2 R_{acu}} \quad 5.33$$

ve které aby byla dodržena výkonová bilance elektrického obvodu, uplatní se pouze kořen rovnice se součtovým znaménkem v čitateli.

Hodnota stavu nabití akumulátoru (SOC) je získána integrací diferenciální rovnice pro změnu stavu nabití akumulátoru, která má obecný tvar [88]:

$$\frac{d}{dt} S_{oc} = \frac{-I}{C} \quad 5.34$$

Kde dosazením výše uvedené rovnice pro elektrický proud nabývá diferenciální rovnice tvaru:

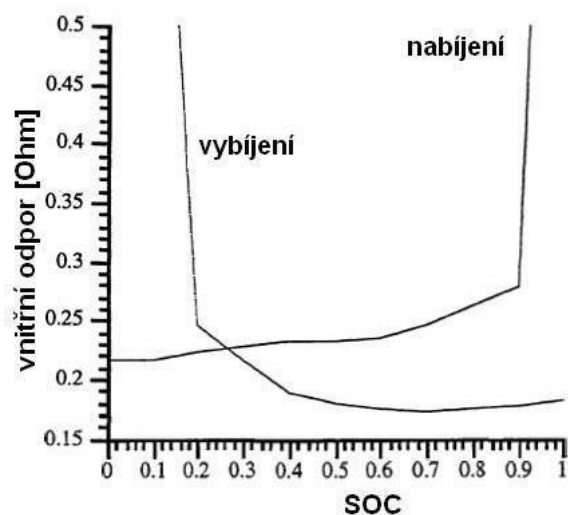
$$\frac{d}{dt} S_{oc} = \frac{-I}{C} = \frac{-U_{sv} - \sqrt{U_{sv}^2 - 4 P_e R_{acu}}}{2 R_{acu} C} \quad 5.35$$

Integrací uvedené diferenciální rovnice v mezích od počátečního do konečného stavu nabití vozidlové baterie lze v závislosti na odebíraném elektrickém výkonu určit



skutečný stav nabití, ve kterém je již zohledněna tepelná ztráta samotné baterie. Uvedená rovnice však platí za předpokladu uvedeného použitého fyzikálního modelu a za předpokladu konstantní provozní teploty vozidlové baterie. Skutečný odebíraný výkon z baterie je však silně závislý na její teplotě. Provozní teplota baterie by se měla pohybovat v rozsahu 30 až 40 °C [88], která zároveň zaručuje přibližně konstantní hodnoty možného odebíraného výkonu. V celkovém fyzikálním modelu vozidla je tato podmínka zajištěna přehřevem nebo ochlazováním baterie pro udržení uvedené provozní teploty a bude o něm pojednáno v kapitole o tepelném managementu vozidla.

Vlastní vnitřní odpor vozidlové baterie je funkcí mnoha veličin, zejména však teploty baterie, stavu nabití a tokem elektrického proudu (nabíjení/vybíjení akumulátoru) [88]. Pro střední hodnoty stavu nabití baterie (v rozsahu cca 40 až 80 % maximálního stavu nabití) lze však hodnoty vnitřního odporu baterie pro nabíjení i vybíjení s dostatečnou přesností uvažovat jako konstantní [89]. Skutečný průběh vnitřního odporu baterie pro nabíjení a vybíjení ukazuje následující obrázek:



Obrázek 21: Graf průběhu vnitřního odporu baterie při nabíjení a vybíjení [38]

Rovnice elektrického proudu protékajícího vozidlovou baterií zároveň definuje maximální možný elektrický výkon, který může protékat vozidlovou baterií. Podmínka toku elektrického proudu je dána definičním oborem čísel, které zaručují hodnotu elektrického proudu v množině reálných čísel. Základní podmínka pak nabývá následujícího tvaru:

$$U_{sv}^2 - 4 P_e R_{acu} \geq 0 \quad 5.36$$

která po úpravě získává konečný tvar:

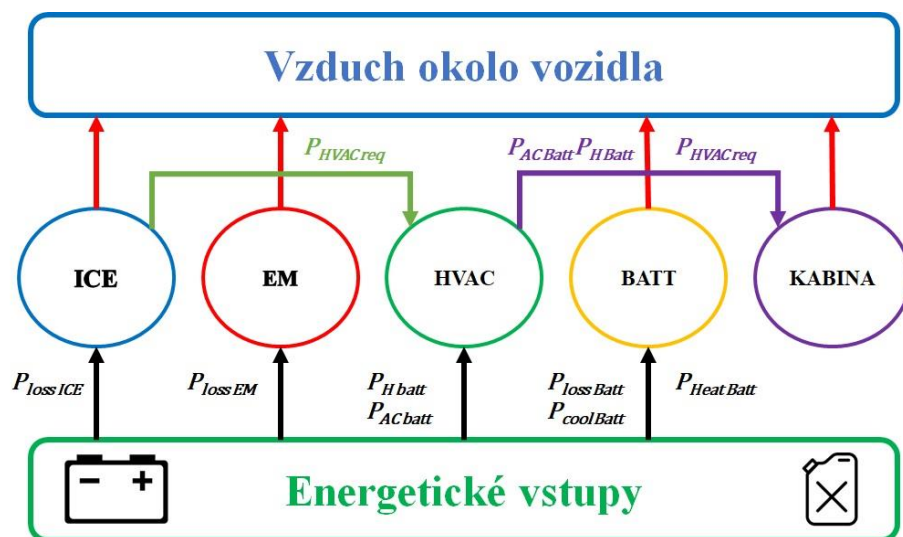
$$P_e \leq \frac{U_{sv}^2}{4 R_{acu}} \quad 5.37$$

Tato rovnice udává maximální možný výkon protékající vozidlovou baterií. Zároveň z ní je zřetelná nepřímá závislost na hodnotě vnitřního odporu baterie.

### 5.2.2. Fyzikální model tepelných okruhů hybridního vozidla

Konstrukce fyzikálního modelu tepelné soustavy vozidla vychází přímo z konstrukce zvoleného konceptu hnacího agregátu hybridního vozidla, včetně dalších energetických jednotek, které zároveň při svém provozu sdílejí své ztrátové teplo s dalšími agregáty v tepelných okruzích. Úplná soustava tepelných okruhů vozidla je svou konstrukcí rozdělena do několika samostatných tepelných okruhů, pro které jsou sestaveny jednotlivé diferenciální rovnice, a v celku tak tvoří úplnou soustavu diferenciálních rovnic tepelných bilancí vozidla.

Rozdělení na jednotlivé tepelné okruhy vychází v první řadě z konstrukce jednotlivých agregátů a v druhé řadě z požadavků na provozní teploty jednotlivých agregátů a zúčastněných komponent. Základní schéma soustavy tepelných okruhů tvořících úplnou soustavu tepelných okruhů vozidla uvádí následující obrázek [90]:



Obrázek 22: Schéma tepelných okruhů vozidla

Každý tepelný okruh vozidla je založen na bilanci tepelných výkonů vstupních (zdrojů) a výstupních (spotřebičů). Mez jednotlivými okruhy je možné sdílet tepelný tok pomocí příslušného výměníku, což ve svém důsledku vytváří soustavu diferenciálních rovnic pro teploty v jednotlivých okruzích. Celá soustava diferenciálních rovnic pro teploty jednotlivých komponent a teplovodních médií tvoří kompletní fyzikální model tepelných procesů celého vozidla.

Prvním tepelným okruhem vozidla je okruh přímého chlazení spalovacího motoru pomocí chladicího média (viz. Obrázek 22), sestávající se z dvojice diferenciálních rovnic. První diferenciální rovnici popisující změnu teploty děla spalovacího motoru tvoří bilance mezi přírůstkem teploty těla motoru vzhledem ke ztrátovému teplu (první člen pravé strany rovnice) a jeho odvodu do chladicího média

(druhý člen pravé strany rovnice). Tepelný výkon odváděný přímo do okolního vzduchu přes vnější povrch spalovacího motoru není vzhledem ke své poměrné velikosti uvažován. Bilanční diferenciální rovnice (diferencovaná podle času) tepelných toků mezi tělem spalovacího motoru a chladicím médiem okruhu chlazení spalovacího motoru získává následující tvar:

$$m_m c_{pM} \frac{dT_m}{dt} = P_{loss\ ICE} - k_e S_e (T_m - T_{cm}) \quad 5.38$$

kde  $m_m$  reprezentuje hmotnost těla spalovacího motoru,  $c_{pM}$  tepelnou kapacitu těla spalovacího motoru,  $T_m$  teplotu těla motoru,  $dt$  diferenciál času,  $P_{loss\ ICE}$  pak reprezentuje ztrátové teplo spalovacího motoru odvedené do chladicího okruhu (získané z regresní funkce pro účinnost spalovacího motoru, která je uvedena ve stati věnované fyzikálnímu modelu spalovacího motoru),  $k_e$  součinitel přestupu tepla,  $S_e$  velikost teplosměnné plochy a  $T_{cm}$  reprezentuje teplotu chladicího média motoru.

Druhou diferenciální rovnicí prvního tepelného okruhu vozidla je bilanční rovnice teploty chladicího média spalovacího motoru, který zajišťuje odvod nevyužitelného ztrátového tepla z těla spalovacího motoru do vzduchu v okolí vozidla (třetí člen pravé strany rovnice), nebo pomocí tepelného výměníku do kabiny vozidla (druhý člen pravé strany rovnice). Bilanční rovnice tepelných toků druhou smyčkou prvního tepelného okruhu nabývá následujícího tvaru:

$$m_{cm} c_{pcmM} \frac{dT_{cm}}{dt} = k_e S_e (T_m - T_{cm}) - P_{HVAC\ req} - k_c S_c (T_{cm} - T_{air}) \quad 5.39$$

kde  $m_{cm}$  reprezentuje hmotnost chladicího média okruhu chlazení ICE,  $c_{pcmM}$  měrnou tepelnou kapacitu chladicího média ICE,  $T_{cm}$  teplotu chladicího média,  $dt$  diferenciál času,  $k_e$  součinitel přestupu tepla,  $S_e$  velikost teplosměnné plochy,  $T_m$  teplota těla motoru,  $T_{cm}$  dále reprezentuje teplotu chladicího média motoru,  $P_{HVAC\ req}$  reprezentuje požadovaný odvod tepla z chladicího okruhu motoru do výměníku teplého vzduchu vytápění kabiny,  $k_c$  součinitel přestupu tepla vůči okolnímu vzduchu,  $S_c$  velikost teplosměnné plochy vůči okolnímu vzduchu,  $T_{air}$  reprezentuje teplotu okolního vzduchu. (První člen pravé strany pak reprezentuje vstupní tepelný výkon do chladicího okruhu ze spalovacího motoru, tedy druhý člen z diferenciální rovnice pro teplotu těla spalovacího motoru.)

V poznámce je nutné dodat, že tepelná regulace teploty uvedeného tepelného okruhu je provedena pomocí termostatu. Zde je uvažován termostat běžné automobilové konstrukce (voskový, pracující na základě skupenské změny vosku s následnou tepelnou dilatací), který reaguje na spínací teplotu svým otevřením (uvažováno jako skokové otevření – přechodová charakteristika není uvažována). Svým otevřením termostat zároveň zvětšuje hmotnost chladicího média z hmotnosti dané pouze ekvivalentem objemu chladicí kapaliny v motoru na ekvivalent objemu

celého chladicího okruhu. Termostat zároveň svým otevřením umožňuje cirkulaci chladicí kapaliny celým okruhem. Příklad modelování tohoto termostatu uvádí pseudokód uvedený v kapitole věnované regulaci vnitřních procesů vozidla.

Druhým reprezentantem tepelných okruhů vozidla je okruh vytápění a klimatizace kabiny, jehož úkolem je udržování teploty vzduchu v kabině na nastavené komfortní hodnotě (typicky 18 až 24 °C [91]). Rovnice výkonové bilance tepelného vstupu a výstupu, spolu s teplotou vzduchu v kabině, získává po sestavení totožným způsobem dle předcházejících okruhů následující tvar:

$$m_{mCB} c_{pCB} \frac{dT_{CB}}{dt} = P_{HVAC\ req} - P_{AC\ Batt} + P_{H\ Batt} - k_{Q\ CB} S_{Q\ CB} (T_{CB} - T_{air}) \quad 5.40$$

kde  $m_{mCB}$  reprezentuje ekvivalentní hmotnost kabiny vozidla,  $c_{pCB}$  měrnou tepelnou kapacitu kabiny vozidla,  $T_{CB}$  teplotu chladicího média,  $dt$  diferenciál času,  $P_{HVAC\ Req}$  reprezentuje tepelný výkon přiváděný z chladicího okruhu spalovacího motoru do kabiny,  $P_{AC\ Batt}$  reprezentuje tepelný výkon odváděný z kabiny vozidla klimatizační jednotkou,  $P_{H\ Batt}$  tepelný výkon přiváděný z nezávislého elektrického topného tělesa v kabině,  $k_{Q\ CB}$  součinitel přestupu tepla mezi kabinou vozidla a okolním vzduchem,  $S_{Q\ CB}$  velikost teplosměnné plochy kabiny vůči okolnímu vzduchu a  $T_{CB}$  teplota těla motoru. První člen pravé strany, jak je uvedeno výše, určuje vstupní tepelný výkon z ICE, nicméně zde je nutné dodat, že tento výkonový vstup je možné realizovat pouze v případě dostatečného tepelného spádu mezi okruhem chladicího média ICE a kabinou vozidla. Poslední člen pravé strany uvedené rovnice pak reprezentuje ztrátové teplo vstupující nebo vystupující z nebo do kabiny vozidla a to ať tělem karosérie, zasklením nebo i výměnou objemu vzduchu v kabině [91].

Uvedené tři diferenciální rovnice tvoří soustavu diferenciálních rovnic pro tři teploty v jednotlivých tepelných okruzích mezi energetickým vstupem vozidla, spalovacím motorem vozidla a kabinou vozidla, až po vzduch v okolí vozidla (viz schéma na Obrázek 22).

Dalšími tepelnými okruhy hybridních vozidel jsou okruhy chlazení/vytápění vozidlové baterie a chlazení elektromotoru. V některých konstrukcích tvoří okruh chlazení vozidlové baterie a elektromotoru jeden tepelný okruh [92], nicméně provozní teplota vozidlové baterie by se měla pohybovat v rozmezí cca 10 až 30 °C [88] a provozní teplota elektromotoru může být obecně v širším intervalu (spodní interval prakticky není omezen, horní interval je omezen hodnotou cca 80 °C, při které dochází ke ztrátě magnetických vlastností permanentních magnetů elektromotoru [92]). Spojením obou zmíněných okruhů do jednoho tak mohou nastat případy, ve kterých bude celý okruh potřeba chladit z důvodu udržení maximální teploty baterie, nicméně zdrojem tepla bude majoritně elektromotor (v případech rekuperace s přímou spotřebou rekuperované energie), nebo naopak vytápět z důvodu nejnižší pracovní

teploty baterie, přičemž bude zároveň docházet ke zbytečnému předtápění elektromotoru, jehož nejnižší provozní teplota je výrazně pod nejnižší provozní teplotou baterie. Z těchto důvodů je pro simulační model uvažována konstrukce chlazení a vytápění vozidlové baterie a chlazení elektromotoru jako dvou zcela separátních tepelných okruhů mezi energetickým zdrojem a vzduchem okolo vozidla (viz Obrázek 22)

V pořadí již třetím majoritním tepelným okruhem hybridního vozidla se tak stává okruh chlazení a vytápění vozidlové baterie. Konstrukce tepelného okruhu vozidlové baterie vychází z nutnosti udržovat jej v optimální provozní teplotě, jejíž hodnota by měla být v rozsahu cca 10 až 30 °C. Uvedený provozní teplotní rozsah zaručuje dostupnost požadovaného výkonu získávaného z vozidlové baterie, nebo naopak výkonu pro uložení rekuperované energie zpět do baterie. Provoz vozidlové baterie v teplotách jiných, než uvádí interval výše, obecně možný je, avšak dochází při něm k omezení nabíjecího a vybíjecího výkonu baterie a zároveň ke snížení úrovně hodnoty SOH (State of Health) [88].

Pro dodržení tohoto teplotního rozsahu provozní teploty je nutné v případě nízkých teplot před plným zatížením baterie ji předehřát, v případě vysokých teplot naopak baterii ochladit. Tepelný výkon potřebný k předehřátí nebo ochlazení baterie je obecně získáván přímo ze samotné baterie elektrickým předehřevem, ve zvláštních případech může být též získán ze ztrátového tepla spalovacího motoru (tato možnost se však v tomto simulačním modelu neuvažuje). Tepelný výkon k ochlazení baterie může být získán pouze ze zdroje elektrické energie, neboť kompresor chlazení musí umožňovat provoz v jakémkoli jízdním režimu, zejména v případě, že je spalovací motor vypnutý (například pro použití systému Stop & Start). Pro tento simulační model je dále uvažováno chlazení vozidlové baterie pomocí chladicího okruhu (s kapalným chladicím médiem) s tepelným výměníkem vůči okolnímu vzduchu (obdobné konstrukce jako chlazení ICE) s pomocným nezávislým chladicím agregátem s elektrickým pohonem, který zajišťuje chlazení akumulátoru v případě jízdy za vysokých okolních teplot nebo s velkým výkonovým zatížením baterie. Regulace teploty baterie, a tím celého tepelného okruhu chlazení/vytápění baterie, je provedena samostatným regulátorem, který je v první řadě reprezentován automatickým (neřízeným) průtokovým termostatem obdobné konstrukce, jako u již zmíněného chladicího okruhu ICE (reguluje chladicí okruh v případě dosažení nejvyšší přípustné teploty akumulátoru), a v druhé řadě termoregulátorem regulujícím ohřev nebo pomocné chlazení vozidlového akumulátoru. Detailní popis regulátoru je uveden ve stati věnované řízení simulačního modelu vozidla.

Bilanční diferenciální rovnice pro teplotu těla vozidlové baterie je sestavena stejným principem, jako u všech ostatních tepelných okruhů. Pro vozidlovou baterii chlazenou kapalným chladicím médiem pomocí výměníku nabývá rovnice následujícího tvaru:

$$m_{batt} c_{p\ batt} \frac{dT_{batt}}{dt} = P_{loss\ batt} - k_{batt} S_{batt} (T_{batt} - T_{cm\ batt}) \quad 5.41$$

kde  $m_{batt}$  reprezentuje hmotnost vozidlového akumulátoru,  $c_{p\ batt}$  měrnou tepelnou kapacitu těla akumulátoru,  $T_{batt}$  teplotu chladicího média akumulátoru,  $dt$  diferenciál času,  $P_{loss\ batt}$  reprezentuje ztrátový tepelný výkon akumulátoru,  $k_{batt}$  součinitel přestupu tepla mezi tělem akumulátoru a chladicím okruhem akumulátoru,  $S_{batt}$  velikost teplosměnné plochy těla akumulátoru,  $T_{cm\ batt}$  teplotu chladicího média okruhu chlazení akumulátoru.

Bilanční rovnice pro teplotu chladicího média v okruhu předtápění nebo chlazení vozidlové baterie dále nabývá následujícího tvaru:

$$m_{c\ acu} c_{p\ acu} \frac{dT_{cm\ batt}}{dt} = k_{batt} S_{batt} (T_{batt} - T_{cm\ batt}) - P_{cool\ acu} + P_{heat\ acu} - k_{acu} S_{acu} (T_{cm\ batt} - T_{air}) \quad 5.42$$

kde  $m_{c\ acu}$  reprezentuje hmotnost chladicího média,  $c_{p\ acu}$  měrnou tepelnou kapacitu chladicího média,  $T_{cm\ batt}$  teplotu chladicího média akumulátoru,  $dt$  diferenciál času,  $k_{batt}$  součinitel přestupu tepla mezi tělem akumulátoru a chladicím okruhem akumulátoru,  $S_{acu}$  velikost teplosměnné plochy těla akumulátoru,  $T_{batt}$  teplotu chladicího média akumulátoru,  $P_{cool\ acu}$  chladicí výkon tepelného okruhu akumulátoru,  $P_{heat\ acu}$  výkon přehřevu tepelného okruhu akumulátoru,  $k_{acu}$  součinitel přestupu tepla ve výměníku mezi chladicím okruhem akumulátoru a okolním vzduchem,  $S_{acu}$  velikost teplosměnné plochy výměníku vůči okolnímu vzduchu a  $T_{air}$  teplotu okolního vzduchu.

Obě uvedené diferenciální rovnice spolu vytváří soustavu diferenciálních rovnic pro tepelnou bilanci chlazení nebo předtápění vozidlové baterie.

Čtvrtým a posledním uvažovaným majoritním tepelným okruhem je okruh chlazení elektromotoru, který je z výše uvedených důvodů uvažován taktéž jako zcela samostatný. Tento tepelný okruh bude konstrukčně totožný s okruhem chlazení ICE (včetně regulace), nicméně veškeré ztrátové teplo elektromotoru bude přímo odváděno do okolního vzduchu. Diferenciální rovnice soustavy tepelných okruhů pro chlazení elektromotoru jsou sestaveny totožným způsobem, jak tomu bylo provedeno právě pro ICE a nabývají následujícího tvaru:

$$m_{EM} c_{pEM} \frac{dT_{EM}}{dt} = P_{loss\ EM} - k_{EM} S_{EM} (T_{EM} - T_{cEM}) \quad 5.43$$

kde  $m_{EM}$  reprezentuje hmotnost těla elektromotoru,  $c_{pEM}$  měrnou tepelnou kapacitu těla elektromotoru,  $T_{EM}$  teplotu těla elektromotoru,  $dt$  diferenciál času,  $P_{loss\ EM}$  reprezentuje ztrátový tepelný výkon elektromotoru (získaný z regresních křivek účinnosti),  $k_{EM}$  součinitel přestupu tepla mezi tělem elektromotoru a chladicím okruhem akumulátoru,  $S_{EM}$  velikost teplosměnné plochy těla elektromotoru a  $T_{cEM}$  teplotu chladicího média okruhu chlazení elektromotoru (druhý člen pravé strany rovnice zjevně reprezentuje tepelný výkon, odváděný z těla elektromotoru do chladicího média). Tepelný výkon,

odváděný přímo z těla motoru do okolního vzduchu vzhledem ke své velikosti není uvažován.

Druhou diferenciální rovnicí se stává rovnice pro teplotu chladicího média okruhu chlazení elektromotoru ve tvaru:

$$m_{cEM} c_{cEM} \frac{dT_{cEM}}{dt} = k_{EM} S_{EM} (T_{EM} - T_{cEM}) - k_{cEM} S_{cEM} (T_{cEM} - T_{air}) \quad 5.44$$

kde  $m_{cEM}$  reprezentuje hmotnost chladicího média elektromotoru,  $c_{cEM}$  měrnou tepelnou kapacitu chladicího média elektromotoru,  $T_{cEM}$  teplotu chladicího média elektromotoru,  $dt$  diferenciál času,  $k_{EM}$  součinitel přestupu tepla mezi tělem elektromotoru a chladicím okruhem akumulátoru,  $S_{EM}$  velikost teplosměnné plochy těla elektromotoru a  $T_{EM}$  teplotu těla elektromotoru,  $k_{cEM}$  součinitel přestupu tepla mezi tělem elektromotoru a chladicím okruhem elektromotoru,  $S_{cEM}$  velikost teplosměnné plochy tepelného výměníku se vzduchem a  $T_{air}$  teplotu okolního vzduchu.

První člen pravé strany reprezentuje ztrátový výkon přivedený z vlastního elektromotoru do chladicího okruhu a druhý člen reprezentuje tepelný výkon odvedený do okolního vzduchu pomocí tepelného výměníku mezi chladicím médiem a okolním vzduchem.

### 5.2.3. Regulace teploty v tepelných okruzích HEV

Obecně regulace teplot v jednotlivých tepelných okruzích a toky tepelné energie náleží nadřazenému termoregulátoru všech tepelných okruhů vozidla. Pro řízení jednotlivých tepelných okruhů vozidla je možné sestavit různé typy regulátorů a regulačních obvodů, avšak vždy s omezením daným konstrukcí jednotlivých prvků tepelných okruhů vozidla. Zároveň s přihlédnutím k účelu tepelného okruhu a jeho vstupům lze regulátory tepelných okruhů rozdělit do dvou kategorií:

- Autonomní regulace teploty pomocí automatického regulátoru v závislosti na jedné sledované veličině (typicky již zmíněný voskový termostat, regulující teplotu v okruhu chladicího média motorů nebo vozidlové baterie)
- Řízená regulace teplot v závislosti na více než jedné sledované veličině (typicky například elektrické vytápění kabiny vozidla v závislosti na požadované teplotě a intervalu aktuálního stavu nabití vozidlové baterie)

Každý zmíněný tepelný okruh je regulován samostatným regulátorem na základě požadavků na odvod tepla z okruhu, případně na přestup tepla do jiného okruhu. Regulační člen každého okruhu vychází ze specifické konstrukce prvků tepelného okruhu a požadavků na regulátor. Pro všechny uvedené tepelné okruhy je v simulačním modelu použit nezávislý regulátor z jedné z výše uvedených skupin. Detailní popis způsobu regulace jednotlivých tepelných okruhů je detailně popsána v podkapitole věnované řídicí struktuře simulačního modelu.

### 5.3. Řídicí struktura simulačního modelu vozidla

Řídicí strukturou matematického modelu v obecné rovině rozumíme řízení všech procesů, které mohou měnit vnitřní konfiguraci nebo jízdní chování vozidla, a to buď v závislosti na vnějších požadavcích na vozidlo a jeho jízdu, nebo v závislosti na okamžitém stavu sledovaných nebo řízených veličin, kterým fyzikální model vozidla poskytuje přímou odezvu. Příkladem skupiny procesů, které jsou nejčastěji řízeny na základě vnějších požadavků, je přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací agregáty nebo požadavek na rekuperační nabíjení vozidlové baterie, je-li dána požadovaná hodnota konečného stavu nabití. Příkladem druhé skupiny procesů – procesů s vnitřní regulací – je kupříkladu regulace teploty motoru pomocí regulace jeho chladicího okruhu termostatem. Každý takový regulační proces je řízen příslušným regulátorem. Výše popsaný simulační model obsahuje regulátory z obou zmíněných kategorií, jejichž úplný přehled uvádí následující tabulka [93]:

regulovaná veličina	regulační člen	skupina regulačního procesu	regulační omezení	pseudokód regulátoru
výkon ICE/EM	řídící jednotka motorů	vnější / vnitřní	mezní výkon ICE/EM	neuveden
teplota ICE	průtokový termostát	vnitřní	max. hodnota teploty	I
teplota EM	průtokový termostát	vnitřní	max. hodnota teploty	I
teplota baterie	regulátor teploty	vnitřní	min. a max. hodnota teploty	II
teplota kabiny	regulátor teploty	vnitřní	nastavená hodnota teploty	II
nabíjení baterie	řídící jednotka motorů	vnitřní	min. a max. hodnota SOC	III
zařazený převod převodovky	řídící jednotka převodovky	vnitřní	dostupné převodové stupně	IV

**Tabulka 3: Přehled jednotlivých řídicích struktur uvnitř matematického modelu**

V poznámce je nutné uvést, že některé zmíněné regulované veličiny jsou regulovány nepřímo. Příkladem takové veličiny je teplota motorů, která je regulována nepřímo - regulací odváděného ztrátového tepla pomocí chladicího média v příslušném chladicím okruhu. Teplotu motoru tak striktně reguluje regulační člen, umístěný až v okruhu chlazení, tedy mimo vlastní motor.



Pro potřeby optimalizace a výše simulačního modelu byly sestaveny regulátory popsané následujícími pseudokódy. Jedinou výjimku z tabulky, ke které není sestaven pseudokód, je přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací motory, neboť toto přerozdělení je součástí optimalizovaných prvků celé optimalizace.

**Pseudokód I** zobrazuje funkci regulačního členu teploty spalovacího motoru pomocí regulace průtoku chladicího média okruhem. Uvedený pseudokód lze zároveň přímo označit za řídicí strategii běžného voskového termostatu pouze s tím zjednodušením, že neobsahuje jeho přechodovou charakteristiku.

```
function [thermoregulator,m,k,S] = thermostat(T_cmICE)
% Funkce pro thermoregulator
% T_cmICE == Okamžitá hodnota teploty chlad. media ICE
% thermoregulatory == stav otevreni termostatu

% vstupni konstanty
mcm=[mcm_min,mcm_max]; % hmotnosti chladicicho media
kc=[kcmin,kcmax]; % soucinitele prestupu tepla
Sc=[Scmin,Scmax]; % velikosti teplosmenne plochy chladice
Predepsana_hodnota=85; % predepsana hodnota teploty

thermoregulator=0; % alokace promennych
m=0;
k=0;
S=0;

% Kontrola vstupu
if isreal (T_IcmCE) == 0 % vstup je komplexni cislo
    thermoregulator=NaN;
    warning('Vstupni hodnota je komplexni cislo');
return
end

if T_cmICE<Predepsana_hodnota % regulator uzavren
    thermoregulator=0;
    m=mcm(1);
    k=kc(1);
    S=Sc(1);

elseif T_cmICE>=Predepsana_hodnota % regulator plne otevren
    thermoregulator=1;
    m=mcm(2);
    k=kc(2);
    S=Sc(2);

else % chybove hodnoty
    thermoregulator=NaN;
    warning('Chyba vstupni hodnoty');
return
end
```

V uvedeném pseudokódu je kromě změny otevření termostatu patrná také změna hmotnosti chladicího média v okruhu chlazení, stejně jako změna součinitele přestupu tepla a změna velikosti teplosměnné plochy. Tyto změny jsou způsobeny tím, že uzavření termostatu rozdělí chladicí okruh na dvě části tak, že zamezí průtoku chladicího média do chladiče. Pseudokód č. I je také formálně totožný i pro regulaci teploty elektromotoru.

**Pseudokód II** zobrazuje regulátor teploty kabiny vozidla, kde je nutné udržet hodnotu provozní teploty v určitém intervalu. Regulačními členy takového regulačního okruhu jsou:

- automatický regulátor horní teploty chladicího média ICE (formálně totožný s Pseudokódem číslo I, jenž zde není uveden), který zajišťuje teplotní spád toku tepla na tepelném výměníku topení kabiny
- velikost topného výkonu přiváděného do tepelného okruhu z vnějšího zdroje – vozidlové baterie
- velikost výkonu klimatizační jednotky odvádějící tepelný výkon z tepelného okruhu do okolí

Vstupem do pseudokódu jsou okamžité hodnoty teplot jednotlivých zúčastněných tepelných okruhů, okamžitá teplota vzduchu, dostupný tepelný výkon v chladicím okruhu ICE, okamžitý ztrátový výkon z kabiny vozidla a okamžitá hodnota stavu nabití vozidlové baterie. Detaily uvádí následující popis Pseudokódu č. II.

```
function outp=thermocontroller(input_var)

% Termoregulator teploty vzduchu v kabine

%% Vystupy
% outp=[PHVACreq,PHbatt,PACbatt,PHVACICE];
% PHVACreq = pozadovany tepely vykon do kabiny
% PHbatt = pozadovany tepely vykon z elektrickeho topeni
% PACbatt = pozadovany tepely vykon odvedeny pomoci AC
% PHVACICE = odvedeny tepelny vykon z okruhu chlazení ICE

%% Inputs
Pcbloss=input_var(1); % ztrarovy vykon karoserie vozidla
PlossICE=input_var(2); % ztrarovy vykon ICE v chladicim okruhu
SOCcur=input_var(3); % okamzita hodnota SOC
Tcm=input_var(4); % teplota chladici kapaliny ICE
Tcb=input_var(5); % teplota kabiny
Tcbreq=input_var(6); % pozadovana teplota kabiny
delTcm=input_var(7); % tolerance teploty chladici kapaliny
Tair=input_var(8); % teplota vzduchu okolo vozidla

% Konstantni hodnoty
SOCmin=constants.battery.SOCmin;
```

```

    Tcmnom=constants.thermals.basic.Tcmnom; % nominalni hodnota
    % teploty otevreni termostatu okruhu ICE
    delT=constants.thermals.basic.delT; % tolerance teploty kabiny
    PHbattnom=constants.thermals.basics.PHbattnom; % nominalni
    % vykon elektrickeho topeni
    PACbattnom=constants.thermals.basics.PACbattnom; % nominalni
    % vykon klimatizace

%% Korekce vykonu elektrickeho topeni a klimatizace podle vykonu
    % baterky a aktualniho stavu SOC

    % kontrola dostupneho vykonu z baterky
    if SOCcur<=SOCmin % stav nabiti je prilis maly - nemohu topit a
    % klimatizovat z vozidlove baterie
        PHbattreq=0;
        PACbattreq=0;
    elseif SOCcur>SOCmin % mohu topit a klimatizovat z baterie
        PHbattreq=PHbattnom;
        PACbattreq=PACbattnom;
    else
        disp('Chyba termoregulatoru I');
    end

%% Stavove veciciny tepelnych okruhu

    % maximalni odvedene teplo z ICE do topeni PhvacICE
    if Tcm>=Tcb+delTcm && Tcm<Tcmnom % kontrola tepelneho spadu z
    % okruhu chlazení ICE
    % ale koriguji regulovany odvod tepla, protoze nemam provozni
    %teplotu ICE
        PhvacICE=0.5*PlossICE;
    elseif Tcm>=Tcmnom % muzu topit na plny vykon (ztraty 5 %)
        PhvacICE=0.95*PlossICE;
    elseif Tcm<Tcb+delTcm % ICE ma malou teplotu - nemam teplotni
    % spad
        PhvacICE=0;
    else
        disp('Chyba termoregulatoru II');
    end

% Elektricke topeni/klimatizace maji konstantni vykon, který je
spinany

    Pcbout=Pcbloss;

    % alokace promennych
    PHVACreq=0;
    PHbatt=0;
    PACbatt=0;
    PHVACICE=0;

%% Nutnost topeni/klimatizace
    if Tcb<=Tcbreq-delT && Tair<=Tcbreq % musim topit % ubrano delT

```

```

    if Pcbout<=PhvacICE % vytopim z ICE
        PHVACreq=PhvacICE;
        PHVACICE=PHVACreq;
    elseif Pcbout>PhvacICE && Pcbout<=PhvacICE+PHbattreq
        % vytopim z kombinace ICE a batt
        PHVACreq=PhvacICE+PHbattreq;
        PHbatt=PHbattreq;
        PHVACICE=PhvacICE;
    elseif Pcbout>PhvacICE+PHbattreq % nevytopim
        % proto topim vsim co mam
        PHVACreq=PhvacICE+PHbattreq;
        PHbatt=PHbattreq;
        PHVACICE=PhvacICE;
    else
        disp('Chyba termoregulatoru III');
    end

elseif Tcb>Tcbreq+delt && Tair>Tcbreq % musim klimatizovat

    if Pcbout<=PACbattreq % uklimatizuji jednotkou klimatizace
        PACbatt=Pcbout;
    elseif Pcbout>PACbattreq % neuklimatizuji ale klimatizuji
        % plnym dostupnym vykonem
        PACbatt=PACbattreq;
    else
        disp('Chyba termoregulatoru IV');
    end

else % netopim/neklimatizuji
end

outp=[PHVACreq,PHbatt,PACbatt,PHVACICE];

```

Ve výše uvedeném pseudokódu je zřetelně vidět kontrola tepelného spádu mezi teplotou chladicího média ICE a teplotou kabiny vozidla, který zajišťuje fyzikálně správný průběh přechodu tepla z jednoho tepelného okruhu do druhého. V případech, dokud ještě nebylo dosaženo provozní teploty motoru, je dále topný výkon omezen korekčním součinitelem tak, aby stále docházelo ke zvyšování teploty chladicího okruhu spalovacího motoru k dosažení provozní teploty.

Dále je ve stejném pseudokódu zřetelná kontrola stavu nabití vozidlové baterie a pro případ příliš nízkého stavu nabití baterie je dále omezen dostupný výkon elektrického topení nebo klimatizace kabiny.

Poslední poznámkou ke konstrukci uvedeného pseudokódu je, že je zde defaultně nastavené regulační schéma tak, že je upřednostňováno vytápění kabiny primárně z chladicího okruhu spalovacího motoru. Elektrické topení je spínáno pouze v případě, že k vytápění kabiny nestačí ztrátový tepelný výkon spalovacího motoru. Ve svém důsledku tato skutečnost může přímo zasahovat do průběhu optimalizace,

neboť pro případy nutného vytápění kabiny vysokým výkonem bude optimalizační metoda vyhledávat optimální řešení rozložení výkonů motorů takové, které zároveň zajistí vytápění kabiny ze spalovacího motoru (tedy optimum rozložení hnacích výkonů bude s větším podílem pohonu spalovacím motorem). Tuto vlastnost lze snadno pozměnit pouhou úpravou preference topení v uvedeném Pseudokódu, avšak pro potřeby níže provedených optimalizací zůstalo nastavení regulátoru dle Pseudokódu II.

Pseudokód pro regulaci teploty kabiny vozu je formálně totožný pro regulátor teploty vozidlové baterie, jen obsahuje pouze dva možné výkonové vstupy – velikost topného výkonu předtápění vozidlové baterie a velikost klimatizačního výkonu jednotky chlazení vozidlové baterie.

Třetí popisovaný regulátor je dán **Pseudokódem III**, který reguluje systém rekuperačního nabíjení vozidlové baterie. Zde je nutné podotknout, že se jedná ve svém základním principu o klasický typ regulátoru dobíjení vozidlové baterie s omezením, které je dáno hodnotou okamžitého stavu nabití a maximálním přípustným výkonem generátoru, korigovaným dostupnou adhezní silou na vozidlových kolech.

```
function Pnab=nabijeni(inputs)
    %% Funkce pro rizeni nabijeni vozidlove baterie
    % Vystupy
        % Pnab = skutecny nabijeci vykon
    % Vstupy
    SOCcur=inputs(1); % okamzita hodnota SOC
    Pbrake=inputs(2); % okamzita hodnota brzdného výkonu na kolech
    Paddhe=inputs(3); % okamzita hodnota výkonu na mezi adheze

    % konstanty
    SOCmin=constants.basic.SOCmin % minimalni hodnota stavu nabití
    SOCmax=constants.basic.SOCmax % maximalni hodnota stavu nabití
    Pnabmin=constants.basic.Pnabmin; % minimalni nabijeci vykon
    Pnabmax=constants.basic.Pnabmax; % maximalni nabijeci vykon

    % Maximalni pripustny nabijeci vykon - kontrola adheze
    Pmax=Paddhe;

    % Nabijeni
    if SOCcur<=SOCmax && SOCcur>=SOCmin % nabijim plnym vykonem
        Pnab=Pmax;
    elseif SOCcur<SOCmin % baterie vybita - nabijim snizenym
    % vykonem
        Pnab=Pnabmin;
    elseif SOCcur>SOCmax % baterie temer nabita - nabijim snizenym
    % vykonem
        Pnab=Pnabmax;
    else
        warning('Chyba v regulaci nabijeni');
    end
```

Z uvedeného pseudokódu je navíc zřetelné, že nabíjecí výkon je dále korigován pro stav plně vybité i téměř nabitě baterie, což je v ideovém souladu s grafem průběhu vnitřního odporu baterie, uvedeném v podkapitole věnované modelování vozidlové baterie. Nabíjecí výkon je dále omezen uvnitř simulačního modelu maximálním výkonem vozidlové baterie dle rovnice 5.37.

V závěrečné poznámce je nutné uvést, že mechanický výkon vozidlových kol, který není možné rekuperovat do vozidlové baterie, je odveden jako ztrátový do okolního vzduchu v podobě tepla disipovaného frikčními brzdami vozidla.

Poslední pseudokód se vztahuje k volbě zařazeného převodového stupně v převodovce. Pro uvedený simulační model je možné nalézt více strategií řazení stupňů převodovky, nicméně některé možné strategie nejsou pro simulační model v optimalizační úloze vhodné. V průběhu vývoje bylo testováno několik strategií na základě různých idejí, avšak vždy musela být splněna první podmínka realizovatelnosti. Tato podmínka definuje, které převodové stupně je možné pro danou rychlost vozidla zařadit, aby nedošlo k překročení minimálních a maximálních dovolených otáček pro jednotlivé motory. Základní ideje možných strategií řazení uvádí následující přehled:

- Řazení na základě minimální hodnoty spotřeby energie – uvedená strategie zvolí ten převodový stupeň převodovky, který z výběru možných převodových stupňů zajišťuje nejmenší spotřebu energie.
- Řazení na základě rozšířeného pilového diagramu převodovky – uvedená strategie zvolí převodový stupeň převodovky dle otáčkového spektra pilového diagramu s ohledem na hysterezi podřazení při nutnosti větší hodnoty akcelerace.
- Řazení na základě maximálního možného zařaditelného převodového stupně – uvedená strategie zvolí ze souboru všech možných převodových stupňů největší možný.

Zkoušeny byly všechny uvedené strategie řazení. Pro funkci optimalizačního algoritmu se jevila jako nejhorší strategie podle prvního uvedeného bodu. Špatná funkce tohoto algoritmu se projevovala zejména pro ty případy, ve kterých byla spotřeba pro všechny dostupné převodové stupně prakticky totožná. V praktickém výpočtu pak docházelo k neustálému přeřazování mezi dvojicí následujících převodových stupňů tam a zpět, což není stav prakticky reálný, ba ani realizovatelný. Dále byla testována korekce, která určila vždy minimální délku, kterou vozidlo ujede na doposud zařazený převodový stupeň. Tato korekce se však také ukázala jako problematická, protože v některých případech po ujetí definované vzdálenosti docházelo k přeřazování o více převodových stupňů, což také vždy neodpovídá reálnému průběhu jízdy.

Druhá idea řadicí strategie – strategie řazení podle pilového diagramu – se ukázala jako vyhovující pro potřeby simulačního modelu, a zároveň odpovídající reálnému chování vozidla při jízdě. Použití této strategie je však závislé na znalosti okamžitého maximálního dostupného výkonu hnacího agregátu v závislosti na okamžitých otáčkách, vycházející z vnější charakteristiky motoru a dynamické odezvy v přechodových dějích (pro určení velikosti hystereze podřazení). Vzhledem k tomu, že dynamická odezva hnacího agregátu je výrazně závislá na dobré znalosti konstrukce hnacího agregátu a mnoha vstupních dat, byla později pro optimalizaci použita strategie dle posledního bodu – řazení podle nejvyššího možného zařazeného převodového stupně a překročení maximálního dostupného výkonu bylo sledováno jako vnější omezení průjezdu vozidla (obdobně jako překročení provozních teplot motorů apod.). Představené schéma řazení uvádí následující **Pseudokód 4**:

```
function Egr=razeni_jednoduche(v)

    %% Vstupy
    % okamzita rychlost vozidla - [m/s]
    %% Vystupy
    % zarazeny prevodovy stupen - [1]

    pprev=constants.gearbox.pprev; % [1] vector prevodovych cisel
    pstaly=constants.gearbox.pstaly; % staly prevod prevodovky
    rdyn=constants.basic.rdyn; % dynamicky polomer kola

    n_min=constants.engine.n_min; % [1/min] minimalni otacky motoru
    n_max=constants.engine.n_max; % [1/min] maximalni otacky motoru

    % Vyber zaraditelných prevodových cisel

    n_all=(60*v*pstaly*pprev)/(2*pi*rdyn); % otacky pro vsechny
    % prevody
    g_pos=find(n_all<=In_max & n_all>=In_min); % vyber moznych
    % prevodu

    % pripad rozjezdu - nelze nalest prevodovy stupen
    if isempty(g_pos)==1
        g_pos=1;
    end

    % Pripad vseh ostatnich prevodovych stupnu
    Egr=g_pos(end);
```

Z uvedeného pseudokódu je zřetelný i zvláštní případ, kdy není možné nalézt vhodný převodový stupeň. Tento případ nastává v okamžiku rozjezdu vozidla, ve kterém není dodržena podmínka minimálních otáček hnacího motoru (minimální otáčky motoru jsou vždy uvažovány nenulové). Pro případ rozjezdu je vždy předepsáno zařazení prvního převodového stupně. Obecně může nastat ještě druhý

případ, při kterém dojde také k nenalezení vhodného převodového stupně. Tento případ nastane tehdy, kdy rychlost vozidla je natolik vysoká, že není možné zařadit ani nejvyšší existující převodový stupeň. Uvedený případ však v simulaci nemůže nastat, neboť maximální rychlost vozidla je omezena rychlostními limity jízdní trasy, respektující maximální dosažitelnou rychlost vozidla.

#### 5.4. Ověření funkce simulačního modelu vozidla

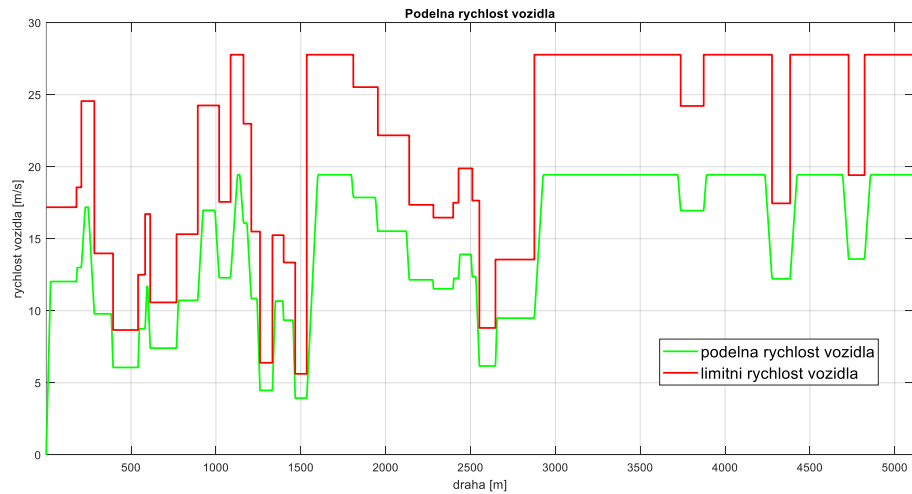
Ověřením funkce simulačního modelu rozumíme ověření průběhu vybraných fyzikálních a regulačních veličin při průjezdu vozidla zvolenou jízdní trasou. Vstupem do simulačního modelu je v souladu s jeho představenou konstrukcí rychlostní profil podélné rychlosti vozidla a rozdělení hnacího výkonu na jednotlivé motory pomocí  $U$ -parametru (definice viz rovnice 6.4).

Pro ověření funkce simulačního modelu byla použita celá trasa, jak jí uvádí kapitola 7.1. Rychlostní profil vozidla je získán na základě segmentace celé jízdní trasy na sekce a úseky dle dříve popsaného algoritmu. Rychlost vozidla pro ověření funkce byla získána z maximálního přípustného rychlostního profilu, korigovaného prostým koeficientem snížení rychlosti (viz Obrázek 23).

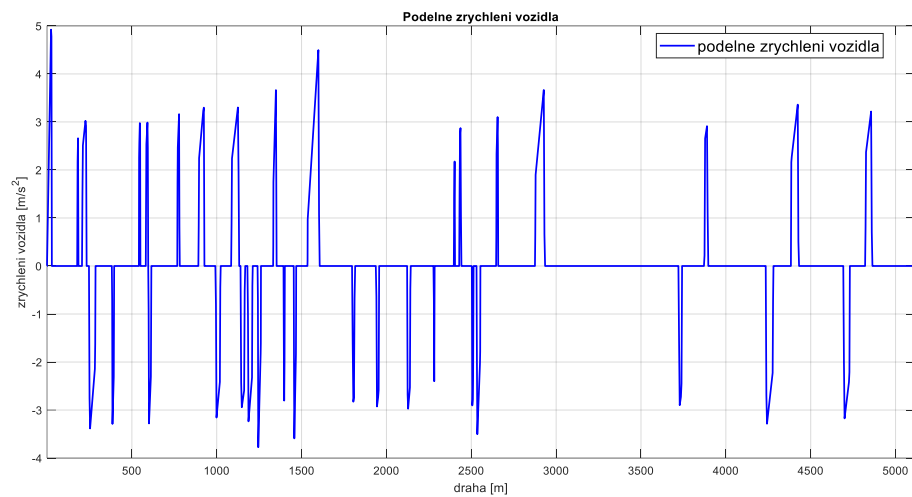
Průběh přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé motory pomocí  $U$ -parametru bylo zvoleno jako sestava náhodných čísel v intervalu možných hodnot (detaily jsou uvedeny v kapitole o konstrukci optimalizační úlohy). Pro každou sekci jízdní trasy byla zvolena trojice čísel  $U$ -parametru s rovnoměrným rozdělením podél dráhy každé sekce. Celkový počet  $U$ -parametrů pro celou jízdní trasu je proto roven trojnásobku počtu jízdních sekcí. Podélná síť rozdělení  $U$ -parametrů je však pro celou trasu nerovnoměrná.

Sledovanými ověřovacími parametry simulačního modelu jsou zvláště veličiny týkající se podélné dynamiky vozidla, matematických modelů jednotlivých motorů, teplotní veličiny jednotlivých tepelných okruhů, energetické veličiny a spotřeba paliv a v závěru též průběhy vybraných řídicích veličin vnitřní smyčky řízení. Kompletní přehled výsledků z provedené ověřovací simulace uvádí následující sada obrázků.

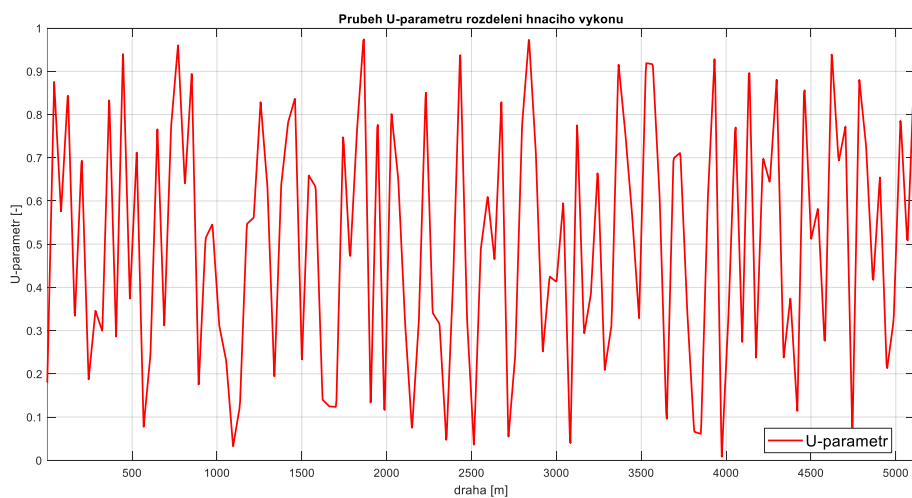




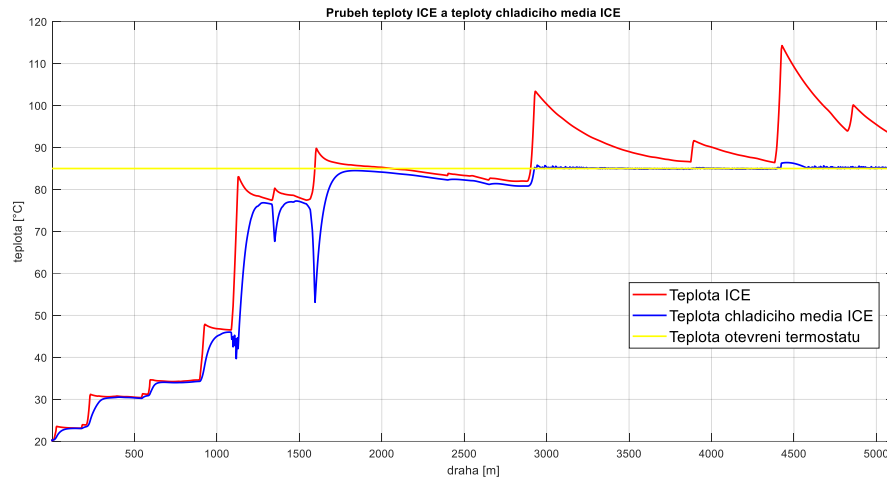
Obrázek 23: Zvolný rychlostní profil vozidla a limitní rychlost



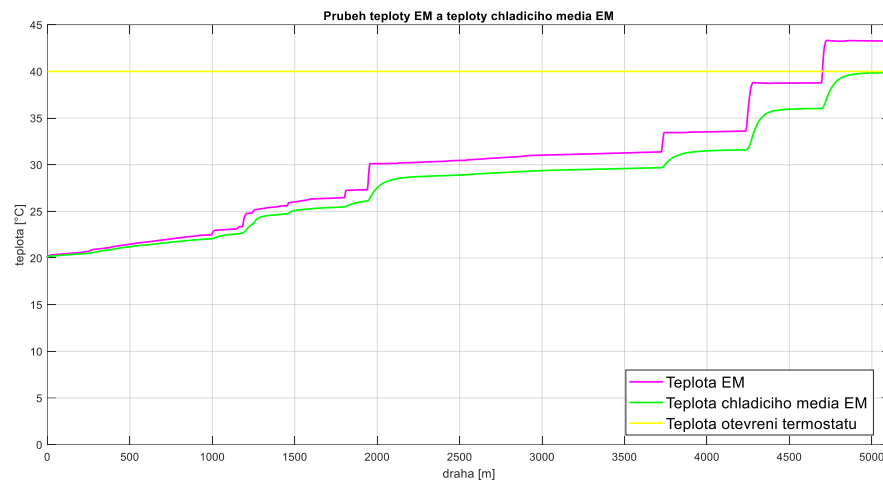
Obrázek 24: Průběh zrychlení vozidla



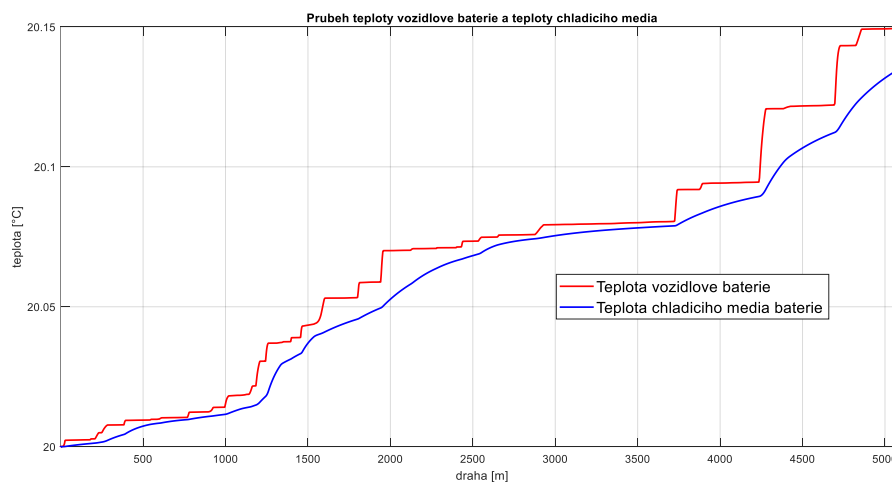
Obrázek 25: Ověrovací průběh  $U$ -parametru (přerozdělení hnacího výkonu na ICE a EM)



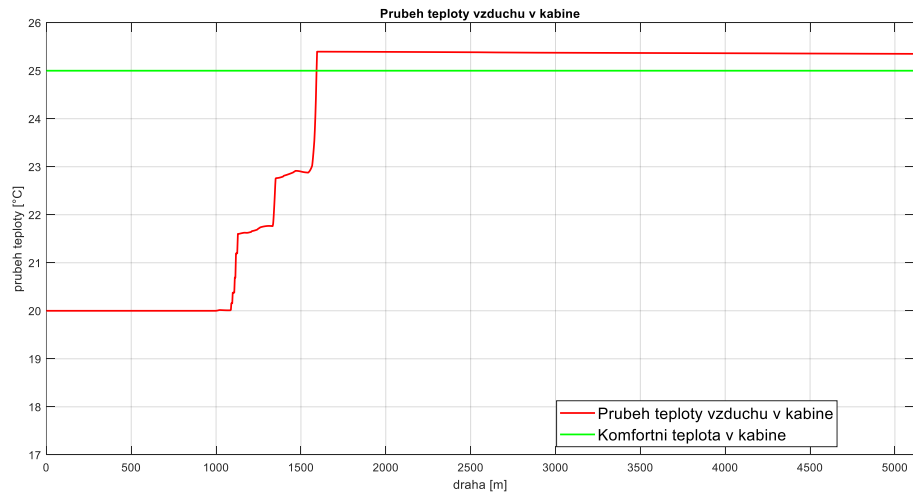
**Obrázek 26: Průběh teploty spalovacího motoru (ICE) a teploty chladící kapaliny ICE (zobrazena taktěž teplota otevření termostatu)**



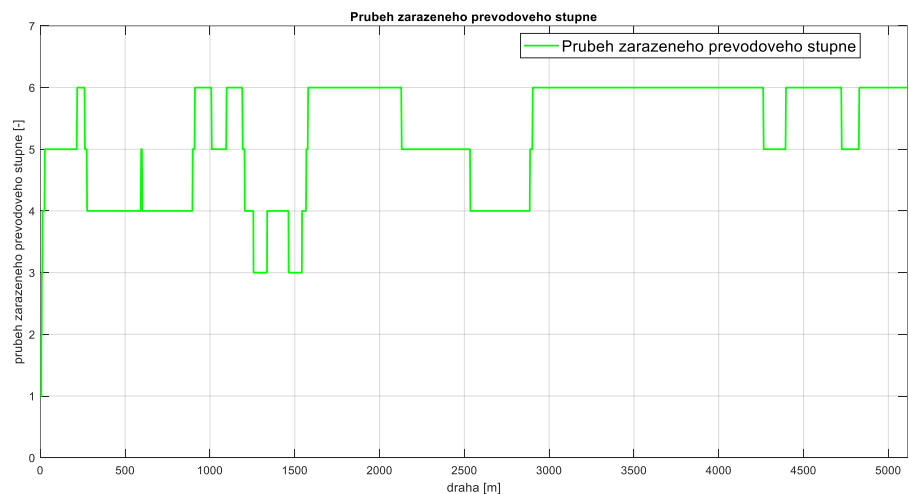
**Obrázek 27: Průběh teploty elektromotoru motoru (EM) a teploty chladící kapaliny EM (zobrazena taktěž teplota otevření termostatu)**



**Obrázek 28: Průběh teploty vozidlové baterie a chladící kapaliny chladícího okruhu baterie**



Obrázek 29: Průběh teploty vzduchu v kabině vozidla (včetně komfortní teploty)



Obrázek 30: Průběh zařazeného převodového stupně

V poznámce k uvedenému uvěření funkce simulačního modelu je nutné komentovat graf průběhu teploty ICE a teploty chladicího média ICE (viz Obrázek 26), kde průběh teploty chladicího média vykazuje několikanásobné pokles teploty, ačkoli celková teplota spalovacího motoru stoupá. K tomuto jevu dochází ještě pod teplotou otevření termostatu chladicího okruhu. Tento jev přímo souvisí s vytápěním kabiny a systémem regulace vytápění kabiny (viz kapitola 5.3). K vytápění kabiny je regulátor nastaven primárně tak, že využívá ztrátové teplo z chladicího okruhu ICE, ovšem až po překročení stanovené teploty, která zároveň zajišťuje tepelný spád potřebný pro funkci tepelného výměníku mezi chladicím médiem ICE a vzduchem v kabině. Tento odvedený tepelný výkon lze poté sledovat právě na změně teploty vzduchu ve vozidlové kabině. Detailní popis regulace teploty vzduchu v kabině je uveden ve stati věnované řízení veličin uvnitř simulačního modelu.

V druhé poznámce je dále nutné komentovat graf průběhu teploty vzduchu v kabině, která po překročení komfortní hodnoty teploty vykazuje určitou pozitivní

odchylku od přesně nastavené hodnoty. Tato pozitivní odchylka je zapříčiněna stanoveným pásmem necitlivosti kolem zvolené teploty vzduchu v kabině, která svou podstatou zajišťuje regulaci s přechodovými jevy.

## 6. Koncept a provedení optimalizační úlohy

Základním cílem optimalizační úlohy eco-drivingu je nalezení optimální strategie řízení vozidla na dané jízdě trase tak, aby byla minimalizována hodnota nastavené cílové funkce. Za tuto hodnotu můžeme zcela přirozeně považovat hodnotu spotřeby energie na tzv. primárních zdrojích energie, tedy zdrojích energie dodávaných z vnějšího okolí vozidla (pro vozidlo s hybridním pohonem typicky kapalné fosilní palivo a elektrická energie z vnější nabíjecí stanice) [94]. Tímto přístupem získáme jako výstup optimalizaci součtové energie na všech energetických vstupech, bez ohledu na jejich přerozdělení (pouze součtovou spotřebu elektrické energie a energie fosilního paliva). Optimalizovaný rychlostní profil vozidla a rozdělení jízdních výkonů na jednotlivé motory tak bude záviset pouze na nastavených fyzikálních parametrech vozidla a trasy [74].

V současné době je však z hlediska provozu hybridních vozidel ve smyslu eco-drivingu možné najít i druhý cíl, který ovšem optimalizuje místo absolutní spotřeby energie z vnějšího zdroje celkovou cenu přepravy [95]. Celková cena přepravy jako kritérium cílové funkce opět závisí na přerozdělení hnacích výkonů a spotřeb agregátů vozidla, avšak je dále korigována cenovým faktorem jednotlivého energetického vstupu. Ve svém důsledku, při nastavení výrazně rozdílných cen jednotlivých primárních energií, a v porovnání s výše zmíněnou optimalizací součtové spotřeby energie, můžeme dostat pro tuto úlohu výrazně jiné optimalizované hodnoty, a to i s přihlédnutím například k ceně energie ve vozidlové baterii již akumulované (kterou můžeme získat buď z vnějšího zdroje, nebo vnitřním nabíjením z energetického vstupu spalovacího motoru). Uvedená disertační práce se však zabývá pouze optimalizací součtu spotřeby energie na primárních zdrojích bez ohledu na cenu přepravy a cenu jednotlivých energetických vstupů, nicméně úprava algoritmu pro optimalizaci celkové ceny přepravy je obecně možná.

Úloha optimalizace jízdy je formulována na základě známých vstupů, které pro zmíněný typ úlohy tvoří [96] [97]:

- a) Jízdě dráha a veškeré atributy s ní pevně spojené. Zejména se jedná o geometrický tvar jízdě dráhy v průmětu do půdorysné roviny, průběh stoupání jízdě dráhy, průběh teploty a vlhkosti vzduchu podél jízdě dráhy, pevně vázaná omezení typu maximální legislativně dovolené rychlosti jízdy pro každý bod jízdě dráhy a podobně.
- b) Fyzikální vlastnosti vozidla reprezentované neměnnými hodnotami parametrů. Zejména se jedná o hmotnost vozidla, hmotnost obsluhy, kapacita vozidlových baterií, nominální výkony hnacích motorů, vnější charakteristiky jednotlivých motorů a podobně.

- c) Ostatní parametry jízdní dráhy nebo vozidla, které jsou předem nebo během jízdy vždy známe. Zejména se jedná o hodnoty hmotnosti nákladu, počáteční a požadovaný koncový stav nabití vozidlové baterie, maximální zvolené hodnoty bočního zrychlení vozidla při průjezdu zatáčkou, a jedním z nejdůležitějších ostatních parametrů vozidla je celkový požadovaný čas průjezdu vozidla danou trasou.

Výstupem z úlohy optimalizace eco-drivingu je obecně rychlostní profil vozidla a řídicí strategie vnitřních agregátů vozidla, včetně průběhu přerazování převodových stupňů u manuálně řazené převodovky. Přesná sada výstupních údajů je závislá na zcela konkrétní definici úlohy optimalizace (včetně zvoleného fyzikálního modelu vozidla) a jí příslušných omezení.

Je-li definována optimalizační úloha svými vstupy a výstupy, včetně všech dalších optimalizačních podmínek, je nutné se nejprve zabývat rozбором řešitelnosti optimalizační úlohy. Rozbor řešitelnosti zahrnuje v první řadě rozbor vlastní existence řešení uvedené optimalizační úlohy, v řadě druhé pak rozbor jednoznačnosti takového řešení.

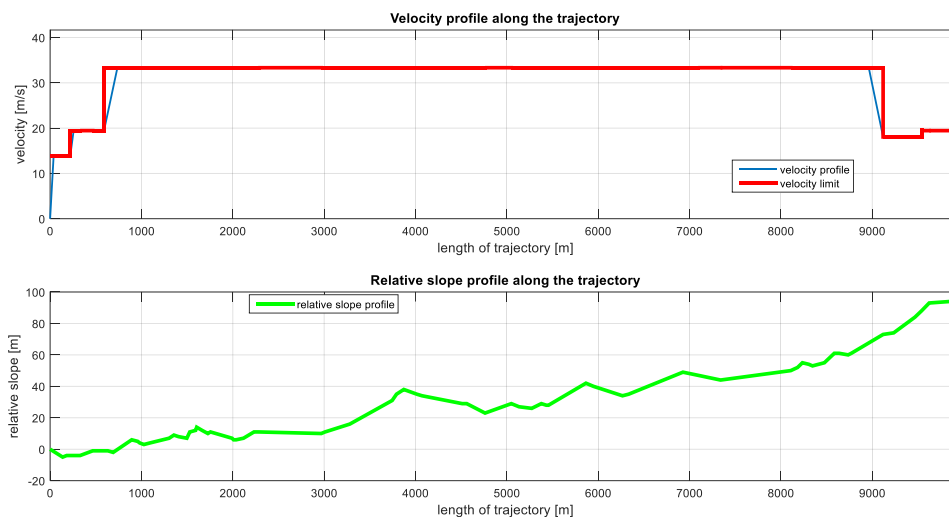
## 6.1. Základní rozbor řešitelnosti optimalizační úlohy

První a neopomenutelnou otázkou již při prvotním návrhu optimalizační úlohy, a z toho vycházejícího optimalizačního algoritmu, však je rozbor řešitelnosti této úlohy, zde zastoupený jediným kritériem – realizovatelností průjezdu vozidla na dané trase za stanovených podmínek (zejména za daný jízdní čas). Budou-li splněny všechny podmínky průjezdnosti vozidla danou jízdní trasou, bude možné zároveň nalézt minimálně jeden možný průjezd vozidla. Existence alespoň jednoho možného průjezdu vozidla zároveň dokazuje, že je možné najít hledané optimum (které v případě jediného možného průjezdu tvoří právě tento průjezd). V případě větší množiny reálných průjezdů vozidla danou trasou pak lze vždy najít extrém této množiny, a to jak lokální - při použití lokálního optimalizačního algoritmu, tak globální - získaný pomocí globálního optimalizačního algoritmu. Prvním krokem v rozboru řešitelnosti se tak stává kontrola možného průjezdu vozidla danou trasou. Druhý krok v rozboru řešitelnosti optimalizační úlohy pak tvoří diskuze nad možnými řešeními pro případ, kdy je možný větší počet různých průjezdů vozidla danou trasou.

### 6.1.1. Kontrola průjezdu vozidla danou trasou

Kontrola průjezdnosti vozidla na dané trase vychází z kontroly nastavených limitů pro samotné vozidlo, i pro průjezd trasy a vychází z vnější obálky rychlostního profilu vozidla. Vnější obálku rychlostního profilu vozidla tvoří rychlostní profil průjezdu vozidla s největší dosažitelnou rychlostí ve všech bodech uvažované jízdní trasy s respektováním mezní dynamiky vozidla (omezené implicitně i maximálním dosažitelným výkonem hnacího agregátu) a rychlostních omezení trasy. Pro tvorbu

vnější obálky rychlostního profilu se tak použije maximální dosažitelné zrychlení vozidla vzhledem k jeho výkonovým a okamžitým adhezním podmínkám, maximální zpomalení vozidla za totožných podmínek a v každém úseku trasy bez změny maximální povolené rychlosti, jízda právě maximální možnou nebo dosažitelnou rychlostí (viz například vyobrazení na horním grafu Obrázek 31).



**Obrázek 31: Mezní rychlostní profil a průběh stoupání jízdní trasy [75].**

Z vnější obálky rychlostního profilu je možné přímo určit minimální čas průjezdu vozidla danou trasou, což je dalším kontrolním kritériem pro kontrolu vstupních podmínek celé optimalizační úlohy. Pokud se pro tento okamžik omezíme pouze na realizovatelnost průjezdu za podmínek daných jízdní trasou a dynamickými parametry vozidla (bez vlivu například aktuálního stavu nabití vozidlové baterie apod.), pak mohou nastat následující případy:

- Bude-li požadovaný čas průjezdu vozidla menší než čas získaný z vnější obálky rychlostního profilu, optimalizační úloha nebude mít žádné řešení (nebude možný průjezd touto trasou za stanovených podmínek).
- V případě shody obou uvedených časů bude mít optimalizační úloha právě jedno řešení a tímto řešením bude právě tato vnější obálka rychlostního profilu.
- Bude-li požadovaný čas průjezdu větší než minimální čas průjezdu, bude úloha optimalizace průjezdu mít minimálně jedno řešení splňující všechny okrajové podmínky, obecně však bude mít více řešení.

Uvedenou obálku rychlostního profilu lze také s výhodou použít jako počáteční odhad do numerického řešení optimalizační úlohy, neboť se jedná o řešení jednoduše a jednoznačně naležitelné a zároveň splňující všechny vnější podmínky optimalizace.

Optimalizační úloha, která bude mít alespoň jedno řešení vzhledem k okrajovým podmínkám optimalizace, bude mít na uvažovaném intervalu také alespoň jedno řešení optimální, splňující právě tyto podmínky. Obecně úplná úloha eco-drivingu pro hybridní vozidlo, která má pouze jedno řešení rychlostního profilu

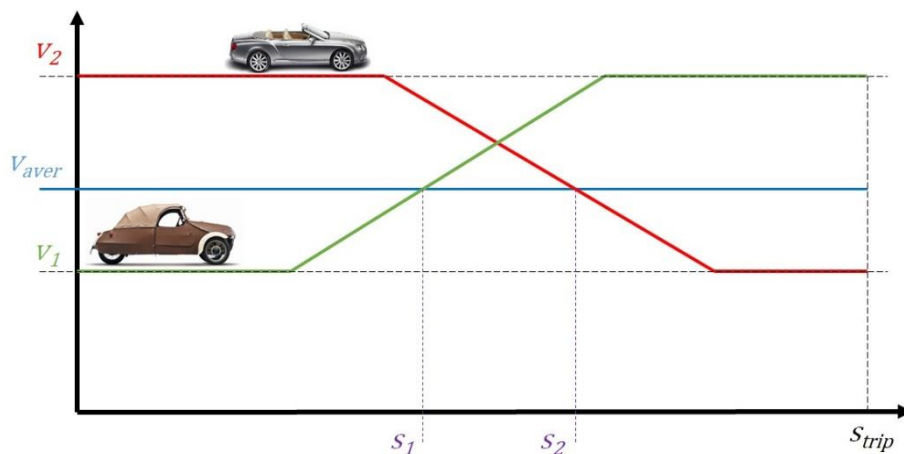
(maximální), však v prostoru všech optimalizačních parametrů může mít více řešení, která jsou implicitně schována v možnostech řízení hnacího agregátu. Pro jeden definovaný rychlostní profil, který zároveň definuje požadavek hnacího výkonu na vozidlových kolech, je totiž možné vozidlo pohánět s různými strategiemi odběru výkonu z jednotlivých hnacích motorů. Optimalizace pro tento zmíněný případ se pak omezí pouze na optimalizaci rozložení hnacího výkonu mezi jednotlivé motory.

Obecná úloha eco-drivingu za nelimitního rychlostního profilu však umožňuje nalézt více možných rychlostních profilů, které splňují všechny podmínky optimalizace. Hodnota cílové funkce pro tyto rychlostní profily pak bude vždy závislá na průběhu přerozdělení hnacích výkonů. Jako v případě limitního rychlostního profilu tak může dojít pro jeden rychlostní profil k optimalizaci přerozdělení hnacích výkonů.

Zmíněná vlastnost pro tyto širší úlohy optimalizace otevírá prostor pro diskuzi, zda je také možné nalézt pro danou trasu více rozdílných rychlostních profilů a k nim přiřazených strategií rozdělení hnacích výkonů, které však ve výsledku mají totožnou hodnotu spotřeby hnací energie. Tato úvaha je druhou a neoddělitelnou částí rozboru řešitelnosti optimalizační úlohy, která je zaměřena již na jednoznačnost řešení této úlohy.

### 6.1.2. Jednoznačnost řešení úlohy optimalizace

V předcházející podkapitole byla naznačena možnost, že pro obecnou optimalizační úlohu je možné nalézt více možných rychlostních profilů a k nim náležejících přerozdělení hnacích výkonů, které mohou dosáhnout stejné konečné hodnoty cílové funkce. Pro potvrzení této eventuality je možné využít následující hypotézu: Pro tento okamžik se omezme na případ, zda je možné pro danou jízdní trasu najít více rychlostních profilů, splňující pouze podmínku maximálního jízdního času průjezdu vozidla. Základní myšlenku hypotézy nejlépe ukazuje následující Obrázek 32.



Obrázek 32: Základní myšlenka hypotézy nalezení více optimálních řešení



Obrázek 32 ukazuje průjezd jedné dané jízdní trasy dvěma vozidly. Každé vozidlo projíždí celou trasu s jiným obecným rychlostním profilem (rychlostní profil jednoho vozidla reprezentuje červená čára, rychlostní profil druhého vozidla reprezentuje zelená čára). Je-li však dán celkový čas průjezdu vozidla danou trasou, pak je také možné nalézt teoretickou hodnotu průměrné rychlosti vozidla na celé jízdní trase (zde reprezentovaná modrou čarou a hodnotou  $v_{aver}$ ). Okamžitá hodnota rychlosti vozidla by v teoretickém případě mohla plně následovat tuto teoretickou průměrnou hodnotu, čímž by byl zcela dodržen celkový čas jízdy. Skutečný průjezd vozidla danou trasou však musí respektovat rychlostní omezení v jednotlivých bodech jízdní trasy a výkonová omezení vozidla. V některých místech jízdní trasy však mohou nastat případy, ve kterých je hodnota teoretické průměrné rychlosti vyšší než hodnota rychlosti limitní (dané legislativní omezením). V tomto případě, a má-li vozidlo dodržet podmínku času průjezdu, pak musí jet rychlostí vyšší, než je teoretická průměrná v jiných místech jízdní trasy (v místech, která tuto vyšší rychlost umožňují). Z hlediska celkového času průjezdu však je jedno, zda k průjezdu vyšší rychlostí dojde v jedné nebo jiné části jízdní trasy, jsou-li splněny podmínky limitu rychlosti v každém bodě trasy. Tento princip právě ilustrují dva rychlostní profily dvou různých vozidel z Obrázek 32. Vozidlo jedoucí dle červeně vyobrazeného rychlostního profilu jede v první části trasy rychlostí  $v_2$  - vyšší než je teoretická průměrná rychlost. Od určitého bodu na dané trase začne toto vozidlo zpomalovat, jeho rychlost v bodě  $s_2$  protne rychlost teoretickou průměrnou a po dosažení rychlosti  $v_1$  toto vozidlo dále pokračuje touto rychlostí až do konce trasy. Zmíněné vozidlo projede celou trasu ve stanoveném čase. Druhé vozidlo jedoucí rychlostním profilem zobrazeným zeleně však v první části trasy jede rychlostí menší než je teoretická průměrná. V určitém bodě jízdní trasy začne toto vozidlo zrychlovat, dokud nedosáhne konkrétní rychlosti vyšší, než je průměrná rychlost v celé trase. Poté až do konce trasy pokračuje ve své jízdě touto rychlostí. Bude-li rychlostní profil druhého auta mít vhodné parametry, dané vozidlo projede tuto trasu v totožném čase jako vozidlo první, avšak s jiným rychlostním profilem.

Touto úvahou dle Obrázek 32 lze říci, že pro obecnou jízdní trasu je možné nalézt více rozdílných rychlostních profilů, které splňují podmínku celkového času průjezdu. Pokud však k podmínce celkového jízdního času (a tím implicitně rozšířenému spektru rychlostních profilů) superponujeme další podmínky (například jízdní odpory, definující potřebný hnací výkon vozidlových kol nebo různá přerozdělení hnacích výkonů jednotlivých motorů) a budeme-li se na celý případ dívat tentokrát z úhlu pohledu celkové spotřeby energie, pak je zjevně opět možné, nalézt více rychlostních profilů (a k nim náležejících přerozdělení hnacích výkonů), které budou mít totožnou hodnotu spotřeby energie. Jedná se tak pouze o rozšíření hypotézy ověřované na jízdních časech.

V závěru a v souladu s uvedenou hypotézou je možné uvést, že z hlediska uvedené optimalizační úlohy eco-drivingu je obecně možné nalézt více možných řešení, která

budou splňovat všechny podmínky optimalizace a budou mít totožnou hodnotu cílové funkce. Toto tvrzení pak bude zásadní zejména pro volbu optimalizačního algoritmu celé optimalizační úlohy.

## 6.2. Definice cílové funkce optimalizační úlohy

Základní tvar rovnice cílové funkce optimalizace průjezdu vozidla pro definovanou trasu a jízdní rychlostní profil vychází z obecné definice spotřeby energie v následujícím tvaru [98] [94]:

$$E_{source} = \int_{trip} P_{source} dt \quad 6.1$$

Celkový okamžitý výkon  $P_{source}$  v této rovnici však zobrazuje pouze výkon na primárních zdrojích energie za uvažovaný čas jízdy. Tento výkon však ve všech jízdních režimech vozidla nemusí být totožný s bilancí výkonu tekoucího mezi jednotlivými agregáty vozidla. Disproporci mezi výkonem na primárních zdrojích a výkonovou bilancí mezi agregáty vytváří rekuperační výkon vozidla. Celkový okamžitý výkon na všech agregátech vozidla je proto dán obecnou rovnicí:

$$P_{veh} = P_{source} + P_G \quad 6.2$$

kteřá po úpravě pro celkový výkon na primárních zdrojích energie získává tvar:

$$P_{source} = P_{veh} - P_G \quad 6.3$$

Parametrem  $P_{veh}$  v této rovnici rozumíme okamžitý požadovaný výkon vozidla na celý jeho provoz, tj. pokrývající všechny jeho okamžité spotřeby energie.

Takto získaná obecná rovnice pro výkon primárních zdrojů energie uvádí, že výkon na primárních zdrojích je roven rozdílu výkonu všech vnitřních agregátů vozidla a výkonu generátorickému (v generátorickém režimu elektromotoru), avšak oba uvedené výkony nejsou jen funkcí rychlostního profilu průjezdu vozidla danou trasou, ale také funkcí řídicí strategie vnitřních toků energie. Kupříkladu pokud bude požadováno vytápění kabiny vozidla, je možné topný výkon kabiny získat ze ztrátové tepelné energie spalovacího motoru, z vozidlové baterie pomocí přímého elektrického topení nebo stejným způsobem z generátoru jako rekuperovanou kinetickou energii vozidla. Všechny uvedené možnosti vytápění kabiny se projeví v rovnici pro výkon primárních zdrojů, avšak jejich vliv bude přímo závislý na zvolené strategii vnitřního řídicího okruhu vozidla, zejména vzhledem k rekuperačním procesům. Rozhodujícím pro celkovou spotřebu hnací energie vozidla je tak v jedné řadě zvolený (optimalizovaný) rychlostní profil a v druhé řídicí strategie toků energie mezi jednotlivými agregáty vozidla. Rozšířená obecná rovnice pro výkon primárních zdrojů vozidla nabývá následujícího tvaru:

$$\begin{aligned}
P_{source}(t) &= \frac{1}{\eta_{gear}} [(1 - U(t)) P_W(t) + U(t) P_W(t)] + \frac{1}{\eta_{ICE}} (1 - U(t)) P_W(t) & 6.4 \\
&+ \frac{1}{\eta_{EM}} U(t) P_W(t) + P_{HVAC\ el}(H(t), t) + P_{aux}(A(t), t) \\
&- P_G(G(t), t) \\
&= P_{EM\ mech} + P_{ICE\ mech} + P_{EM\ ther} + P_{ICE\ ther} + P_{HVAC\ el} \\
&+ P_{aux} - P_G
\end{aligned}$$

Význam jednotlivých členů uvádí přehled použitých symbolů, nicméně za poznámku v tento okamžik stojí zejména argumenty  $U(t)$ ,  $H(t)$ ,  $A(t)$ ,  $G(t)$ , které definují řídicí funkce jednotlivých výkonů. (Z tohoto důvodu je taktéž obsah hranaté závorky v prvním členu pravé strany této rovnice formálně rozdělen do dvou členů.)

První a nejdůležitější řídicí funkcí je funkce označená jako  $U(t)$ , která ve shodě s předchozí rovnicí přerozděluje celkový požadovaný hnací mechanický výkon na kolech na jednotlivé hnací motory dle následujících rovnic:

$$P_{EM\ mech} = \frac{1}{\eta_{gear}} (1 - U(t)) P_W \quad 6.5$$

$$P_{ICE\ mech} = \frac{1}{\eta_{gear}} U(t) P_W \quad 6.6$$

Parametr  $U(t)$  zjevně nabývá hodnot z následujícího intervalu:

$$U(t) \in \langle 0, 1 \rangle \quad 6.7$$

K mechanickému výkonu odebíranému z každého motoru přímo náleží jeho ztrátový tepelný výkon. Ztrátový tepelný výkon každého motoru je dán jeho celkovou účinností v daném provozním režimu v závislosti na odebíraném mechanickém výkonu. Jak je zřejmé z rovnice 6.4, parametr  $U(t)$  tedy také definuje hodnotu ztrátového výkonu daného motoru ve vztahu k požadovanému hnacímu výkonu na kolech vozidla. Tento parametr je proto klíčový pro konstrukci optimalizační úlohy přerozdělení hnacího výkonu a bude dále nazýván „ $U$ -parametrem“.

Další řídicí funkce vztahované k dalším vozidlovým agregátům jsou obecně nezávislé na samotném průběhu jízdy vozidla z hlediska jeho okamžité rychlosti. Tyto funkce se mohou obecně stát dalšími optimalizovanými parametry celkové optimalizace, nebo je možné tyto řídicí funkce nechat regulovat nezávislými regulátory na úrovni vnitřního řízení v simulačním modelu vozidla, jak o nich bylo pojednáno ve stati věnované regulaci vnitřních řízených veličin simulačního modelu (viz kapitola 5.3). Sestavení funkce celkového výkonu je zároveň závislé na konkrétní konstrukci celého hnacího ústrojí a na možnostech, které nabízí z hlediska možností toku energií a regulace. Pro sestavení cílové funkce optimalizace je proto třeba znát konstrukci hnacího agregátu a všechny možnosti regulace jeho procesů, včetně regulace procesů

ostatních agregátů souvisejících s provozem vozidla. Sestavení funkce celkového výkonu na primárních zdrojích je proto věnována následující kapitola.

### 6.2.1. Sestavení funkce celkového výkonu

Celkový výkon na primárních zdrojích energie je přímo závislý na řídicí strategii optimalizačního algoritmu a lokálních regulátorů jednotlivých agregátů vozidla. Základní a nejdůležitější pro spotřebu primární energie a řízení vnitřních zdrojů energie je rozložení hnacích výkonů na jednotlivé hnací agregáty definované v lokální úrovni optimalizace (viz kapitola 6.3). Dle zvolené konstrukce hybridního vozidla mohou nastat různé toky energie mezi jednotlivými motory a mezi motory a primárními zdroji energie. Pro konstrukci hybridního pohonného soustrojí v paralelním uspořádání dle Obrázek 18 mohou nastat případy toků energie mezi jednotlivými motory a primárními zdroji energie podle Tabulka 4.

Popis jízdního režimu	Směr toku výkonu na kolech $P_W$	ICE – tok hnacího výkonu	EM – tok hnacího výkonu	Skutečný výkon ICE	Skutečný výkon EM
Jízda s pohonem oběma motory (obsahuje i jízdu na jeden samostatný motor)	+	+	+	+	+
Jízda s pohonem spalovacím motorem a nabíjením		+	0	+	-
Jízda na elektromotor s topením pomocí spalovacího motoru		0	+	+	-
Výběh – čistý	0	0	0	0	0
Výběh s nabíjením ze spalovacího motoru		0	0	+	-
Výběh s topením pomocí spalovacího motoru		0	0	+	0
Decelerace s nabíjením rekuperací (topením z rekuperace)	-	0	-	0	-
Decelerace s topením pomocí ICE		0	-	+	-

Decelerace pomocí frikčních brzd a topení pomocí ICE		0	0	+	0
--	--	---	---	---	---

Tabulka 4: Provozní režimy hnacího agregátu vozidla

Analýzou tabulky provozních režimů hnacího agregátu lze uvést, že z hlediska povahy směru toku energie mezi motory a primárními zdroji existují obecně tři případy. Vynecháme-li zde případ čistého výběhu, při kterém je tok energie mezi zdroji a motory přerušen, pak existují pouze dva případy skutečného toku výkonu mezi primárními zdroji energií a motory. Zároveň totožnou analýzou lze dva z uvedených případů považovat za energeticky nevýhodné, zejména pokud se jedná o konstrukci hnacího agregátu plug-in hybridu. Oba tyto případy jsou v tabulce uvedeny v šedém podkladu a vždy se jedná o nabíjení vozidlové baterie z mechanické energie spalovacího motoru, které je vždy zatíženo dvojnásobnou hodnotou účinnosti (účinnost cyklu spalovacího motoru, účinnost cyklu nabíjení). V krátké poznámce lze jen uvést, že oba uvedené případy jsou majoritní pro kategorii hnacích soustrojí full-hybridů, které jiný způsob nabíjení neumožňují, avšak v kategorii plug-in hybridů zaujímají spíše okrajovou roli, a proto v této disertační práci nebudou oba uvedené případy jízdních režimů uvažovány.

Redukcí uvedené tabulky jízdních režimů tak mohou z hlediska směru toku energie mezi motory a primárními zdroji jen následující dva případy:

Prvním případ jízdního režimu je režim jízdy s vstupním výkonem do soustavy dodávaným primárními zdroji energie (tzv. „pohon vozidla“). Pro tento případ obecná rovnice 6.4 nabývá tvaru:

$$P_{source}(U(t), t) = \frac{1}{\eta_{gear}} P_w + P_{loss\ ICE} + P_{loss\ EM} + P_{HVAC/AC\ el} + P_{aux} \quad 6.8$$

Druhý uvažovaný jízdní režim reflektuje jízdní režim, kde hnacím členem se stávají vozidlová kola (tzv. „brzdění vozidla“). Hnací agregát ve spolupráci s frikčními brzdami generuje brzdňý moment na kolech, jehož (příslušným regulátorem) definovaná část je zároveň vstupním mechanickým výkonem do generátoru elektrické energie. Požadovaný výkon spalovacího motoru na primárním zdroji energie může nabývat hodnoty nulové, pokud bude spalovací motor zastaven (například systémem Start & Stop), případně může být nenulový, pokud bude požadován topný výkon do kabiny vozidla nebo bude požadované udržení provozní teploty motoru. V tomto případě pak bude spotřeba energie dána spotřebou odpovídající volnoběžnému výkonu motoru  $P_{idle}$ . Dalším omezením nabíjecího výkonu primárních zdrojů kromě frikčního brzdění může být i odpor protáčení spalovacího motoru, bude-li při deceleraci připojen do hnacího soustrojí. Tento odebíraný výkon je však možné formálně zahrnout do frikčního brzdňého momentu daného rovnicí 5.16. Výsledná

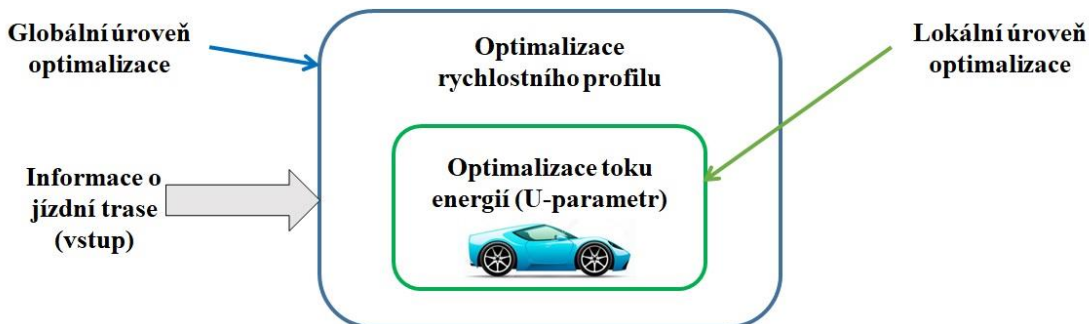
bilance výkonu na primárních zdrojích pro druhý uvažovaný jízdní režim za podmínek uvedených výše pak nabývá tvaru:

$$P_{source}(U(t), t) = P_{idle} + P_{HVAC/AC\ el} + P_{aux} - P_G \quad 6.9$$

V závěrečné poznámce je nutné uvést, že celkový výkon na primárních zdrojích energie v rovnicích 6.8 a 6.9 byl dán pouze na základě přerozdělení hnacího výkonu pomocí  $U$ -parametru. Vlivy ostatních řídicích strategií z rovnice 6.4 v nich tedy nejsou zahrnuty. Pro praktické výpočty byly jako tyto strategie použity samostatné regulátory, o kterých je pojednáno v kapitole 5.3.

### 6.3. Konstrukce výpočetní metody optimalizační úlohy

Celková úloha optimalizace jízdy vozidla se z procesního hlediska skládá z optimalizace dvou nezávislých celků (z hlediska algoritmické tvorby optimalizačního algoritmu). Prvním celkem je optimalizace rychlostního profilu při průjezdu vozidla zadanou trasou a druhým zdánlivě nezávislým celkem je optimalizace přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací motory ( $U$ -parametr). Obě optimalizace však nemohou probíhat nezávisle, neboť popisují jevy závislé (viz kapitola 6.1). První a nadřazenou optimalizací v tomto smyslu je optimalizace rychlostního profilu, která bude dále nazývána (pouze ve smyslu struktury optimalizační úlohy, nikoli ve vztahu ke způsobu řešení) optimalizací „globální úrovně“. V nižší úrovni optimalizačního algoritmu stojí optimalizace přerozdělení hnacích výkonů, která bude dále nazývána ve smyslu struktury optimalizačního algoritmu jako „lokální“. Obecné schéma obou úrovní optimalizace a jejich datové propojení uvádí Obrázek 33.



Obrázek 33: Základní schéma rozdělení optimalizace na globální a lokální úroveň

Uvedené rozdělení optimalizace do dvou kaskádně propojených algoritmů a zvolené přiřazení globální a lokální úrovně optimalizace není úplně náhodné. K vysvětlení této skutečnosti a pouze pro potřeby této dizertační práce bude definován pojem „*hustota prostoru optimalizačních parametrů*“. Definice hustoty prostoru optimalizačních parametrů vychází z následující představy, která bude vysvětlena na případu rychlostního profilu vozidla.

Rychlostní profil je dán vždy sadou optimalizačních parametrů, která obsahuje více než jeden prvek. Pro každý optimalizační parametr je v rámci konkrétní jízdní

trasy definován interval hodnot, kterých může tento parametr nabývat. Pro všechny optimalizační parametry a jejich intervaly hodnot lze sestavit celkový prostor parametrů. Tento prostor zahrnuje všechny body všech intervalů optimalizačních parametrů. Každý rychlostní profil je však dán vždy určitou kombinací hodnot všech těchto parametrů. Jak však bylo uvedeno ve stati věnované řešitelnosti celé optimalizační úlohy, pro danou optimalizační úlohu s jejími omezeními je však možné nalézt jen konečné množství realizovatelných rychlostních profilů a tím tedy i kombinací optimalizačních parametrů. Z celého výše definovaného prostoru optimalizačních parametrů (definovaného na základě intervalu přípustných hodnot) tak vyhovují dané úloze jen některé body. V ostatních bodech pak není úloha definována. Hustota optimalizačních parametrů je proto definována množstvím přípustných kombinací optimalizačních parametrů, které z daných intervalů vyhovují optimalizační úloze. Bude-li tedy v dalším textu použito označení „hustá množina parametrů“, bude tím definováno, že pro danou úlohu existuje velké množství přípustných rychlostních profilů. Opačně platí, že bude-li v dalším textu použito označení „řídka množina parametrů“, existuje pro danou úlohu pouze malé množství možných rychlostních profilů. Příkladem řídké množiny optimalizačních parametrů je maximální rychlostní profil definovaný v kapitole 6.1.1. Tato řídká množina totiž obsahuje pouze jeden rychlostní profil.

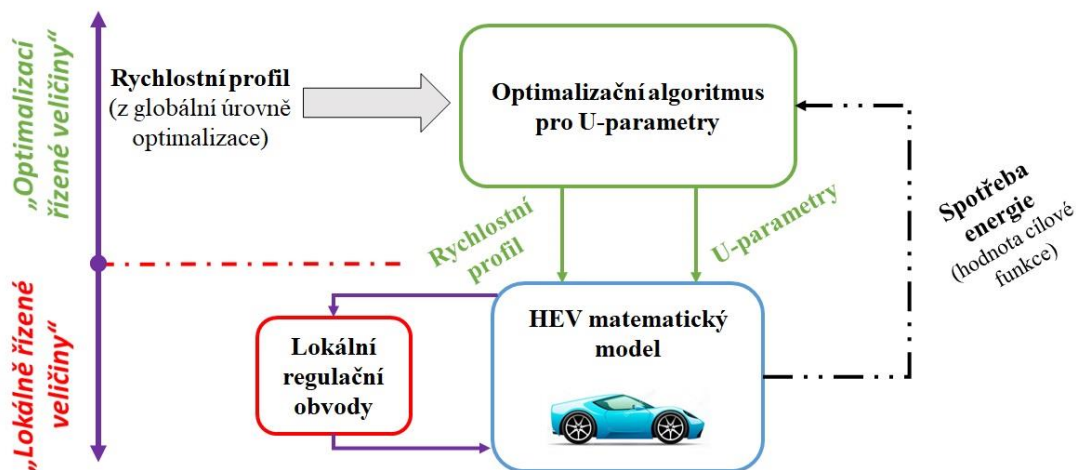
Formálně stejným principem lze zavést označení hustoty množiny optimalizačních parametrů u i pro úlohu lokálního stupně optimalizace – optimalizace  $U$ -parametrů. Tato množina však není omezena rychlostními profily, avšak výkonovými parametry vozidla.

Rozdělení celé optimalizační úlohy na globální a lokální úroveň dle Obrázek 33 a přiřazení lokální úrovně optimalizaci  $U$ -parametru vychází právě z definice hustoty optimalizačních parametrů. Jednoduchou úvahou lze totiž dovodit, že hustota optimalizačních parametrů rychlostního profilu je velmi závislá na hodnotě nastaveného jízdního času dané trasy, zatímco hustota optimalizačních parametrů přerozdělení hnacího výkonu je závislá zejména na konstrukci a parametrech vozidla. Pro plug-in hybridní vozidlo, které je používáno v této disertační práci se tak dá uvažovat hustota  $U$ -parametrů jako hustá (v porovnání s hustotou parametrů rychlostního profilu).

Z uvedené definice hustoty optimalizačních parametrů a výše popsané úvahy je proto zřejmé, že v globální úrovni optimalizace je vhodné generovat rychlostní profily (z řídké množiny optimalizačních parametrů) a k nim následně generovat přerozdělení hnacích výkonů (z množiny husté).

Globální úroveň optimalizace je proto založena na optimalizaci rychlostního profilu prvním nezávislým optimalizačním řešičem, lokální úroveň je založena na optimalizaci  $U$ -parametrů dalším nezávislým optimalizačním řešičem. Cílovou funkci

pro celý optimalizační balíček tvoří simulační model vozidla. Vstupem do simulačního modelu vozidla musí být rychlostní profil (jako zástupce globální úrovně optimalizace), přerozdělení hnacích výkonů (jako zástupce lokální úrovně optimalizace) a další řídicí strategie. Schéma propojení celého optimalizačního balíčku a simulačního modelu vozidla uvádí Obrázek 34. Červeně jsou zde uvedeny lokální regulační obvody, které obecně reprezentují časově závislé řídicí funkce  $H(t)$ ,  $A(t)$ ,  $G(t)$ , z rovnice 6.4, avšak pro simulace v této disertační práci jsou nahrazeny samostatnými regulátory, definovanými v kapitole 5.3.



Obrázek 34: Schéma lokální úrovně optimalizace a zobrazení lokálních regulačních obvodů

V závěru této podkapitoly je nutné uvést jednu poznámku týkající se konstrukce celé optimalizační úlohy. Z hlediska optimalizačního balíčku je zajisté možné, nerozdělovat celou úlohu optimalizace na uvedené dvě úrovně. Pokud by však nedošlo k tomuto rozdělení a sestavila by se úloha optimalizace pro parametry rychlostního profilu i parametry přerozdělení hnacích výkonů v jedné úrovni, zvětšil by se velmi výrazně celý prostor optimalizačních parametrů. Se zvětšením celého prostoru parametrů však přichází výrazné problémy ať na straně vlastního numerického řešení a rychlosti jeho konvergence, tak na straně zmíněné hustoty optimalizačních parametrů. V průběhu vývoje optimalizační metody uvedené v této disertační práci byly podobné úlohy také testovány, nicméně s velmi špatnými výsledky právě z pohledu konstrukce a konvergence optimalizační metody. Na základě těchto zkušeností proto bylo přistoupeno k výše popsanému rozdělení celé optimalizační úlohy na uvedené dvě úrovně.

#### 6.4. Optimalizační úloha globální úrovně optimalizace

Dle výše uvedeného rozdělení globální úroveň optimalizace definuje a optimalizuje rychlostní profil vozidla při průjezdu danou jízdni drahou. Základní podmínkou pro optimalizaci iterací metodou je vlastní popis a z toho vycházející parametrizace libovolného rychlostního profilu vozidla, splňujícího všechny



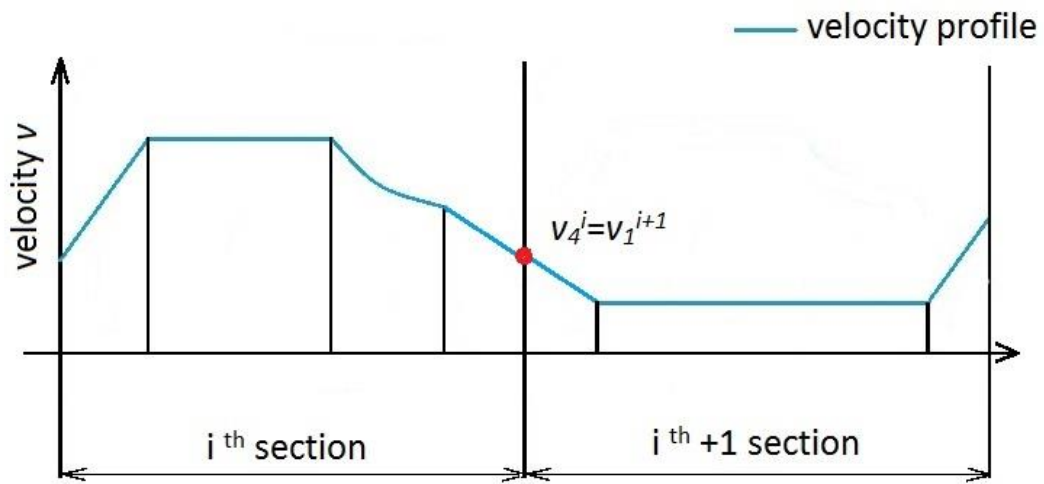
podmínky realizace průjezdu vozidla. V kapitole věnované jízdě trase je podrobně uveden postup analýzy tvaru a parametrů trasy, která ve svém důsledku vede k rozdělení celé jízdě trasy na menší na sebe navazující sekce. Každá tato sekce je definována sadou konstantních parametrů vztažených taktéž k danému vozidlu, nicméně pro popis libovolného rychlostního profilu je třeba sestavit v každé sekci lokální rychlostní profil splňující tyto podmínky, a na okraji sekce zajistit splnění podmínky spojitosti celého rychlostního profilu.

Lokální rychlostní profil v každé jízdě sekci může nabývat jakéhokoli průběhu a to i individuálně rozdílného v každé další sekci [77]. Je tak možné navrhnout v každé sekci jiný rychlostní profil například podle aktuální jízdě situace (zatačka, zrychlení při nájězdu na dálnici) [77], nicméně pak je nutné rychlostní profil v každé sekci parametrizovat jinou sadou parametrů (množstvím i významem pro tvorbu skutečného rychlostního profilu) [77]. Použití individuální parametrizace pro každou sekci je sice možné, avšak konstrukci cílové funkce to značně zesložituje a zároveň prodlužuje délku výpočtu [72]. Pro úlohy řešené v rámci této disertační práce proto bude uvažován rychlostní profil v každé sekci formálně totožný, parametrizovaný stejnou sadou optimalizačních parametrů.

Každá uvažovaná jízdě sekce je rychlostním profilem rozdělena na několik menších částí – úseků – ve kterých je uvažován jeden z možných jízdě režimů (viz Obrázek 36). Uvažované jízdě režimy uvádí následující přehled:

- a) Jízdě režim se zrychlením vozidla – vozidlo zvyšuje svou podélnou rychlost stanovenou hodnotou zrychlení (bez přímé vazby na hnací agregát).
- b) Jízdě režim konstantní jízdě konstantní rychlostí – vozidlo udržuje svou podélnou rychlost na konstantní hodnotě (bez přímé vazby na hnací agregát).
- c) Jízdě režim s decelerací vozidla – vozidlo snižuje svou podélnou rychlost stanovenou hodnotou zpomalení (bez přímé vazby na hnací agregát).

Počet jízdě fází v každé jízdě sekci je pevný a pořadí soustavy jízdě režimů je dáno [73]. V každé jízdě sekci je uvažována první jízdě fáze jako zrychlení, druhá fáze jízdě konstantní rychlostí a poslední fáze jízdě se zpomalením. Takto je získán v každé jízdě sekci jeden konkrétní a formálně stejný rychlostní profil, definovaný totožnou sadou parametrů [97].



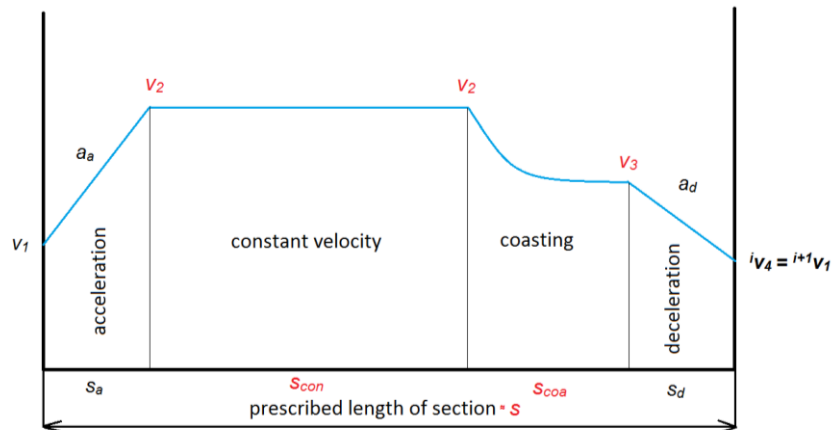
Obrázek 35: Schéma jízdních sekcí a fází [75]

#### 6.4.1. Parametrizace lokálního rychlostního profilu vozidla

Libovolný takto sestavený lokální rychlostní profil lze popsat více sadami parametrů, případně kombinací sady parametrů a sady vedlejších podmínek. Pokud je nutné předepsat rychlost vozidla na konci jízdní trasy, je nutné pro představený rychlostní profil v každé sekci použít sadu parametrů rychlostního profilu ve tvaru [73]:

$$\text{parametry rychlostního profilu} = [v_1, a_a, s_a, s_d, a_d]_{i=1\dots n} \quad 6.10$$

význam jednotlivých parametrů uvádí následující ilustrační Obrázek 36:



Obrázek 36: Schéma parametrů lokálního rychlostního profilu v jedné sekci [97]

Touto sadou parametrů lze popsat rychlostní profil jednoznačně pro každou jízdní sekci, a to bez vazby na sekce ostatní. Podmínku spojitosti rychlostního profilu definuje následující rovnice:

$$v_4^i = v_1^{i+1} \quad 6.11$$

Počáteční a koncová rychlost vozidla na začátku a konci předepsané jízdy je dána příslušnou sadou zvolených konstantních hodnot. Specifickou výhodou této parametrizace je možnost popisu rychlostního profilu v kterékoli sekci samostatně, pouze při znalosti parametrů rychlostního profilu této sekce a prvního parametru sekce navazující (pro tuto sekci rychlost konečná) [99].

Není-li nutné předepsat rychlost vozidla při výjezdu z poslední sekce (například v případě dílčí optimalizace), pak je možné zredukovat množství výše uvedených parametrů popisu rychlostního profilu do následujícího tvaru [100]:

$$\text{parametry rychlostního profilu} = [a_a, s_a, s_d, a_d]_{i=1\dots n} \quad 6.12$$

Jako počáteční rychlost celé jízdy se použije zvolená konstantní hodnota, od které je dále odvozen celý rychlostní profil jako soustava relativních parametrů. K výpočtu jednotlivých rychlostí v každém bodě lze opět použít vztahy formálně totožné s předchozí parametrizací jízdního profilu. Uvedená sada parametrů však neumožňuje sestavení lokálního rychlostního profilu v některé sekci bez znalosti parametrů ve všech ostatních sekcích.

Obdobným způsobem je možné nalézt další možné parametrizace stejného rychlostního profilu, nicméně výhody vyplývající z těchto uvedených popisů jsou uvedeny v odkazu [73] a vychází z rovnic pro úplný popis rychlosti v každém bodě uvažované jízdní sekce. Pro parametrizaci dle rovnice 6.12, která bude dále použita k výpočtům v této disertační práci lze získat pro popis rychlostního profilu následující rovnice:

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2 s_a a_a} \quad 6.13$$

$$v_4 = \sqrt{v_2^2 - 2 s_d a_d} \quad 6.14$$

Pro každou sadu parametrů v uvažované jízdní sekci je nutné zároveň definovat možné intervaly hodnot všech parametrů a vnější vazební podmínky mezi jednotlivými parametry. Pro zvolenou parametrizaci a při uvažování celkové délky jízdní sekce  $s_{sec}$  platí následující intervaly hodnot:

$$a_a \in \langle 0; a_{a \max} \rangle \quad 6.15$$

$$s_a \in \langle 0; s_{sec} \rangle \quad 6.16$$

$$a_d \in \langle -a_{d \min}; 0 \rangle \quad 6.17$$

$$s_d \in \langle 0, s_{sec} \rangle \quad 6.18$$

kde parametry definující mezní zrychlení a zpomalení jsou v každé sekci obecně závislé na hnacím výkonu dosažitelném na hnacím agregátu. Pro parametrizaci rychlostního profilu je však nutné je uvažovat jako konstantní, protože skutečný hnací výkon v daném místě jízdní trasy je závislý na více faktorech (například okamžitá hodnota

rychlosti vozidla nebo stoupání jízdní trasy). Kontrola dosažitelného výkonu pak musí být ponechána až na simulačním model vozidla.

Vazební podmínka pro tvorbu rychlostního profilu upravující délku jednotlivých fází vůči délce celé sekce bude pro oba případy stejná a bude nabývat tvaru:

$$s_a + s_d \leq s \quad 6.19$$

Posledními podmínkami jsou podmínky realizovatelnosti popisu rychlostního profilu v dané sekci, které upravují pouze rychlostní omezení:

$$v_1, v_2, v_3, v_4 \geq 0 \quad 6.20$$

$$v_2 \leq v_{max\ section} \quad 6.21$$

kde  $v_{max\ section}$  je maximální možná průjezdní rychlost vozidla v dané sekci, která byla získána analýzou trasy (viz kapitola 4).

Pomocí takto definovaného rychlostního profilu v každé sekci a s přihlédnutím k podmínce spojitosti 6.11 je možné sestavit celkový rychlostní profil vozidla při průjezdu všech sekcí jednoznačně a počet parametrů popisu bude roven čtyřnásobku počtu uvažovaných jízdních sekcí. Pro globální stupeň úlohy optimalizace bude tato soustava parametrů zároveň soustavou parametrů optimalizačních (definujících rychlostní profil), a to za dodržení výše uvedených podmínek [101].

V rámci optimalizačních parametrů globální úrovně optimalizace je možné další zjednodušení a snížení počtu optimalizačních parametrů, ovšem za cenu omezení prostoru řešení optimalizační úlohy. Soubor optimalizačních parametrů definovaný rovnicí 6.12 lze dále zredukovat totožným nastavením hodnot zrychlení a zpomalení vozidla na jednu konstantní hodnotu pro všechny jízdní sekce. Po této redukci se počet parametrů v jedné sekci zmenší ze čtyř na dva. Tato redukce je obecně možná dvěma způsoby:

- Pro všechny jízdní sekce budou nastaveny pevné a neměnné hodnoty zrychlení a zpomalení.
- Pro všechny jízdní sekce budou hodnoty zrychlení a zpomalení totožné, avšak konkrétní hodnoty budou další dvojicí optimalizačních parametrů.

První zmíněný případ redukce optimalizačních parametrů uvádí následující soustava parametrů

$$parametry\ rychlostního\ profilu = [s_a, s_d]_{i=1..n} \quad 6.22$$

Druhý zmíněný případ tato soustava parametrů:

$$\text{parametry rychlostního profilu} = [a_a, a_d, s_{a1}, s_{d1}, s_{a2}, s_{d2} \dots]$$

Základní problém tohoto zjednodušení je opět zmenšení hustoty optimalizačních parametrů globální úrovně optimalizace.

Obě varianty redukováných sad optimalizačních parametrů byly v průběhu vývoje optimalizačního algoritmu testovány. První varianta dobře fungovala v případě, že byly nastaveny vysoké hodnoty zrychlení a zpomalení vozidla (což v první řadě zajišťovalo vůbec rozjezd vozidla, neboť kdyby hodnota zrychlení na začátku byla malá nebo nulová, nedošlo by ani k rozjezdu vozidla). Druhá zmíněná varianta vykazovala problematický průběh optimalizace lokálními metodami. Problémy nastávaly ve smyslu nespojitosti cílové funkce pro větší množství sad optimalizačních parametrů (viz dále). Výpočetní řešení následně vždy konvergovalo do oblasti maximálních hodnot zrychlení a zpomalení, prakticky tedy k pevnému nastavení obou parametrů na hodnoty přibližně maximální, a proto tento přístup v porovnání s výše uvedeným nepřinášel žádné zvláštní výhody.

### 6.5. Optimalizační úloha lokální úrovně optimalizace

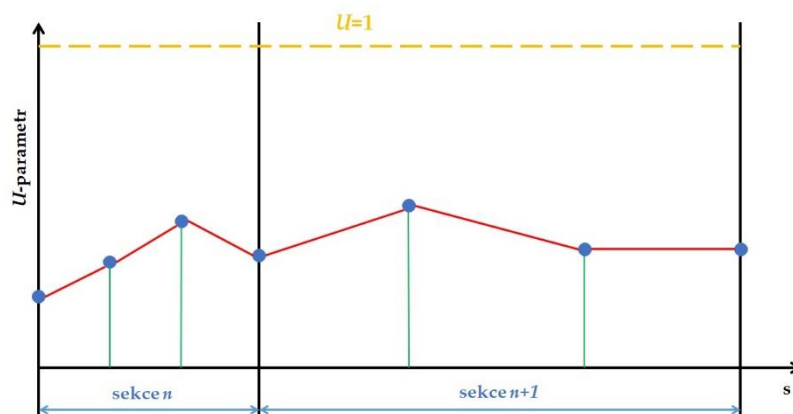
Optimalizační úloha lokální úrovně optimalizace v celém optimalizačním balíčku optimalizuje přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé uvažované motory. Z hlediska cílové funkce se tak optimalizuje průběh hodnot  $U$ -parametru z rovnice 6.4.

Konstrukce optimalizační úlohy popsaná v kapitole 6.3 uvádí, že pro jeden daný rychlostní profil je možné v lokální úrovni optimalizace nalézt velké množství různých průběhů  $U$ -parametru pouze s omezením, které je dáno výkonovými parametry vozidla a jinými parametry průjezdu vozidla danou trasou (například omezením vznikajícím z přehřátí vozidlové baterie apod.). Tato omezení však nelze předem predikovat, proto je možné celou množinu těchto optimalizačních parametrů považovat za hustou (ve smyslu uvedeném v kapitole 6.3). Průběh hodnot  $U$ -parametru podél jízdní dráhy nebo jejich jednotlivých sekcí tak může být realizován prakticky jakoukoli křivkou, pro kterou platí, že v každém bodě jízdní dráhy definuje pouze jednu hodnotu  $U$ -parametru. Druhým omezením je interval hodnot, kterých tato funkce může nabývat. Tento interval je dán vztahem 6.7. Takových křivek však existuje nekonečně mnoho a mohou být popsány různými způsoby (spojitou nebo po částech spojitou funkcí, sadou diskrétních bodů apod.). Tato úroveň optimalizační úlohy tak také nabízí velké množství možných parametrizací některé ze zvolených křivek.

Pro potřeby optimalizační úlohy v této dizertační práci byla použita křivka, která byla definována sadou  $U$ -parametrů na předem známé síti. Právě tvorba sítě  $U$ -parametrů je klíčovým faktorem konstrukce této úrovně optimalizační úrovně. Síť těchto parametrů je dána vždy dvěma aspekty. První aspekt je střední hustota sítě, tedy počet bodů, kterými je křivka průběhu  $U$ -parametrů definována. Každý bod této křivky obecně znamená možnou změnu v přerozdělení hnacích výkonů motoru. Pro

konstrukci optimalizační úlohy je vhodné uvažovat větší množství těchto změn, neboť to přináší větší prostor optimalizačních parametrů této úrovně (který je navíc hustý). Naproti tomu, pokud bude uvažované množství změn příliš vysoké, neúměrně to zvětší množství následných optimalizačních parametrů bez zvláštního přínosu k výsledku optimalizace (a zejména k vlastní dynamice vozidla a hnacímu agregátu, protože není možné a ani účelné, příliš často měnit přerozdělení hnacích výkonů motoru).

Velkou pozornost při konstrukci sítě  $U$ -parametrů je však nutné věnovat konstrukci sítě vůči rychlostnímu profilu a de facto tak vůči definovaným jízdním sekcím. Obecná jízdní sekce vznikla na základě dělení jízdní trasy s ohledem na to, že se v daném místě mění chování vozidla. Změna chování vozidla je pro tuto úlohu dána na straně jedné změnou rychlostního profilu vozidla, na straně druhé změnou přerozdělení hnacích výkonů jednotlivých motorů. Tato úvaha proto vede k tomu, že je vhodné mít v každé jízdní sekci stejné množství bodů křivky  $U$ -parametrů. Vzhledem k tomu, že délky jednotlivých sekcí jsou obecně velmi různé, vznikne i nerovnoměrná síť  $U$ -parametrů. Ukázkou tvorby křivky přerozdělení hnacích výkonů uvádí Obrázek 37.



Obrázek 37: Tvorba křivky přerozdělení hnacích výkonů motorů

Jednotlivé body, které tvoří křivku přerozdělení hnacího výkonu, jsou zároveň optimalizačními parametry lokální úrovně optimalizace.

## 6.6. Optimalizační algoritmy použité pro obě úrovně optimalizace

Úplná úloha nalezení optima spotřeby hnací energie na primárních zdrojích pro definovanou jízdní trasu je z pohledu výpočetních algoritmů úlohou pro nalezení globálního optima v rámci prostoru všech optimalizačních parametrů. Jak již bylo pojednáno ve stati o existenci minima, může však také existovat několik rozdílných řešení s totožnou hodnotou cílové funkce.

Konstrukce celé optimalizační úlohy byla dále dle kapitoly 6.3 rozdělena na globální a lokální úroveň ve smyslu dvou výpočetně samostatných optimalizačních úloh. Důsledkem tohoto rozdělení je také možnost volby rozdílných optimalizačních

algoritmů pro jednotlivé úrovně optimalizace. Dle stejného principu bude i jednotlivých optimalizačních algoritmech pojednáno níže.

Výpočetní platforma Matlab-Simulink je vybavena optimalizačním toolboxem, který obsahuje několik optimalizačních řešičů pro řešení úloh hledání lokálního i globálního extrému funkce. Pro reálný výpočet v každé úrovni optimalizace proto byl zvolen vždy jeden z dostupných řešičů, případně v nějaké modifikaci. Základní popis jednotlivých optimalizačních algoritmů uvádí následující přehled.

### 6.6.1. Přehled vhodných optimalizačních řešičů

Optimalizační toolbox v programovém prostředí Matlab-Simulink obsahuje více funkcí, avšak pro řešení obou úrovní optimalizace jsou obecně vhodné jen tři z nich. První algoritmus se skrývá ve funkci s názvem „*fminsearch*“ [102], druhý ve funkci s názvem „*fmincon*“ [103] a třetí ve funkci s názvem „*ga*“ [104]. Základní vlastnosti všech uvedených řešičů uvádí následující přehled:

Řešič *fminsearch* - je určen pro optimalizaci sady optimalizačních parametrů z intervalu, který je dán celou množinou reálných čísel. Jedná se o metodu hledání lokálního minima okolo nutného počátečního odhadu řešení. Základem tohoto řešiče je simplexová optimalizační metoda vyhledávání lokálního extrému funkce [102]. Limitní hodnoty optimalizačních parametrů pro optimalizační parametry lze nahradit penalizační funkcí přímo ve výpočtu cílové funkce. Tato metoda obecně nevyžaduje spojitost cílové funkce, nicméně spojitost cílové funkce je základním požadavkem pro úspěšnou konvergenci metody.

Řešič *fmincon* - je určen pro úlohy optimalizace s více optimalizačními parametry z intervalu daného zvolenými hodnotami. Jedná se o metodu hledání lokálního minima okolo nutného počátečního odhadu řešení. Řešič dále umožňuje přidat další podmínky optimalizace vztahující se k vlastním optimalizačním parametrům nebo k úloze samotné [103]. Optimalizační algoritmus obsahuje několik rozdílných optimalizačních metod [103]. Volbu konkrétní metody je možné provést v nastavení algoritmu před jeho spuštěním, případně ho ponechat na vlastním řešiči. Některé implementované metody jsou určeny spíše pro optimalizační úlohy s menším množstvím parametrů, jiné jsou určeny pro úlohy s větším množstvím parametrů [105]. Základní rozdíl mezi jednotlivými metodami je však v požadavku na spojitost cílové funkce a spojitost dalších optimalizačních podmínek. Některé implementované metody vyžadují spojitost cílové funkce, některé nikoli.

Řešič *ga* - obsahuje metodu hledající globální extrém funkce pomocí genetických algoritmů pro optimalizační parametry z předem definovaného intervalu [104]. Zjednodušeně řečeno s odkazem na zdroj [106], optimalizační metoda založená na principu genetických algoritmů používá v první generaci náhodně zvolenou kombinaci hodnot optimalizačních parametrů, pro kterou je provedena evaluace cílové

funkce. Druhou generaci optimalizační algoritmus vytvoří z různých kombinací předchozí první generace a jí odpovídajících hodnot cílové funkce. Pro takto vzniklou druhou generaci opět provede evaluaci cílové funkce a vyhodnocení. Následným křížením v další a další generaci lze postupně najít nějaké okolí globálního extrému cílové funkce a všechny následné generace pak toto okolí jen zmenšují. Základní princip optimalizační metody genetickými algoritmy je zřejmý z uvedeného popisu. Z tohoto popisu je také zřejmá jedna velmi podstatná vlastnost této metody. Jedná se o metodu statistickou, náhodně generující soustavy optimalizačních parametrů v prostoru parametrů a nevyžaduje tak od cílové funkce spojitost a hladkost v prostoru parametrů.

Volba konkrétního řešiče pro jednu a druhou úroveň optimalizace je ovlivněna mnoha faktory a budou jim věnovány následující podkapitoly.

### 6.6.2. Optimalizační algoritmy globální úrovně optimalizace

Volba numerického algoritmu pro globální úroveň optimalizace je nejvíce ovlivněna dvěma faktory. Prvním faktorem je předpokládaný výskyt řešení v prostoru parametrů, druhým faktorem je rychlost konvergence vzhledem k množství optimalizačních parametrů.

Jak již bylo naznačeno ve stati věnované řešitelnosti optimalizační úlohy, globální optimalizační stupeň úlohy vyhledává globální extrém spotřeby energie z primárních zdrojů na prostoru všech možných optimalizačních parametrů. Dále bylo v této stati uvedeno, že je obecně možné najít více rozdílných řešení se stejnou hodnotou cílové funkce. Zcela korektní pro vyhledávání optima v globální úrovni by proto bylo použití optimalizačního algoritmu založeného na genetických algoritmech (metoda vyhledávání globálního optima cílové funkce). Hustota prostoru optimalizačních parametrů globální úrovně a možnost nalezení více extrémů cílové funkce se stejnou hodnotou cílové funkce však otevírá prostor také pro použití lokální metody. Zejména pokud bude prostor optimalizačních parametrů řídký, lze očekávat nalezení optimální hodnoty cílové funkce v blízkém okolí počátečního odhadu (který je nutný pro počátek výpočtu). Pro tyto případy lze tedy uvažovat i použití lokální metody optimalizace v globální optimalizační úrovni.

Oproti tomu malá hustota optimalizačních parametrů však může mít i negativní vliv. Negativní vliv se projeví u úloh v globální optimalizační úrovni a k jejichž řešení bude použita metoda postavená na genetických algoritmech. Problém totiž nastává ve vytvoření první generace celé populace. Algoritmus totiž začíná výpočet generováním náhodné sady optimalizačních parametrů, nicméně pro řídký prostor parametrů je velmi malá pravděpodobnost, že algoritmus najde validní řešení z prostoru parametrů. V praxi pak může dojít k tomu, že při opakovaném spouštění stejného algoritmu jednou bude nalezeno validní řešení v rámci nastavení algoritmu, a jindy řešení nalezeno nebude. K urychlení nalezení prvotního validního řešení je možné celý



algoritmus modifikovat. Zmíněná modifikace spočívá v progresivní penalizaci míry nesplnění optimalizačních podmínek. Jsou-li podmínky nesplněny s výrazným rozdílem, bude hodnota penalizační funkce vysoká a naopak.

K vyhledávání optima v globální úrovni optimalizace byly použity všechny tři výše uvedené řešiče za podmínek taktéž výše popsanych. Řešič *fminsearch*, doplněný o penalizační funkci pro překročení rozsahu dovolených hodnot optimalizačních parametrů ukázal jednu zásadní slabinu. Touto slabinou bylo chování řešiče pro úlohy s řídkým prostorem přípustných optimalizačních parametrů. Řídký prostor optimalizačních parametrů pro simplexovou metodu znamenal, že optimalizátor prohledával své okolí velmi pomalu a často se dostal do některého bodu prostoru parametrů, odkud nedokázal najít cestu k dalším řešením. Totožný případ se stával v lokální větvi optimalizace (viz ukázka v kapitole 7). Oba další uvedené řešiče byly také v rámci globální úrovně testovány a o výsledcích testů je taktéž pojednáno v kapitole 7.

### 6.6.3. Optimalizační algoritmy pro lokální úroveň optimalizace

Volba optimalizačního algoritmu pro lokální úroveň optimalizace je opět ovlivněna zejména formulací optimalizační úlohy a jejími omezeními. Lokální úroveň optimalizace pro představenou úlohu se omezuje na výpočet průběhu  $U$ -parametru podél celé jízdní dráhy. Hodnota  $U$ -parametru může nabývat v každém bodě pouze hodnot z intervalu daného vztahem 6.7, avšak s respektováním výkonových parametrů hnacího agregátu (které však jsou ovlivněny také rychlostním profilem). Oproti globální úrovni optimalizace je ovšem prostor optimalizačních parametrů pro většinu případů hustý.

Hledání optimálního řešení v lokální úrovni optimalizace by opět mělo probíhat jako řešení globálního extrému funkce v celém prostoru parametrů, stejně jako by optimalizace měla probíhat opět pro celou uvažovanou jízdní trasu v jednom kroku. Pro lokální úroveň optimalizace by tak měl být použit optimalizační algoritmus hledající globální extrém funkce na celé uvažované trase a nemělo by být uvažováno použití řešiče určeného pouze pro vyhledávání lokálního extrému funkce. S určitou mírou zjednodušení a za určitých předpokladů však je možný výpočet lokální úrovně optimalizace modifikovanou metodou použití lokálních optimalizačních řešičů.

Vzhledem k jednoznačnému charakteru rychlostního profilu a provozního stavu vozidla v každé jízdní sekci (v rámci lokální úrovně optimalizace) je s určitou mírou zjednodušení možné uvažovat o optimalizaci  $U$ -parametru separátně pro každou jízdní sekci [100]. Tato idea vychází z několika následujících předpokladů:

- rychlostní profil v každé sekci má formálně totožný průběh

- jízdní dráha v každé sekci má pevně definovaný charakter (rychlostní omezení, průběh stoupání apod.), průběh hnacího výkonu na kolech tedy bude přímo závislý na rychlostním profilu
- optimální průběh přerozdělení hnacích výkonů v každé sekci je majoritně závislý na průběhu požadovaného výkonu vozidlových kol a méně závislý na předchozím a následujícím průběhu v okolních sekcích

Základní a hlavní výhodou uvedené metody rozdělení celé úlohy na soustavu menších optimalizačních úloh je výrazná redukce parametrů optimalizace v jedné optimalizační subúloze, a tím (s jistou mírou zjednodušení) i možnost přechodu k metodě vyhledávající lokální extrém funkce. Celá úloha lokální optimalizace (původně obsahující počet optimalizačních parametrů roven několikanásobku počtu sekcí) se tak rozpadne na menší optimalizační úlohy v počtu rovném počtu jízdních sekcí. Každá z těchto úloh však bude mít jen jednotky optimalizačních parametrů. Zásadní výhodou je rychlost konvergence optimalizace prováděné pro malé množství parametrů, neboť s velikostí množství optimalizačních parametrů výrazně progresivně roste výpočetní náročnost vzhledem k průběhu konvergence [107]. Toto platí napříč všemi optimalizačními metodami. Rozdělení celé úlohy lokálního stupně optimalizace na menší suboptimalizace tak může výrazně zvýšit rychlost výpočtu a zároveň umožnit použití řešičů určených pro vyhledávání lokálního optima funkce.

V průběhu vývoje optimalizačního algoritmu byl testován algoritmus *ga* pro řešení celé úlohy lokální úrovně a optimalizace prováděná po sekcích pomocí algoritmu *fmincon*. Použití algoritmu *fminsearch* bylo testováno pouze pro řešení celé úlohy lokální úrovně optimalizace. Proces testování všech uvedených algoritmů je uveden v kapitole věnované výstupům z optimalizačních algoritmů.

#### 6.6.4. Počáteční volba optimalizačních řešičů

V průběhu vývoje celého optimalizačního balíčku byly testovány různé kombinace výše uvedených řešičů v obou úrovních optimalizační úlohy. Některé kombinace se ukázaly jako vysloveně nevhodné, jiné se ukázaly jako vhodné pro některé specifické jízdní trasy, jiné se ukázaly jako všeobecně vhodné. Detailní popis chování jednotlivých metod uvedené na konkrétních příkladech uvádí kapitola 7, nicméně obecně je možné pravidla pro volbu optimalizačních algoritmů pro praktické výpočty shrnout v následujících bodech:

- Globální úroveň optimalizace:
  - Genetické algoritmy s progresivní penalizací nesplnění podmínek optimalizace jsou univerzální metodou, nicméně pro některé specifické trasy je jejich konvergence pomalá.
  - Lokální metody optimalizace implementované v řešiči *fmincon* je možné použít pro řešení úloh s řídkým prostorem optimalizačních parametrů nebo jako konečný stupeň

optimalizace, pro který bude jako počáteční odhad sloužit soustava optimalizačních parametrů dříve získaná pomocí genetických algoritmů (viz kapitola 7).

- Simplexová metoda implementovaná v řešiči *fminsearch*, která je pro nevyhovující sadu optimalizačních parametrů penalizována je naprosto nevyhovující.
- Lokální úroveň optimalizace
  - Použití genetických algoritmů pro výpočet všech optimalizačních parametrů v jednom kroku možné je, nicméně výpočetní náročnost je velmi vysoká.
  - Použití lokálních metod pro výpočet všech optimalizačních parametrů v jednom kroku prakticky možné není, protože řešení se pohybuje kolem počátečního odhadu v hustém prostoru optimalizačních parametrů. Tato metoda proto nezaručuje nalezení globálního minima funkce přerozdělení hnacích výkonů.
  - Použití optimalizace lokální úrovně po částech pomocí lokálního optimalizačního algoritmu zajišťuje rychlou konvergenci a krátký výpočetní čas.

Na úplný závěr této kapitoly věnované konstrukci optimalizačního algoritmu je třeba také poukázat na omezení celé optimalizace. V podkapitolách věnovaných parametrizacím jednotlivých stupňů jsou uvedena i konkrétní omezení pro každý stupeň optimalizace. Procesně jsou tato omezení řešena tak, že dojde-li v průběhu simulace průjezdu vozidla k překročení některé ze sledovaných veličin, simulace končí a výstupem spotřeby energie je penalizační funkce. Obdobným způsobem je naloženo s ostatními optimalizačními podmínkami, zejména s kontrolou rychlostního profilu generovaného optimalizátorem. Zde je však v souladu s výše uvedenou poznámkou penalizace provedena s progresí úměrnou míře nesplnění optimalizačních podmínek.

## 7. Výsledky z použití optimalizačního algoritmu

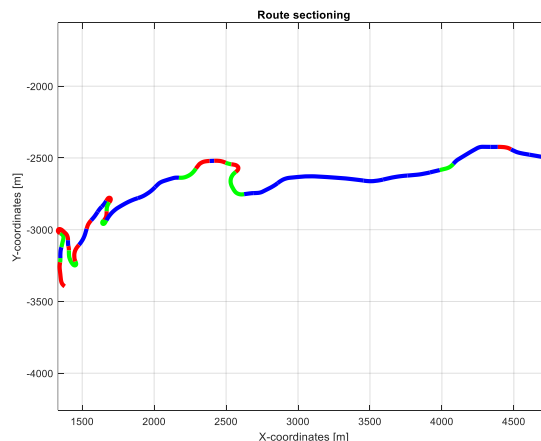
Optimalizační úloha nalezení globálního optima spotřeby energie primárních zdrojů je v souladu s kapitolou 6 procesně rozdělena do dvou optimalizačních úrovní. V první úrovni se optimalizuje rychlostní profil průjezdu vozidla danou trasou a v druhé úrovni přerozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací motory. Z hlediska konstrukce numerické optimalizační úlohy se jedná o dvě zcela nezávislé výpočetní operace, a tak je třeba na ně i nahlížet (i z pohledu optimalizačních výstupů) [98]. Toto rozdělení je také klíčové pro vlastní hodnocení průběhu optimalizace a funkce jednotlivých optimalizačních algoritmů. Společným vstupem do obou optimalizačních úrovní je ověřovací jízdní trasa, které je věnována kapitola 7.1.

Během vývoje celého optimalizačního balíčku bylo provedeno velké množství výpočtů pro různé trasy a k nim náležející různá nastavení jízdních časů, různé sestavy optimalizačních řešičů a jim příslušných nastavení. Následující podkapitoly obsahují velmi úzký výběr výsledků ze všech ověřovacích výpočtů, které byly vybrány zejména s ohledem na budoucí klasifikaci výsledků a ověření funkce optimalizační metody.

(Veškeré výpočty zde prezentované probíhaly pomocí výpočetní platformy Matlab-Simulink na osobním počítači. Využití paralelizace výpočtu na jednotlivých výpočetních prostředcích počítače bylo řízeno vlastním simulačním softwarem v defaultním nastavení.)

### 7.1. Ověřovací jízdní trasa

Pro všechny výpočty optimalizací v rámci této disertační práce byla použita zvolená vzorová jízdní trasa nebo některé její části. Jízdní trasa byla získána ze souboru GPS navigačních dat a zpracovaná algoritmem popsáným v kapitole věnované tvorbě jízdní dráhy. Půdorysný průmět celé jízdní dráhy včetně dělení na jízdní sekce ukazuje Obrázek 38 [77].



Obrázek 38: Rozdělení trasy na jízdní sekce – trasa použitá v simulacích

Počáteční bod jízdy je umístěn na obrázku vlevo, koncový vpravo. Červenou barvou jsou zvýrazněny sekce s převažujícím levým jízdním manévrem, zelenou barvou s převažujícím pravým jízdním manévrem a modrou barvou jsou zvýrazněny sekce klasifikované jako sekce přímé jízdy. Celková délka trasy je 5 109 m. Celkové převýšení počátečního a konečného bodu trasy je dáno hodnotou 165,3 m (jedná se tedy o trasu s majoritním stoupáním).

Celá uvedená jízdni dráha byla rozdělena na 42 jízdni sekci. Parametry jednotlivých jízdni sekci uvádí následující tabulka [76]:

číslo sekce	ID manévru	délka sekce [m]	maximální rychlost v sekci [m/s]	převýšení v sekci [m]	teplota vzduchu [°C]
1	1	178,2	17,2	0,0	20,0
2	-1	28,9	18,6	0,6	20,0
3	0	76,4	24,6	0,3	20,0
4	-1	110,4	14,0	0,3	20,0
5	1	147,4	8,7	0,4	20,0
6	0	41,4	22,4	0,3	20,0
7	1	30,0	16,7	0,7	20,0
8	-1	155,1	10,6	0,9	20,0
9	1	125,2	15,3	0,9	20,0
10	0	126,0	24,3	1,2	20,0
11	1	67,4	17,6	0,2	20,0
12	0	75,8	27,8	1,0	20,0
13	0	46,1	23,0	0,1	20,0
14	0	51,4	24,3	0,9	20,0
15	1	73,2	6,4	0,3	20,0
16	-1	66,1	15,3	-0,8	20,0
17	1	68,3	13,4	-0,4	20,0
18	-1	67,9	5,6	1,3	20,0
19	0	274,4	27,8	0,4	20,0
20	0	144,5	25,5	0,6	20,0
21	0	184,8	22,2	3,5	20,0
22	-1	142,5	17,4	2,0	20,0
23	1	116,7	16,5	1,2	20,0
24	0	31,5	27,8	-0,9	20,0

25	1	80,9	19,9	1,9	20,0
26	-1	41,8	17,7	0,3	20,0
27	1	94,7	8,8	2,8	20,0
28	-1	229,3	13,6	3,5	20,0
29	0	63,0	27,8	0,7	20,0
30	0	188,1	27,8	0,5	20,0
31	0	611,0	27,8	1,7	20,0
32	0	135,6	24,2	2,1	20,0
33	0	172,1	27,8	3,8	20,0
34	0	159,5	27,8	3,6	20,0
35	0	70,9	27,8	1,8	20,0
36	-1	106,8	17,5	1,1	20,0
37	0	292,5	27,8	3,1	20,0
38	0	52,2	27,8	-0,4	20,0
39	1	94,3	19,4	-1,7	20,0
40	0	133,5	27,8	-1,4	20,0
41	0	128,9	27,8	2,2	20,0
42	0	24,3	27,8	0,1	20,0

Tabulka 5: Parametry jednotlivých jízdních sekcí

## 7.2. Referenční Vozidlo

Kompletní popis simulačního modelu vozidla je uveden v kapitole 5 a odpovídá koncepci a konstrukci uvedené v [108] a [98]. Zároveň jsou v této kapitole i uvedeny i podrobnosti k regulaci některých vnitřních procesů vozidla. Základní číselné hodnoty simulačního modelu, který byl použit pro níže uvedené simulace, uvádí následující tabulka:

výkon EM [kW]	výkon ICE [kW]	kapacita baterie [kWh]	hmotnost vozidla [kg]
80	100	10	1027
hmotnost nákladu [kg]	počet převodových stupňů [-]	napětí baterie [V]	čelní plocha [m <sup>2</sup> ]
100	6	400	2,1

Tabulka 6: Základní číselné hodnoty vozidla

### 7.3. Ověření funkce lokální optimalizační úrovně

Úloha lokální optimalizace v celém optimalizačním balíčku vyhledává optimální rozdělení hnacích výkonů na jednotlivé hnací motory ( $U$ -parametr). Jako cílovou funkci přímo využívá simulační model vozidla, jejíž vstupem z lokální úrovně optimalizace je průběh  $U$ -parametru podél jízdní dráhy (dle [98]) a rychlostní profil vozidla (definovaný v globálním optimalizačním stupni). Z hlediska lokální optimalizace je tedy rychlostní profil vždy konstantní. Úplný popis propojení lokální a globální optimalizační úlohy, jednotlivé použité optimalizační algoritmy, stejně jako rozdělení celé lokální úrovně optimalizace na menší suboptimalizace je uvedeno v kapitole věnované konstrukci optimalizační úlohy.

Ověření funkce lokální optimalizační úrovně probíhalo vždy pro celou jízdní trasu (pro tento výpočet byla jízdní trasa uvažována bez stoupání). Rychlostní profil použitý pro ověření funkce lokální optimalizace byl sestaven jako obálka maximální povolené rychlosti vozidla (získané z legislativního a fyzikálního rychlostního limitu), která respektuje maximální povolené podélné zrychlení i zpomalení vozidla. Sada optimalizačních parametrů získaná z této obálky byla korigována konstantním koeficientem pro dosažení obecného realizovatelného rychlostního profilu (viz Obrázek 23 na straně 97).

#### 7.3.1. Ověření funkce lokální optimalizace pomocí *fminsearch*

Ověření funkce lokální úrovně optimalizace probíhalo dle výše uvedeného popisu. Uvažován byl počet optimalizačních  $U$ -parametrů v každé sekci v počtu třech s rovnoměrným přerozdělením v sekci. Optimalizace probíhala pomocí funkce *fminsearch* [102] s nastavením uvedeným v následující tabulce:

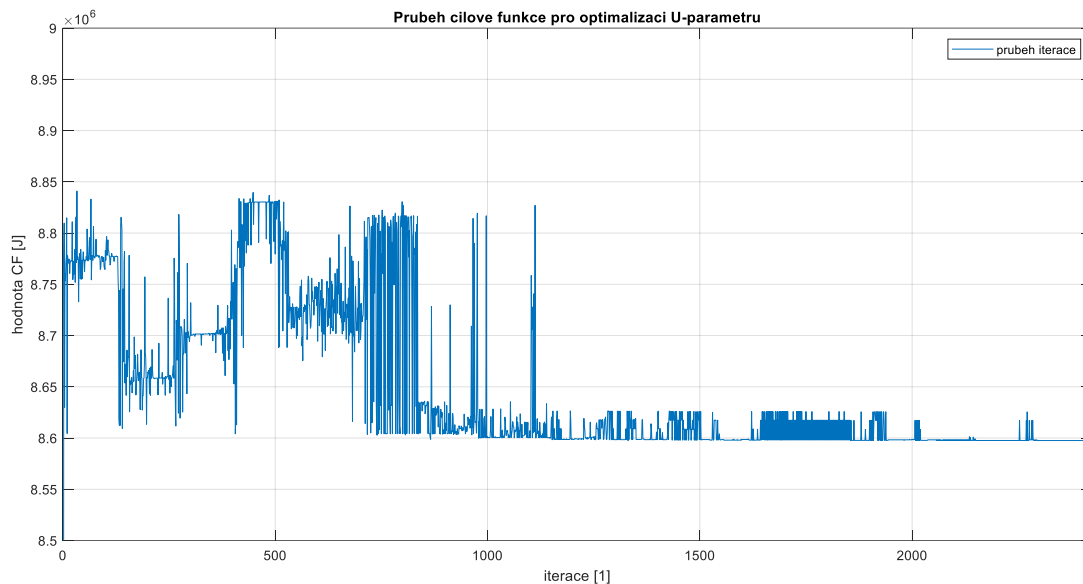
parametr [109]	hodnota
<i>MaxFunEval</i>	3000
<i>MaxIter</i>	3000
<i>TolFun</i>	100
<i>TolX</i>	0.05

Tabulka 7: Hodnoty nastavení lokální optimalizace pomocí funkce *fminsearch*

Počáteční odhad do cílové funkce byl získán jako soustava náhodných čísel generovaných funkcí *rand* [110] v defaultním nastavení.

Zkušební optimalizace byly provedeny opakovaně pro totožné nastavení všech parametrů. Jediným rozdílem v každém testovacím kroku byl pouze počáteční odhad. Celá optimalizace dle nastavených parametrů vždy proběhla v čase přibližně 11 850 s (odpovídá přibližně 3 hod. a 17 min.). Pro vyhodnocení možností použití bylo sledováno zejména kritérium rychlosti konvergence optimalizační metody. Jeden ze

získaných výsledků této optimalizace uvádí graf průběhu změny hodnoty cílové funkce (viz Obrázek 39).



**Obrázek 39: Průběh optimalizace lokálního stupně pomocí funkce *fminsearch***

Optimalizovaná hodnota spotřeby energie dle optimalizačního algoritmu byla dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 8,597 \cdot 10^6 J$$

Z uvedeného průběhu optimalizace je zřetelné, že pro uvedenou metodu a množství optimalizačních parametrů není tato metoda příliš vhodná a to ve vztahu k rychlosti konvergence a konvergenci vůbec. Základním problémem je zde velikost prostoru parametrů. Simplexová metoda (implementovaná ve funkci *fminsearch*) pro uvedenou úlohu a výše uvedené nastavení zjevně není konvergentní. Ke stejnému závěru vedly i všechny ostatní provedené testy.

### 7.3.2. Ověření funkce lokální optimalizace optimalizací po částech

Ověření lokálního stupně optimalizace touto metodou bylo provedeno dle výše popsaného systému rozdělením celé dráhy na menší části (plně respektující jízdní sekce) a přidělením stejného počtu optimalizačních *U*-parametrů v každé sekci. Každá jízdní sekce tak obsahuje zvolené množství třech optimalizačních parametrů v rovnoměrné lokální síti. Tímto způsobem byl sestaven celkový průběh *U*-parametru podél celé uvažované jízdní dráhy, avšak podélné rozdělení není rovnoměrné (viz kapitola věnovaná konstrukci lokální úrovně optimalizace).

Jako ověřovací parametry byly sledovány parametry největší a nejmenší hodnoty cílové funkce celého průběhu optimalizace a zároveň průběh změny hodnoty cílové funkce v závislosti na množství evaluace cílové funkce. Jednotlivé optimalizace



byly provedeny pomocí optimalizačního algoritmu *fmincon*. Parametry ověřovací optimalizace byly nastaveny dle následující tabulky:

argument nastavení [111]	hodnota
<i>MaxIter</i>	400
<i>MaxFunEval</i>	400
<i>TolFun</i>	10e-3
<i>TolX</i>	10e-3

**Tabulka 8: Hodnoty nastavení metody *fmincon* pro optimalizaci po částech**

Počáteční odhady pro optimalizaci byly opět zvoleny jako sady náhodných čísel, generovaných pomocí funkce „rand“ [110].

Numerické výsledky největší a nejmenší hodnoty cílové funkce pro jednotlivé sekce uvádí následující tabulka:

číslo sekce	největší hodnota cílové funkce [J] ( <i>max CF</i> )	nejmenší hodnota cílové funkce [J] ( <i>min CF</i> )	procentuální maximální změna [%] ( <i>P<sub>diference</sub></i> )	počet provedených evaluací funkce [1]
1	450073	279757	37,8	399
2	22188	12316	44,5	156
3	45628	40122	12,1	280
4	113229	104967	7,3	177
5	561815	214593	61,8	274
6	306827	190465	37,9	205
7	343797	5881	98,3	168
8	180256	171021	5,1	124
9	562512	345272	38,6	204
10	38202	37948	0,7	119
11	25523	23437	8,2	142
12	27955	25543	8,6	370
13	22478	16332	27,3	461
14	139150	53140	61,8	231
15	34455	22065	36,0	262
16	39326	26566	32,4	387
17	34157	27523	19,4	252
18	24760	23962	3,2	132
19	111513	94320	15,4	144
20	74147	43035	42,0	127

21	70572	63804	9,6	133
22	855834	235155	72,5	233
23	52693	43368	17,7	306
24	73266	38171	47,9	186
25	34248	29398	14,2	364
26	16796	14614	13,0	144
27	34354	33211	3,3	120
28	90009	78378	12,9	125
29	22768	22584	0,8	112
30	81529	65094	20,2	124
31	225275	209896	6,8	117
32	62115	46496	25,1	133
33	60556	59780	1,3	157
34	61852	55797	9,8	100
35	25851	25241	2,4	118
36	44234	37197	15,9	129
37	110169	100967	8,4	133
38	20101	18598	7,5	152
39	34611	33212	4,0	115
40	51203	46496	9,2	137
41	48927	45194	7,6	120
42	12380	9300	24,9	138
$P_{diference} = \frac{\max CF - \min CF}{\max CF} \cdot 100$				

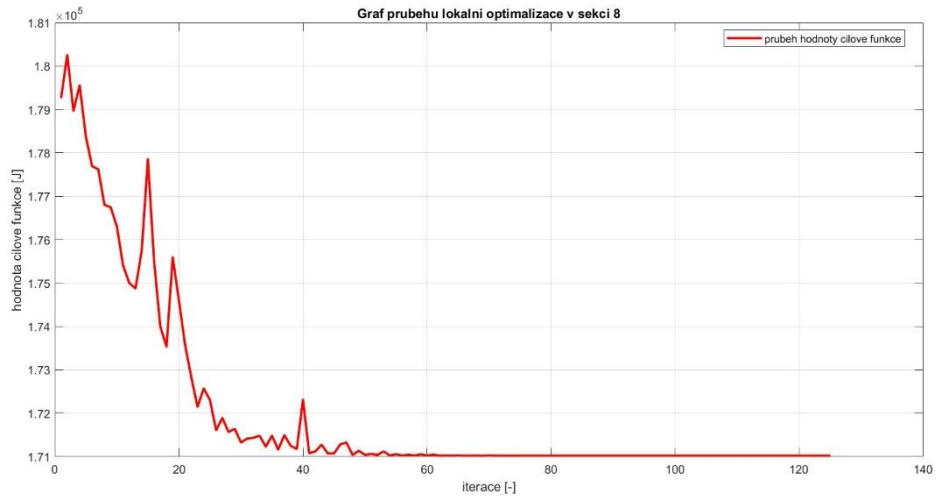
Tabulka 9: Numerické výsledky ověření lokální optimalizační úrovně

Optimalizovaná hodnota cílové funkce nabývala následující hodnoty:

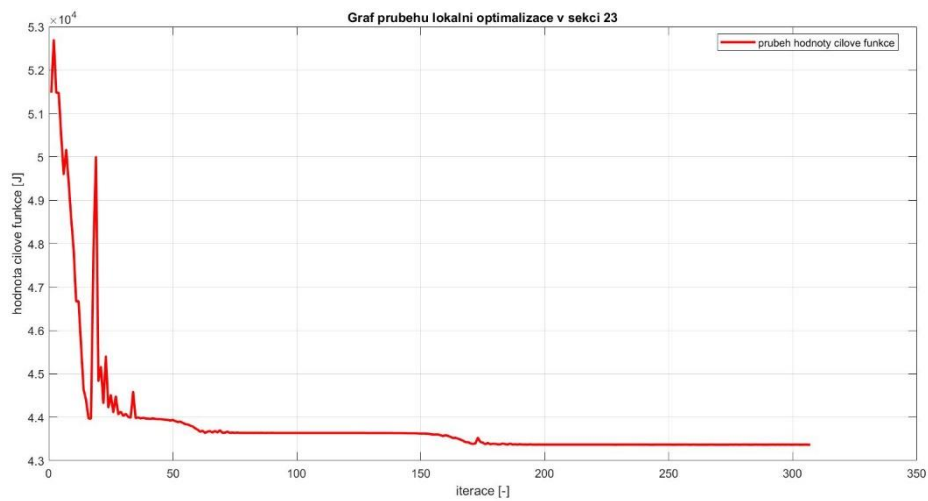
$$E_{source} = 3,070 \cdot 10^6 J$$

Čas jednotlivé evaluace cílové funkce pro všechny sekce se pohyboval v intervalu přibližně od 0,4 do 0,98 s. Celkový čas průběhu optimalizace v každé sekci tak přibližně odpovídá násobku počtu iterací a přibližného času jedné evaluace cílové funkce. Součtový čas celé optimalizace činil cca 3086 s (odpovídá cca 51 min.) pro defaultní nastavení optimalizační metody.

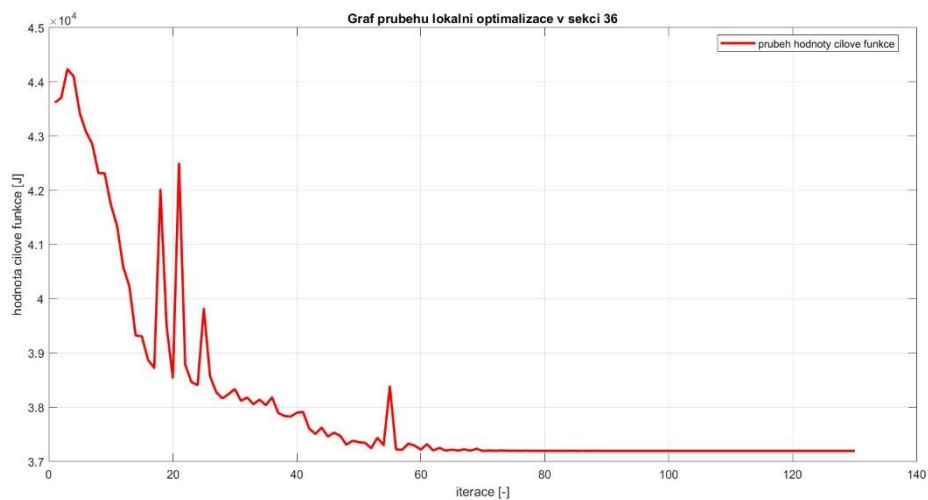
Grafy průběhu lokálních optimalizací pro náhodně zvolené jízdní sekce uvádí následující obrázky.



Obrázek 40: Průběh lokální optimalizace v sekci č. 8



Obrázek 41: Průběh lokální optimalizace v sekci č. 23



Obrázek 42: Průběh lokální optimalizace v sekci č. 36

Všechny průběhy optimalizace vykazovaly ve výpočtu konvergentní chování obdobné uvedeným obrázkům. U všech sekcí v průběhu optimalizace docházelo k výrazné změně hodnoty cílové funkce přibližně do 70. iterace. Dále již nedocházelo k výraznému zlepšení hodnoty cílové funkce. K tomuto chování docházelo opakovaně při testech na různých jízdnicích trasách a s různým nastavení ostatních parametrů optimalizace. Na základě této analýzy bylo pro všechny další optimalizace s tímto algoritmem zvoleno nastavení optimalizačních parametrů odlišné od defaultních. Nastavení parametrů optimalizace využitě pro další výpočty uvádí následující tabulka:

parametr [109]	hodnota
<i>MaxFunEval</i>	70
<i>MaxIter</i>	70
<i>TolFun</i>	100
<i>TolX</i>	0.05

Tabulka 10: Hodnoty nastavení lokální optimalizace po sekcích pomocí funkce *fmincon*

### 7.3.3. Ověření funkce lokální optimalizace pomocí *ga*

Ověření funkce lokálního optimalizačního stupně pomocí funkce *ga* [104], proběhlo pro totožnou trasu a totožné podmínky. Nastavení optimalizační metody pro ověření funkce bylo dáno následujícími parametry [111]:

parametr [109]	hodnota
<i>MaxTime</i>	10 800 (3h)
<i>PoulationSize</i>	200

Tabulka 11: Hodnoty nastavení lokální optimalizace pomocí funkce *ga*

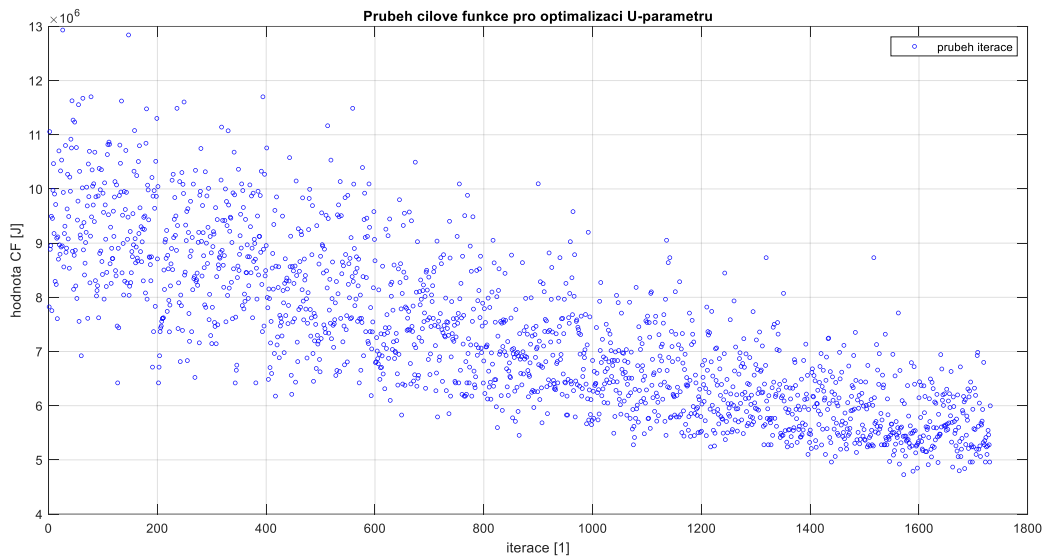
Ostatní parametry byly ponechány v defaultním nastavení (konečným kritériem pro ukončení optimalizace bylo překonání nastaveného limitu času optimalizace).

Pro ověření funkce optimalizace byla provedena série výpočtů pro totožné nastavení parametrů optimalizace. Všechny provedené ověřovací výpočty vykazovaly obdobné chování optimalizační metody i přibližně totožné výsledky. Jeden z provedených ověřovacích výpočtů je ukázán na Obrázek 43. Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 4,726 \cdot 10^6 J$$

Průběh optimalizace lokálního stupně optimalizační úlohy vykazuje výrazné konvergentní chování od hodnot cílové funkce odpovídající přibližně  $12 \cdot 10^6 J$  k hodnotám odpovídajícím  $5 \cdot 10^6 J$ . Nižších hodnot cílové funkce by pravděpodobně bylo docíleno pokračováním průběhu optimalizace nad rámec stanovený nastavenými hodnotami.

Stejně ověřovací výpočty byly provedeny i pro jiné jízdní trasy a jiná nastavení ostatních kritérií optimalizace a trend konvergence byl vždy obdobný výše uvedenému.



Obrázek 43: Průběh optimalizace lokálního stupně pomocí funkce *ga*

#### 7.3.4. Zhodnocení použitých optimalizačních metod

Pro řešení lokálního stupně optimalizační úlohy byly opakovaně použity tři optimalizační algoritmy popsané v příslušné kapitole. Detaily nastavení jednotlivých optimalizačních algoritmů a výsledky jejich použití uvádí příslušné podkapitoly. Hodnotícími kritérii pro další použití optimalizačního algoritmu je zejména průběh konvergence metody a celkový čas optimalizace. V rámci těchto kritérií byly metody porovnány s následujícími výsledky:

- Hodnocení konvergence optimalizační metody
  - Metoda optimalizace všech parametrů pomocí funkce *fminsearch* vykazovala výrazné problémy v konvergenci, zapříčiněné zjevně zejména použitím lokální optimalizační metody na úlohu vyhledávání globálního extrému funkce. Dalším výrazným faktorem vedoucím ke špatné konvergenci dané metody, je velké množství optimalizačních parametrů, což je v souladu s [105]. Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla výrazně vyšší, než u ostatních porovnávaných metod (důvodem je zjevně špatná volba počátečního odhadu řešení).
  - Metoda optimalizace pomocí funkce *fmincon* prováděná po jednotlivých sekcích vykazovala v jednotlivých sekcích velmi rychlou konvergenci v malém počtu evaluací cílové funkce (pouze na části jízdní trasy). Hodnota cílové funkce získaná optimalizací

byla pro nastavené parametry pro prováděné testy nejnižší z uvedených metod.

- Metoda optimalizace všech parametrů pomocí funkce *ga* vykazovala výraznou konvergenci, avšak s velkým počtem nutných evaluací cílové funkce (na celé uvažované trase). Toto je dáno právě vysokou hustotou optimalizačních parametrů lokální úrovně optimalizace. Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla mírně vyšší než u optimalizace po sekcích a výrazně nižší než u optimalizace celé trasy pomocí funkce *fminsearch*. Lepších výsledků hodnot cílové funkce by bylo pravděpodobně dosaženo dalším pokračováním výpočtu.
- Hodnocení časové náročnosti optimalizace pro jednotlivé metody
  - Časová náročnost jednotlivých metod optimalizace byla uvedena s jejich výsledky. V nejkratším čase proběhla optimalizace *U*-parametrů po sekcích. V delším čase proběhal optimalizace pomocí globální optimalizační metody a nejdelší čas vykazovala metoda optimalizace všech parametrů pomocí funkce *fminsearch*, avšak s přihlédnutím k jejím výsledkům není toto hodnocení validní. Optimalizovaná hodnota cílové funkce pro jednotlivé metody vykazovala stejné pořadí.
  - Jako závažné zjištění lze ovšem označit celkový nominální čas výpočtu. Výpočetní čas všech třech porovnávaných metod byl přibližně v rozsahu od jedné do třech hodin. Zkrácení času optimalizace je možné u metody optimalizace po částech (viz Tabulka 10), hodnota času optimalizace pro jeden rychlostní profil však bude stále v řádech desítek minut.

Na základě uvedeného zhodnocení použití jednotlivých optimalizačních metod vyplývají následující doporučení pro volbu provedení a nastavení optimalizačního algoritmu.

- a) Optimalizační řešič *fminsearch* je pro řešení úlohy naprosto nevhodný.
- b) Ostatní představené metody jsou použitelné, avšak výrazně rychleji konverguje metoda optimalizace po jednotlivých sekcích.
- c) U metody optimalizace po částech však hrozí, že nebude vždy nalezeno řešení globálního extrému funkce. Tato eventualita vychází z toho, že použitý řešič *fmincon* obsahuje metody hledání lokálního extrému.

#### 7.4. Ověření funkce globální optimalizační úrovně

Úloha globální optimalizace v celém optimalizačním balíčku vyhledává optimální průběh podélné rychlosti vozidla podlé jízdni dráhy. Jako cílovou funkci opět přímo využívá simulační model vozidla, avšak optimalizačním vstupem z této úrovně optimalizace je pouze průběh rychlosti vozidla, nikoli přerozdělení hnacích

výkonů ( $U$ -parametr). Pro použití simulačního modelu a tím i definici spotřeby energie je přerozdělení  $U$ -parametru nezbytné. Prezentované ověření funkce globálního stupně optimalizace proto probíhalo pro zvolený průběh  $U$ -parametru avšak pouze části celé jízdni trasy definované úseky 7 až 15. Průběh rychlostního profilu byl definován na základě parametrizace dané sadou optimalizačních parametrů pro každou uvažovanou sekci ve tvaru podle rovnice 6.12. Maximální čas jízdy (jako nezbytné kritérium pro omezení prostoru parametrů optimalizace) byl nastaven na 250 s.

V prvním kroku byl k optimalizaci použit algoritmus „ga“ (Genetické algoritmy). Nastavení parametrů optimalizační metody bylo provedeno pomocí funkce „optimoptions“ [111] s následujícími číselnými parametry:

parametr [111]	hodnota
<i>MaxTime</i>	10 800 s (3 h)
<i>PopulationSize</i>	200

**Tabulka 12: Nastavení parametrů algoritmu globální úrovně optimalizace pomocí funkce „optimoptions“**

Vyhodnocení funkce globální úrovně optimalizace bylo zaměřeno následujícími dvěma směry:

- Ověření konvergence optimalizační metody pomocí sledování průběhu cílové funkce v závislosti na populaci
- Ověření rozptylu rychlostních profilů v optimalizované populaci (ověření kritéria jednoho globálního maxima)

K ověření konvergence bylo použito zobrazení napočtené populace.

Ověření rozptylu rychlostních profilů v optimalizované populaci je úloha směřující ke zjištění, zda v průběhu výpočtu nedošlo k nalezení více výrazně rozdílných rychlostních profilů, které mají téměř totožnou hodnotu cílové funkce. Možné nalezení více rozdílných rychlostních profilů se stejnou hodnotou cílové funkce uvádí se zdůvodněním stať věnovaná existenci řešení optimalizační úlohy.

Ověření více možných rychlostních profilů bylo provedeno analýzou rozptylu jednotlivých optimalizačních parametrů pro členy populace, které oproti členu s nejnižší hodnotou cílové funkce vykazovaly definovaný percentuelní přírůstek hodnoty cílové funkce (zde bude vyobrazeno porovnání pro hodnotu rozdílu sílové funkce 3 %).

V prvním kroku ověření byla nalezena minimální a maximální hodnota každého optimalizačního parametru ve vybraném souboru populace (omezeného percentuálně změnou hodnoty cílové funkce).

V druhém kroku byla pro každý optimalizační parametr nalezena vážená hodnota maximálního rozdílu podle průměrné hodnoty parametru dle následující rovnice:

$$VH = \frac{\max(V_{op}) - \min(V_{op})}{aver(V_{op})} \quad 7.1$$

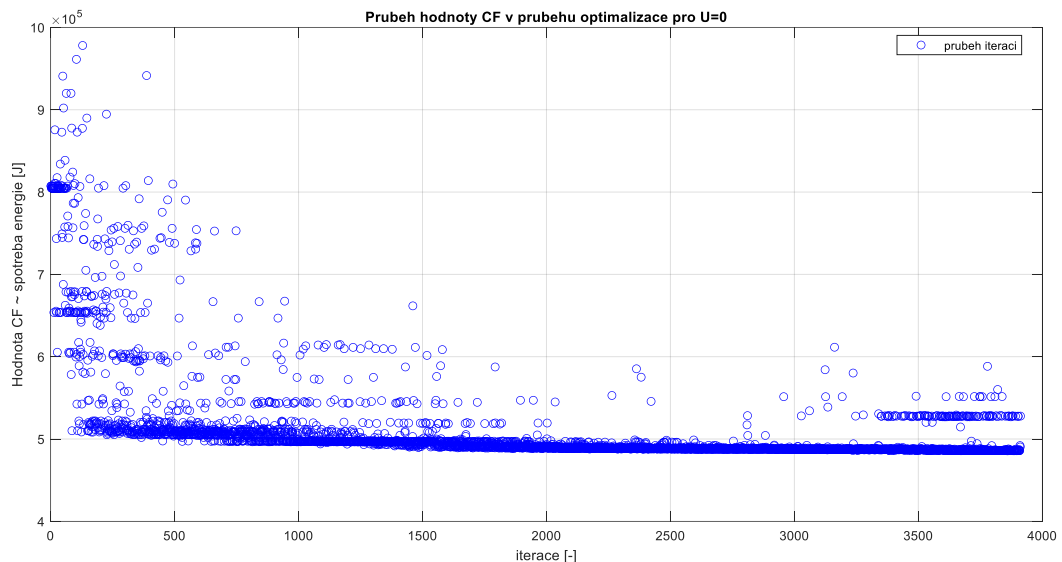
V dalším kroku byl nalezen optimalizační parametr, u kterého v daném výběru z populace došlo k největší vážené změně.

V posledním kroku byl dle takto nalezeného parametru identifikován rychlostní profil s nejmenší hodnotou tohoto parametru, druhý s největší hodnotou tohoto parametru a oba byly graficky porovnány.

Pro ověření funkce optimalizační metody globální úrovně optimalizace byly zvoleny tři nastavení konstantní hodnoty  $U$ -parametru. Výpočet proběhl na totožné trase, s totožnou sadou optimalizačních parametrů a za všech ostatních totožných podmínek v několika opakováních. Všechna opakování vykazovala obdobné výsledky.

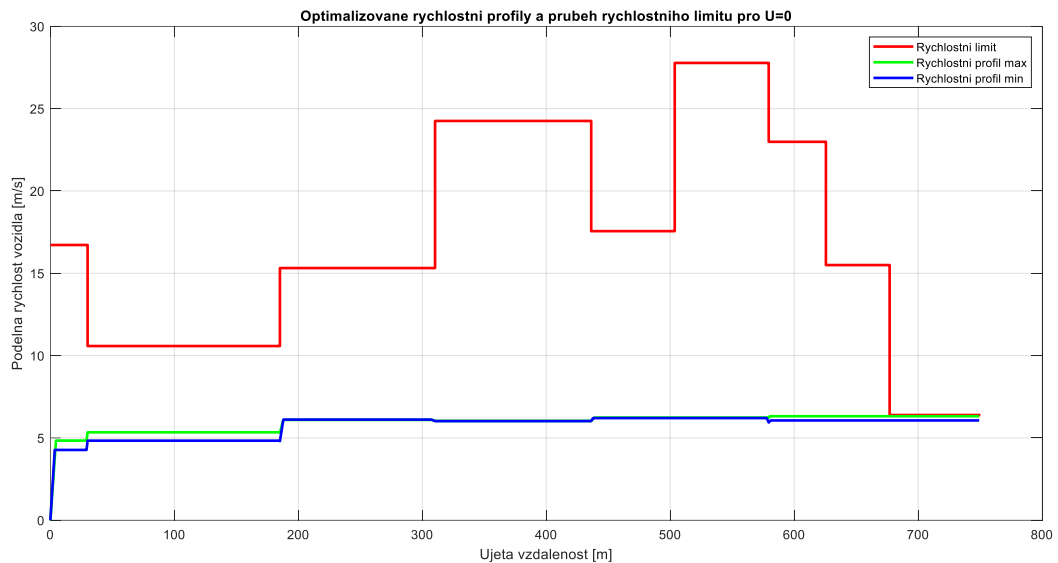
#### 7.4.1. Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=0$

Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro nulovou hodnotu  $U$ -parametru proběhlo za výše definovaných podmínek. Nulová hodnota  $U$ -parametru odpovídá dle rovnice 6.4 jízdě pouze s pohonem elektromotorem. K následné analýze byla použita sestava dat získaných z vlastního průběhu optimalizace a s následujícím grafickým zpracováním:



Obrázek 44: Zobrazení jednotlivých členů populace globální optimalizační metody pro nastavení  $U$ -parametru  $U=0$ .

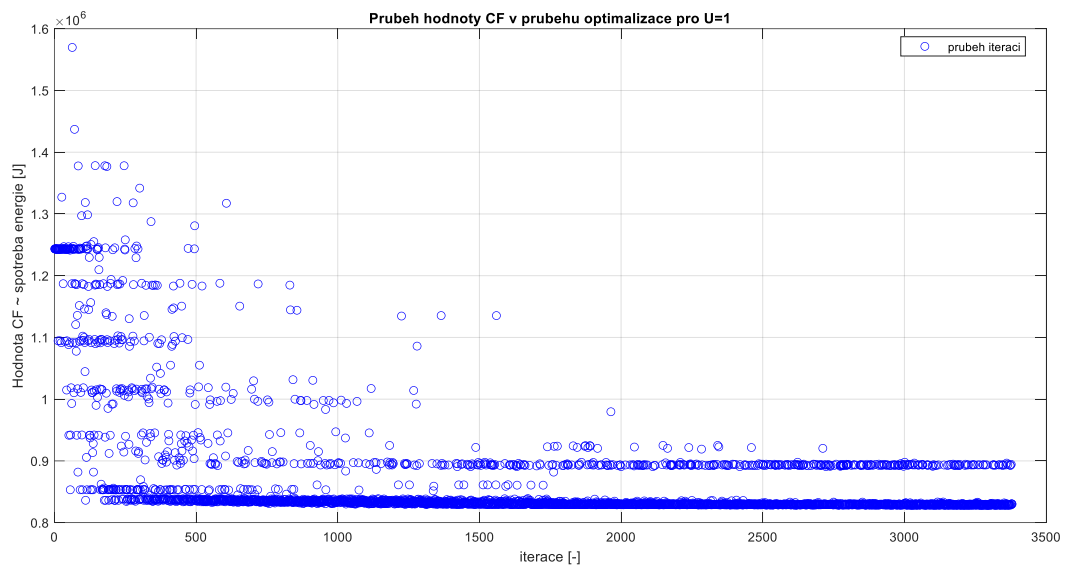




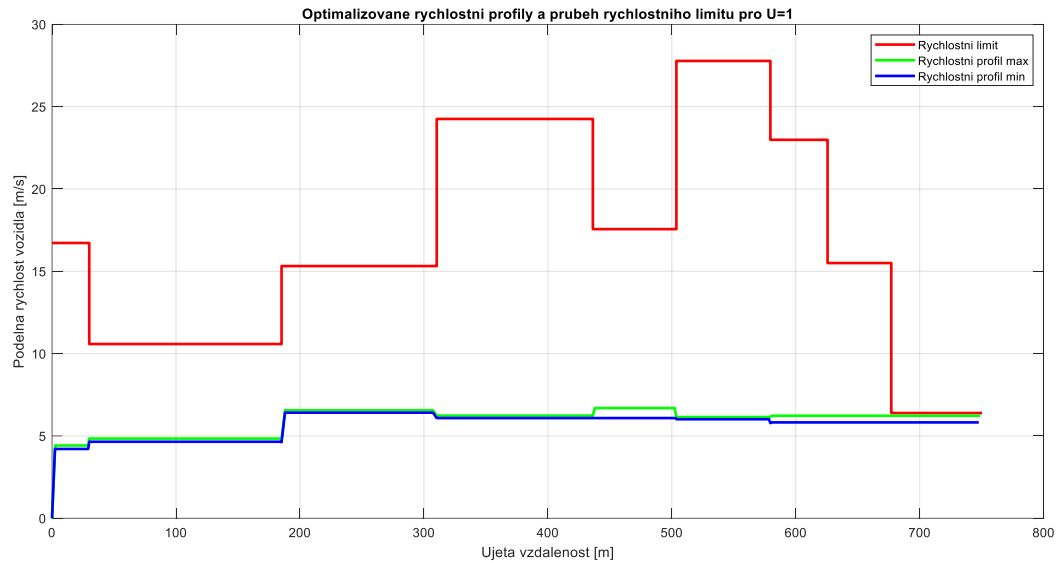
Obrázek 45: Optimalizované rychlostní profily pro hodnoty  $U$ -parametru  $U=0$

#### 7.4.2. Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=1$

Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro hodnotu  $U$ -parametru –  $U=1$  proběhlo za výše definovaných podmínek. Hodnota  $U$ -parametru rovna jedné odpovídá dle rovnice 6.4 jízdě pouze s pohonem spalovacím motorem. K následné analýze byla použita sestava dat získaných z vlastního průběhu optimalizace a s následujícím grafickým zpracováním:

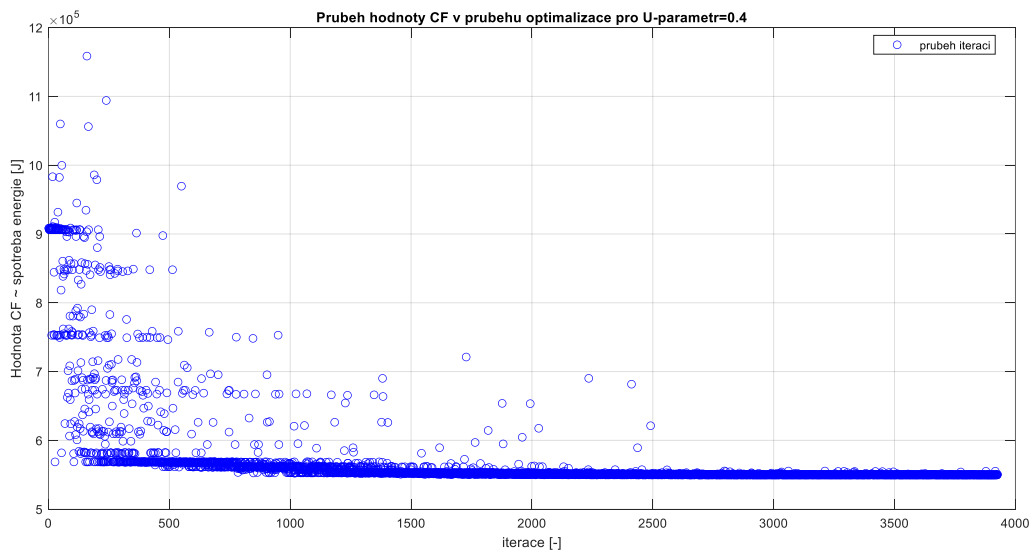


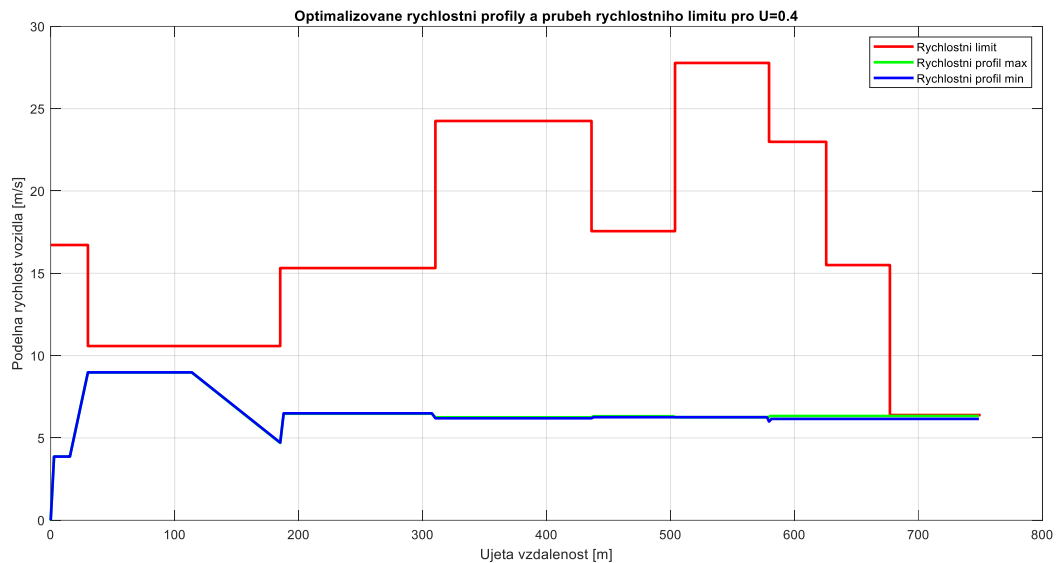
Obrázek 46: Zobrazení jednotlivých členů populace globální optimalizační metody pro nastavení  $U$ -parametru  $U=1$ .

Obrázek 47: Optimalizované rychlostní profily pro hodnoty  $U$ -parametru  $U=1$ 

#### 7.4.3. Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro $U=0,4$

Ověření globálního optimalizačního algoritmu pro hodnotu  $U$ -parametru –  $U=0,4$  proběhlo za výše definovaných podmínek. Tato hodnota  $U$ -parametru odpovídá dle rovnice 6.4 jízdě s pohonem kombinací spalovacího motoru a elektromotoru v poměru 40:60 %. K následné analýze byla použita sestava dat získaných z vlastního průběhu optimalizace a s následujícím grafickým zpracováním:

Obrázek 48: Zobrazení jednotlivých členů populace globální optimalizační metody pro nastavení  $U$ -parametru  $U=0,4$ .



**Obrázek 49: Optimalizované rychlostní profily pro hodnoty  $U$ -parametru  $U=0,4$**

Pro ověření možnosti využití lokálního optimalizačního algoritmu pro optimalizaci v globální úrovni optimalizační úlohy byl v souladu s podkapitolou 6.6.4 testován řešič *fmincon*. Účelem testování bylo ověření jeho použití pro optimalizaci rychlostního profilu vozidla v druhém optimalizačním stupni, tj. jako počáteční odhad bude sloužit soustava optimalizačních parametrů dříve získaná z řešení úlohy pomocí genetických algoritmů. Jeden z příkladů uvádí Obrázek 50, který zobrazuje výpočet pomocí funkce *fmincon* s nastavením dle Tabulka 13.

parametr [111]	hodnota
<i>MaxFunctionEvaluation</i>	1200
<i>ConstraintTolerance</i>	0.05
<i>FunctionTolerance</i>	1e-6
<i>StepTolerance</i>	0.05

**Tabulka 13: Nastavení parametrů optimalizace pro ověření globální úrovně optimalizace**

Jako počáteční odhad do výpočtu byl použit jeden krok optimalizace provedené v ověření pro funkci *ga* (viz Obrázek 48) s hodnotou cílové funkce:

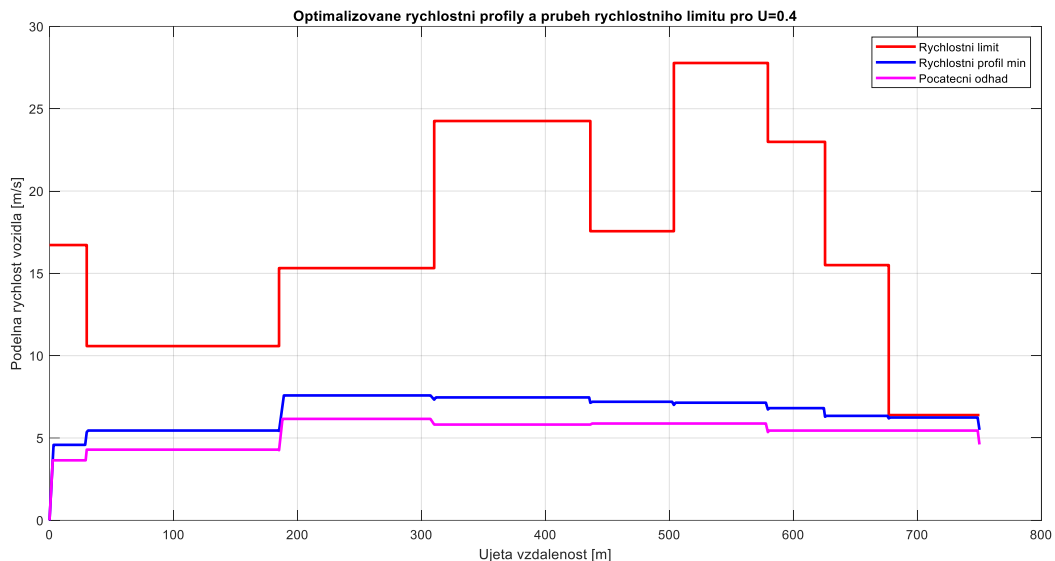
$$E_{source} = 6,585 \cdot 10^5 J$$

Tento počáteční odhad je poměrně blízký hodnotě optimalizované v předchozím optimalizačním kroku.

Použitím tohoto algoritmu došlo k další optimalizaci hodnoty cílové funkce na hodnotu:

$$E_{source} = 5,661 \cdot 10^5 J$$

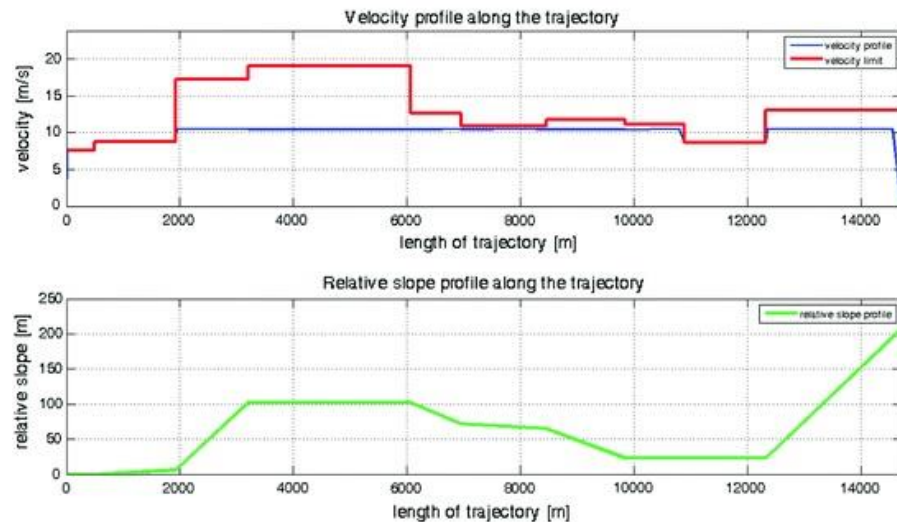
Tato hodnota odpovídá hodnotám totožně dosaženým použitím genetických algoritmů na řešení celé uvedené úlohy.



**Obrázek 50: Rychlostní profily ověření globální úrovně optimalizace pomocí funkce  $fmincon$  ( $U=0,4$ )**

Na vyobrazení Obrázek 50 jsou uvedeny dva rychlostní profily plynoucí z této úlohy. Rychlostní profil vyobrazený purpurovou barvou vyobrazuje rychlostní profil vstupující do optimalizace jako počáteční odhad. Modrou barvou je vyobrazen optimalizovaný rychlostní profil. Z obou rychlostních profilů je patrné, že průjezd celou trasou rychlostní vyšší než počáteční odhad je energeticky výhodnější. Takové případy jsou pro obecnou úlohu optimalizace spotřeby možné. Důvodem je součet veškeré spotřeby energie fixované k jízdě času, nikoli k ujeté dráze. Příkladem takové spotřeby může být energeticky náročné vytápění kabiny vozidla nebo vnější osvětlení vozidla, které poté vytváří spodní časový limit optimálního řešení (a posouvá tak celé řešení k vyšší průměrné jízdě rychlosti vozidla).

Testování globální úrovně optimalizace pro  $U$ -parametr roven nule (vozidlo pouze s elektrickým pohonem) pomocí optimalizačního řešiče  $fmincon$  bylo na různých trasách prováděno také pro pětiparametrickou soustavu optimalizačních parametrů daných rovnicí 6.10. Jeden z výsledků tohoto testování ukazuje Obrázek 51 [94], který zobrazuje průběh jízdy vozidla na trase dlouhé 14 580 m s celkovým časem jízdy daným hodnotou 1500 s. Optimalizovaný rychlostní profil pro pětiparametrickou soustavu optimalizačních parametrů vykazuje podobný průběh, jako optimalizace stejným optimalizačním řešičem s redukováním počtem parametrů (viz Obrázek 45), avšak jeho výpočetní náročnost vzhledem k počtu optimalizačních parametrů byla výrazně vyšší. Z uvedeného důvodu byla ve všech dalších prováděných optimalizacích vždy používána výhradně redukováná sada optimalizačních parametrů.



Obrázek 51: Průběh optimalizované rychlosti jízdy elektromobilu pro čas jízdy 1500 s a průběh relativního stoupání vozovky [94]

#### 7.4.4. Vyhodnocení ověření funkce globální optimalizační úrovně

Vyhodnocení funkce globální úrovně optimalizace proběhlo ve smyslu výše uvedené metodiky s následujícími závěry:

- Pro všechny provedené úlohy bylo ověřeno, že metoda je obecně konvergentní.
- Použité metody optimalizace pomocí genetických algoritmů ukázaly velmi dobrou konvergenci.
- Lokální optimalizační metoda implementovaná ve funkci *fmincon* ukázala, že i pro velmi jemné nastavení parametrů ukončení výsledků konverguje pouze v okolí svého počátečního odhadu.
- Porovnáním rychlostních profilů dle uvedené metodiky ukazuje, že pro takto specifikovanou úlohu je jako optimalizovaný rychlostní profil generováno pouze jedno řešení. Tato skutečnost rozporuje hypotézu uvedenou v kapitole věnované konstrukci optimalizační úlohy, avšak jako důkaz k jejímu vyvrácení pro všechny existující úlohy toto zřejmě nestačí.

Genetické algoritmy, jako optimalizační algoritmus pro globální úroveň optimalizace, se ukázaly jako vyhovující. Lokální metody použité pro globální úroveň optimalizace se ukazují jako nevyhovující. Jednoznačně však není možné posoudit, která z metod je lepší. Rozdíl lze sledovat v návaznosti na hustotu množiny optimalizačních parametrů. Další provedené výpočty totiž ukázaly, že pro úlohy s řídkou množinou optimalizačních parametrů má úloha řešená genetickými algoritmy výrazný problém v nalezení prvního relevantního řešení (první vyhovující kombinace optimalizačních parametrů). Pro řešení úloh s velmi řídkým prostorem parametrů se proto ukázala optimalizační metoda lokální jako výhodnější, neboť do ní byl vložen počáteční odhad velmi blízký konečnému rychlostnímu profilu (tato vlastnost je

vlastností řídkého prostoru optimalizačních parametrů). Optimalizace pak probíhala v souladu se závěry uvedenými pro použití řešiče *fmincon* pro globální úroveň optimalizace.

Obecně je možné pro danou úlohu zvolit konkrétní metodu pomocí kritéria celkového času jízdy. Minimální čas jízdy lze získat jednoznačně z obálky rychlostního profilu. Bude-li pro danou trasu požadován čas jízdy mírně procentuálně vyšší, bude prostor parametrů řídký a bude vhodné použít metodu hledání lokálního minima. Bude-li požadovaný čas výrazně vyšší, bude prostor parametrů hustý a bude vhodné použít metodu hledání globálního minima.

Z výsledků je však také patrný celkový čas výpočtu. U globální metody probíhal výpočet 3 hodiny pro jedno nastavení  $U$ -parametru, který by však vzhledem k průběhu konvergence bylo možné zkrátit přibližně na polovinu. U lokální metody není možné předem celkový čas predikovat (velmi závisí na konkrétní úloze a nastavení algoritmu), nicméně její omezení malou hustotou optimalizačních parametrů však její použití vylučuje jen na velmi malé množství úloh. V poslední možnosti, přiřadí-li se pod globální úroveň optimalizace i lokální úroveň, lze pro celý optimalizační balíček očekávat velmi vysoké optimalizační časy.

## 7.5. Ověření funkce celé optimalizační úlohy

Ověřením funkce celé optimalizační úlohy rozumíme ověření funkce optimalizačního algoritmu, který současně optimalizuje globální i lokální úroveň optimalizační úlohy. Výstupem z tohoto algoritmu pak bude globální minimum hodnoty spotřeby energie vyjádřené optimalizovaným rychlostním profilem a optimalizovaným přerozdělením hnacího výkonu.

Ověřovací výpočet byl proveden podle schématu uvedeného na Obrázek 33. Globální optimalizační metoda generuje rychlostní profily, které slouží jako vstup do lokální větve optimalizace. Pro tento rychlostní profil proběhne kompletní lokální úroveň optimalizace některou z dříve představených metod. Optimalizačnímu algoritmu globální úrovně je poté navracena hodnota spotřeby energie pro optimální rozdělení hnacích výkonů. Optimální rozdělení hnacích výkonů není v globální úrovni optimalizace dále využito.

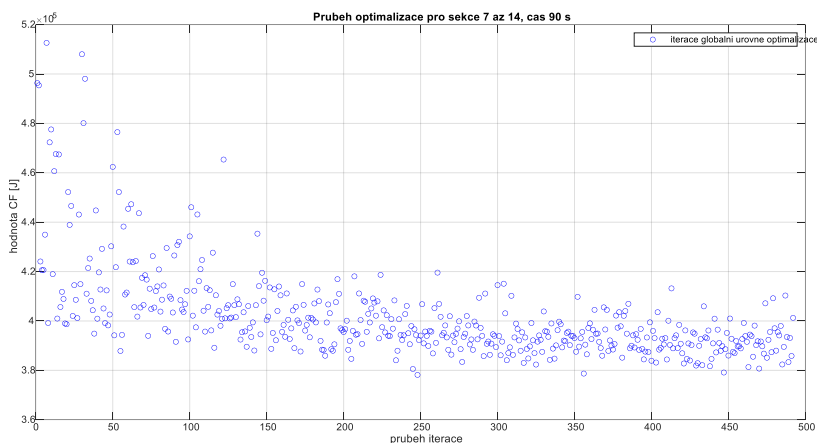
K ověření funkce celé optimalizační metody byly postupně použity různé trasy, různé algoritmy a jim příslušná různá nastavení. Z celého velkého souboru provedených výpočtů zde bude představen jen velmi úzký výběr, jehož účelem bude vysvětlení některých fenoménů, které tuto úlohu provází.

### 7.5.1. Ověření funkce celé optimalizace na sekcích 7 až 14

Jedním z provedených ověřovacích pokusů pro celou úlohu optimalizace bylo řešení úlohy optimalizace na trase definované sekcemi 7 až 14. Optimalizace jízdy na

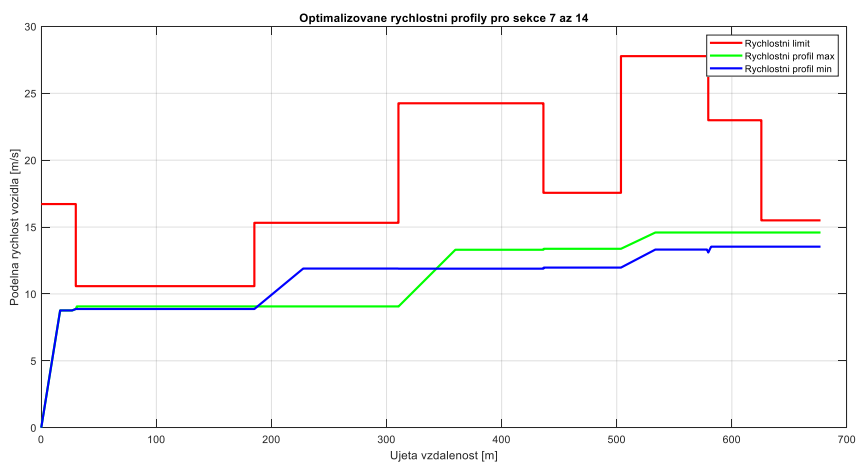
této trase byla provedena tak, že v každém iteračním kroku globální optimalizační metody byla provedena optimalizace i v lokální úrovni. Globální úroveň optimalizace byla prováděna optimalizačním řešiče *ga* [104]. Nastavení celkového času optimalizace globální úrovně bylo dáno hodnotou 28 800 s (odpovídá 8 h). Lokální úroveň optimalizace probíhala metodou optimalizace po částech. Jako optimalizační řešič pro lokální úroveň optimalizace byl zvolen řešič *fmincon* a v rámci jeho použití byl zvolen výpočtový algoritmus „*active-set*“ [105]. Jako počáteční odhad do lokální metody byla vždy použita sada náhodných čísel. Pro tuto optimalizaci byl nastaven celkový počet evaluací cílové funkce na hodnotu 150. Celkový čas jízdy vozidla na této trase byl dán hodnotou 90 s.

Průběh hodnot cílové funkce v závislosti na výpočetních iteracích globální úrovně uvádí Obrázek 52.

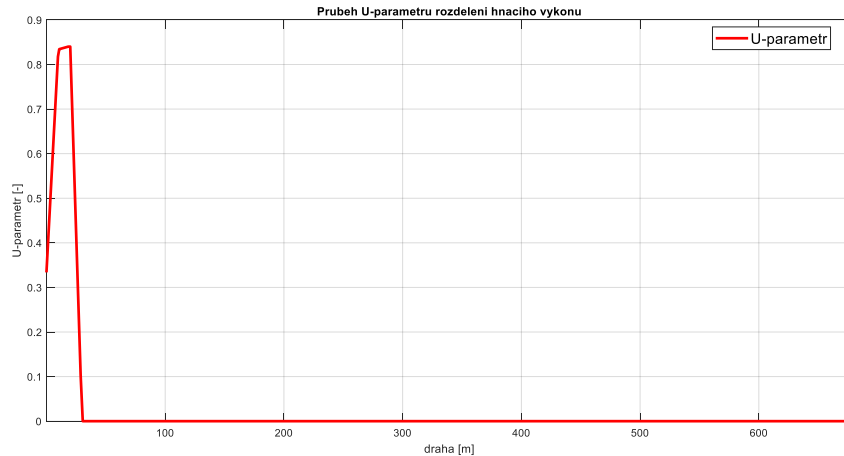


Obrázek 52: Průběh globální úrovně optimalizace pro trasu danou sekcemi 7 až 14 (lokální optimalizace provedena po částech) – čas jízdy 90 s

Této optimalizaci odpovídal rychlostní profil uvedený na Obrázek 53. Přerozdělení *U*-parametru pak uvádí Obrázek 54.



Obrázek 53: Rychlostní profily pro optimalizaci v sekcích 7 až 14 (čas jízdy 90 s)



**Obrázek 54: Přerozdělení hodnot  $U$ -parametru pro trasu danou sekcemi 7 až 14 (čas jízdy 90 s)**

Představené tři grafy řešení této úlohy reprezentují následující vlastnosti celého optimalizačního balíčku:

- a) Rozložení jednotlivých bodů v průběhu iterací globální úrovně optimalizace uvedené na Obrázek 52 vykazuje zlepšení hodnoty cílové funkce. Porovnáme-li ho však například s průběhem konvergence globální úrovně optimalizace na Obrázek 48 pro prvních 500 iterací, představují oba grafy obdobný průběh. Z tohoto důvodu byla provedena nová optimalizace s větším počtem evaluací cílové funkce. Výsledkem bylo další zlepšení hodnoty cílové funkce v souladu s Obrázek 48, nicméně nutné bylo provedení cca 2000 iterací, kterým odpovídal čas výpočtu cca 24 hodin. Uvedená metoda je tedy použitelná, nicméně s velkým nárokem na výpočetní čas.
- b) Graf rychlostního profilu uvedený na Obrázek 53 ukazuje červenou čarou rychlostní limit, čarou modrou rychlostní profil odpovídající nejmenší hodnotě cílové funkce ze souboru evaluací a zelený rychlostní profil ukazuje rychlostní profil, jemuž odpovídající hodnota cílové funkce je maximálně o 1 % větší. Jak je z uvedeného zobrazení zřejmé, pro velmi úzký rozptyl hodnot cílové funkce lze nalézt dva významně odlišné rychlostní profily. K podobným jevům docházelo i pro jiné testované jízdní trasy. Praktickým výpočtem tak byla potvrzena hypotéza uvedená v kapitole 6.1.2.
- c) Poslední poznámka patří ke grafu uvedenému na Obrázek 54, který reprezentuje optimalizovaný průběh  $U$ -parametru přerozdělení hnacího výkonu pro nejnižší hodnotu cílové funkce. Prvním poznatkem je, že daná křivka vykazuje hladký průběh přerozdělení hnacích výkonů bez výrazných fluktuací. V levé části je patrné přerozdělení hnacích výkonů s větším podílem pohonu na spalovací motor, což odpovídá zvýšenému požadavku na výkon při akceleraci rozjezdu. V další části již vozidlo jede



přibližně konstantní rychlostí cca 40 km/h. Dle přerozdělení hnacích výkonů je vozidlo poháněno elektromotorem. Vzhledem rychlosti jízdy vozidla a faktu, že účinnost elektromotoru se pohybuje v řádu cca 80 % a spalovacího motoru v řádu cca 30 %, je i tento výsledek ve shodě s předpokládaným reálným chováním vozidla s hybridním pohonem.

Zde uvedený příklad výpočtu a jeho hodnocení ukazuje, že metoda optimalizace je v souladu s předpoklady. Zároveň tento příklad optimalizace experimentálně ověřuje dříve představenou hypotézu. Problematickým se však jeví stále průběh konvergence ve vztahu k velikosti výpočetního času. Na základě tohoto zjištění byla navržena modifikovaná optimalizační metoda popsaná v následující kapitole.

### 7.6. Modifikace optimalizačního algoritmu celé úlohy

Dvě výše uvedené podkapitoly uvádějí výsledky optimalizací v každé úrovni optimalizační úlohy samostatně. Kapitola 7.5 pak ukázala případ spojené optimalizace globální a lokální úrovně. Ze všech uvedených výsledků vyplývá, že je možné každou úroveň optimalizace využít a provozovat zvláště. V případě zafixování lokální úrovně optimalizace konstantním rozložením  $U$ -parametru můžeme získat optimalizační metodu eco-drivingu pro jeden typ hnacího motoru (například jako v projektu IMPROVE, který byl zaměřen na úlohu optimalizace metodou eco-drivingu pro elektromobil), případně pro pevně zvolené přerozdělení výkonů u hybridního hnacího soustrojí. Zafixujeme-li ovšem globální optimalizační úroveň a definujeme-li jeden rychlostní profil, pak získáme samostatný optimalizační algoritmus pro optimalizaci přerozdělení hnacích výkonů mezi jednotlivé motory. Tato metoda by mohla být využita například u vozidel hromadné dopravy, která opakovaně projíždí stejnou trasu za obdobných provozních podmínek.

Praktické použití obou metod zároveň ukázalo poměrně velkou výpočetní náročnost optimalizace v každé optimalizační úrovni. Spojení obou optimalizačních úrovní do jednoho výpočetního procesu výpočetní náročnost ještě výrazně zvýšilo, stejně jako zvýšilo časy výpočtu celé optimalizační úlohy. Základním cílem modifikace optimalizační metody by mělo být zejména snížení výpočetního času celé optimalizace.

Porovnáme-li rozptyl hodnot cílové funkce v globální úrovni optimalizace zejména pro první iterace a rozptyl hodnot cílové funkce pro lokální optimalizační úroveň, nabízí se zde možnost výpočetního zjednodušení optimalizační úlohy modifikací výpočtu lokální úrovně optimalizace. Obecná idea spočívá v konstrukci hybridní optimalizační metody, která by pro první iterace optimalizace globální úrovně používala pevné přerozdělení hnacího výkonu (byla by tedy vyřazena lokální úroveň optimalizace). Lokální metoda optimalizace by byla do výpočtu vřazena až v okamžiku nalezení okolí globálního extrému (tedy pro větší počet provedených optimalizačních

iterací). Praktickým použitím tohoto optimalizačního schématu ukázalo dva problematické body:

- a) Nastavení okamžiku vřazení lokální optimalizační úrovně, které je nejvíce závislé na průběhu optimalizace globální úrovně na konkrétní trase.
- b) Vřazení lokální optimalizační metody pro některé jízdní trasy výrazně posunulo střed okolí globálního minima spotřeby energie.

Na základě uvedených zjištění byla provedena úprava této ideje. Modifikace spočívala ve vřazení lokální optimalizační metody pro každou N-tou iteraci globální úrovně optimalizace. Ve všech ostatních iteracích globální úrovně bylo použito k výpočtu rozdělení hnacích výkonů z poslední provedené lokální optimalizace. Každá nově provedení optimalizace lokálního stupně vycházela z počátečního odhadu daného novou sadou náhodných čísel.

Pro ověření funkce modifikované – hybridní – metody optimalizace byla provedena série výpočtů na různých trasách. Ukázky některých výpočtů jsou uvedeny v následující podkapitole.

#### 7.6.1. Ověřovací výpočty pro hybridní metodu optimalizace

Níže uvedený ověřovací výpočet hybridní metody probíhal v globální úrovni řešičem *ga*, a v lokální úrovni výpočtem po částech pomocí řešiče *fmincon* (algoritmus „*active-set*“). Nastavení globální úrovně optimalizace bylo provedeno dle Tabulka 14 a lokální úroveň byla použito nastavení dle Tabulka 15.

parametr [111]	hodnota
<i>MaxTime</i>	10 800 s (3 h)
<i>PopulationSize</i>	40

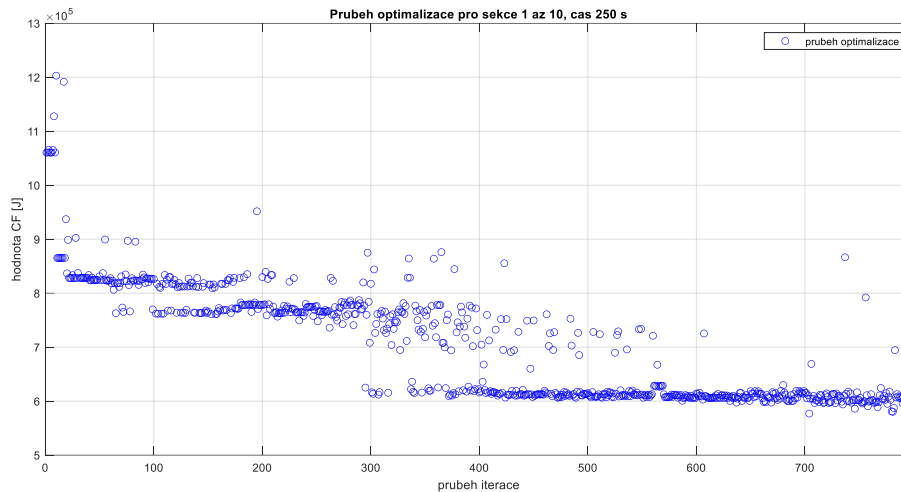
Tabulka 14: Hodnoty nastavení globální úrovně optimalizace pro řešič *ga*

parametr [111]	hodnota
<i>MaxFunctionEvaluation</i>	100
<i>MaxIterations</i>	100
<i>OptimalityTolerance</i>	10
<i>FunctionTolerance</i>	1e-6
<i>ConstraintTolerance</i>	0.05
<i>StepTolerance</i>	0.05

Tabulka 15: Hodnoty nastavení lokální úrovně optimalizace pro řešič *fmincon*

První ověřovací trasa byla zvolena v rámci sekcí 1 až 10. Celkový čas jízdy vozidla byl omezen hodnotou 250 s. V lokální úrovni optimalizace pak byla každá desátá evaluace

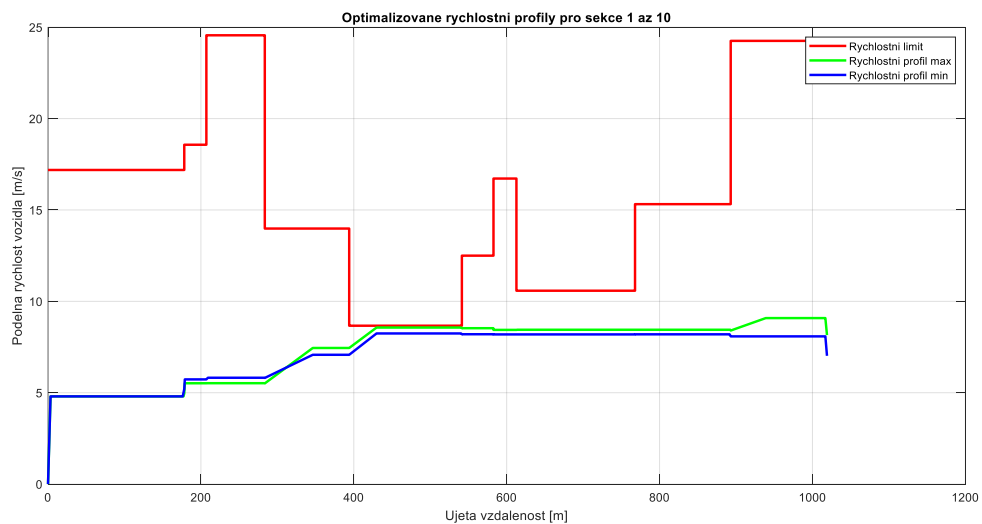
cílové funkce globální úroveň optimalizována po částech. Výstupy z výpočtu uvádí následující grafy. První graf ukazuje opět hodnotu cílové funkce v závislosti na počtu provedených evaluací cílové funkce. Druhý graf opět ukazuje průběhy dvou rychlostních profilů, jejichž rozdíl hodnoty cílové funkce není větší než 2 %. Poslední graf ukazuje přerozdělení hnacího výkonu na jednotlivé motory pomocí  $U$ -parametru.



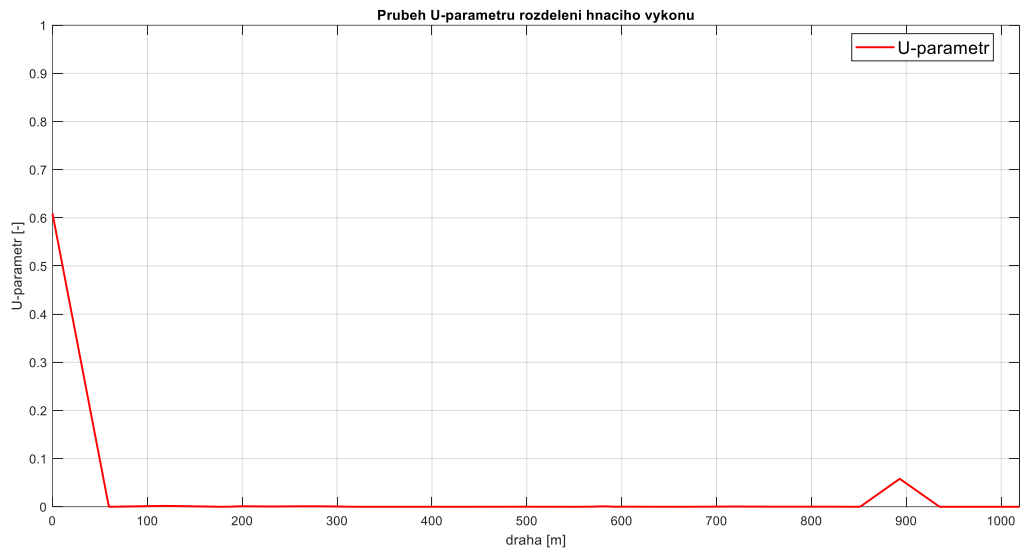
**Obrázek 55: Průběh výpočetních iterací pro trasu ze sekcí 1 až 10, čas jízdy 250 s**

Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 5,769 \cdot 10^5 J$$

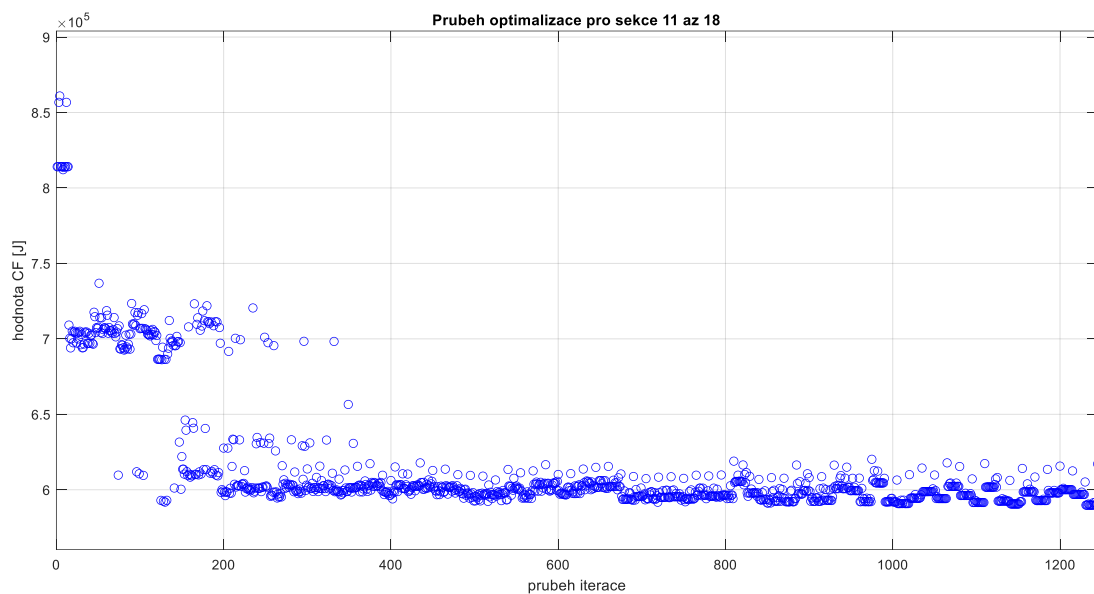


**Obrázek 56: Rychlostní profily pro optimalizaci v sekcích 1 až 10, čas jízdy 230 s**

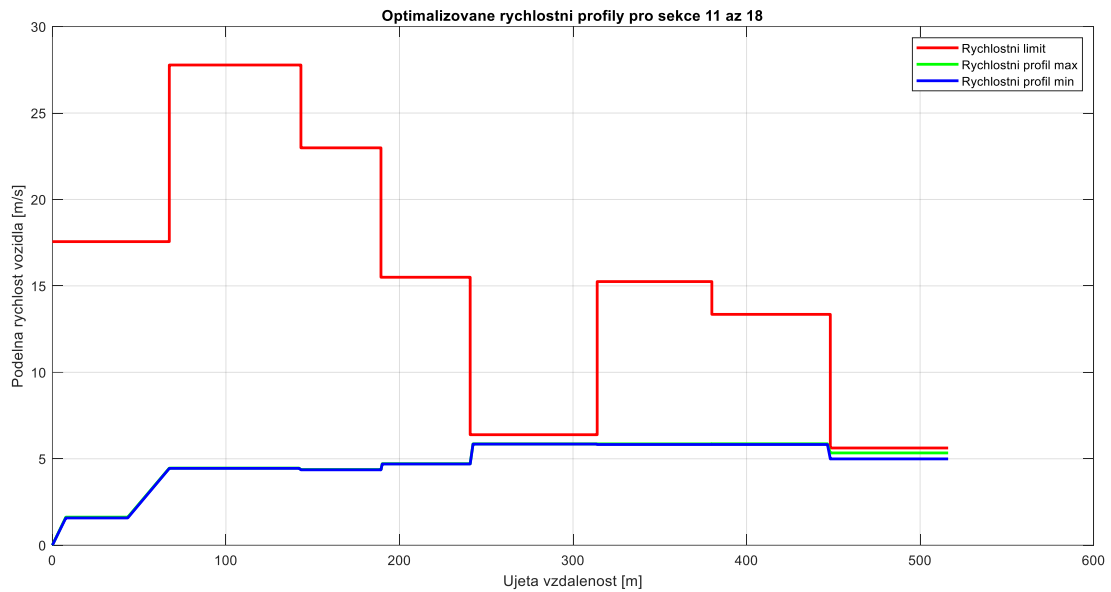


Obrázek 57: Průběh  $U$ -parametru pro trasu ze sekci 1 až 10, čas jízdy 250 s

K dalšímu porovnání byl proveden také výpočet pro trasu danou sekcemi 11 až 18. Nastavení optimalizačních metod bylo totožné s předchozím testovacím výpočtem. Celkový čas jízdy byl však pro následující výpočet nastaven na hodnotu 230 s, a optimalizace v lokální úrovni úlohy probíhala pro každou patnáctou a třicátou evaluaci. Výsledky v totožných třech vyobrazeních uvádí následující obrázky.



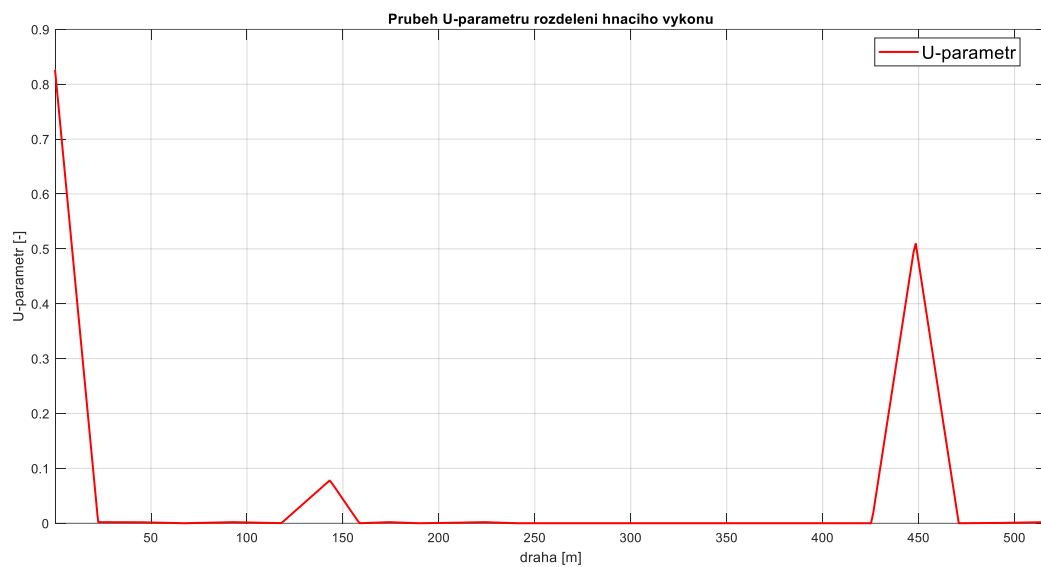
Obrázek 58: Průběh výpočetních iterací pro trasu ze sekci 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 15. evaluaci



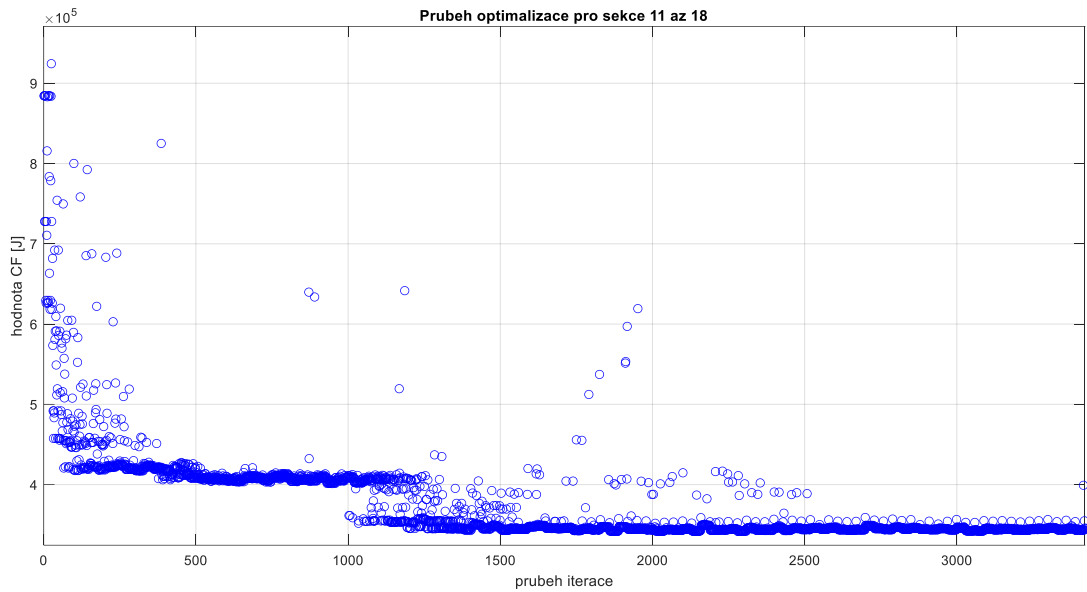
Obrázek 59: Rychlostní profily pro trasu ze sekcí 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 15. evaluaci

Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 5,898 \cdot 10^5 J$$



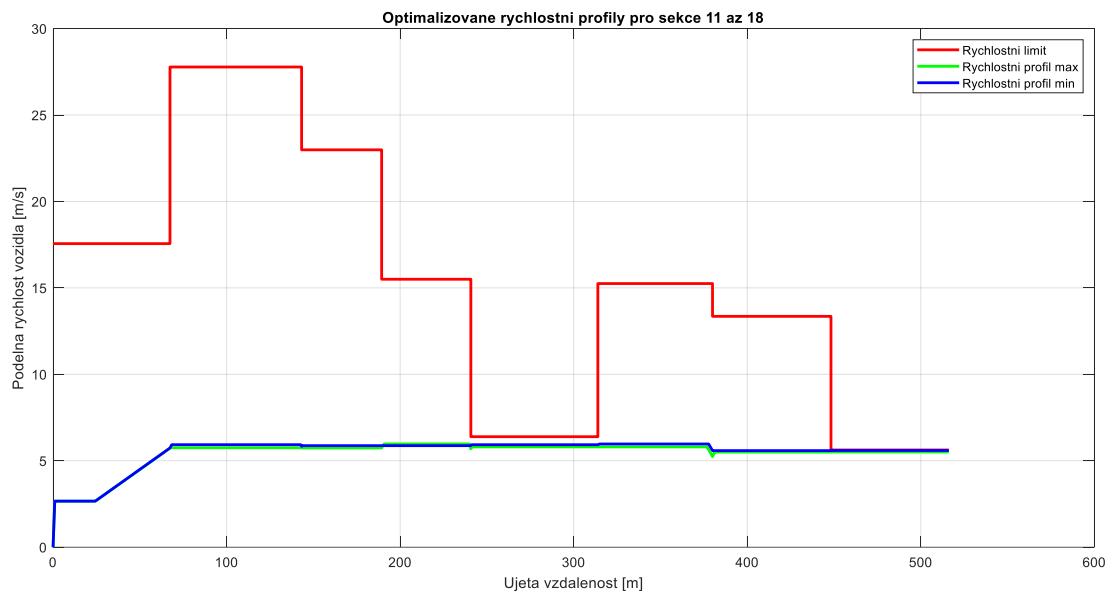
Obrázek 60: Průběh  $U$ -parametru pro trasu ze sekcí 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 15. evaluaci



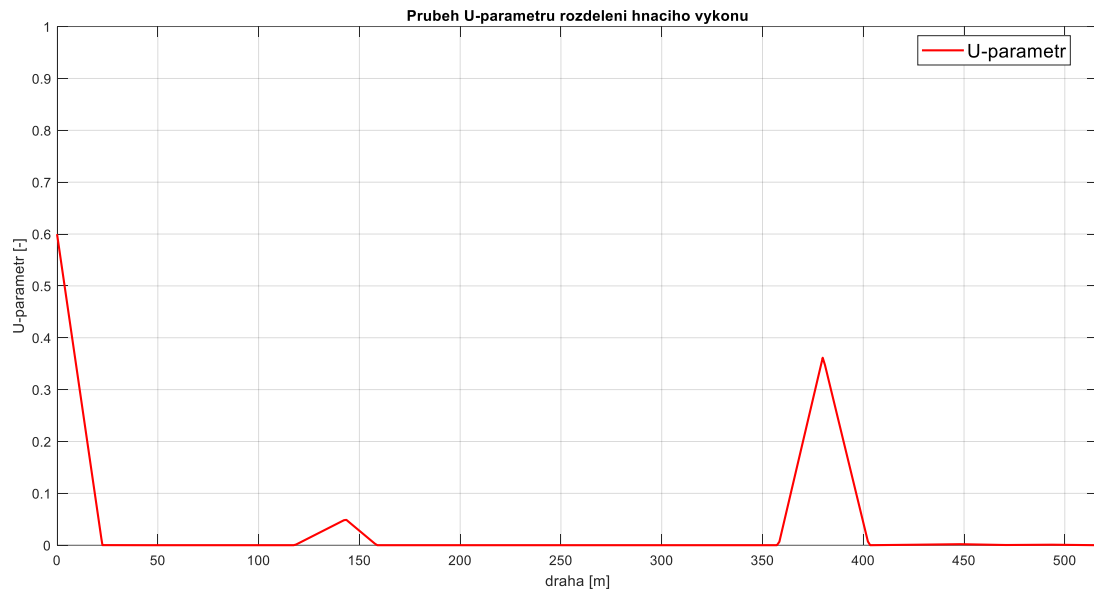
Obrázek 61: Průběh výpočetních iterací pro trasu ze sekcí 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 30. evaluaci

Optimalizovaná hodnota cílové funkce byla dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 3,415 \cdot 10^5 J$$



Obrázek 62: Rychlostní profily pro trasu ze sekcí 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 30. evaluaci



**Obrázek 63: Průběh  $U$ -parametru pro trasu ze sekcí 11 až 18, čas jízdy 250 s, lokální optimalizace proběhla v každé 30. evaluaci**

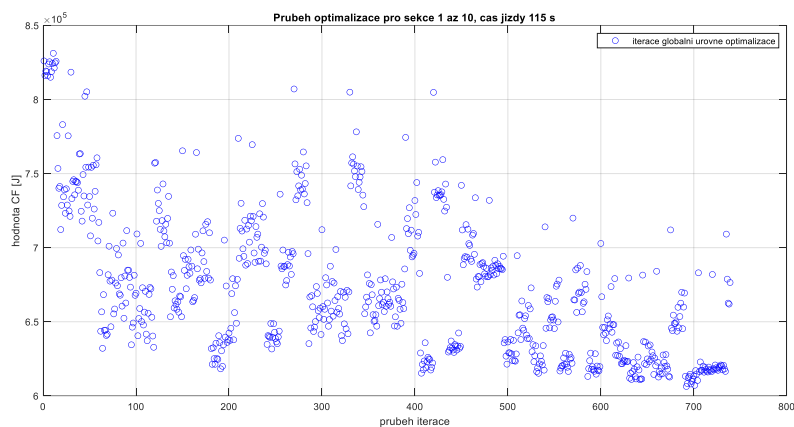
Porovnáním průběhů výpočetních iterací pro variantu lokální optimalizace v každé 15. a 30. evaluaci cílové funkce globální úrovně optimalizace lze vyvodit několik zjevných závěrů. V první řadě porovnáním průběhu iterací obou zmíněných případů je zjevné, že prvních cca 1200 evaluací cílové funkce globální úrovně má přibližně totožný průběh. Výpočet u varianty každé 15. evaluace byl poté ukončen časovým kritériem. Pokračující výpočet ve variantě každé 30. evaluace však dále vykázal skokové zlepšení hodnoty cílové funkce s dalšími evaluacemi. Porovnáním rychlostních profilů obou provedených optimalizací je také zřetelný rozdíl v průběhu rychlosti a zejména v průměrné rychlosti jízdy vozidla na celé stanovené trase. První vzorový výpočet v porovnání s druhým vykazuje zjevně nižší průměrnou rychlost a tomu odpovídající delší čas jízdy, avšak zároveň vykazuje vyšší hodnotu spotřeby energie. Obdobné chování ukázaly i další provedené výpočty na jiných ověřovacích trasách.

Ověření praktickým výpočtem s uvedeným referenčním vozidlem ukázalo, že z hlediska celkové spotřeby hnací energie má dominantní vliv rychlostní profil (který zároveň nepřímo ovlivňuje spotřebu vedlejších agregátů vázaných na čas jízdy) a menší vliv přerozdělení hnacích výkonů. Porovnání obou příkladů proto ukazuje, že je rozhodující v globální úrovni optimalizace projít maximální možný prostor parametrů a až v návaznosti na přibližně optimální rychlostní profil provést optimalizaci přerozdělení hnacích výkonů. S tímto zdůvodněním je proto možné, posunout hranici použití lokální úrovně optimalizace až například na každou 50. evaluaci cílové funkce globální úrovně. Pozitivním důsledkem tohoto nastavení je další snížení časové a výpočetní náročnosti na celou optimalizační úlohu, což se projevilo zřejmě už na zmíněných dvou příkladech.

### 7.6.2. Další provedené výpočty

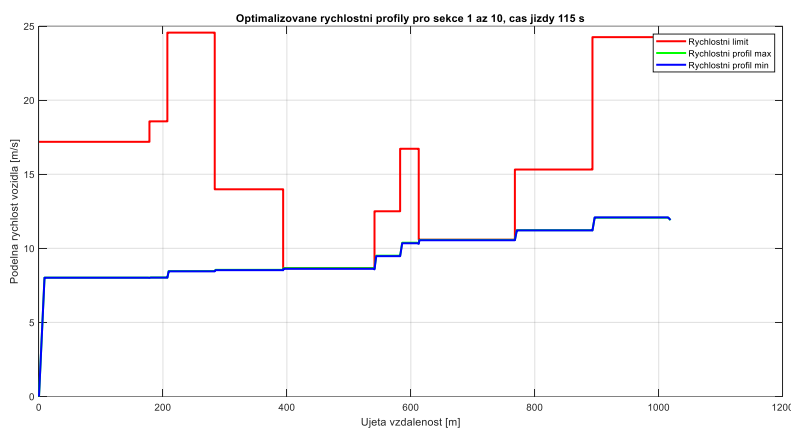
Další příklady mnoha provedených ověřovacích výpočtů jsou uvedeny na následujících řádcích.

První ukázkou je výpočet optimalizace spotřeby opět na trase dané sekcemi 1 až 10, ovšem s celkovým časem jízdy 115 s. Uvedený výpočet byl proveden v globální úrovni optimalizace algoritmem založeným na genetických algoritmech, v lokální úrovni po částech pomocí řešiče *fmincon*. Parametry nastavení globální metody odpovídá Tabulka 14 a nastavení lokální úrovně optimalizace odpovídá Tabulka 10. Lokální optimalizace byla provedena v každém 15. volání cílové funkce globální úrovně a počáteční odhad výpočtu byl v každém dalším kroku dán soustavou hodnot z předchozího optimalizačního kroku. Čas výpočtu byl dán hodnotou 7 200 s (odpovídá 2 h). Průběh provedené optimalizace uvádí následující obrázek:



Obrázek 64: Průběh optimalizace pro trasu danou sekcemi 1 až 10, čas jízdy 115 s

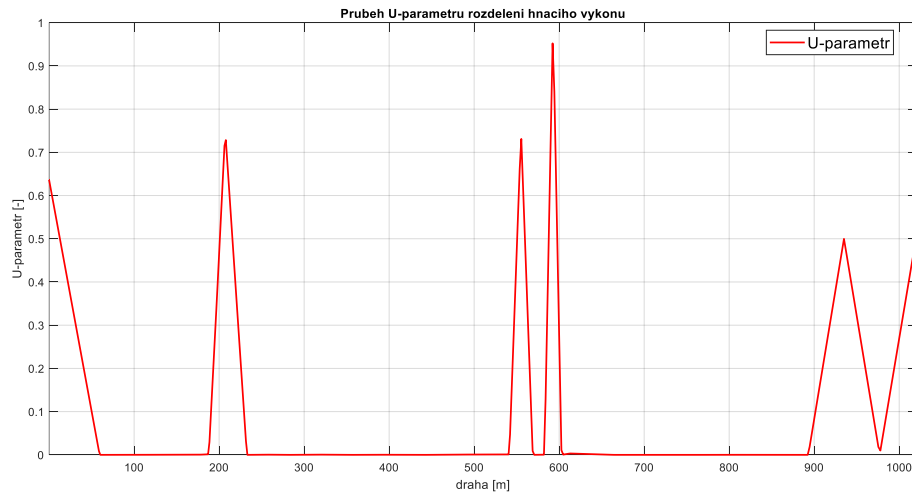
Dvojici rychlostních profilů s rozdílem hodnoty cílové funkce menší než 2 % uvádí následující obrázek:



Obrázek 65: Optimalizované rychlostní profily pro trasu danou sekcemi 1 až 10, čas jízdy 115 s

A příslušné optimální rozdělení hnacích výkonů:



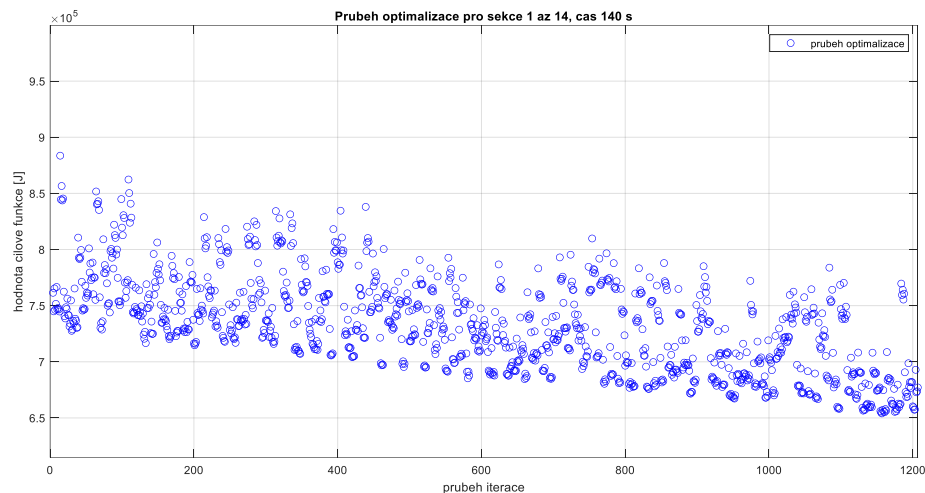


Obrázek 66: Přerozdělení hnacích výkonů pro trasu danou sekcemi 1 až 10 a čas jízdy 115 s

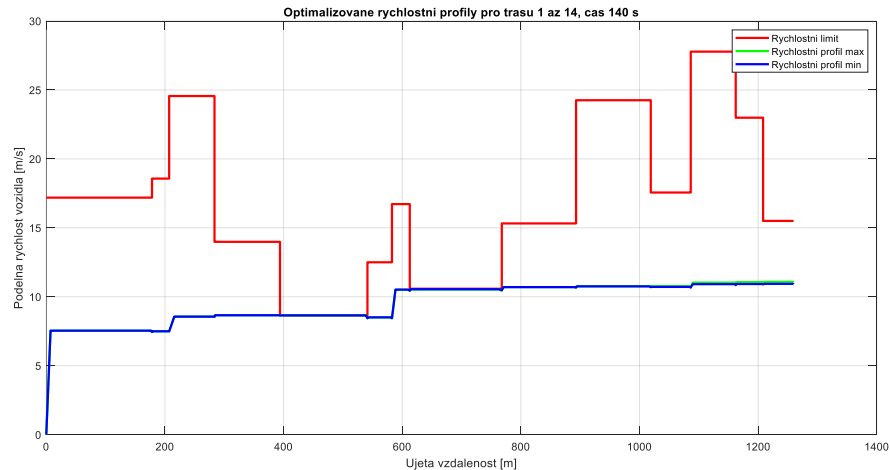
Optimalizovaná hodnota spotřeby energie na primárních zdrojích je dána číslem:

$$E_{source} = 6,033 \cdot 10^5 J$$

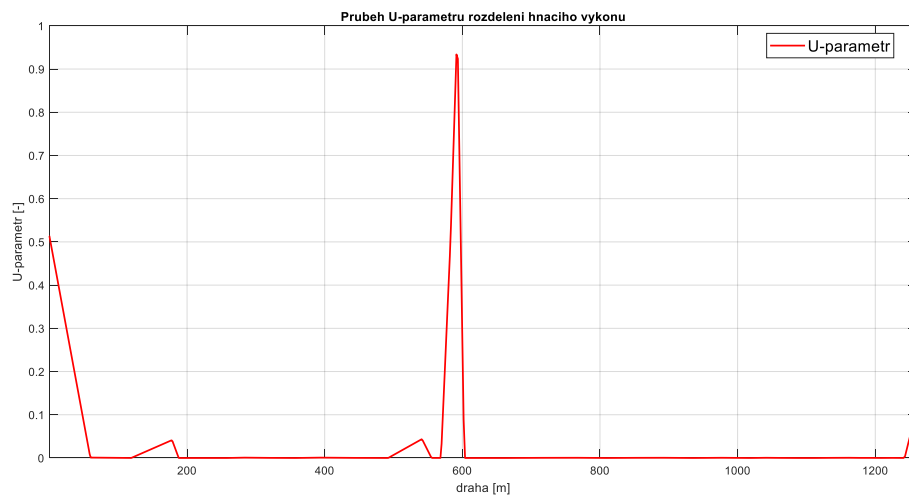
Druhá ukázka výpočtu reprezentuje výpočet po trasu danou sekcemi 1 až 15 s celkovým časem jízdy 140 s. Tento výpočet probíhal s totožnou konstrukcí optimalizačního algoritmu jen s tím rozdílem, že byla lokální úroveň optimalizační úlohy optimalizována v každém pátém kroku. Celkový čas optimalizace byl nastaven na hodnotu 28 800 s (odpovídá 8 h). Průběhy sledovaných veličin uvádí následující sada obrázků.



Obrázek 67: Průběh optimalizace pro trasu danou sekcemi 1 až 14, čas jízdy 140 s



Obrázek 68: Optimalizované rychlostní profily pro trasu danou sekcemi 1 až 14, čas jízdy 140 s



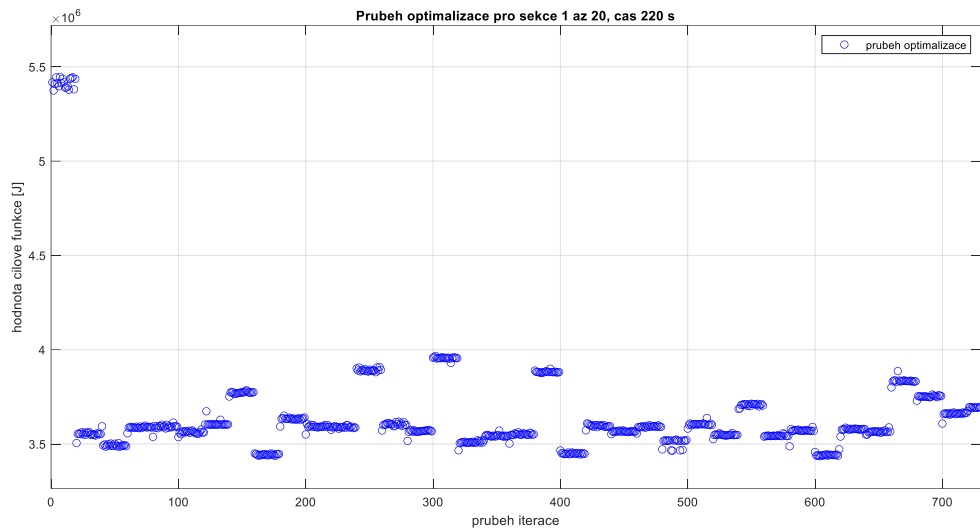
Obrázek 69: Přerozdělení hnacích výkonů pro trasu danou sekcemi 1 až 14 a čas jízdy 140 s

Optimalizovaná hodnota spotřeby hnací energie na primárních zdrojích je následující:

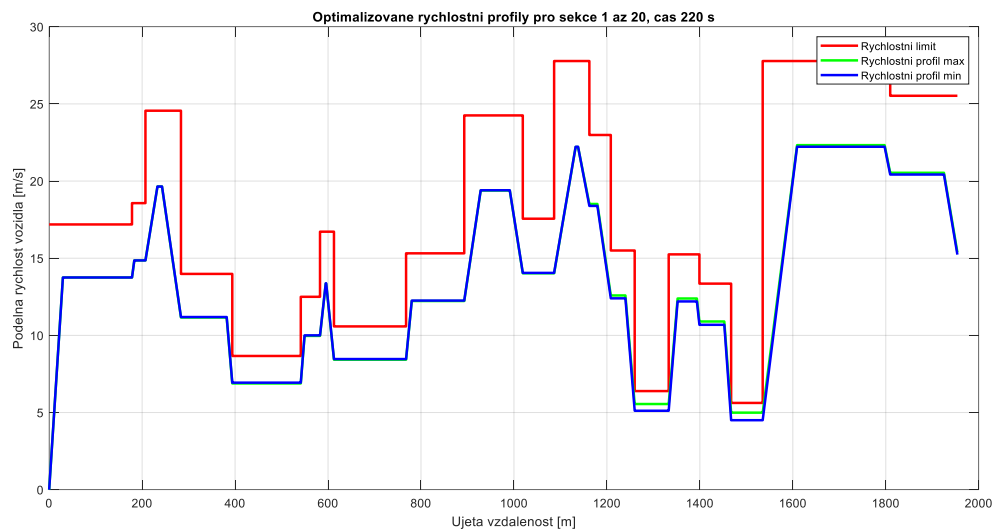
$$E_{source} = 6,471 \cdot 10^5 J$$

Poslední ukázkou je výpočet provedený pro jízdní trasu tvořenou sekcemi 1 až 20 a celkový čas jízdy 220 s. Tento výpočet probíhal s totožnou konstrukcí optimalizačního algoritmu jako u výše uvedených, jen výpočet lokální úrovně probíhal v každé dvacáté iteraci globální cílové funkce. Celkový čas optimalizačního výpočtu byl nastaven na hodnotu 7200 s (odpovídá 2 h). Průběh optimalizace, průběh rychlosti a optimalizované

přerozdělení hnacích výkonů pomocí  $U$ -parametru je uvedeno na následujících obrázcích.



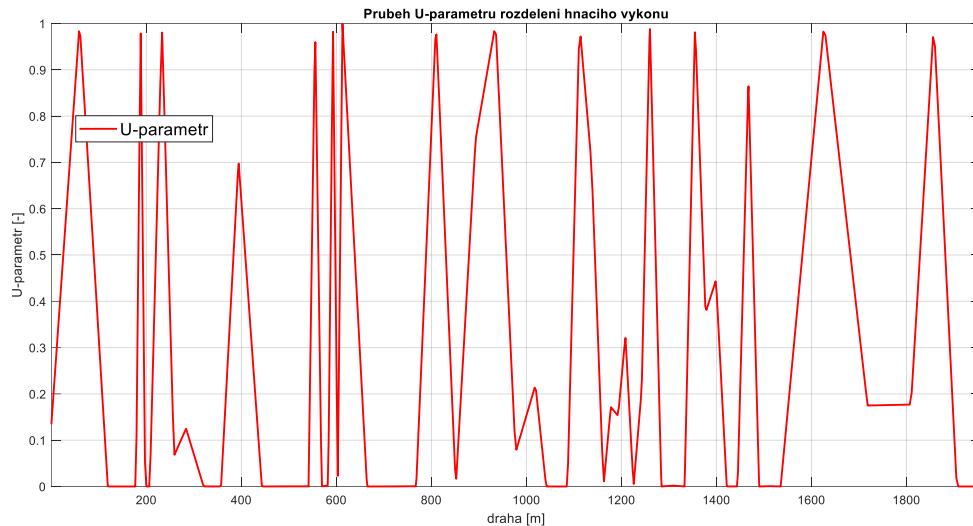
Obrázek 70: Průběh optimalizace pro trasu danou sekcemi 1 až 20, čas jízdy 220 s



Obrázek 71: Optimalizované rychlostní profily pro trasu danou sekcemi 1 až 20, čas jízdy 220 s

Optimalizovaná hodnota spotřeby hnací energie na primárních zdrojích je dána následující hodnotou:

$$E_{source} = 3,436 \cdot 10^6 J$$



**Obrázek 72: Přerozdělení hnacích výkonů pro trasu danou sekcemi 1 až 20 a čas jízdy 220 s**

Obrázek 71 ukazuje dva rychlostní profily lišící se v průběhu optimalizace v hodnotě cílové funkce maximálně o 2 %. Stejný obrázek zároveň ukazuje případ optimalizace jízdy vozidla, pro který byl nastaven celkový čas jízdy poblíže minimálního dosažitelného jízdního času. Množina přípustných rychlostních profilů se pro tento případ optimalizace omezuje do blízkého okolí maximálního rychlostního profilu. Důsledek této skutečnosti ukazuje Obrázek 70 věnovaný průběhu optimalizace ve vztahu k hodnotě cílové funkce. Z průběhu optimalizace je zřetelné prakticky okamžité nalezení optima cílové funkce této úlohy a dále již nedochází k výraznému snížení hodnoty cílové funkce. Vysvětlení tohoto fenoménu přímo souvisí právě s množstvím přípustných rychlostních profilů (hustotou množiny optimalizačních parametrů v globální úrovni optimalizace) a konstrukcí optimalizačního balíčku. Počátek optimalizace probíhá tak, že globální úroveň optimalizace vygeneruje soustavu velmi blízkých rychlostních profilů vozidla z uvedené velmi omezené množiny a následně dojde k optimalizaci přerozdělení hnacího výkonu v lokální úrovni optimalizace pro jeden z těchto velmi podobných rychlostních profilů. Důležité je v tomto okamžiku zdůraznit, že lokální úroveň optimalizace začíná z počátečního odhadu daného sestavou náhodných čísel a k prvnímu provedení lokální optimalizace dochází až ve stanoveném kroku (zde až ve dvacáté evaluaci cílové funkce globální úrovně)<sup>1</sup>. První evaluace cílové funkce tak probíhají pro velmi blízké rychlostní profily s náhodně zvoleným přerozdělením hnacích výkonů. Této části optimalizace odpovídá shluk bodů v levém horním okraji zmíněného obrázku v okolí hodnoty cílové funkce

<sup>1</sup> Pro každou další optimalizaci v lokální úrovni je však jako počáteční odhad již použita sestava optimalizačních parametrů získaných z předchozího optimalizačního kroku v této úrovni optimalizačního balíčku.

$5,4 \cdot 10^6 J$ . Následně dojde s dalším velmi blízkým rychlostním profilem k optimalizaci v lokální úrovni, která ze soustavy náhodných čísel nalezne optimální přerozdělení hnacích výkonů opět pro velmi podobný rychlostní profil. Této fázi optimalizace odpovídá první shluk bodů optimalizace na levé straně obrázku s hodnotou cílové funkce okolo  $3,6 \cdot 10^6 J$ . Další průběh optimalizace se pak omezí v globální úrovni na generování dalších a dalších velmi podobných rychlostních profilů (neboť výraznou změnou rychlostního profilu by došlo k porušení vnějších podmínek optimalizace - zejména jízdního času), kterým ale také odpovídá velmi podobné přerozdělení hnacích výkonů jednotlivých motorů. Tomuto chování odpovídá celý další průběh optimalizace v pravé části uvedeného obrázku, který již nevykazuje výrazného zlepšení spotřeby hnací energie, pouze mapuje další přípustná řešení z uvedené velmi omezené množiny. V praktickém důsledku je proto vhodné optimalizační úlohy s hodnotami jízdních časů poblíže dosažitelného minima optimalizovat s prioritou na lokální úroveň optimalizace. Tato specifická vlastnost podobných úloh následně umožňuje nastavení limitního malého množství evaluací cílové funkce v nastavení běhu celého optimalizačního balíčku a tím k velmi rychlému nalezení optima celé optimalizační úlohy.

## 8. Důsledky pro vědu a průmyslovou praxi

### 8.1. Důsledky pro vědu

Úloha optimalizace spotřeby hnací energie vozidla metodou eco-drivingu byla v minulosti v oblasti vědy mnohonásobně zkoumána. Některé výzkumy se zaměřily na optimalizaci pro vozidla s elektrickým pohonem, jiné pro vozidla se spalovacím motorem a některé i pro vozidla s hybridními pohony. Z dostupné literatury je však zřejmé, že vždy se optimalizovala spotřeba pouze na základě podélné dynamiky vozidla, bez ohledu na další spotřebiče vozidla. V případech hybridních vozidel se pak výzkum omezoval na optimalizaci spotřeby energie pouze pro některé vybrané jízdní manévry.

Úloha prezentovaná v této disertační práci rozšiřuje dosud prezentované úlohy eco-drivingu pro vozidla s hybridním pohonem o následující prvky:

- Fyzikální model vozidla je rozšířen o modely tepelných okruhů vozidla a modely dalších spotřebičů vozidla
- Jízdní dráha byla uvažována zcela obecná, bez omezení pouze na některé možné jízdní režimy.

V rámci řešení této úlohy byla diskutována a praktickým použitím ověřena existence řešení takové úlohy. Dále bylo provedeno rozdělení celé optimalizační úlohy na dva optimalizační stupně a jejich řešení bylo provedeno kaskádově.

Praktickým použitím bylo prokázáno, že je možné každý stupeň optimalizace optimalizovat zvláště a zároveň používat zvláště jako nástroj pro optimalizaci přidružených úloh optimalizace pro vozidla pouze s jedním typem motoru. Průběh optimalizace vykazoval dobrou konvergenci, avšak výpočetní nároky pro některé typy úloh byly velmi vysoké. Na základě toho byla provedena modifikace původní optimalizační metody a ta byla úspěšně testována na různých jízdních trasách.

Důsledkem pro vědu lze proto uvažovat zejména ověření existence a jedné možnosti řešení takové úlohy, nicméně zároveň se zde otevírá nová výzva k výpočetní optimalizaci celého balíčku nebo rozšiřování úlohy o další složitější modely vozidla. Vhodnou výpočetní optimalizací celého balíčku může být také dosaženo aplikovatelného in-time řešení, které bude sloužit jako rozšířený navigační systém implementovaný přímo ve vozidlech nebo jejich asistenčních systémech.

### 8.2. Důsledky pro průmyslovou praxi

Současný vývoj v automobilovém průmyslu je zaměřen zejména na zvyšování komfortu a aktivní bezpečnosti vozidel, na optimalizaci výrobních procesů vedoucích k zlepšení životního cyklu výrobku a majoritně je také zaměřen na výzkum a vývoj

nových pohonných jednotek a jejich řízení. Zvláštním vývojovým odvětvím automobilového průmyslu je také minimalizace spotřeby energie a zároveň minimalizace ekologického dopadu provozu těchto vozidel. Část této snahy pochází přímo od výrobců automobilů, další část pochází ze stále se zpřísňující legislativy.

Využití nových konstrukcí hnacího agregátu a zejména konstrukce hybridního hnacího agregátu je jedním možným krokem k optimalizaci spotřeby hnací energie a zároveň nepřímo také k minimalizaci tvorby emisí výfukových plynů. Tato konstrukce hnacího agregátu vozidla se svou koncepcí totiž otevírá možnosti rekuperace kinetické energie vozidla zpět do primárních zdrojů, což je původní výhodou pouze vozidel s elektrickým pohonem. Dále ale tento koncept také ponechává možnosti využití například odpadního tepla z pracovního cyklu spalovacího motoru pro vytápění kabiny vozu, nebo možnosti použití menších elektromotorů a vozidlových baterií v porovnání s čistým elektrickým pohonem.

Druhým krokem v optimalizaci spotřeby energie je vhodně zvolená řídicí strategie vozidla, kterou je možné obecně vytvářet na úrovni regulace vnitřních procesů vozidla (nejčastěji zpětnovazebně) nebo vhodného průběhu jízdy z hlediska podélné rychlosti vozidla. Nejlepších výsledků je ale možné dosáhnout pouze spojením obou těchto možností. Výše popsany algoritmus řešení takto definované optimalizační úlohy je ukázkou možného přístupu k řešení této úlohy a pro průmyslovou praxi se tak může stát jedním z nástrojů pro optimalizaci spotřeby hnací energie vozidla v závislosti na konkrétní jízdě trase. Konstrukce této úlohy zároveň umožňuje její použití pro optimalizaci jízdy vozidla pouze s jedním typem pohonu, lze jí tedy bez zvláštních úprav použít pro optimalizaci vozidla poháněného pouze spalovacím motorem nebo pouze elektromotorem. Dalším specifickým takto sestavené optimalizační úlohy je možnost výpočtu optimální řídicí strategie v prvním kroku na výpočetním cloudu před samotným započítáním jízdy vozidla (vhodné zejména pro plánování tras, jejichž provozní podmínky jsou předem velmi dobře známé), nebo in-time přímo na palubě vozidla v přímé vazbě k okamžitému stavu hnacího agregátu a dopravní situaci na definované trase vozidla. Tímto způsobem se uvedená optimalizace může stát součástí běžných navigačních systémů vozidel.

## 9. Závěr

Disertační práce byla primárně zaměřena na vytvoření optimalizační metody, která bude umožňovat optimalizaci jízdního chování vozidla s hybridním pohonem na stanovené jízdní dráze. Po detailní analýze problému a existujících dostupných obdobných optimalizací byly definovány cíle dizertační práce zastřešující jednotlivé nutné kroky k sestavení celého optimalizačního algoritmu.

Prvním cílem, přímo vycházejícím z konstrukce optimalizačního algoritmu, byl návrh popisu jízdní trasy použitelný pro sestavení cílové funkce optimalizace. V kapitole 4 byla navržena, sestavena a odzkoušena metoda popisu jízdní dráhy založená na rozdělení celé dráhy do menších sekcí dle některých klíčových parametrů (tomu odpovídá například Obrázek 16 na straně 59). Pro takto získané sekce byla dále stanovena hodnota maximální průjezdní rychlosti na základě legislativního omezení a fyzikálního omezení rychlosti (příkladem čehož je třeba Obrázek 8 na straně 47). Výstupem z tohoto plánovače trasy je soustava dat definující jednotlivé jízdní sekce bez závislosti na znalosti parametrů vozidla (příklad takového rozdělení trasy na sekce uvádí Tabulka 5 na straně 126).

Druhým cílem a zároveň dalším milníkem v konstrukci optimalizační úlohy je návrh vlastní optimalizační metody pro úlohu nalezení minima spotřeby energie primárních zdrojů vozidla. Celý návrh vychází ze zvolené koncepce hnacího agregátu hybridního vozidla a možností řízení toků energie mezi těmito motory i dalšími agregáty vozidla. Úplnou optimalizační úlohu je pak nutné rozdělit do dvou úrovní optimalizace. První tzv. „globální“ úroveň optimalizuje podélnou dynamiku vozidla zastoupenou rychlostním profilem vozidla při jízdě podél zvolené jízdní dráhy. Druhá tzv. „lokální“ úroveň optimalizace hledá pro daný rychlostní profil z nadřícené globální úrovně optimalizačního algoritmu optimální rozdělení hnacího výkonu na jednotlivé motory a zároveň toky energií ostatními agregáty vozidla (viz Obrázek 33 na straně 110). Celý optimalizační algoritmus byl sestaven v programovém prostředí MATLAB a ke konstrukci cílové funkce byl použit simulační model sestavený v programové nadstavbě MATLAB/Simulink. Detailní popis celé optimalizační metody je uveden v kapitole 6.

Třetí cíl dizertační práce naplňuje sestavení matematického modelu hybridního vozidla se zvoleným konceptem zapojení jednotlivých hnacích motorů. Simulační model celého vozidla byl sestaven na základě propojení fyzikálních modelů jednotlivých zúčastněných agregátů a vozidlové baterie, spolu s pohybovou rovnicí vozidla v podélném směru. Celý simulační model vozidla byl složen ze smyčky definující mechanický přenášený výkon a ze smyčky pracující s tepelným výkonem mezi jednotlivými agregáty vozidla (viz Obrázek 17 na straně 66). Zvláštní důraz při konstrukci simulačního modelu byl věnován energetickému propojení všech agregátů a to pro energie elektrické i tepelné a zejména jejich vzájemně propojené regulaci.



Propojení všech agregátů elektrickou a tepelnou smyčkou ve vozidle i matematickém modelu umožňuje využít všech možností rekuperace energií, ať už generovaných v elektrickém agregátu nebo ztrátových tepelných energií. Elektrická a tepelná rekuperace je řízena pomocí externí řídicí strategií (rozdělení hnacích výkonů) i pomocí vnitřních regulačních smyček (vytápění kabiny apod.). Detailní popis matematického modelu vozidla užitého pro následnou konstrukci cílové funkce uvádí kapitola 5.

Čtvrtým a zároveň posledním cílem této dizertační práce je provedení ověřovacích výpočtů optimalizací na několika zvolených jízdních drahách a za použití různých nastavení parametrů optimalizace. Výpočty byly provedeny pro různá nastavení optimalizačních algoritmů, pro různé jízdní dráhy a jejich výsledky byly vzájemně porovnány. V rámci tohoto porovnání byl sledován nejen vliv konstrukce a nastavení celého optimalizačního balíčku na průběh konvergence optimalizace, ale také citlivost jednotlivých úrovní optimalizace vůči konečné spotřebě energie (a to i v závislosti na specifických vlastnostech každé úlohy). Na základě původně navržené metody (jejíž detailní popis uvádí podkapitola 6.3), a v porovnání s ověřovacími výpočty byla optimalizační metoda dále modifikována. Uvedená modifikace je detailně popsána v kapitole 7.6, nicméně celá kapitola 7 obsahuje výsledky optimalizací pro různé trasy. Příklady optimalizací na různých trasách uvedených v podkapitole 7.6.2 dále ukazují, že je možné pro všechny trasy používat obecně totožný optimalizační algoritmus, avšak pro jeho úspěšné použití je velmi vhodné také sledovat specifika každé optimalizované úlohy a tomu následně přizpůsobovat nastavení optimalizačního algoritmu. Na těchto příkladech úloh bylo proto ukázáno specifické chování celého optimalizačního algoritmu vzhledem k hustotě prostoru optimalizačních parametrů (zejména v globální úrovni optimalizace) a byla zde také uvedena doporučení k nastavování parametrů optimalizačních algoritmů celého optimalizačního balíčku.

V úplném závěru lze konstatovat, že byl sestaven optimalizační algoritmus ve smyslu výše uvedených cílů disertační práce. Klíčovým prvkem této disertační práce v porovnání se současným stavem poznání bylo použití simulačního modelu vozidla rozšířeného o fyzikální modely dalších agregátů vozidla. Tímto způsobem bylo dosaženo použití realističtějšího modelu vozidla pro optimalizaci jeho jízdy, který nezohledňuje pouze vlastnosti hnacího agregátu ve vztahu k podélné dynamice vozidla, ale také ve vztahu k dalším agregátům vozidla. Ve svém důsledku se tato cesta ukázala jako vhodná pro současný i budoucí vývoj obdobných optimalizačních úloh, čehož příkladem mohou být již realizované a právě realizované evropské výzkumné projekty s názvy IMPROVE a ADVICE. Na základě tohoto rozšíření byl sestaven celý optimalizační algoritmus, který byl testován na různých trasách a vykazoval dobré výsledky výpočtu zejména ve vztahu k rychlosti konvergence. Problematickým prvkem se však jeví výpočetní náročnost celé úlohy, která je úměrná rozšíření matematického modelu vozidla. Zvýšení efektivity numerického výpočtu

optimalizační úlohy by proto mělo být dalším krokem ve vývoji a výzkumu této optimalizační úlohy, který ve svém důsledku také umožní použití ještě složitějšího simulačního modelu vozidla. Pro budoucí výzkum se však nezávisle nabízí možnost adaptace tohoto optimalizačního algoritmu pro další konstrukce hybridních hnacích agregátů, které v této disertační práci nebyly uvažovány.

## 10. Literatura

### 10.1. Použitá literatura

- [1] X. Deng, L. Che, L. Zhang a R. Sun, „Study on Routing Optimization of Multi-Compartment Vehicle with Carbon Emission,“ *SAE Technuical Paper 2017-01-1988*, 23 09 2017.
- [2] „Energetika v Evropě – aktuální stav, Evropská agentura pro životní prostředí, Signály 2017,“ 20 11 2017. [Online]. Available: [www: https://www.eea.europa.eu/cs/signaly/signaly2017/clanky/energetika-v-evrope-2013-aktualni-stav](http://www.eea.europa.eu/cs/signaly/signaly2017/clanky/energetika-v-evrope-2013-aktualni-stav). [Přístup získán 15 12 2017].
- [3] B. Dahou, „Fuel Estimation Model for ECO-Driving and ECO-Routing,“ v *2011 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, Baden-Baden, 2011.
- [4] I. Kobayashi, Y. Tsubota a H. Kawashima, „Eco-driving simulation: evaluation of eco-driving within a network using traffic simulation,“ v *URBAN TRANSPORT XIII: URBAN TRANSPORT AND THE ENVIRONMENT IN THE 21ST CENTURY*, 2007.
- [5] R. Y. Takahira, „Eco Navigation with Vehicle interaction,“ v *SAE Brasil 2010 Congress and Exhibit 2010-36-0280*, Brasil, 2010.
- [6] A. Fernández-Rodríguez, A. Fernández-Cardador a A. P. Cucala, „Real time eco-driving of high speed trains by simulation-based dynamic multi-objective optimization,“ *Simulation Modelling Practice and Theory*, sv. 84, č. 1, pp. 50-68, 05 2018.
- [7] E. T. P. Velenis, „Minimum-Time Travel for a Vehicle with Acceleration Limits: Theoretical Analysis and Receding-Horizon Implementation,“ *Journal of Optimization Theory and Applications*, sv. 138, č. 1, p. 22, 08 2008.
- [8] R. P. Godavarthy, E. Russell a D. Landman, „Using vehicle simulations to understand strategies for accommodating oversize, overweight vehicles at roundabouts,“ *Transportation Research Part A*, sv. 87, č. 1, pp. 41-55, 05 2016.

- [9] S. Thaned, S. Atthapol a R. Thana, „Development of On-Road Exhaust Emission and Fuel Consumption Models for Motorcycles and Application through Traffic Microsimulation,“ *Journal of Advanced Transportation*, p. 10, 2017.
- [10] W. Dib, A. Chasse, P. Moulin, A. Sciarretta a G. Corde, „Optimal energy management for an electric vehicle in eco-driving applications,“ *Control Engineering Practice*, pp. 299-307, 08 2014.
- [11] H. Kato, R. Ando, Y. Kondo, T. Suzuki, K. Matsubishi a S. Kobayashi, „Comparative measurements of the eco-driving effect between electric and internal combustion engine vehicles,“ 2013.
- [12] H. Koch-Groeber a J. Wang, „Criteria for Coasting on Highways for Passenger Cars,“ *SAE Technical Paper 2014-01-1157*, 04 01 2014.
- [13] S. Susumu, S. Hisakazu a M. Masayoshi, „Analysis of the Effect of Eco-driving with Early Shift-up on Real-world Emission,“ v *SAE 2010 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting - 2010-01-2279*, 2010.
- [14] P. K. D. Michel a A. Rousseau, „Impact of Connectivity and Automation on Vehicle Energy Use,“ *SAE Technical Paper 2016-01-0152*, 05 04 2016.
- [15] P. Themann, J. Bock a L. Eckstein, „Optimisation of energy efficiency based on average driving behaviour and driver's preferences for automated driving,“ *IET Intelligent Transport System*, sv. 9, č. 1, pp. 50-58, 01 2014.
- [16] Q. Jiang, F. Ossart a C. Marchand, „Comparative Study of Real-Time HEV Energy Management Strategies,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, sv. 66, č. 12, pp. 10875-10888, 12 2017.
- [17] W. Klügl, „Advanced Engine and Transmission Management: Key Levers to Bring Down CO<sub>2</sub> Emissions Now,“ *SAE Technical paper - 2008-01-0014*, 2008.
- [18] R. Reghelin a L. V. R. d. Arruda, „Optimized fuel consumption trajectories of intelligent vehicles in a segment of road for any lane configuration,“ v *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, Gold Coast, Australia, 2013.
- [19] A. Saito, S. Ueki, Y. Nagatomi, S. Naoya a Y. Takada, „Analysis of CO<sub>2</sub> Reduction Mechanism by Eco-Driving with Light Duty Diesel Freight Vehicle in Real Traffic Conditions,“ v *Emission Measurement & Testing 2008*, Detroit, 2008.

- [20] C. Wu, G. Zhao a B. Ou, „A fuel economy optimization system with applications in vehicles with human drivers and autonomous vehicles,“ *Transportation Research Part D*, pp. 515-524, 2011.
- [21] Porsche, „Porsche InnoDrive system – official website: [www.porsche.com](http://www.porsche.com),“ [Online]. Available: <http://www.porsche.com/international/models/panamera/panamera/assistance-systems/porsche-innodrive/>. [Přístup získán 27 02 2017].
- [22] T. J. Boehme, B. Frank, M. Schultalbers, M. Schori a B. Lampe, „Solutions of Hybrid Energy-Optimal Control for Model-based Calibrations of HEV Powertrains,“ *SAE Technical Paper 2013-01-1747*, 8 04 2013.
- [23] N. Al-Awar a A.-R. Arkadan, „Optimal Control Strategy for Hybrid Electric Vehicle Powertrain,“ *IEEE Journal of Emerging and Selected Topics in Power Electronics*, sv. 3, č. 2, pp. 362-370, 06 2015.
- [24] Q. Wang a A. A. Frank, „PLUG-IN HEV WITH CVT: CONFIGURATION, CONTROL, AND ITS CONCURRENT MULTI-OBJECTIVE OPTIMIZATION BY EVOLUTIONARY ALGORITHM,“ *International Journal of Automotive Technology*, sv. 15, č. 1, pp. 103-115, 2014.
- [25] M. Fukushima a N. Tsukada, „The Progress of SKY Project - Cooperative ITS Safety Support,“ *SAE Technical Paper 2010-01-0460*, 12 04 2010.
- [26] Z. Liu, A. Ivanco a Z. Filipi, „Quantification of Drive Cycle's Rapid Speed Fluctuations using Fourier Analysis,“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains - 2015-01-1213*, 2015.
- [27] S. Youshizawa, T. Yoichiro a M. Ohyamaguchi, „Development of HMI and Telematics Systems for a Reliable and Attractive Electric Vehicle,“ *SAE Technical Paper 2011-01-0554*, 12 04 2011.
- [28] C. Mi a A. Masrur, *Hybrid Electric Vehicle Principles and Applications with Practical Perspectives*, John Wiley & Sons Ltd ISBN 9781118970539, 2018.
- [29] C. Abagnale, M. Cardone, P. Iodice, R. Marialto, S. Strano, M. Terzo a G. Vorraro, „Design and Development of an Innovative E-Bike,“ *Energy Procedia*, sv. 101, č. 1, pp. 774-781, 11 2016.

- 
- [30] J. Guanetti, S. Formentin, M. Corno a S. M. Savaresi, „Optimale energy management in series hybrid electric bicycles,“ *Automatica*, sv. 81, č. 1, pp. 96-106, 07 2017.
- [31] F. Orecchini a A. Santiangeli, *Electric and Hybrid Vehicles* ISBN: 9780444638250, Elsevier, 2010.
- [32] J. Liu a H. Peng, „Modeling and Control of a Power-Split Hybrid Vehicle,“ *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, sv. 16, č. 6, pp. 1242-1251, 11 2008.
- [33] W. Liu, *Hybrid Electric Vehicle System Modeling and Control*, John Wiley & Sons DOI: 10.1002/9781119278924.ch3, 2017.
- [34] C. Yi, B. I. Epureanu, S.-K. Hong, T. Ge a X. G. Yang, „Modeling, control, and performance of a novel architecture of hybrid electric powertrain system,“ *Applied Energy*, sv. 178, č. 1, pp. 454-467, 15 09 2016.
- [35] X. Zhang, C.-T. Li, D. Kum a H. Peng, „Prius + and volt -: Configuration analysis of power-split hybrid vehicles with a single planetary gear,“ *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, sv. 61, č. 8, pp. 3544-3552, 11 05 2012.
- [36] X. Cao, C. Du, F. Yan, H. xu, B. He a Y. Sui, „Parameter Optimization of Dual Clutch Transmission for an Axle-split Hybrid Electric Vehicle,“ *IFAC-PapersOnLine*, sv. 52, č. 5, pp. 423-430, 2019.
- [37] Glenmore Group, „Glenmore Audi's Blog,“ 30 01 2015. [Online]. Available: <https://glenmoreaudi.wordpress.com/author/glenmoreaudi/page/2/>. [Přístup získán 28 04 2016].
- [38] M. J., „Hybridní pohony - přednášky,“ Josef Morkus - ČVUT, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel, Praha, 2017.
- [39] T. Q. Dinh, J. Marco, H. Niu, D. Greenwood, L. Harper a D. Corrochano, „A Novel Method for Idle-Stop-Start Control of Micro Hybrid Construction Equipment—Part B: A Real-Time Comparative Study,“ *Energies*, pp. 1250-1275, 2017.
- [40] A. Mohammad, C. Joshua a A.-M. Essam, „Look-Ahead Information Based Optimization Strategy for Hybrid Electric Vehicles,“ *SAE Technical Paper 2016-01-2226*, 16 10 2016.

- [41] J. Soo Eo, J. Kim a J. Oh, „A Development of Fuel Saving Driving Technique for Parallel HEV,“ *SAE Technical Paper 2018-01-1006*, 03 04 2018.
- [42] E. Paffumi, M. De Gennaro a G. Martini, „Experimental Test Campaign on a Battery Electric Vehicle: On-Road Test Results (Part 2),“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains - 2015-01-1166*, 14 04 2015.
- [43] P. Xianyao, G. Tan a Y. Wu, „Fuel-Efficient Driving for Motor Vehicles Based on Slope Recognition,“ *SAE Papers 2017-01-0037*, 28 03 2017.
- [44] M. Yen-Chen, K. Yang a Y.-Z. Sun, „An energy management Strategy for Through-the-Road Type Plug-in Hybrid Electric Vehicle,“ *SAE International Journal of Alternative Powertrains - 08-08-01-0004*, pp. 61-74, 19 09 2019.
- [45] T. Lee a J. Son, „Relationships between Driving Style and Fuel Consumption in Highway Driving,“ *SAE Technical Paper 2011-28-0051*, 2011.
- [46] C. Vagg, C. Brace a D. Hari, „A Driver Advisory Tool to Reduce Fuel Consumption,“ *SAE Technical paper 2012-01-2087*, 10 03 2013.
- [47] S. M. Vedula a N. K. Pandey, „Novel Approach for Model-Based Development - Part I: Developin a Real-World Driver Model,“ *SAE Technical Paper 2016-01-0323*, 05 04 2016.
- [48] Google, „Google Maps Platform,“ [Online]. Available: <https://developers.google.com/maps/>. [Přístup získán 14 03 2017].
- [49] S. Ueki a Y. Takada, „Improvement of Fuel Economy and CO2 Reduction of Commercial Vehicles by the Promotion of Eco-Driving Management System (EMS),“ *SAE Technical Paper 2011-28-0048*, 06 10 2011.
- [50] H. Hu, X. Zhou a Z. Zhu, „A Driving Simulator Study of Young Driver's Behavior under Angry Emotion,“ *SAE Technical Paper 2019-01-0398*, 02 04 2019.
- [51] Nokia, „Navigation system Nokia HERE,“ 27 02 2017. [Online]. Available: [www.nokiahere.com/en](http://www.nokiahere.com/en). [Přístup získán 27 02 2017].
- [52] V. Milanés, J. Villagra, J. Godoy, J. Simo, J. Perez a E. Onieva, „An Intelligent V2I-Based Traffic Management System,“ *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, sv. 13, č. 1, pp. 49-58, 03 2012.

- [53] J. Thota, N. F. Abdullah, A. Doufexi a S. Armour, „V2V for Vehicular Safety Applications,” *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, pp. 1-15, 26 06 2019.
- [54] K. C. Dey, A. Rayamajhi, M. Chowdhury, P. Bhavsar a J. Martin, „Vehicle-to-vehicle (V2V) and vehicle-to-infrastructure (V2I) communication in a heterogeneous wireless network –Performance evaluation,” *Transportation Research Part C*, sv. 68, č. 1, pp. 168-184, 07/ 2016.
- [55] 3. S. -. A. f. Life, „What is Vehicle-to-Infrastructure (V2I) Communication and why do we need it?,” [Online]. Available: [https://www.3m.com/3M/en\\_US/road-safety-us/resources/road-transportation-safety-center-blog/full-story/~what-is-vehicle-to-infrastructure-v2i-communication-and-why-do-we-need-it/?storyid=021748d7-f48c-4cd8-8948-b7707f231795](https://www.3m.com/3M/en_US/road-safety-us/resources/road-transportation-safety-center-blog/full-story/~what-is-vehicle-to-infrastructure-v2i-communication-and-why-do-we-need-it/?storyid=021748d7-f48c-4cd8-8948-b7707f231795). [Přístup získán 12 05 2017].
- [56] M. Horani, G. Al-Refai a O. Rawashedeh, „Towards Video Sharing in Vehicle-to-Vehicle and Vehicle-to-Infrastructure for Road Safety,” *SAE Technical Paper 2017-01-0076*, 27 03 2017.
- [57] J. Woll, „Radar Based Adaptive Cruise Control for Truck Applications,” v *International Truck & Bus Meeting & Exposition, SAE Technical paper - 973184*, Cleveland Ohio, 1997.
- [58] H. Kim a K. Yi, „Design of a Model Reference Cruise Control Algorithm,” *SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems - 2012-01-0492*, 16 04 2012.
- [59] B. McAuliffe, M. Lammert a A. Kallas, „Influences on Energy Savings of Heavy Trucks Using Cooperative Adaptive Cruise Control,” *SAE Technical papers 2018-01-1181*, 03 04 2018.
- [60] N. Wikström, A. Ferreira Parrilla a S. J. Jones, „Energy-Efficient Cooperative Adaptive Cruise Control with Receding Horizon of Traffic, Route Topology, and Traffic Light Information,” *SAE International Journal of Connected and Automated Vehicles - 12-02-02-0006*, pp. 87-98, 16 05 2019.
- [61] SUMO, „Simulation of Urban MObility,” German Aerospace Center, Institute of Transportation Systems, [Online]. Available: <http://sumo.sourceforge.net/>. [Přístup získán 06 06 2017].



- [62] D. Trucks, „DAF - Predictive Cruise Control,“ [Online]. Available: [www.daf.global.com](http://www.daf.global.com). [Přístup získán 16 04 2017].
- [63] Porsche, „Porsche Panamera E-Hybrid,“ 2019. [Online]. Available: <https://www.porsche.com/international/models/panamera/panamera-e-hybrid-models/panamera-4-e-hybrid/>. [Přístup získán 02 02 2019].
- [64] Autoevolution, „AutoEvolution.com,“ [Online]. Available: [https://www.autoevolution.com/cars/porsche-cayenne-s-hybrid-2010.html#aeng\\_porsche-cayenne-s-hybrid-2010-30-v6-hybrid](https://www.autoevolution.com/cars/porsche-cayenne-s-hybrid-2010.html#aeng_porsche-cayenne-s-hybrid-2010-30-v6-hybrid). [Přístup získán 02 02 2019].
- [65] motor1, „Motor1.com,“ [Online]. Available: <https://www.motor1.com/news/40362/porsche-shows-off-2014-panamera-s-e-hybrid-video/>. [Přístup získán 02 02 2019].
- [66] M. S. a. H. Z. Ting Jun Li, „Overtaking or Merging? Eco-Routing Decision and Speed Trajectory with Full Terrain Information,“ *SAE Technical paper 2018-01-0038*, 03 04 2018.
- [67] M. Ceraolo, A. diDonato a G. Franceschi, „A General Approach to Energy Optimization,“ *IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY*, sv. 57, č. 3, pp. 1433-1442, 03 05 2008.
- [68] Z. Xiangrui a W. Junmin, „A two-level stochastic approach to optimize the energy management strategy for fixed-route hybrid electric vehicles,“ *Elsevier - Mechatronics*, sv. 38, č. 1, pp. 93-102, 10 12 2015.
- [69] S. Yang, W. Wang a F. Zhang, „Driving-Style-Oriented Adaptive Equivalent Consumption Minimization Strategies for HEVs,“ *IEEE TRANSACTIONS ON VEHICULAR TECHNOLOGY*, sv. 67, č. 10, pp. 9249-9262, 10 10 2018.
- [70] A. Pam, A. Bouscayrol a P. Fiani, „Integration of the Road Slope in the Optimization of the Energy Management Strategy of a parallel HEV,“ *IFAC PapersOnLine*, sv. 52, č. 5, pp. 28-33, 2019.
- [71] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Morkus a J. Macek, „Extended route description with use the measured historical data for velocity profile optimization,“ v *19th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 16-20, ISBN 978-80-01-05918-0, Praha, 2015.

- [72] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek, J. Morkus a L. Švambergová, „The New Approach for Vehicle Behavior Optimization Bases on Vehicle Route Knowledge,“ v *20th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-05975-3, Praha, 2016.
- [73] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Morkus a J. Macek, „The development of ride optimization based on vehicle road knowledge,“ v *18th Workshop of Applied Mechanics*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 1-4, ISBN 978-80-01-05746-9, Praha, 2015.
- [74] P. Denk, „Ride Optimization Based on Vehicle Route Knowledge,“ v *17th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 1-4, Praha, 2014.
- [75] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek a J. Morkus, „Discretization and parameterization of route description for velocity profile optimization of vehicle,“ v *31st Conference with international participation - Computational Mechanics 2015*, University of West Bohemia, pp. 23-24, ISBN 978-80-261-0568-8, Špičák, 2015.
- [76] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek a J. Morkus, „Route segmentation designed for optimization of the vehicle behavior and control by the adaptive cruise control,“ v *21st Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06085-8, Praha, 2016.
- [77] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The optimization of riding vehicle behavior based on the adaptive route description,“ v *22nd Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers*, ČVUT FS, Ústav mechaniky, Odbor pružnosti a pevnosti, pp. 16-19, ISBN 978-80-01-06170-1, Praha, 2016.
- [78] R. Jazar, *Vehicle Dynamics Theory and Application*, New York: Springer, 2008.
- [79] Evropská Unie, „Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2007/46/ES ze dne 5. září 2007,“ 03 03 2017. [Online]. Available: <https://op.europa.eu/cs/publication-detail/-/publication/665df77e-3f06-4351-8447-04b631d13446>. [Přístup získán 03 03 2018].
- [80] V. Stejskal a M. Valášek, *Kinematics and Dynamics of Machinery*, New York: Mercel Dekker, 1996, ISBN 0-8247-9731-0.

- [81] F. Vlk, *Teorie Vozidel - Automobily*, Brno: Ediční středisko VUT Brno, 1985.
- [82] Siemens, „Siemens SIMOTICS T-1FW3 complete torque motors catalogue,“ 05 05 2016. [Online]. Available: [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/497/60151497/att\\_884441/v1/CM\\_1FW3\\_SINAMICS\\_1115\\_en\\_en-US.pdf](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/497/60151497/att_884441/v1/CM_1FW3_SINAMICS_1115_en_en-US.pdf). [Přístup získán 06 06 2017].
- [83] J. Macek a J. Morkus, „Optimum Limits of Motor Vehicle Driving,“ *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*, Technická univerzita Liberec, pp. 111 - 124, Liberec, 2017.
- [84] V. Doleček a P. Denk, „Improved identification of engine predictive models,“ *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*, Technická univerzita v Liberci, ISBN 978-80-7494-354-6, pp. 103-110, Liberec, 2017.
- [85] V. Doleček, J. Pelikán, P. Denk a Z. Šika, „Model based nonlinear predictive control of IC engine,“ *MECCA Journal of Middle European Construction and Design of Cars, MECCA ČVUT*, sv. 16, pp. 1-15, ISSN 1214-0821, Praha, 2018.
- [86] M. Florián, V. Doleček, Z. Šika a P. Denk, „Dynamic Model of Vehicle with Combustion Engine for Fuel Consumption Optimization,“ *Bulletin of Applied Mechanics, Czech Technical University - Fac. of Mechanical Engineering*, ISSN 1801-1217, sv. 11, č. 39, pp. 30-37, 2015.
- [87] A. Šefánek, „Elektronické stroje a přístroje,“ [Online]. Available: <http://www.sotovo.cz/str/elm.php?id=2>. [Přístup získán 06 06 2017].
- [88] Z. Yu, R. Huai a L. Xiao, „State-of-Charge Estimation for Lithium-Ion Batteries Using a Kalman Filter Based on Local Linearization,“ *Energies*, sv. 8, č. 8, pp. 7854-7873, 2015.
- [89] P. Anderson, „The effect of APU characteristics on design of hybrid control strategies for HEV,“ *SAE Technical paper 950493*, 01 02 1995.
- [90] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The study of possibilities towards to extending the Hybrid Electric Vehicle mathematical model by predictive control algorithm,“ v *34th conference with international*

*participation Computational Mechanics, University of West Bohemia, pp. 11-12, ISBN 978-80-261-0819-1., Srní, 2018.*

- [91] F. Vlk, *Karosérie, Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1987.*
- [92] J. Morkus, *Hybridní pohony - Přednášky, Praha: ČVUT FS, 2018.*
- [93] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The reconfigurable mathematical model of hybrid electric vehicle,“ v *23rd Workshop of Applied Mechanics, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 5-8, ISBN 978-80-01-06372-9, Praha, 2017.*
- [94] P. Steinbauer, J. Macek, J. Morkus, P. Denk, Z. Šika a F. Pasteur, „Aspects for Velocity Profile Optimization for Fleet Operated Vehicles,“ *Comprehensive Energy Management – Eco Routing & Velocity Profiles, Springer Verlag, ISSN: 2191530X, pp. 1-18, 18 04 2017.*
- [95] J. Macek, J. Morkus, P. Denk, P. Steinbauer, O. Vítek a R. Toman, „Optimization tool for hybrid vehicles,“ v *KOKA 2018, XLIX. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, SPU Nitra, pp. 4-20. ISBN 978-80-552-1880-9, Nitrianske Rudno, 2018.*
- [96] P. Steinbauer, P. Denk, J. Macek, J. Morkus a Z. Šika, „E-vehicle energy consumption optimization based on fleet and infrastructure information,“ v *Advances in Intelligent System and Computing, Springer, pp. 273-278, ISSN: 21945357, Cham, 2015.*
- [97] P. Steinbauer, J. Macek, J. Morkus, P. Denk, Z. Šika a A. Barák, „Dynamic Optimization of the E-Vehicle Route Profile,“ v *SAE 2016 World Congress&Exhibition, SAE International, SAE Technical Paper 2016-01-0156, pp- 1-10, ISSN 0148-7191, Detroit, 2016.*
- [98] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The detailed view on the hybrid electric vehicle mathematical model used for the energy consumption optimization,“ v *24th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06453-5, Praha, 2018.*
- [99] M. Mejdrechová, P. Denk a P. Steinbauer, „Design of an algorithm for predictive control of vehicle by means od dynamic programming usin optimal velocity

- and power criterion," v *24th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 35-38, ISBN 978-80-01-06453-5, Praha, 2018.
- [100] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The concept of the predictive control algorithm designed for the hybrid electric vehicle energy consumption optimization," v *25th Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06536-5, Praha, 2018.
- [101] P. Steinbauer, J. Husák, F. Pasteur, P. Denk, J. Macek a Z. Šika, „Predictive control of commercial e-vehicle using a priori route information," v *3rd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control Testing, Mapping and Calibration*, Inderscience Publishers, pp. 53-71, ISSN 1742-4275, Loughborough, 2016.
- [102] Mathworks, „Matlab Help Center - fminsearch," [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/fminsearch.html>. [Přístup získán 02 06 2018].
- [103] Mathworks, „Matlab Help Centre - fmincon," [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html>. [Přístup získán 22 04 2017].
- [104] Mathworks, „Matlab Help Centre - ga," [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/gads/ga.html>. [Přístup získán 14 06 2017].
- [105] Mathworks, „Matlab Help Centre - Constrained Nonlinear Optimization Algorithms," [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/optim/ug/constrained-nonlinear-optimization-algorithms.html>. [Přístup získán 22 04 2017].
- [106] Mathworks, „Matlab Help Centre - How the Genetic Algorithm Works," [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/gads/how-the-genetic-algorithm-works.html>. [Přístup získán 04 04 2017].
- [107] S.-K. S. Fan a E. Zahara, „A hybrid simplex search and particle swarm optimization for unconstrained optimization," *European Journal of Operational Research*, sv. 181, č. 2, pp. 527-548, 2007.

- [108] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „Mathematical model of the Hybrid Electric Vehicle for driving consumption optimization.,“ v *33rd Conference with internal participation - Computational Mechanics 2017*, University of West Bohemia, pp 19-20, ISBN 978-80-261-0748-4, Špičák, 2017.
- [109] Mathworks, „Matlab Help Center - Set optimization options,“ [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/matlab/math/setting-options.html>. [Přístup získán 16 05 2017].
- [110] Mathworks, „Matlab Help Centre - rand,“ [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/matlab/ref/rand.html>. [Přístup získán 04 04 2017].
- [111] Mathworks, „Matlab Help Center - optimoptions,“ [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/optim/ug/optim.problemdef.optimizati onproblem.optimoptions.html>. [Přístup získán 14 06 2017].
- [112] „Paralelní uspořádání HEV,“ [Online]. Available: <https://learnmech.ir/the-effect-of-gear-ratios-on-the-exhaust-emissions-and-fuel-consumption-of-a-parallel-hybrid-vehicle-powertrain/>. [Přístup získán 20 02 2019].

## 10.2. Přehled publikací autora zveřejňující disertační práci

### 10.2.1. Publikace uvedené v databázi Scopus - články

- [94] P. Steinbauer, J. Macek, J. Morkus, P. Denk, Z. Šika a F. Pasteur, „Aspects for Velocity Profile Optimization for Fleet Operated Vehicles,“ *Comprehensive Energy Management – Eco Routing & Velocity Profiles*, Springer Verlag, ISSN: 2191530X, pp. 1-18, 18 04 2017.
- [96] P. Steinbauer, P. Denk, J. Macek, J. Morkus a Z. Šika, „E-vehicle energy consumption optimization based on fleet and infrastructure information,“ v *Advances in Intelligent System and Computing*, Springer, pp. 273-278, ISSN 21945357, Cham, 2015.

### 10.2.2. Publikace uvedené v databázi Scopus – konferenční publikace

- [97] P. Steinbauer, J. Macek, J. Morkus, P. Denk, Z. Šika a A. Barák, „Dynamic Optimization of the E-Vehicle Route Profile,“ v *SAE 2016 World Congress&Exhibition*, SAE International, SAE Technical Paper 2016-01-0156, pp- 1-10, ISSN 0148-7191, Detroit, 2016.
- [101] P. Steinbauer, J. Husák, F. Pasteur, P. Denk, J. Macek a Z. Šika, „Predictive control of commercial e-vehicle using a priori route information,“ v *3rd Biennial International Conference on Powertrain Modelling and Control Testing, Mapping and Calibration*, Inderscience Publishers, pp. 53-71, ISSN 1742-4275, Loughborough, 2016.

### 10.2.3. Ostatní publikace – články

- [86] M. Florián, V. Doleček, Z. Šika a P. Denk, „Dynamic Model of Vehicle with Combustion Engine for Fuel Consumption Optimization,“ *Bulletin of Applied Mechanics, Czech Technical University - Fac. of Mechanical Engineering*, ISSN 1801-1217, sv. 11, č. 39, pp. 30-37, 2015.

### 10.2.4. Ostatní publikace – konference s mezinárodní účastí

- [75] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek a J. Morkus, „Discretization and parameterization of route description for velocity profile optimization of vehicle,“ v *31st Conference with international participation - Computational Mechanics 2015*, University of West Bohemia, pp. 23-24, ISBN 978-80-261-0568-8, Špičák, 2015.
- [84] V. Doleček a P. Denk, „Improved identification of engine predictive models,“ *KOKA 2017 - XLVIII. mezinárodní vědecká konference českých a slovenských univerzit a institucí zabývajících se výzkumem motorových vozidel a spalovacích motorů*, Technická univerzita v Liberci, ISBN 978-80-7494-354-6, pp. 103-110, 2017.
- [90] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The study of possibilities towards to extending the Hybrid Electric Vehicle mathematical model by predictive control algorithm,“ v *34th conference with international participation Computational Mechanics, University of West Bohemia*, pp. 11-12, ISBN 978-80-261-0819-1., Srní, 2018.

- [95] . Macek, J. Morkus, P. Denk, P. Steinbauer, O. Vitek a R. Toman, „Optimization tool for hybrid vehicles,“ v *KOKA 2018, XLIX. International Scientific Conference of the Czech and Slovak University Departments and Institutions Dealing with the Research of Internal Combustion Engines, SPU Nitra*, pp. 4-20. ISBN 978-80-552-1880-9, Nitrianske Rudno, 2018.
- [108] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „Mathematical model of the Hybrid Electric Vehicle for driving consumption optimization,“ v *33rd Conference with internal participation - Computational Mechanics 2017*, University of West Bohemia, pp 19-20, ISBN 978-80-261-0748-4, Špičák, 2017..

#### 10.2.5. Ostatní publikace – ostatní konference

- [71] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Morkus a J. Macek, „Extended route description with use the measured historical data for velocity profile optimization,“ v *19th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 16-20, ISBN 978-80-01-05918-0, Praha, 2015.
- [72] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek, J. Morkus a L. Švamberová, „The New Approach for Vehicle Behavior Optiomization Bases on Vehicle Route Knowledge,“ v *20th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-05975-3, Praha, 2016.
- [73] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Morkus a J. Macek, „The development of ride optimization based on vehicle road knowledge,“ v *18th Workshop of Applied Mechanics*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 1-4, ISBN 978-80-01-05746-9, Praha, 2015.
- [74] P. Denk, „Ride Optimization Based on Vehicle Route Knowledge,“ v *17th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 1-4, Praha, 2014.
- [76] P. Denk, P. Steinbauer, Z. Šika, J. Macek a J. Morkus, „Route segmentation designed for optimization of the vehicle behavior and control by the adaptive cruise control,“ v *21st Workshop of Applied Mechanics - Book of papers*, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06085-8, Praha, 2016.



- [77] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The optimization of riding vehicle behavior based on the adaptive route description,“ v *22nd Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers*, ČVUT FS, Ústav mechaniky, Odbor pružnosti a pevnosti, pp. 16-19, ISBN 978-80-01-06170-1, Praha, 2016.
- [93] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The reconfigurable mathematical model of hybrid electric vehicle,“ v *23rd Workshop of Applied Mechanics, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní*, pp. 5-8, ISBN 978-80-01-06372-9, Praha, 2017.
- [98] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The detailed view on the hybrid electric vehicle mathematical model used for the energy consumption optimization,“ v *24th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní*, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06453-5, Praha, 2018.
- [99] M. Mejdrechová, P. Denk a P. Steinbauer, „Design of an algorithm for predictive control of vehicle by means of dynamic programming using optimal velocity and power criterion,“ v *24th Workshop of Applied Mechanics - Book of papers, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní*, pp. 35-38, ISBN 978-80-01-06453-5, Praha, 2018.
- [100] P. Denk, Z. Šika, P. Steinbauer, J. Macek a J. Morkus, „The concept of the predictive control algorithm designed for the hybrid electric vehicle energy consumption optimization,“ v *25th Workshop of Applied Mechanics - Book of Papers, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní*, pp. 9-12, ISBN 978-80-01-06536-5, Praha, 2018.