



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

LIVESCRIPT PRO ŘEŠENÍ PODÉLNÉ DYNAMIKY VOZIDEL

LIVESCRIPT TO SOLVE LONGITUDINAL VEHICLE DYNAMICS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Erik Tuharský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Erik Tuharský**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.**
Akademický rok: 2022/23

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

LiveScript pro řešení podélné dynamiky vozidel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rozbor jednotlivých vlivů ovlivňující podélnou dynamiku vozidel.
Zpracovat jednotlivé výpočtové postupy do tzv. LiveScriptu v MATLABu.
Ověřit výsledky výpočtu na jízďě dostupným vozidlem.

Cíle bakalářské práce:

Teoretický rozbor podélné dynamiky vozidla.
Hnací ústrojí vozidla, hnací moment, výkon.
Zpracování výpočtu valivého odporu a mechanické účinnosti vozu.
Zpracování výpočtu aerodynamického odporu.
Zpracování dynamického chování vozidla.
Porovnání výsledků LiveScriptu s daty z jízdní zkoušky vozidla.

Seznam doporučené literatury:

BALKWILL, James. Performance Vehicle Dynamics: Engineering and Applications. 1. Oxfords: Elsevier, 2018. ISBN 978-0-12-812693.

ABE, Masato. Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application. Second Edition. Oxford: Elsevier, 2015. ISBN 978-0-08-100390-9.

POPP, Karl a Werner SCHIEHLEN. Ground Vehicle Dynamics. 1. Berlin: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-24038-9.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá detailním popisem jednotlivých jízdních odporů (valivý, aerodynamický, odpor stoupání a zrychlení) vozidel a jejich důsledky pro podélnou dynamiku vozidel. Pro popsání odporů je poté proveden výpočet v prostředí MATLAB. Dále je v programu výpočet času zrychlení z 0 km/h na 100 km/h a brzdná dráha ze 100 km/h. V závěru jsou porovnány výsledky výpočtů a naměřených dat při jízdě na dostupném vozidle.

KLÍČOVÁ SLOVA

Podélná dynamika, jízdní odpory, zrychlení, MATLAB

ABSTRACT

This bachelor's thesis focuses on describing the running resistances (rolling, aerodynamic, climbing resistance and resistance to acceleration) and their effect on the longitudinal dynamics of vehicles. The running resistances are then calculated using a MATLAB programme. The time to reach 100 km/h and the distance to stop from a 100 km/h are also calculated. The conclusion then concentrates on comparing the results of the calculations and data obtained on a test using an available vehicle.

KEYWORDS

Longitudinal dynamics, running resistances, acceleration, MATLAB

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TUHARSKÝ, Erik. *LiveScript pro řešení podélné dynamiky vozidel*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148778>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Josef Štětina.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Josefa Štětiny, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených V Brně dne 23. května 2023

Erik Tuharský



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu prof. Ing. Josefu Štětinovi, Ph.D. za cenné rady, předání svých vědomostí a poskytnuté podklady pro vypracování této práce.

Také bych chtěl poděkovat za veškerou poskytnutou pomoc své rodině a blízkým.

OBSAH

Úvod.....	11
1 Jízdní odpory	12
1.1 Valivý odpor	12
1.2 Aerodynamický odpor	13
1.3 Odpor stoupání.....	15
1.4 Odpor zrychlení.....	16
2 Hnací ústrojí	19
2.1 Celkový jízdní odpor, potřebná hnací síla	19
2.2 Ideální charakteristika hnacího motoru	19
3 Volení výpočtové metody zrychlení.....	21
3.1 MATLAB LiveScript	21
3.2 Možné výpočtové metody	21
3.2.1 Maximální točivý moment motoru	21
3.2.2 Momentový průběh a převodové stupně	21
3.2.3 Momentový průběh, převodové stupně, omezení přilnavosti, přenos hmotnosti a setrvačné momenty rotujících částí převodového ústrojí.....	22
4 Popis vozidel.....	23
4.1 Škoda Enyaq	23
4.2 Toyota GR86.....	24
5 Popis výpočtových postupů	27
5.1 Výpočet zrychlení z 0 na 28 m/s.....	27
5.1.1 Volení převodového stupně	27
5.1.2 Dohledání točivého momentu motoru.....	27
5.1.3 Účinnost hnacího ústrojí [9]	27
5.1.4 Výpočet podélné síly	27
5.1.5 Výpočet zrychlení pro jednotlivé rychlostní úseky.....	28
5.1.6 Přenos hmotnosti na zadní nápravu	28
5.1.7 Výpočet zrychlení po přenosu hmotnosti, času a vzdálenosti	29
5.1.8 Brzdná dráha a čas z 28 m/s	29
6 Výsledky výpočtů.....	30
6.1 Jízdní odpor	30
6.2 Odpor zrychlení.....	32
6.2.1 Zrychlení z 0 km/h na 100 km/h	33
6.2.2 Brzdění ze 100 km/h	33
6.3 Porovnání výsledků výpočtů a reálných dat	34



Závěr	35
Použité informační zdroje	37
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	39
Seznam příloh	42

ÚVOD

Při navrhování nových vozidel je výpočet jízdních odporů, a tedy celková problematika podélné dynamiky velmi důležitá. Jízdní odpory a účinnost převodového ústrojí nám umožňuje navrhnout pohonné a převodové ústrojí se správnými parametry pro použití na reálných vozidlech.

Při dnešní silné elektrifikaci vozového parku jsou jízdní odpory o to více důležité, jelikož nižší energetická hustota použitých baterií znamená, že snížení jízdních odporů se značně podepíše na dojezdu elektromobilu. Snižování odporů je však velice důležité i pro automobily se spalovacími motory, protože normy na povolené emise jsou stále přísnější. V Evropské unii například musí být průměrné emise u prodaných automobilů pod 95 g/km, pokud toto automobilky nesplní, jsou jim uloženy pokuty.

Program MATLAB, ve kterém jsou zpracovány výpočty, je velice užitečným nástrojem návrhářů a inženýrů. Poměrně jednoduchým způsobem se v tomto programu dají zpracovat složitější výpočty a jednoduše se dá sledovat vliv různých vstupních parametrů na výsledky.

Tato práce se zabývá především výpočtem zrychlení, výpočty by dále mohly být použity ve výuce relevantních předmětů.

1 JÍZDNÍ ODPORY

V této kapitole budou podrobněji popsány jízdní odpory působící proti pohybu vozidla. Tyto odpory budou později využity k výpočtu potřebné hnací síly.

1.1 VALIVÝ ODPOR

První odpor, kterým se tato práce bude zabývat je odpor valivý. Valivý odpor vzniká při deformaci valícího se tělesa (v tomto případě automobilové pneumatiky) a podložky. Při valení po tuhé podložce, jako asfalt nebo beton, je možné deformaci podložky zanedbat a počítat pouze s deformací odvalovaného tělesa. Pneumatika se s vozovkou stýká v určité ploše, která je nazývána stopou. V přední části stopy se při valení obvod pneumatiky stlačuje do roviny podložky. V důsledku ztrát v pneumatice, které se přeměňují v teplo, je síla potřebná pro stlačení pneumatiky v přední části stopy větší než síla potřebná k navrácení pneumatiky do původního tvaru. Tato skutečnost má za následek to, že svislá reakce podložky Z_K na pneumatiku je předsunuta o hodnotu e , obr. 1a. Hodnota e se nazývá rameno valivého odporu. Zatížení kola je stejné, jako reakce Z_K , a proto na kole vzniká moment valivého odporu M_K

$$M_K = Z_K e. \quad 1.1$$

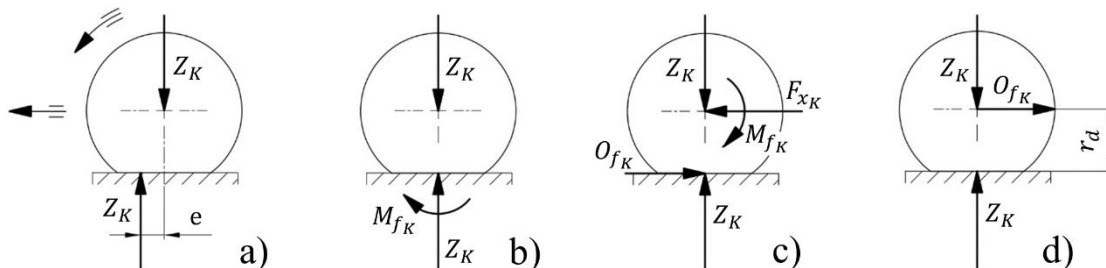
Pokud se předsunutá reakce Z_K přesune do svislé osy kola a zavede se moment M_{fK} působící ve směru momentu M_K , obr. 1b, pak moment M_{fK} vyvolá vodorovnou reakci O_{fK} , obr. 1c, která směřuje proti pohybu kola. Pro zachování silové dvojice je tedy potřeba zavést vodorovnou sílu F_{xK} ve středu kola. Podle obr. 1c platí

$$M_{fK} = Z_K e = O_{fK} r_d \quad 1.2$$

a valivý odpor kola je tedy

$$O_{fK} = Z_K \frac{e}{r_d} = Z_K f_K, \quad 1.3$$

kde $f_K = e/r_K$ neboli součinitel valivého odporu kola. Výsledný účinek valivého odporu se poté dá vyjádřit jednoduchým silovým schématem na obr. 1d.



Obr. 1 Moment valivého odporu kola M_{fK} a valivý odpor volně valícího se kola O_{fK} [1]

Tento součinitel je především závislý na povrchu podložky a odvalovaného tělesa. V případě automobilových pneumatik je tedy součinitel valivého odporu závislý hlavně

na povrchu vozovky. Dalšími zvlivů jsou vliv deformace a vliv rychlosti kola. Deformační vliv je nejvíce ovlivněn huštěním pneumatiky. Při podhuštění pneumatiky je deformace větší, a tudíž jsou tepelné ztráty větší. Při větších rychlostech se pneumatika nestíhá navracet do původního tvaru po deformaci, a proto se rameno valivého odporu zvětšuje.

Tab. 1.1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek [1], [2]

Povrch	$f_K[-]$	Povrch	$f_K[-]$
asfalt	0,01 – 0,02	travnatý terén	0,08 – 0,15
beton	0,015 – 0,025	hluboký písek	0,15 – 0,30
dlažba	0,02 – 0,03	čerstvý sníh	0,20 – 0,30
makadam	0,03 – 0,04	bahnitá půda	0,20 – 0,40
polní cesta – suchá	0,04 – 0,15	náledí	0,01 – 0,025
polní cesta – mokrá	0,08 – 0,20		

Celkový valivý odpor vozidla lze spočítat následovně

$$O_f = \sum_i O_{f_{K_i}} = \sum_i f_{K_i} Z_{K_i} \quad 1.4$$

Za předpokladu, že součinitelé valivého odporu mají na všech kolech stejnou hodnotu, potom pro $f_{K_i} = f_K$ lze psát

$$O_f = f_K \sum_i Z_{K_i} = f_K G. \quad 1.5$$

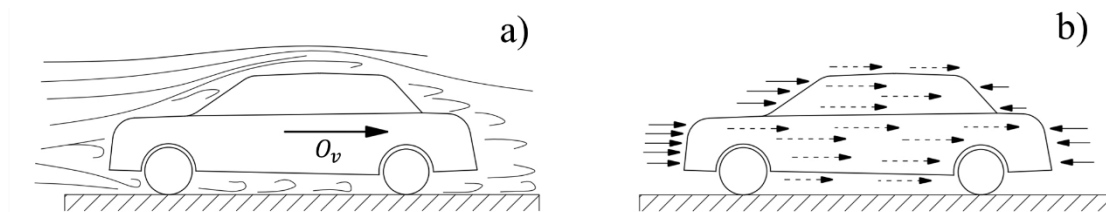
Všechny tyto vztahy platí pro vozidlo na rovině, jelikož složky zatížení jsou pouze ve vertikálním směru.

Mezi další odpory podobné valivému, které jsou ve výpočtech zanedbatelné, patří například odpor vznikající sbíhavostí předních kol, přídavný odpor od jízdy po nerovné vozovce, odpor od deformace pneumatik při zatáčení nebo aerodynamický odpor od otáčejících se kol.

1.2 AERODYNAMICKÝ ODPOR

Aerodynamický odpor vzniká prouděním vzduchu kolem karoserie vozidla a pod vozidlem. Proudnice vzduchu se za vozidlem neuzavírají a vzniká víření. Velikost této aerodynamické síly je dána výslednicí tlaků působících kolmo na karoserii vozidla, obr. 2a, a třecích sil působících v tečném směru karoserie vozidla, obr. 2b. Do celkového aerodynamického odporu se počítají následující složky odporu: víření vzniklé rozdílem tlaků nad a pod vozidlem (nad vozidlem je přetlak, zatímco pod vozidlem je podtlak),

průchod vzduchu chladicím a větracím systémem a víření a tření vznikajících prouděním vzduchu kolem otáčejících se kol.



Obr. 2 [1] a) Průběh proudnic vozidla obtékaného vzduchem, b) vznik vzdušného odporu z tlakových sil (vytažené šipky) a třecích sil (čárkované šipky)

Celkový aerodynamický odpor se poté počítá

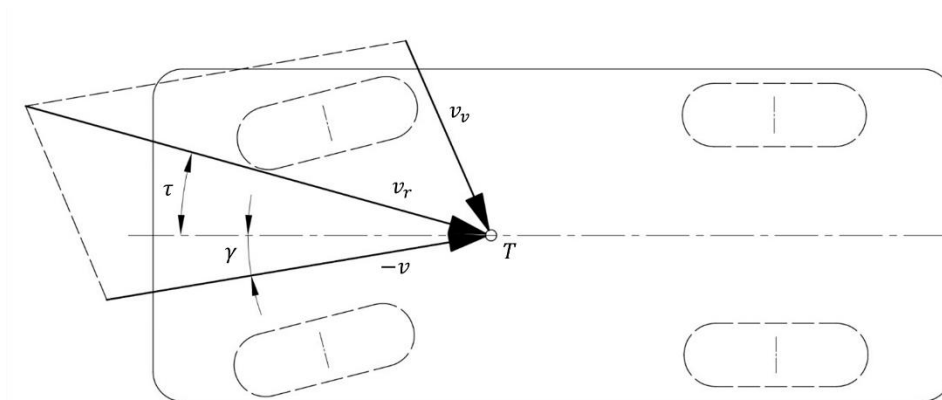
$$O_v = \frac{1}{2} c_x S_a \rho_v v_r^2, \quad 1.6$$

kde c_x je součinitel aerodynamického odporu, S_a je čelní plocha vozidla, ρ_v je hustota vzduchu a v_r je výsledná rychlost vzduchu proudícího kolem vozidla.

Výsledná (náporová) rychlost vzduchu se skládá z rychlosti větru v_v a záporné rychlosti vozidla v , podle obr. 3

$$\vec{v}_r = \vec{v} + \vec{v}_v. \quad 1.7$$

Úhel τ , který mezi sebou svírá náporová rychlost a podélná osa vozidla se nazývá úhel náběhu vzduchu. Při protivětru, přímé jízdě vozidla nebo zadním větrem je $\tau = 0$. Pro případy bočního větru platí $\tau \neq 0$. Na obr. 3 je znázorněn obecný případ směru vektoru rychlosti vozidla, jelikož například při průjezdu zatáčkou neleží tento vektor v podélné rovině vozidla (úhel γ).



Obr. 3 Určení náporové rychlosti vzduchu [1]

Hustota vzduchu, kterým vozidlo projíždí je závislá na jeho tlaku a teplotě.

Hodnota čelní plochy vozidla se získá čelní projekcí vozidla.

Hlavní faktor ovlivňující součinitele odporu vzduchu je tvar vozidla. Hodnoty součinitele c_x se určují experimentálně na modelech nebo skutečných vozidlech v aerodynamickém tunelu. Měření na reálných vozidlech je přesnější než na modelu, především pokud se kola vozidla otáčejí.

Pro osobní vozidla se ukázalo, že úhel náběhu τ nemá na hodnotu součinitele c_x velký vliv (do hodnoty $\tau = 20^\circ$). Naopak pro užitková vozidla hodnota c_x narůstá zhruba o 50 % pro $\tau = 15^\circ$ oproti hodnotě bez bočního větru.

Tab. 1.2 Hodnoty součinitele odporu c_x a čelní plochy S_a [1], [2]

Typ vozidla	c_x [-]	S_a [m ²]
osobní automobily	0,22 – 0,55	2,05 – 3,20
sportovní vozy	0,27 – 0,4	1,65 – 2,20
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 – 0,6	0,7 – 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 – 0,35	0,8 – 1,5
nákladní vozy – valník	0,8 – 1,0	4 – 7
nákladní vozy – s plachtou	0,6 – 0,8	5 – 8
nákladní vozy – s přívěsem	1,0 – 1,2	5 – 8
nákladní vozy – s kontejnerovým návěsem	1,0 – 1,2	9
autobusy	0,5 – 0,7	5 – 7

1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

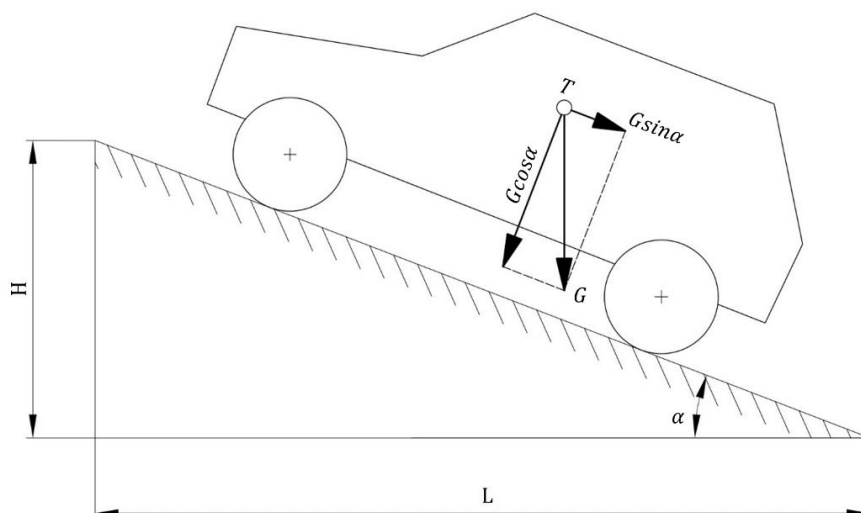
Odpor stoupání je složka tíhy vozidla rovnoběžná s vozovkou. Základní vztah pro určení odporu stoupání je následující

$$O_s = \pm G \sin \alpha, \quad 1.8$$

kde G je tíha vozidla, α je úhel sklonu vozovky od vodorovné roviny. Při jízdě do svahu se v rov. 1.8 používá kladné znaménko, při jízdě ze svahu se používá znaménko minus, sinová složka tíhy vozidla není odporem, ale naopak vozidlo pohání.

U praktických výpočtů se místo úhlu vozovky ve stupních využívá sklon svahu S , určen následujícím vztahem podle obr. 4

$$S = \frac{h}{l} = \operatorname{tg} \alpha. \quad 1.9$$



Obr. 4 Určení odporu stoupání [1]

Stoupáním S lze nahradit úhel α do úhlu 17° , neboli $S = 0,3 = 30\%$, kdy rozdíl mezi $\sin \alpha$ a $\tan \alpha$ je asi 5% . Stoupání lze tedy používat ve většině případů, jelikož maximální stoupání silnic málokdy přesahuje 12% .

1.4 ODPOR ZRYCHLENÍ

Odpor zrychlení vzniká při zrychleném pohybu vozidla působením setrvačných sil proti směru jízdy a je určen vztahem

$$O_z = O_{zp} + O_{zr}, \quad 1.10$$

kde

$$O_{zp} = ma, \quad 1.11$$

je odpor zrychlení posuvné části hmotnosti a

$$O_{zr} = \sum_i \frac{J_{K_i}}{r_{d_i} r_{k_i}} a. \quad 1.12$$

Moment potřebný k překonání odporu rotačních částí je

$$M_r = O_{zr} r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rk}, \quad 1.13$$

kde M_{rm} je moment potřebný na zrychlení rotujících částí hnacího motoru a je dán vztahem

$$M_{rm} = J_m \ddot{\varphi}_m i_c \eta, \quad 1.14$$

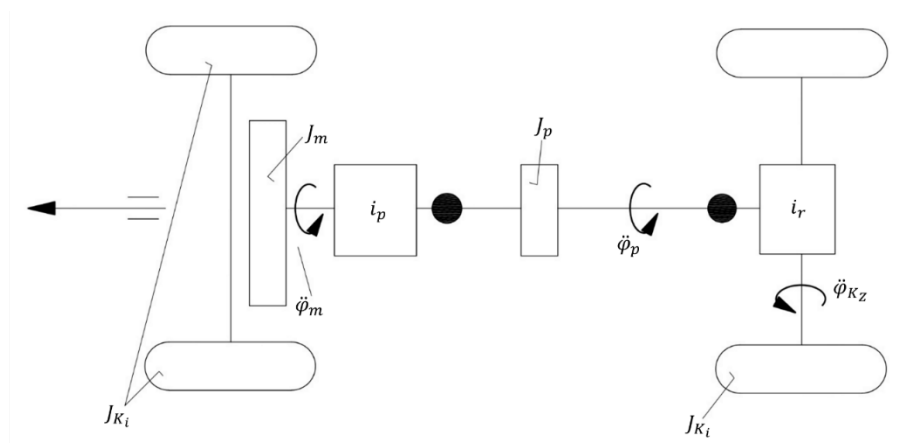
M_{rp} je moment nutný ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí určen následujícím vztahem

$$M_{rp} = J_p \ddot{\varphi}_p i_r \eta \quad 1.15$$

a M_{rk} je moment potřebný pro zrychlení kol vozidla

$$M_{rk} = \sum_i J_{K_i} \ddot{\varphi}_{K_i} \quad 1.16$$

Na obr. 5 jsou znázorněny všechny rotační části automobilu. J_m v rov. 1.14 je hmotnostní moment setrvačnosti rotačních částí motoru, $i_c = i_p i_r$ je celkový převod převodového ústrojí, i_p je převodový poměr převodovky a i_r je převodový poměr rozvodovky. J_p v rov. 1.15 je hmotnostní moment setrvačnosti rotačních částí převodového ústrojí.



Obr. 5 Rotační části automobilu [1]

Vztah mezi úhlovým zrychlením vozidlových kol $\ddot{\varphi}_k$ a úhlovým zrychlením motoru $\ddot{\varphi}_m$ je

$$\ddot{\varphi}_k = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_c} = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_p i_r} \quad 1.17$$

a vztah mezi úhlovým zrychlením kol $\ddot{\varphi}_k$ a úhlovým zrychlením spojovacího hřídele

$$\ddot{\varphi}_k = \frac{\ddot{\varphi}_p}{i_r} \quad 1.18$$

Úhlové zrychlení kol $\ddot{\varphi}_k$ se vyjádří v závislosti na podélném zrychlení kol a takto

$$\ddot{\varphi}_k = \frac{a}{r_k} \quad 1.19$$

a po dosazení rovnic 1.14 až 1.16 do rovnice 1.13 je

$$M_r = \left[(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{K_i} \right] \frac{a}{r_k} \quad 1.20$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí je poté dán součtem O_{zp} podle rov.1.11 a O_{zr} z rov.1.12, neboli

$$O_z = ma + \frac{M_r}{r_d} = ma + \frac{1}{r_d} \left[(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum_i J_{K_i} \right] \frac{a}{r_k}. \quad 1.21$$

Vzhledem k tomu, že $r_k \approx r_d$ lze předchozí rov. 1.21 psát ve tvaru

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum J_{K_i}}{m r_d^2} \right] ma = \vartheta ma, \quad 1.22$$

kde výraz v hranaté závorce je součinitel vlivu rotačních částí ϑ .

2 HNACÍ ÚSTROJÍ

2.1 CELKOVÝ JÍZDNÍ ODPOR, POTŘEBNÁ HNACÍ SÍLA

Celkový jízdní odpor se vypočítá součtem odporů z kapitol 1.1 až 1.4 a je tedy

$$F_K = O_f + O_v + O_s + O_z, \quad 2.1$$

kdy se po dosažení rovnic 1.5, 1.6, 1.8 a 1.22 dá napsat

$$F_K = f_K G + \frac{1}{2} c_x S_a \rho_v f v_r^2 + GS + \vartheta ma. \quad 2.2$$

Při jízdě po rovině ($S=0$) a bez zrychlení ($a=0$) na vozidlo působí valivý a aerodynamický odpor.

Hnací výkon potřebný pro překonání jízdních odporů se vypočítá následovně

$$P_K = F_K v = \frac{M_K}{r_d} v. \quad 2.3$$

Pokud se do rovnice 2.3 dosadí rovnice 2.2, získá se rovnice, která je velice užitečná k představení nárůstu potřebného hnacího výkonu při zvyšování rychlosti vozidla, rovnice je následující

$$P_K = f_K G v + \frac{1}{2} c_x S_a \rho_v f v^3 + GSv + \vartheta mav. \quad 2.4$$

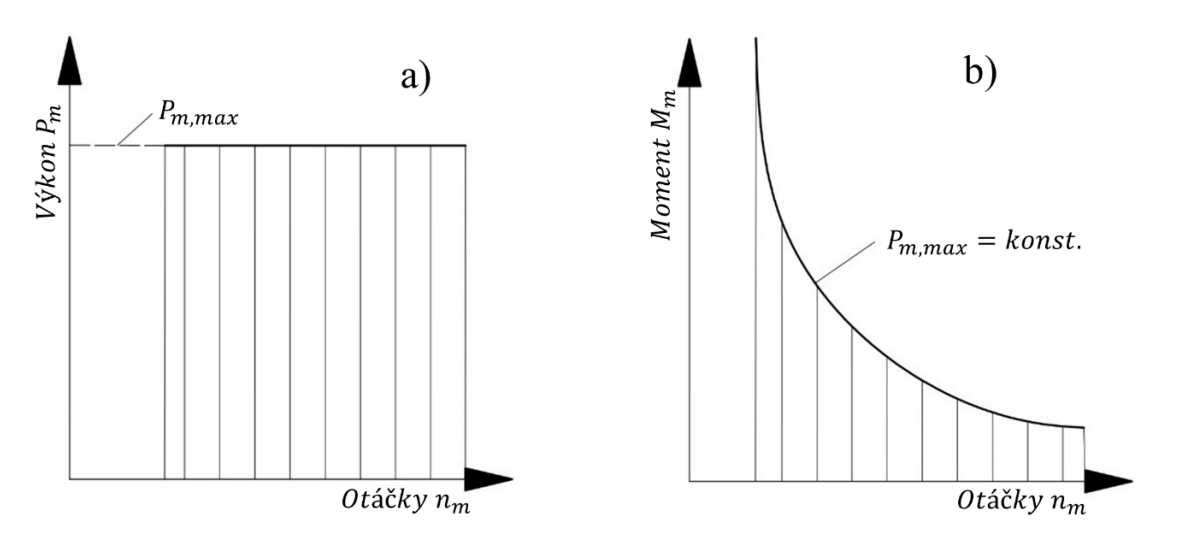
Z rovnice 2.4 je patrné, že při bezvětří ($v_r = v$) vzrůstá aerodynamický odpor s třetí mocninou rychlosti, zatímco ostatní jízdní odpory narůstají lineárně.

2.2 IDEÁLNÍ CHARAKTERISTIKA HNACÍHO MOTORU

Hnací motor disponuje určitým výkonem P_m při otáčkách n_m . Maximální výkon motoru $P_{k,max}$ obvykle nastává pouze při určitých otáčkách $n_m(P_{k,max})$. Ideálního průběhu výkonu hnacího motoru by bylo dosaženo, pokud by byl výkon konstantní v celém rozsahu otáček. V tomto případě by při snížení otáček došlo k navýšení točivého momentu podle hyperbolické závislosti, obr. 6b, protože platí

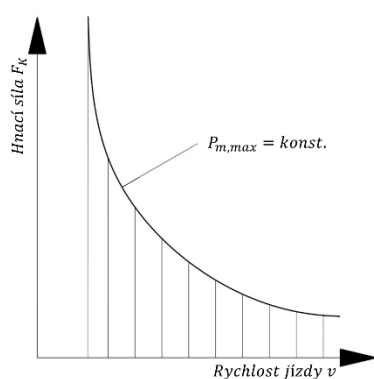
$$P_{m,max} \sim M_m n_m; \quad M_m \sim \frac{P_{m,max}}{n_m}. \quad 2.5$$

Přímka výkonu na obr. 6a nepokračuje až do $n_m = 0$, neboť toto by podle rov. 2.5 znamenalo vzrůst točivého momentu do nekonečna.



Obr. 6 [1] Ideální charakteristiky hnacího motoru: a) výkon motoru, b) točivý moment

Vzhledem k tomu, že hnací síla na kolech je přímo úměrná točivému momentu motoru a rychlost jízdy je přímo úměrná otáčkám motoru, dá se nakreslit tzv. ideální hyperbola hnací síly zobrazena na obr. 7



Obr. 7 Ideální hyperbola hnací síly vozidla [1]

3.2.3 MOMENTOVÝ PRŮBĚH, PŘEVODOVÉ STUPNĚ, OMEZENÍ PŘILNAVOSTI, PŘENOS HMOTNOSTI A SETRVAČNÉ MOMENTY ROTUJÍCÍCH ČÁSTÍ PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Jedná se o nejpřesnější z popsaných metod, jelikož podélná síla přenesená od hnaných kol na vozovku je omezena přilnavostí pneumatik a je upravena zvýšeným zatížením kol od přenosu hmotnosti (u vozidel s náhonem na zadní nápravě). Při výpočtech v této práci se využilo této metody, bez uvažování setrvačných momentů rotujících částí převodového ústrojí (nevelký přínos přesnosti). Metoda je přesněji popsána v kapitole 5.

4 POPIS VOZIDEL

4.1 ŠKODA ENYAQ

Prvním zvoleným vozidlem byla Škoda Enyaq. Hlavním důvodem pro volbu tohoto automobilu byla jeho dostupnost na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, a tedy možnost provedení jízdni zkoušky pro získání dat. Vozidlo však disponuje poháněnou zadní nápravou, což je vhodné pro porovnání s vozidlem s klasickou koncepcí (motor vpředu, pohon zadní nápravy). Navíc se jedná o elektromobil a porovnání s automobilem se spalovacím motorem je tedy ještě zajímavější. Parametry vozidla jsou uvedeny v tab. 4.1.

Na obr. 10 je graf vnější otáčkové charakteristiky motoru Škody Enyaq. Maximální moment v grafu znázorňuje moment, který je elektromotor schopen dodávat, avšak nelze všechen tento moment přenést na vozovku z důvodu omezení přilnavosti pneumatik. Řídící jednotka vozidla tedy moment snižuje, aby nedošlo k prokluzování kol (na obr. 10 moment reálný). Z důvodu získání momentu z dat naměřených při jízdě, není k dispozici moment až do maximální rychlosti vozidla.

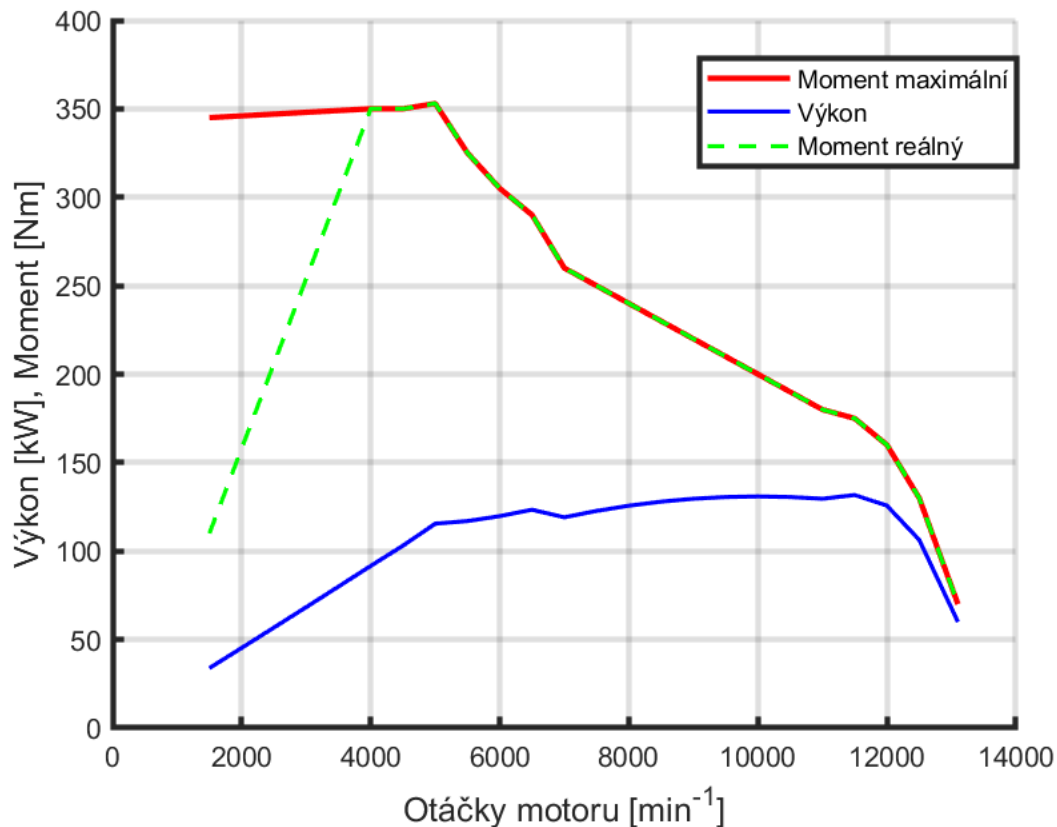
Rozložení hmotnosti mezi jednotlivé nápravy se získalo jako průměr rozložení hmotnosti jednotlivých elektromobilů [10]. Rozložení poté vyšlo 53 % na přední a 47 % hmotnosti na zadní nápravě.



Obr. 9 Škoda Enyaq [prof. Štětina]

Tab. 4.1 Parametry Škoda Enyaq [1], [2], [4], [7]

Parametr	m	c_x	S_a	f_K	l	h	μ	r_k	i_c
Hodnota	1997	0,255	3,01	0,01	2,765	0,5	0,9	0,368	13,34



Obr. 10 Vnější otáčková charakteristika Škody Enyaq

4.2 TOYOTA GR86

Druhým vozidlem, pro které se výpočty prováděly je model GR86 od automobilky Toyota. Tento automobil spadá do třídy malých sportovních vozů a je poháněn čtyřválcovým spalovacím motorem typu boxer o zdvihovém objemu 2,4 l, který posílá svůj točivý moment přes diferenciál s omezeným prokluzem na zadní nápravu. Vnější otáčková charakteristika motoru je na obr. 12. Pro výpočty se použila verze automobilu s šestistupňovou manuální převodovkou s jednotlivými převodovými stupni v tab. 4.2. Statické rozložení hmotností mezi nápravami je 47 % hmotnosti na zadní a 53 % hmotnosti na zadní nápravě [8].



Obr. 11 Toyota GR86 [6]

Tab. 4.2 Jednotlivé převodové stupně a převodový poměr rozvodovky Toyoty GR86 [3]

Převodový stupeň	1.	2.	3.	4.	5.	6.	Rozvodovka
Převodový poměr	3,626	2,189	1,541	1,213	1,000	0,767	4,1

Všechny ostatní parametry potřebné k výpočtům jsou uvedeny v Tab. 4.3.

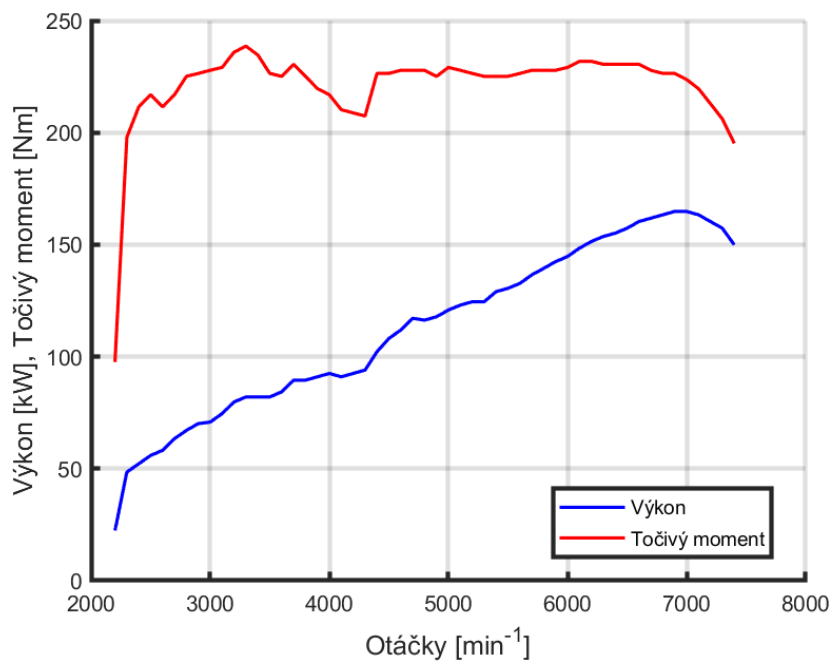
Tab. 4.3 Parametry Toyoty GR86 [1], [2], [3], [4]

Parametr	m	c_x	S_a	f_K	l	h	μ	r_k
Hodnota	1366	0,276	2,327	0,014	2,58	0,46	1	0,3146

Hmotnost se převedla z liber (2833 liber) následující rovnicí

$$m = m_{lbs.} \cdot 0,454 \quad 2.6$$

a k hmotnosti prázdného vozidla se přičetl řidič o hmotnosti 80 kg.



Obr. 12 Vnější otáčková charakteristika motoru Toyota GR86

5 POPIS VÝPOČTOVÝCH POSTUPŮ

Valivý, aerodynamický a odpor stoupání se vypočítaly z rovnic v kapitolách 1.1 až 1.3, tyto odpory se nadále použily při výpočtu času zrychlení vozidel z 0 na 100 km/h a brzdné dráhy ze 100 na 0 km/h.

5.1 VÝPOČET ZRYCHLENÍ Z 0 NA 28 M/S

Při výpočtu zrychlení se použil iterační postup, který zohledňuje přilnavost pneumatik a přenos hmotnosti na zadní nápravu, způsobený setrvačnou silou, která působí v těžišti vozidla. Přenos hmotnosti způsobí větší zatížení zadní nápravy a je tedy možné přenést na vozovku větší podélnou sílu. U vozidel s poháněnou zadní nápravou je toto tedy výhoda, avšak u vozidel s poháněnou přední nápravou tento přenos odlehčuje přední nápravu a nelze tedy dosáhnout tak vysokých hodnot zrychlení.

5.1.1 VOLENÍ PŘEVODOVÉHO STUPNĚ

V programu se rychlost vozidla od 0 m/s až po maximální rychlost 60 m/s rozdělila na 60 dílů po 1 m/s, aby se dále výpočty daly provádět iteračně. V programu se dále od 1. převodového stupně počítaly otáčky motoru při příslušné rychlosti. Ve chvíli, kdy otáčky překročily maximální dovolené otáčky motoru, začal se používat 2. převodový stupeň. V programu se takto postupovalo až do maximální rychlosti, které bylo dosaženo v 5. převodovém stupni.

5.1.2 DOHLEDÁNÍ TOČIVÉHO MOMENTU MOTORU

Podle vypočtených otáček motoru v průběhu celého pásma rychlosti se z vnější otáčkové charakteristiky motoru vyhledal točivý moment, který je k dispozici. Tento točivý moment se poté vynásobil celkovým převodovým poměrem mezi motorem a koly k získání momentu na kolech.

5.1.3 ÚČINNOST HNACÍHO ÚSTROJÍ [9]

Protože hnací ústrojí vozidla nepracuje se 100% účinností je nutno do výpočtu zahrnout také ztráty způsobené sníženou účinností. V tomto případě se účinnost dohledala v příslušné literatuře a vynásobil se jí moment získaný v předchozím kroku.

5.1.4 VÝPOČET PODÉLNÉ SÍLY

Podélná síla působící z kol na vozovku je dána rovnicí

$$F_{P,k} = \frac{M_K}{r_d}. \quad 2.7$$

Maximální podélná síla, kterou jsou pneumatiky na vozovku schopny přenést je

$$F_{P,max} = 0,47 \cdot G \cdot \mu, \quad 2.8$$

kde číslo 0,47 znázorňuje část tíhy vozidla na poháněné nápravě.

V dalším kroku výpočtu se porovnávala maximální podélná síla s podélnou silou od momentu na kolech. Pokud byla $F_{P, \max} > F_{P, k}$, při dalším výpočtu se používala $F_{P, k}$, protože podélná síla v tomto případě nebyla omezena přilnavostí pneumatik. V opačném případě, kdy $F_{P, k} > F_{P, \max}$, se volila $F_{P, \max}$ protože motor v kombinaci s převodovkou mohli v tomto případě na kola dodávat větší moment, než je pneumatika schopna přenést na vozovku.

Dále se vybraná podélná síla na kolech ponížila o valivý a aerodynamický odpor, protože tyto odpory snižují výslednou sílu působící na vozidlo a omezují tak zrychlení.

5.1.5 VÝPOČET ZRYCHLENÍ PRO JEDNOTLIVÉ RYCHLOSTNÍ ÚSEKY

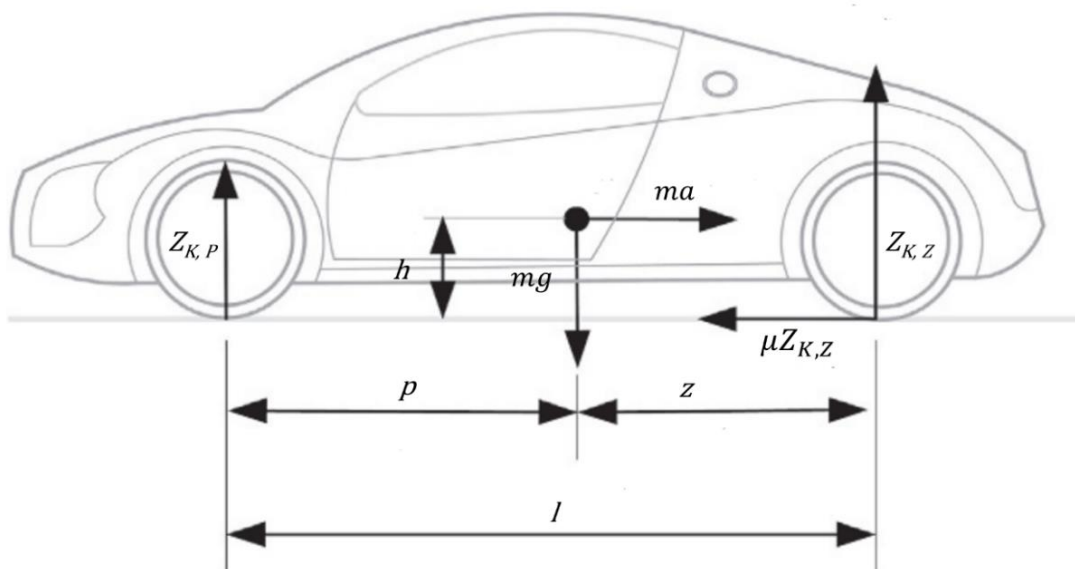
Jednotlivá zrychlení se vypočítala následující rovnicí

$$a = \frac{F_P}{m}. \quad 2.9$$

Zrychlení se dále používalo pro výpočet nového zatížení zadní nápravy po přenosu hmotnosti.

5.1.6 PŘENOS HMOTNOSTI NA ZADNÍ NÁPRAVU

Při výpočtu zatížení zadní nápravy po přenosu hmotnosti se vycházelo z uvolněného diagramu vozidla na obr. 13.



Obr. 13 Uvolněný diagram vozidla [5]

Podle Obr. 13 se udělala momentová rovnováha ke kontaktu přední nápravy s vozovkou. Momentová rovnováha vypadá následovně

$$\sum M_{pn}: mgp + mah - Z_{K,Z}l = 0. \quad 3.0$$

Zatížení zadní nápravy po přenosu hmotnosti $Z_{K,Z}$ je po úpravě rov. 3.0

$$Z_{K,Z} = mg \frac{p}{l} + ma \frac{h}{l}, \quad 3.1$$

kde výraz $(mgp)/l$ je statické zatížení zadní nápravy, které je v tomto případě $0,44G$.

5.1.7 VÝPOČET ZRYCHLENÍ PO PŘENOSU HMOTNOSTI, ČASU A VZDÁLENOSTI

Pro výpočet zrychlení v prvním časovém úseku se použije hodnota zrychlení bez přenosu hmotnosti a poté se již používají nové hodnoty zrychlení, které jsou vypočteny z podélné síly, které je možno dosáhnout po přenosu hmotnosti na zadní nápravu.

Čas zrychlení pro jednotlivé úseky o velikosti 1 m/s se vypočítá jednoduchou rovnicí

$$t_1 = \frac{v_2 - v_1}{a_1} = \frac{1}{a_1}, \quad 3.2$$

kde t_1 je čas potřebný pro zrychlení z 0 na 1 m/s a a_1 je zrychlení v úseku od 0 do 1 m/s.

Celkový čas zrychlení je poté dán rovnicí

$$t = \sum_1^n t_n. \quad 3.3$$

5.1.8 BRZDNÁ DRÁHA A ČAS Z 28 M/S

Při výpočtu brzdě dráhy a času se využilo předpokladu, že moderní brzdě systémy jsou schopné dodávat brzdnou sílu vyšší, než je přilnavost pneumatik a systémy ABS jsou poté schopny udržet pneumatiku těsně pod mezí kluzu, čímž se dosáhne maximálního zpomalení a nejkratší možné brzdě dráhy. Maximální dosažitelná brzdě síla je následující

$$F_{B,max} = \mu G \quad 3.4$$

a brzdění je tedy primárně ovlivněno kvalitou pneumatik. Brzdě čas je poté

$$t_B = \frac{v_1 - v_2}{a_B}, \quad 3.5$$

kde v_0 je počáteční rychlost před brzděním a a_B je záporné zrychlení při brzděním.

Brzdě dráha je dána následující fyzikální rovnicí

$$s_B = 0,5 \cdot a_B t_B^2. \quad 3.6$$

6 VÝSLEDKY VÝPOČTŮ

6.1 JÍZDNÍ ODPOR

Na obr. 14 a 15 je vidět závislost odporu stoupání, aerodynamického a valivého odporu na rychlosti vozidla. Při rychlostech do 22 m/s (79 km/h) a jízdě po rovině převažuje valivý odpor. Jakmile je stoupání alespoň 1° (2,2 %) převažuje odpor stoupání. Aerodynamický odpor roste s druhou mocninou rychlosti, a tedy při vyšších rychlostech a jízdě po rovině značně převyšuje ostatní odpory. Pokud se pak vozidlo pohybuje po stoupáních větších než 3° (6,7 %), kde se většinou nejezdí vysokými rychlostmi, odpor stoupání je hlavním zdrojem odporu.

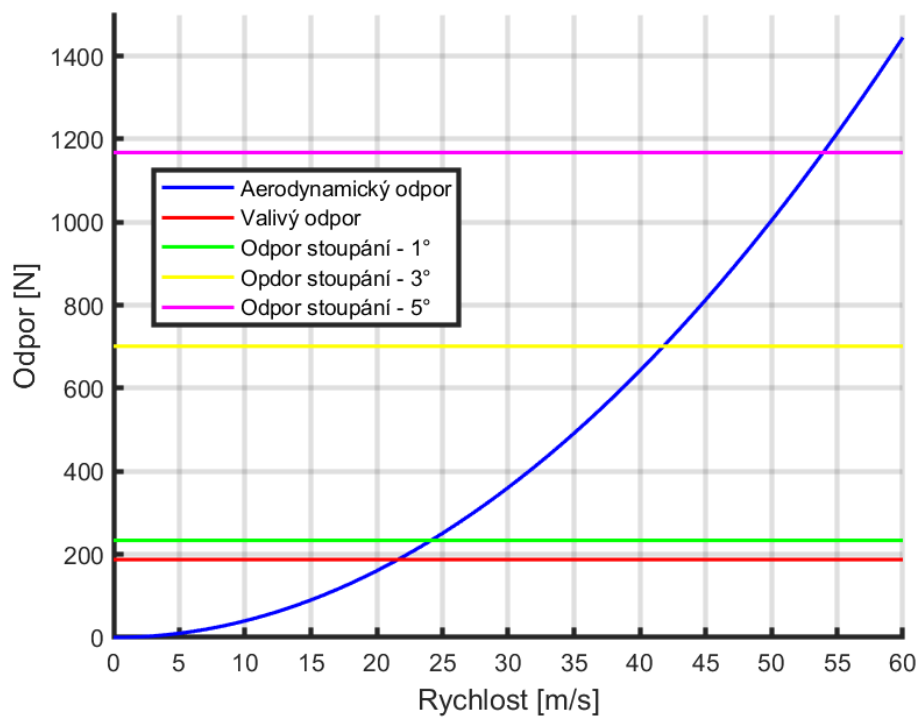
Kvůli nízké energetické hustotě současných baterií v elektromobilech, v porovnání s energetickou hustotou paliv pro vozidla se spalovacími motory, je u elektromobilů velice důležité snížit odpory na co nejnižší úroveň. Elektromobily se dnes primárně využívají na kratší cesty v městském prostředí a hlavním odporem je tedy odpor valivý. Z tohoto důvodu společnosti vyvíjí speciální pneumatiky s nízkým koeficientem valivého odporu pro využití na elektromobilech.

Na obr. 16 je pak vidět hnací síla na kolech v závislosti na zařazeném rychlostním stupni a rychlosti vozidla, pro porovnání je v grafu znázorněn také celkový odpor. Z grafu je vidět, že maximální rychlosti vozidla se dosáhne při zařazeném 5. převodovém stupni, protože v 6. stupni už hnací síla nedokáže překonat celkový jízdní odpor. V realitě je však vozidlo schopno dosáhnout maximální rychlosti i v 6. rychlostním stupni. Pravděpodobně je tedy některá hodnota parametru vozidla nepřesná, např. koeficient aerodynamického odporu je v realitě nižší.

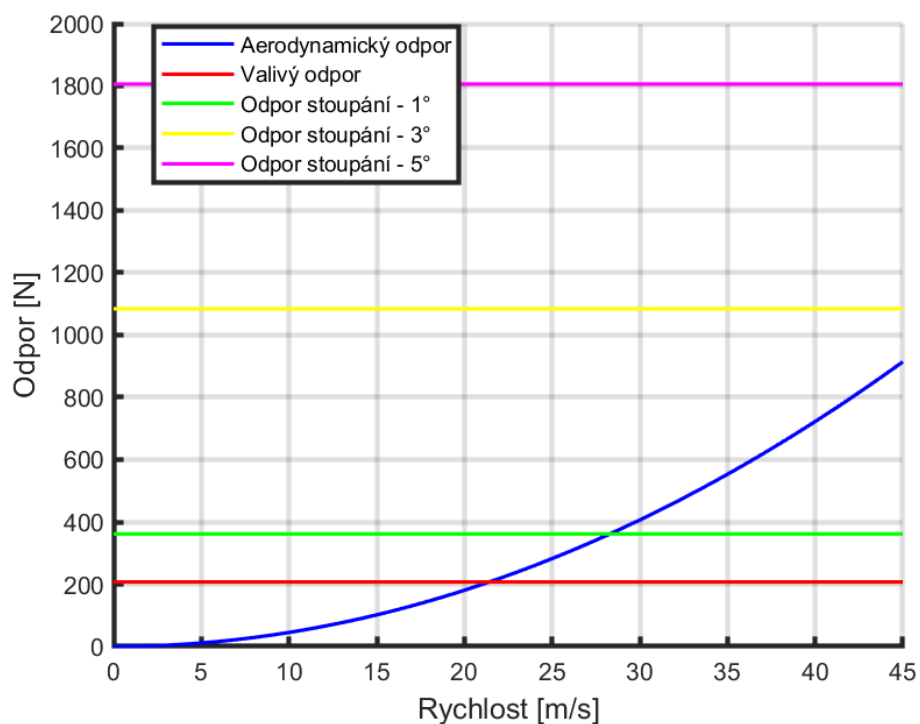
Obr. 17 znázorňuje charakteristiku hnací síly automobilu Škoda Enyaq, i při nejvyšších rychlostech přesahuje celkový odpor vozidla na rovině a maximální rychlost je tedy pravděpodobně omezena elektronicky.

Při porovnání odporu stoupání mezi Toyotou a Škodou je vidět, že díky své nízké hmotnosti má Toyota GR86 výrazně nižší odpor stoupání. Nižší hmotnost má také za následek nižší odpor zrychlení.

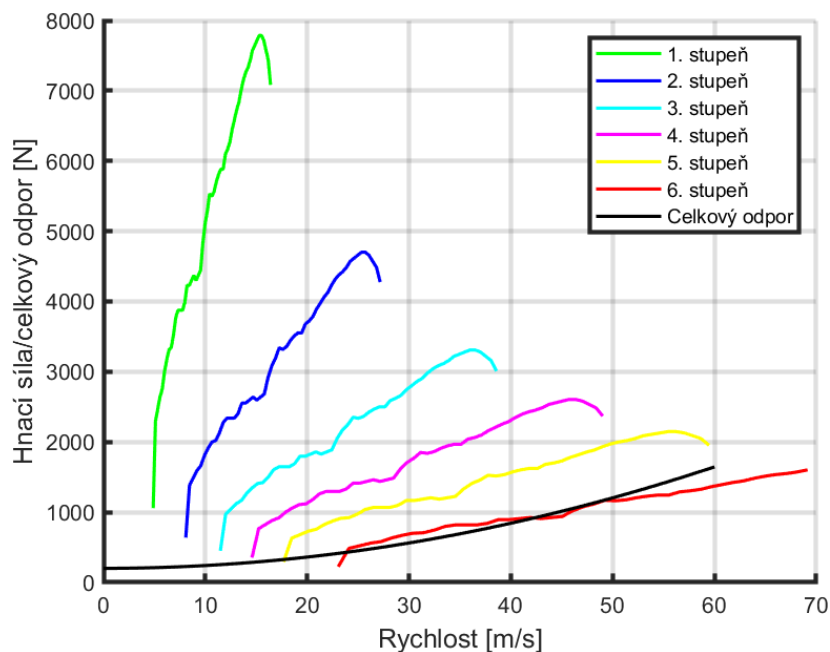
V případě aerodynamického odporu je očekávané, že vozidla s většími rozměry budou mít tento odpor vyšší. Toto očekávání je splněno, avšak rozdíl aerodynamických odporů není tak značný, díky nižšímu koeficientu aerodynamického odporu u vozu Škoda Enyaq. Obecně v dnešní době, obzvláště u elektromobilů, vývoj směřuje k co nejnižším koeficientům aerodynamického odporu, což zvyšuje celkovou účinnost vozu.



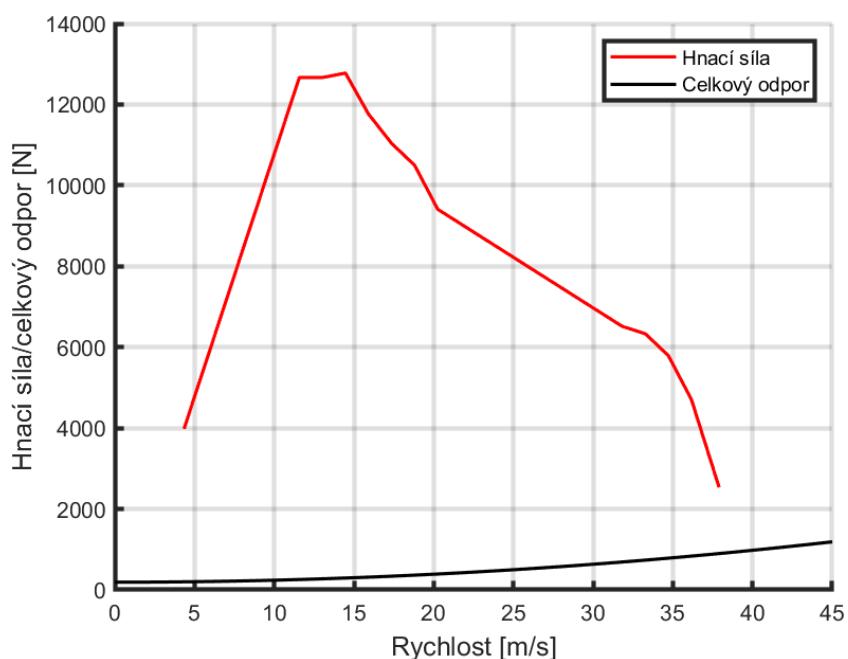
Obr. 14 Závislost odporu stoupání, valivého a aerodynamického odporu na rychlosti (Toyota GR86)



Obr. 15 Závislost odporu stoupání, valivého a aerodynamického odporu na rychlosti (Škoda Enyaq)



Obr. 16 Charakteristika hnací síly a celkové odporu (Toyota GR86)



Obr. 17 Charakteristika hnací síly a celkového odporu (Škoda Enyaq)

6.2 ODPOR ZRYCHLENÍ

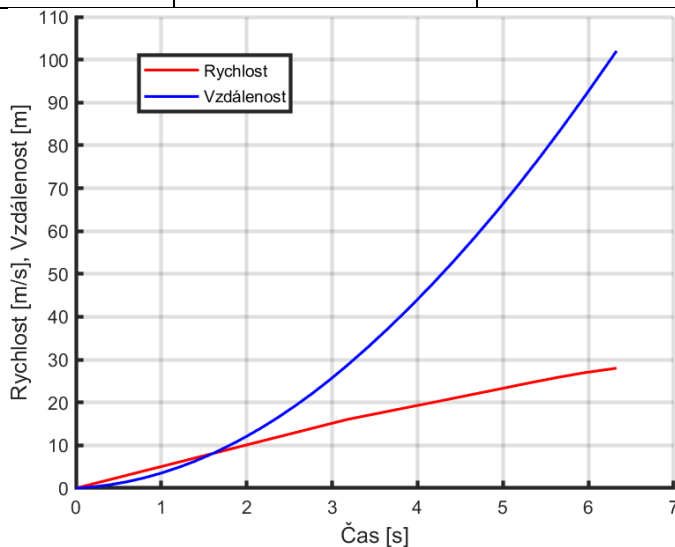
Pro znázornění odporu zrychlení, se provedl výpočet času zrychlení z 0 km/h na 100 km/h a výpočet brzdné dráhy ze 100 km/h.

6.2.1 ZRYCHLENÍ Z 0 KM/H NA 100 KM/H

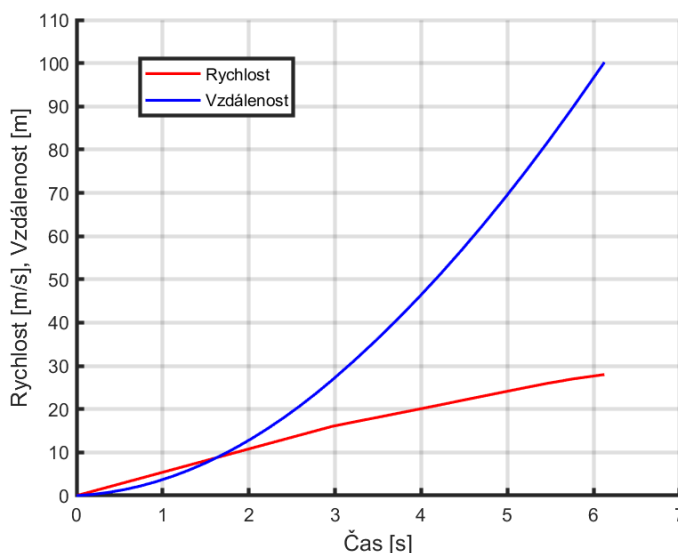
Výsledky výpočtů jsou uvedeny v tab. 6.1 a znázorněny na obr. 18 a 19.

Tab. 6.1 Výsledky výpočtu zrychlení

	Čas 0 – 100 km/h	Dráha 0 – 100 km/h	Maximální hodnota zrychlení
Škoda Enyaq	8,5 s	105,4 m	1,8 m/s ²
Toyota GR86	6,1 s	100,2 m	5,3 m/s ²



Obr. 18 Závislost rychlosti a ujeté vzdálenosti na čase při zrychlování (Škoda Enyaq)



Obr. 19 Závislost rychlosti a ujeté vzdálenosti na čase při zrychlování (Toyota GR86)

6.2.2 BRZDĚNÍ ZE 100 KM/H

Výsledky výpočtu brzdění jsou uvedeny v tab. 6.2 a znázorněny na obr. 19 a 20.

Tab. 6.2 Výsledky výpočtu brzdění

	Brzdná dráha	Brzdný čas	Maximální zpomalení
Škoda Enyaq	42,1 m	3,1 s	9,1 m/s ²
Toyota GR86	37,7 m	2,8 s	10,2 m/s ²

6.3 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTŮ A REÁLNÝCH DAT

V případě Škody Enyaq se čas zrychlení z 0 na 100 km/h pohybuje podle následujících zdrojů ([14], [15]) mezi 8,5 až 8,8 sekund. Průměrný čas je 8,65 sekund. U elektromobilu je větší problém se zjištěním průběhu momentu dodávaného motorem při zrychlování, jelikož výrobci tento údaj neudávají a moment je silně ovlivněn zásahem elektroniky, se snahou omezit prokluzování kol. Vypočtený čas je 8,5 sekundy, a tedy průběh momentu, se kterým bylo počítáno je blízko reálnému průběhu momentu.

Podle internetových magazínů ([11], [12], [13], [18]) se čas zrychlení z 0 na 100 km/h pro Toyotu GR86 pohybuje v rozmezí 5,9 až 6,3 sekund. Průměrný čas ze zmíněných magazínů je 6,1 sekundy. Výsledek výpočtu ve vytvořeném programu je 6,1 sekundy. V případě, že vstupní parametry pro výpočet jsou správné a je zvolen vyhovující postup výpočtu, je možné se přiblížit reálným časům zrychlení.

Brzdná dráha Škody Enyaq ze 100 km/h je 37 m ([15], [16]) a Toyoty GR86 je 32 m ([17], [18]). Obě tyto hodnoty jsou nižší než výsledné hodnoty výpočtu, 42 m pro Škodu a 38 m pro Toyotu, toto je nejspíše způsobeno vyšším koeficientem statického tření pneumatik na reálných vozidlech.

ZÁVĚR

V tab. 6.3 jsou uvedeny konkrétní hodnoty jednotlivých odporů. V případě valivého odporu jsou jeho hodnoty téměř totožné mezi oběma vozidly, i přesto, že Škoda Enyaq má o 600 kg vyšší hmotnost. Jak již bylo zmíněno v kapitole 6.1, toto je z důvodu nižšího součinitele valivého odporu pneumatik. Snižování valivého odporu pneumatik je důležité hlavně pro zvýšení dojezdu elektromobilů v městských provozech, kdy je valivý odpor hlavním zdrojem celkového odporu.

Další odpor, který je v městském provozu důležitý z důvodu častého brzdění a rozjíždění, je odpor zrychlení. V tab. 6.3 je odpor zrychlení lineárně se pohybujících částí vozidla vyčíslen pro zrychlení 2 m/s^2 , toto zrychlení odpovídá času z 0 na 50 km/h za přibližně 7 sekund. Odpor zrychlení je pro Škodu Enyaq přibližně o 46 % vyšší než u Toyoty GR86. Bohužel odpor zrychlení se dá snížit pouze snížením hmotnosti a toho se u elektromobilů dosahuje velice těžko, protože baterie mají poměrně nízkou energetickou hustotu, a je jich tedy třeba mít ve vozidle veliké množství.

U odporu stoupání je problém stejný jako u odporu zrychlení. Jediná možnost jeho snížení je snížení hmotnosti.

Snižování aerodynamického odporu je také velkou částí vývoje nových vozidel, protože při jízdě vyšší rychlostí se tento odpor stává hlavním zdrojem celkového odporu. Snížení tohoto odporu má tedy velký význam na spotřebu paliva a baterie např. při jízdě po dálnici. Problém se snižováním tohoto odporu je v dnešní době ve snaze o zachování „klasického“ vzhledu automobilů. Některé automobilky se vývinu automobilů zaměřených na co největší snížení aerodynamického odporu věnují, avšak právě kvůli jejich „zvláštnímu“ vzhledu, nejsou tyto automobily ekonomicky velice konkurenceschopné.

Tab. 6.3 Konkrétní hodnoty jednotlivých odporů

	Valivý odpor	Aerodynamický odpor (100 km/h)	Odpor stoupání (3°)	Odpor zrychlení (2 m/s^2)
Škoda Enyaq	196 N	369 N	1025 N	3 994 N
Toyota GR86	188 N	315 N	701 N	2 732 N

Výsledky výpočtů zrychlení a brzdění se přibližují reálným hodnotám, pokud jsou tedy zadány správné vstupní hodnoty, dá se dosáhnout velice dobrých výsledků. Při zpracování výpočtů bylo vyzkoušeno více vstupních parametrů pro zjištění, které z nich mají největší vliv na výsledky. Na zrychlení má největší vliv hmotnost, výkonnostní parametry motoru a velký vliv má také výška těžiště. Výška těžiště, možná neintuitivně, ovlivňuje zrychlení tak, že čím je větší, dá se dosáhnout vyšších hodnot zrychlení. Tato skutečnost je způsobena tím, že s vyšším těžištěm je přenos hmotnosti na hnanou nápravu větší a je tedy možno přenést větší podélnou sílu. Toto však platí pouze pro

vozidla se zadní hnanou nápravou, pro vozidla s přední hnanou nápravou je výhodnější menší výška těžiště.

Práce s programem MATLAB byla pro mne osobním přínosem, tento program je velmi užitečný pro různé druhy výpočtů a grafické znázornění výsledků. Díky možnosti jednoduché změny vstupních parametrů a následnému rychlému přepočítání, je možné jednoduše sledovat vliv vstupních parametrů na výsledky, což je velice užitečné, pokud chceme například vědět, které parametry musíme změnit k dosažení lepších výsledků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *TEORIE VOZIDEL - AUTOMOBILY*. Druhé. Brno: rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1985. 55-616-85.
- [2] DIETSCHKE, Karl-Heinz a Konrad REIF. Vehicle Physics. In: DIETSCHKE, Karl-Heinz a Konrad REIF. *Automotive Handbook*. 11th ed. Germany: Robert Bosch, 2022, s. 462-480. ISBN 978-1-119-91190-6.
- [3] TOYOTA GR86 Product Information. *AMAZON AWS* [online]. 2022 [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwjdxTvKoPX-AhV3gv0HHXe1AtoQFnoECAwQAQ&url=https%3A%2F%2Ftoyota-cms-media.s3.amazonaws.com%2Fwp-content%2Fuploads%2F2021%2F06%2F2022-Toyota-GR86-Product-Info_FINAL.pdf&usg=AOvVaw2XedJC9IoRw7WsPB1PFULT
- [4] Tire friction and rolling resistance coefficient. *HPWizard* [online]. [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <http://hpwizard.com/tire-friction-coefficient.html>
- [5] BALKWILL, James. *Performance vehicle dynamics*. Oxford: Matthew Deans, c2018. ISBN 978-0-12-812693-6.
- [6] 2022 Toyota GR86 | PH Review | PistonHeads UK. In: *PistonHeads* [online]. 2022 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://www.pistonheads.com/news/ph-driven/2022-toyota-gr86--ph-review/45736>
- [7] 2021 Skoda Enyaq iV 60 (132 kW / 180 PS / 177 hp) (since March 2021 for Europe) specs review. ZAL, Pawel. *Automobile catalog* [online]. c2010-2023 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: https://www.automobile-catalog.com/car/2021/3153980/skoda_enyaq_iv_60.html#gsc.tab=0
- [8] All-new Toyota GR86. *Toyota Newsroom Europe* [online]. Brussels, 2022 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://newsroom.toyota.eu/all-new-toyota-gr86/>
- [9] Drivetrain losses (efficiency). *X-engineer* [online]. [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/drivetrain-losses-efficiency/>
- [10] TBTP - Weight distribution test results overview. *TBTP* [online]. 2019 [cit. 2023-05-07]. Dostupné z: <https://tbtp-ev.github.io/tbtp-results-weight.html>

- [11] 2023 Toyota GR86 Review, Pricing, and Specs. *Car and driver* [online]. Hears Autos, 2023 [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.caranddriver.com/toyota/gr-86>
- [12] Toyota GR 86 (Mk II) specs. *FastestLaps* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://fastestlaps.com/models/toyota-gr-86>
- [13] 2022 Toyota GR86 Tested Hitting 60 MPH in 5.9 Seconds. *CarScoops* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.carscoops.com/2021/08/2022-toyota-gr-86-tested-hitting-60-mph-in-5-9-seconds/>
- [14] Škoda Enyaq iV 60 - Acceleration 0-60 mph | myEVreview. *MyEVreview* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.myevreview.com/tech-specs/skoda/enyaq-iv/60/acceleration-0-60-mph>
- [15] 2022 Skoda Enyaq iV 60 4x2: 0-100 km/h Acceleration & 100-0 km/h Emergency Braking. In: *YouTube* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=UDtg1UPSWg4>
- [16] Škoda Enyaq iV pros and cons | myEVreview. *MyEVreview* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.myevreview.com/pros-cons/skoda/enyaq-iv>
- [17] 2022 Toyota GR86 First Test: Drifting Into Our Hearts, Again. *MOTORTREND* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.motortrend.com/reviews/2022-toyota-gr86-first-test-review/>
- [18] TRACK TESTED: 2022 Toyota GR86 Automatic Is a Lot Slower Than the Manual. *Edmunds* [online]. [cit. 2023-05-14]. Dostupné z: <https://www.edmunds.com/car-news/track-tested-2022-toyota-gr86-automatic.html>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m/s ²]	Zrychlení
a_B	[m/s ²]	Brzdné zpomalení
c_x	[-]	Součinitel aerodynamického odporu
e	[m]	Rameno valivého odporu
$F_{B,max}$	[N]	Maximální podélná síla pro zpomalení
F_K	[N]	Celkový jízdní odpor
f_K	[-]	Součinitel valivého odporu
F_p	[N]	Podélná síla působící na vozidlo
$F_{P,k}$	[N]	Podélná síla z kol na vozovku při určitém momentu
$F_{P,max}$	[N]	Maximální podélná síla omezená přilnavostí pneumatiky
F_{xK}	[N]	Vodorovná síla působící ve středu kola
G	[N]	Tíha vozidla
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Podélná vzdálenost stoupání
h	[m]	Výška těžiště
i_c	[-]	Celkový převodový poměr převodového ústrojí
i_p	[-]	Převodový poměr převodovky
i_r	[-]	Převodový poměr rozvodovky
J_K	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti kola
J_m	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_p	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti převodovky
L	[m]	Vertikální vzdálenost stoupání
l	[m]	Rozvor kol
m	[kg]	Hmotnost vozidla
M_{fK}	[N·m]	Moment potřebný pro zachování rovnováhy
M_K	[N·m]	Moment valivého odporu
m_{lbs}	[lbs]	Hmotnost v librách
M_m	[N·m]	Moment motoru
M_{pn}	[N·m]	Momenty pro uvolnění diagramu vozidla
M_r	[N·m]	Moment potřebný k překonání odporu rotačních částí
M_{rk}	[N·m]	Moment potřebný ke zrychlení kol vozidla

M_{rm}	[N·m]	Moment potřebný ke zrychlení rotujících částí motoru
M_{rp}	[N·m]	Moment potřebný ke zrychlení rotujících částí převodovky
n_m	[min ⁻¹]	Otáčky motoru
O_f	[N]	Valivý odpor
O_{fK}	[N]	Vodorovná reakce od hnacího momentu
O_s	[N]	Odpor stoupání
O_v	[N]	Aerodynamický odpor
O_z	[N]	Odpor zrychlení
O_{zp}	[N]	Odpor zrychlení částí pohybujících se po přímce
O_{zr}	[N]	Odpor zrychlení rotačních částí
p	[m]	Vodorovná vzdálenost přední nápravy od těžiště
P_K	[W]	Výkon potřebný pro překonání jízdních odporů
$P_{m,max}$	[W]	Maximální výkon motoru
r_d	[m]	Dynamický poloměr kola
r_K	[m]	Statický poloměr kola
S	[-]	Sklon svahu
S_a	[m ²]	Čelní plocha vozidla
s_B	[m]	Brzdná dráha
t	[s]	Čas zrychlení
t_B	[s]	Brzdný čas
v_1	[m/s]	Počáteční rychlost vozidla
v_2	[m/s]	Konečná rychlost vozidla
v	[m/s]	Rychlost vozidla
v_r	[m/s]	Výsledná rychlost vzduchu
v_v	[m/s]	Rychlost větru
Z_K	[N]	Svislá reakce podložky na pneumatiku
$Z_{K,Z}$	[N]	Zatížení zadní nápravy po přenosu hmotnosti
α	[°]	Úhel stoupání
γ	[°]	Úhel vektoru rychlosti vozidla při průjezdu zatáčkou
η	[-]	Účinnost převodového ústrojí
θ	[-]	Součinitel vlivu rotačních částí
μ	[-]	Součinitel statického tření pneumatik

ρ_v	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
τ	[°]	Úhel náběhu vzduchu
φ_k	[rad/s]	Úhlová rychlost kol
φ_m	[rad/s]	Úhlová rychlost motoru
φ_p	[rad/s]	Úhlová rychlost spojovacího hřídele

SEZNAM PŘÍLOH

- I. acceleration_enyaq_2iterace.mlx – Výpočet zrychlení pro Škodu Enyaq
- II. jizdni_odpory_enyaq.mlx – Výpočet jízdních odporů pro Škodu Enyaq
- III. braking_enyaq.mlx – Výpočet brzdění pro Škodu Enyaq
- IV. acceleration_gr86_2iterace.mlx – Výpočet zrychlení pro Toyotu GR86
- V. jizdni_odpory_gr86.mlx – Výpočet jízdních odporů pro Toyotu GR86
- VI. braking_gr86.mlx – Výpočet brzdění pro Toyotu GR86
- VII. data_enyaq.xlsx – Data pro výpočet pro Škodu Enyaq
- VIII. data_gr86.xlsx – Data pro výpočet pro Toyotu GR86