

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Disertační práce

Dynamické vlastnosti pohonů moderních kolejových vozidel

Ing. Tomáš Fridrichovský

Studijní obor:

Dopravní stroje a zařízení

Školitel:

Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.

Anotace

Pohony moderních kolejových vozidel, zejména asynchronních lokomotiv, pracují se značnými výkony. Stále lepší regulace těchto pohonů umožňuje řídit velikost jejich hnacího momentu s ohledem na okolní podmínky a o to lépe využít adhezních možností hnacího vozidla. Díky tomu může jet kolejové vozidlo téměř po mezi adheze s využitím maximálních hnacích sil. Případná ztráta adheze pak způsobuje o to znatelnější „silové“ dopady na samotný pohon. Ty mohou způsobovat vyšší únavové namáhání vedoucímu ke zkrácení životnosti, případně jeho fatálnímu poškození.

V současnosti se často zmiňují tzv. torzní oscilace hnacích dvojkolí, které dodatečně zatěžují samotné komponenty pohonu včetně lisovaných spojů, které mohou ztratit svou zaručenou funkčnost.

Případy z uplynulých let a s tím spojená pozornost naznačují, že doposud spíše přehlížená oblast torzní dynamiky pohonu vozidla může mít významný vliv na spolehlivost vozidla a bezpečnost jeho provozu.

V této práci je popsána problematika torzního kmitání, jeho analýza na simulačních modelech a snaha nalézt způsob, jak potlačit/omezit s tím spojené negativní vlivy. Závěr práce se věnuje možnosti ověření tohoto přístupu v praxi na zkušebním stavu v laboratořích Fakulty strojní.

Klíčová slova: kolejová vozidla, pohony, regulace pohonů, dvojkolí, torzní oscilace

Poděkování

Na těchto řádcích bych rád poděkoval všem, kteří se podíleli na vzniku této práce, a to jak svou odbornou radou, tak duševní podporou při zvládnání studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně za použití uvedených zdrojů.

Ing. Tomáš Fridrichovský

Obsah

ANOTACE	2
PODĚKOVÁNÍ.....	3
PROHLÁŠENÍ	4
1. ÚVOD.....	12
1.1. ČLENĚNÍ PRÁCE.....	13
2. STAV PROBLEMATIKY	14
2.1. TORZNÍ KMITÁNÍ – NOVODOBÝ STRAŠÁK	14
2.2. VÝZKUMY ZAMĚŘENÉ NA TORZNÍ KMITÁNÍ.....	15
2.2.1. <i>Mechanický oscilátor.....</i>	15
2.2.2. <i>Torzní kmitání pohonného řetězce</i>	17
2.2.3. <i>Metody detekce oscilací.....</i>	19
2.2.4. <i>Metody redukce oscilací.....</i>	20
2.2.5. <i>Predikce maximálních torzních vibrací.....</i>	22
2.2.6. <i>Vliv na součásti pohonu.....</i>	23
2.3. POHONY KOLEJOVÝCH VOZIDEL	25
2.3.1. <i>Uspořádání pohonů.....</i>	25
2.3.1.1. Centrální pohon.....	25
2.3.1.2. Skupinový pohon.....	26
2.3.1.3. Individuální pohon dvojkolí	26
2.3.1.3.1. Částečně odpružený pohon dvojkolí	26
2.3.1.3.2. Zcela odpružený pohon dvojkolí.....	28
2.3.2. <i>Základní konstrukční skupiny</i>	29
2.3.2.1. Dvojkolí.....	29
2.3.2.2. Vedení dvojkolí.....	30
2.3.2.3. Převodovka.....	30
2.3.2.3.1. Torzní tuhost ozubení.....	31
2.3.2.3.2. Vliv mezi-zubové vůle	33
2.3.2.4. Přenos tažných sil	34
2.3.2.4.1. Tažné tyče.....	34
2.3.2.4.2. Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus, antiparalelogram).....	35
2.3.2.4.3. Mechanické optimum.....	36
2.3.2.5. Trakční motory	37

2.3.2.5.1. Asynchronní trakční motor	37
2.3.2.5.1.1. Matematický popis asynchronního motoru	38
2.3.2.5.1.2. Převod na ekvivalentní dvoufázovou soustavu	39
2.3.2.5.1.3. Parkova transformace	40
2.3.2.5.2. Synchronní trakční motor	40
2.4. REGULACE ELEKTRICKÝCH POHONŮ	41
2.4.1. Vektorová regulace v polárních souřadnicích.....	41
2.4.2. Vektorová regulace v kartézských souřadnicích.....	41
2.5. ADHEZNÍ PŘENOS TEČNÝCH SIL	42
2.5.1. Kalkerova teorie	44
2.5.2. Experimentální měření Curtiuse a Knifflera.....	45
2.5.3. Polachova teorie.....	46
2.6. SOUHRN REŠERŠNÍ ČÁSTI.....	48
3. CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE	49
4. ŘEŠENÍ CÍLŮ	50
4.1. METODY ŘEŠENÍ CÍLŮ	50
4.2. ANALYZOVANÝ OBJEKT	50
4.3. ROZBOR ZÁKLADNÍCH TECHNICKÝCH PARAMETRŮ POHONŮ DVOJKOLÍ	51
4.3.1. Rozbor momentů setrvačnosti	52
4.3.2. Rozbor torzních tuhostí jednotlivých konstrukčních částí pohonu	53
4.4. VLASTNÍ FREKVENCE A VLASTNÍ TVARY TORZNÍCH KMITŮ POHONU DVOJKOLÍ	53
4.4.1. Částečně odpružený individuální pohon dvojkolí	54
4.4.1.1. Pohybové rovnice částečně odpruženého pohonu dvojkolí.....	54
4.4.1.2. Výpočet vlastních frekvencí.....	56
4.4.1.3. Vlastní tvary kmitů.....	57
4.4.2. Zcela odpružený pohon	58
4.4.2.1. Pohybové rovnice soustavy	59
4.4.2.2. Výpočet vlastních frekvencí.....	60
4.4.2.3. Vlastní tvary kmitů.....	61
4.5. ZJEDNODUŠENÝ SIMULAČNÍ MODEL INDIVIDUÁLNÍHO POHONU DVOJKOLÍ	62
4.5.1. Charakteristika modelu	62
4.5.2. Sestavení modelu	63
4.5.2.1. Přenos hnací síly	63

4.5.2.2. Adhezní model.....	64
4.5.2.3. Model asynchronního motoru.....	66
4.5.2.4. Trakční charakteristika	67
4.5.3. <i>Omezení modelu</i>	68
4.5.4. <i>Simulace na zjednodušených modelech pohonů dvojkolí</i>	69
4.5.4.1. Rozjezd vozidla při zadání tažné síly	69
4.5.4.1.1. Částečně odpružený pohon s tuhou svislou závěskou – ČOP	69
4.5.4.1.2. Zcela odpružený pohon – ZOP	72
4.5.4.1.3. Rozdílné vlastnosti posuzovaných pohonů.....	75
4.5.4.2. Změna tažné síly	75
4.5.4.2.1. Částečně odpružený pohon.....	75
4.5.4.2.2. Zcela odpružený pohon	78
4.5.4.2.3. Rozdílné vlastnosti posuzovaných pohonů.....	80
4.5.4.3. Změna adhezních podmínek.....	80
4.5.4.3.1. Částečně odpružený pohon.....	81
4.5.4.3.2. Zcela odpružený pohon	83
4.5.4.4. Vliv na elektrické veličiny pohonu	95
4.5.4.4.1. Částečně odpružený pohon.....	96
4.5.4.4.2. Zcela odpružený pohon	98
4.5.5. <i>Diskuze změřených hodnot</i>	100
4.5.5.1. Výskyt torzních oscilací v pohonech	101
4.5.5.2. Výrazné torzní oscilace za vyšších rychlostí	101
4.5.5.3. Vazba mezi mechanickými a elektrickými veličinami	102
4.6. POKROČILÝ SIMULAČNÍ MODEL.....	106
4.6.1. <i>Sestavení modelu</i>	106
4.6.1.1. Model pohonu	106
4.6.1.1.1. Částečně odpružený pohon.....	106
4.6.1.1.2. Zcela odpružený pohon	107
4.6.1.2. Model podvozku.....	108
4.6.1.3. Model vozidla	110
4.6.1.1. Regulační struktura modelu	111
4.6.1.2. Protiskluzová ochrana	112
4.6.1.2.1. Vyhodnocení úhlové rychlosti	112
4.6.1.2.2. Vyhodnocení úhlového zrychlení	113

4.6.1.3.	Zkušební trať.....	114
4.6.1.3.1.	Profily tratě.....	114
4.6.1.3.2.	Nerovnosti tratě	114
4.6.1.4.	Verifikace modelu.....	115
4.6.1.4.1.	Kolové síly stojícího vozidla	115
4.6.1.4.2.	Kolové síly jedoucího vozidla.....	116
4.6.1.4.3.	Kolové síly u jedoucího vozidla při působení tažné síly	117
4.6.1.4.4.	Vodící síly při průjezdu obloukem	117
4.6.2.	<i>Simulace pokročilého modelu.....</i>	<i>118</i>
4.6.2.1.	Průjezd vozidla obloukem.....	119
4.6.2.1.1.	Částečně odpružený pohon	119
4.6.2.1.2.	Zcela odpružený pohon	122
4.6.2.2.	Vliv nerovnosti trati	125
4.7.	SIMULAČNÍ VÝSLEDKY OBOU MODELŮ.....	127
4.7.1.	<i>Podmínky nutné pro vznik torzních oscilací.....</i>	<i>127</i>
4.7.2.	<i>Torzní oscilace</i>	<i>127</i>
4.7.3.	<i>Rizikové faktory</i>	<i>128</i>
4.7.3.1.	Torzní momenty v nápravě.....	129
4.7.3.2.	Úhlová zrychlení kol.....	129
4.8.	NÁPRAVNÁ OPATŘENÍ	129
4.8.1.	<i>Analýza dynamiky pohonu</i>	<i>129</i>
4.8.2.	<i>Elektromechanické ovlivnění.....</i>	<i>131</i>
4.8.2.1.	Dopad na oscilace při ztrátě adheze.....	132
4.8.2.2.	Dopad na oscilace při průjezdu obloukem	133
5.	PŘÍPRAVA EXPERIMENTÁLNÍ ČÁSTI.....	135
5.1.	ROZŠÍŘENÍ KLADKOVÉHO STAVU	135
5.2.	ÚČEL KLADKOVÉHO STAVU	137
5.3.	KONSTRUKCE ZKUŠEBNÍHO STAVU.....	137
5.3.1.	<i>Dvojkolí.....</i>	<i>137</i>
5.3.2.	<i>Rám podvozku.....</i>	<i>139</i>
5.3.1.	<i>Vedení dvojkolí</i>	<i>140</i>
5.3.1.	<i>Pohon</i>	<i>140</i>
5.3.2.	<i>Spojení podvozku a kladkového stavu.....</i>	<i>141</i>

5.3.3. <i>Systém zatěžování</i>	142
5.4. NÁVRH EXPERIMENTU	142
5.4.1. <i>Regulace pohonů dvojkolí a zkušebního stavu</i>	142
5.4.2. <i>Nastavení adhezních podmínek</i>	143
5.4.3. <i>Snímání silových veličin</i>	143
5.4.3.1. Snímání deformací nápravy	143
5.4.3.2. Snímání tažných a kolových sil	144
6. DŮSLEDKY PRO VĚDU A PRAXI	145
7. ZÁVĚR	146
SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	147
LITERATURA	149
PUBLIKACE AUTORA SOUVIEJÍCÍ S DISERTAČNÍ PRACÍ	153
OSTATNÍ PUBLIKACE AUTORA VČETNĚ SPOLUAUTORSTVÍ	154
AKTIVNÍ ÚČAST NA KONFERENCÍCH	155
ÚČAST NA VÝZKUMNÝCH PROJEKTECH	156
SPOLUÚČAST NA PATENTOVÝCH PŘIHLÁŠKÁCH	156
VZPOMÍNKA	157
8. PŘÍLOHY	158
8.1. POUŽITÝ MATEMATICKO-FYZIKÁLNÍ APARÁT	158
8.1.1. <i>Metoda uvolňování</i>	158
8.1.2. <i>Numerické řešení obyčejných diferenciálních rovnic</i>	158
8.1.2.1. Jednokrokové metody	159
8.1.2.2. Vícekrokové metody	160
8.2. GRAFICKÉ ZNÁZORNĚNÍ VLASTNÍCH TVARŮ KMITŮ	160
8.2.1. <i>Částečně odpružený pohon</i>	160
8.2.1.1. Vlastní tvary frekvence $f = 0$ Hz	160
8.2.1.2. Vlastní tvary frekvence $f = 33,9$ Hz	161
8.2.1.3. Vlastní tvary frekvence $f = 56,2$ Hz	161
8.2.1.4. Vlastní tvary frekvence $f = 266$ Hz	162
8.2.1.5. Vlastní tvary frekvence $f = 439$ Hz	162
8.2.1.6. Vlastní tvary frekvence $f = 678$ Hz	163
8.2.1.7. Vlastní tvary frekvence $f = 853$ Hz	163
8.2.2. <i>Zcela odpružený pohon</i>	164

8.2.2.1. Vlastní tvary frekvence $f=0$ Hz	164
8.2.2.2. Vlastní tvary frekvence $f=31$ Hz	164
8.2.2.3. Vlastní tvary frekvence $f=60$ Hz	165
8.2.2.4. Vlastní tvary frekvence $f=227$ Hz	165
8.2.2.5. Vlastní tvary frekvence $f=714$ Hz	166
8.2.2.6. Vlastní tvary frekvence $f=940$ Hz	166
8.2.2.7. Vlastní tvary frekvence $f=1150$ Hz	167
8.3. KOMPLETNÍ VÝSTUPY ZJEDNODUŠENÉHO MODELU	167
<i>8.3.1. Částečně odpružený pohon</i>	<i>168</i>
8.3.1.1. $M_H=60\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	168
8.3.1.2. $M_H=60\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	169
8.3.1.3. $M_H=60\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	170
8.3.1.4. $M_H=80\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	171
8.3.1.5. $M_H=80\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	172
8.3.1.6. $M_H=80\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	173
8.3.1.7. $M_H=100\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	174
8.3.1.8. $M_H=100\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	175
8.3.1.9. $M_H=100\%$, $v=5$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	176
8.3.1.10. $M_H=60\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	177
8.3.1.11. $M_H=60\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	178
8.3.1.12. $M_H=60\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	179
8.3.1.13. $M_H=80\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	180
8.3.1.14. $M_H=80\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	181
8.3.1.15. $M_H=80\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	182
8.3.1.16. $M_H=100\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	183
8.3.1.17. $M_H=100\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	184
8.3.1.18. $M_H=100\%$, $v=10$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	185
8.3.1.19. $M_H=60\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	186
8.3.1.20. $M_H=60\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	187
8.3.1.21. $M_H=60\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	188
8.3.1.22. $M_H=80\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	189
8.3.1.23. $M_H=80\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz levého kola.....	190
8.3.1.24. $M_H=80\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz obou kol.....	191
8.3.1.25. $M_H=100\%$, $v=20$ m.s ⁻¹ , prokluz pravého kola	192

8.3.1.26. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	193
8.3.1.27. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	194
8.3.2. Zcela odpružený pohon	195
8.3.2.1. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	195
8.3.2.2. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	196
8.3.2.3. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	197
8.3.2.4. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	198
8.3.2.5. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	199
8.3.2.6. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	200
8.3.2.7. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	201
8.3.2.8. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	202
8.3.2.9. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	203
8.3.2.10. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	204
8.3.2.11. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	205
8.3.2.12. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	206
8.3.2.13. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	207
8.3.2.14. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	208
8.3.2.15. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	209
8.3.2.16. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	210
8.3.2.17. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	211
8.3.2.18. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	212
8.3.2.19. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	213
8.3.2.20. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	214
8.3.2.21. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	215
8.3.2.22. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	216
8.3.2.23. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	217
8.3.2.24. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	218
8.3.2.25. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola	219
8.3.2.26. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola.....	220
8.3.2.27. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol.....	221

1. Úvod

21. století je stoletím rozvoje lidstva a jeho vědění. Prudký rozmach techniky v uplynulých sto letech umožňuje získávat i z mála čím dál více. Svět je rychlejší a velké vzdálenosti se postupně zkracují. Nárůst obyvatelstva v posledních desetiletích a jeho častá migrace za prací, vzděláním, nebo zábavou vedou k nutným změnám ve společnosti a stejně tak ke změnám ve způsobech jeho přepravy. Zatímco ještě nedávno bylo běžné dojíždění vlastními dopravními prostředky ze satelitních měst do větších aglomerací, dnes je toto již značně komplikované. Každým dnem přibývá počet vozidel jezdících po veřejných komunikacích a stávající infrastruktura – mnohdy dimenzovaná na podstatně nižší hustotu přepravy – přestává postačovat současným požadavkům [1]. Dochází k pravidelnému ucpávání příjezdových komunikací a měst v období špiček a stejně tak k trvale se zhoršujícím možnostem parkování ve větších městech. Tomu měrou nemalou přispívá rostoucí byrokracie, politická neuvěle, případně nedostatek finančních prostředků, které by umožnily rychlou výstavbu záchytných parkovišť na okrajích velkých aglomerací. Společně s počtem vozidel narůstá množství zdraví škodlivých látek v ovzduší nejenom velkých měst. Stále přísnější požadavky na ekologičnost vozidel přivádí výrobce až na hranu technických možností, které ve finále ekologii mnohdy spíše škodí, než prospívají [2]. Přicházející elektro-mobilita sice přináší určité ulehčení pro městské ovzduší, ovšem celkový příspěvek pro životní prostředí je přinejmenším sporný [3]. Navíc stále není dostatečně vyřešena infrastruktura nutná pro dobíjení těchto vozidel – ať už na pracovišti, na dobíjecích stanicích [4] apod. S přihlédnutím k aktuálním trendům se tak dnes individuální automobilová doprava jeví do budoucnosti jako čím dál méně perspektivní, vyžadující vhodnou náhradu.

Jednou z možností takovéto náhrady je kolejová doprava ve všech svých podobách. Železniční vozidlo je schopné poměrně rychle přepravit osoby, nebo jiný náklad na dlouhou vzdálenost. V podobě tramvaje pak umožňuje dojet z okraje města na okraj centra a podzemní dráha nabízí rychlou cestu skrz centrum města. Výjimkou nejsou ani spoje příměstských linek (S-Bahn, linky S apod.) se zastávkami v centrální části měst. To vše relativně levně, rychle, bezpečně a především ekologicky. To je důležité jak s ohledem na neustále rostoucí poptávku po přepravě, tak především s ohledem na snahu omezit globální změny klimatu planety Země v následujících letech [5].

Železniční doprava jak jí známe, je součástí lidského života zhruba 200 let. S tím, jak se vyvíjela úroveň lidského poznání, a úroveň techniky, se z prvních poměrně pomalých a jednoduchých vozidel za tu dobu stal velmi komplexní prostředek hromadné dopravy, který umožňuje cestování do určité míry konkurenceschopné letecké dopravě.

Bylo to především vynalezení tranzistoru a tyristoru, které umožnilo zavést zcela nové způsoby řízení pohonů vozidel. Těžké stejnosměrné komutátorové motory mohly ustoupit podstatně menším a výkonnějším asynchronním motorům s polovodičovým řízením. To umožnilo postupnými kroky navyšování výkonů až do současného stavu,

kdy elektrické lokomotivy standardní čtyřnápravové konstrukce disponují výkony 6-7 MW.

Každý krok vpřed je svým způsobem krokem do neznáma. Mohou s ním být spojena pozitiva, ale stejně tak negativa. Tato negativa nám mohou pomoci změnit vnímání světa včetně našeho přístupu, ale stejně tak mohou znamenat jeden i více kroků zpět. Jedním z takových myšlenkových pohybů se zabývá i tato práce.

1.1. Členění práce

Práce je rozdělena do sedmi kapitol.

První kapitola uvádí čtenáře do současné doby, kdy se kolejová doprava ve všech svých odvětvích dostává do role významného hráče na poli přesunu osob, či nákladů s ohledem na ekonomičnost, ekologičnost bezpečnost atd.

Druhá kapitola je průřezem problematiky, které se autor v průběhu studia věnoval a které přiřkládá určitou důležitost při řešení problému. Druhá kapitola zároveň popisuje současné problémy kolejových vozidel, respektive hnacích vozidel. Snahou je popsat problém s ohledem na dosavadní znalosti a zároveň čtenáři přiblížit některé trendy spojené s konstrukcí moderních kolejových vozidel, na které je v práci dále odkazováno.

Třetí kapitola popisuje cíle disertační práce. Tyto cíle jsou založeny na poznatcích získaných v rešeršní části práce (kapitola č. 2).

Čtvrtá kapitola popisuje řešení problémů z hlediska simulačního přístupu. Je zde popsána analýza dynamiky v pohonu, okrajové podmínky a předpoklady nutné k popisu. Tato kapitola se kromě ryze mechanických záležitostí věnuje i oblasti řízení pohonů, regulace, a pozorování elektrických veličin, které se zde mohou vyskytovat.

Pátá kapitola se věnuje experimentální části. Ta je spojena především s úpravou kladkového stavu v laboratořích Fakulty strojní na Julisce a následné stavbě stavu zcela nového. Experimentální část se věnuje přípravě zkoušky pro ověření poznatků získaných v simulační části.

Šestá kapitola je diskuzí nad výsledky a jejich přínosu pro vědu, praxi, případně současnou výuku na Fakultě strojní.

Sedmá kapitola je souhrn závěrů, které vzešly z jednotlivých kapitol.

Další části práce jsou věnovány soupisu literatury a odborným činnostem autora práce.

Poslední část práce obsahuje přílohy.

2. Stav problematiky

Tato kapitola se zabývá současnými trendy v konstrukci hnacích kolejových vozidel a stavem znalostí dané problematiky. Snahou bylo definovat základní pojmy a zmínit některé pro autora podstatné poznatky, případně publikace, které posloužily jako inspirace k další činnosti.

První část je zaměřená na specifikaci problému, druhá část se zabývá podrobnějším popisem konstrukce pohonů a současných trendů (kapitoly 2.3 až 2.5). Některé, pro čtenáře méně známé, pojmy jsou vysvětleny až dále v kapitole (snaha o plynulost textu).

2.1. Torzní kmitání – novodobý strašák

Když v roce 2009 probíhala pravidelná údržba jedné z lokomotiv Německých drah (Deutsche Bahn, dále pouze DB), nikdo nejspíš netušil, že objevená a pro neznalého člověka v podstatě „neviditelná“ závada vzbudí tak velkou pozornost. Na jednom dvojkolí lokomotivy z rodiny TRAXX bylo objeveno mírné pootočení kola vůči nápravě. To bylo zřetelné díky barevným značkám, kterými bývají lisované spoje opatřovány. Tyto značky (viz Obr. 2-1) jevíly na první pohled vzájemné posunutí, které indikovalo protočení kola.



Obr. 2-1 Vpravo dvojkolí lokomotivy TRAXX s vyznačením výskytu závady. Vlevo detail kola pootočeného vůči nápravě [7]

Pootočení kola vůči nápravě je značně problematické. Lisovaný spoj, který zajišťuje přesnou polohu kola a nápravy, je navržen tak aby za provozu nemohlo dojít k jakémukoliv pootočení náboje kola, případně posunu. Jakékoliv zjištěné pootočení značí selhání funkce lisovaného spoje, tzn. ztrátu tření mezi nábojem kola a sedlem nápravy. Ztrácí-li se tření ve směru tečném (brání protočení kola na sedle nápravy), ztrácí se zároveň i ve všech dalších směrech, například axiálním (brání posunutí kola). Může-li se kolo volně protáčet, může docházet i k jeho posunutí po nápravě. Toto posunutí je nebezpečné především za situace, kdy vozidlo projíždí obloukem, působí na něj příčná síla a reálně hrozí, že dojde k posunutí kola po nápravě. To by mohlo vést ke zmenšení vzdálenosti mezi koly (rozkolí) pod únosnou mez a následnému vykolejení.

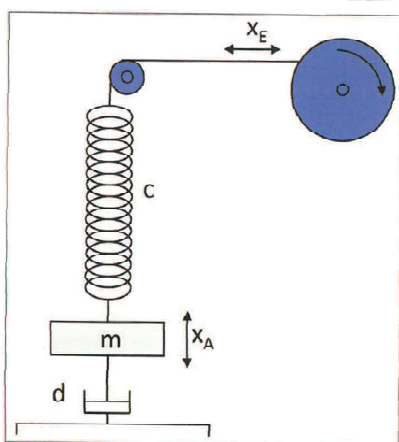
2.2. Výzkumy zaměřené na torzní kmitání

Vyšetřování problému neodhalilo pochybení na straně výrobce, z hlediska výroby, případně dodržení technologické kázně při montáži dvojkolí. Pozornost byla proto zaměřena na dynamické jevy v pohonech kolejových vozidel, konkrétně na torzní oscilace dvojkolí. Jde o situaci, kdy jedno kolo kmitá vůči druhému a náprava se při tom mírně zkrucuje.

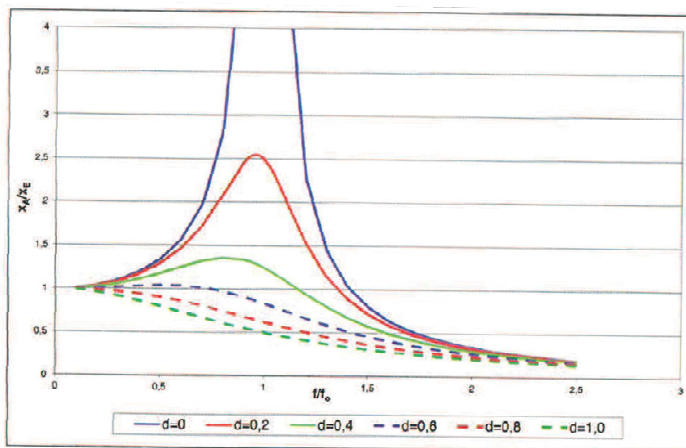
Skutečnost, že dvojkolí může za jízdy kmitat je již poměrně dobře známá věc [6], o jeho případných negativních dopadech se doposud nemluvílo. Jedním z prvních článků, které se zabývaly možnou problematikou torzního kmitání, byl příspěvek Torsion oscillations of powered wheelsets (Kadeřávek & Pernička, Railvolution [7]). Tento článek popisoval historii problematiky, a rizika s ní spojená. Ačkoliv se jednalo o spíše obecné shrnutí tehdy známých faktů, pro autora byl článek poměrně cenným úvodem do problematiky torzního kmitání a dynamiky pohonu obecně.

2.2.1. Mechanický oscilátor

Detailnější popis torzního kmitání ve svém článku uvedli Benker a Weber [8]. Autoři se zaměřili na dvojkolí jakožto na mechanický oscilátor, protože v tomto případě lze kolo chápat jako hmotnost a nápravu jako pružinu s určitou tuhostí. Silovou vazbu mezi kolem a kolejnicí pak lze chápat jako tlumič – silně nelineární, viz obr. 2-2 a obr. 2-3.



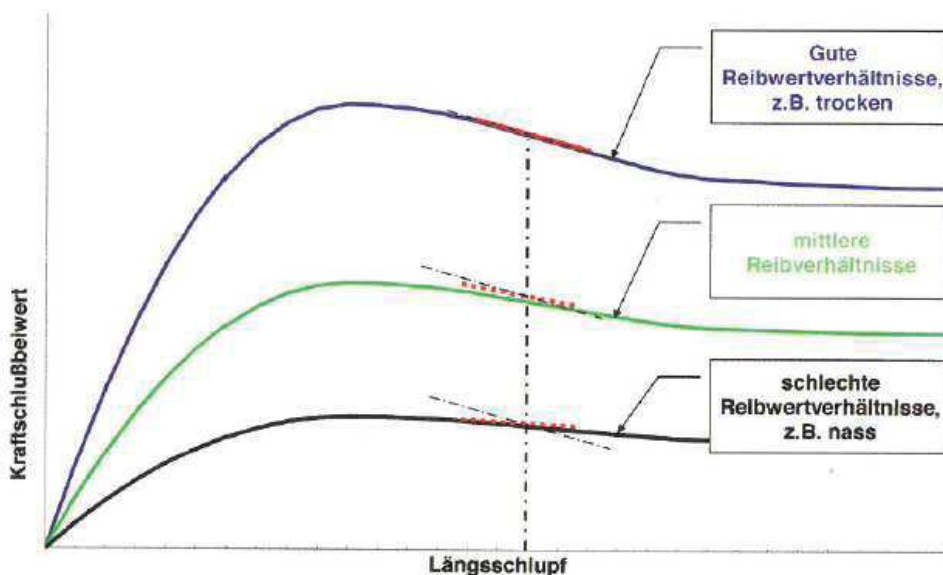
Obr. 2-2 Schéma buzeného mechanického oscilátoru – náhrada torzní soustavy dvojkolí. Legenda: m -hmotnost, c -tuhost, d -tlumení, $x_{A/E}$ -amplitudy kmitání/buzení. [8]



Obr. 2-3 Rezonanční křivka oscilátoru (svislá osa zobrazuje poměrnou hodnotu amplitud x_E/x_A s vazbou na hodnotu útlumu soustavy d , hodnoty tlumení jsou uvedeny v rozmezí 0-1). [8]

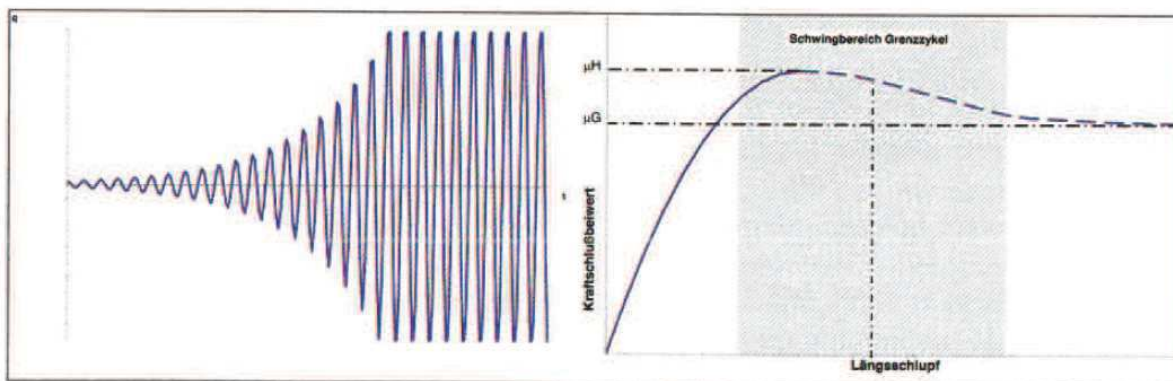
Tato mechanická soustava kmitá s frekvencí, která je daná výše uvedenými parametry. Torzní oscilace jsou zpravidla vždy spojeny s působením tečných sil mezi kolem a kolejnicí. Jde o situace, kdy je výslednice působících sil totožná se směrem pohybu vozidla (vozidlo akceleruje), anebo opačná (vozidlo brzdí). Autoři zde zmiňují adhezní přenos sil (viz Kap. 2.5), který je vždy spojen s drobným prokluzem kola vůči kolejnici a charakteristikami tohoto přenosu, viz obr. 2-4. Z článku vyplývá, že právě stav

adheze do značné míry ovlivňuje chování dvojkolí. Vysoký součinitel tření umožňuje výraznější pokles adheze a tím i uvolnění většího množství energie, která je ve dvojkolí naakumulována.

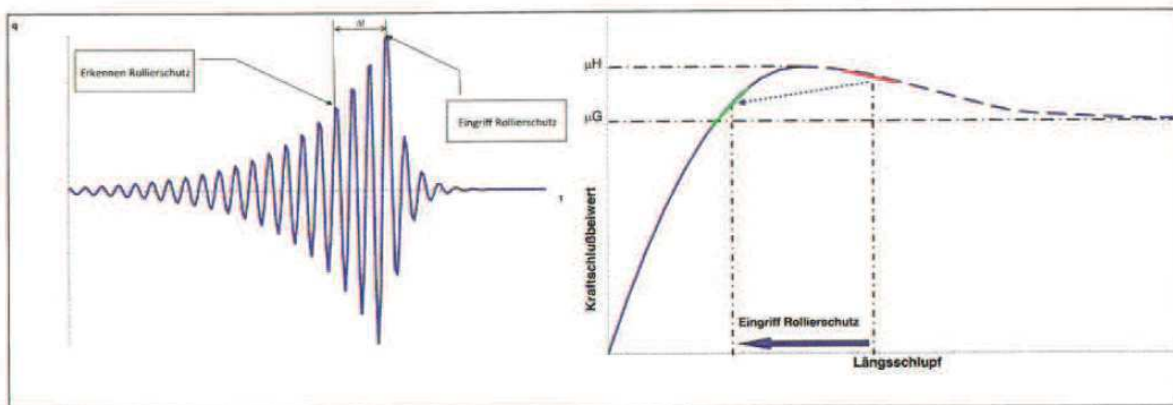


Obr. 2-4 Skluzové charakteristiky pro různé úrovně adheze. Závislost součinitele tření (Kraftschlußwert) na hodnotě podélného skluzu (Längsschlupf). Jednotlivé křivky platí pro různé úrovně tření od nejnižších hodnot (schlechte Reibewerhältnisse – špatné adhezní poměry, např. mokrá kolej) až po nejvyšší hodnoty tření (gute Reibewerhältnisse – dobré adhezní poměry, např. suchá kolej). [8]

Podstatnou informací je kmitání dvojkolí v oblasti tzv. Grenzzykel (mezní cyklus) – tj. stav, kdy postupně prokluzují jedno a druhé kolo a dvojkolí torzně téměř harmonicky kmitá bez možnosti útlumu, viz obr. 2-5. Útlum zpravidla nastává se snížením hnacího momentu (tj. redukcí budícího účinků), kdy se pracovní bod dostane zpět do stabilní části charakteristiky, viz obr. 2-6. Přitom platí, že posun neprobíhá po stejné charakteristice, jde tak o silně nelineární systém.



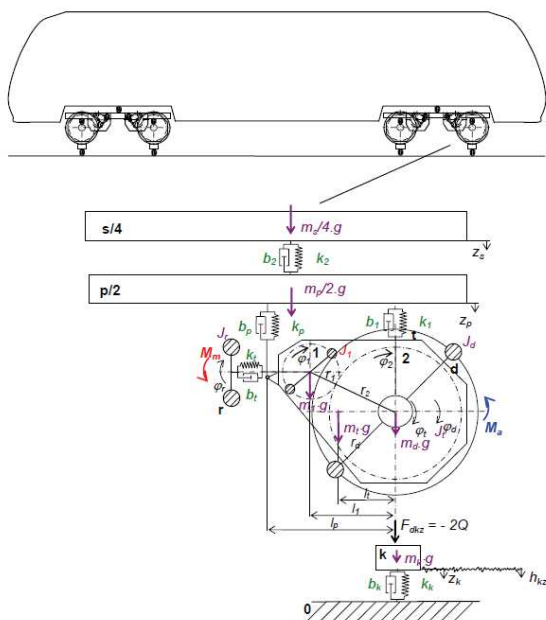
Obr. 2-5 Pracovní bod v oblasti Grenzzykel bez snížení hnacího momentu – dvojkolí torzně téměř volně kmitá s určitou maximální amplitudou. [8]



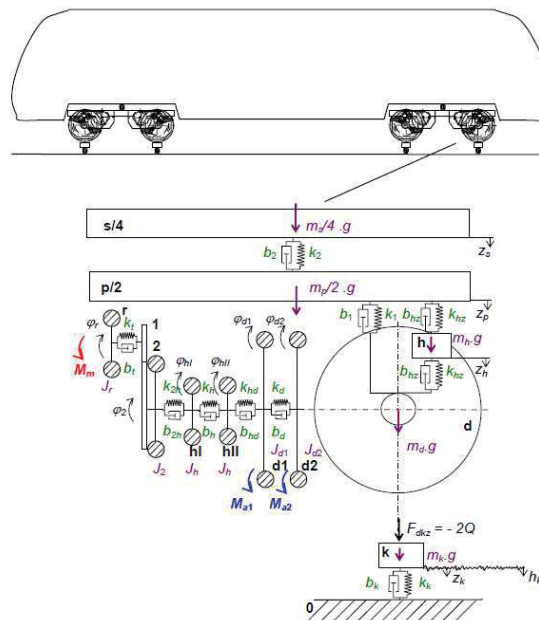
Obr. 2-6 Redukce hnacího momentu vede na posun pracovního bodu zpět do stabilní části charakteristiky. Popis obrázku – Levá část znázorňuje rozvoj oscilací v čase, zaznamenání oscilací (Erkennen Rolierschutz) a zásah ochrany (Eingriff Rolierschutz) s určitým časovým zpožděním Δt . Pravá část znázorňuje posun pracovního bodu mezi nestabilní a stabilní oblastí charakteristiky. [8]

2.2.2. Torzní kmitání pohonného řetězce

Jak už bylo zmíněno v kapitole 2.1, individuální pohon dvojkolí se skládá z více částí. Platí, že každá z těchto součástí má své mechanické vlastnosti. Jde o torzní tuhosti náprav a hřídelí, vnitřní materiálové útlumy a momenty setrvačnosti. Pohonný řetězec lze chápat jako mechanický systém s více stupni volnosti a tomu odpovídajícím počtem vlastních frekvencí.



Obr. 2-7 Model zcela odpruženého pohonu s kloubovou hřídelí v dutině rotoru – vztaženo na jednu čtvrtinu vozidla (1 pohon). [9]

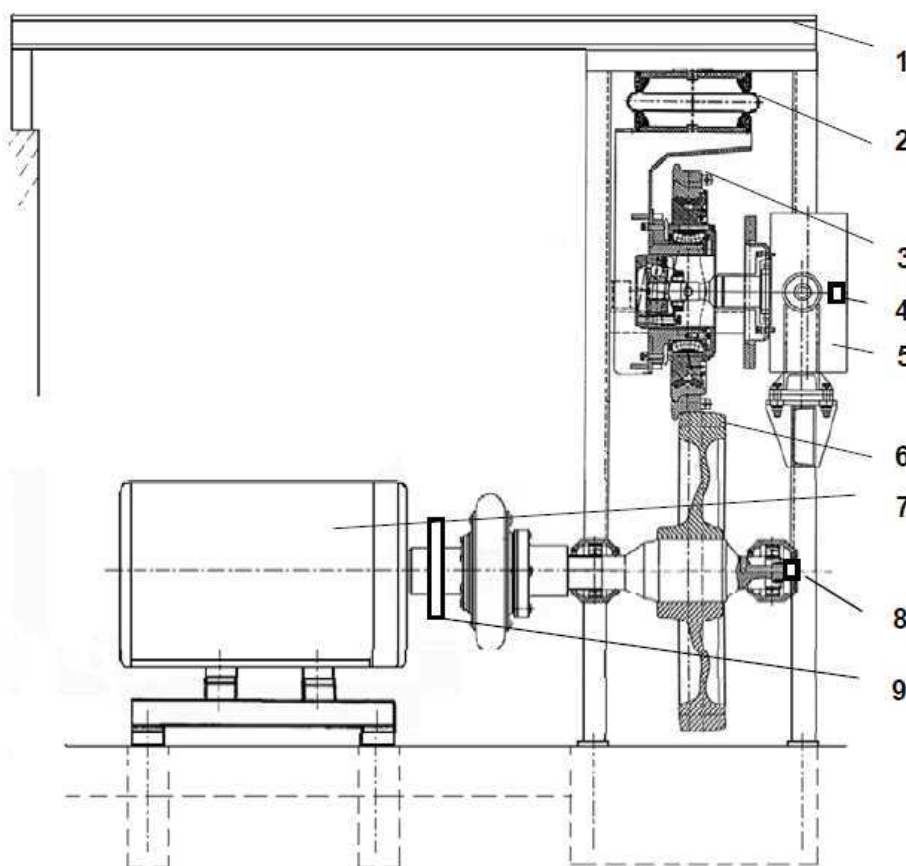


Obr. 2-8 Model zcela odpruženého pohonu s dutou hřídele objímající nápravu – vztaženo na jednu čtvrtinu vozidla (1 pohon). [9]

Modelováním dynamiky individuálního pohonu dvojkolí lokomotivy se ve své habilitační práci zabýval Lata [9]. V práci je pracováno s dvojicí modelů představujících pohon lokomotivy s částečně a zcela odpruženým pohonem (buď kloubová hřídel v dutině rotoru podle lokomotivy Škoda řada 150, viz obr. 2-7, anebo dutá hřídel objímající nápravu podle lokomotivy Siemens řada 252/127, viz obr. 2-8). Modely zahrnují klasický mechanický popis a podrobný popis prvků adheze a modelování trakčního motoru.

Pozornost je věnována především reakci celého pohonu na změny adheze a její případný dopad na jednotlivé součásti. Jmenovitě jde o situace, kdy dojde ke změně hnacího momentu stroje, případně adhezních podmínek – tj. změna polohy pracovního bodu a s tím související odezva, tzv. spolupráce trakční a adhezní charakteristiky (nadkritická, kritická, podkritická).

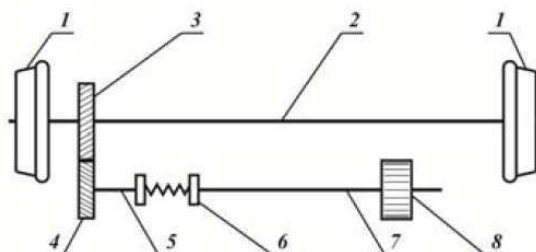
Kromě modelování obsahuje práce experimentální měření na zkušebním stavu (Dopravní fakulta Jana Pernera – Pardubice), viz obr. 2-9 a experimenty na reálném vozidle (lokomotiva Škoda řada 770).



Obr. 2-9 Schéma zkušebního stavu (DFJP Pardubice): 1 – nosný rám, 2 – vzduchová pružina pro vyvozování svislého přitlaku, 3 – odpružené tramvajové kolo, 4 – snímač úhlové rychlosti synchronního motoru, 5 – synchronní motor s permanentními magnety, 6 – rotující kladka, 7 – brzdňný asynchronní motor, 8 – snímač úhlové rychlosti kladky, 9 – snímač momentu. [9]

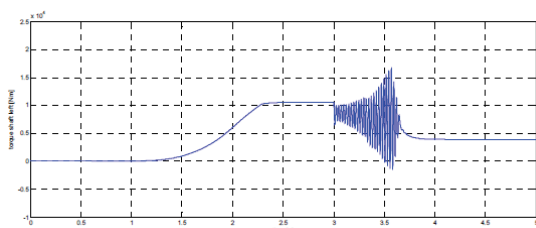
2.2.3. Metody detekce oscilací

Různými analytickými modely pohonu dvojkolí se zabývalo větší množství autorů, např. [16]. Tyto popisy se zaměřovaly především na zjednodušený popis pohonného řetězce, viz obr. 2-10 bez viditelného dopadu vlivu trakčního motoru. Jedním z autorů zabývajících se i elektrickými veličinami pohonu byli Markovic, Kostic a Bojovic [15].

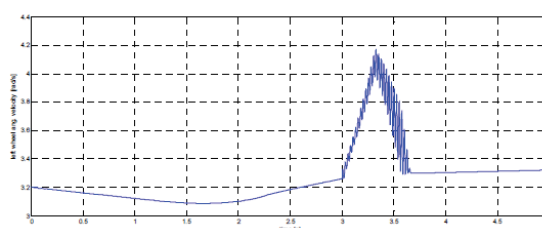


Obr. 2-10 Schéma systému pohonu elektrické lokomotivy: 1 - kola, 2 - hnaná náprava, 3 - ozubené kolo, 4 – pastorek motoru, 5 - pomocný hřídel, 6 - pružná spojka, 7 - torzní hřídel, 8 - rotor motoru. [15]

Na zjednodušeném modelu pohonu stejnosměrné lokomotivy řady č. 444 ukázali, že v okamžiku, kdy dochází ke zhoršení adhezních podmínek vedoucích k prokluzu kola, dochází k rozkmitání dvojkolí, viz obr. 2-11. To se projevuje i na průběhu trakčního momentu, viz obr. 2-12.

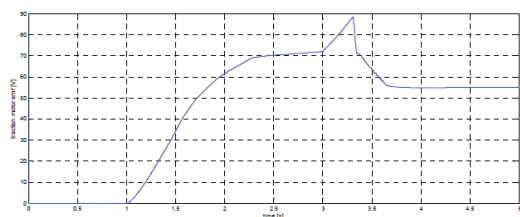


Obr. 2-11 Torzní oscilace dvojkolí modelu – časový průběh zkroucení dvojkolí při rozkmitání dvojkolí [15]

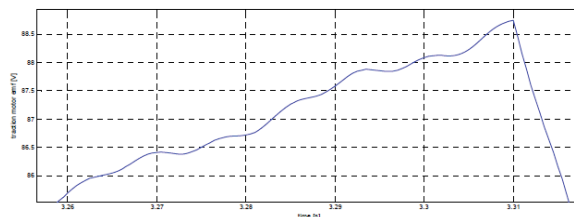


Obr. 2-12 Průběh úhlové rychlosti motoru v závislosti na čase. Průběh znázorňuje odezvu dvojkolí na prokluz a rozkmitání [15]

Při ztrátě adheze narůstá napětí motoru nad jeho ustálenou hodnotu. Současně se oscilace přenáší pohonem do trakčního motoru, viz obr. 2-13. Napětí je při bližším pohledu poznamenáno drobným zvlněním, viz obr. 2-14. U toho se po následné frekvenční analýze prokázalo, že svou frekvencí odpovídá torzním kmitům samotného dvojkolí (vlastní frekvenci torzního kmitání).

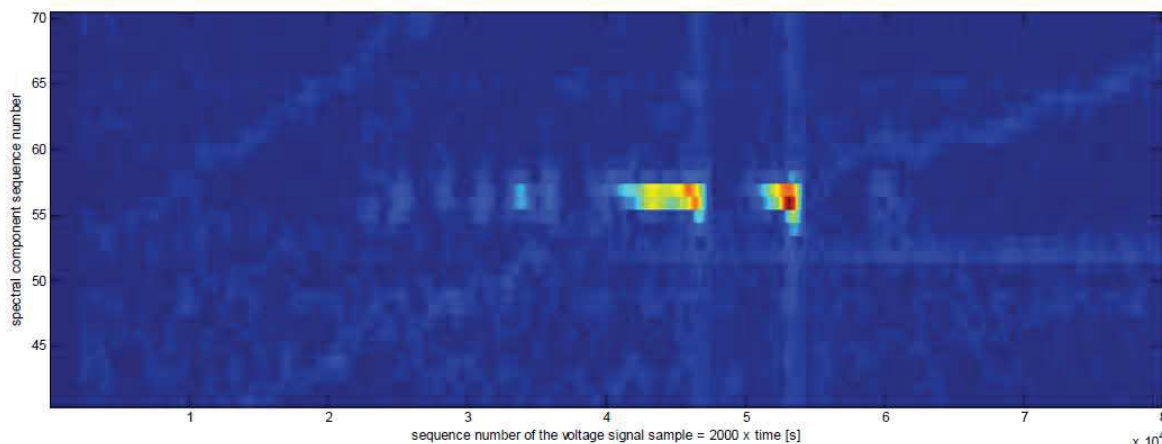


Obr. 2-13 Průběh napětí při prokluzu [15]



Obr. 2-14 Detail napětí [15]

Navíc bylo ukázáno, že daná frekvence se objevuje pouze za situace, kdy dochází k prokluzu dvojkolí. To je vidět na dalším obrázku, kde je znázorněno frekvenční spektrum napětí na rotoru, viz obr. 2-15.

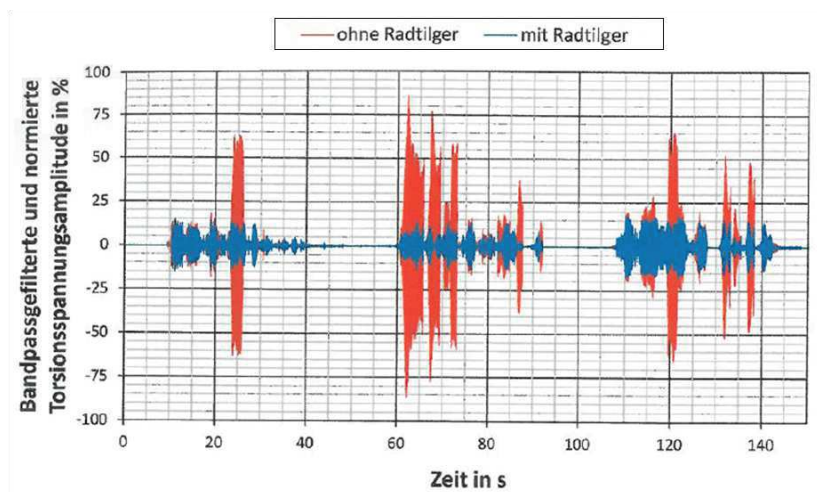


Obr. 2-15 Spektrum signálu napětí rotoru. Svislá osa odpovídá frekvenci oscilací, vodorovná osa odpovídá časovému průběhu. Červeně vybarvené oblasti odpovídají okamžiku rozkmitání dvojkolí (2 případy rozkmitání). Z obrázku vyplývá, že kmitá-li dvojkolí, kmitá rovněž napětí na rotoru se stejnou frekvencí jako dvojkolí – zde v rozmezí 55-60 Hz. [15]

Z příspěvku tak vyplývá, že prostým pozorováním elektrických veličin stejnosměrného stroje je možné detekovat výskyt oscilací. Příspěvek bohužel zmiňuje použití pouze stejnosměrných točivých strojů, nijak se dále nezabývá použitím asynchronních motorů a možnosti použití takového přístupu u těchto strojů.

2.2.4. Metody redukce oscilací

Možností redukce oscilací se zabývali Bieker, Dede, Dörner, Klein a Pusnik [16]. Autoři se zde zabývali myšlenkou využít brzdové kotouče v discích kol jako oscilátory pružně připojené na dvojkolí.

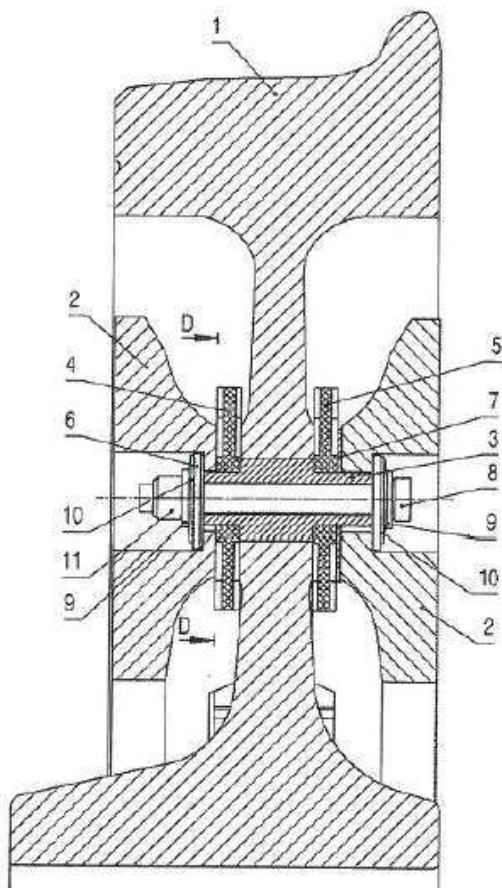


Obr. 2-16 Časové průběhy amplitud torzních oscilací dvojkolí bez tlumiče (ohne Radtilger, červeně) a s tlumičem (mit Radtilger, modře). Jedná se o vyfiltrované a normované hodnoty zkroucení dvojkolí (Bandpassgefilterte und normierte amplitude in %). [16]

V případě výskytu torzních oscilací dvojkolí by za pomoci vhodně naladěných prvků mezi koly a kotouči došlo k rozkmitání brzdových kotoučů, které by sloužily jako dynamický hltič. V praxi to znamená, že místo dvojkolí se rozkmitají brzdové kotouče umístěné na discích kol. Tato myšlenka umožňuje na první pohled jednoduchý způsob ochrany dvojkolí, před nežádoucími účinky torzních kmitů.

V rámci výzkumu byl proto postaven zkušební stav. Výsledky měření prokázaly očividné snížení amplitud oscilací a zlepšení situace, viz obr. 2-16.

Informace v článku už neuvádějí bližší informace o tom, zdali bylo toto řešení nasazeno na skutečné lokomotivě a s jakou účinností. Problémem tohoto principu je navíc fakt, že funguje pouze za předpokladu, že je hltič správně naladěn. To může být problematické vzhledem k proměnlivosti průměru kol vlivem jejich ojetí, nebo opotřebení brzdových kotoučů a tím i změně jednotlivých momentů setrvačnosti. Nicméně podle dostupných dat by toto nemělo mít zásadní dopad na funkčnost – simulace byly prováděny pro nové, zpola ojeté a zcela ojeté kolo s výraznou mírou redukce, viz obr. 2-17, obr. 2-18 a obr. 2-19.



Obr. 2-18 Detail konstrukce tlumiče a jeho montáže na kolo. [16]



Obr. 2-17 Zkušební stav postavený z důvodu experimentálního ověření funkčnosti [16]



Obr. 2-19 Pohled na brzdový kotouč s detailem montážního rozhraní. [16]

2.2.5. Predikce maximálních torzních vibrací

Predikcí maximálních vibrací dvojkolí (tj. dynamických momentů) se zabývali autoři Meierhofer a spol. [39]. Autoři zkoumali využití 3 rozdílných metod pro vyhodnocení velikostí amplitud oscilací – nelineární model pohonu lokomotivy, energetickou metodu vyhodnocení a využití hypotézy 2cx.

- **Nelineární model** je MATLAB model pohonu, který uvažuje částečně odpružený pohon s asymetricky umístěným ozubeným kolem. Model uvažuje různé charakteristiky tření a slouží především jako referenční model pro porovnání s ostatními metodami.
- **Energetická metoda** předpokládá, že během kmitání v oblasti tzv. hraničního cyklu (kolo se chvíli nachází v prokluzu, chvíli ne) energie disipovaná v tlumení samotného pohonu je rovna energii uvolněné v kontaktu kolo-kolejnice při ztrátě adheze. Lze chápat jako negativní tlumení v kontaktu kolo-kolejnice.
- **Metoda (2cx)** předpokládá, že skluz kola osciluje mezi nulovou hodnotou a dvojnásobkem jeho referenční hodnoty. Obě poslední metody uvažují harmonický charakter oscilací (tj. momentů, vibrací i skluzů).

Na základě modelu pohonu byla zkoumána odezva pohonu na snížení součinitele tření vlivem aplikace vody do kontaktu kolo-kolejnice při různých rychlostech vozidla. Podobné podmínky byly následně navozeny i při aplikaci dalších metod.

Z provedených simulací vyplynuly maximální hodnoty torzních momentů, které byly zpravidla násobky nominálních hodnot přenášených z motoru na dvojkolí. Simulace prokázaly, že všechny 3 přístupy přináší podobné výsledky, hlavní rozdíl je ve výpočetním čase, který byl v případě běžného výpočetního modelu řádově delší.

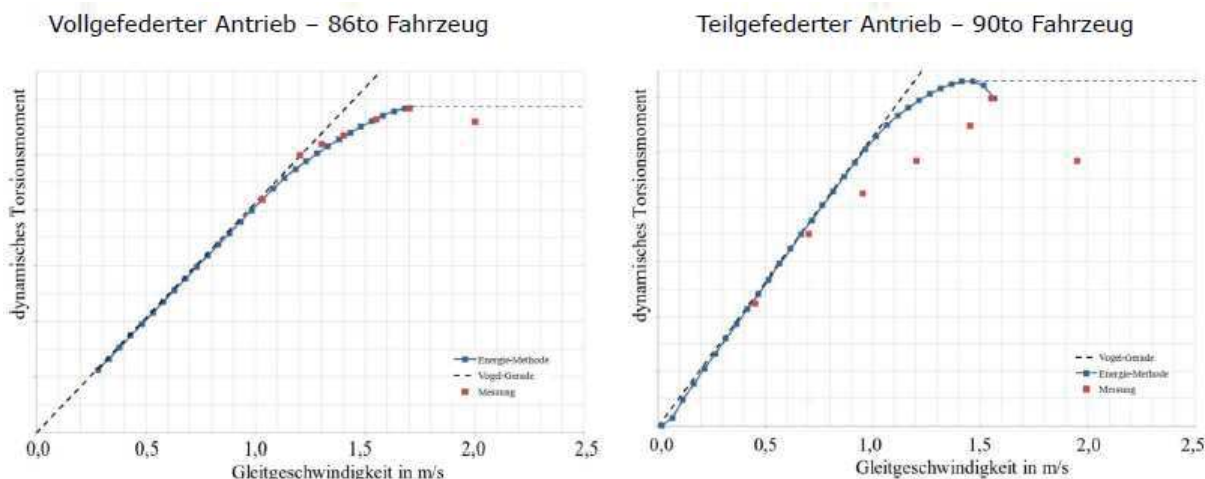
Energetickými metodami se zabývalo více výzkumů, např. Vogel-Gerade metoda [42]. Ta určuje maximální dynamické momenty na základě následujících parametrů:

- tuhost nápravy (c_{RS}),
- vlastní frekvence kmitání dvojkolí (f_{RS}),
- skluzová rychlost (Δv),
- moment setrvačnosti kola (J_R).

Vztah pro maximální dynamický moment v nápravě je následující:

$$M_{DYN} = \frac{c_{RS}}{2 \cdot \pi \cdot f_{RS} \cdot r_0} \cdot \Delta v \quad (2.1)$$

Podle něj je maximální hodnota dynamického momentu přímo úměrná skluzové rychlosti. To podle simulačního a experimentálního ověření [41] platí pouze pro určité rozsahy skluzových rychlostí, jak ukazuje viz obr. 2-20.

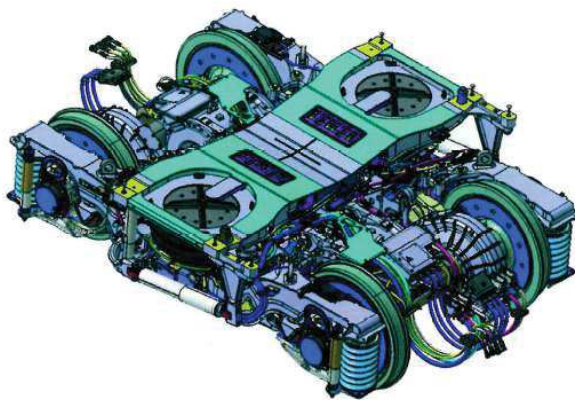


Obr. 2-20 Porovnání maximálních hodnot dynamických momentů (dynamisches Torsionsmoment) nápravě v závislost na typu pohonu (vlevo zcela odpružený pohon, vpravo částečně odpružený pohon) a použité metodě vyhodnocení (černá čára Vogel-Gerade metoda, modrá čára energetická metoda, červené body experimentální měření). Vodorovná osa udává skluzovou rychlost kola a kolejnice. [41]

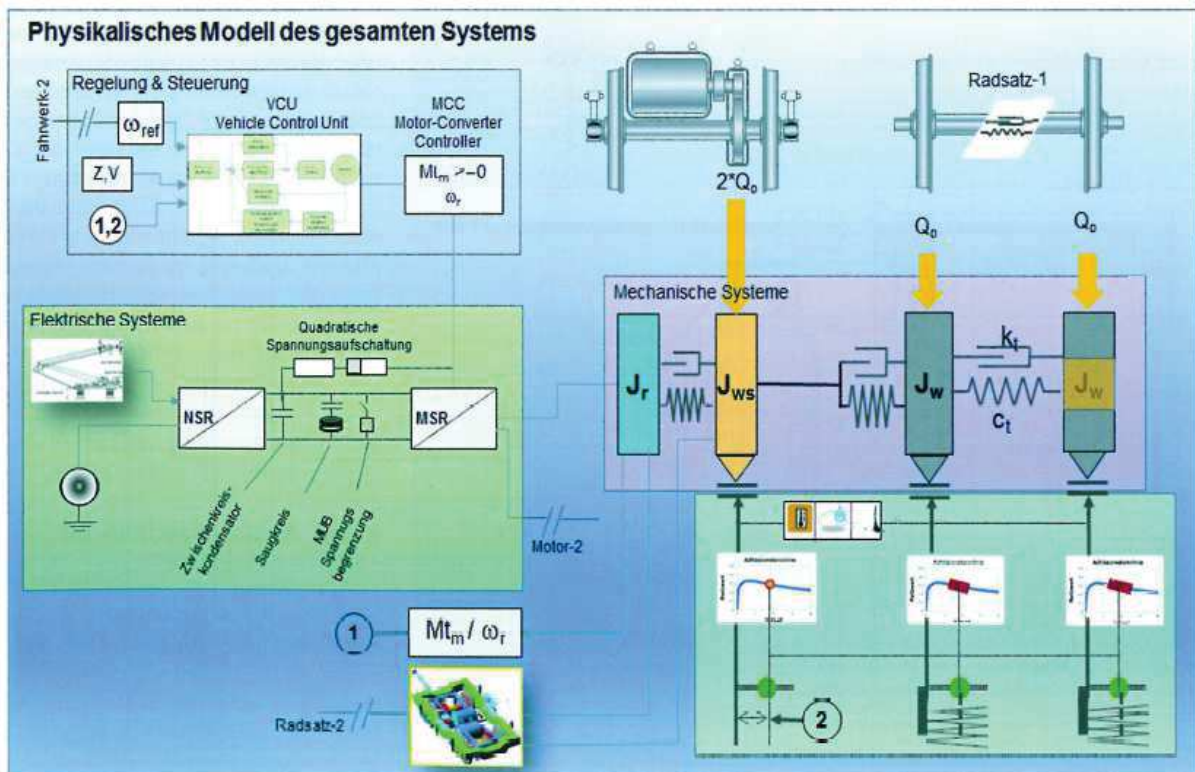
2.2.6. Vliv na součásti pohonu

Vlivem amplitud dynamických momentů na pohon se zabýval Schneider [43], [44]. Ve své práci představil výpočetní model vozidla (schéma na obr. 2-22) inspirovaný jednotkou FV Dosto (výrobce Bombardier). První část článku byla zaměřená na popis problematiky, a především na parametry výpočetního modelu. Byly zde popsány některé základní požadavky na komplexnost modelu pro účely adekvátní predikce dynamických dějů. Druhá část pak obsahuje detailní popis celé problematiky, včetně možných dopadů na jednotlivé součásti pohonu zatížené torzními oscilacemi.

Popisovaná jednotka, označení SBB RABe 502, podvozek viz obr. 2-21, je 4-8 vozová souprava s výkony v rozmezí 3,7-7,5 MW (distribuované na více vozů) určená pro rychlosti do 200 km/h. Pohonná jednotka je trochu nezvykle tvořena synchronním motorem s převodovkou. Pohon je částečně odpružený.

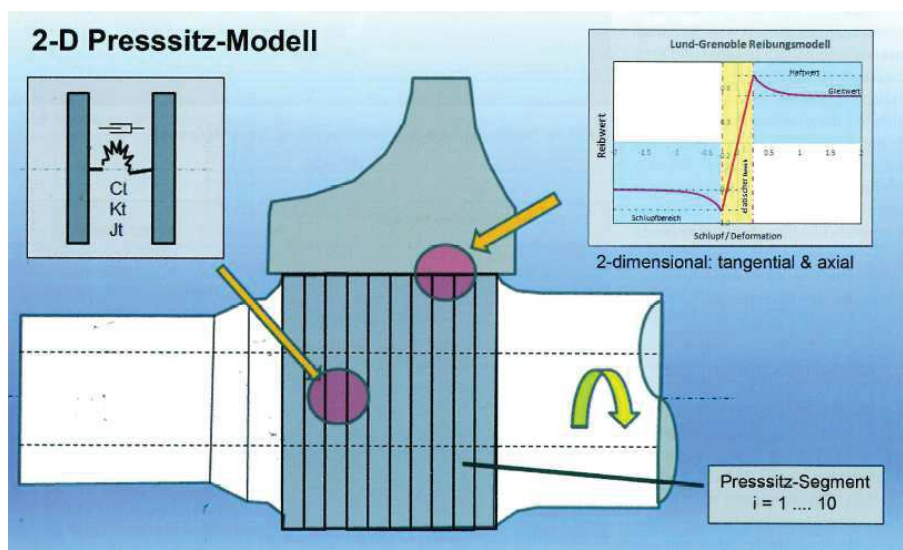


Obr. 2-21 Pohled na hnací podvozek jednotky FV Dosto [43]



Obr. 2-22 Fyzikální model celého systému. Levá horní část je část regulace pohonu, levá spodní část je přívod napětí na motory. Pravá část obsahuje zjednodušené schéma částečně odpruženého pohonu jednotky. [43]

Autor se mimo jiné zabýval pevností lisovaného spoje (kolo-náprava, viz obr. 2-23) při uvažování maximální dynamických momentů podle metodiky Vogelovy metody [41].



Obr. 2-23 Schéma 2D modelu lisovaného spoje. Uvažuje svěrnou pevnost ve směru tečném a axiálním. Sedlo kola je rozděleno do 10 konečných prvků, které vzájemně tvoří torzní poddajnost. [43]

Z textu mimo jiné vyplynulo, že minimální bezpečnost lisovaného spoje pro dané vozidlo je cca 1,5, tzn. k selhání pevnosti lisovaného spoje by v nejméně příznivém případě (výrobní tolerance na hraně) mělo dojít při nárůstu kroutícího momentu o 50 % vůči nominální hodnotě.

Zároveň je zde poukázáno na návrh náprav podle EN 13104:2013 [45], kde se uvažují především síly vyplývající z hmotnosti vozidla a jeho průjezdu obloukem. Dynamické momenty, respektive jejich maximální hodnoty, při návrhu uvažované nejsou.

Autor přinesl poměrně obsáhlou analýzu poruch spojených s výskytem torzního kmitání, včetně dopadové analýzy při možném selhání lisovaného spoje (posun kola – vykolejení). Článek zároveň popisuje jednu z metod detekcí oscilací – prostřednictvím reakce závěsky nápravové převodovky. Možností využití závěsky převodovky jako diagnostického prvku pro analýzu poruch v individuálním částečně odpruženém pohonu dvojkolí kolejového vozidla se ve své disertační práci zabýval Dub (Analýza možnosti autodiagnostiky pohonů kolejových vozidel, FS ČVUT, 2016) [53].

Ačkoliv je výskyt pootočených kol relativně častý, zatím nebyl zaznamenán případ, kdy by došlo k vykolejení, případně závažným škodám na majetku, či na lidských životech. Zjištěné příčné posuvy kol vůči nápravě byly vždy pouze minimální v řádu jednotek milimetrů, viz (Friedrich, 2014) [46].

2.3. Pohony kolejových vozidel

Tato část uvádí stručný popis základních konstrukčních skupin hnacích vozidel, případně částí, se kterými je dále pracováno.

Dnešní elektrické lokomotivy, tak jako mnoho jiných vozidel, využívají tzv. pohonné řetězce. Jde o systém uspořádání komponent, pomocí kterých je hnací moment motoru přenášen od svého zdroje na kola a prostřednictvím adheze je převáděn na hnací sílu vozidla. Zpravidla vždy je tento pohonný řetězec tvořen dvojkolím, převodovkou, trakčním motorem a spojkami.

2.3.1. Uspořádání pohonů

Historicky lze nalézt poměrně velké množství přístupů a konstrukčních řešení pohonu vozidla. S tím, jak se vyvíjel stav techniky, se měnily i trendy používané v konstrukci pohonů. Známe 3 základní typy uspořádání:

- centrální,
- skupinový,
- individuální.

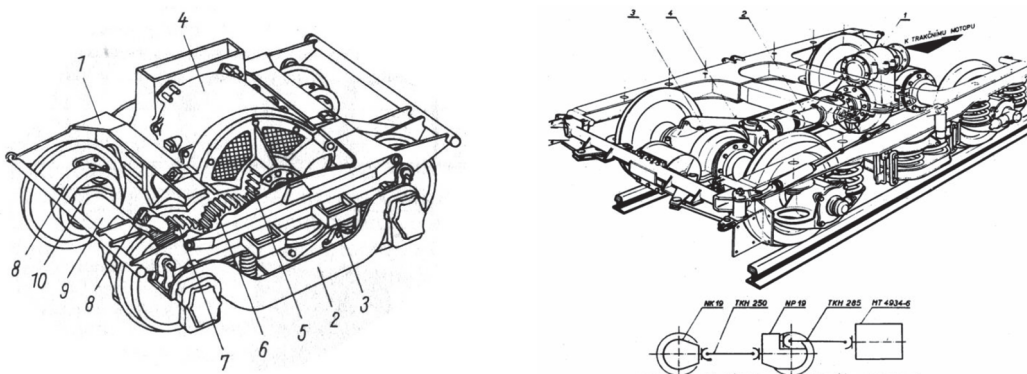
2.3.1.1. Centrální pohon

Používán dříve především u parních lokomotiv, kde jeden zdroj mechanické energie (zpravidla parní stroj) ovládal všechna hnací dvojkolí vozidla systémem spojnic, kulís a ojníc. V současnosti se uplatňuje pouze u dieselových lokomotiv s hydrodynamickým přenosem výkonu, např. Voith Maxima 40 CC. Centrální pohon dvojkolí zajišťuje

rovnoměrné rozdělení hnacího momentu dle adhezních možností jednotlivých dvojkolí. S ohledem na výrazně nižší používané výkony a obecně nižší účinnost přenosu výkonu není v práci dále toto řešení hodnoceno.

2.3.1.2. Skupinový pohon

Jeden zdroj mechanické energie (zpravidla elektromotor) ovládá všechna hnací dvojkolí jednoho podvozku a zajišťuje rovnoměrné rozdělení hnacího momentu dle adhezních možností hnacích dvojkolí. Trakční motor je umístěn buď přímo v podvozku, anebo na skříni vozidla. Tyto konstrukce jsou dnes spíše na ústupu, uplatnění nacházejí u některých jednotek, v práci není více zmiňováno. Znázorněno na obr. 2-24 a 2-25.



Obr. 2-24 Skupinový pohon s trakčním motorem v podvozku [17] Obr. 2-25 Skupinový pohon s trakčním motorem na skříni vozu [17]

2.3.1.3. Individuální pohon dvojkolí

Jeden zdroj mechanické energie (zpravidla elektromotor) ovládá jedno hnací dvojkolí vozidla. V praxi se u individuálního pohonu setkáváme s koncepcí pohonu s podélnou nebo s příčnou osou trakčního motoru.

Individuální pohon dvojkolí s příčně orientovanou osou trakčního motoru představuje nejrozšířenější koncepci pohonu, která je konstrukčně řešena ve dvou variantách:

- částečně odpružený pohon,
- zcela odpružený pohon.

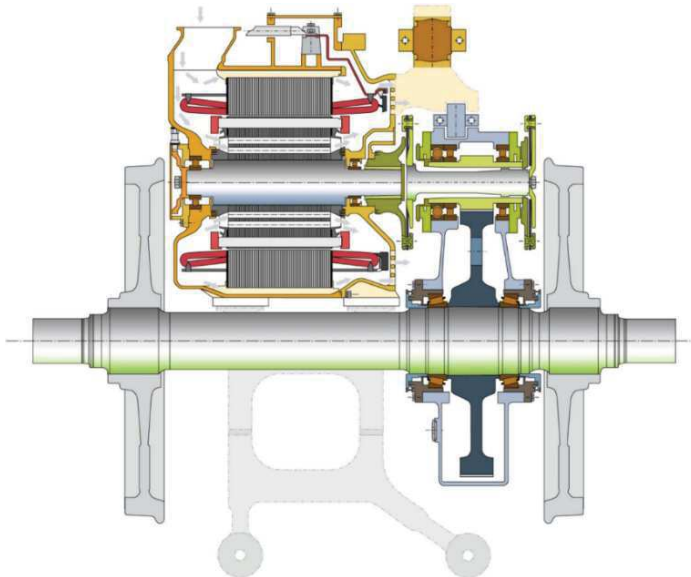
Tyto koncepce a jednotlivé základní komponenty jsou blíže popsány v následujících kapitolách.

2.3.1.3.1. Částečně odpružený pohon dvojkolí

Toto uspořádání je tvořeno trakčním motorem uloženým na rámu podvozku a nápravovou převodovkou uloženou na hnacím dvojkolí, přičemž oba komponenty jsou propojeny elastickou spojkou, zpravidla v podobě dvojité sférické zubové spojky nebo krátké kloubové hřídele.

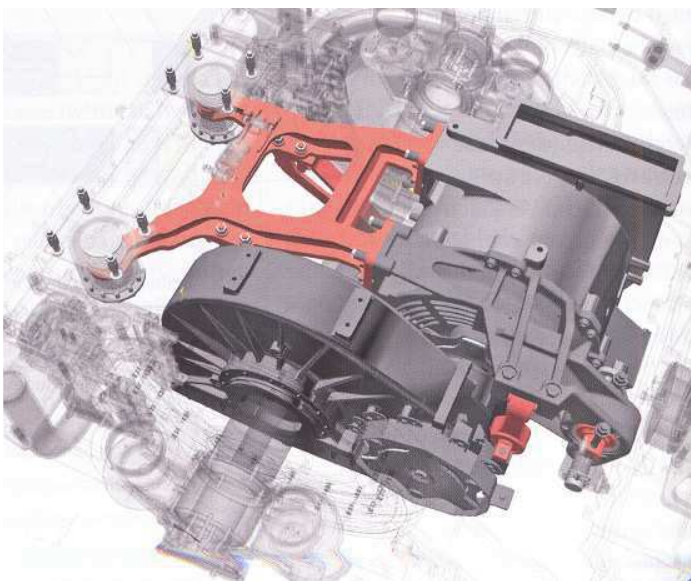
Toto řešení má poměrně jednoduchou konstrukci, ovšem dynamické projevy individuálního pohonu jsou horší díky větším neodpruženým hmotám – část hmotnosti

převodovky se připočítává k hmotnosti dvojkolí. Moderní řešení výkonného pohonu s asynchronním trakčním motorem a jednostupňovou nápravovou převodovkou znázorňuje obr. 2-26 a obr. 2-27.



Obr. 2-26 Konstrukční provedení částečně odpruženého pohonu [17]

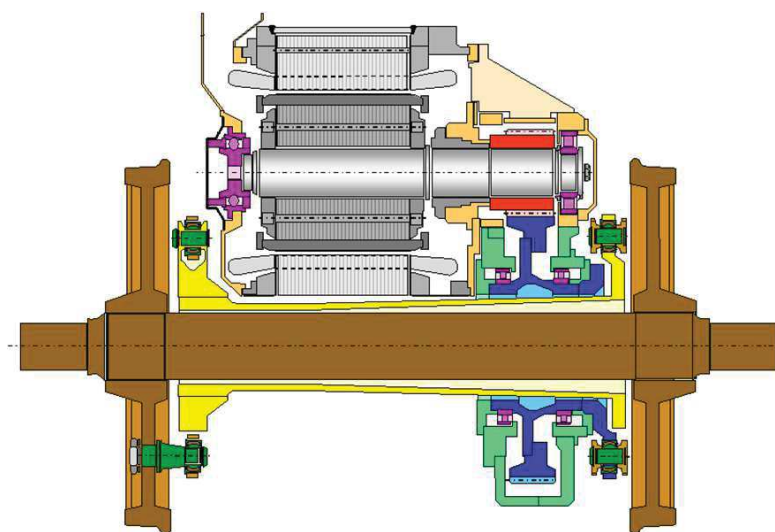
Reakce hnacího momentu motoru je zachycována závěškou převodovky. Ta je v tomto případě ukotvena přímo na stator trakčního motoru. Díky tomu jsou relativní pohyby mezi převodovkou a motorem minimalizovány a krátká kloubová hřídel s diskovými klouby může procházet dutinou pastorku, viz obr. 2-26. Tento systém částečně odpruženého pohonu je použit například u lokomotivy Siemens Vectron, lokomotiv z rodiny Traxx a dalších vozidel, která nejsou primárně určena pro rychlosti nad 160 km/h.



Obr. 2-27 Model částečně odpruženého pohonu lokomotivy Vectron [17]

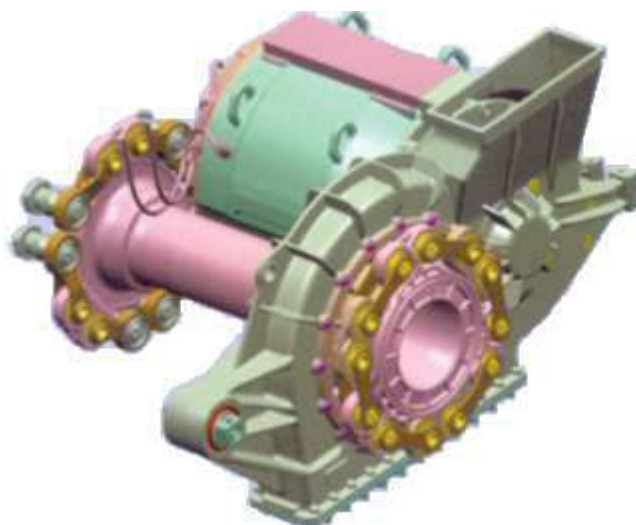
2.3.1.3.2. Zcela odpružený pohon dvojkolí

Toto uspořádání individuálního pohonu dvojkolí tvoří trakční motor a převodovka, které spolu vytváří kompaktní hnací jednotkou zavěšenou na rámu podvozku. Jedná se o obdobu uložení motoru a převodovky v osobním automobilu. Reakční účinky celého pohonu zajišťuje tří-bodové uložení pohonné jednotky na rámu podvozku. Přenos hnací síly (momentu) z převodovky na dvojkolí je zajištěn pomocí duté kloubové hřídele objímající nápravu dvojkolí. Toto upořádání nabízí příznivější dynamické účinky na trať, dutá kloubová hřídel zároveň nabízí ochranu nápravy před mechanickým poškozením. Nevýhodou je složitější konstrukce a montáž pohonu. Řešení této varianty pohonu dokumentuje obr. 2-28 a obr. 2-29.



Obr. 2-28 Konstrukční provedení zcela odpruženého pohonu [17]

Tento systém pohonu je použit například u lokomotivy Škoda 380, Bombardier ES64U4 a dalších vozidel, která jsou primárně určena pro rychlost nad 160 km/h.

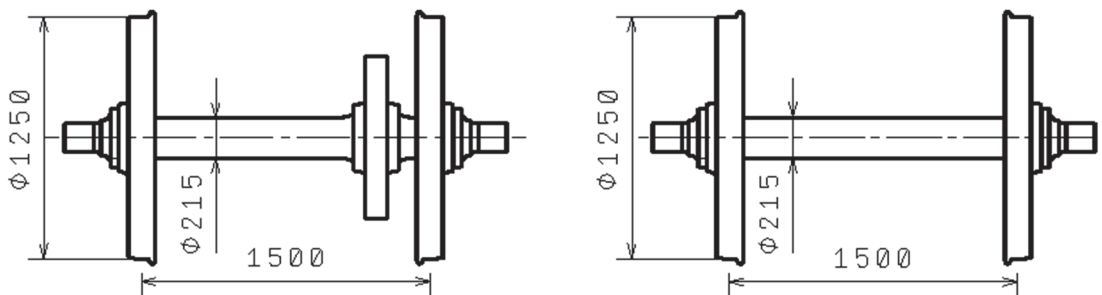


Obr. 2-29 Model zcela odpruženého pohonu lokomotivy BR 146 DB [17]

2.3.2. Základní konstrukční skupiny

2.3.2.1. Dvojkolí

Dvojkolí viz obr. 2-30 je základní stavební kámen každého kolejového vozidla. Jeho funkcí je nést hmotnost vozidla a zároveň ho bezpečně vést po jízdni dráze – trati. Je složeno z nápravy a dvojice kol. Ta jsou na nápravu lisována. Důvod je ekonomičnost výroby a malé riziko vzniku koncentrátorů napětí. Dvojkolí je nenahraditelnou součástí vozidla, nemá žádnou redundanci. V případě závady existuje vysoké riziko vykolejení.



Obr. 2-30 Dvojkolí částečně odpruženého (vlevo) a zcela odpruženého pohonu (vpravo)

U nízkopodlažních vozidel se používají i dvojkolí s volně otočnými koly, která jsou uložena na kolových čepech portálové nápravnice. Toto řešení není dále uvažováno.

Profily kol jsou buď kuželové (starší provedení), anebo tzv. opotřebené (označení S1002, UIC ORE). Kuželovitost zajišťuje stabilizaci vozidla vůči ose koleje, do určité velikosti oblouku zajišťuje funkci diferenciálu – kompenzují se tak různé obvodové rychlosti na vnějším a vnitřním kole, bez vzniku prokluzů.

Tab. 2-1 uvádí základní parametry dvojkolí moderních lokomotiv, se kterými je v práci uvažováno. Hodnoty odpovídají vozidlu o hmotnosti do 90 tun provozované na běžném rozchodu (1435 mm).

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Průměr kola	d_k	1250	mm	nové kolo
Průměr nápravy	D_n	210-215	mm	včetně vývrtu pro kontrolu nápravy
Vývrt nápravy	d_n	80-90	mm	vývrt pro defektoskopii
Vzdálenost ložisek	$2w_1$	2100	mm	báze primárního vypružení
Profil kola		S1002	-	opotřebený profil

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka	Poznámka
Kuželovitost	λ	1:40	-	hodnota přibližně odpovídá skutečné kuželovitosti
Vzdálenost styč. kružnic	2s	1500	mm	

Tab. 2-1 Základní parametry dvojkolí

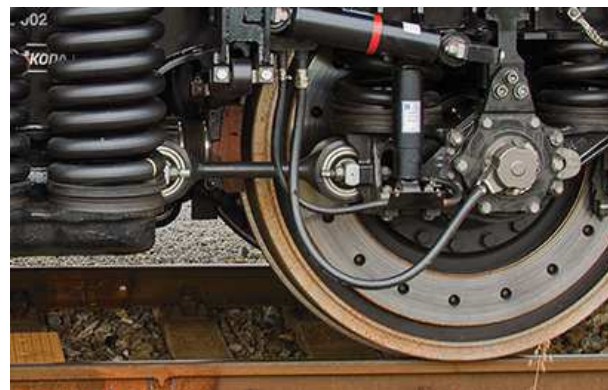
2.3.2.2. Vedení dvojkolí

Konstrukční skupina, která určuje polohu dvojkolí vůči rámu podvozku, případně rámu vozidla. U starších vozidel byly používány různé konstrukce, například kyvná ramena (lokomotivy ČKD, viz obr. 2-31). Dnes se zpravidla používají ojničky, viz obr. 2-32, které spojují ložiskovou skříň s rámem podvozku. V případě vedení dvojkolí se zpravidla prolínají dva protichůdné požadavky:

- Maximálně poddajné vedení, které umožní rejdivání dvojkolí v obloucích – vede na snížení opotřebení kol a kolejnic, přispívá bezpečnosti proti vykolejení.
- Maximálně tuhé vedení dvojkolí, které zajistí stabilitu vozidla i za vyšších rychlostí.



Obr. 2-31 Univerzální podvozek ČKD lokomotivy řady 720 (T 435.0), vedení dvojkolí řešeno kyvným ramenem [47]



Obr. 2-32 Podvozek lokomotivy Škoda 380. Vedení dvojkolí řešeno prostřednictvím ojnic [48]

Z tohoto důvodu je nutné vždy volit vhodný kompromis například s ohledem na provozní využití vozidla apod. Výjimečné není použití speciálních prvků s proměnnou tuhostí, nebo výzkumy zaměřené na řízené rejdivání dvojkolí, např. (Spiryagin, 2013) [49] a (Kalivoda, 2015) [50].

2.3.2.3. Převodovka

Převodovka slouží k přenosu točivého momentu z motoru na dvojkolí. Je tvořena alespoň jedním párem ozubených kol, tj. ozubeným soukolím. Čelní soukolí má zpravidla šikmé ozubení a jeden stálý převod. Další funkce převodovky jsou následující:

- Umožňuje propojit mimoběžné (i různoběžné) osy trakčního motoru a dvojkolí,

- umožňuje změnit vstupní otáčky (zpravidla redukce),
- umožňuje změnit výstupní moment (zpravidla zvyšuje hnací moment).

Podle typu pohonu je pak převodovka umístěna následovně:

- přímo spojena s dvojkolím (převodovka je součástí nevypružených hmot),
- s dvojkolím spojena pomocí speciální spojky (převodovka je součástí odpružených hmot, viz obr. 2-33).



Obr. 2-33 Pohled na kompletní dvojkolím se zcela odpruženým pohonem převodovka je s dvojkolím spojena prostřednictvím spojky – duté hřídele. [51]

Velikost ozubení a převodový poměr převodovky vychází z určení vozidla, respektive z maximálních silových účinků v ozubení [12]:

- elektrické rychlíkové lokomotivy $m_n=8-10$ mm,
- nákladní elektrické lokomotivy $m_n=10-12$ mm.

Z hlediska disertační práce jsou podstatné jak kinematické a hmotové vlastnosti, tak také vlastnosti silové. Konkrétně se jedná o vliv následujících:

- Torzní tuhost zabírajícího soukolí,
- vliv mezi-zubové vůle.

2.3.2.3.1. Torzní tuhost ozubení

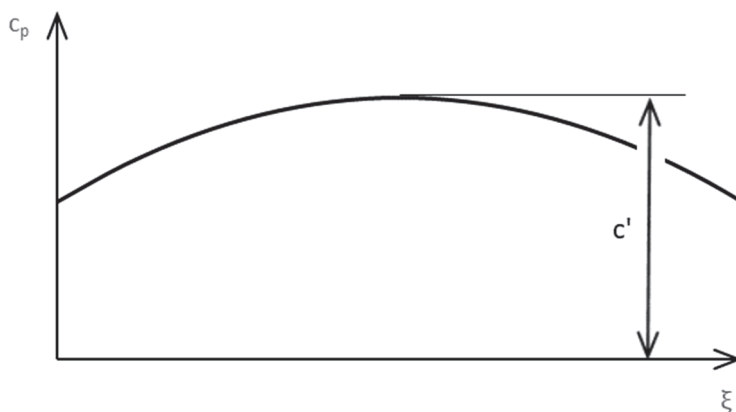
Na spolu-zabírající ozubená kola, respektive samotné zuby lze koukat jako na dvojici vetknutých nosníků, které jsou ve vzájemném dotyku a v rámci principu akce a reakce mezi sebou přenáší sílu (respektive točivý moment). Zub ozubeného kola je tak souběžně namáhán na:

- otačení dotykových ploch,

- ohyb zubů,
- smyk.

Při určování torzní tuhosti ozubení je nutné brát v potaz tyto 3 faktory, ke kterým se přidávají ještě další vlivy, jako je počet zubů obou ozubených kol, úhlu záběru, korekce apod. Podstatným faktorem je šířka kola. Proto se tuhost udává v jednotce N/mm/μm, tzn. pro jednotkovou šířku zuby.

Dle [24] není tuhost závislá na velikosti normálového modulu m_n . Podstatným faktorem je taktéž uražená dráha záběru ξ neboli poloha dotykového bodu, viz obr. 2-34. Tzn., zdali je dotykový bod blíže ke hlavové, či patní kružnici. Vzhledem k tomu, že poddajné jsou oba zuby v záběru, tak se používá označení pro tuhost páru c_p . Její maximum se označuje jako maximální jedno-párová tuhost c' . Obvyklá hodnota je $c'=14-16$ N/mm/μm.



Obr. 2-34 Jedno-párová tuhost ozubení v závislosti na dráze záběru

Pro zjednodušení se proto užívá střední hodnoty tuhosti c_γ pro rozteč mezi dvojicí zubů p_{tb} , viz vztah

$$c_\gamma = \frac{1}{p_{tb}} \cdot \int_0^{p_{tb}} c(\xi) d\xi \quad (2.2)$$

Obvyklé hodnoty pro c_γ se pohybují v rozmezí 15 až 30 N/mm/μm.

Výše uvedené platí pro přímé ozubení. V případě šikmého ozubení dochází k určitému zkomplikování, protože je tuhost závislá nejenom na dráze záběru ξ , ale také na množství společně zabírajících zubů apod. Empirický vztah pro výpočet vychází z [25], kde maximální hodnotu tuhosti c' lze určit pomocí vztahu.

$$\frac{1}{c'} = 0,047\ 23 + \frac{0,155\ 51}{z_{n1}} + \frac{0,257\ 91}{z_{n2}} - 0,006\ 35 \cdot x_1 - 0,116\ 54 \cdot \frac{x_1}{z_{n1}} - 0,001\ 93 \cdot x_2 - 0,241\ 88 \cdot \frac{x_2}{z_{n2}} + 0,005\ 29 \cdot x_1^2 + 0,001\ 82 \cdot x_2^2 \quad (2.3)$$

Kde z_{ni} udává počet zubů jednotlivých kol a x_i korekci ozubení. Vztah platí pro vnější přímé i šikmé ozubení se standardním profilem ($\alpha=20^\circ$, $h_{a0}^*=1,2$, $h_{f0}^*=1$, $\rho_0^*=0,2$). v případě šikmého vnějšího ozubení se počítá s virtuálním ozubením. Střední hodnota tuhosti je potom dána vztahem.

$$c_\gamma = c' \cdot (0,75 \cdot \varepsilon_\alpha + 0,25) \quad (2.4)$$

V kontextu zubů umístěných na obvodu ozubeného kola lze ozubené soukolí pokládat za torzní tuhost. Tato tuhost vnáší do celého torzně poddajného systému další stupně volnosti a s tím spojené další vlastní frekvence. Přepočítání z výše zmíněného přístupu (zuby v podobě sériově řazených pružin) vychází z představy točivého momentu, který vyvolá určitou deformaci. Ekvivalentní torzní tuhost ozubení má potom tvar.

$$c_{Ti} = c_\gamma \cdot r_{bi}^2 \quad (2.5)$$

Pro čelní ozubené soukolí je pak výsledná torzní tuhost k_{ct} následující.

$$k_{ct} = \frac{c_{T1} \cdot c_{T2}}{c_{T1} + c_{T2}} \quad (2.6)$$

Je nutné podotknout, že tyto hodnoty jsou pouze orientační a bez srovnání s experimentem či FEM výpočtem je jejich správnost značně diskutabilní. Jako určitě vodítko tak může posloužit program Simpack, který v rámci svých přednastavených funkcí dokáže vytvořit model libovolného ozubení (čelní, kuželové atd.) a s ohledem na zvolené vlastnosti materiálu tuhost spočítat, respektive vypočítat síly v ozubení a tomu odpovídající deformaci za předpokladu znalosti všech vstupních parametrů a dostatečné výpočetní kapacity.

2.3.2.3.2. Vliv mezi-zubové vůle

Z hlediska montáže a výrobní přesnosti se vždy uvažuje s mírnou vůlí mezi zuby [37]. Za běžného provozu, při jednosměrném působení hnacího momentu, se vůle nijak neprojeví. Jednotlivé zuby postupně přichází do záběru, bod dotyku se pohybuje po záběrové přímce a následně ze záběru vystoupí. Záběrová přímka přitom nijak nemění svou orientaci. Za situace, kdy se změní směr působícího momentu – jízda výběhem, brzda, rozkmitání pohonu – dojde k odlehnutí spolu zabírající dvojice a následné změně orientace záběrové přímky.

Za této situace dochází k rázu dvou těles (zubů) s konečnou tuhostí. Ty se přitom mírně zdeformují a podobně jako pružina naakumulují energii, kterou při odlehčení uvolní. Samotný ráz je navíc zdrojem oscilací, které se mohou postupně zesilovat s každým dalším rázem.

2.3.2.4. Přenos tažných sil

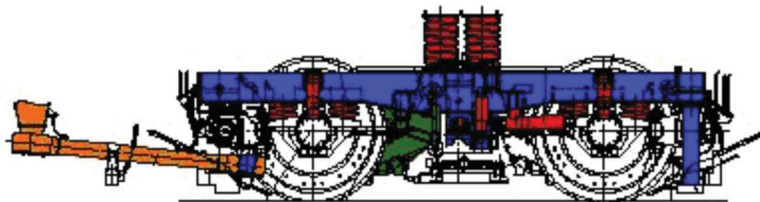
Přenosem tažných sil je myšlen přenos sil mezi podvozkem a skříní vozidla. Zařízení musí zajistit přenos kvazistatických i dynamických sil ve všech režimech jízdy vozidla. Zároveň nesmí nijak blokovat činnost vypružení vozidla.

Přenos tažných sil by měl zároveň redukovat změny nápravových sil vyvolaných při vyvození tažné síly. Změna nápravových sil je způsobena působením dvojice ne-souosých sil – tažná síla podvozků a síla na spřáhle, viz obr. 2-40. Nejrozšířenější způsoby přenosu tažných sil jsou následující:

- tažné tyče,
- lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus),
- otočný čep.

2.3.2.4.1. Tažné tyče

Přenos tažné síly zajišťují tyče, které spojují spodek vozidla s podvozkem, viz obr. 2-35 a obr. 2-36. Tyče jsou zpravidla umístěny (orientovány) tak, aby výsledná osová síla v tyči mířila do geometrického středu podvozku (průsečík osy rotace a roviny temene kolejnice). Tím je zajištěno mechanické optimum, viz kapitola 2.3.2.4.3 - Mechanické optimum.



Obr. 2-35 Trakční podvozek s přenosem sil tažnou tyčí [17]

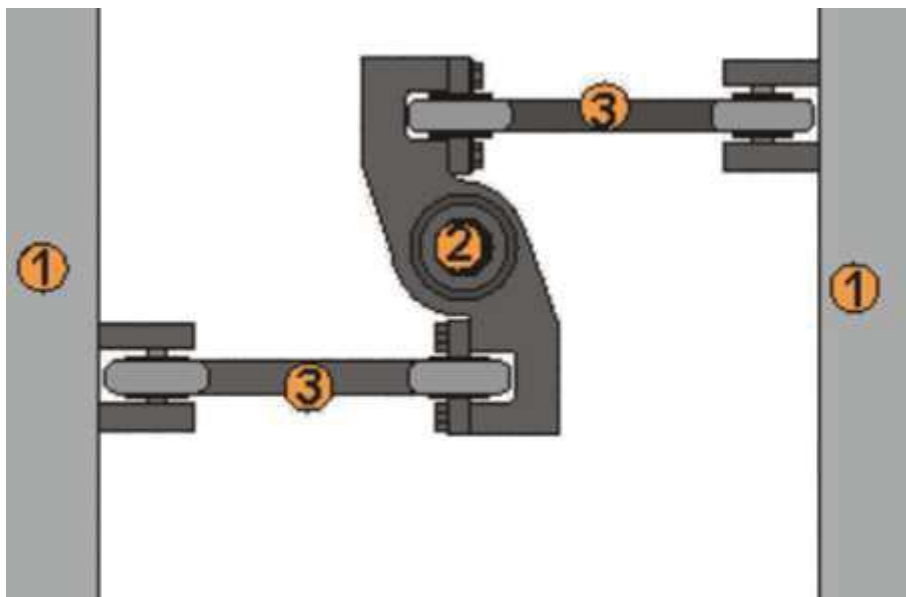
Nevýhodou je ovlivnění vypružení podvozku vlivem geometrie tyče. Pro to je nutná dostatečná délka tyčí, která tyto efekty redukuje. To sebou nese velké nároky na zástavbové rozměry a hmotnosti těchto tyčí. Hmotnost je ovlivněna skutečností, že tyč musí přenášet jak tahové, tak tlakové síly, tzn. je zde zároveň nutné uvažovat namáhání na vzpěr.



Obr. 2-36 Detail propojení tažné tyče na skříň a rám podvozku (zdroj: vlastní foto autora)

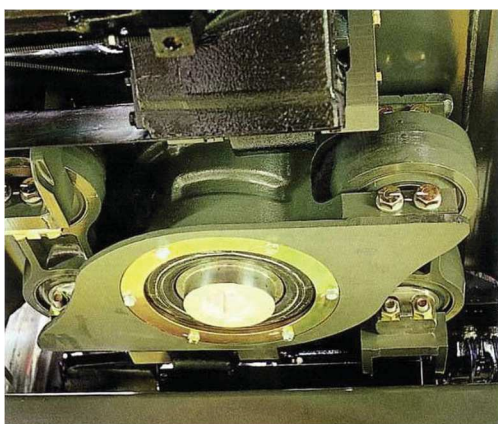
2.3.2.4.2. Lemniskátový mechanismus (Z-mechanismus, antiparalelogram)

Přenos sil zajišťuje mechanismus tvořený vahadlem (rotačně umístěný na otočném čepu na skříni vozidla) a dvojice ojnic (spojují vahadlo a konzoly na rámu podvozku), viz obr. 2-37, obr. 2-38 a obr. 2-39. V případě vrtivých pohybů podvozku pod skříní se vahadlo otáčí souběžně s podvozkiem okolo svislého čepu na skříni. V případě stlačení (respektive odlehčení) vypružení se vahadlo pootočí současně vůči skříni i podvozku, čímž vykompenzuje rozdíl délek.



Obr. 2-37 Konstrukční provedení lemniskátového mechanismu: 1 – rám podvozku, 2 – vahadlo lemniskátu (také osa otočného čepu na skříni vozidla), 3 – ojnice lemniskátu [28]

Mechanismus je prostorově poměrně nenáročný, ale svou konstrukcí neumožňuje dosažení mechanického optima. To je dáno tím, že je celý mechanismus výškově přesazen vůči rovině temene kolejnice (s ohledem na dodržení obrysu vozidla).



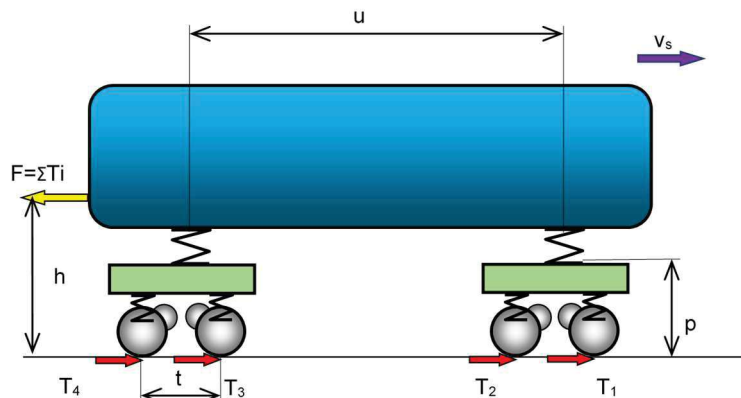
Obr. 2-38 Detail vahadla lemniskátu [17]



Obr. 2-39 Ojnice lemniskátového mechanismu [27]

2.3.2.4.3. Mechanické optimum

Mechanické optimum je stav, kdy je eliminován vliv klopného momentu podvozku na velikost nápravových sil vozidla. Tím je zajištěno rovnoměrnější zatížení náprav vozidla a stejně tak tratě, po které se vozidlo pohybuje. Zároveň je možné rovnoměrněji dimenzovat trakční motory, tj. využití slabších pohonů bez rizika přetěžování.



Obr. 2-40 Silové rozložení hnacího vozidla.

Jak už bylo zmíněno v předchozích kapitolách, dosažení mechanického optima je spojeno s geometrickým upořádáním, respektive koncepcí přenosu tažné síly mezi skříní vozidla a jeho podvozku. Pro jeho dosažení musí platit následující vztah pro odlehčení vlivem klopení skříně dle obr. 2-40:

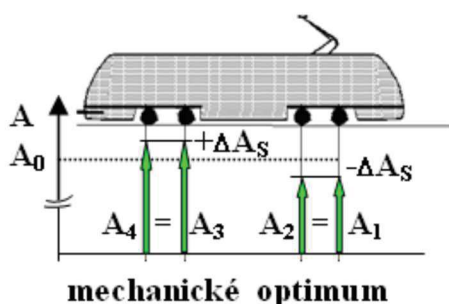
$$s = \Delta A = \Delta A_S = 2 \cdot (T_1 + T_2) \cdot \frac{h}{u} \quad (2.7)$$

A vztah pro odlehčení dvojkolí vlivem klopení podvozku:

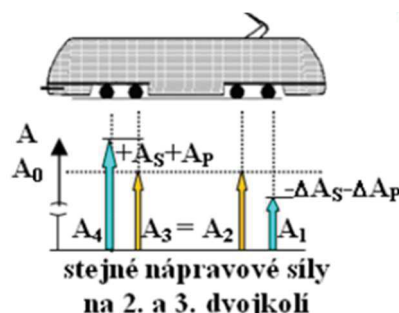
$$\Delta A_P = (T_1 + T_2) \cdot \frac{p}{t} = 0 \quad (2.8)$$

Kde nulové hodnoty vztahu lze reálně dosáhnout pouze pro $p \rightarrow 0$. To nastává např. při použití šikmo orientované tažné tyče, čímž dochází k eliminaci klopných momentů od podvozku a rozdíl nápravových zatížení je dán pouze klopným momentem samotné skříně. Nápravová zatížení pak odpovídají schématu na obr. 2-41.

V případě lemniskátového mechanismu lze hodnoty $p=0$ dosáhnout pouze umístěním celého mechanismu přímo do roviny temene kolejnice, což je z hlediska dodržení obrysu vozidla neproveditelné. Nápravová zatížení pak odpovídají schématu na obr. 2-42.



Obr. 2-41 Nápravová zatížení vozidla, které dosahuje mechanického optima. Rozdíly jsou dány pouze klopným momentem samotné skříně [17]



Obr. 2-42 Nápravová zatížení vozidla, které nedosahuje mechanického optima. Rozdíly sil je možné pouze redukovat, nikoliv zcela eliminovat [17]

Z hlediska dalšího výzkumu je nejzajímavější druhý případ (lemniskátový mechanismus), kdy každé dvojkolí pracuje s jiným nápravovým zatížením. Na jedné simulaci lze teoreticky pozorovat chování pro 3 různé stavy zatížení. Z toho důvodu se všechny další simulace ubíraly právě touto cestou.

2.3.2.5. Trakční motory

Trakční motor je točivý elektrický stroj, který generuje hnací moment. V současnosti nejrozšířenější typy trakčních motorů jsou:

- stejnosměrné stroje (sériový nebo cize buzený),
- střídavé asynchronní stroje (třífázový s kotvou nakrátko),
- střídavé synchronní stroje (třífázový motor s permanentními magnety – PMSM).

Vzhledem k tomu, že se dnes u nových vozidel (lokomotiv) používají především asynchronní motory, bude tato práce dále pracovat právě s tímto druhem pohonu. Stejnosměrné stroje jsou dnes díky regulačním možnostem na ústupu. Synchronní stroje si svou cestu do výkonných lokomotiv teprve hledají.

2.3.2.5.1. Asynchronní trakční motor

Pro účely pohonů jsou dnes využívány především střídavé asynchronní motory, např viz obr. 2-43. Asynchronní motor s kotvou nakrátko je znám svou konstrukční jednoduchostí, spolehlivostí a odolností.

Motor se skládá ze statoru a rotoru, přičemž každá část obsahuje elektrické vinutí. Principem práce stroje je točivé magnetické pole vytvořené ve statoru stroje. To sebou strhává magnetické pole rotorového vinutí, čímž rotor urychluje. Otáčky magnetického pole statoru a otáčky rotoru nejsou totožné. Pole statoru je rychlejší než rotoru. Vzniká tak tzv. skluz, viz rovnice (2.9). Obecně platí, že větší skluz je spojen s větším momentem.

$$s = \frac{\omega - \omega_0}{\omega} \quad (2.9)$$

Hodnota skluzu je přímo spjatá s velikostí točivého momentu stroje podle vzorce (2.10).

$$M_{mech} = \frac{3 \cdot p \cdot U_1^2 \cdot \frac{R_2}{s}}{2 \cdot \pi \cdot f_1 \cdot \left[\left(R_1 + \frac{R_2}{s} \right)^2 + (X_1 + X_2)^2 \right]} \quad (2.10)$$

Nevýhodou těchto strojů je složitější regulace otáček. To dřív vedlo na využívání především stejnosměrných motorů. S vývojem polovodičové techniky byly ovšem problémy regulace do značné míry vyřešeny. Využití asynchronního motoru v provozu dnes již nic nebrání.



Obr. 2-43 Trakční motor Škoda ML 4550 K/6 použitý v lokomotivách řady 380. Jmenovitý výkon motoru je 1600 kW [27]

2.3.2.5.1.1. Matematický popis asynchronního motoru

Asynchronní třífázový motor lze ve své idealizované podobě popsat prostřednictvím napěťových a tokových rovnic. Ty v reálném čase udávají vztah mezi veličinami motoru. Tyto rovnice předpokládají následující zjednodušení, viz [21]:

- stroj je napájen třífázovým harmonickým napětím,
- odpovídající si odpory a indukčnosti statoru a rotoru jsou shodné,
- vliv syčení magnetického pole se zanedbává,
- vliv teploty na velikost odporu se zanedbává,
- magnetická indukce je sinusově rozložena po obvodu statoru,
- motor pracuje bez mechanických ztrát (tření v ložiskách, pohon ventilátoru).

Reálný asynchronní motor má trojici fází posunutých o 120°. Tzn., že pro jeho úplný popis jsou nutné tokové a napěťové rovnice, které mají následující tvar.

$$\psi_U = L_1 i_U + M_{12} i_A \cos(v) + M_{12} i_B \cos(v - 120^\circ) + M_{12} i_C \cos(v + 120^\circ) \quad (2.11)$$

$$\psi_V = L_1 i_V + M_{12} i_B \cos(v + 120^\circ) + M_{12} i_B \cos(v) + M_{12} i_C \cos(v - 120^\circ) \quad (2.12)$$

$$\psi_W = L_1 i_W + M_{12} i_B \cos(v - 120^\circ) + M_{12} i_B \cos(v + 120^\circ) + M_{12} i_C \cos(v) \quad (2.13)$$

Napětí na fázích statoru (index 1) a rotoru (index 2):

$$u_U = R_1 i_U + \frac{d\psi_U}{dt} \quad (2.14)$$

$$u_V = R_1 i_V + \frac{d\psi_V}{dt} \quad (2.15)$$

$$u_W = R_1 i_W + \frac{d\psi_W}{dt} \quad (2.16)$$

$$u_A = R_2 i_A + \frac{d\psi_A}{dt} \quad (2.17)$$

$$u_B = R_1 i_B + \frac{d\psi_B}{dt} \quad (2.18)$$

$$u_C = R_1 i_C + \frac{d\psi_C}{dt} \quad (2.19)$$

To znamená řešit soustavu šesti nelineárních diferenciálních rovnic. Z tohoto důvodu se provádí zjednodušení, při kterém je počet fází snížen na dvě, přičemž přepoččet je proveden tak, aby byla zachována energetická bilance stroje.

2.3.2.5.1.2. Převod na ekvivalentní dvoufázovou soustavu

V tomto případě jsou fáze vůči sobě posunuty o 90° . Nově vzniklá soustava využívá pravoúhlých kartézských souřadnic, které jsou snazší na popis.

Jednotlivé složky jsou za pomoci goniometrických funkcí přepočteny následovně:

$$\begin{aligned} u_\alpha &= u_U \\ u_\beta &= \frac{u_W - u_V}{\sqrt{3}} \end{aligned} \quad (2.20)$$

Napěťové a tokové rovnice potom mají tvar, viz (2.21) a (2.22).

$$\begin{aligned} u_{1\alpha}(t) &= R_1 i_{1\alpha}(t) + \frac{d\psi_{1\alpha}(t)}{dt} \\ u_{1\beta}(t) &= R_1 i_{1\beta}(t) + \frac{d\psi_{1\beta}(t)}{dt} \\ u_{2\alpha}(t) &= R_2 i_{2\alpha}(t) + \frac{d\psi_{2\alpha}(t)}{dt} + p_p \omega_m(t) \psi_{2\beta}(t) = 0 \\ u_{2\beta}(t) &= R_2 i_{2\beta}(t) + \frac{d\psi_{2\beta}(t)}{dt} - p_p \omega_m(t) \psi_{2\alpha}(t) = 0 \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$\psi_{1\alpha}(t) = L_\alpha i_{1\alpha}(t) + L_\alpha i_{2\alpha}(t) \quad (2.22)$$

$$\Psi_{2\beta}(t) = L_2 i_{2\beta}(t) + L_h i_{1\beta}(t)$$

Okamžitý moment stroje udává rovnice (2.23).

$$M(t) = \frac{3}{2} p_p \left(i_{1\beta}(t) \Psi_{1\alpha}(t) - i_{1\alpha}(t) \Psi_{1\beta}(t) \right) \quad (2.23)$$

Převod na dvoufázovou soustavu umožňuje ztotožnění s jednotlivými elementy asynchronního motoru – například se statorem, točivým magnetickým polem, rotorem apod. Přepočítání je možno provést pomocí Parkovi transformace, viz např. [20].

2.3.2.5.1.3. Parkova transformace

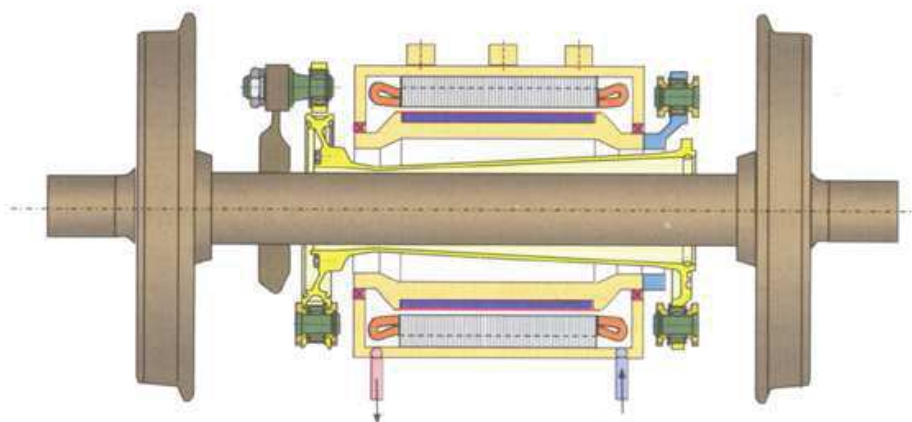
Parkova transformace je způsob přepočtu okamžitých souřadnic mezi dvojicí souřadných systémů (např. mezi statorem a rotorem). Jednotlivé složky jsou přepočítávány přes vzájemný fázový posuv podle rovnic (2.24).

$$\begin{aligned} i_{1d}(t) &= i_{1\alpha}(t) \cos \gamma(t) + i_{1\beta}(t) \sin \gamma(t) \\ i_{1q}(t) &= -i_{1\alpha}(t) \sin \gamma(t) + i_{1\beta}(t) \cos \gamma(t) \end{aligned} \quad (2.24)$$

Kde veličiny $i_{jk}(t)$ jsou okamžité hodnoty proudů, úhel γ je fázový posuv mezi dvojicí souřadných systémů. V tomto případě přepočítání ze souřadnic statoru (souřadnice α, β) na jeho točivé magnetické pole (souřadnice d, q). Přepočítání tak umožňuje dívat se na střídavý stroj jako na stejnosměrný, tzn. řídit ho stejnosměrným proudem.

2.3.2.5.2. Synchronní trakční motor

Zvláštní skupinou trakčních motorů jsou tzv. synchronní motory – dnes především s permanentními magnety (odtud zkratka PMSM – permanent magnet synchronous motor). Motor má stejnou konstrukci statoru jako stroj asynchronní, rotor je opatřen permanentními magnety. Točivé magnetické pole statoru přímo unáší magnety na rotoru a ty se s ním otáčejí souběžně – synchronně. Odtud označení synchronní stroj.



Obr. 2-44 Konstrukční provedení zcela odpruženého pohonu se synchronními magnety (alternativa pro jednotku ICE 3 – nebylo použito) [17]

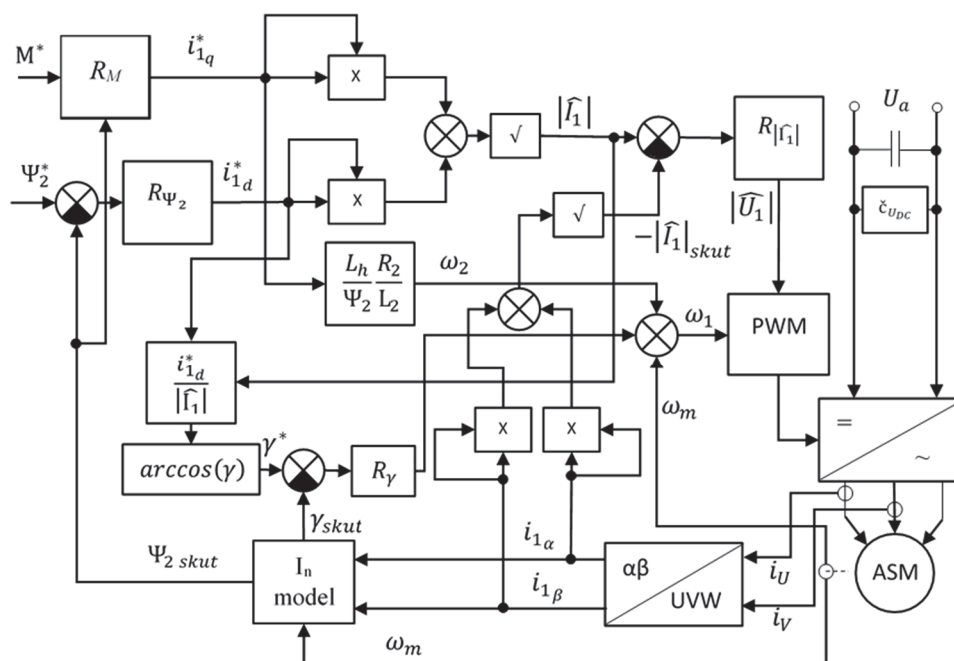
Synchronní motory jsou specifické vyšší účinností, nižší hmotností a vhodností pro bezpřevodové stroje. Nevýhodou je vyšší pořizovací cena a složitější regulace. Každý z motorů musí mít svůj frekvenční měnič. Zároveň je nutné kromě měření otáček zjišťovat také vzájemnou polohu rotoru vůči statoru. Problémem jsou rovněž poruchové stavy vozidla, kdy v případě odtahu vozidla s přímým pohonem kol je točící se kotvou PMSM neustále generováno elektrické napětí. Příklad použití viz obr. 2-44.

2.4. Regulace elektrických pohonů

Regulace asynchronních trakčních motorů je dnes zpravidla řešena prostřednictvím vektorové regulace. Tu lze rozdělit na dva základní druhy – polární a kartézskou. Oba z uvedených typů slouží k řízení momentu a budícího toku v závislosti na požadované rychlosti vozidla. Cílem obou zmíněných metod je vytvořit ve stroji točivé magnetické pole. Rozdíl je především v souřadnicích uvažovaných k jeho matematickému popisu.

2.4.1. Vektorová regulace v polárních souřadnicích

Vektorová regulace v polárních souřadnicích (U_1, ω_1) je založena na rotujícím fázoru napětí. Ten je určen svou absolutní hodnotou a frekvencí. Schéma je na obr. 2-45.

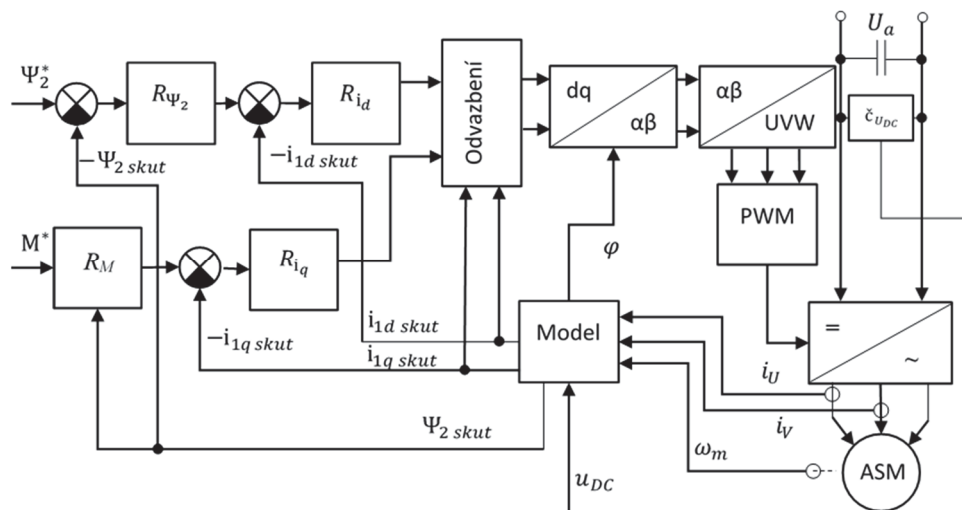


Obr. 2-45 Schéma polární vektorové regulace. Požadovaný moment M^* a magnetický tok Ψ_2^* jsou prostřednictvím regulátorů přepočteny na požadované proudy i_{1q}^* a i_{1d}^* (ty určují výslednou velikost fázoru napětí) a požadované otáčky. Z toho vyplývají požadované průběhy napětí pro pulzně-šířkovou modulaci PWM a fázová napětí pro samotný stroj ASM. Zpětná vazba je zajištěna měřením napětí na svorkách a otáček. Ty dále vstupují do bloku model pomocí kterých se uzavírá regulační smyčka.

2.4.2. Vektorová regulace v kartézských souřadnicích

Vektorová regulace v kartézských souřadnicích (i_d, i_q) spočívá ve vytvoření trojice harmonických průběhů napětí, kterými jsou napájeny svorky trakčního motoru. Tyto

průběhy jsou charakterizovány svou amplitudou, frekvencí a fázovým posunutím (v případě tří-fázového stroje o 120°). Velikosti napětí na jednotlivých fázích vychází z přepočtu stejnosměrných proudů i_d a i_q (jde o jednotlivé složky proudu). Moment stroje je zde řízen podobně jako u stejnosměrného stroje – přímo úměrně proudu (momentotvorná složka proudu i_{1q}). Velikosti pomocných veličin (toky, proudy, transformační úhel) jsou počítány pomocí bloku model, viz obr. 2-46.



Obr. 2-46 Schéma kartézské vektorové regulace. Požadovaný moment M^* a magnetický tok Ψ_2^* jsou prostřednictvím regulátorů přepočteny na požadované proudy i_{1q}^* a i_{1d}^* . Pomocí transformace je proveden přepočet z původně dvojfázové soustavy na třífázovou. Vstupem pro pulzně šířkovou modulaci PWM je trojice harmonických složek napětí U, V, W . Zpětná vazba je zajištěna měřením napětí na svorkách a otáček. Ty dále vstupují do bloku model pomocí kterých se uzavírá regulační smyčka.

Zmíněné metody regulace jsou omezeny spínací frekvencí polovodičových měničů. Za situace, kdy jsou otáčky stroje příliš vysoké, není zaručeno dostatečné promodulování harmonických průběhů napětí. V takovém případě je nutné přejít na jiný druh regulace, tj. na obdélníkové řízení. Z tohoto důvodu je vhodnější právě polární regulace, která umožňuje snazší přechod na obdélníkové řízení.

2.5. Adhezní přenos tečných sil

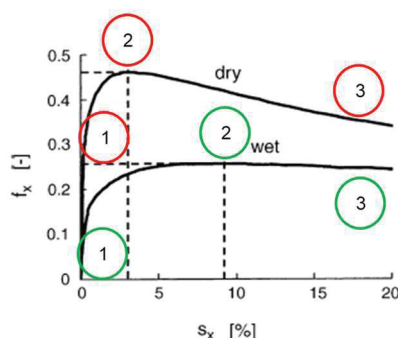
K přenosu tečných sil (hnacích i brzdných) dochází formou adheze (tření) mezi kolem a kolejnicí. Velikost adhezní síly je dána přítlakem (normálová síla – kolová síla) a součinitelem tření mezi styčnými plochami. Tak jako u jiných mechanismů, které využívají adhezní přenos, je i zde nutná určitá míra skluzu. Té odpovídá určitá hodnota tření.

Skluz je bezrozměrná veličina, která charakterizuje nesoulad mezi obvodovou rychlostí kola a posuvnou rychlostí vozidla. Obecně platí, že pohybující se vozidlo, které vydává hnací sílu, jede pomaleji, než odpovídá otáčkám kol. Zanedbáme-li vliv vlnivého pohybu dvojkolí, lze podélný skluz vyjádřit rovnicí (2.25).

$$s = \frac{r_k \cdot \omega_k - v}{v} \quad (2.25)$$

Výslednou hodnotu součinitele tření udává skluzová charakteristika, což je závislost mezi skluzem a součinitelem tření, viz obr. 2-47. Průběhy charakteristik vychází z měření prováděných na reálných vozidlech, případně zkušebních stavech. Tyto charakteristiky se zpravidla vždy vyznačují těmito vlastnostmi:

1. prudký nárůst součinitele tření v oblastech nízkého skluzu,
2. součinitel tření vždy vykazuje své maximum,
3. charakteristika vykazuje nestabilní oblast.



Obr. 2-47 Skluzová charakteristika pro suchou (dry) a mokrou (wet) kolej [13]. Číselně jsou vyznačeny jednotlivé části charakteristiky – závislost součinitele tření f_x na podélném skluzu s_x . Červeně pro suchou kolej, zeleně pro mokrou.

Ad 1. Mírný skluz je nutnou podmínkou pro vyvození tření (obdoba skluzu a momentu u asynchronního stroje). Tato oblast skluzové charakteristiky udává tzv. užitečný součinitel tření, kde je součinitel tření úměrný velikosti skluzu. Nárůst hnací síly v této oblasti vede na zvýšení skluzu a tím na zvětšení součinitele tření. Akce je vyvážena reakcí a pracovní bod se vždy ustálí v novém pracovním stavu. Skluzová charakteristika je v této oblasti tzv. stabilní.

Ad 2. Přibližně lineární nárůst skluzu platí až do maximální hodnoty. Míra linearity se může zásadně lišit pro různé třecí podmínky. Tato hodnota je ekvivalentem statického součinitele tření, který se udává pro kontakt dvou materiálů. Na zobrazené skluzové charakteristice je vidět výrazné maximum v případě suché koleje a naopak nevýrazné maximum v případě koleje mokré.

Ad 3. Skluzová charakteristika může mít výrazné maximum (platí především pro velmi dobré adhezní podmínky) a nevýrazné maximum (platí především pro horší adhezní podmínky). S nárůstem hnací síly v této oblasti již nedochází k nárůstu součinitele tření, naopak může docházet k jeho snižování. Rovnováha sil v této oblasti není zaručena, což vede na situaci, kdy kolo ztrácí adhezní kontakt a dochází k prokluzu (roztočení kola). Tato část charakteristiky bývá označována jako nestabilní. Tato hodnota je ekvivalentem dynamického součinitele tření, který se udává pro kontakt dvou materiálů.

Výzkumem adheze se už od počátku minulého století zabývalo množství výzkumníků, mezi nimi například Kalker [10] a další. Tyto práce se zaměřovaly především na stabilní oblast skluzové charakteristiky.

2.5.1. Kalkerova teorie

Kalkerova lineární teorie je nástroj pro výpočet závislosti mezi skluzem a silou, (případně momentem) valčího se kola. Vztah pro jednotlivé síly je následující:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = -G \cdot a \cdot b \cdot \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{a \cdot b} \cdot C_{23} \\ 0 & -\sqrt{a \cdot b} \cdot C_{23} & a \cdot b \cdot C_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \varphi_z \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

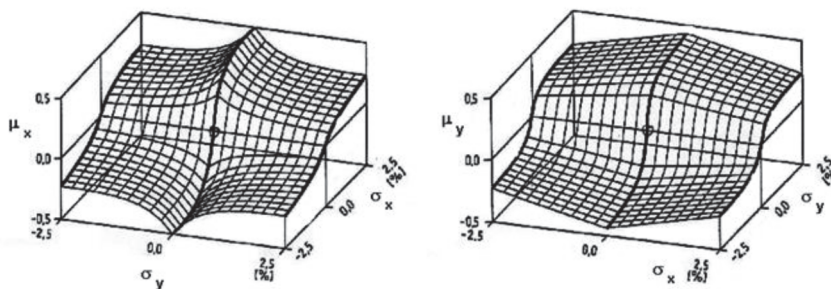
Kde σ_x je podélný skluz, σ_y je příčný skluz a φ_z je spin kola. G je modul pružnosti ve smyku, konstanty a, b jsou velikosti kontaktních poloos. Konstanty C_{ij} jsou tzv. Kalkerovy koeficienty udávající úměrnost mezi skluzem a silou. Koeficienty jsou podle Kalkera závislé na poměru velikosti poloos a, b a Poissonově konstantě. Průběhy viz obr. 2-48 a 2-49.

Teorie má následující předpoklady:

- Kontaktní plocha je elipsa o poloosách a, b. Kontaktní tlak uvnitř elipsy je dán vztahem:

$$p(x, y) = \frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.27)$$

- tečné síly nepůsobí mimo kontaktní elipsu,
- skluzu se nevyskytují v oblasti adhezního přenosu,
- dochází ke styku dvou stejných materiálů.



Obr. 2-48 Průběhy součinitele adheze ve směru podélném (μ_x) a příčném (μ_y) v závislosti na hodnotě skluzů ve směru podélném (σ_x) a příčném (σ_y). [29]

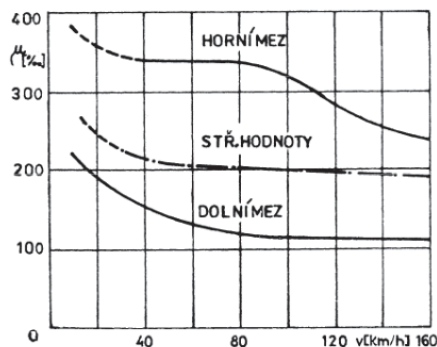
Na této teorii jsou postavené výpočetní modely pro MBS software jako je FASTSIM. Teorie funguje pouze v oblasti nižších skluzů. Nezhledňuje nelineární oblast skluzové charakteristiky, kde se tření s narůstajícím skluzem prudce snižuje.

2.5.2. Experimentální měření Curtiuse a Knifflera

Zhruba v polovině 20. století se adhezí zabývali Curtius a Kniffler, viz obr. 2-49 [11]. Bohužel, podstatná část jejich výsledků byla zničena během bombardování na konci druhé světové války. Z dochovaných výsledků vyplynulo, že adheze není závislá pouze na skluzové rychlosti, ale rovněž také na rychlosti pohybu samotného vozidla. Velikost součinitele tření je nejvyšší v oblastech malých rychlostí a poté se hyperbolicky snižuje s jejím nárůstem dle vztahu (2.28). To odpovídá teorii, že adheze je projevem tlakového svařování za studena [12].

$$\mu = \frac{7,5}{v[\text{km}/\square] + 44} + 0.161 \tag{2.28}$$

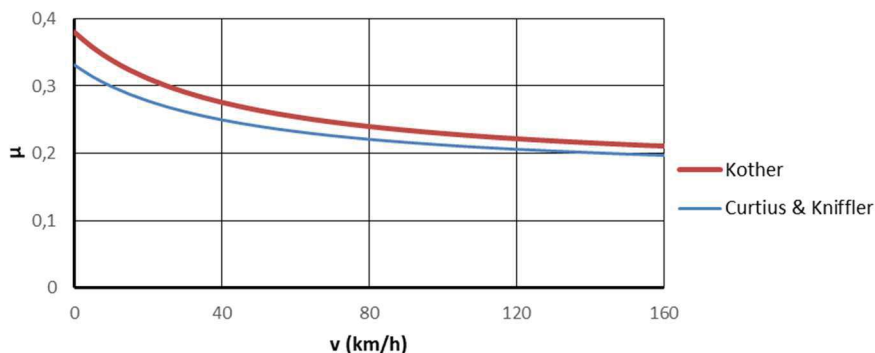
Koeficienty rovnice jsou interpolací výsledků naměřených pro konkrétní rychlosti v určitém rozmezí rychlostí. Hodnoty jsou poplatné době měření a odpovídají tehdejší úrovni regulace elektrických strojů.



Obr. 2-49 Závislost součinitele tření na rychlosti, včetně rozptylu hodnot – tisícinásobky součinitele tření (0,4 = 400 ‰) [19]

Obdobná měření publikoval také Kother, viz vztah (2.29) a porovnání na obr. 2-50.

$$\mu = \frac{9}{v[\text{km}/\text{h}] + 42} + 0.116 \tag{2.29}$$



Obr. 2-50 Porovnání průběhů adheze pro jednotlivé teorie adheze.

2.5.3. Polachova teorie

Současný popis adheze přinesl ve své práci Polach [13]. Autor se zabýval průběhy součinitele tření v závislosti na skluzové rychlosti a na směru působení síly. Kromě stabilní oblasti charakteristiky věnoval také nestabilní oblasti, pro kterou vytvořil analytický popis v podobě exponenciální funkce, viz rovnice (2.30).

$$\mu = \mu_0 \cdot [(1 - A) \cdot e^{-B \cdot \omega} + A] \quad (2.30)$$

Rovnice vyjadřuje součinitel tření v závislosti na skluzové rychlosti. Tvar exponenciální funkce udává dvojice parametrů A a B.

Ad A – Parametr a vyjadřuje poměr mezi dynamickým a statickým součinitelem tření. Čím více se hodnota parametru blíží k hodnotě A=1, tím méně výrazné je maximum charakteristiky,

Ad B – Parametr B udává míru poklesu exponenciální funkce v závislosti na velikosti skluzu. Vyšší hodnota parametru způsobuje rychlejší pokles s nárůstem skluzové rychlosti.

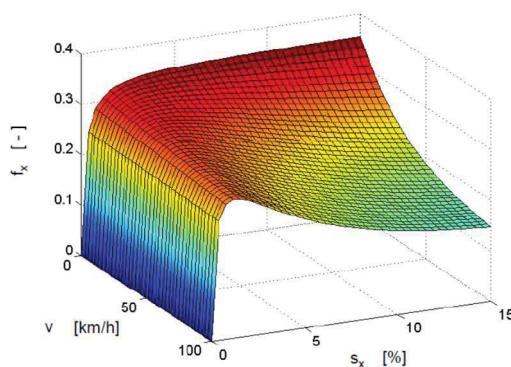
Ad ω – Proměnná ω je celková skluzová rychlost (jednotka $m \cdot s^{-1}$), která vystupuje ve vztahu pro skluz s a celkovou rychlost vozidla V .

$$s = \frac{\omega}{V} \quad (2.31)$$

Lze také rozepsat jako vztah mezi úhlovou rychlostí rotujícího kola a rychlostí vozidla.

$$s = \frac{r_k \cdot \omega_k - V}{V} \quad (2.32)$$

Zanesení parametru rychlosti v je důležité z hlediska závislosti součinitele tření na rychlosti jízdy, viz měření Curtiuse a Knifflera, zmíněné v kapitole 2.5.2. Díky tomu je možné pomocí jedné rovnice popsat chování součinitele tření v celém spektru skluzů a rychlostí. Výsledná závislost součinitele tření na skluzu a rychlosti pro suchou kolej je uvedena na obr. 2-51.



Obr. 2-51 Skluzová charakteristika s vlivem skluzu a rychlosti vozidla [13]

Autor ve svých pracích kromě teorie zmiňuje výsledky simulací a měření. Na základě těchto experimentů uvádí hodnoty výše zmíněných parametrů A a B pro reálně provozovaná vozidla. Tyto výsledky jsou uvedeny v tab. 2-2 .

Parameters of the extended creep force model identified from measurements						
Vehicle	SBB 460	12X	SD45X	SD45X	DB127	S252
Wheel-rail conditions	Wet	Wet	Wet	Dry	Dry	Dry
Speed (km/h)	40	20 and 60	16-32	16-32	36	30
Reference (measurement)	[22]	[23]	[24]	[24]	[25]	[26]
Comparison model-measurement	Fig. 5	Fig. 6	Fig. 7	Fig. 7	Fig. 8	Fig. 9
Model parameter						
k_A	0.16	0.65	0.29	0.68	0.72	1.00
k_S	0.07	0.26	0.07	0.14	0.36	0.50
μ_0	0.31	0.28	0.30	0.40	0.36	0.40
A	0.50	0.40	0.38	0.44	0.38	0.36
B (s/m)	0.16	0.40	0.18	0.60	0.70	0.55

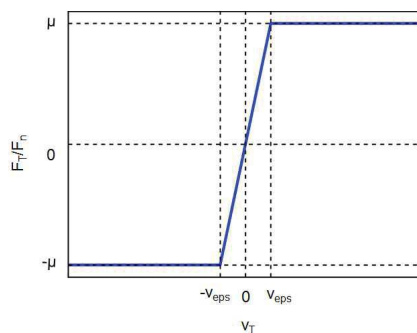
Tab. 2-2 Parametry tření reálně naměřených vozidel [13]

Rovnice (2.30) popisuje součinitel tření za vyšších hodnot skluzu. Nijak ovšem nezohledňuje průběh součinitele tření v oblastech velmi nízkých až nulových skluzů (tj. stabilní část charakteristiky), kdy součinitel tření teoreticky nabývá nenulových hodnot. To je problematické z hlediska faktu, že přenos tečných sil je vždy spojen s existencí prokluzu, viz Danzer [19]. Další komplikací je situace, kdy se mění znaménko skluzu (například v případě oscilací), tzn., součinitel tření by se skokově (nespojité) měnil z hodnoty $+\mu$ na $-\mu$ - tj. problém pro numerické simulace.

Takový přechodový jev je proto nahrazován např. goniometrickou funkcí, viz rovnice (2.33). Rovnice (2.33) svým zápisem udává teoretickou hodnotu síly přenositelné v podélném směru v závislosti na kolové síle a redukčních faktorech k_i .

$$F = \frac{2Q\mu}{\pi} \left(\frac{k_A \varepsilon}{(1 + (k_A \varepsilon)^2)} + \arctg(k_S \varepsilon) \right) \tag{2.33}$$

V případě simulačních výpočtů se využívá přechodové pásmo, ve kterém dochází k postupnému přechodu mezi jednotlivými maximy. Příklad takového přístupu, použitého ve výpočetním SW SIMPACK je ukázán na obr. 2-52. Zde součinitel tření μ v rozmezí rychlostí $-v_{eps}$ a $+v_{eps}$ lineárně mění svou velikost a své znaménko.



Obr. 2-52 Přechodové pásmo součinitel tření v prostředí SIMPACK [18]

Pozn.: Různé simulační přístupy s podobnými průběhy adheze lze nalézt u více autorů, např. (Arias-Cuevas, 2010) [23].

2.6. Souhrn rešeršní části

Z výše uvedeného výčtu vyplývá, že problematika torzního kmitání zasahuje do mnoha oborů. Jde o problémy čistě mechanické, elektrické a tribologické. To vytváří poměrně široké pole působnosti, ale zároveň zesložituje možnosti popisu dané problematiky. Z jejího popisu vyplývá, že problém torzních oscilací je obecně spojen se změnou, případně ztrátou adheze mezi kolem a kojejnící. To má za důsledek uvolnění energie naakumulované v nápravě dvojkolí, které se díky tomu rozkmitá. To, zda se kmity utlumí, anebo začnou rozvíjet je otázkou vnějších podmínek (kvalita adheze, hnací moment, vliv regulace atd.).

Otázkami pohonů, adheze, a torzního kmitání se zabývalo poměrně velké množství autorů. Z hlediska disertační práce patří mezi nejdůležitější publikace analytický popis adheze od Polacha (Polach, 2004) [13], metoda detekce proudových oscilací od Markovice a kol. (Markovic, 2015) [15] a analýza dopadů na součásti pohonu od Schneidera a kol. (Schneider, 2017 a 2018) [43], [44]. Autoři ve svých dílech, týkajících se torzního kmitání, využívali především simulační modely s určitou mírou idealizace a zjednodušování. Tím se vytrácí některé potenciálně zajímavé informace. Podrobný model, který by dostatečně kvalitativně popisoval dynamiku pohonu a zároveň propojoval oblasti mechaniky a elektrotechniky chybí. Rovněž není zcela jasné, jaké jsou možnosti detekce oscilací u moderních střídavých lokomotiv, eventuálně redukce u lokomotiv a jiných kolejových vozidel bez brdových kotoučů na kolech.

Další otázkou je, jak se mohou lišit dynamické děje v koncepčně odlišných individuálních pohonech (částečně odpružený pohon vs. zcela odpružený pohon). Díky různému uspořádání základních komponent (dvojkolí, přenos momentu) je zřejmé, že mezi chováním jednotlivých typů pohonů bude reálně pozorovat rozdíly a vyvodit určité zákonitosti.

V rámci této práce se proto autor bude především zabývat modelováním pohonů moderních kolejových vozidel, vyhodnocováním jejich dynamických vlastností a hledáním vhodných nápravných opatření, která by na jedné straně omezila vliv nežádoucích oscilací, ale zároveň nijak nezasahovala do již existující konstrukce vozidel.

3. Cíle disertační práce

S ohledem na problematiku shrnutou v poslední kapitole rešeršní části jsou cílem disertační práce následující body:

- Vytvořit vhodný simulační prostředek (model) pro analýzu dynamických dějů v pohonech moderních kolejových vozidel, který by dostatečně podrobně popisoval jak mechanické, tak elektrické děje v pohonech těchto vozidel. Ten by měl umožnit real-time propojení těchto dvou zcela odlišných oblastí problematiky pohonů kolejových vozidel. A to tak, aby bylo možné sledovat jejich elektro-mechanické závislosti, což u dříve prezentovaných modelů nebylo naplněno díky jejich úzkému tematickému zaměření.
- Definovat kritéria nutná pro vznik torzních oscilací dvojkolí za situace, kdy se vozidlo pohybuje po jízdni dráze a pracuje s definovanými hodnotami výkonu při současné proměnlivosti vnějších provozních podmínek. A to tak, aby bylo možno tyto stavy opakovaně navozovat pro účely dalších simulací a analýz. Tento bod by měl zodpovědět, jaké provozní podmínky jsou z hlediska provozu bezpečné a které naopak přinášejí možná rizika. To by mělo zlepšit představu nejen o tom, jaké maximální hodnoty torzních oscilací se mohou v pohonech vyskytovat, ale zároveň jaká je jejich závislost při různě velkých změnách vnějších podmínek. To by mělo být následovně využito pro případy indikace a analýzy oscilací.
Tento bod by měl rovněž zlepšit představu o tom, jak jsou které komponenty pohonů namáhány a u kterých je zvýšené riziko poškození vlivem torzních oscilací - především u hnacího dvojkolí.
- Nalézt potenciální možnosti detekce a redukce torzních oscilací v individuálních pohonech hnacích dvojkolí částečně a plně odpruženého pohonu. Navrhnout metodu pro ochranu hnacích dvojkolí před vlivem torzních oscilací a vyzkoušet prostřednictvím vytvořených prostředků - modelů.

Výše popsané body se dělí na dvě roviny výzkumu – simulační a experimentální.

V simulační rovině by proto měl být vytvořen model pohonu vozidla, který bude dostatečně jednoduchý a zároveň dostatečně podrobný. Tento model bude popisovat dva v současnosti používané druhy individuální pohonu dvojkolí (plně odpruženého a částečně odpruženého). Kromě analýzy dynamických dějů bude využit i pro porovnání jednotlivých uspořádání a zjištění míry náchylnosti ke vzniku oscilací.

Simulačně zjištěné výsledky by se měly stát podkladem pro návrh experimentálního měření na kladkovém stavu ČVUT v laboratoři FS na Julisce. Tato měření uvažují s rozšířením stávající podoby zkušebního zařízení o individuální pohon dvojkolí v dvounápravovém experimentálním trakčním podvozku, včetně regulace jeho trakčních pohonů.

4. Řešení cílů

4.1. Metody řešení cílů

Hlavní náplní výzkumu je simulační činnost. To je dáno jednak komplikovanou organizací zkoušek vozidel (příprava tratě, vozidla, personálu; finance), ale také minimální upravitelností parametrů u reálného vozidla (mechanických i softwarových). Základy tvorby modelu byly uvedeny v [56].

Výzkumná činnost je proto založena na tvorbě výpočetních modelů o určité komplexnosti. V průběhu výzkumu byly v rámci doktorského studia vytvořeny následující modely:

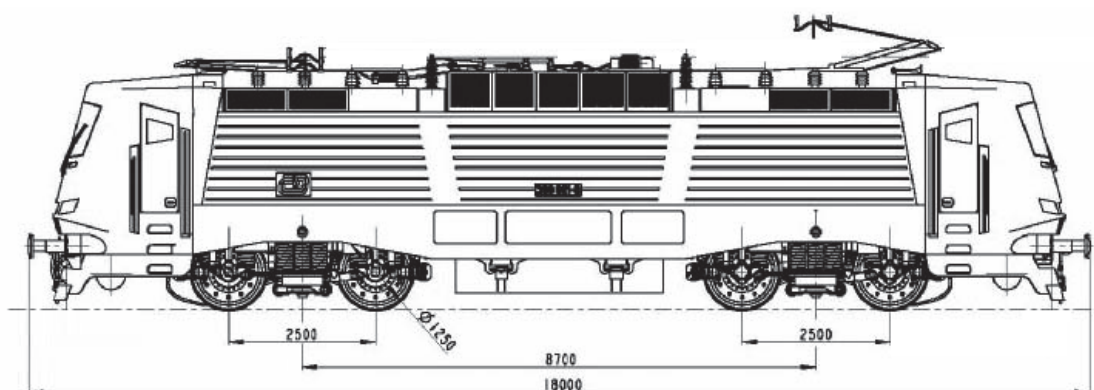
- Zjednodušený simulační model individuálního pohonu dvojkolí čtyřnápravové elektrické lokomotivy ve variantách:
 - A) s plně odpruženým pohonem dvojkolí
 - B) s částečně odpruženým pohonem dvojkolí.
- Pokročilý simulační model čtyřnápravové elektrické lokomotivy ve variantách:
 - C) s plně odpruženým individuálním pohonem dvojkolí
 - D) s částečně odpruženým pohonem dvojkolí.

Cílem těchto modelů bylo, jednak zkoumat příčinu vzniku torzních oscilací a zároveň pozorovat jejich průběhy a dopady na pohonný řetězec.

Před samotnou tvorbou těchto modelů byl vypracován rozbor parametrů a torzní analýza pro oba dva typy pohonů. Tato analýza byla zaměřena na výpočet vlastních frekvencí a vlastních tvarů torzních kmitů v obou individuálních pohonech. Znalost vlastních frekvencí je důležitá z hlediska hledání odezvy jednotlivých komponent pohonů na oscilace samotného dvojkolí jeho případnou identifikaci, jak je popsáno v dalších kapitolách.

4.2. Analyzovaný objekt

K analýze bylo zvoleno vozidlo odpovídající moderním lokomotivám. Zde konkrétně byla inspirace čerpána z lokomotivy Škoda ř. 380, viz obr. 4-1. Parametry v tab. 4-3.



Obr. 4-1 Typový výkres lokomotivy Škoda 380 [30]

Název	Hodnota (mm)
vzdálenost otočných čepů	8700
rozvor náprav	2500
průměr kola (nového)	1250
délka přes nárazníky	18 000
výška šroubovky nad rovinou temene kolejnice	1040
přesah nárazníků a háku šroubovky	~250

Tab. 4-3 Základní rozměry lokomotivy Škoda 380.

4.3. Rozbor základních technických parametrů pohonů dvojkolí

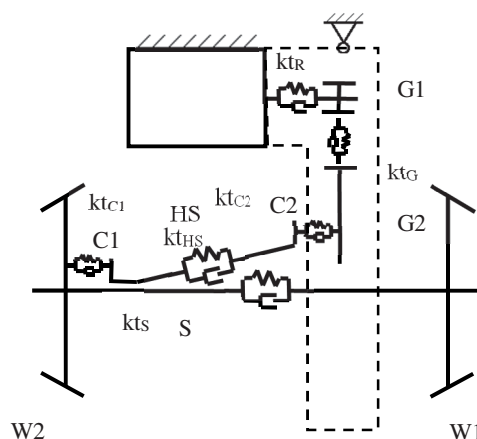
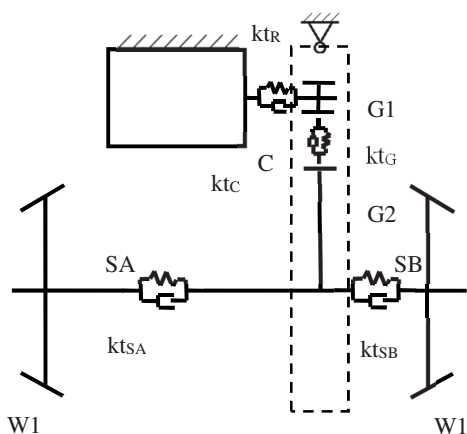
Objektem výzkumu jsou dva v současnosti nejvíce používané typy individuálních pohonů dvojkolí – částečně odpružený a zcela odpružený. Jejich stručný popis a výčet výhod a nevýhod byl uveden v kapitolách 2.3.1.3.1 a 2.3.1.3.2.

Tato kapitola se zaměřuje na popis konkrétních hodnot hmotností (respektive momentů setrvačnosti) a tuhostí (torzních), které byly uvažovány. Zde uvedené hodnoty nemají za cíl zcela přesně popisovat reálné parametry lokomotivy ř. 380, nýbrž přibližně spočítat/odhadnout jejich hodnoty a dále s nimi pracovat v simulačních výpočtech.

Schématické znázornění obou typů pohonů je na obr. 2-26, obr. 4-2, obr. 2-28 a obr. 4-3. Oba pohony obsahují základní komponenty a pružné prvky dle tab 4-4:

Značka	Název
W_1, W_2	kolo 1, kolo 2
S, S_1, S_2	náprava
kt_S, kt_{SA}, kt_{SB}	torzní tuhost nápravy, respektive jednotlivých částí
HS	dutá hřídel
kt_{HS}	torzní tuhost duté hřídele
G_1, G_2	ozubený převod (pastorek, ozubené kolo)
kt_G	torzní tuhost ozubeného soukolí
C, C_1, C_2, C_i, C_e	spojka ojníčková a kombinovaná (zubová ojníčková)
$kt_C, kt_{C1}, kt_{C2}, kt_{Ci}, kt_{Ce}, kt_{Cs}$	torzní tuhosti jednotlivých spojek
R	rotor
kt_R	torzní tuhost hřídele rotoru

Tab. 4-4 Označení a Indexy komponent pohonu lokomotivy



Obr. 4-2 Schéma částečně odpruženého pohonu

Obr. 4-3 Schéma zcela odpruženého pohonu

4.3.1. Rozbor momentů setrvačnosti

Uvažované parametry jsou uvedeny v tab. 4-5.

Parametr	Značka	Hodnota (kg.m ²)	Poznámka
Moment setrvačnosti kola	I_{W1}	205	kolo + kotouč
Moment setrvačnosti kola	I_{W2}	226	obsahuje přírubu zubové spojky
Moment setrvačnosti zkratové spojky	I_C	1	připojena na rotor
Moment setrvačnosti spojky vnitřní	I_{Ci}	0.5	kardanová spojka včetně poloviny hřídele
Moment setrvačnosti spojky vnější	I_{Ce}	0.5	kardanová spojka včetně poloviny hřídele
Moment setrvačnosti spojky 1	I_{C1}	2	zubová spojka
Moment setrvačnosti spojky 2	I_{C2}	2	ojničková spojka
Moment setrvačnosti duté hřídele	I_{HS}	2	
Moment setrvačnosti pastorku	I_{G1}	0.5	

Parametr	Značka	Hodnota (kg.m ²)	Poznámka
Moment setrvačnosti ozubeného kola	I_{G2}	30	
Moment setrvačnosti rotoru	I_R	20	
Hmotnost vozidla	m_{LOK}	90 t	statické nápravové zatížení 22,5 t

Tab. 4-5 Hmotnostní parametry pohonu lokomotivy

4.3.2. Rozbor torzních tuhostí jednotlivých konstrukčních částí pohonu

Uvažované parametry jsou v tab. 4-6

Parametr	Značka	Hodnota (Nm.rad ⁻¹)	Poznámka
Torzní tuhost nápravy	k_{tS}	1.2e+07	
Torzní tuhost nápravy A	k_{tSA}	1.4e+07	
Torzní tuhost nápravy B	k_{tSB}	8.6e+07	
Torzní tuhost hřídele spojky	k_{tCS}	1.1E+06	
Torzní tuhost spojky vnitřní	k_{tCi}	5.5E+06	
Torzní tuhost spojky vnější	k_{tCe}	5.5e+06	
Torzní tuhost spojky 1	k_{tC1}	1.2E+08	
Torzní tuhost spojky 2	k_{tC2}	5.4e+07	
Torzní tuhost duté hřídele	k_{tHS}	1.5E+07	
Torzní tuhost ozubení	k_{tG}	1.8E+08	
Torzní tuhost hřídele rotoru	k_R	8.7E+06	

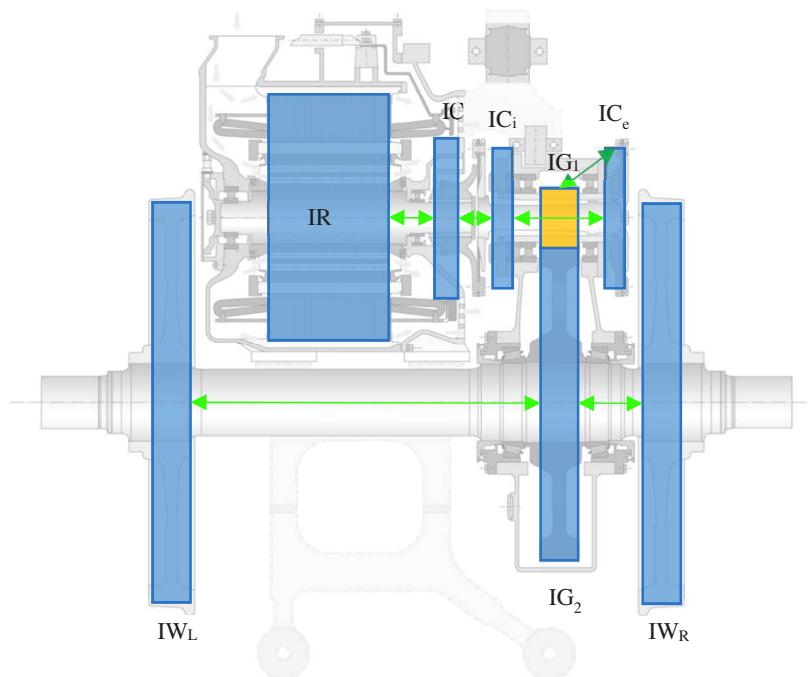
Tab. 4-6 Tuhostní parametry pohonu lokomotivy

4.4. Vlastní frekvence a vlastní tvary torzních kmitů pohonu dvojkolí

Vlastní frekvence charakterizují dílčí frekvence torzního kmitání soustavy. Cílem je přibližně určit s jakými frekvencemi by měla kmitat jednotlivá dvojkolí, případně jiné části pohonů. Pro výpočet vlastních frekvencí byl vždy použit základní model s hlavními tělesy pohonu, a to z důvodu přehlednosti a snadnějšího vypisování jednotlivých rovnic. Dále uvažované modely (zjednodušený a pokročilý) uvažují zpravidla všechny komponenty pohonu (jejich hmotnosti, momenty setrvačnosti a tuhostní účinky). Je proto možné, že hodnoty zde spočítaných vlastních frekvencí se budou mírně lišit vůči hodnotám spočítaným prostřednictvím jednotlivých simulačních modelů.

4.4.1. Částečně odpružený individuální pohon dvojkolí

Popisovaný model je založený na konstrukčním uspořádání lokomotivy Vectron, viz obr. 4-4. Základní tělesa pohonu včetně silových vazeb jsou uvedena na obrázku. Do pohonného řetězce byla nad rámec běžných komponent (uvedených ve schématech) doplněna také spojka chránící před zkratovými momenty. Umístěna je za rotorem trakčního motoru.



Obr. 4-4 Konstrukční provedení částečně odpruženého pohonu dvojkolí s vyznačením hlavních těles (modře) pro výpočet. Redukovaná tělesa vyznačena žlutě. Silové prvky mezi tělesy zeleně. Silové propojení mezi vnější kardanovou spojkou a pastorkem je provedeno skrz dutinu pastorku, proto se tok momentu v tomto místě „graficky kříží“ [17]

4.4.1.1. Pohybové rovnice částečně odpruženého pohonu dvojkolí

Pro model částečně odpruženého pohonu dvojkolí řešeného s nápravovou převodovkou s dokonale tuhou svislou závěškou lze vyjádřit tyto pohybové rovnice:

$$I_R \cdot \ddot{\varphi}_R + k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) = M_H \quad (4.1)$$

$$I_C \cdot \ddot{\varphi}_C - k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) + k_{tC} \cdot (\varphi_C - \varphi_{Ci}) = 0 \quad (4.2)$$

$$I_{Ci} \cdot \ddot{\varphi}_{Ci} + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{Ce}) - k_{tCi} \cdot (\varphi_C - \varphi_{Ci}) + k_{tCS} \cdot (\varphi_{Ci} - \varphi_{Ce}) = 0 \quad (4.3)$$

$$I_{Ce} \cdot \ddot{\varphi}_{Ce} - b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{Ce}) + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{G1}) - k_{tCS} \cdot (\varphi_{Ci} - \varphi_{Ce}) + k_{tCe} \cdot (\varphi_{Ce} - \varphi_{G1}) = 0 \quad (4.4)$$

$$I_{G1} \cdot \ddot{\varphi}_{G1} - b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{G1}) - k_{tCe} \cdot (\varphi_{Ce} - \varphi_{G1}) + T_{G1} \cdot r_{G1} = 0 \quad (4.5)$$

$$I_{G2} \cdot \ddot{\varphi}_{G2} + k_{tSA} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WL}) + k_{tSB} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WR}) - T_{G2} \cdot r_{G2} = 0 \quad (4.6)$$

$$I_{WL} \cdot \ddot{\varphi}_{WL} - k_{tSA} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WL}) + T_{WL} \cdot r_k = 0 \quad (4.7)$$

$$I_{WR} \cdot \ddot{\varphi}_{WR} - k_{tSB} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WR}) + T_{WR} \cdot r_k = 0 \quad (4.8)$$

kde: T_{Gi} jsou vnitřní tečné síly v ozubení převodovky,

T_{wi} jsou podélné tečné (skluzové) síly na obvodu kol.

Tečná síla v ozubení vychází z momentové rovnováhy jednotlivých ozubených kol v nápravové převodovce. Z hlediska komplexního popisu silové interakce mezi jednotlivými ozubenými koly ji lze vyjádřit na základě torzní tuhosti ozubeného soukolí (viz kap. 2.3.2.3.1 Torzní tuhost ozubení) a vzájemné rotace.

Vzhledem k tomu, že moment setrvačnosti pastorku je minimální a hodnota torzní tuhosti ozubení naopak velice vysoká, bude dále torzní tuhost čelního soukolí uvažována jako nekonečně veliká, tzn. obě ozubená kola se budou u modelu nápravové převodovky s dokonale tuhousvislou závěškou vzájemně otáčet podle rovnice:

$$\varphi_{G1} = i_G \cdot \varphi_{G2} \quad (4.9)$$

Moment setrvačnosti pastorku I_{G1} bude redukováný vůči velkému ozubenému kolu I_{G2} .

Z pohybové rovnice pro pastorek (4.5) je vyjádřena síla v ozubení T_{G1} .

$$\begin{aligned} \varphi_{G1} = T_{G1} \cdot r_{G1} = & -I_{G1} \cdot i_G \cdot \varphi_{G2} + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - i_G \cdot \dot{\varphi}_{G2}) + k_{tCe} \\ & \cdot (\varphi_{Ce} - i_G \cdot \varphi_{G2}) i_G \cdot \varphi_{G2} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Po úpravě:

$$T_{G1} = \frac{-I_{G1} \cdot i_G \cdot \ddot{\varphi}_{G2}}{r_{G1}} + \frac{b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - i_G \cdot \dot{\varphi}_{G2})}{r_{G1}} + \frac{k_{tCe} \cdot (\varphi_{Ce} - i_G \cdot \varphi_{G2})}{r_{G1}} \quad (4.11)$$

Platí-li statická silová rovnováha, pak lze sílu v ozubení na jednotlivých kolech popsat následující rovností:

$$T_{G1} = T_{G2} = T_G \quad (4.12)$$

Rovnici pro T_{G1} lze pak umístit do pohybových rovnic vnější kardanové spojky a velkého ozubeného kola. Tečná síla na obvodu kol vychází z Kalkerovy teorie (viz kap. 2.5.1).

Výsledná podoba soustavy pohybových rovnic zredukována o rovnici pastorku má následující tvar

$$I_R \cdot \ddot{\varphi}_R + k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) = M_H \quad (4.13)$$

$$I_C \cdot \ddot{\varphi}_C - k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) + k_{tCi} \cdot (\varphi_C - \varphi_{Ci}) = 0 \quad (4.14)$$

$$I_{Ci} \cdot \ddot{\varphi}_{Ci} + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{Ce}) - k_{tCi} \cdot (\varphi_C - \varphi_{Ci}) + k_{tCS} \cdot (\varphi_{Ci} - \varphi_{Ce}) = 0 \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned} I_{Ce} \cdot \ddot{\varphi}_{Ce} - b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ci} - \dot{\varphi}_{Ce}) + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{Ce} - i_G \cdot \dot{\varphi}_{G2}) - k_{tCS} \cdot (\varphi_{Ci} - \varphi_{Ce}) \\ + k_{tCe} \cdot (\varphi_{Ce} - i_G \cdot \varphi_{G2}) = 0 \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$(I_{G2} + i_G^2 \cdot I_{G1}) \cdot \ddot{\varphi}_{G2} - b_{tC} \cdot i_G \cdot \dot{\varphi}_{Ce} + b_{tC} \cdot i_G^2 \cdot \dot{\varphi}_{G2} + k_{tSA} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WL}) + k_{tSB} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WR}) - k_{tCe} \cdot \varphi_{Ce} \cdot i_G + k_{tS} \cdot i_G^2 \cdot \varphi_{G2} = 0 \quad (4.17)$$

$$I_{WL} \cdot \ddot{\varphi}_{WL} - k_{tSA} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{WL}) + C_1 \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_{WL}}{\omega_0} \right) \cdot r_k = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} - s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k - C_1 \cdot \lambda \cdot y \quad (4.18)$$

$$I_{WR} \cdot \ddot{\varphi}_{WR} - k_{tSB} \cdot \varphi_{G2} + k_{tSB} \cdot \varphi_{WR} + C_1 \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_{WR}}{\omega_0} \right) \cdot r_k = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} + s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k + C_1 \cdot \lambda \cdot y \quad (4.19)$$

Soustavu lze dále převést do maticového tvaru:

$$\begin{bmatrix} I_R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{Ci} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{Ce} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{G2} + i_G^2 \cdot I_{G1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{WR} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{WL} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_R \\ \ddot{\varphi}_C \\ \ddot{\varphi}_{Ci} \\ \ddot{\varphi}_{Ce} \\ \ddot{\varphi}_{G2} \\ \ddot{\varphi}_{WR} \\ \ddot{\varphi}_{WL} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_C & -b_C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b_C & 2 \cdot b_C & -b_C \cdot i_G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -b_C \cdot i_G & b_C \cdot i_G^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_1 \cdot \frac{r_k}{\omega_0} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_1 \cdot \frac{r_k}{\omega_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_R \\ \dot{\varphi}_C \\ \dot{\varphi}_{Ci} \\ \dot{\varphi}_{Ce} \\ \dot{\varphi}_{G2} \\ \dot{\varphi}_{WR} \\ \dot{\varphi}_{WL} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{tR} & -k_{tR} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{tR} & k_{tR} + k_{tCi} & -k_{tCi} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{tCi} & k_{tCi} + k_{tCS} & -k_{tCS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{tCS} & k_{tCS} + k_{tCe} & -k_{tCe} \cdot i_G & -k_{tSA} & -k_{tSB} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tCe} \cdot i_G & k_{tCe} \cdot i_G^2 + k_{tSA} + k_{tSB} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tSA} & 0 & k_{tSA} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tSB} & 0 & 0 & k_{tSB} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_R \\ \varphi_C \\ \varphi_{Ci} \\ \varphi_{Ce} \\ \varphi_{G2} \\ \varphi_{WR} \\ \varphi_{WL} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_H \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} + s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k - C_1 \cdot \lambda \cdot y \\ C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} - s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k + C_1 \cdot \lambda \cdot y \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Ten lze symbolicky označit následovně:

$$M \cdot \ddot{\phi} + B \cdot \dot{\phi} + K \cdot \phi = M(t) \quad (4.21)$$

4.4.1.2. Výpočet vlastních frekvencí

Pro výpočet vlastních frekvencí je použit pouze homogenní tvar soustavy (4.21):

$$M \cdot \ddot{\phi} + B \cdot \dot{\phi} + K \cdot \phi = 0 \quad (4.22)$$

Pro určení vlastních frekvencí je nutno tuto soustavu za pomoci substituce převést na soustavu diferenciálních rovnic 1. řádu.

$$\dot{y} = y_1 \tag{4.23}$$

Po doplnění je homogenní tvar soustavy převeden na následující tvar:

$$E \cdot \dot{y}_1 + M^{-1} \cdot B \cdot y_1 + M^{-1} \cdot K \cdot y = 0 \tag{4.24}$$

Předpokládané řešení soustavy je následující:

$$y = Y \cdot e^{\lambda t} \tag{4.25}$$

$$y_1 = Y_1 \cdot e^{\lambda t} \tag{4.26}$$

Po dosazení do rozšířené soustavy:

$$E \cdot \lambda \cdot Y_1 + M^{-1} \cdot B \cdot Y_1 + M^{-1} \cdot K \cdot Y = 0 \tag{4.27}$$

$$E \cdot \lambda \cdot Y - E \cdot Y_1 = 0 \tag{4.28}$$

Po přepisu do maticového tvaru

$$\begin{bmatrix} \lambda \cdot E + M^{-1} \cdot B & M^{-1} \cdot K \\ -E & \lambda \cdot E \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.29}$$

Výsledkem je soustava algebraických rovnic následujícího tvaru:

$$\left(\begin{bmatrix} -\lambda \cdot E & 0 \\ 0 & -\lambda \cdot E \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -M^{-1} \cdot B & -M^{-1} \cdot K \\ E & 0 \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.30}$$

Symbolicky s převodem na rozšířenou matici soustavy \bar{K} :

$$(-\lambda \cdot \bar{E} + \bar{K}) \cdot \bar{Y} = 0 \tag{4.31}$$

Výpočet vlastních čísel λ je dán vztahem:

$$\det(\bar{K} - \lambda \cdot \bar{E}) = 0 \tag{4.32}$$

Pro výpočet byl použit nástroj v SW Matlab pro výpočet vlastních čísel „eig“. Frekvence v tab. 4-7 uvažují volné kmitání netlumené soustavy – přibližně odpovídá kmitajícímu dvojkolí při ztrátě adheze.

Č. frekvence	1	2	3	4	5	6	7
Hodnota (Hz)	0	33,9	56,2	266	439	678	1150

Tab. 4-7 Vlastní frekvence částečně odpruženého pohonu

4.4.1.3. Vlastní tvary kmitů

Slouží pro analýzu kmitání. Určují, pro která tělesa jsou dané frekvence dominantní. Vlastní tvary jsou normalizovány vůči dvojkolí – pravé kolo (index W_R). Tvary pro součásti mezi rotorem a převodovkou jsou poníženy hodnotou převodového čísla. Směrodatné jsou především tvary vázané na dvojkolí – jeho kola. Výpočet dle prog. 4-1.

```

% Vlastní čísla a vektory
[V,D]=eig(K,M);
[C,I]=max(abs(V));
for i=1:DOF
    fT_Hz(i,1)=real(1/(2*pi)*sqrt(D(i,i)));
    eigvector(:,i)=V(:,i)/V(I(i),i);
end

% Normalizace na dvojkoli
for j=1:DOF
    eigvector_norm(:,j)=eigvector(:,j)/eigvector(DOF,j);
end
    
```

Prog. 4-1 Výpočet vlastních tvarů kmitání

Tabulka tab. 4-8 uvádí výsledné hodnoty vlastních kmitů v závislosti na vlastní frekvenci (sloupce tabulky) a jednotlivé tvary (řádky tabulky). Pohybové rovnice byly odvozovány směrem od rotoru ke kolům, kmit č. 1 je vázán na rotor, poslední kmit je vázán na pravé kolo pohonu dvojkolí.

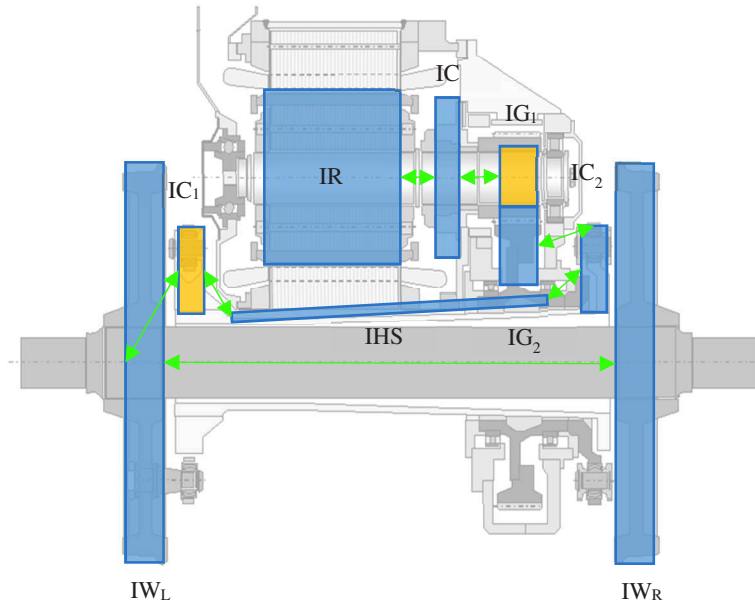
Č. frek.	1	2	3	4	5	6	7
Č. kmitu							
1	4,04	-10,7	-1,06	0,65	-22,4	4,55	-195
2	4,04	-9,55	-0,76	-3,56	372	-186	12754
3	4,04	-7,74	-0,26	-8,91	631	-56	-13412
4	4,04	1,74	2,29	-26,7	78,9	1015	2915
5	1	0,88	0,68	-6,06	-18,33	-45,1	-71,8
6	1	2,99	-0,73	0,14	0,16	0,16	0,16
7	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 4-8 Velikost amplitud vlastních tvarů torzních kmitů částečně odpruženého pohonu

Z tabulky tab. 4-8 vyplývá, že pro dvojkolí jsou směrodatné frekvence č. 2 a 3 (červeně podbarvené sloupce) kde poměrné amplitudy nabývají zpravidla nejvyšších hodnot. Je zřejmé, že při torzním rozkmitání budou ve výsledcích dominovat právě frekvence o hodnotách přibližně 34 Hz a 56 Hz. Z hlediska samotného dvojkolí je významná také 4. vlastní frekvence, kde dominuje velké ozubené kolo převodovky. Grafické znázornění jednotlivých tvarů je součástí přílohy viz kapitola č. 8.2.1.

4.4.2. Zcela odpružený pohon

Popisovaný model je založený na konstrukčním uspořádání individuálního pohonu dvojkolí lokomotivy Škoda řady 380, viz obr. 4-5. Základní tělesa pohonu včetně silových vazeb jsou uvedena na obrázku. Do pohonného řetězce byla nad rámec běžných komponent (uvedených ve schématech) doplněna také spojka chránící před zkratovými momenty. Umístěna je za rotorem trakčního motoru.



Obr. 4-5 Konstrukční provedení zcela odpruženého pohonu s vyznačením hlavních těles (modře) pro výpočet. Redukovaná tělesa vyznačena žlutě. Silové prvky mezi tělesy zeleně. [17]

4.4.2.1. Pohybové rovnice soustavy

$$I_R \cdot \ddot{\varphi}_R + k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) = M_H \quad (4.33)$$

$$I_C \cdot \ddot{\varphi}_C - k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) + k_{tP} \cdot (\varphi_C - \varphi_{G1}) = 0 \quad (4.34)$$

$$I_{G1} \cdot \ddot{\varphi}_{G1} - k_{tP} \cdot (\varphi_C - \varphi_{G1}) + T_{G1} \cdot r_{G1} = 0 \quad (4.35)$$

$$I_{G2} \cdot \ddot{\varphi}_{G2} + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{G2} - \dot{\varphi}_{C2}) + k_{tC2} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{C2}) - T_{G2} \cdot r_{G2} = 0 \quad (4.36)$$

$$I_{C2} \cdot \ddot{\varphi}_{C2} - b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{G2} - \dot{\varphi}_{C2}) - k_{tC2} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{C2}) + k_{tHS} \cdot (\varphi_{C2} - \varphi_{HS}) = 0 \quad (4.37)$$

$$I_{HS} \cdot \ddot{\varphi}_{HS} - k_{tHS} \cdot (\varphi_{C2} - \varphi_{HS}) + k_{tHS} \cdot (\varphi_{HS} - \varphi_{C1}) = 0 \quad (4.38)$$

$$I_{C1} \cdot \ddot{\varphi}_{C1} - k_{tHS} \cdot (\varphi_{HS} - \varphi_{C1}) + k_{tC1} \cdot (\varphi_{C1} - \varphi_{WL}) = 0 \quad (4.39)$$

$$I_{WL} \cdot \ddot{\varphi}_{WL} - k_{tC1} \cdot (\varphi_{C1} - \varphi_{WL}) + k_{tS} \cdot (\varphi_{C1} - \varphi_{WL}) + T_{WL} \cdot r_k = 0 \quad (4.40)$$

$$I_{WR} \cdot \ddot{\varphi}_{WR} - k_{tS} \cdot (\varphi_{WL} - \varphi_{WR}) + T_{WR} \cdot r_k = 0 \quad (4.41)$$

Kde: T_{Gi} jsou vnitřní síly v ozubení převodovky,

T_{wi} jsou tečné síly na obvodu kol.

Síla v ozubení je podobně jako v případě částečně odpruženého pohonu vyřešena redukcí hmoty pastorku vůči ozubenému kolu. Zredukována je zároveň zubová spojka (C1), jejíž příruba má nízký moment setrvačnosti a s kolem (WL) je propojena vysokou torzní tuhostí. Zubová spojka a levé kolo jsou proto uvažovány jako jedno těleso.

Výsledná podoba soustavy pohybových rovnic zredukovaná o rovnici pastorku a rovnici zubové spojky má následující tvar:

$$I_R \cdot \ddot{\varphi}_R + k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) = M_H \quad (4.42)$$

$$I_C \cdot \ddot{\varphi}_C - k_{tR} \cdot (\varphi_R - \varphi_C) + k_{tP} \cdot (\varphi_C - i_G \cdot \varphi_{G2}) = 0 \quad (4.43)$$

$$(I_{G2} + i_G^2 \cdot I_{G1}) \cdot \ddot{\varphi}_{G2} + b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{G2} - \dot{\varphi}_{C2}) - k_{tP} \cdot (\varphi_C - i_G \cdot \varphi_{G2}) + k_{tR} \cdot i_G^2 \cdot \varphi_{G2} + k_{tC2} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{C2}) = 0 \quad (4.44)$$

$$I_{C2} \cdot \ddot{\varphi}_{C2} - b_{tC} \cdot (\dot{\varphi}_{G2} - \dot{\varphi}_{C2}) - k_{tC2} \cdot (\varphi_{G2} - \varphi_{C2}) + k_{tHS} \cdot (\varphi_{C2} - \varphi_{HS}) = 0 \quad (4.45)$$

$$I_{HS} \cdot \ddot{\varphi}_{HS} - k_{tHS} \cdot (\varphi_{C2} - \varphi_{HS}) + k_{tHS} \cdot (\varphi_{HS} - \varphi_{C1}) = 0 \quad (4.46)$$

$$(I_{WL} + I_{C1}) \cdot \ddot{\varphi}_{WL} - k_{tC1} \cdot (\varphi_{C1} - \varphi_{WL}) + k_{tS} \cdot (\varphi_{C1} - \varphi_{WL}) + C_1 \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_{WL}}{\omega_0} \right) \cdot r_k = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} - s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k - C_1 \cdot \lambda \cdot y \quad (4.47)$$

$$I_{WR} \cdot \ddot{\varphi}_{WR} - k_{tS} \cdot (\varphi_{WL} - \varphi_{WR}) + C_1 \cdot \left(\frac{\dot{\varphi}_{WR}}{\omega_0} \right) \cdot r_k = C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} + s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k + C_1 \cdot \lambda \cdot y \quad (4.48)$$

Soustavu lze dále převést do maticového tvaru:

$$\begin{bmatrix} I_R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{G2} + i_G^2 \cdot I_{G1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{C2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{HS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{WL} + I_{C1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{WR} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_R \\ \ddot{\varphi}_C \\ \ddot{\varphi}_{C1} \\ \ddot{\varphi}_{Ce} \\ \ddot{\varphi}_{G2} \\ \ddot{\varphi}_{WL} \\ \ddot{\varphi}_{WR} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_C & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -b_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b_C & b_C & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_1 \cdot \frac{r_k}{\omega_0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_1 \cdot \frac{r_k}{\omega_0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_R \\ \varphi_C \\ \varphi_{C1} \\ \varphi_{Ce} \\ \varphi_{G2} \\ \varphi_{WL} \\ \varphi_{WR} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{tR} & -k_{tR} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{tR} & k_{tR} + k_{tP} & -k_{tP} \cdot i_G & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{tP} \cdot i_G & k_{tP} \cdot i_G^2 + k_{tC2} & -k_{tC2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{tC2} & k_{tC2} + 2 \cdot k_{tHS} & -2 \cdot k_{tHS} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -2 \cdot k_{tHS} & 4 \cdot k_{tHS} & -2 \cdot k_{tHS} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tSA} & -2 \cdot k_{tHS} & 2 \cdot k_{tHS} + k_{tS} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{tSB} & 0 & 0 & k_{tS} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_R \\ \varphi_C \\ \varphi_{C1} \\ \varphi_{Ce} \\ \varphi_{G2} \\ \varphi_{WR} \\ \varphi_{WL} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} M_H \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} + s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k - C_1 \cdot \lambda \cdot y \\ C_1 \cdot \left(\frac{\dot{x} - s \cdot \dot{\varphi}_Z}{v} \right) \cdot r_k + C_1 \cdot \lambda \cdot y \end{bmatrix}$$

Ten lze symbolicky označit následovně:

$$M \cdot \ddot{\phi} + B \cdot \dot{\phi} + K \cdot \phi = M(t) \quad (4.50)$$

4.4.2.2. Výpočet vlastních frekvencí

Pro výpočet vlastních frekvencí bude použit homogenní tvar soustavy:

$$M \cdot \ddot{\phi} + B \cdot \dot{\phi} + K \cdot \phi = 0 \quad (4.51)$$

Ten je převeden do následujícího tvaru:

$$\left(\begin{bmatrix} -\lambda.E & 0 \\ 0 & -\lambda.E \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -M^{-1}.B & -M^{-1}.K \\ E & 0 \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

Symbolicky s převodem na rozšířenou matici soustavy \bar{K} .

$$(-\lambda.\bar{E} + \bar{K}).\bar{Y} = 0 \quad (4.53)$$

Výpočet vlastních čísel je dán vztahem:

$$\det(\bar{K} - \lambda.\bar{E}) = 0 \quad (4.54)$$

Pro výpočet byl použit nástroj v SW Matlab pro výpočet vlastních čísel „eig“. Frekvence v tab. 4-9 uvažují volné kmitání netlumené soustavy – přibližně odpovídá kmitajícimu dvojkolí při ztrátě adheze.

Č. frekvence	1	2	3	4	5	6	7
Hodnota (Hz)	0	31	60	227	714	940	1150

Tab. 4-9 Vlastní frekvence zcela odpruženého pohonu

4.4.2.3. Vlastní tvary kmitů

Vlastní tvary jsou normalizovány vůči dvojkolí – pravé kolo (index W_R). Tvary pro součásti mezi rotorem a převodovkou jsou poníženy hodnotou převodového čísla. Směrodatné jsou především tvary vázané na dvojkolí – jeho kola. Výpočet dle prog. 4-2.

```
% Vlastni cisla a vektory
[V,D]=eig(K,M);
[C,I]=max(abs(V));
for i=1:DOF
    fT_Hz(i,1)=real(1/(2*pi)*sqrt(D(i,i)));
    eigvector(:,i)=V(:,i)/V(I(i),i);
end

% Normalizace na dvojkoli
for j=1:DOF
    eigvector_norm(:,j)=eigvector(:,j)/eigvector(DOF,j);
end
```

Prog. 4-2 Výpočet vlastních tvarů kmitání

Tabulka tab. 4-10 uvádí výsledné hodnoty vlastních kmitů v závislosti na vlastní frekvenci (sloupce tabulky) a jednotlivé tvary (řádky tabulky). Pohybové rovnice byly odvozovány směrem od rotoru ke kolům, kmit č. 1 je vázán na rotor, poslední kmit je vázán na pravé kolo pohonu.

Č. frek.	1	2	3	4	5	6	7
Č. kmitu	1	2	3	4	5	6	7
1	4,04	-2,97	1,76	-760	263	-36449	487
2	4,04	-2,71	1,18	2818	-12012	2902685	-58271
3	1	-0,63	0,20	1186	-1818	-108430	15070
4	1	-0,43	-0,21	997	36387	-59867	-581508
5	1	-0,07	-0,95	515	56500	169802	381360
6	1	0,28	-1,69	-37,6	-381	-659	-988
7	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 4-10 Vlastní tvary kmitů zcela odpruženého pohonu

Z tabulky tab. 4-10 vyplývá, že pro dvojkolí jsou směrodatné frekvence č. 2 a 3 (červeně podbarvené sloupce) kde poměrné amplitudy nabývají zpravidla nejvyšších hodnot. Je zřejmé, že při torzním rozkmitání budou ve výsledcích dominovat právě frekvence o hodnotách přibližně 31 Hz a 60 Hz. Grafické znázornění jednotlivých tvarů je součástí přílohy viz kapitola č. 8.2.2.

4.5. Zjednodušený simulační model individuálního pohonu dvojkolí

Zjednodušený model popisuje jeden z individuálních pohonů dvojkolí lokomotivy. Vychází z původního modelu uvedeném v [54], [55] a [57]. Model se skládá z následujících částí:

- model pohonného řetězce, který zajišťuje přenos momentu od trakčního motoru na kola,
- adhezní model pro výpočet tečných sil mezi kolem a kolejnicí,
- model trakčního motoru včetně nadřazené regulace.

Model popisuje torzní dynamiku dvou typů pohonů zmíněných v kapitolách č. 2.3.1.3.1 a 2.3.1.3.2. Jejich schématické znázornění je na obr. 2-26, obr. 4-2, obr. 2-28 a obr. 4-3.

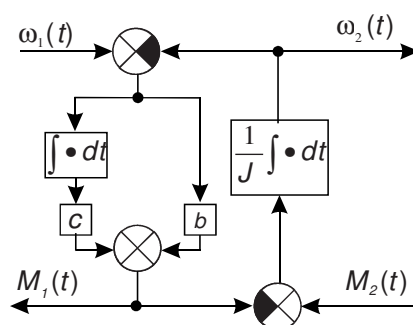
4.5.1. Charakteristika modelu

Zjednodušený model je koncipován jako přírůstkový (odchylkový) model, tj. model uvažuje s existencí ustáleného stavu celé soustavy a vnějšími (rušivými) vlivy, které tento stav mění. Každá nenulová hodnota výpočtu je potom odchylkou od tohoto stavu. Absolutní hodnoty jsou pak dány součtem hodnoty ustáleného stavu a příslušné odchylky.

Popis za pomoci přírůstkového modelu je založen na rozkladu systému na jednotlivé základní stavební prvky a definování sil, které na ně působí. V principu se tak jedná o metodu prostého uvolnění jednotlivých prvků pohonu. Příklad takového prvku, kde je jedna část hnací a druhá hnaná popisuje rovnice (4.55).

$$J\dot{\omega}_2(t) = M_1(t) - M_2(t) = b(\dot{\varphi}_1(t) - \dot{\varphi}_2(t)) + c(\varphi_1(t) - \varphi_2(t)) - M_2(t) \quad (4.55)$$

Funkce tohoto modelu vyplývá ze schématu na obr. 4-6. Zde je znázorněn subsystém, kde je část hnací (index 1) a část hnaná (index 2). Na něj je přiveden silový účinek (moment), přiváděný na vybranou komponentu. Tato komponenta je specifická tím, že má tzv. centralizované vlastností. Tj. celá hmotnost (moment setrvačnosti) je soustředěn do jednoho bodu. Silové prvky na něj působící jsou taktéž reprezentovány jako jednoduché elementy se soustředěnými parametry. Výhodou takového přístupu je snadný popis i pro součásti, které mají své mechanické vlastnosti rozložené v celém svém objemu – například torzní tuhost nápravy, která je reálně spojitým kontinuem, vyžadujícím složitější metody řešení (parciální diferenciální rovnice).



Obr. 4-6 Blokové schéma subsystému popsaného v rovnici (4.55).

Na takovýto prvek se soustředěnými vlastnostmi je z vnějšku přiveden silový účinek (moment), ten podle vzorce (4.56) způsobí zrychlení pohybu (v tomto případě úhlové zrychlení $\epsilon = d\omega/dt$).

$$M = J \cdot \dot{\omega} \quad (4.56)$$

Postupnou integrací veličiny zrychlení je pak určován přírůstek rychlosti (úhlové rychlosti) a následně změny polohy (natočení). Obě tyto veličiny pak slouží jako výstupy, které přes centralizované konstanty tlumení b a tuhosti c vytváří výslednou silovou (momentovou) bilanci jednotlivých prvků. Díky tomu, že jednotlivé prvky jsou propojeny silovými elementy (zde tlumiče a pružiny), je zajištěna interakce se všemi sousedícími členy v daném systému a tím i výsledný přenos mezi vstupem (moment trakčního motoru) a výstupem (otáčky kol, pohyb vozidla).

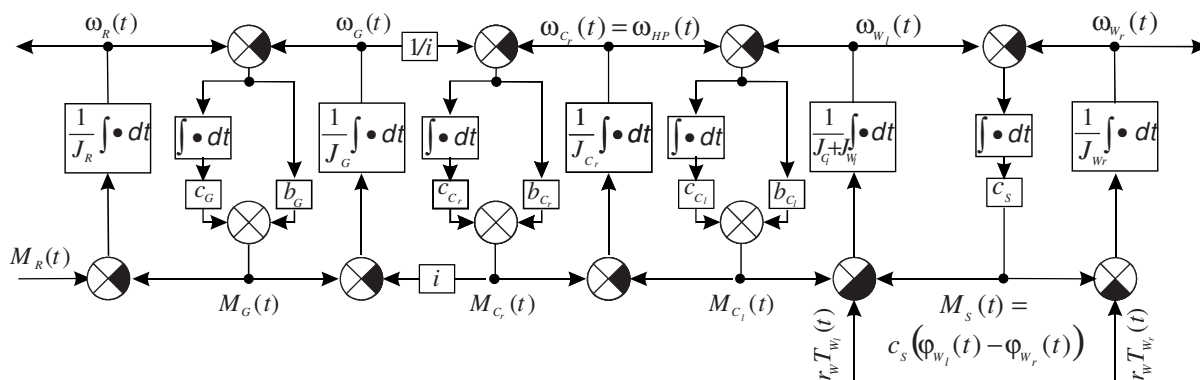
Celé toto uspořádání, resp. řetězení je znázorněno dále v textu, v kapitole 4.5.2.1 (Přenos hnací síly).

4.5.2. Sestavení modelu

4.5.2.1. Přenos hnací síly

Přenos momentu mezi rotorem trakčního motoru a koly je popsán formou Newton-Eulerových pohybových rovnic uvedených v kapitolách 4.4.1 a 4.4.2.

Na obr. 4-7 je naznačeno skládání jednotlivých stavebních bloků individuálního pohonu dvojkolí (zde zcela odpruženého) ve zjednodušené podobě.



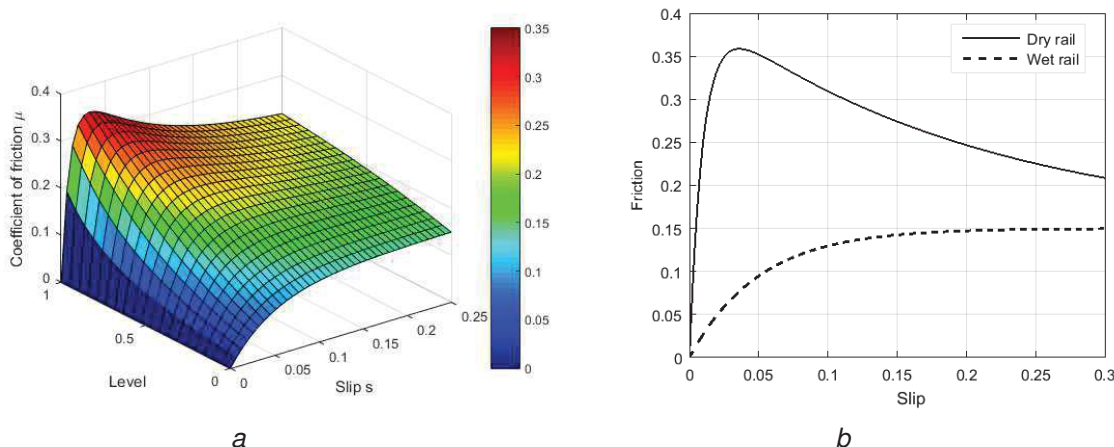
Obr. 4-7 Schématické znázornění pohonné jednotky lokomotivy tvořené z prvků s centralizovanými parametry.

Zcela vlevo je rotor trakčního motoru (index R), na nějž vstupuje hnací moment M_R a zpětně z něj vystupuje úhlová rychlost ω_R . Moment je dále přenášen na převodovku (index G) a dále na spojky (indexy C) a dvojkolí (index S-nápravy a $W_{R/L}$ - kola). Reakcí na hnací moment jsou tečné síly mezi kolem a kolejnicí, které vychází výsledků adhezního modelu, viz kapitola 4.5.2.2.

U modelu částečně odpruženého s tuhou závěskou platí podobný princip, jediným rozdílem je kolo převodovky umístěné přímo na nápravě mezi jednotlivými koly.

4.5.2.2. Adhezní model

Adhezní model slouží k přenosu tečných sil mezi kolem a kolejnicí. Vychází z Polachovi teorie [13]. Model je rozšířen o parametr, který nastavuje úroveň adheze (Level). Lze tak snadno simulovat přechod ze suché koleje (vysoká hodnota součinitele tření, výrazné maximum) na mokrou (nízká hodnota součinitele tření, nevýrazné maximum). Průběhy součinitele tření v závislosti na skluzu a na parametru Level znázorňuje obr. 4-8 – část a.



Obr. 4-8 Závislost součinitele tření (friction) na skluzu (slip) a parametru kvality tratě (level)

Závislost součinitele tření a skluzu je obecně silně nelineární. Z měření [13] lze vypořadovat, že v závislosti na klimatických a dalších podmínkách může tato relace

nabývat různých podob. Ty mohou být odlišné jak svými maximy, tak existencí extrémů funkce.

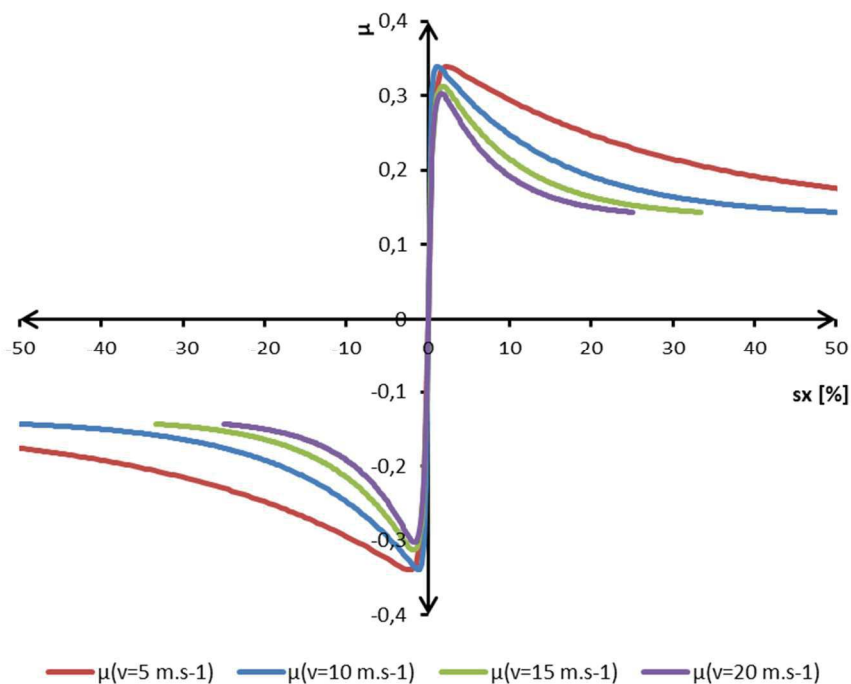
Vztah (2.30) uvedený v kapitole 2.5.3 řeší průběh součinitele adheze v nestabilní oblasti, nicméně není v něm zahrnuta stabilní oblast součinitele tření. Z tohoto důvodu je výsledná závislost popsána součinem dvojice exponenciálních funkcí, viz rovnice (4.57).

$$\mu = \left(1 - e^{-\frac{s}{C}}\right) \cdot \mu_0 \cdot [(1 - A) \cdot e^{-B \cdot v_{sk}} + A] \tag{4.57}$$

Pravá část vztahu je dána rovnicí (2.30). Představuje exponenciálu, jejíž hodnota jde od statického součinitele tření až po jeho dynamickou hodnotu v závislosti na skluzové rychlosti v_{sk} .

Levá část vztahu je exponenciála, jejíž obor funkčních hodnot je v intervalu $(0;1>$ v závislosti na velikosti podélného skluzu $s = s_x$. Konstanta C pak udává strmost nárůstu, tj. při jakém skluzu nabývá výsledná funkce své maximální hodnoty.

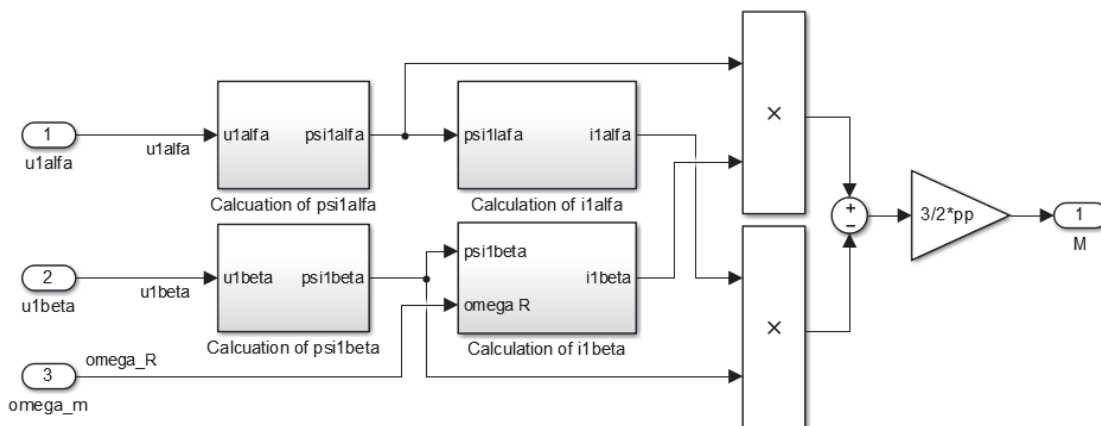
Výsledný vztah je hladká funkce, která velice dobře odpovídá přístupu dle Polacha [13]. Zahrnutím aktuálního znaménka hodnoty skluzu s lze třecí charakteristiku modelovat pro oba směry působení tečné síly, tj. uvažovat situace akcelerace, brzdění, případně oscilací v kontaktu kolo-kolejnice. Charakteristika je znázorněna na obr. 4-9.



Obr. 4-9 Skluzové charakteristiky použitého modelu pro různé rychlosti jízdy vozidla. Z průběhů je zřejmé chování v nestabilní oblasti, respektive výraznost maxima a rychlost poklesu součinitele adheze se zvyšujícím se skluzem (v procentech).

4.5.2.3. Model asynchronního motoru

Převod rovnic do modelové podoby byl s ohledem na již provedené simulace proveden v prostředí programu Matlab Simulink. Schematické znázornění včetně metodiky tvorby jsou uvedeny na obr. 4-10. Toto schéma je grafickým vyjádřením momentové rovnice (2.23), která pracuje s převodem na dvoufázovou soustavu.



Obr. 4-10 Schématické znázornění modelu asynchronního motoru. Vstupem je dvojice napětí $u_{1\alpha}$ a $u_{1\beta}$ a otáček ω_m , které jsou přepočteny na jednotlivé proudy a toky, které vstupují do vztahu pro výpočet momentu.

Jednotlivé bloky pro výpočet magnetických toků a proudů jsou úpravou vztahů pro výpočet dvoufázové soustavy popsané v kapitole 2.3.2.5.1.2.

Asynchronní stroj je regulován na hnací moment. Vstupem do regulace je požadovaná velikost hnacího momentu (vychází z požadavku na rychlost vozidla). Tomu odpovídá určitá hodnota momento-tvorného proudu i_{1q} . Trakční motor je tak řízen analogicky jako stejnosměrný motor dle rovnice (4.58).

$$M(t) \approx k \cdot i_{1q}(t) \tag{4.58}$$

Řízení stroje je založeno na filosofii nepřímé vektorové regulace asynchronního motoru. Vstupem pro tuto regulaci je požadovaná rychlost – dále přepočtená na moment a požadovaná velikost nabuzení stroje. Výstupem regulace je moment motoru a na něm závislé otáčky rotoru stroje. Ty ve spojení s proudy statoru slouží jako zpětná vazba regulace.

Zkušenosti a výsledky z tvorby těchto zjednodušených modelů individuálních pohonů dvojkolí byly autorem prezentovány v publikacích [54], [63] a [64] prezentovaných na mezinárodních odborných konferencích ProRail v letech 2015, 2017 a 2019.

Parametry asynchronního stroje vychází ze skutečného provedení asynchronního motoru použitého na lokomotivě Škoda, řada 380 - typ motoru ML 4550 K/6. Parametry jsou na obr. 4-11.

ML 4550 K/6	
PRELIMINARY NAME PLATE	
Output	1600 kW
Duty factor	S1
Voltage L-L	3 x 1130 V
Current	2 x 518 A
Speed	1825 RPM
Frequency	92 Hz
Speed max	3700 RPM
Power factor	0.824
Cover / Cooling	IP20 / IC17 (forced)
Air flow	1.45 m ³ /s
Insulation class	H
Weight	2520 kg ±5%
PRELIMINARY EQUIVALENT CIRCUIT (20°C)	
$R_1 = 0.008 \Omega$, $R_{21} = 0.0072 \Omega$, $L_1 = 0.227 \text{ mH}$, $L_{21} = 0.245 \text{ mH}$, $L_h = 4.89 \text{ mH}$	

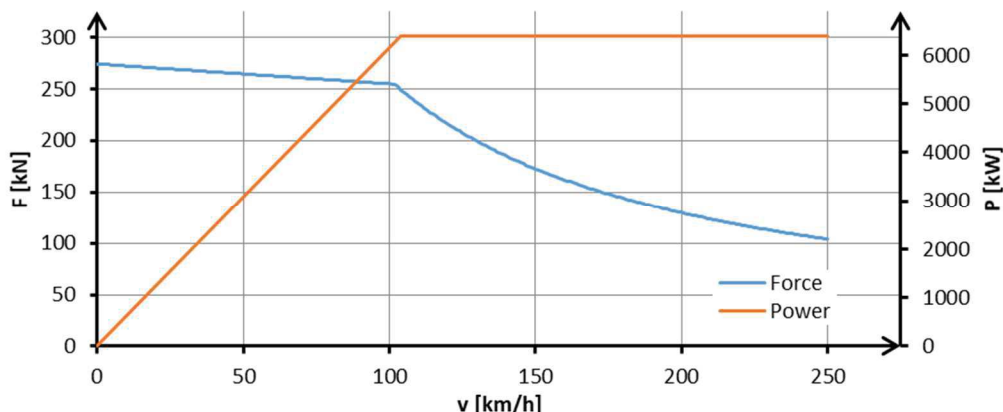
Obr. 4-11 Parametry asynchronního trakčního motoru ML 4550 K/6 [22].

Regulační struktura zjednodušeného modelu byla řešena pouze v základní podobě – požadavek na moment a jeho případné snížení na základě zaznamenaného prokluzu dvojkolí. Vzhledem k tomu, že tento model uvažuje vždy pouze jedno dvojkolí pohonné jednotky, nebylo reálné promítnout do jeho řídicí struktury všechny podstatné části. Princip řízení pohonu je proto součástí popisu pokročilého modelu, blíže viz kapitola 4.6.

4.5.2.4. Trakční charakteristika

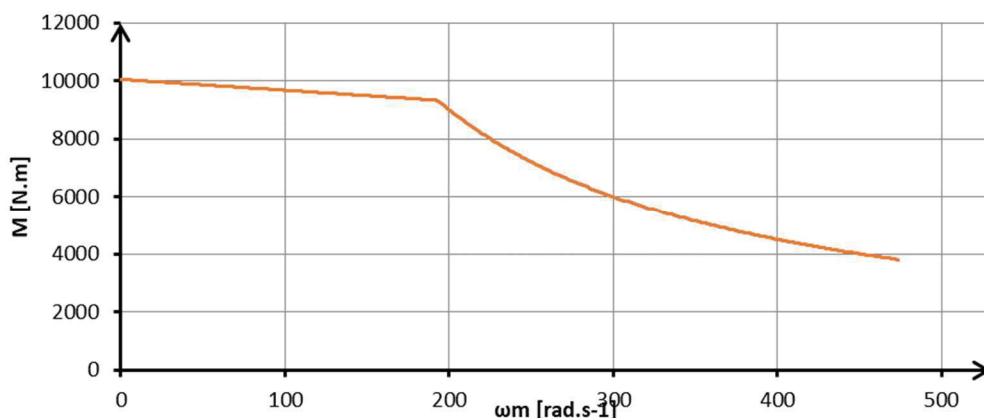
Silové parametry vozidla odpovídají níže uvedené trakční charakteristice, viz obr. 4-12 a obr. 4-13. Ta vychází z hodnot pro lokomotivu Škoda ř. 380. Nicméně tyto parametry nejsou zásadně odlišné od podobných lokomotiv ostatních výrobců. Výkonově jsou dnes lokomotivy z velké části srovnatelné, stejně tak maximální rozjezdová síla, která je omezená adhezními podmínkami vozidla.

Rozdíl může být v oblasti přechodu adhezního omezení a omezení hyperbolou trvalého výkonu, kde někteří výrobci omezují trakční sílu s ohledem na adhezi dle Curtiuse a Knifflera, viz kap. 2.5.2, někteří pak udávají charakteristiku bez tohoto omezení s ohledem na schopnosti protiskluzové ochrany.



Obr. 4-12 Trakční charakteristika modelovaného vozidla. Oranžová křivka (Power) značí trvalý výkon, modrá (Force) značí hnací sílu vozidla.

Průběhu charakteristiky pak odpovídá vnější momentová charakteristika motoru, která je na obrázku níže. Zlom charakteristiky odpovídá zlomu v charakteristice síla-rychlost.



Obr. 4-13 Vnější momentová charakteristika trakčního motoru modelovaného vozidla.

Z charakteristik vyplývá, že maximální tažná síla, respektive moment, jsou dosažitelné za nižších rychlostí. S nárůstem rychlosti se tyto hodnoty snižují. Při rychlosti $v=100$ km/h se sníží o cca 10 %, při rychlostech vyšších je pak tento pokles znatelnější. Zajímavé hodnoty hnacích momentů (z hlediska jejich velikosti) jsou v rozmezí od 0 km/h do cca 120 km/h.

4.5.3. Omezení modelu

Ačkoliv zjednodušený model poměrně kvalitně popisuje dynamické děje v pohonu, svou jednoduchostí naráží na určitá omezení. Jedná se především o některé nelinearity, které v prostředí programu Simulink jde postihnout buď obtížně, anebo vůbec. Seznam omezení je následující:

- složité modelování vlivu nerovnosti tratě (svislé, příčné, změna rozchodu),
- nutnost centralizace všech mechanických vlastností,
- některé komponenty jsou ve skutečnosti spojité kontinuum (náprava),

- není zde uvažován harmonický vlnivý pohyb dvojkolí (sinusování),
- vozidlo se pohybuje po přímé vodorovné trati, není uvažován vliv vyčerpání vůle dvojkolí v kolejového kanálu a s tím spojených dodatečných prokluzů, které by výrazně narostly při šplhání vodícího kola po okolku.

4.5.4. Simulace na zjednodušených modelech pohonů dvojkolí

V této kapitole jsou uvedeny výstupy zjednodušeného simulačního modelu pro variantu částečně odpruženého pohonu dvojkolí (dále značeno jako ČOP) a zcela odpruženého pohonu dvojkolí (dále značeno jako ZOP).

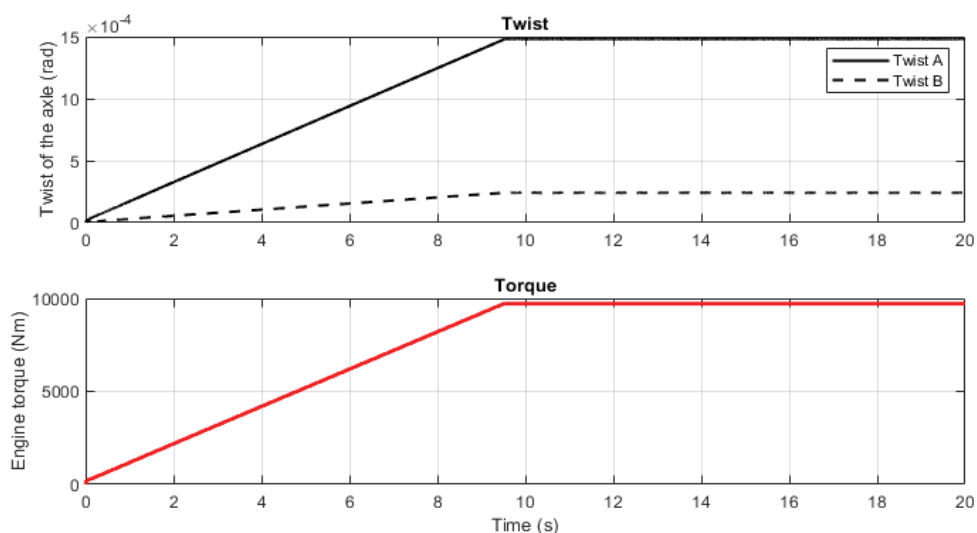
4.5.4.1. Rozjezd vozidla při zadání tažné síly

Základem prováděných experimentů je vždy rozjezd vozidla na určitou rychlost, případně vyvození určité velikosti hnacího momentu. Předpokladem je ustálený stav bez vlivu přechodových dějů, např. zapojení modelu trakčního motoru, ustálení skluzů apod.

Grafy zobrazují průběhy hnacích momentů a odpovídající zkroucení nápravy. Toto odpovídá situaci, kdy se vozidlo pohybuje s využitím maximální tažné síly (hnacího momentu motoru) při uvažování rovnováhy mezi hnací silou a zátěží (rychlost se nemění) a při uvažování rozdílných hodnot hnací síly a zátěže (akcelerace).

4.5.4.1.1. Částečně odpružený pohon s tuhou svislou závěškou – ČOP

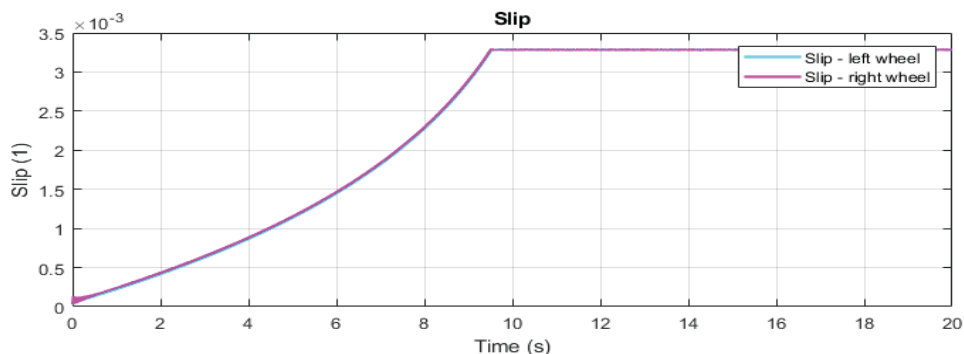
Pro tento případ platí, že hnací moment je přiváděn přímo na nápravu prostřednictvím velkého ozubeného kola převodovky a z něj je přes nápravu distribuován na obě kola v závislosti na adhezních podmínkách a poměru tuhostí jednotlivých úseků nápravy, viz obr. 4-14. Vlivem konečné tuhosti nápravy jsou obě kola vždy mírně fázově posunuta (opožděna) vůči ozubenému kolu.



Obr. 4-14 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy (twist) a momentu (torque).

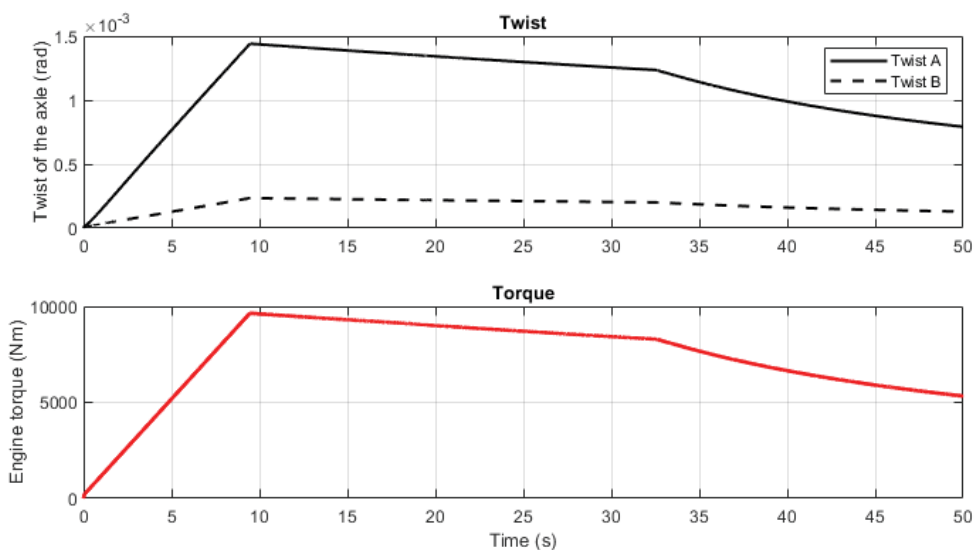
Přenosu hnacího momentu, respektive tažné síly mezi koly a kolejnicí odpovídá užitečný skluz na jednotlivých kolech. Levé kolo (světle modrá – cyan) i pravé kolo

(růžová – magenta) jsou z hlediska toku hnacího momentu přibližně rovnocenné vůči převodovce. K předbíhání kol tak dochází pouze v minimální míře, viz obr. 4-15.



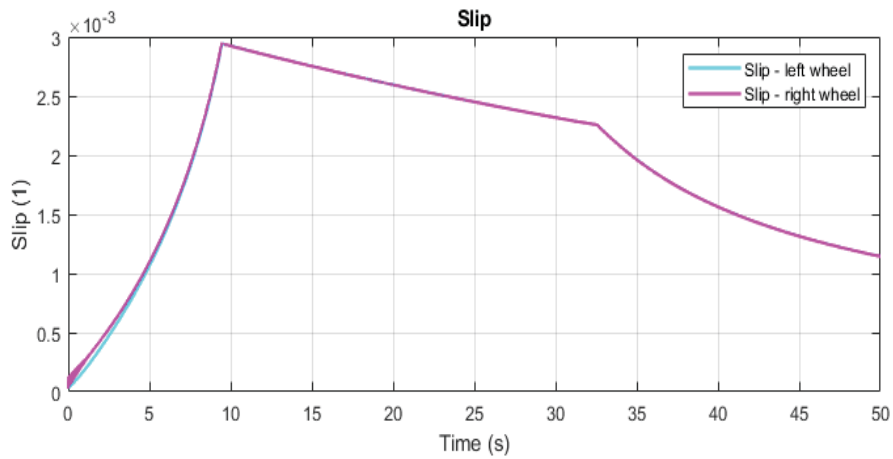
Obr. 4-15 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech hnacího dvojkolí.

Rozjezd s rozdílem hnací síly a zátěže (akcelerace) je vyobrazen na obr. 4-16 a obr. 4-17. Na nich je patrný náběh momentu na maximální hodnotu pro aktuální rychlost (stoupající lineární část), adhezní omezení velikosti momentu (klesající přibližně lineární část) a jízdu po výkonovém omezení (hyperbola). Tomu odpovídá i výsledné zkroucení obou částí nápravy dvojkolí. Část nápravy od velkého ozubeného kola ke kolu **B** je kratší, a tedy torzně tužší a vykazuje tedy menší úhel nakroucení (Twist B). Druhá část nápravy od velkého ozubeného kola ke kolu **A** je delší, a tedy torzně poddajnější a vykazuje větší nakroucení nápravy (Twist A). Úhly nakroucení nápravy jsou rozděleny v poměru tuhostí obou částí nápravy.

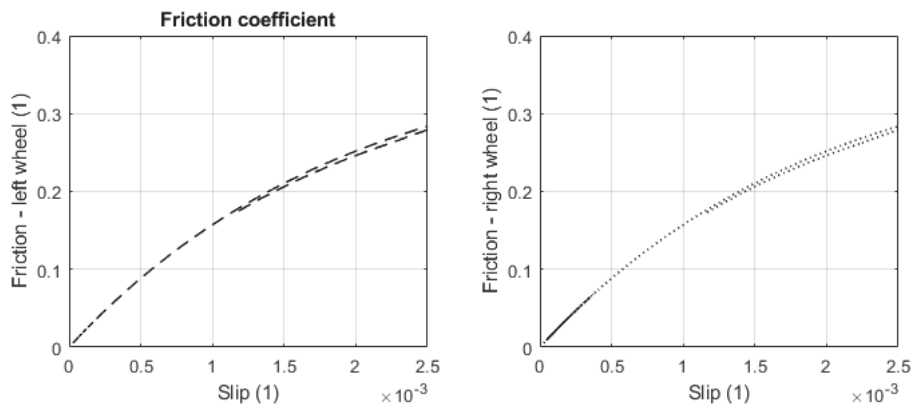


Obr. 4-16 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy (twist) a momentu (torque).

Průběhy závislosti skluzů a tření jsou znázorněny na obr. 4-17 a obr. 4-18. Grafy pro tření vykazují nárůst součinitele tření s nárůstem skluzu (pracovní bod se pohybuje v oblasti užitečného skluzu).

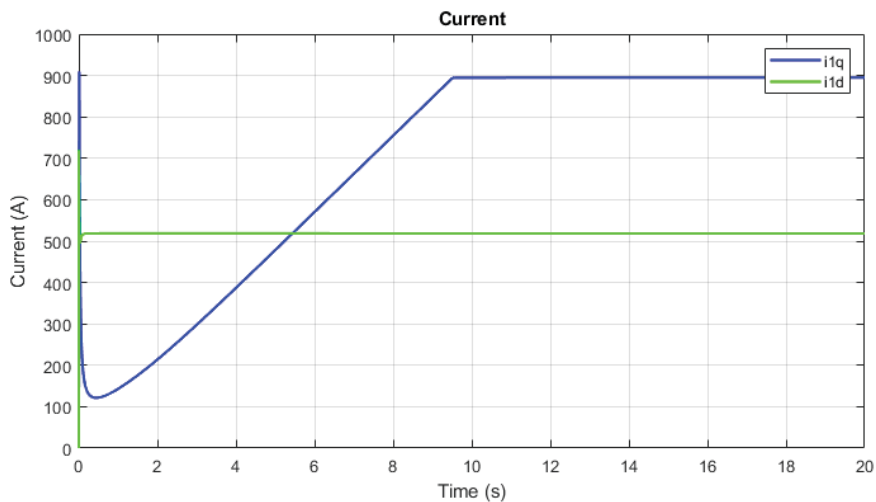


Obr. 4-17 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech hnacího dvojkolí.



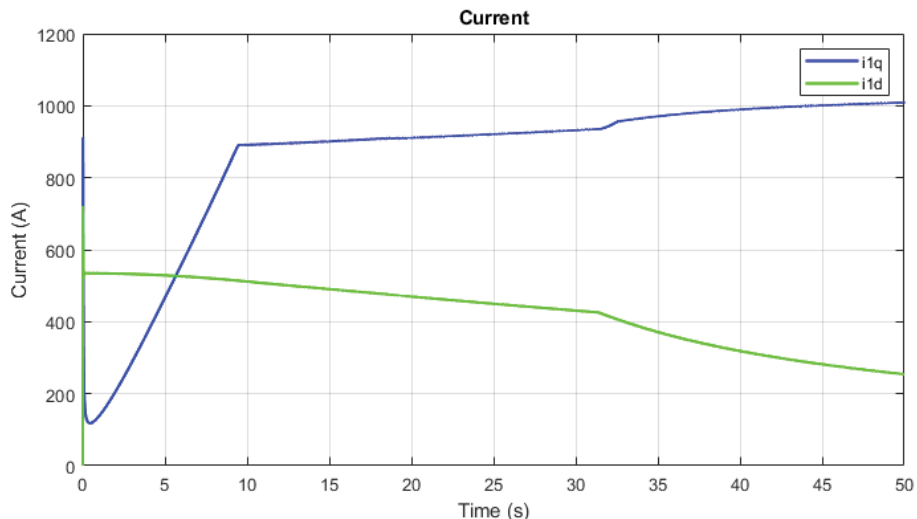
Obr. 4-18 ČOP – Závislost skluzu a součinitele tření na jednotlivých kolech.

Dále jsou zobrazeny průběhy proudů v závislosti na času a aktuální rychlosti vozidla. Grafy na obr. 4-19 a obr. 4-20 průběhy momentotvorného proudu i_{1q} a tokotvorného proudu i_{1d} . V režimu totožné zátěže a hnací síly (obr. 4-19) a v režimu rozdílné hnací síly a zátěže (obr. 4-20). Ostrá maxima v čase $t=0$ s jsou důsledkem nepřesnosti modelu při nulových otáčkách motoru.



Obr. 4-19 ČOP – časový průběh proudových veličin.

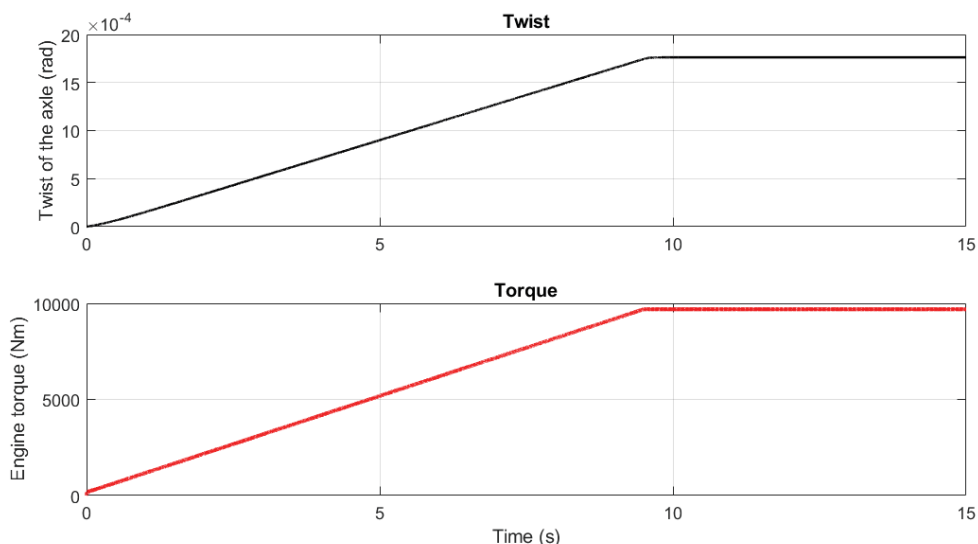
Na průbězích proudů na obr. 4-20 je v čase přibližně $t=30$ s znatelný přechod na hyperbolu trvalého výkonu a s tím spojené odbuzování trakčního motoru (klesající průběh i_{1d}).



Obr. 4-20 ČOP – časový průběh proudových veličin.

4.5.4.1.2. Zcela odpružený pohon – ZOP

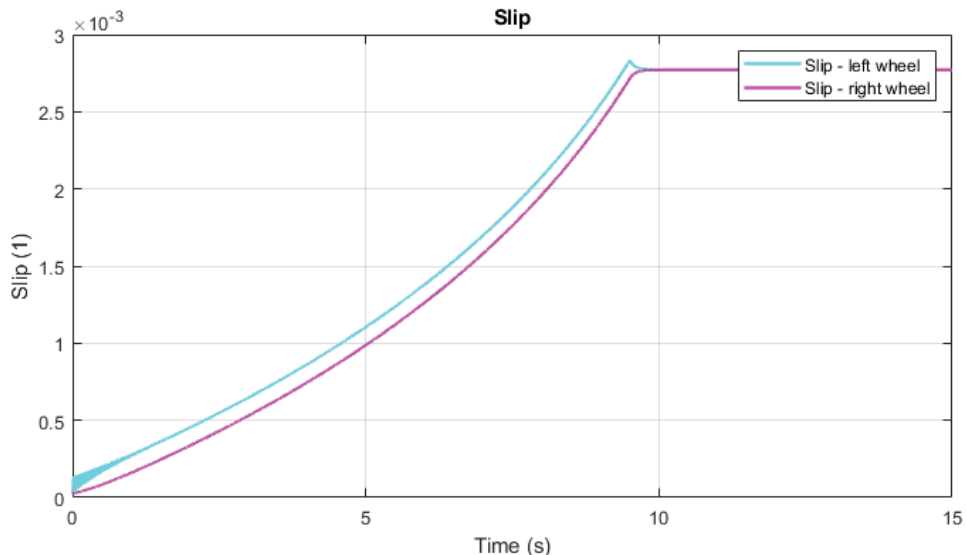
Pro tento případ platí, že hnací moment je přiváděn na disk jedno z kol dvojkolí, viz obr. 4-21. Část hnacího momentu je přenášena adhezním způsobem tímto kolem a druhá část hnacího momentu je přes nápravu převedena na druhé kolo hnacího dvojkolí. Vlivem konečné tuhosti je tak vzdálenější z kol vždy mírně fázově posunuto v závislosti na aktuální orientaci hnací síly.



Obr. 4-21 ZOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

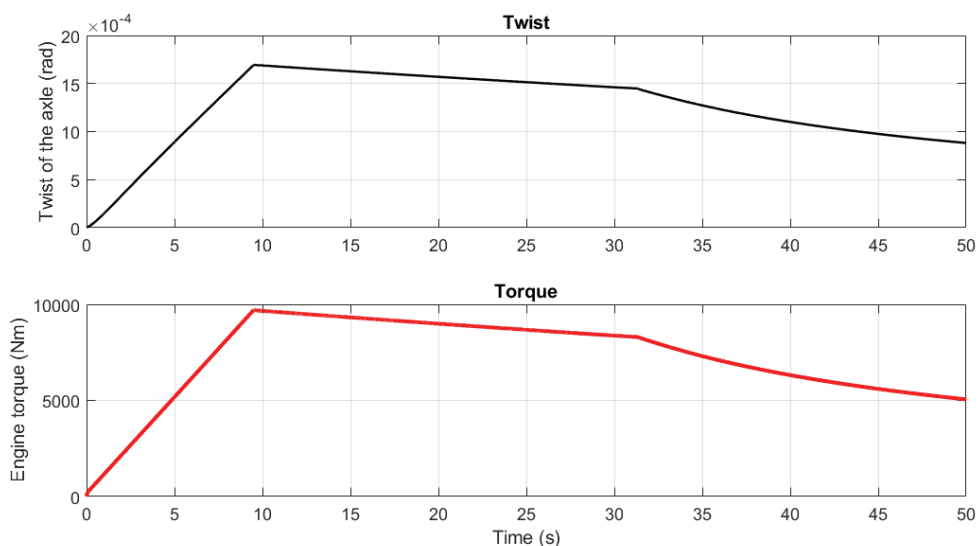
Přenosu hnacího momentu, respektive tažné síly mezi kolem a kolejnicí odpovídá užitečný skluz na jednotlivých kolech. Průběh pro levé kolo (světle modrá – cyan) je z hlediska směru toku momentu blíže k převodovce, pravé kolo (růžová – magenta) je

dále na volném konci nápravy. Levé kolo při totožných adhezních podmínkách přenáší větší tečné síly a při zvyšování momentu se otáčí rychleji oproti kolu pravému. To platí do okamžiku předepnutí nápravy a vyrovnání momentů na obou kolech, viz obr. 4-22.



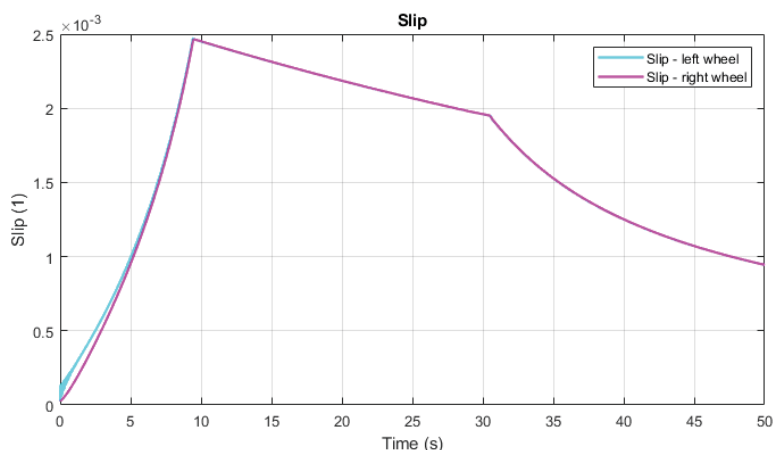
Obr. 4-22 ZOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

Rozjezd s konečnou zátěží (akcelerace) je vyobrazen na obr. 4-23. Z něho je patrný náběh momentu na maximální hodnotu pro aktuální rychlost (stoupající lineární část), adhezní omezení velikosti momentu (klesající přibližně lineární část) a jízda po výkonovém omezení (hyperbola). Těmto dílčím částem odpovídá i průběh zkroucení nápravy.

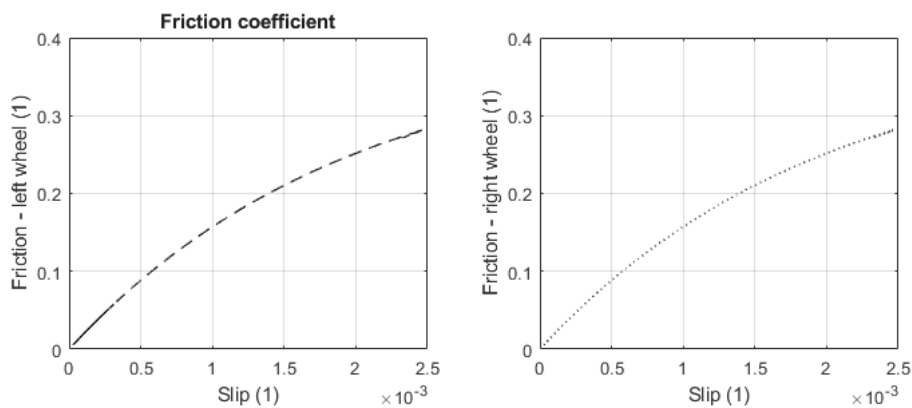


Obr. 4-23 ZOP – časový průběh zkroucení nápravy (twist) a momentu (torque).

Průběhy skluzů a tření jsou znázorněny na obr. 4-24 a obr. 4-25. Grafy pro tření vykazují nárůst součinitele tření s nárůstem skluzu (pracovní bod se pohybuje v oblasti užitečného skluzu skluzové charakteristiky, viz obr. 4-25).

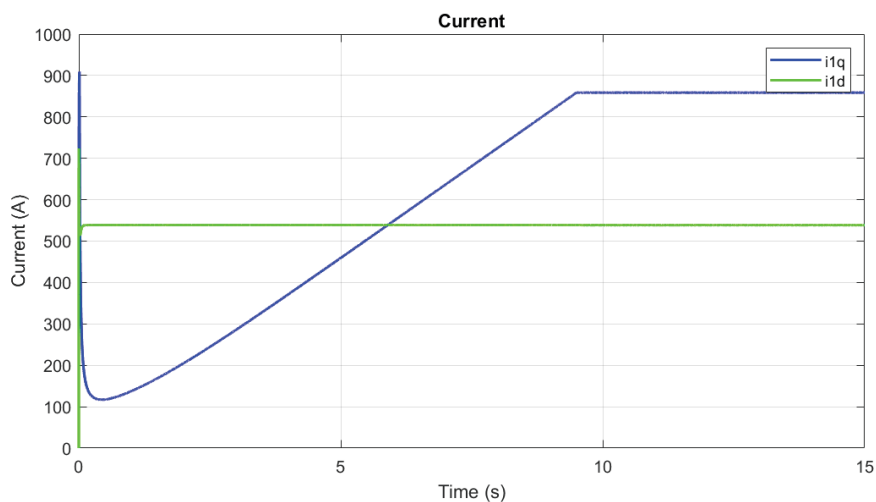


Obr. 4-24 ZOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.



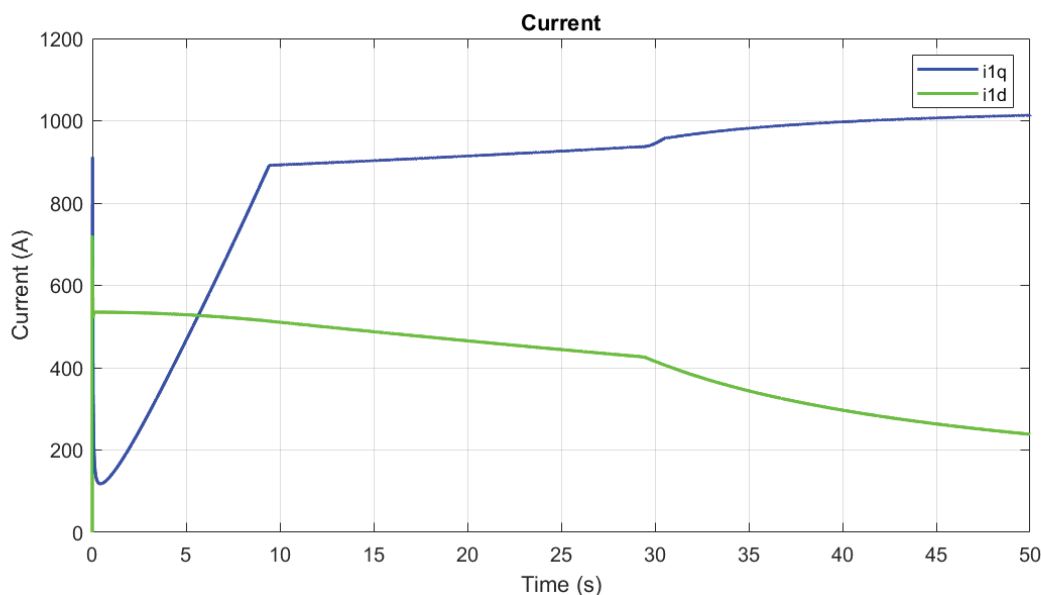
Obr. 4-25 ZOP – Závislost skluzu a součinitele tření na jednotlivých kolech.

Dále jsou na obr. 4-26 a obr. 4-27 zobrazeny průběhy proudů v závislosti na čase. Grafy zobrazují průběhy momentotvorného proudu i_{1q} a tokotvorného proudu i_{1d} v režimu totožné hnací síly a zátěže, viz obr. 4-26 a v režimu rozdílné hnací síly a zátěže, viz obr. 4-27. Ostrá maxima v čase $t=0$ s jsou důsledkem nepřesnosti modelu při nulových otáčkách motoru.



Obr. 4-26 ZOP – časový průběh proudových veličin.

Na grafu na obr. 4-27 je v čase přibližně $t=30$ s znatelný přechod na hyperbolu trvalého výkonu a s tím spojené odbuzování trakčního motoru (klesající průběh i_{1d}).



Obr. 4-27 ZOP – časový průběh proudových veličin.

4.5.4.1.3. Rozdílné vlastnosti posuzovaných pohonů

Nápravy obou typů pohonů se při postupném zatěžování zkrucují. Toto zkrucování odpovídá torzním tuhostem, případně jejich poměrům.

Z hlediska adhezních poměrů pracuje částečně odpružený pohon s téměř totožnými hodnotami skluzů na obou kolech, zatímco pohon zcela odpružený vykazuje rozdílné hodnoty skluzů. Přičemž kolo levé (z hlediska toku momentu blíže k motoru) vykazuje skluz vyšší, kolo pravé nižší. Lze tedy říct, že při náběhu momentu se levé kolo otáčí rychleji.

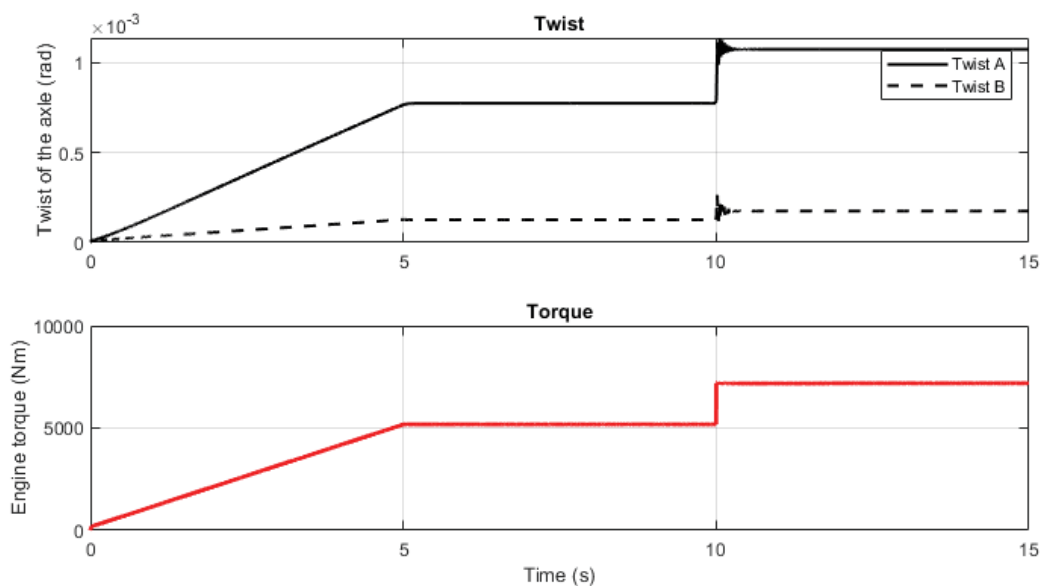
Z hlediska elektrických veličin nebyly zaznamenány znatelné rozdíly.

4.5.4.2. Změna tažné síly

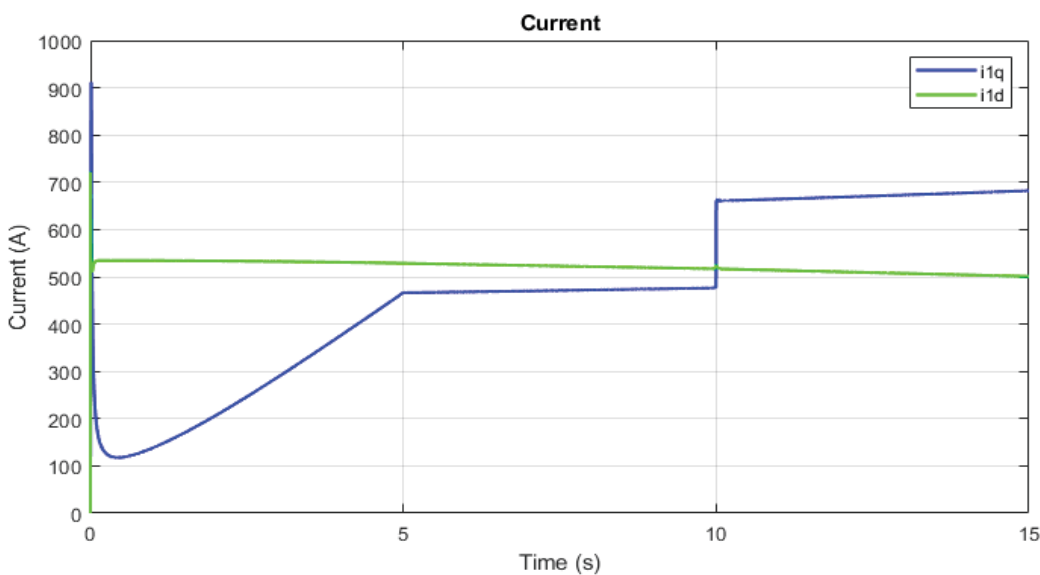
V této části práce je provedena analýza odezvy obou variant individuálních pohonů dvojkolí na skokovou změnu hnacího momentu. V první fázi (do času $t=5$ s) je nasimulován lineární náběh hnacího momentu, poté následuje jízda konstantní rychlostí v ustáleném stavu. V čase $t=10$ s je nasimulována skoková změna hnacího momentu. Zde uvedené výstupy jsou v analogii s [59] a [60], kde byly rovněž prezentovány dopady na změnu vnějších podmínek.

4.5.4.2.1. Částečně odpružený pohon

Následující grafy na obr. 4-28 a obr. 4-29 dokumentují zkroucení nápravy a časové průběhy proudů při náhlé změně požadované velikosti hnacího momentu M^* . V tomto případě jde o skokové zvýšení hnacího momentu o 2000 Nm v čase $t=10$ s.

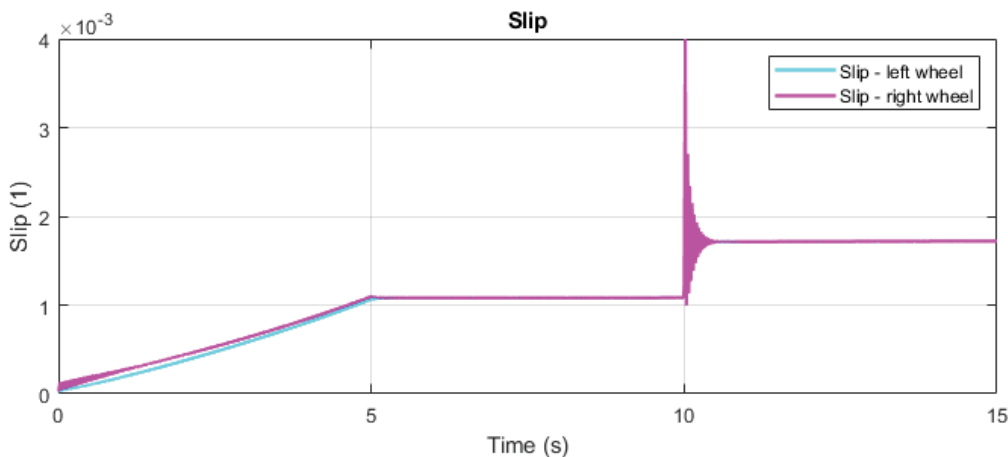


Obr. 4-28 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 4-29 ČOP – časový průběh proudových veličin.

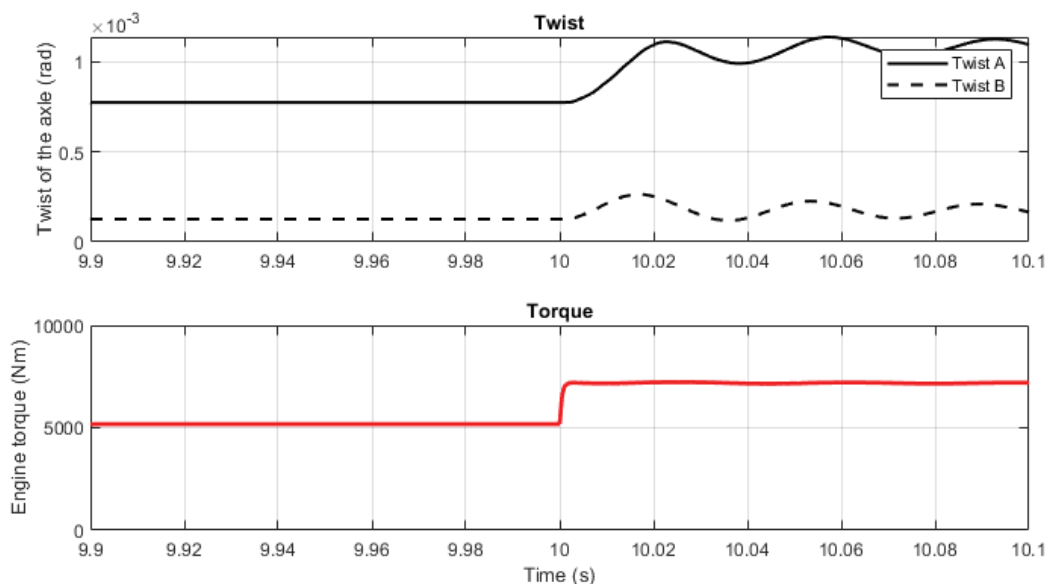
Skokové změna hnacího momentu způsobila výrazné rozkmitání v průběhu skluzů (slip) na pravém a levém kole, viz obrázek obr. 4-30. Přírůstek úhlů nakroucení částí hnací nápravy se rozdělil v poměru torzních tuhostí částí nápravy hnacího dvojkolí, viz obr. 4-28. Detail časového průběhu zkroucení nápravy a průběhu hnacího momentu z obr. 4-28 je zobrazen na obr. 4-31.



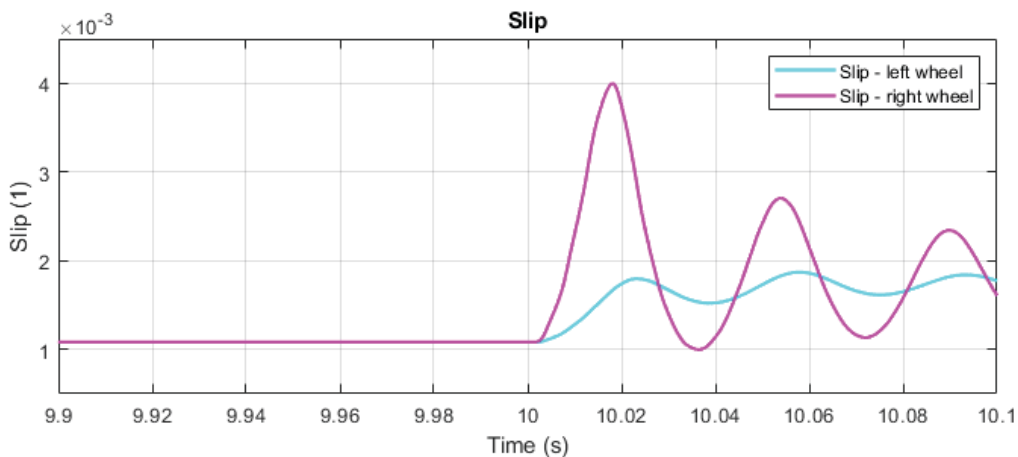
Obr. 4-30 ČOP – časový průběh skluzů na levém a pravém kole dvojkolí.

Zatímco u hnacího momentu je viditelný prudký a relativně hladký průběh, v případě zkroucení nápravy je patrné mírné zvlnění s dobou periody $T_{TwistA} = (10,0566 - 10,0233) = 0,0333$ s, tj. s frekvencí cca $f_{TwistA} = 30$ Hz a $T_{TwistB} = (10,0433 - 10,01) = 0,0333$ s, tj. s frekvencí cca $f_{TwistB} = 30$ Hz. Tato frekvence odpovídá druhé vlastní frekvenci torzních kmitů, viz tab. 4-8. Amplitudy průběhu nakroucení pravého a levého kola jsou nepatrně fázově posunuty, viz obrázky obr. 4-31. Tento fázový posun je patrný i z průběhů skluzů na jednotlivých kolech hnacího dvojkolí, viz obr. 4-32.

Z průběhu skluzů je patrný pozvolný pokles, tj. dochází pozvolnému útlumu a výsledné skluzy se ustálí na nové hodnotě, odpovídající nárůstu hnacího momentu.



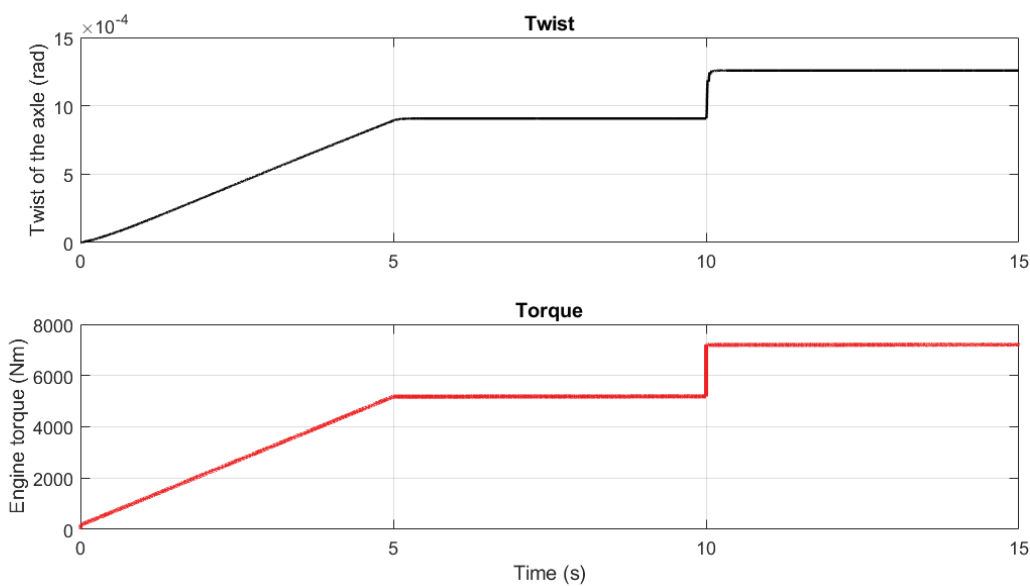
Obr. 4-31 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.



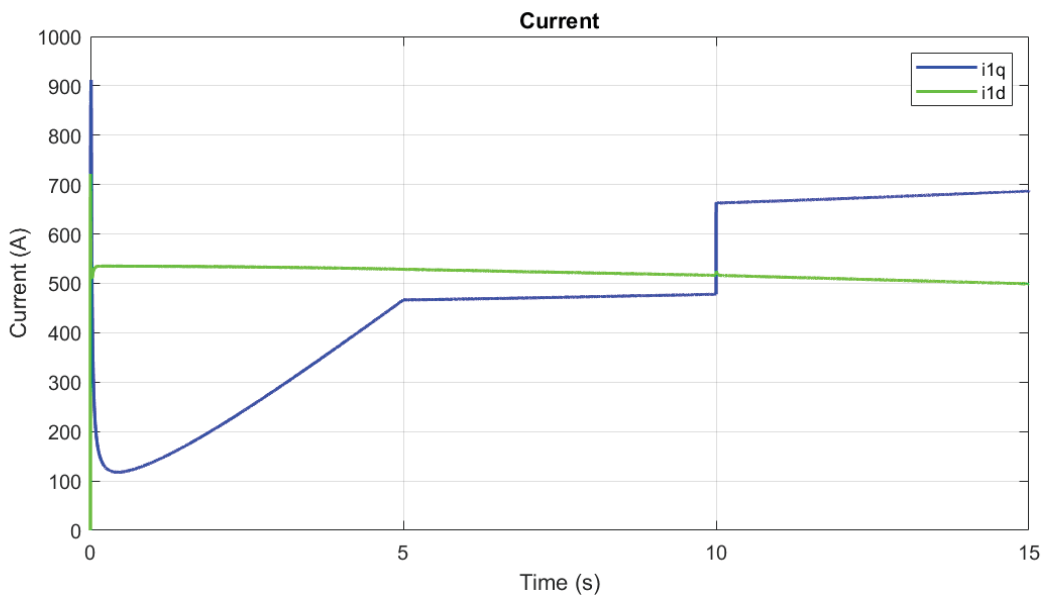
Obr. 4-32 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

4.5.4.2.2. Zcela odpružený pohon

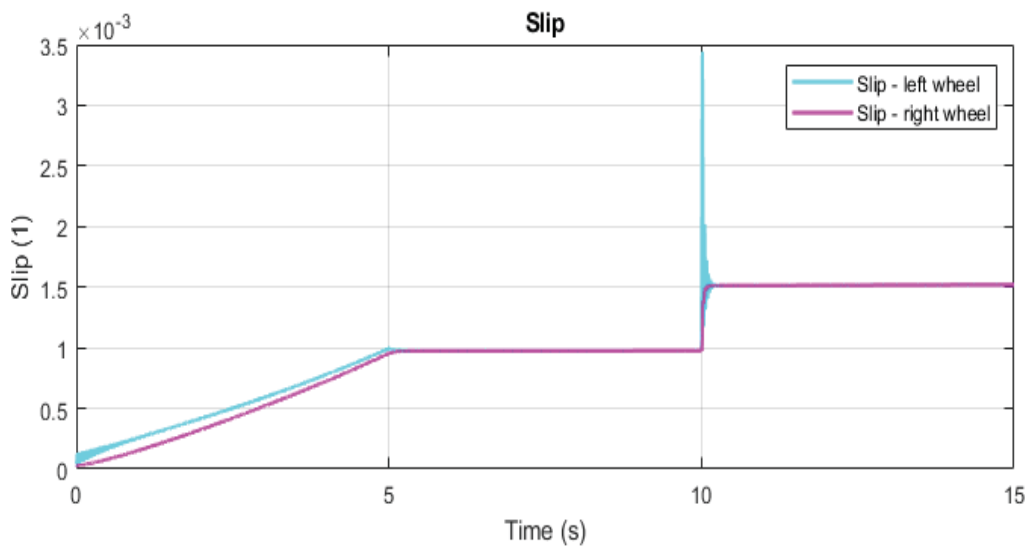
Grafy na obr. 4-33 a obr. 4-34 dokumentují zkroucení nápravy a časové průběhy proudů při náhlé změně požadované velikosti hnacího momentu M^* - v tomto případě skokové zvýšení hnacího momentu o 2000 Nm v čase $t=10$ s.



Obr. 4-33 ZOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

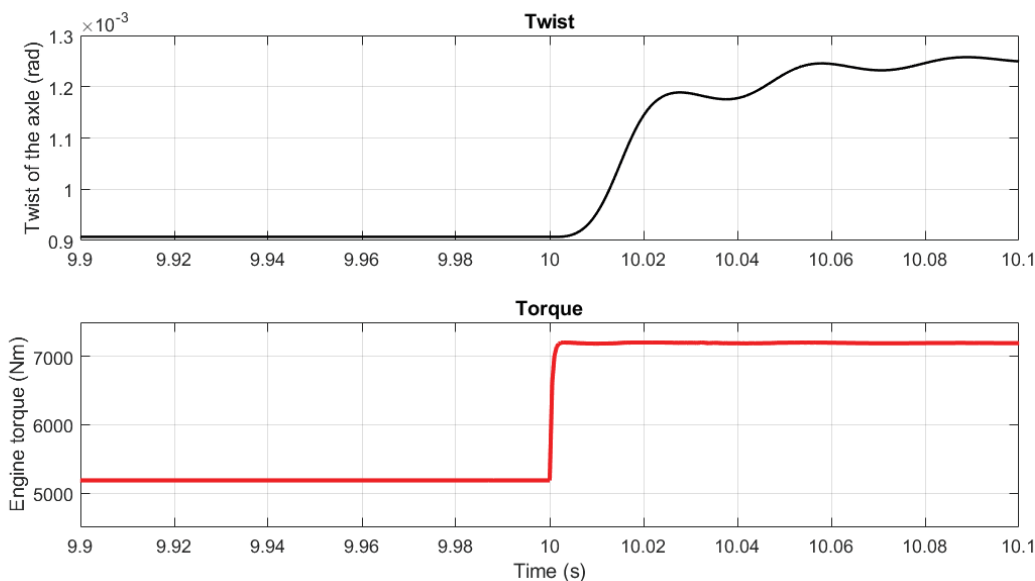


Obr. 4-34 ZOP – časový průběh proudových veličin.

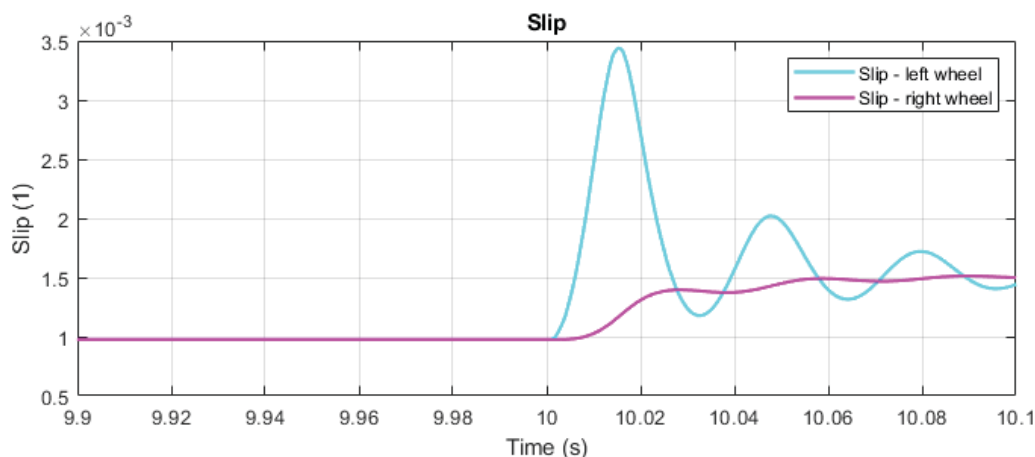


Obr. 4-35 ZOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

Detail časového průběhu zkroucení nápravy a průběhu hnacího momentu z obr. 4-33 je zobrazen na obr. 4-36. Zatímco u hnacího momentu je viditelný prudký a relativně hladký průběh, v případě zkroucení nápravy je vidět mírné zvlnění s dobou periody $T_{Twist} = (10,0566 - 10,0238) = 0,0286$ s, tj. s frekvencí cca $f_{Twist} = 35$ Hz. Tato frekvence odpovídá druhé vlastní frekvenci torzních kmitů, viz tab. 4-10.



Obr. 4-36 ZOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.



Obr. 4-37 ZOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

4.5.4.2.3. Rozdílné vlastnosti posuzovaných pohonů

Skoková změna hnacího momentu vyvolává mírné rozkmitání celého pohonného řetězce včetně dvojkolí. Platí, že dvojkolí částečně odpruženého pohonu kmitá více, než pohon zcela odpružený.

Z hlediska skluzových poměrů je znatelnější dopad vždy viditelný u kola, které je z hlediska toku momentu blíže k motoru. To lze chápat tak, že případné rozkmitání je u vzdálenějších kol redukováno nižší torzní tuhostí dané části nápravy, tzn. namísto rozkmitání skluzů dochází ke zkroucení nápravy.

4.5.4.3. Změna adhezních podmínek

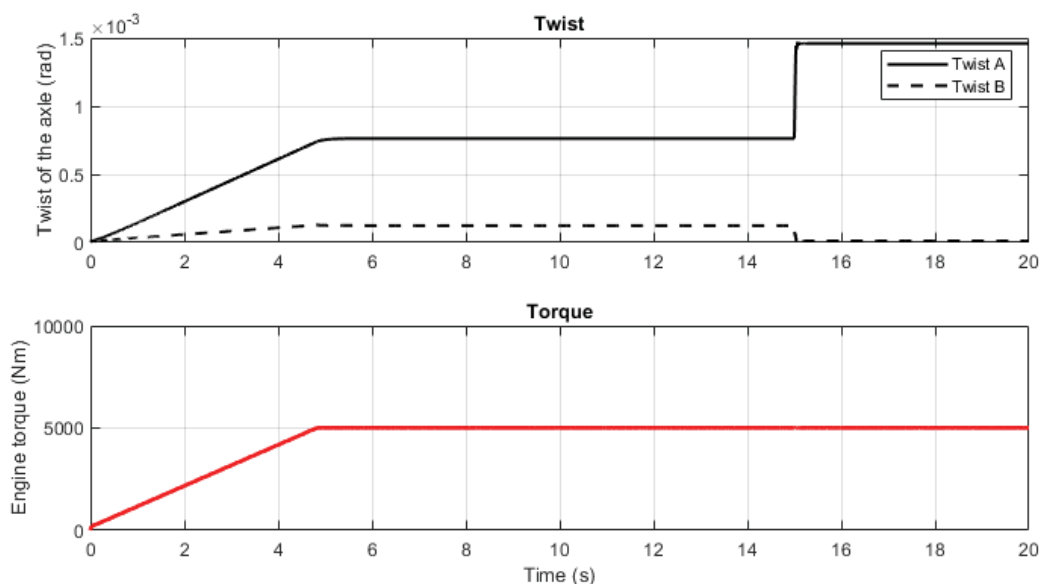
V této části práce je provedena analýza odezvy obou variant individuálních pohonů dvojkolí na náhlou změnu adhezních podmínek kol hnacího dvojkolí. V první fázi (do času $t=5$ s) je nasimulován lineární náběh hnacího momentu, poté je následuje jízda

konstantní rychlostí v ustáleném stavu po dobu 10 s. V čase $t=15$ s je nasimulováno snížení adheze na některém z kol hnacího dvojkolí.

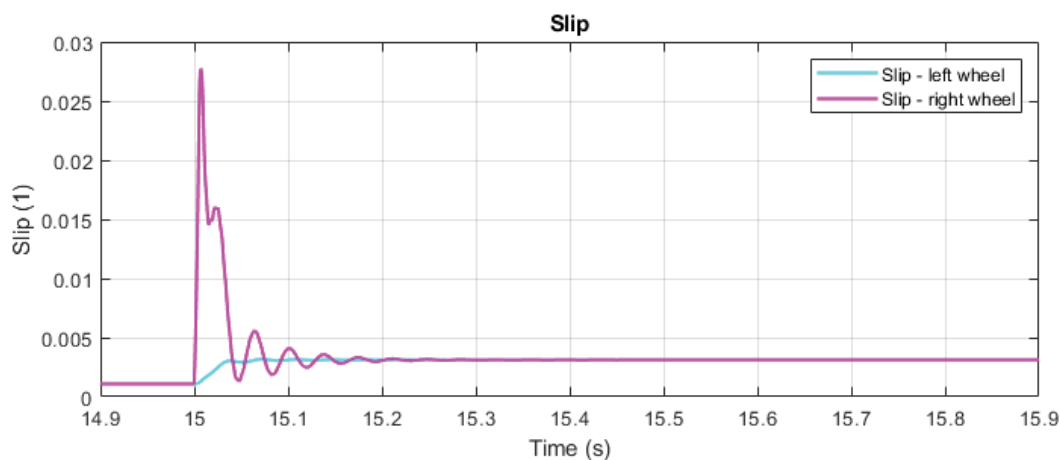
4.5.4.3.1. Částečně odpružený pohon

Grafy na obr. 4-38 a obr. 4-39 znázorňují odezvu systému na změnu adheze prostřednictvím parametru Level. Zde konkrétně při skokové změně z hodnoty 1 (nejlepší adheze) na hodnotu 0 (nejhorší adheze). Hnací moment je nastaven tak, aby nedošlo k úplné ztrátě adheze. Pravá část nápravy od velkého ozubeného kola k pravému kolu (**B**) je kratší, a tedy torzně tužší a vykazuje tedy menší úhel nakroucení T_{wistB} . Levá část nápravy od velkého ozubeného kola ke kolu (**A**) je delší, a tedy torzně poddajnější a vykazuje větší úhel nakroucení nápravy T_{wistA} .

- Snížení adheze na pravém kole hnacího dvojkolí



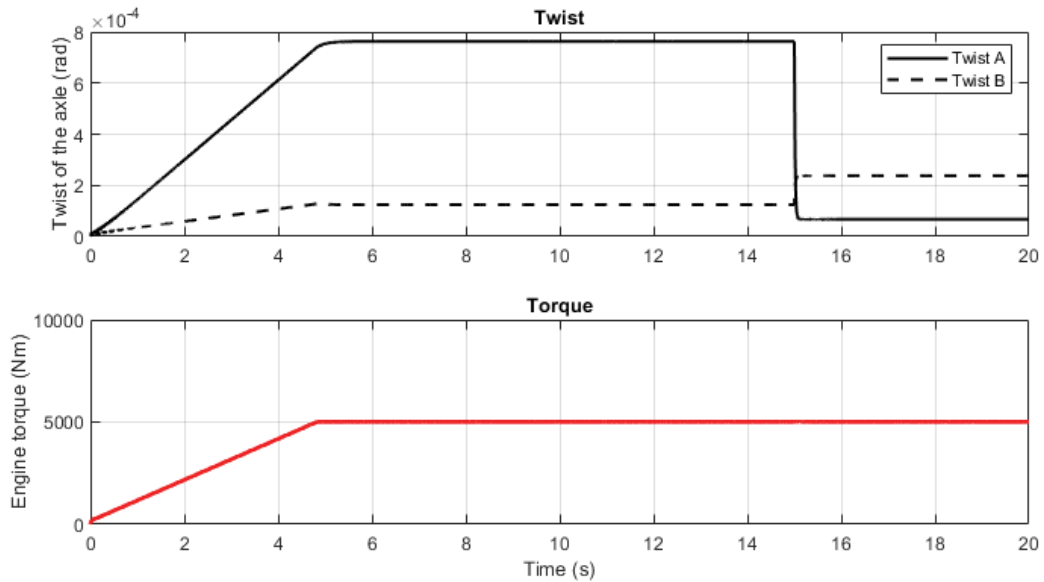
Obr. 4-38 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



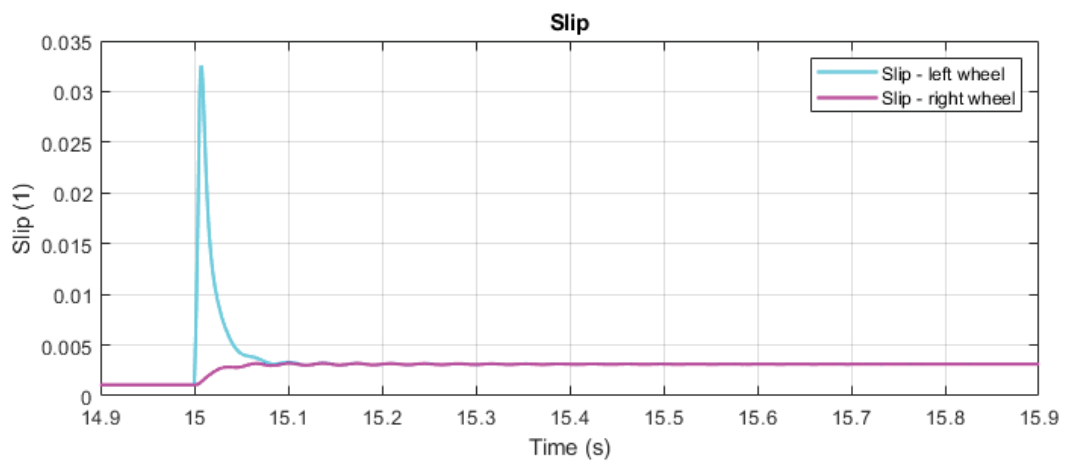
Obr. 4-39 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

Detail časového průběhu skluzu pravého a levého kola dvojkolí je zobrazen na obrázku obr. 4-39. Při snížení adheze na pravém kole, nastalo výraznější rozkmitání v průběhu skluzu na pravém kole s dobou periody $T = (15,2 - 15,1)/3,5 = 0,0286$ s, tj. s frekvencí cca $f_{\text{Twist}} = 35$ Hz. V průběhu cca 0,3 s došlo k utlumení těchto kmitů.

- Snížení adheze na levém kole hnacího dvojkolí.

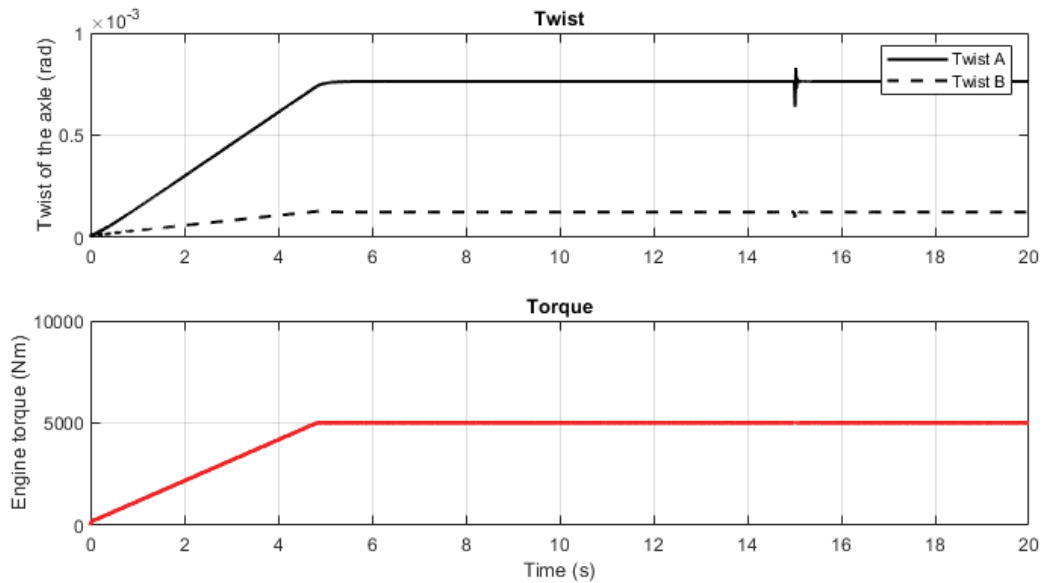


Obr. 4-40 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

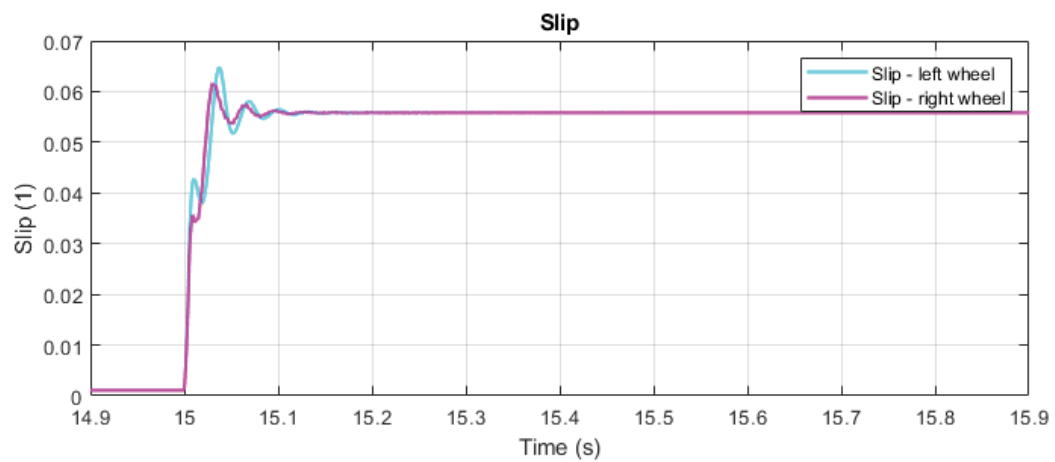


Obr. 4-41 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

- Snížení adheze na obou kolech hnacího dvojkolí.



Obr. 4-42 ČOP – časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

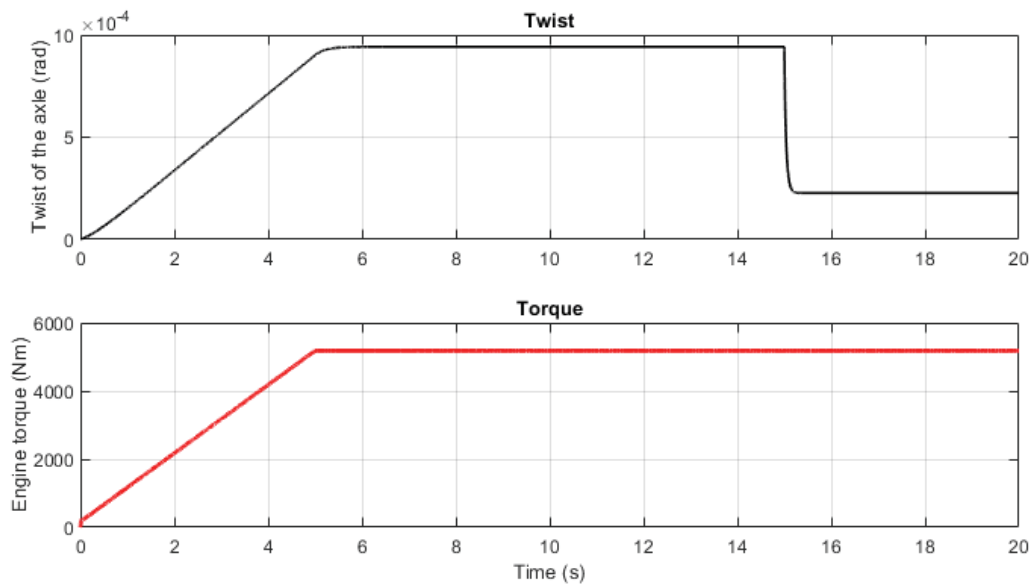


Obr. 4-43 ČOP – časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

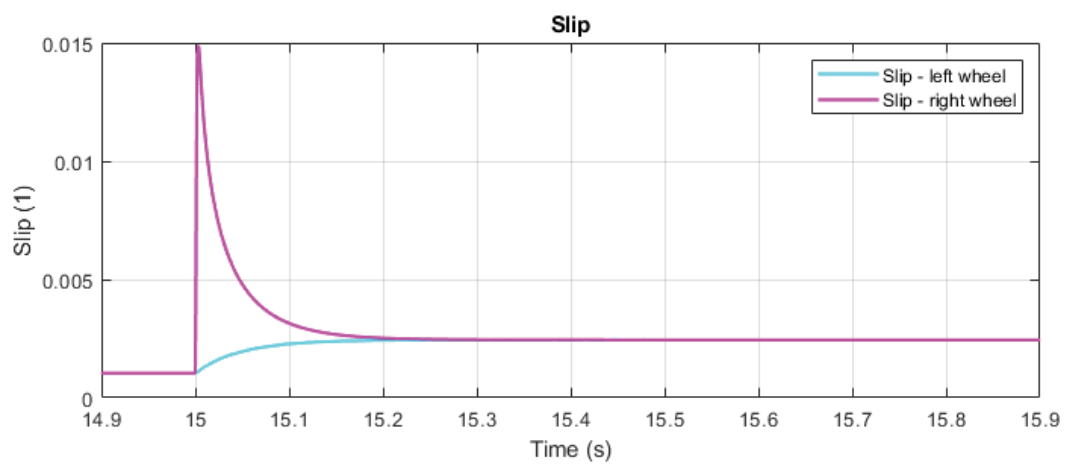
4.5.4.3.2. Zcela odpružený pohon

Grafy na obr. 4-44 až obr. 4-49 znázorňují odezvu systému na změnu adheze prostřednictvím parametru Level. Zde konkrétně při skokové změně z hodnoty 1 (nejlepší adheze) na hodnotu 0 (nejhorší adheze). Hnací moment je nastaven tak, aby nedošlo ke ztrátě adheze.

- Snížení adheze na pravém kole hnacího dvojkolí.

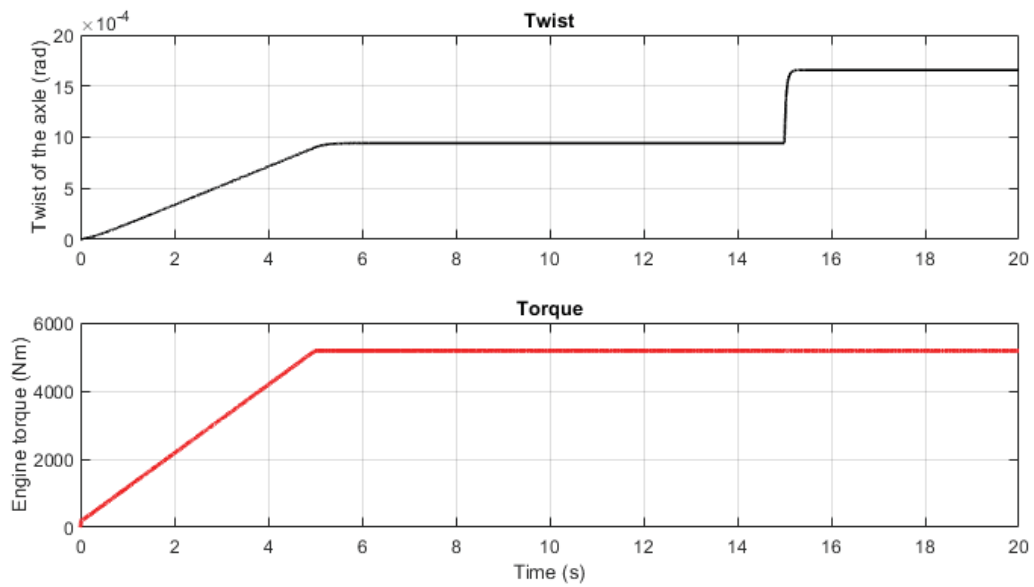


Obr. 4-44 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

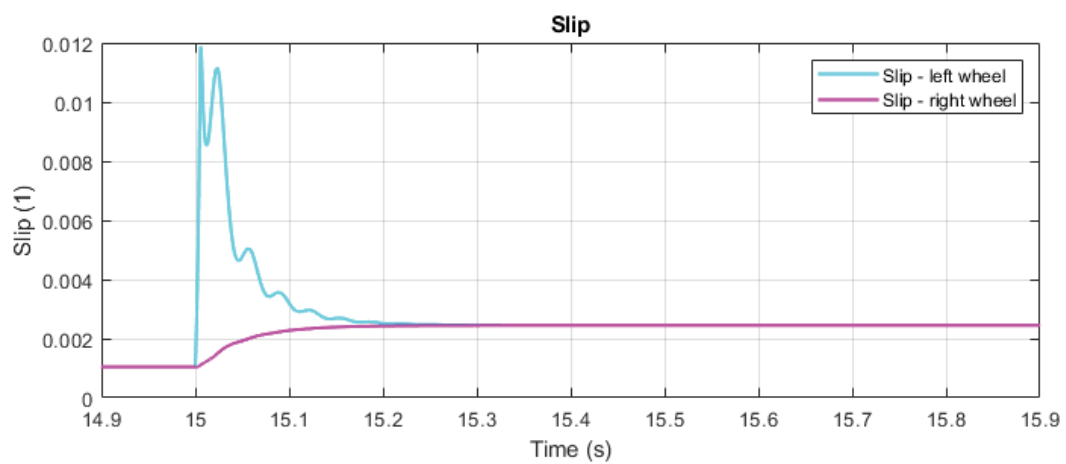


Obr. 4-45 ZOP – Časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

- Snížení adheze na levém kole hnacího dvojkolí.

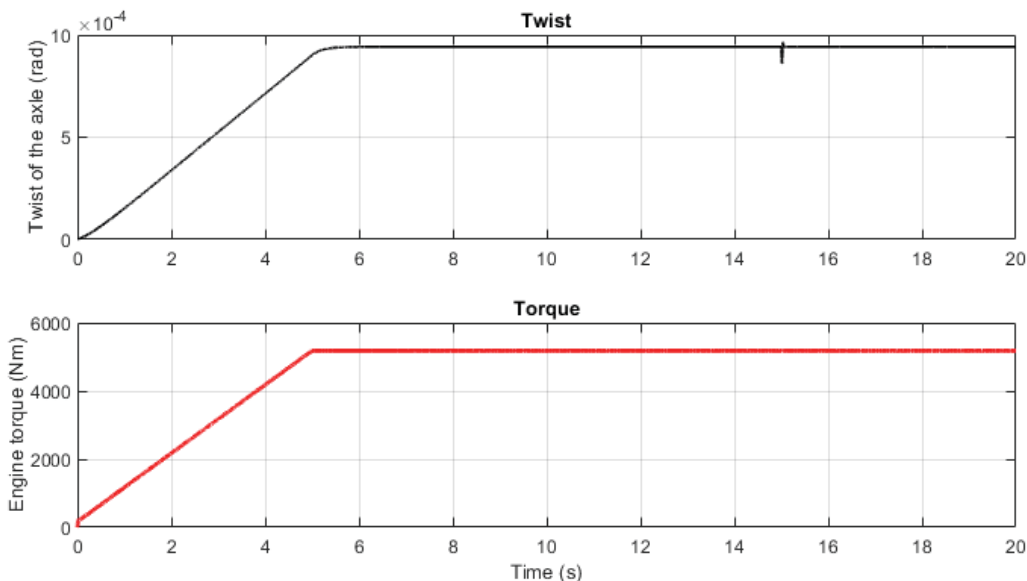


Obr. 4-46 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

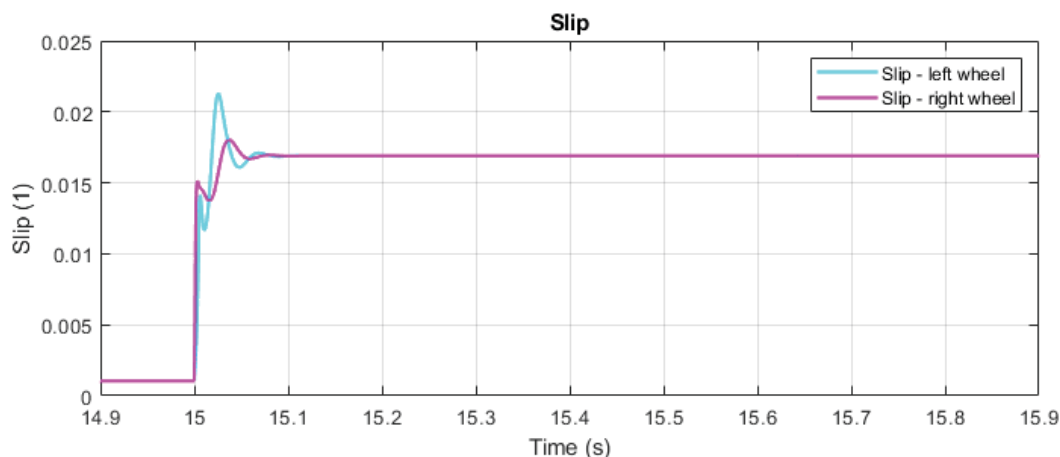


Obr. 4-47 ZOP – Časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

- Snížení adheze na obou kolech hnacího dvojkolí.



Obr. 4-48 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

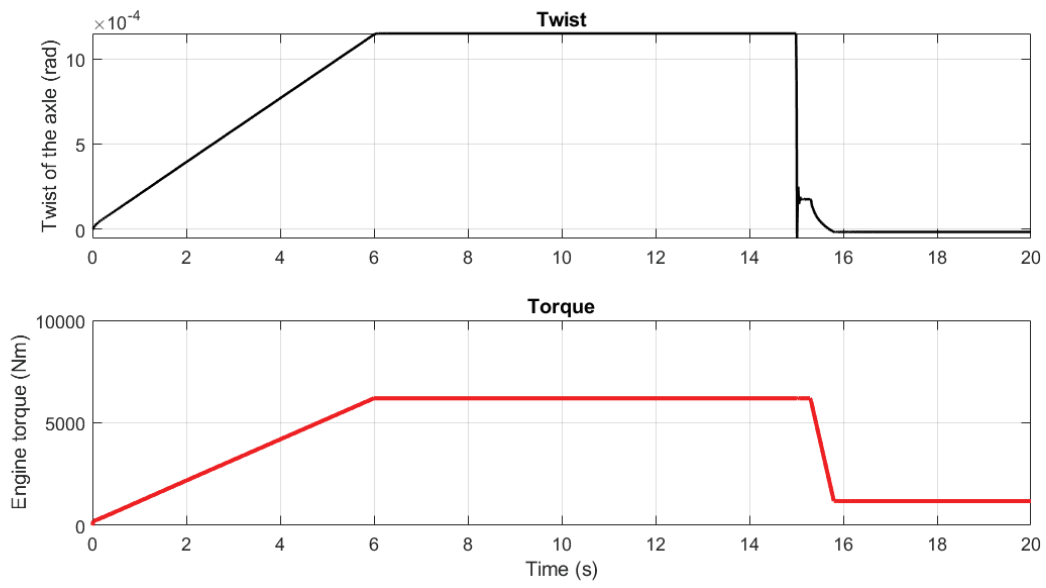


Obr. 4-49 ZOP – Časový průběh skluzů na jednotlivých kolech.

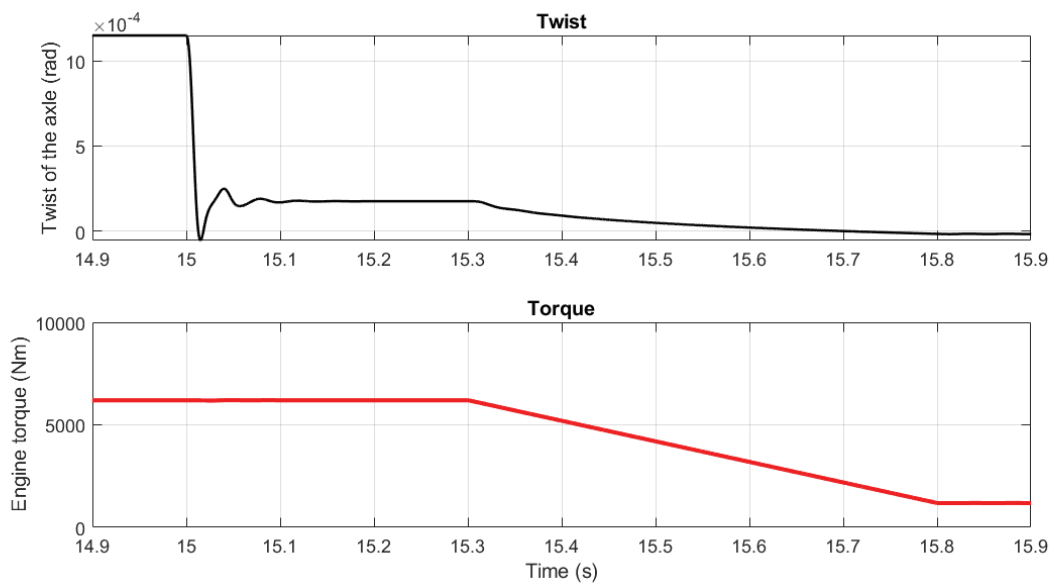
Grafy na obr. 4-50 až obr. 4-67 znázorňují chování dvojkolí za situace, kdy trakční motor produkuje větší hodnoty hnacího momentu a dochází k prudkému zhoršení stavu adheze mezi kolem a kolejnicí. Parametr kvality tratě je snížen z hodnoty 1 na 0 v čase $t=15$ s. Simulace jsou prováděny v rozsahu rychlostí vozidla ($5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ až $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$).

- Rychlost $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, hnací moment 60% maxima

Za této situace ještě nedochází ke ztrátě adheze celého dvojkolí. Nedostatek adheze na jednom kole je kompenzován adhezí kola druhého. To se projeví mírným torzním rozkmitáním dvojkolí, jak je vidět na obr. 4-51.



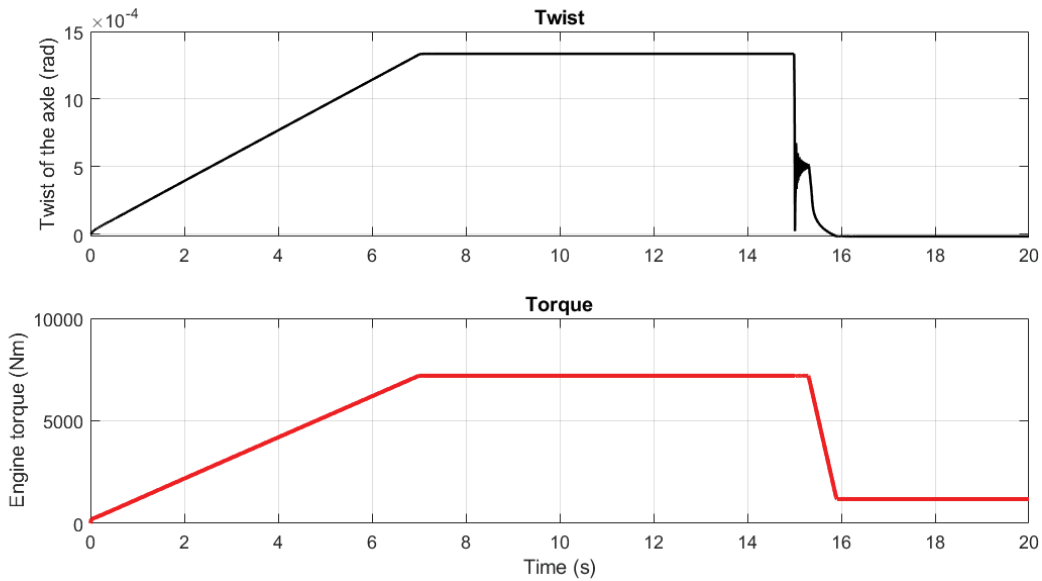
Obr. 4-50 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



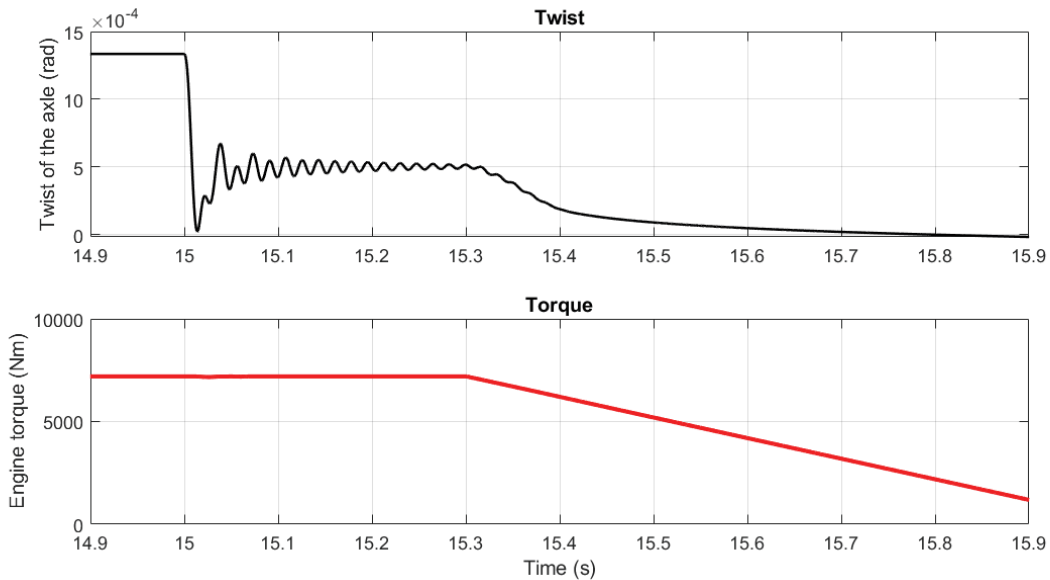
Obr. 4-51 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

- Rychlost $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, hnací moment 70% maxima.

Za této situace ještě nedochází ke ztrátě adheze celého dvojkolí. Nedostatek adheze na jednom kole je kompenzován adhezí kola druhého. To se projeví mírným, časově delším torzním rozkmitáním dvojkolí, které se stihne ztlumit, jak je vidět na detailu níže, viz obr. 4-53.



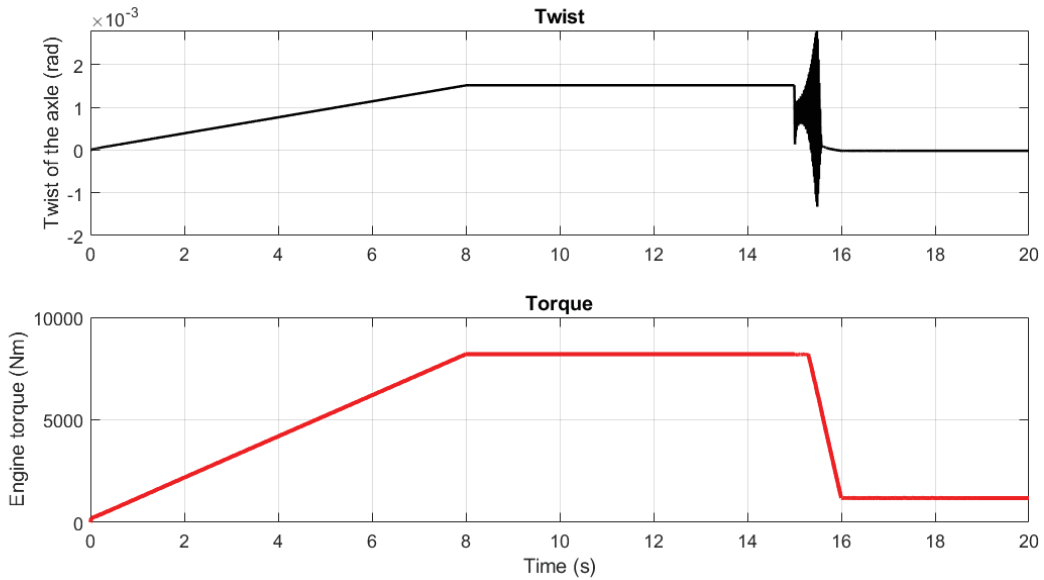
Obr. 4-52 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



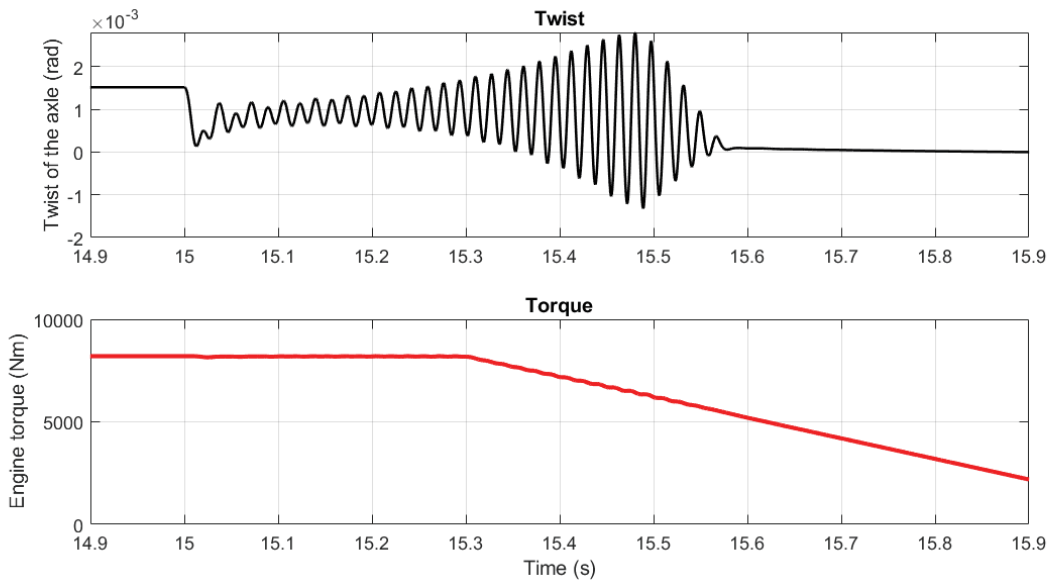
Obr. 4-53 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

- Rychlost 5 m.s⁻¹, hnací moment 80% maxima.

Při této hodnotě momentu dochází ke zřetelnému torznímu rozkmitání dvojkolí, viz obr. 4-54 a obr. 4-55. Časový průběh zhruba odpovídá době snížení momentu z hodnoty počáteční na hodnotu sníženou.



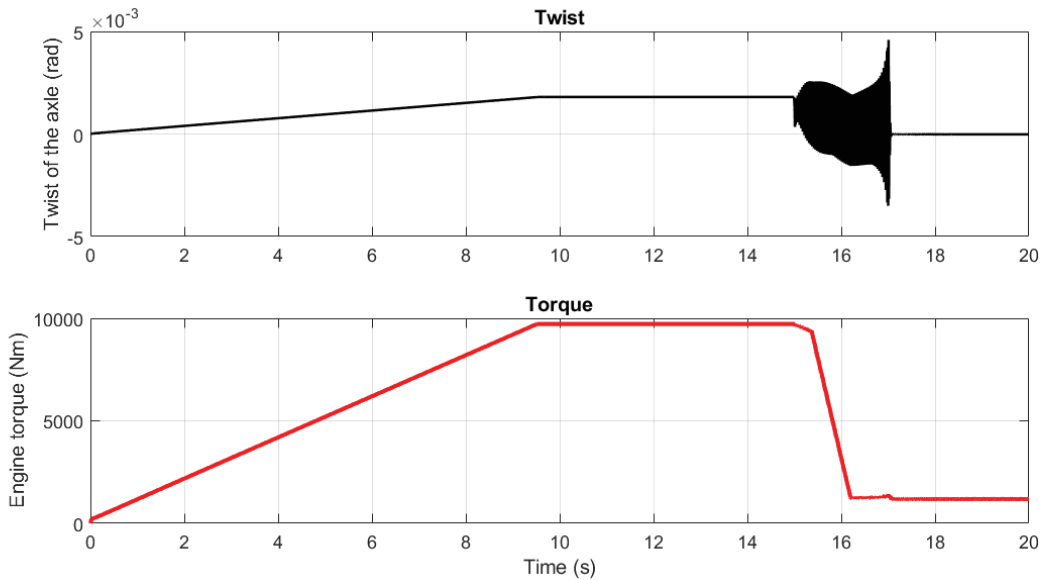
Obr. 4-54 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



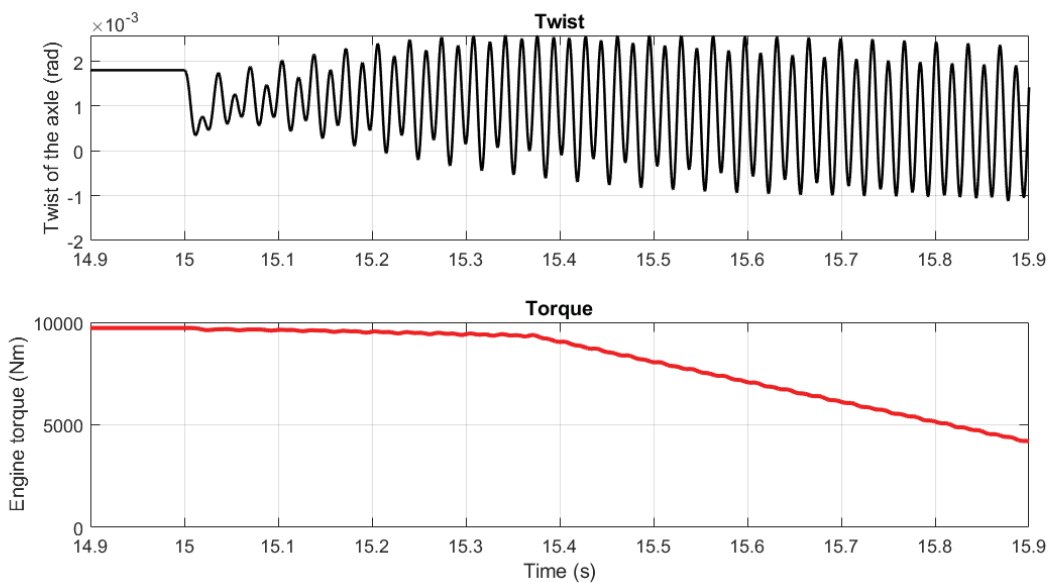
Obr. 4-55 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

- Rychlost $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, hnací moment 100% maxima.

Při této hodnotě momentu již vznikly znatelné torzní oscilace s dlouhou dobou ustálení, viz obr. 4-57.



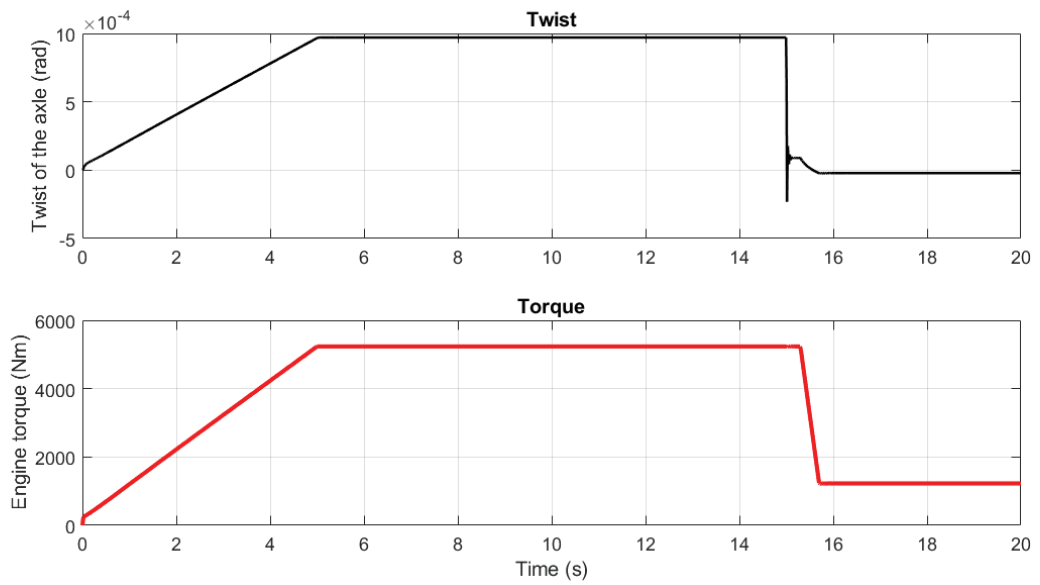
Obr. 4-56 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



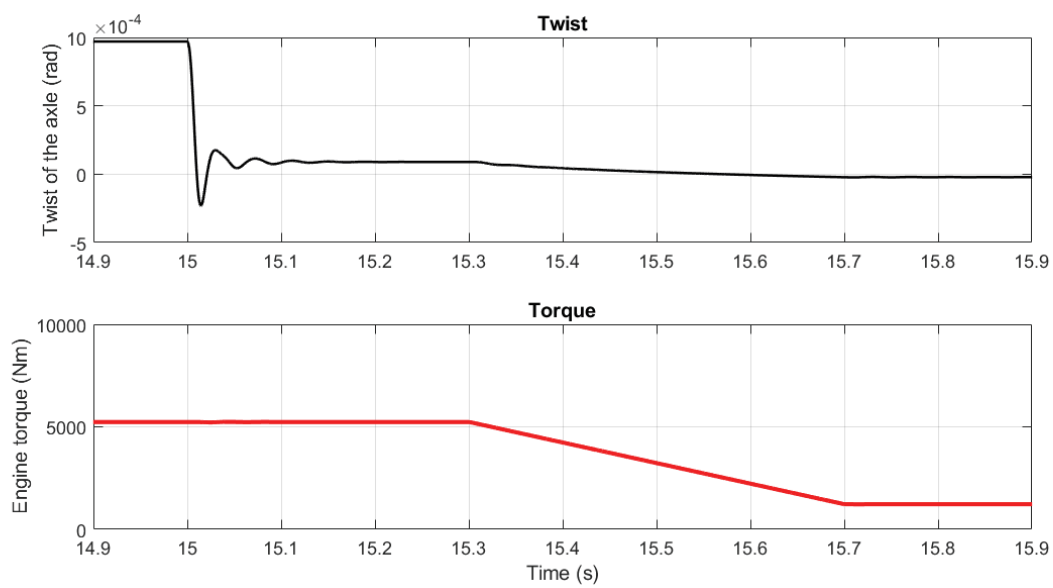
Obr. 4-57 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

Obdobné průběhy torzních kmitů dvojkolí jsou i pro případy jízdy rychlostí vozidla $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, tj 36 km/h. Opět pro hodnoty 60%, 70% a 100% hnacího momentu.

- Rychlost 10 m.s⁻¹, hnací moment 60% maxima.



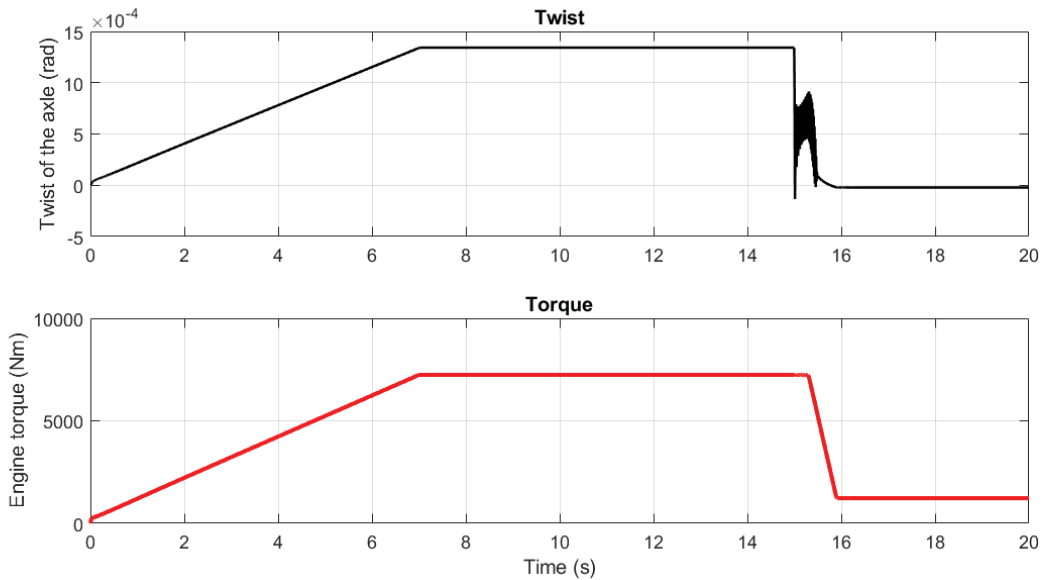
Obr. 4-58 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



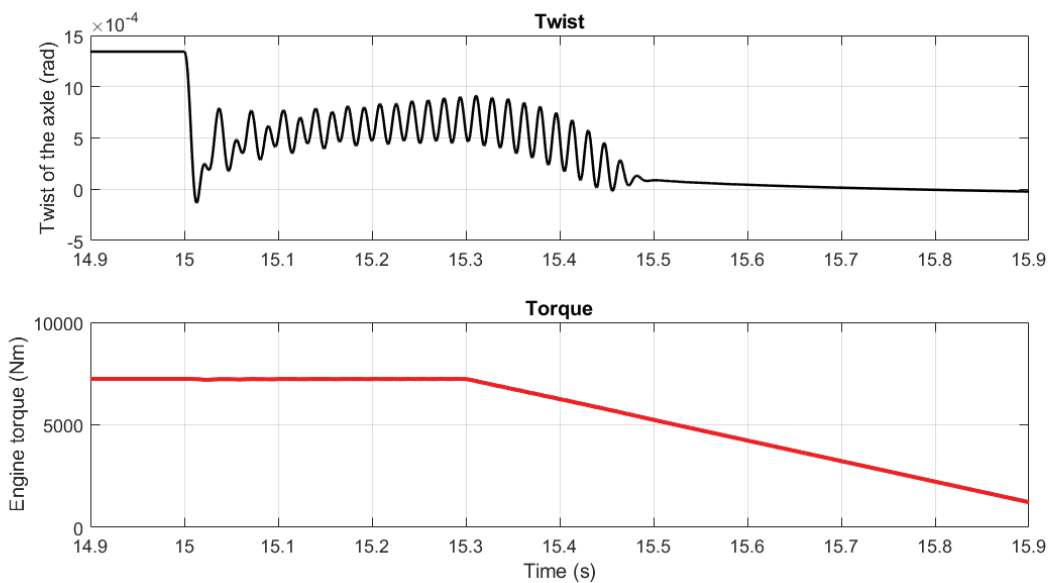
Obr. 4-59 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

- **Rychlost 10 m.s⁻¹, hnací moment 70% maxima**

Při této velikosti momentu dochází ke ztrátě adheze a k mírnému rozkmitání dvojkolí. Průběh je znázorněn na grafech.

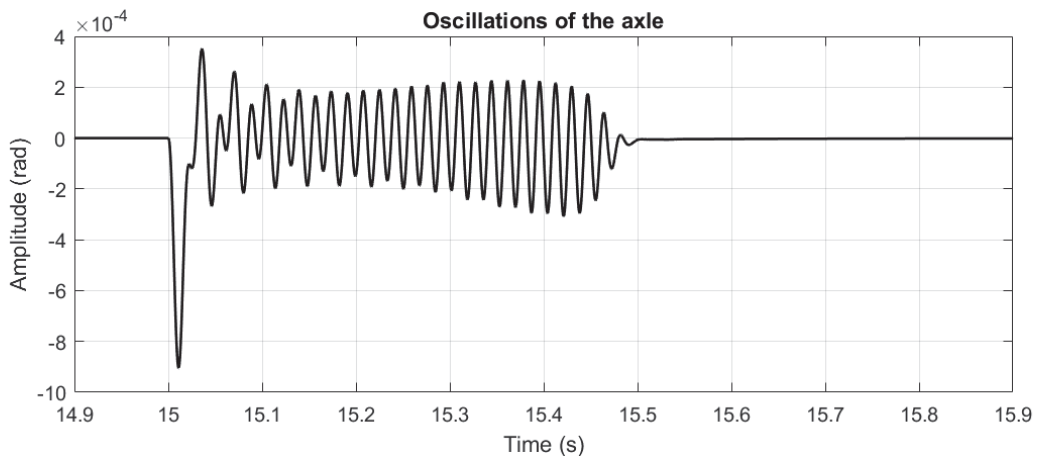


Obr. 4-60 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



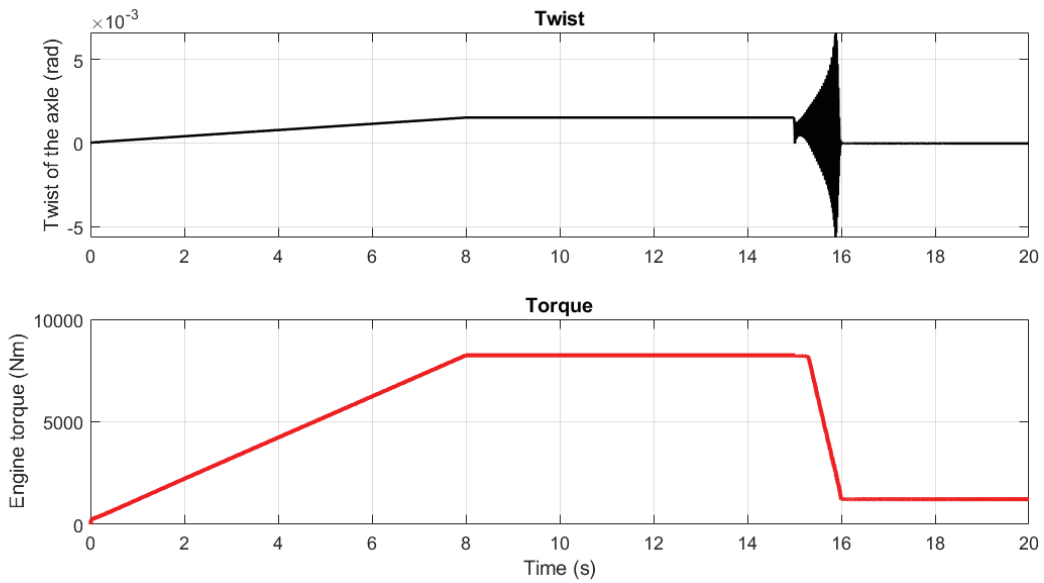
Obr. 4-61 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.

Detail samotných oscilací je na dalším obrázku. Zkrut nápravy je filtrován pomocí filtru Highpass – frekvence horní propusti 5 Hz.

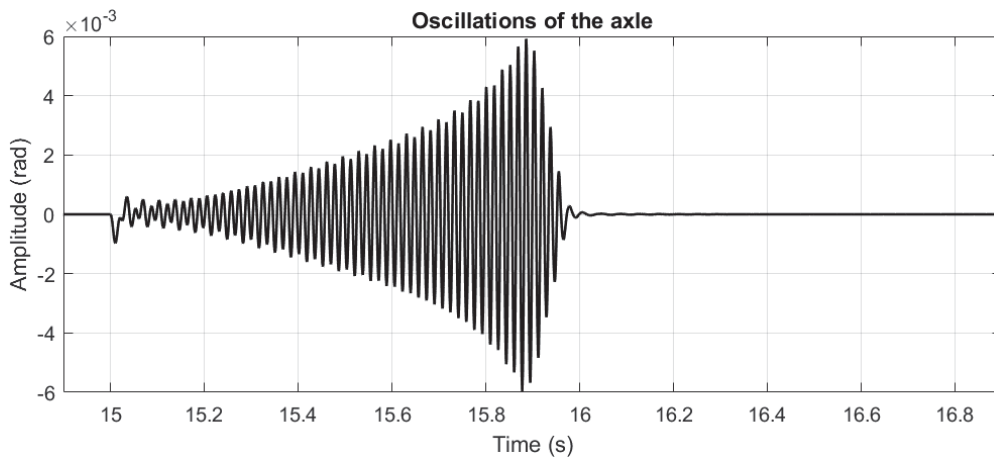


Obr. 4-62 ZOP – Časový průběh torzních oscilací.

- Rychlost 10 m.s⁻¹, hnací moment 80% maxima.

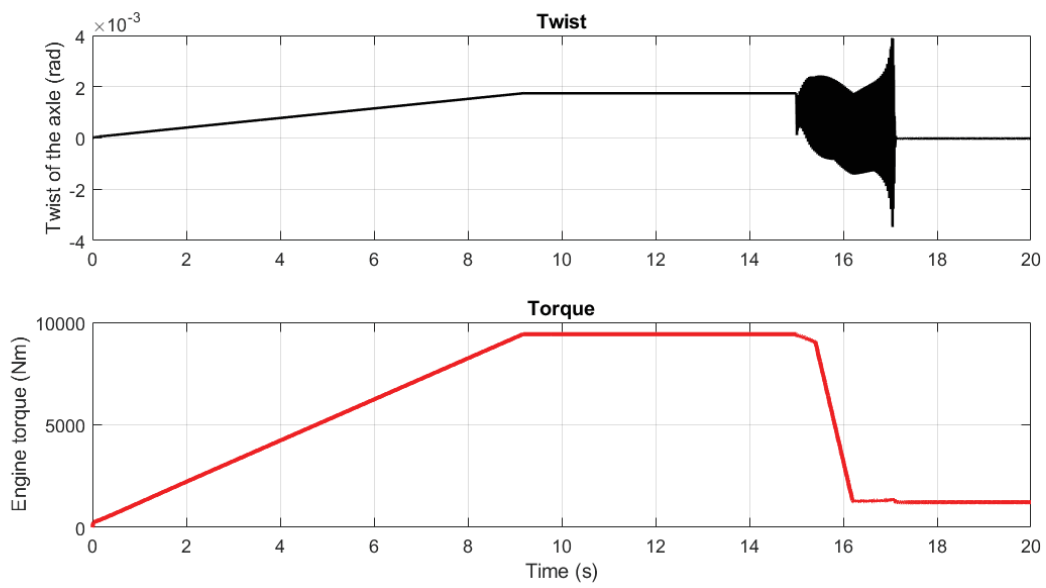


Obr. 4-63 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.

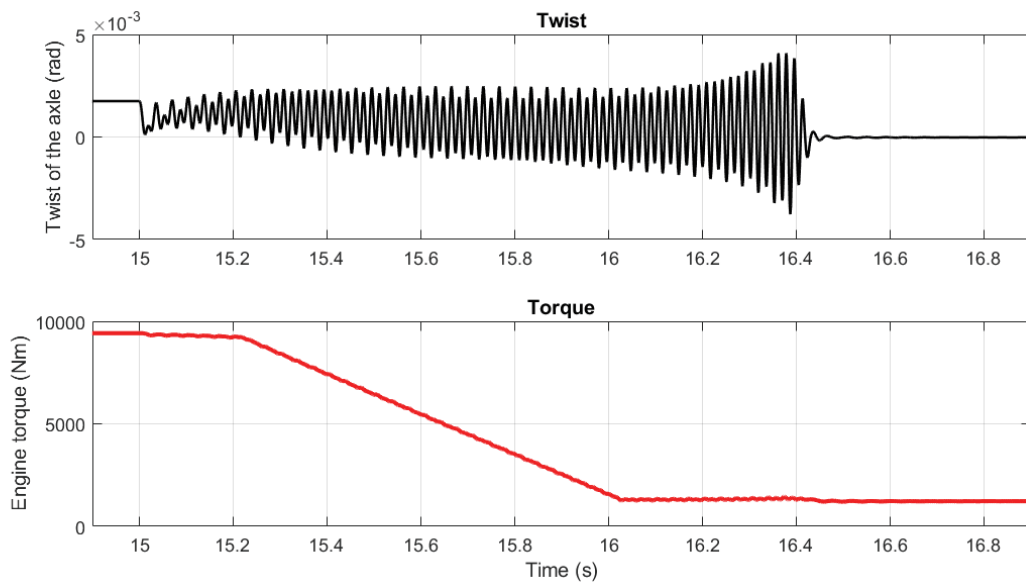


Obr. 4-64 ZOP – Časový průběh torzních oscilací.

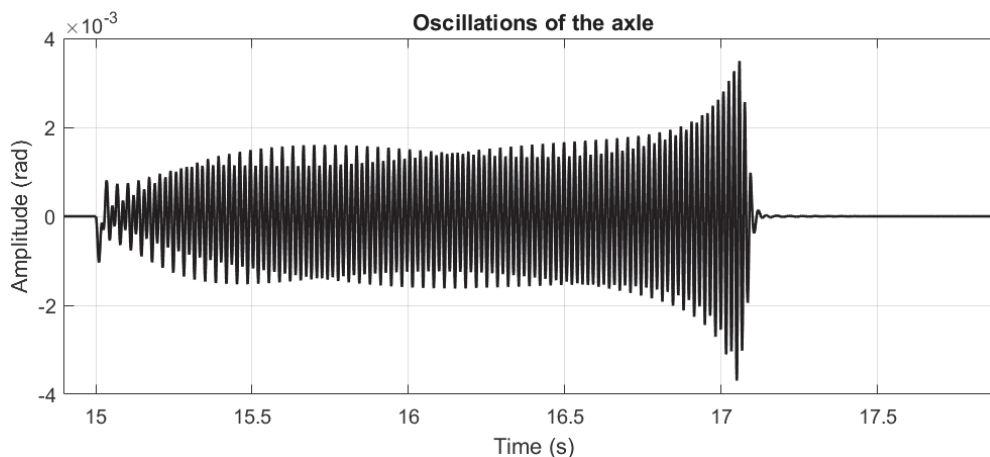
- Rychlost 10 m.s⁻¹, hnací moment 100% maxima.



Obr. 4-65 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



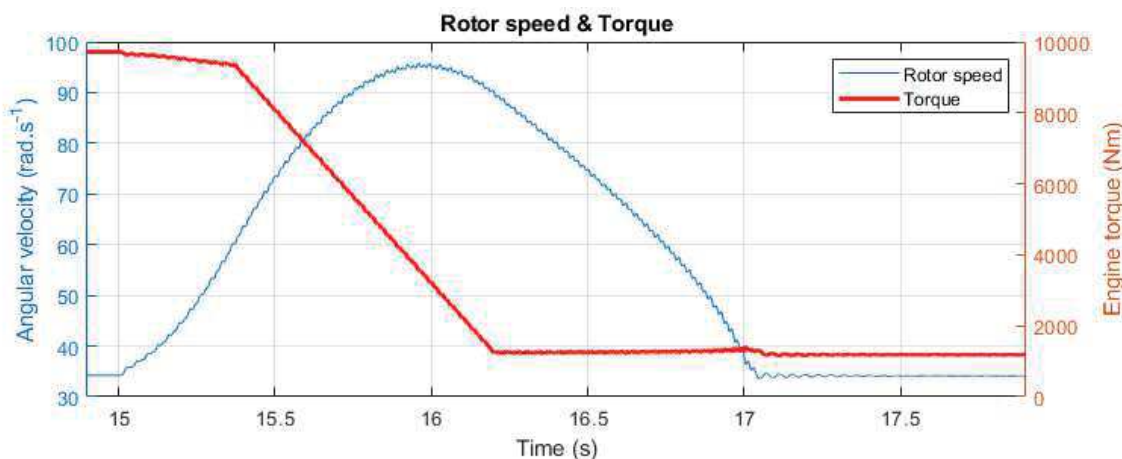
Obr. 4-66 ZOP – Časový průběh zkroucení nápravy a momentu – detail.



Obr. 4-67 ZOP – Časový průběh torzních oscilací.

Z časových průběhů je patrná různá doba trvání oscilací. To je zpravidla dáno tím, zda se dvojkolí po ztrátě adheze stále nachází v prokluzu, anebo už došlo k ustálení – obnovení adheze. Následující graf ukazuje průběh úhlové rychlosti rotoru při prokluzu dvojkolí. Z něj je patrné, že při ztrátě adheze (čas $t=15$ s) se dvojkolí začne rychle roztáčet a teprve v závislosti na snižování hnacího momentu motoru (zde od času $t=15.3$ s) se tento nárůst zmírňuje. Ve chvíli, kdy se moment hnacího motoru sníží na minimální hodnotu (přibližný čas $t=16.2$ s) se otáčky začnou prudce snižovat až do ustálení.

Proces ustálení sebou nese dodatečné rozkmitání dvojkolí v posledních desetínách časového průběhu. Jde o situaci, kdy se pracovní bod skluzu dostává z oblasti nestabilní do oblasti stabilní a vlivem kmitání kol se krátkodobě pohybuje v tzv. hraničním cyklu (z německého Grenzyklus), tj. krátkodobé obnovení adheze a její následná ztráta.

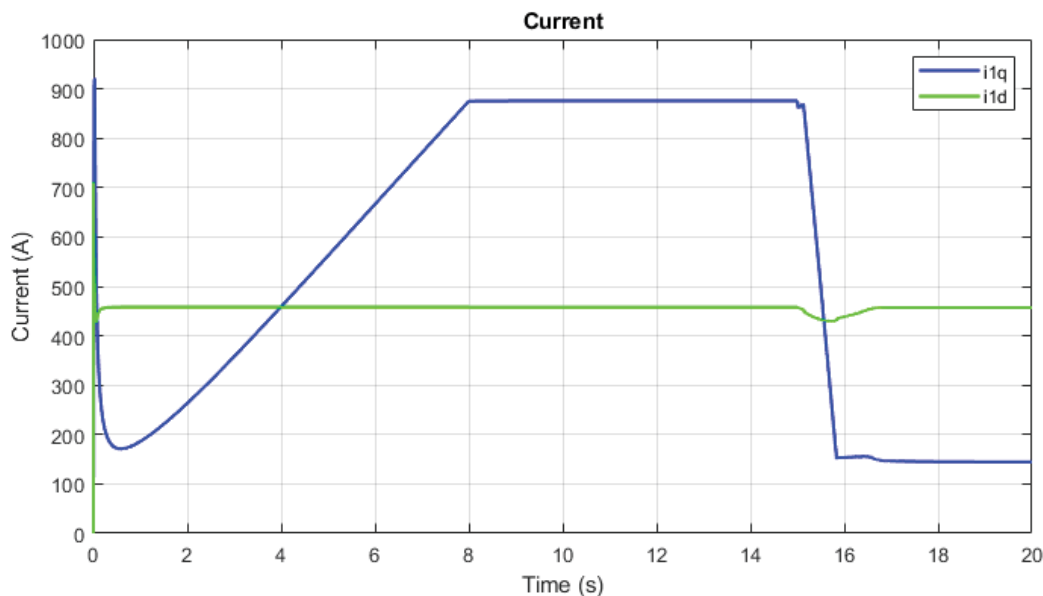


Obr. 4-68 ZOP – Časový průběh otáček a momentu motoru.

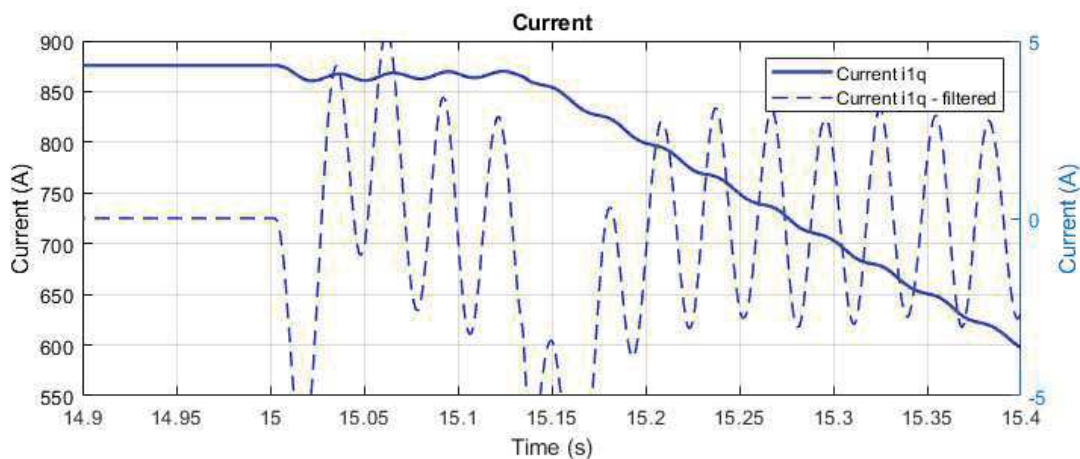
4.5.4.4. Vliv na elektrické veličiny pohonu

Grafy na obr. 4-69 a obr. 4-70 zobrazují časový průběh proudů a detail chování momento-tvorného proudu $i1q$ v okamžiku prokluzu.

4.5.4.4.1. Částečně odpružený pohon



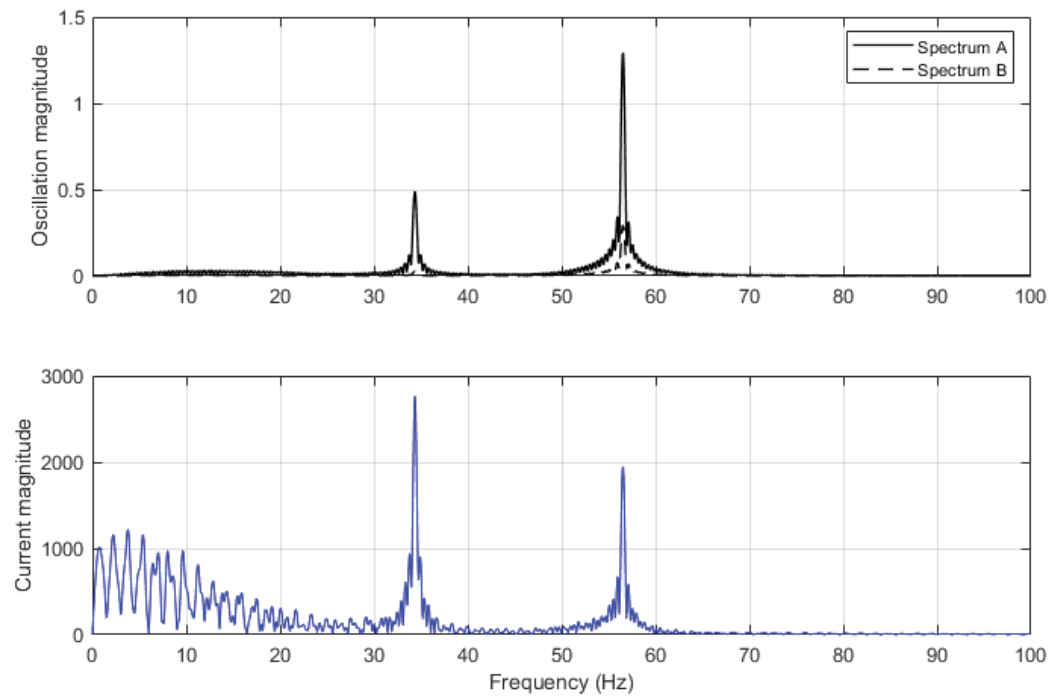
Obr. 4-69 ČOP – Časový průběh proudových veličin.



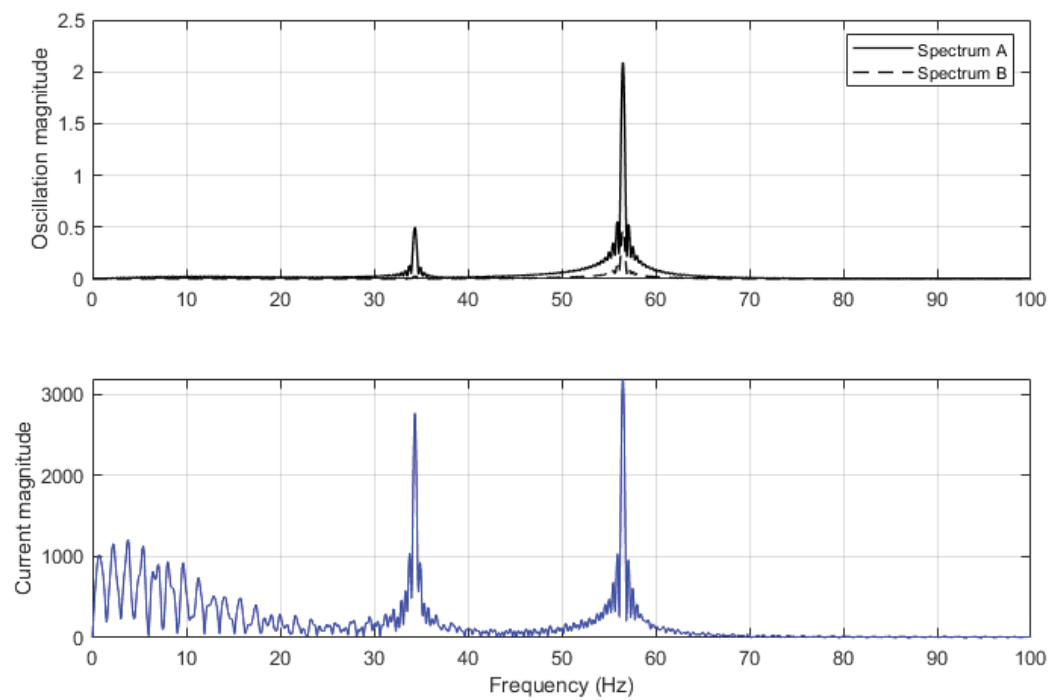
Obr. 4-70 ČOP – Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

Z vyfiltrovaného průběhu je patrné mírné zvlnění proudu. Z průběhu je zřejmé, že k určitému rozkmitání dochází souběžně se ztrátou adheze v čase $t=15$ s a postupně narůstá s roztáčením dvojkolí.

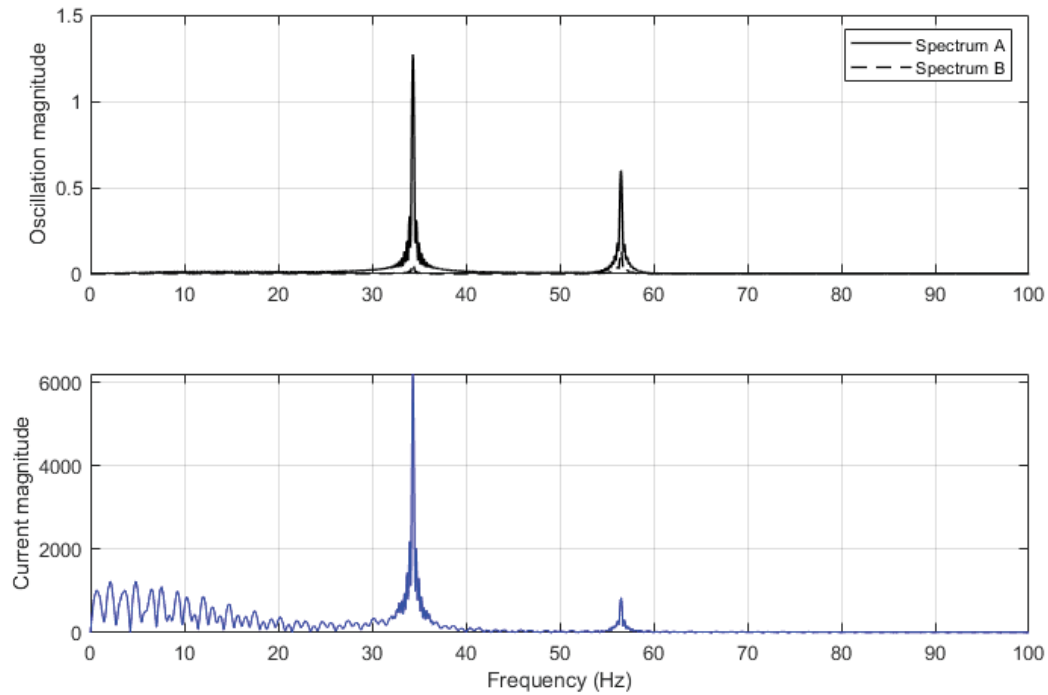
Podstatné je, frekvence kmitajícího dvojkolí je totožná s frekvencí kmitů momentotvorného proudu. To je zřetelné z obrázků obr. 4-71 až obr. 4-73, kde je znázorněno frekvenční spektrum kmitání dvojkolí a proudu. Viditelná maxima se nachází na frekvenci cca 35 Hz a 55 Hz.



Obr. 4-71 ČOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz pravého kola.



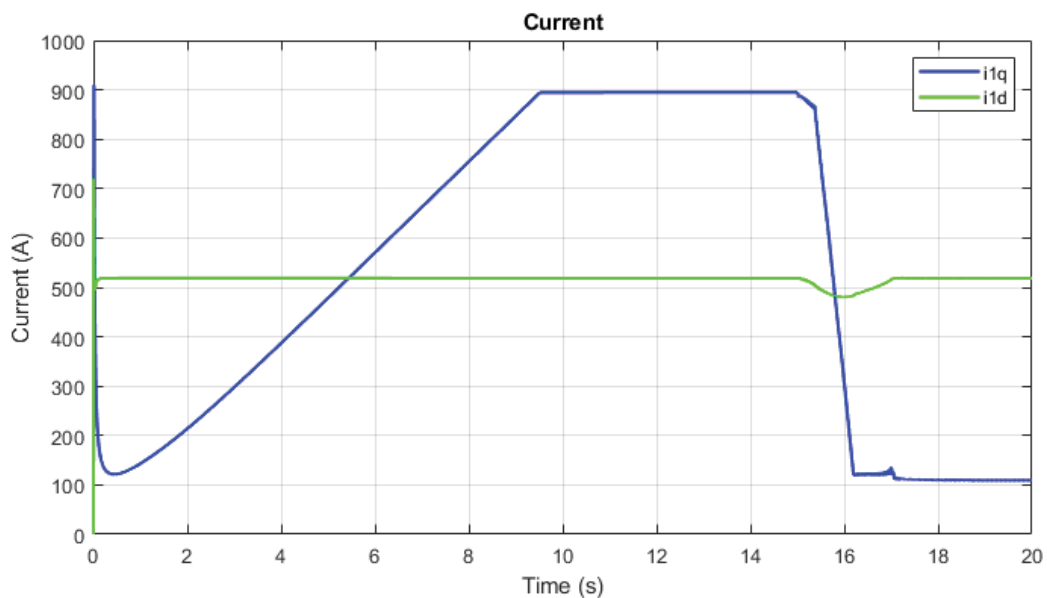
Obr. 4-72 ČOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz levého kola.



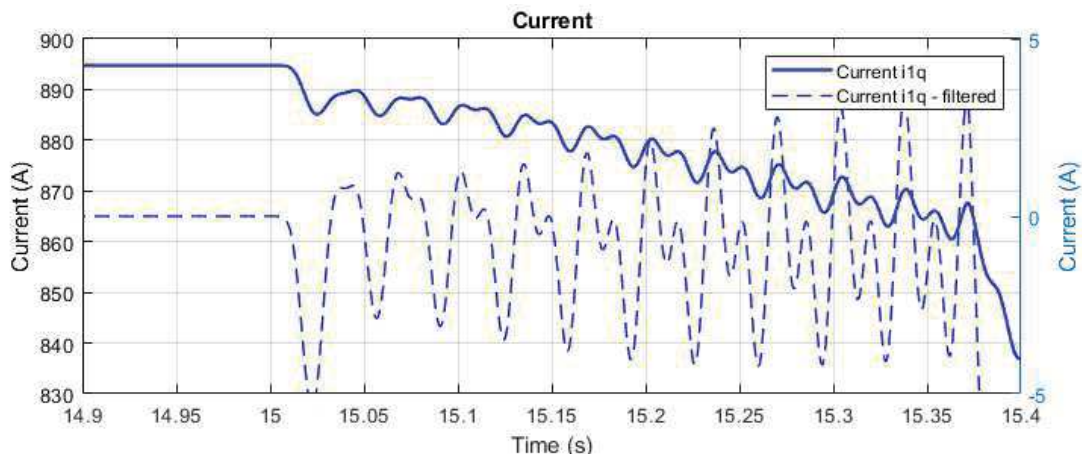
Obr. 4-73 ČOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz obou kol.

To odpovídá napěťovým rovnicím, viz kapitola 2.3.2.5.1.1, které přímo operují s aktuálními otáčkami rotoru. Za předpokladu, že se dvojkolí chová jako kmitající mechanický systém, by měly být kmity dvojkolí přeneseny až na rotor, což by se mělo projevit do jeho elektrických veličin.

4.5.4.4.2. Zcela odpružený pohon



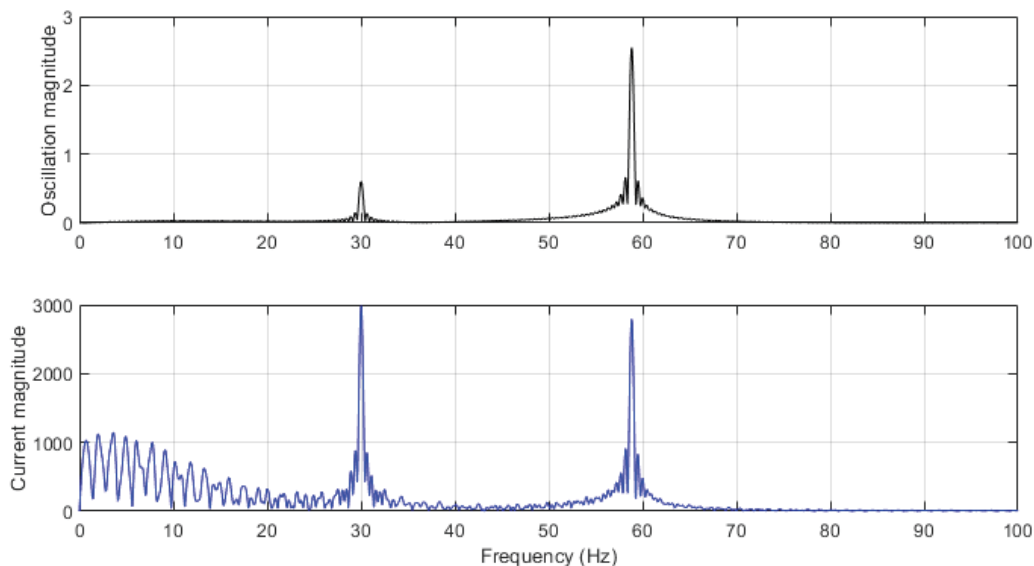
Obr. 4-74 ZOP – Časový průběh proudových veličin.



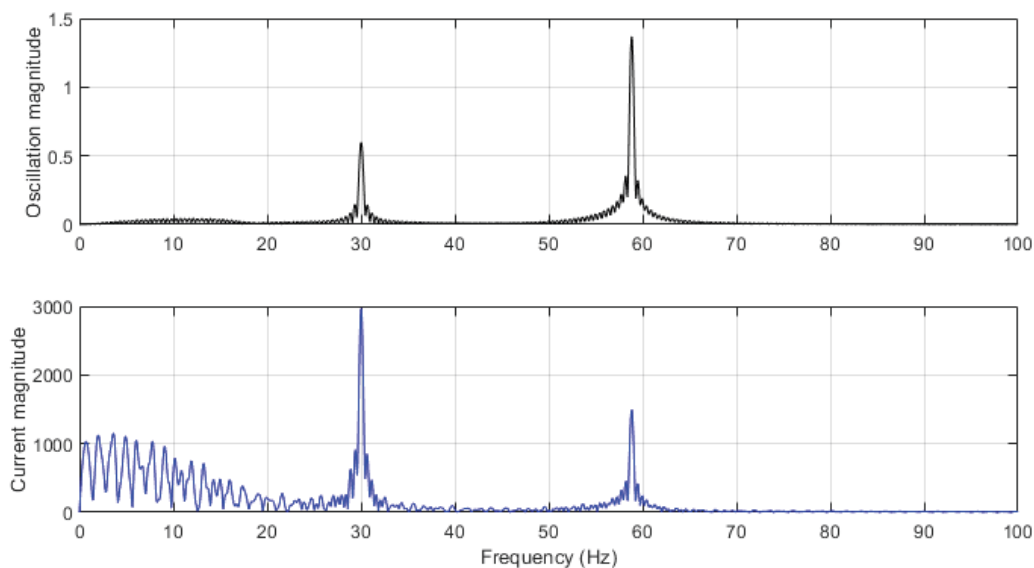
Obr. 4-75 ZOP – Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

Z vyfiltrovaného průběhu je patrné mírné zvlnění proudu. Z průběhu je zřejmé, že k určitému rozkmitání dochází souběžně se ztrátou adheze v čase $t=15$ s a postupně narůstá s roztáčením dvojkolí.

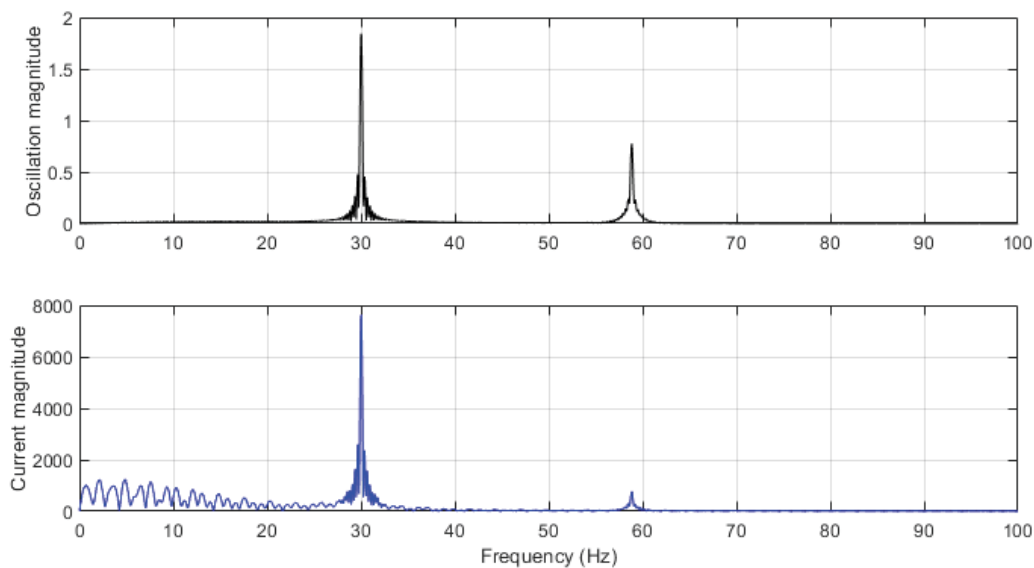
Podstatné je, že frekvence kmitajícího dvojkolí je totožná s frekvencí kmitů momentotvorného proudu. To je zřetelné z obrázků obr. 4-76 až obr. 4-78, kde je znázorněno frekvenční spektrum kmitání dvojkolí a proudu. Viditelná maxima se nachází na frekvenci cca 30 Hz a 57 Hz.



Obr. 4-76 ZOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz pravého kola.



Obr. 4-77 ZOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz levého kola.



Obr. 4-78 ZOP – Spektrální výkonová hustota oscilací dvojkolí a proudu i_{1q} – prokluz obou kol.

4.5.5. Diskuze změřených hodnot

Z naměřených průběhů sledovaných veličin provedených simulací vyplývají následující poznatky:

- Oscilace dvojkolí vznikají za vyšších hodnot hnacích momentů. Amplituda torzních oscilací se zvyšuje současně se zvyšujícím se momentem.
- Při vyšších rychlostech jízdy lze pozorovat velmi vysoké amplitudy i při působení nižších momentů.
- Oscilace torzních kmitů dvojkolí jsou přenášeny do elektrických veličin motoru.
- Amplituda oscilací proudů je úměrná amplitudě torzních kmitů dvojkolí.

4.5.5.1. Výskyt torzních oscilací v pohonech

Výskyt torzních oscilací je obecně spjat se ztrátou adheze mezi kolem a kolejnicí. Zpravidla jde o souběh vyššího momentu a snížení adheze. Především za nižších rychlostí vozidla (5–10 m.s⁻¹) s nižší hodnotou momentu (60% maxima) je zřejmé, že dvojkolí kmitají minimálně, anebo vůbec. Dostatek tření vede k tomu, že se pracovní bod posune na jiný ustálený stav bez dalších dopadů. Hodnoty amplitud oscilací po filtraci signálu se pohybují v řádu 10⁻⁴ rad. To odpovídá hodnotám 0,001-0,01° podle vztahu:

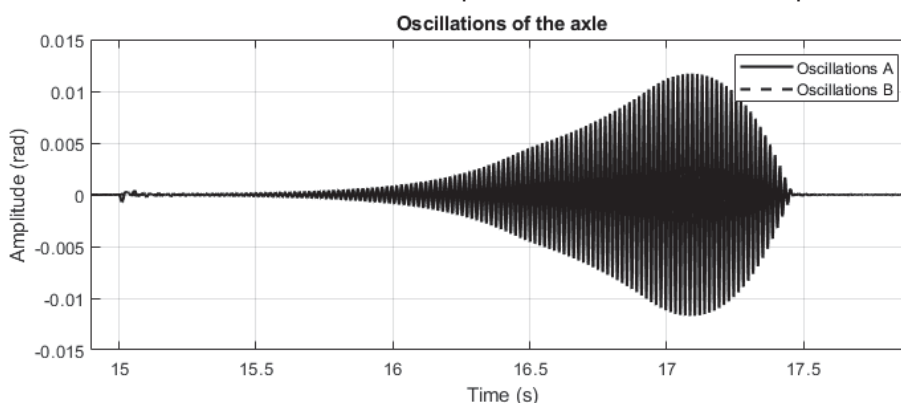
$$\varphi [^\circ] = \varphi [rad] \cdot \frac{180}{\pi} \quad (4.59)$$

Za vyšších hodnot momentu (cca 80% maxima) se začínají objevovat amplitudy řádově větší, viz [58] a [61].

4.5.5.2. Výrazné torzní oscilace za vyšších rychlostí

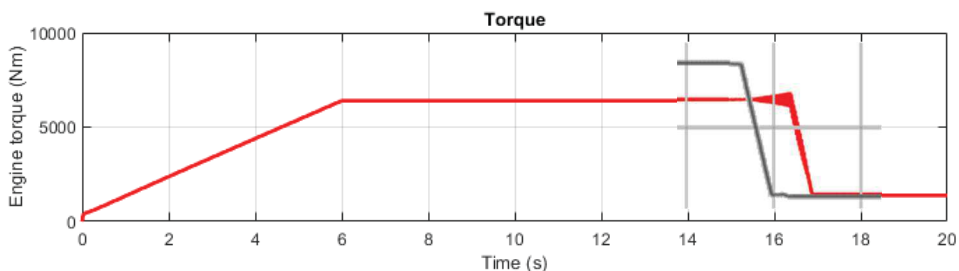
Zajímavé je chování pohonu za vyšší rychlosti (20 m.s⁻¹), kdy se amplitudy dostávají na hodnoty v řádu 0,01 rad (0,1-1°) viz [61], [62] a [63] a obr. 4-79. To lze přisoudit dvěma faktorům:

- Součinitel tření se dle Curtiuse a Knifflera [11] se zvyšující se rychlostí dostává do nižších hodnot a dvojkolí tak snáz prokluzne.
- Kmitá-li pouze jedno z kol tzv. na volném konci nápravy, zatímco druhé má stále zachovanou adhezi, protiskluzová ochrana nezareaguje včas. Hnací moment funguje jako budící účinek a dvojkolí je rozkmitáno na poměrně vysoké amplitudy. Pokud dochází k prokluzu na jiném z kol (případně na obou), dvojkolí jako celek prokluzne téměř okamžitě, čemuž odpovídá i nižší hodnota amplitud.



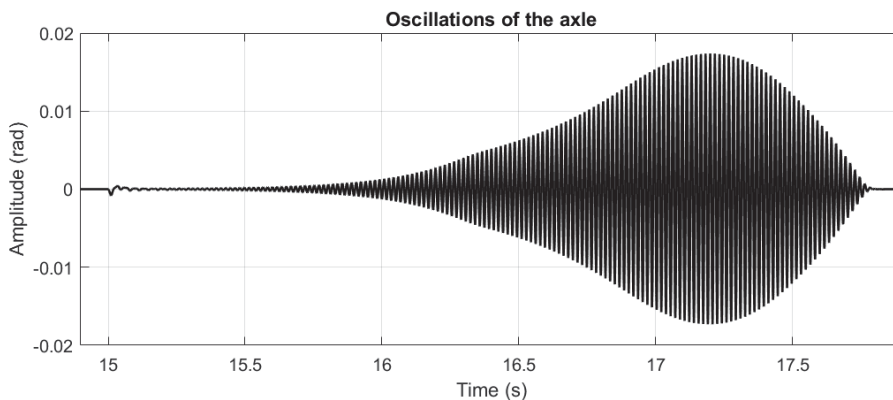
Obr. 4-79 Časový průběh torzních oscilací – částečně odpružený pohon, MH=60%, v=20 m.s⁻¹, prokluz levého kola.

Pozdní reakce protiskluzové ochrany je dobře patrná na průběhu momentu, viz obr. 4-80. K prokluzu kola dochází vždy v čase t=15 s, přičemž aktivace protiskluzové ochrany se v daném případě projevuje až v čase t=16,4 s. Zatímco v ostatních případech je tato reakční doba kratší až o sekundu.



Obr. 4-80 Srovnání momentů pro 60% maxima (červená) a 80% maxima (šedá). Průběh znázorňuje poměrně velkou odezvu u nižší hodnoty momentu.

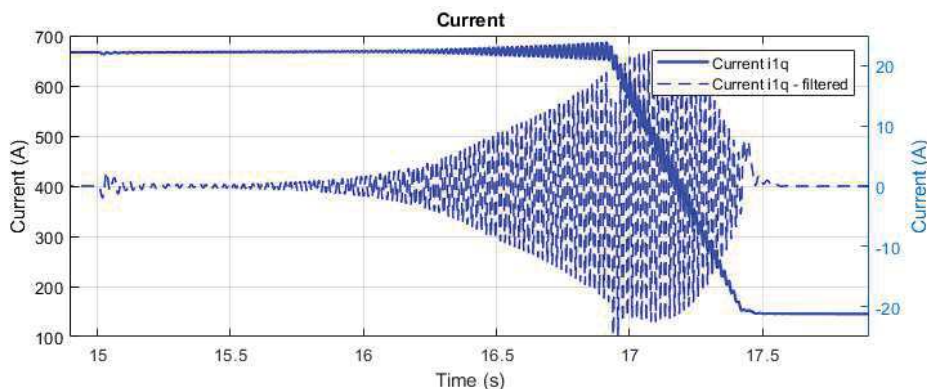
Totožné chování lze vysledovat i u zcela odpruženého pohonu, viz obr. 4-81, kde relativně nízké hodnoty momentů vedou na poměrně velké amplitudy torzních oscilací. A to především při prokluzu pravého kola (volného konce nápravy).



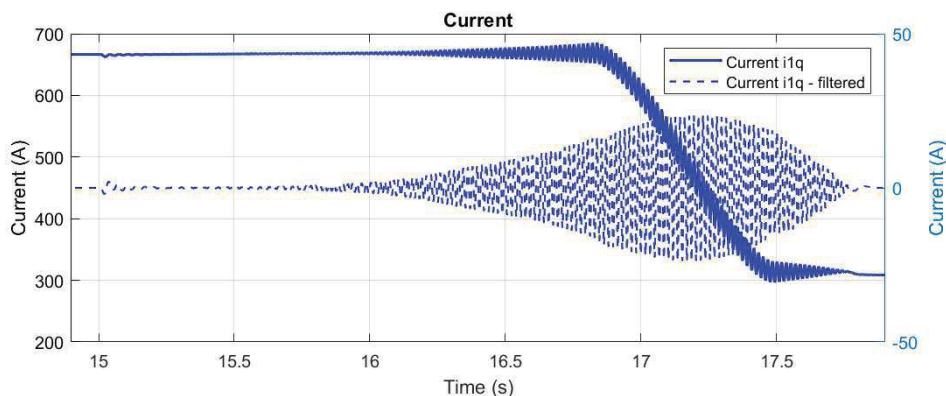
Obr. 4-81 Časový průběh torzních oscilací – zcela odpružený pohon, $MH=60\%$, $v=20$ m.s-1, prokluz pravého (volného) kola.

4.5.5.3. Vazba mezi mechanickými a elektrickými veličinami

Shodně pro oba typy pohonů platí, že při ztrátě adheze začne kmitat i momentotvorný proud i_{1q} , viz obr. 4-82 a 4-83. Lze prohlásit, že tato vazba je okamžitá a přímo navázaná na okamžik kdy jedno z kol ztratí adheze a uvolní se naakumulované předpětí v nápravě.



Obr. 4-82 Časový průběh proudu i_{1q} – detail – částečně odpružený pohon, $MH=60\%$, $v=20$ m.s-1, prokluz levého kola.



Obr. 4-83 Časový průběh proudu i_{1q} – detail – zcela odpružený pohon, $MH=60\%$, $v=20 \text{ m.s}^{-1}$, prokluz pravého kola.

V tabulkách tab. 4-11 až tab. 4-13 je uveden souhrn amplitud oscilací nápravy a proudu pro částečně odpružený pohon. Tabulka vždy uvažuje maximální amplitudu pro danou momentovou hladinu a tomu odpovídající rozkmit proudu. Průběhy bez oscilací značeny N/A.

Částečně odpružený pohon									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	3,5E-04	1,5E-03	3,0E-03	1,0E+00	3,5E-03	2,5E-03	1,2E-02	2,0E-03	2,0E-03
Δi (A)	3	3	7,5	N/A	7,5	6	22	5	4
K (A/rad)	8,6E+03	2,0E+03	2,5E+03	0,0E+00	2,1E+03	2,4E+03	1,8E+03	2,5E+03	2,0E+03

Tab. 4-11 Hodnoty maximálních amplitud oscilací a proudů.

Zcela odpružený pohon – prokluz L + LR									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	3,8E-04	1,3E-03	1,8E-03	5,0E-04	2,0E-03	1,5E-03	1,2E-02	1,5E-03	1,5E-03
Δi (A)	3	7,5	7,5	4	9	4	40	4	5
K (A/rad)	7,9E+03	6,0E+03	4,2E+03	8,0E+03	4,5E+03	2,7E+03	3,3E+03	2,7E+03	3,3E+03

Tab. 4-12 Hodnoty maximálních amplitud oscilací a proudů při prokluzu levého, anebo obou kol.

Zcela odpružený pohon – prokluz R									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	3,8E-04	2,4E-03	5,0E-03	5,0E-04	5,7E-03	4,0E-03	1,8E-02	2,5E-03	3,0E-03
Δi (A)	3	3	10	4	8	7,5	25	5	6
K (A/rad)	7,9E+03	1,3E+03	2,0E+03	8,0E+03	1,4E+03	1,9E+03	1,4E+03	2,0E+03	2,0E+03

Tab. 4-13 Hodnoty maximálních amplitud oscilací a proudů při prokluzu pravého kola.

Kromě maximálních hodnot jsou uvedena také tabulky v čase $t = \langle 0; t_{\text{prokluz}} + \frac{1}{2} t_x \rangle$ (s), viz tab. 4-14 a tab. 4-16, kde čas t_x je polovina časového intervalu probíhající oscilace. Účelem je porovnat maximální a přibližně průměrné hodnoty a zjistit, zdali zde platí přibližně lineární závislosti mezi oscilacemi nápravy a proudem.

Částečně odpružený pohon									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	1,8E-04	7,5E-04	1,2E-03	1,0E+00	1,0E-03	1,0E-03	4,5E-03	1,0E-03	1,0E-03
Δi (A)	2	5,2	3	N/A	2,5	3	8	3	3
K (A/rad)	1,1E+04	6,9E+03	2,5E+03	0,0E+00	2,5E+03	3,0E+03	1,8E+03	3,0E+03	3,0E+03

Tab. 4-14 Hodnoty průměrných amplitud oscilací a proudů.

Zcela odpružený pohon – prokluz L + LR									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	1,8E-04	3,0E-04	6,0E-05	2,4E-04	1,5E-03	7,5E-04	8,0E-03	7,5E-04	6,0E-04
Δi (A)	1	2	2	1	4,3	2,5	40	2,5	2,5
K (A/rad)	5,6E+03	6,7E+03	3,3E+04	4,2E+03	2,9E+03	3,3E+03	5,0E+03	3,3E+03	4,2E+03

Tab. 4-15 Hodnoty průměrných amplitud oscilací a proudů při prokluzu levého, anebo obou kol.

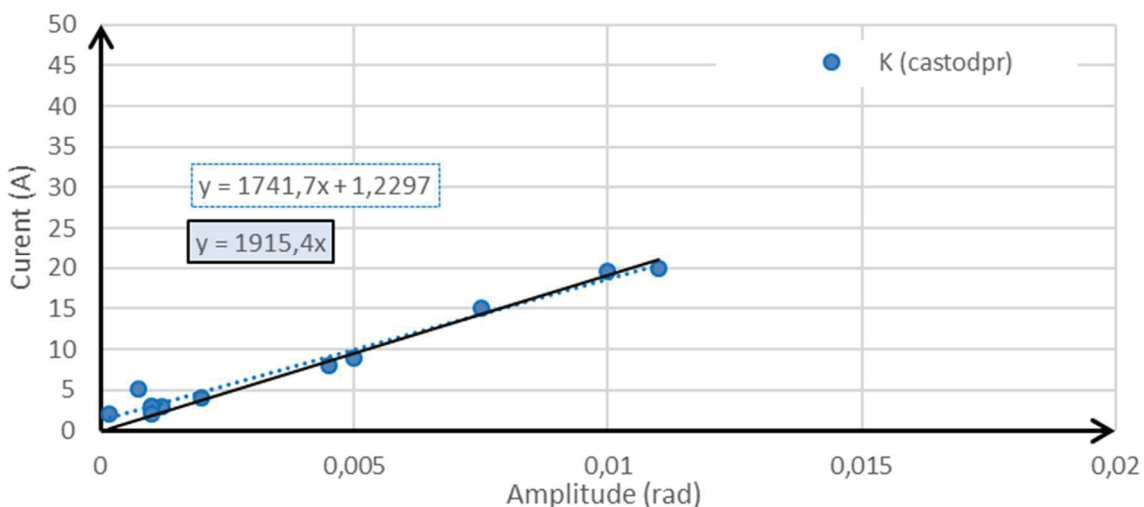
Zcela odpružený pohon – prokluz R									
Rychlost (m.s ⁻¹)	5			10			20		
Moment (%)	60	80	100	60	80	100	60	80	100
φ (rad)	1,8E-04	1,3E-03	2,0E-03	2,4E-04	1,5E-03	1,8E-03	6,0E-03	1,3E-03	1,3E+00
Δi (A)	1	2,3	3	1	2,3	3	10	3	3
K (A/rad)	5,6E+03	1,8E+03	1,5E+03	4,2E+03	1,5E+03	1,7E+03	1,7E+03	2,3E+03	2,3E+00

Tab. 4-16 Hodnoty průměrných amplitud oscilací a proudů při prokluzu pravého kola.

Koeficient K udává poměr mezi výchylkou proudu a zkroucení nápravy dle vztahu

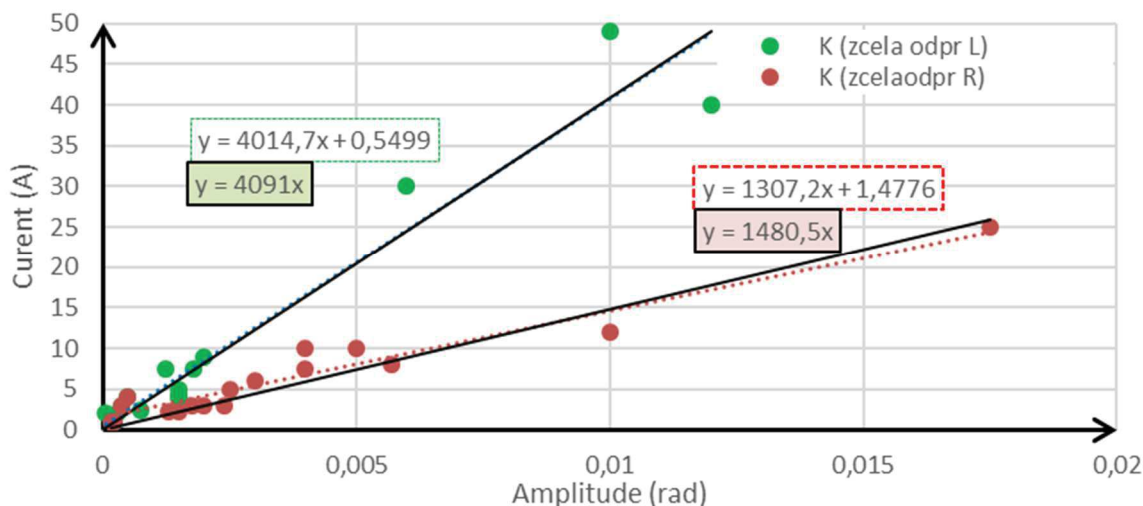
$$K \left[\frac{A}{rad} \right] = \frac{\Delta i}{\varphi} \tag{4.60}$$

Výstupem je dvojice grafických závislostí proud-amplituda, které znázorňují závislost oscilací nápravy na oscilacích proudů, viz obr. 4-84 a obr. 4-85. Grafické závislosti uvažují výše uvedené tabulkové hodnoty a hodnoty dodatečně odečtené z největších zaznamenaných oscilací mimo původně uvažované intervaly.



Obr. 4-84 Závislost oscilací nápravy a proudu částečně odpruženého pohonu.

Z grafických závislostí vyplývá, že existuje přibližně lineární závislost mezi velikostí amplitudy oscilací nápravy a proudové veličiny motoru [66]. Odpovídající regresní křivky a jejich rovnice jsou vždy součástí grafů. Čárkovaná barevná čára udává regresi uvažující nenulový absolutní člen. Černá plná čára pak regresi s nulovým absolutním členem. Podle naměřené amplitudy zvlnění proudu je teoreticky reálné vyhodnotit úroveň oscilací a v případě výraznějších hodnot provést vhodný regulační zásah.



Obr. 4-85 Závislost oscilací nápravy a proudu zcela odpruženého pohonu.

U zcela odpruženého pohonu je při prokluzu levého kola (s přírubou pro dutou hřídel) koeficient K zhruba 2x až 3x větší oproti posuzovaným případům.

4.6. Pokročilý simulační model

Ačkoliv software Matlab Simulink poskytuje poměrně detailní informace o dějích v pohonu, je zde poměrně obtížné až nemožné zahrnout různé vlivy jízdy vozidla, jako jsou nerovnosti tratě, průjezd obloukem, anebo vliv změny kolových sil při působení tažné síly.

Z tohoto důvodu byl souběžně se zjednodušeným matematickým modelem vytvářen podrobnější výpočetní model v prostředí softwaru Simpack. Ten umožňuje zahrnout výše vyčtené vlivy. Zároveň obsahuje modul pro tvorbu kontaktu mezi kolem a kolejnicí, čímž odpadá poměrně složité programování adhezních poměrů, a to i ve více směrech (ne pouze podélný).

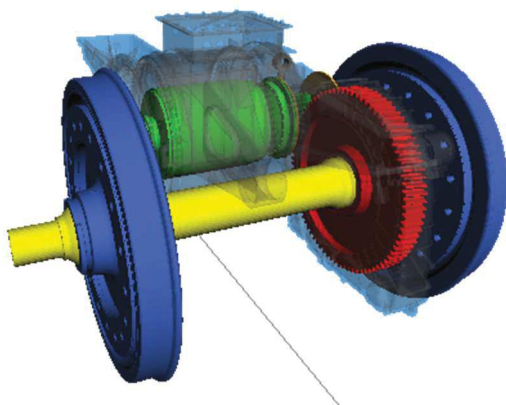
4.6.1. Sestavení modelu

Tak jako v případě zjednodušeného modelu, i zde je uvažována asynchronní lokomotiva s upořádáním pojezdu $B_0'B_0'$. Tzn. dvojice podvozků s individuálním pohonem dvojkolí. Vzorem pro prováděné simulace jsou lokomotivy Siemens Vectron pro variantu částečně odpruženého pohonu a lokomotivy Škoda řada 380 pro variantu zcela odpruženého pohonu. Dílčí výstupy takového porovnání jsou uvedeny v [64].

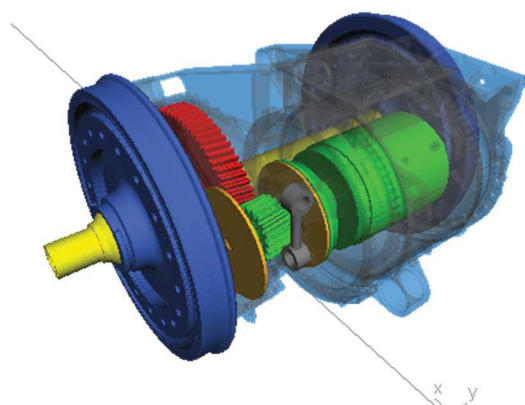
4.6.1.1. Model pohonu

4.6.1.1.1. Částečně odpružený pohon

Model založený na pohonu lokomotivy Vectron, viz obr. 4-86 a obr. 4-87. Trakční motor je pružně tříbodově zavěšen na rámu podvozku. Převodovka je spojena s nápravou dvojkolí v místě velkého ozubeného kola.

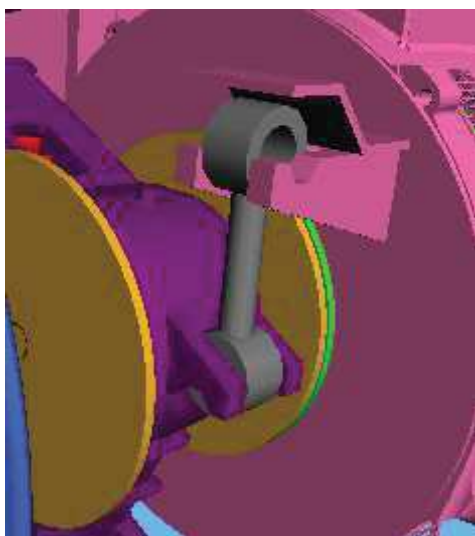


Obr. 4-86 Kompletní MBS model částečně odpruženého pohonu – přední pohled.

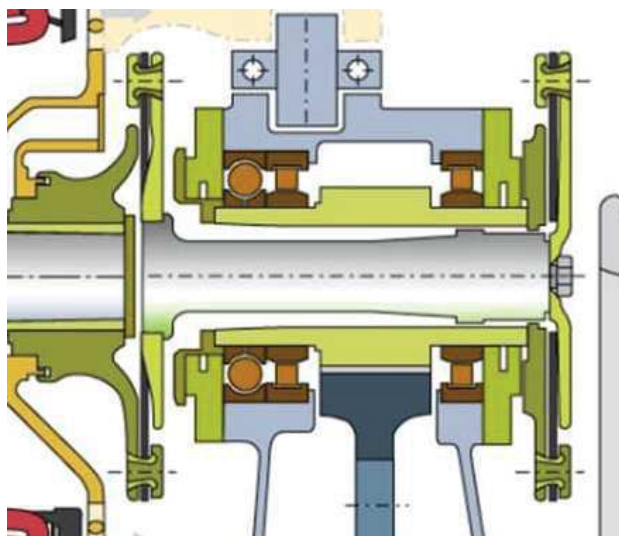


Obr. 4-87 Kompletní MBS model částečně odpruženého pohonu – zadní pohled.

Reakce převodovky je zachycována přes pružnou závěsku, viz obr. 4-88. Ta spojuje skříň převodovky a stator trakčního motoru. To zaručuje poměrně malé relativní pohyby mezi motorem a převodovkou. Ty jsou kompenzovány pomocí kloubové hřídele s diskovými klouby, která prochází skrz dutinu pastorku, viz obr. 4-89.



Obr. 4-88 Detail zavěšení převodovky na trakčním motoru.



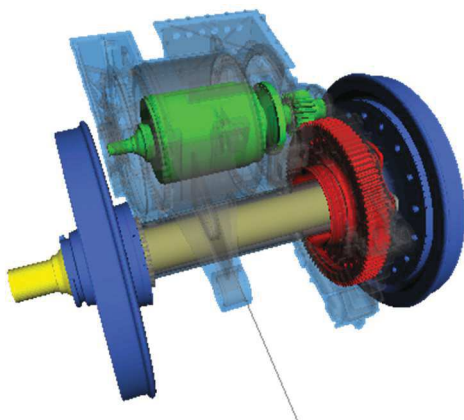
Obr. 4-89 Detail kompenzace relativních pohybů mezi motorem a převodovkou. [17]

Díky převodovce umístěné na dvojkolí asymetricky lze očekávat mírné rozvážení statických kolových sil. Kolo blíže k převodovce je přitížené, kolo vzdálenější naopak odlehčené. Lze tedy očekávat rozdílnou hodnotu tažných sil obou kol při jízdě blízce mezi adheze.

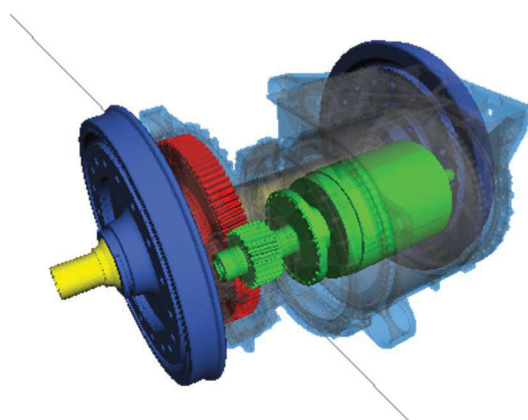
4.6.1.1.2. Zcela odpružený pohon

Model založený na pohonu lokomotivy Škoda řada 380, viz obr. 4-90 a obr. 4-91. Celý pohonný blok je třibodově zavěšen na rámu podvozku. Přenos momentu mezi pohonnou jednotku a dvojkolím je proveden formou duté kloubové hřídele objímající nápravu.

Na straně blíže kola dvojkolí je kloubové spojení řešeno formou sférické zubové spojky, na straně ozubeného kola převodovky formou vícejنيčkové spojky.



Obr. 4-90 Kompletní MBS model zcela odpruženého pohonu – přední pohled.



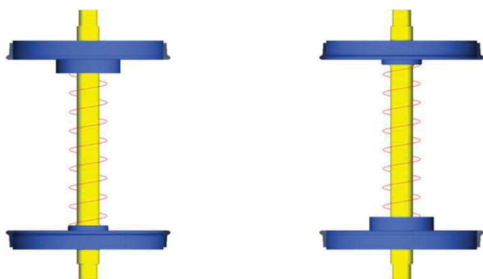
Obr. 4-91 Kompletní MBS model zcela odpruženého pohonu – zadní pohled.

Díky zcela odpruženému individuálnímu pohonu dvojkolí, jehož odpruženou část tvoří integrovaný blok trakčního motoru a převodovky, jehož těžiště je téměř v rovině podélné osy rámu podvozku, je rozvážení kolových sil minimální – je ovlivněno pouze přítomností příruby pro zubovou spojku na jednom z kol dvojkolí. Při dosažení meze adheze by tak mělo dojít k téměř souběžnému prokluzu obou kol.

4.6.1.2. Model podvozku

Základem modelu je dvojice dvojkolí s torzně poddajnými nápravami. Ty jsou zde s ohledem na možnosti softwaru pojaty jako torzní pružiny propojující jednotlivá kola, případně kola s ozubeným kolem u částečně odpruženého pohonu. Takové zjednodušení postihuje pouze torzní dynamiku pohonu a neumožňuje řešit ohybové kmitání nápravy a jiné dynamické účinky. S ohledem na zaměření práce, kterým je torzní kmitání, takové zjednodušení postačuje.

Kompozice modelu je následující. Každé dvojkolí (obr. 4-92) je doplněno svou pohonnou jednotkou, tj. trakčním motorem a převodovkou (obr. 4.93 a 4.94).

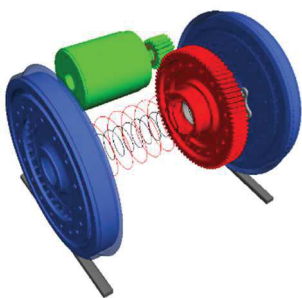


Obr. 4-92 Dvojice torzně poddajných dvojkolí

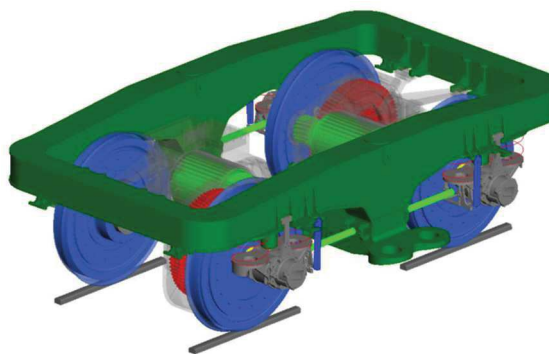


Obr. 4-93 Dvojkolí doplněná o pohony

Jednotlivá dvojkolí, včetně pohonů, jsou svázána do celku prostřednictvím rámu podvozku a dalších nosných struktur, viz obr.4-95.



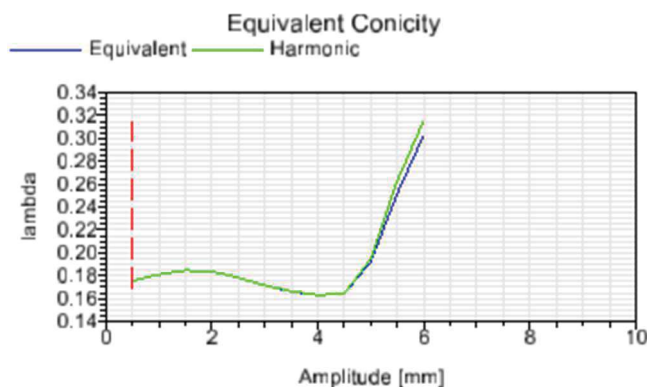
Obr. 4-94 Pohon dvojkolí



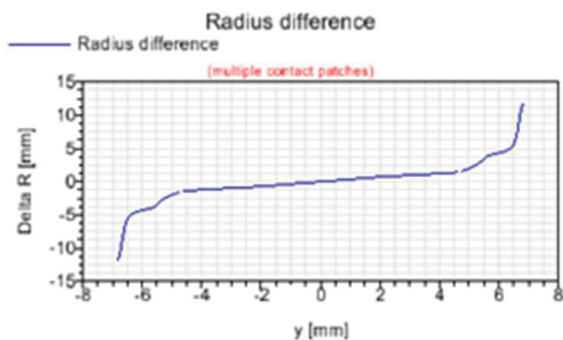
Obr. 4-95 Podvozek lokomotivy

Kontaktní geometrie kolo-kolejnice je převzata z předdefinovaných dat v software Simpack. Model uvažuje následující parametry:

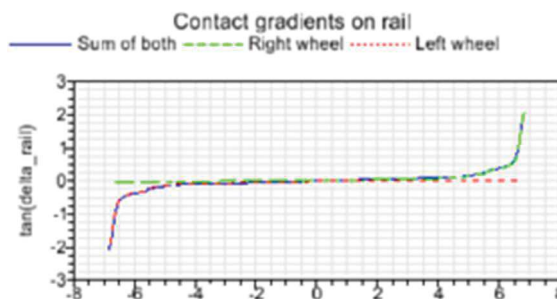
- Profil kola S1002 (UIC ORE),
- kolejnice UIC60,
- sklon kolejnic 1:40,
- rozchod tratě 1435 mm,
- grafické znázornění kontaktní geometrie je na obrázcích obr. 4-96 až obr. 4-99.



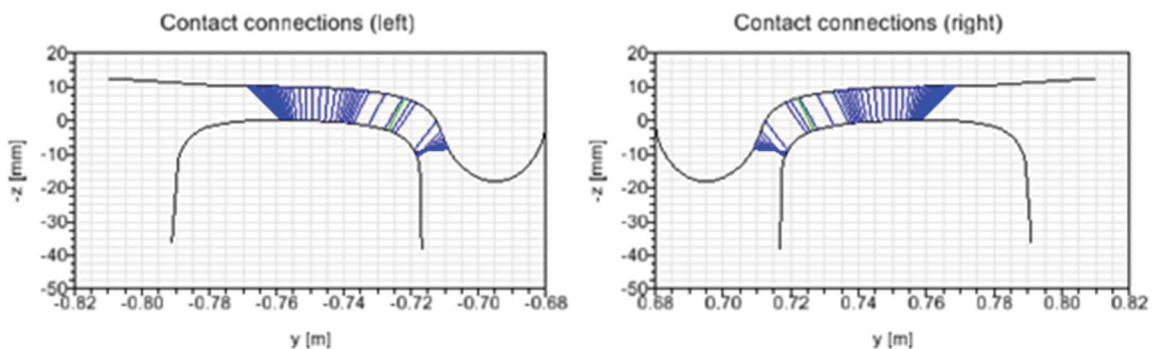
Obr. 4-96 Ekvivalentní konicita



Obr. 4-97 Funkce rozdílu poloměrů (Δr fce.)



Obr. 4-98 Funkce rozdílu úhlů ($\tan \Delta r$ funkce)



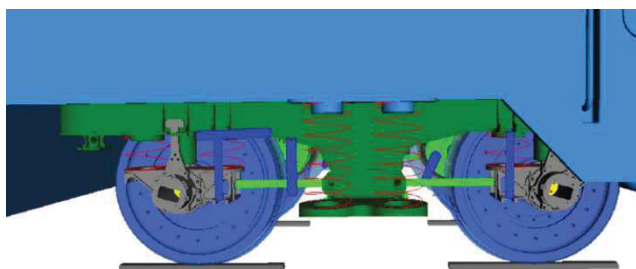
Obr. 4-99 Kontaktní body kolo-kolejnice pro levé a pravé kolo

4.6.1.3. Model vozidla

Na dva totožné podvozky je následně umístěna skříň vozidla, viz obr.4-100. Vše je doplněno o příslušné prvky vypružení (pružiny, tlumiče) a prvky pro přenos sil v řetězci dvojkolí – rám podvozku – skříň vozidla. Přenos podélných sil mezi podvozkem a skříní vozidla je řešen pomocí lemniskátového mechanismu, viz obr.4-101, a to pro oba typy pohonů. Lze říci, že rozdíl mezi jednotlivými typy modelů je pouze v uspořádání pohonu. Hmotnostní a další parametry jsou v maximální možné míře zachovány z důvodu případného porovnání.



Obr. 4-100 Kompletní hnací vozidlo



Obr. 4-101 Detail spojení skříně s podvozkem



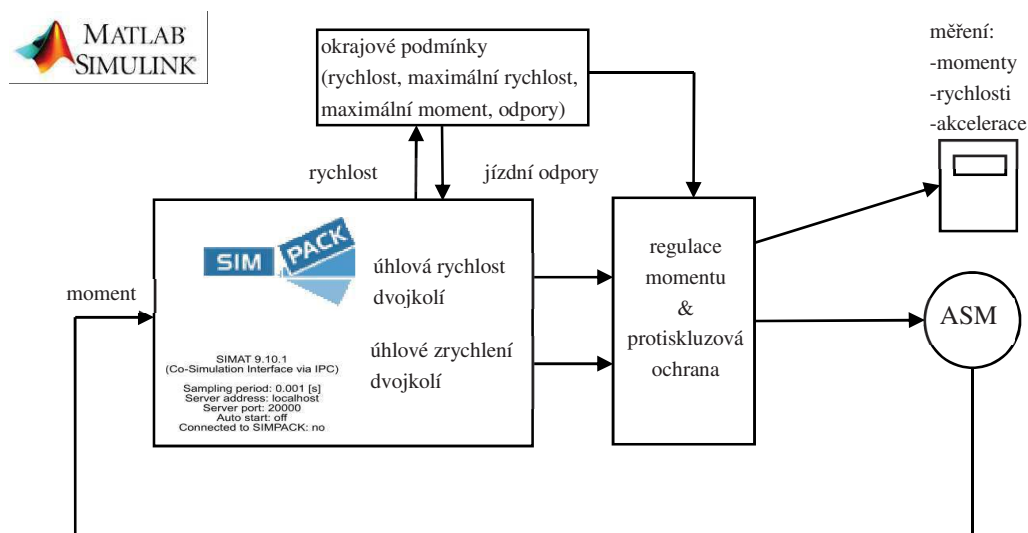
Obr. 4-102 Zavedení síly na šroubovce do modelu vozidla prostřednictvím silového prvku (ikona paralelně spojené pružiny s tlumičem).

Jízdní odpory (síla na spřáhle a odpory vozidla) jsou do modelu vnášeny shodně prostřednictvím šroubovky, viz obr. 4-102. Ta je pomocí silového prvku spojena s náhradním tělesem, značeno **fix**. Toto těleso používá vazbu **Rheonomic rail track joint** – pohybuje se podél osy koleje danou rychlostí. To umožňuje udržet vozidlo při požadované rychlosti a zároveň nastavovat různé úrovně hnací síly vozidla, respektive hnacího momentu trakčního motoru.

4.6.1.1. Regulační struktura modelu

Model je tvořen mechanickou částí a nadřazenou regulační soustavou, viz obr. 4-103. Ta má za cíl udržovat moment na požadovaných hodnotách a zároveň chránit dvojkolí i pohon v případě ztráty adheze.

Elektronická část je řešena pomocí softwaru SIMULINK, který pracuje v kooperaci s použitým MBS softwarem. Blok „Regulace momentu“ odpovídá svou strukturou schématu simulinkového modelu.



Obr. 4-103 Regulační struktura MBS modelu

Podstatou řídicí struktury je regulační obvod se zpětnou vazbou. Blok SIMAT se stará o výpočet mechanických veličin, jako jsou otáčky, zrychlení atd. Výstup SIMATu dále vstupuje do bloku řízení pohonů. Zde je s přihlédnutím na okrajové podmínky vyhodnocován stav jednotlivých dvojkolí (prokluzuje/neprokluzuje) a tomu je přiřazen požadavek na velikost momentu (snížit/zvýšit/ponechat).

Regulační struktura je řešena jako kaskádová s požadavkem na zadanou rychlost, tj. otáčky motorů – dále přepočteno na moment a příslušné elektrické veličiny. Nárůst na požadovanou hodnotu momentu je řešen rampovým nárůstem (případně poklesem) s definovanou rychlostí. S ohledem na dynamiku samotného trakčního motoru a případnou reakci pohonné jednotky jsou nastaveny konstanty pro nastavení momentu dle tab. 4-17:

Název	Značka	Hodnota (Nm.s ⁻¹)	Poznámka
konstanta nárůstu	kM+	1000	Navyšování momentu
konstanta poklesu	kM-	-10000	Red. moment při prokluzu
konstanta ustálení	kM0	0	Ustálený stav

Tab. 4-17 Regulační konstanty pohonu

Požadovaná hodnota momentu je pak dána časovou integrací těchto konstant dle prog. 4-3.

```
function [M] = fcn(time, kM_rise, kM_fall, kM_steady, M_act, M_req)
if M_req > M_act
    M = integral(kM_rise);
else
    if M_req < M_act
        M = integral(kM_fall);
    else
        M = integral(kM_steady);
    end
    M = integral(kM_steady);
end
```

Prog. 4-3 Rozhodovací logika nastavení momentu

4.6.1.2. Protiskluzová ochrana

Ochrana vozidla proti prokluzu je založena na vyhodnocování otáček a úhlových zrychlení rotorů jednotlivých trakčních motorů. Protiskluzová ochrana pracuje s dvojicí vstupních veličin, z nich každá má možnost provést zásah do regulace.

Obě naměřené hodnoty jsou upraveny filtrem low-pass (dolní propust). Pro hodnoty úhlových rychlostí je nastavena na hodnotu 30-50 Hz (odstraní vysokofrekvenční šumy při zachování včasné reakce), úhlová zrychlení jsou nastavena na hodnoty 5-10 Hz (výrazné zašumění od dynamiky pohonu).

4.6.1.2.1. Vyhodnocení úhlové rychlosti

Jednotlivé úhlové rychlosti, respektive otáčky, jsou vzájemně poměřovány s referenční hodnotou. Ta vychází z průměrné hodnoty jednotlivých otáček, případně jejich mediánové hodnoty – zajišťuje automatické odfiltrování výrazně vybočujících hodnot otáček, tj. rychlejší odezvu systému na prokluz. Výpočet nebere v potaz případné ojetí kol. Vzhledem k rychlosti simulací se nepředpokládá zásadní změna poloměru kola dle prog. 4-4.

```
function [omega_m] = fcn(omega1, omega2, omega3, omega4)
omega = [omega1, omega2, omega3, omega4];
omega_m = median(omega);
```

Prog. 4-4 Výpočet referenční rychlosti motoru

Mediánová hodnota je poměřována s okamžitou hodnotou jednotlivých otáček. Na základě toho lze vyhodnotit stav prokluzu ve dvou základních stavech:

- Mírný prokluz, daný konstantou $K_{\omega 1}$ (v řádu nižších jednotek procent) – vyhodnocuje mírné navýšení otáček rotoru vůči ostatním. Například při situaci, kdy se dané dvojkolí dostává na hranici meze adheze. Výsledkem je pouze drobné snížení hnacího momentu v řádu 10^2 Nm.
- Výrazný prokluz, daný konstantou $K_{\omega 2}$ (v řádu vyšších jednotek procent) – vyhodnocuje výrazné navýšení otáček rotoru vůči ostatním. Například při situaci, kdy se prudce zhorší adhezní podmínky daného dvojkolí. Výsledkem je výrazné snížení hnacího momentu v řádu 10^3 Nm.

Výstupem porovnání je dvojice akčních veličin uw_1 a uw_2 , které vstupují do bloku regulace a podle potřeby snižují hodnotu hnacího momentu (platí pro akceleraci i brzdu vozidla) dle prog. 4-5.

```
function [uw1,uw2] = fcn(omega,omega_m)
Kw1=1.1;
Kw2=1.02;

if omega/omega_m>Kw1
    uw1=1;
    if omega/omega_m>Kw2
        uw2=1;
    else
        uw2=0;
    end
else
    uw1=0;
end
```

Prog. 4-5 Rozhodovací logika vyhodnocení prokluzu na základě otáček motoru

4.6.1.2.2. Vyhodnocení úhlového zrychlení

Systém vyhodnocení je analogický k vyhodnocení úhlové rychlosti. Tzn. výpočet střední mediánové hodnoty a jeho porovnání s aktuálními hodnotami.

Hodnoty zrychlení jsou zároveň porovnávány s teoreticky maximálními hodnotami zrychlení pro dané vozidlo. To pokrývá situaci, kdy dojde k souběžnému prokluzu na všech dvojkolích – bez možnosti zaznamenání standardním vyhodnocením dle prog. 4-6 a prog. 4-7.

```
function [epsilon_m] = fcn(epsilon1,epsilon2,epsilon3,epsilon4)
epsilon=[epsilon1,epsilon2,epsilon3,epsilon4];
epsilon_m=median(epsilon);
```

Prog. 4-6 Výpočet referenčního zrychlení rotoru

```

function [ue1,ue2,ue3] = fcn(epsylon,epsylon_m, epsylon_max)
Ke1=1.1;
Ke2=1.02;
if epsylon/epsylon_m>Kw1
    ue1=1;
    if epsylon/epsylon_m>Kw2
        ue2=1;
    else
        ue2=0;
    end
else
    ue1=0;
end

if epsylon>epsylon_max
    ue3=1;
else
    ue3=0;
end

```

Prog. 4-7 Rozhodovací logika vyhodnocení prokluzu na základě zrychlení motoru

4.6.1.3. Zkušební trať

4.6.1.3.1. Profily tratě

Pro simulace byly uvažovány dva základní typy tratí:

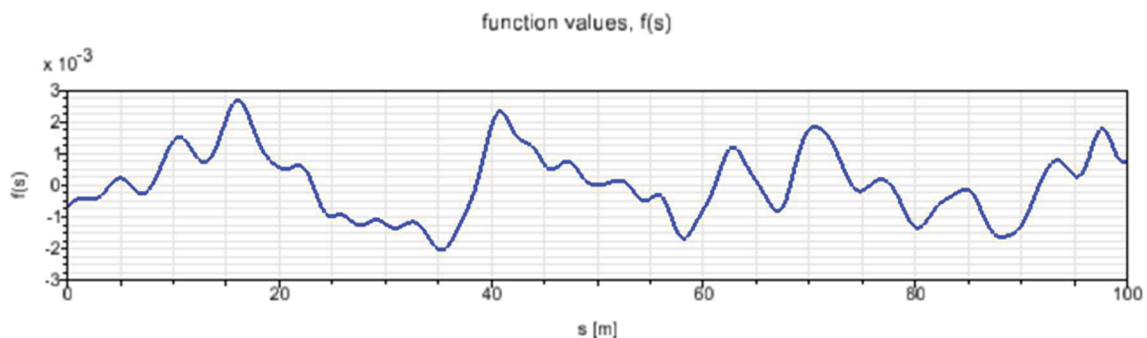
- Přímá,
- oblouk konstantního poloměru.

Přímá trať je uvažována jako vodorovná bez dodatečných sklonů. Oblouk o poloměru R250 uvažuje přechodnici a stavební převýšení (vnější kolejnice) o hodnotě 150 mm.

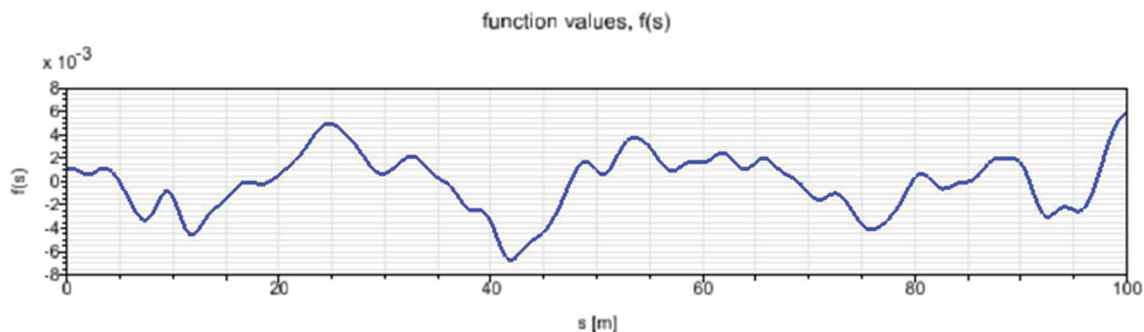
Trať lze uvažovat jako geometricky dokonalou (bez nerovností), anebo s uvažováním traťových nerovností.

4.6.1.3.2. Nerovnosti tratě

Nerovnosti tratě jsou dány přednastaveným modelem Simpacku dle ERRI B176 ve dvou úrovních Low (nízká hodnota nerovností) a High (vysoká hodnota nerovností) a to pro všechny směry dle obr. 4-104 a obr. 4-105.



Obr. 4-104 Svislá nerovnost tratě – nízká úroveň dle ERRI B176 (Low).



Obr. 4-105 Svislá nerovnost tratě – vysoká úroveň dle ERRI B176 (High).

4.6.1.4. Verifikace modelu

Pro ověření správné funkčnosti modelu bylo ověřeno následující:

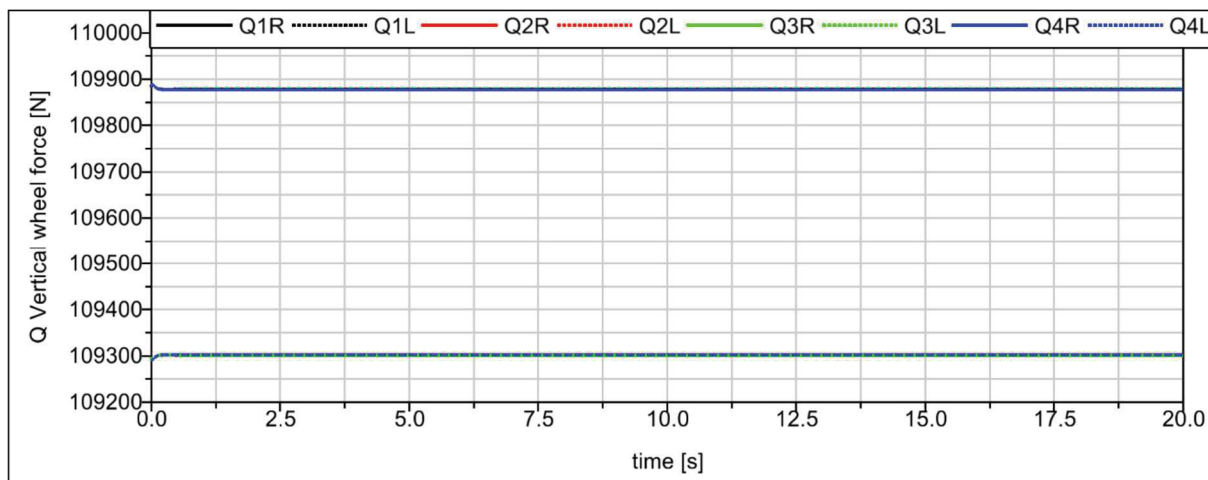
- Kolové síly u stojícího vozidla, viz obr. 4-106 a obr. 4-107,
- kolové síly u jedoucího vozidla, viz obr. 4-108 a 4-109,
- kolové síly u jedoucího vozidla při působení tažné síly, viz obr. 4-110 a 4-111,
- vodící síly při průjezdu obloukem, viz obr. 4-112 a 4-113.

Verifikace byla provedena na rovné přímé trati (případně v oblouku) bez uvažování nerovnostní koleje. Vozidlo jelo buď výběhem (simulace za jízdy a v oblouku), anebo s uvažováním trakční síly.

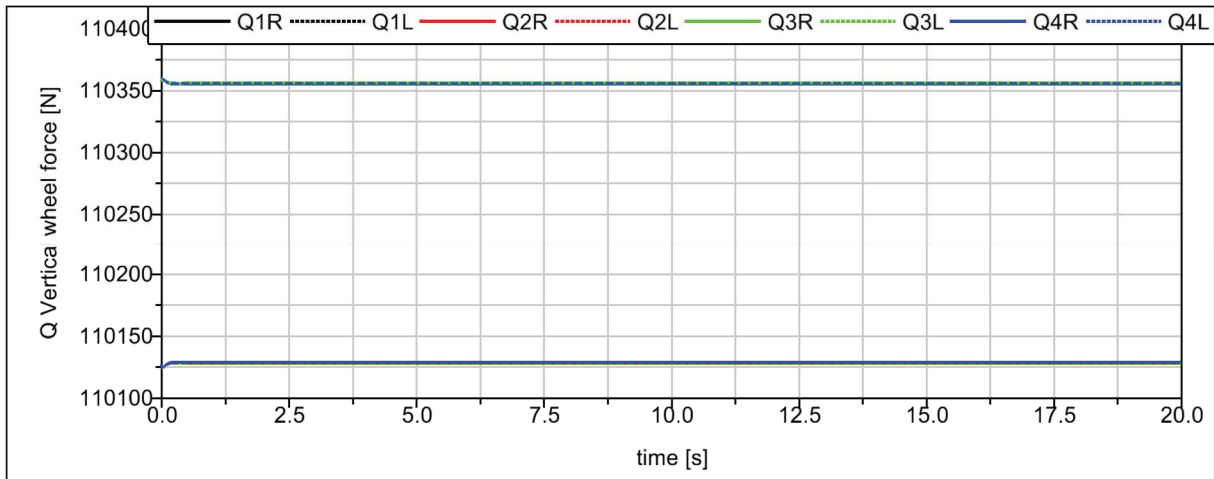
V případě trakce byla na spřáhlo lokomotivy zavedena silová vazba mezi skříní lokomotivy a pomocným tělesem (v Simpacku označeno jako Rheonomic rail track joint). To reprezentuje zátěž na šroubovce – způsobuje klopné momenty skříně. Vozidlo zároveň jede konstantní rychlostí.

Průjezd obloukem byl počítán pro pravotočivý oblouk s nedostatkem převýšení odpovídající příčnému zrychlení $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

4.6.1.4.1. Kolové síly stojícího vozidla

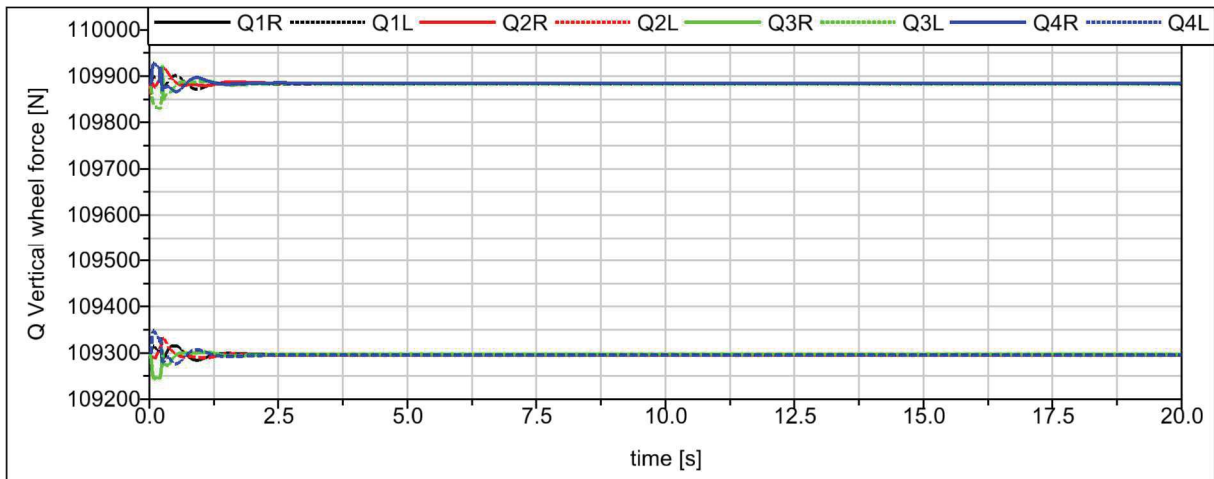


Obr. 4-106 Kolové síly stojícího vozidla – částečně odpružený pohon.

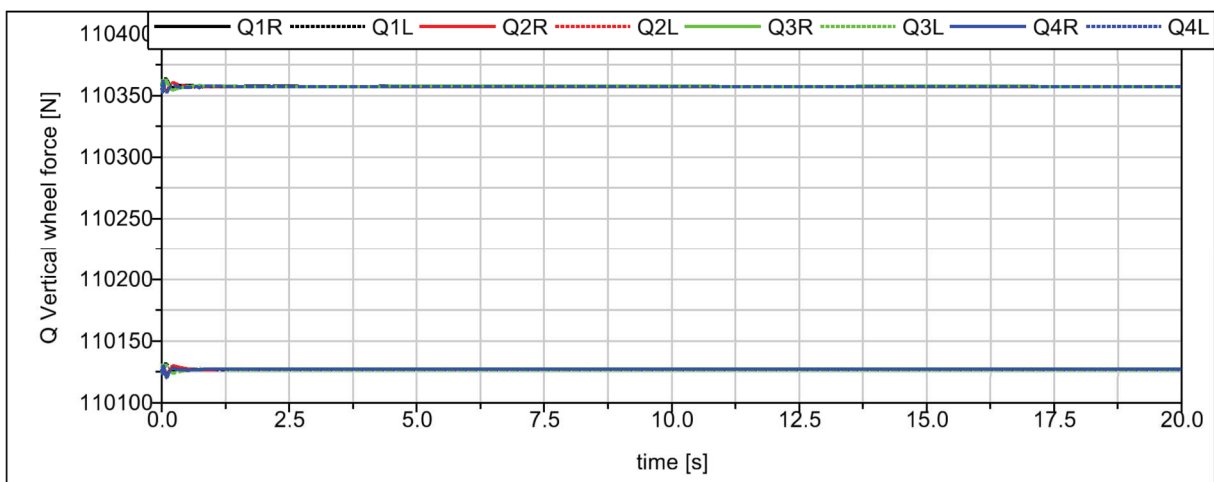


Obr. 4-107 Kolové síly stojícího vozidla – zcela odpružený pohon.

4.6.1.4.2. Kolové síly jedoucího vozidla

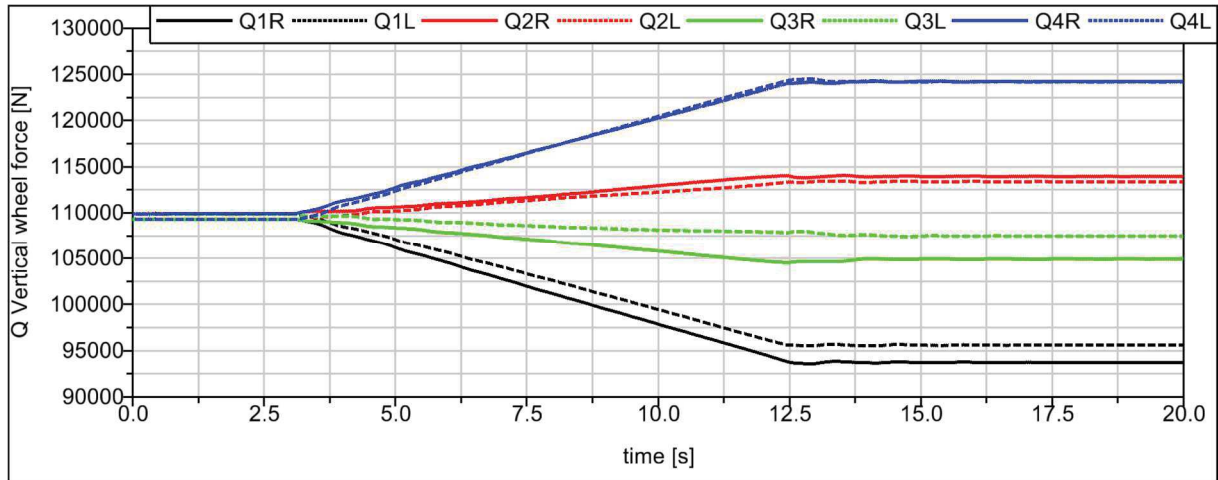


Obr. 4-108 Kolové síly jedoucího vozidla – částečně odpružený pohon.

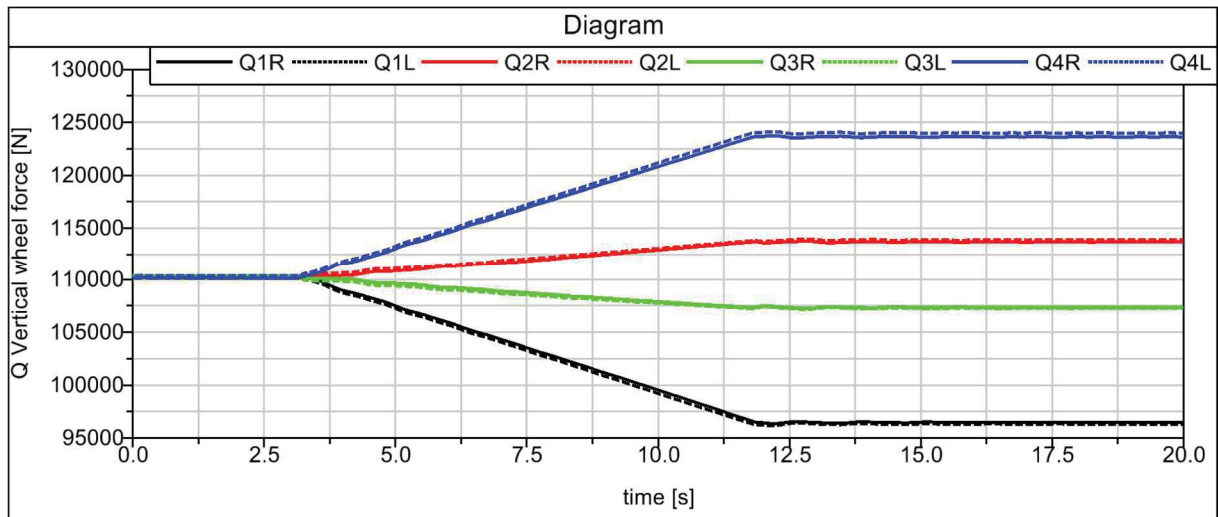


Obr. 4-109 Kolové síly jedoucího vozidla – zcela odpružený pohon.

4.6.1.4.3. Kolové síly u jedoucího vozidla při působení tažné síly

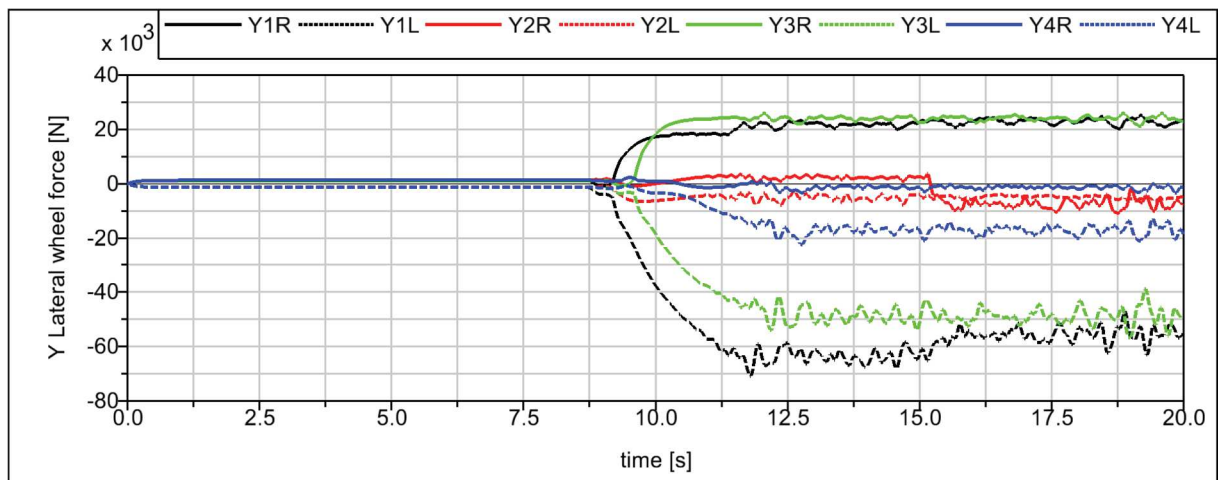


Obr. 4-110 Kolové síly jedoucího vozidla při trakci – částečně odpružený pohon.

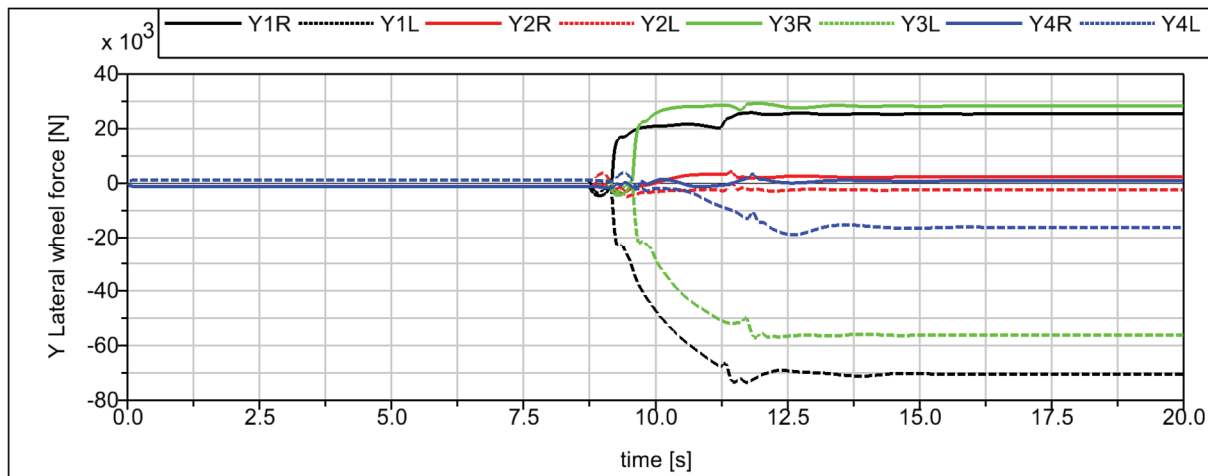


Obr. 4-111 Kolové síly jedoucího vozidla při trakci – zcela odpružený pohon.

4.6.1.4.4. Vodicí síly při průjezdu obloukem



Obr. 4-112 Vodicí síly v oblouku R250 – částečně odpružený pohon.



Obr. 4-113 Vodící síly v oblouku R250 – zcela odpružený pohon.

4.6.2. Simulace pokročilého modelu

Cílem simulací pokročilého modelu je ověřit chování pohonu při situacích složitě simulovatelných zjednodušeným modelem. Jedná se především o vliv průjezdu obloukem a nerovností tratě, to vše s ohledem na jízdní odpory vozidla.

Vlivem působení tažné síly a síly na spřáhle dochází ke vzniku klopných momentů na skříni vozidla a na jednotlivých podvozcích. To vede na rozvážení nápravových zatížení jednotlivých dvojkolí. Jejich časové průběhy jsou znázorněny v kap. 4.6.1.4.3 Kolové síly u jedoucího vozidla při působení tažné síly. V ustáleném stavu odpovídají hodnotám v tab. 4-18.

Č. dvojkolí	Nápravové zatížení (kN)	
	Částečně odpružený pohon	Zcela odpružený pohon
1	189	192
2	226	226
3	212	212
4	249	246
ΣA	876	876

Tab. 4-18 Nápravová zatížení při trakci

Pro lokomotivu o hmotnosti 90 t, tj. tíže $G_{lok} = 883 \text{ kN}$, je statické nápravové zatížení dáno vztahem:

$$A_0 = \frac{m_{LOK} \cdot g}{n_{DV}} = \frac{90\,000 \cdot 9,81}{4} \doteq 220 \text{ kN} \tag{4.61}$$

Procentuální porovnání statických nápravových sil a sil při trakci (při rozjezdu na mezi adheze při rychlosti $v=1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$) a jsou uvedeny v tab. 4-19. Z ní vyplývá, že první dvojkolí

je při plné tažné síle odlehčeno o cca 13-14 %, čtvrté dvojkolí je naopak přitíženo o cca 11-13 %. Druhé a třetí dvojkolí přibližně kopírují statické hodnoty.

Č. dvojkolí	Poměr stat. zatížení a trakce (%)	
	Částečně odpružený pohon	Zcela odpružený pohon
1	87	88
2	103	103
3	97	97
4	114	112

Tab. 4-19 Nápravová zatížení při trakci

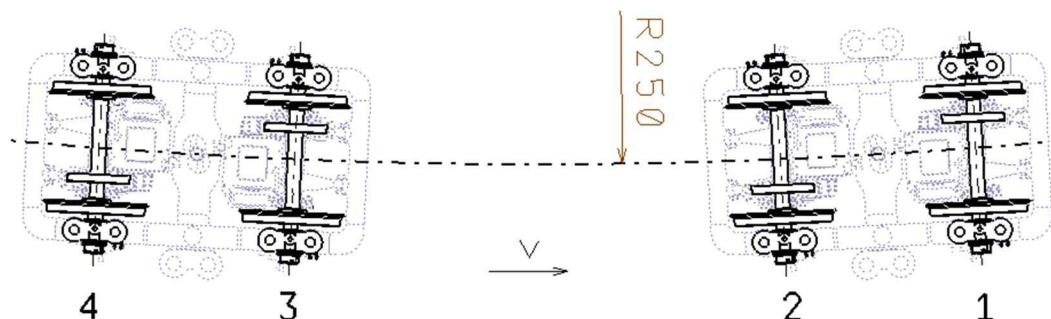
Z toho vyplývá, že u prvního dvojkolí teoreticky není možné dosáhnout plného momentu – dvojkolí by proklouzlo. Poslední dvojkolí je naopak výrazně přitíženo, a ani při snížení adheze by nemuselo dojít k prokluzu. Z toho důvodu jsou nejzajímavější dvojkolí č. 2 a 3 z hlediska jízdy po přímé trati a náhlé ztráty adheze.

V oblouku jsou nejzajímavější dvojkolí č. 1 a 3, která mají nejmenší nápravová zatížení a při jízdě ostrými oblouky mohou snadno ztrácet adhezi na jednotlivých kolech.

4.6.2.1. Průjezd vozidla obloukem

Při průjezdu vozidla ostrými traťovými oblouky, tj. směrovými oblouky o poloměrech $R \leq 250$ m, dvojkolí ztrácí (redukuje) funkci diferenciálu. To vede k prokluzům na odlehčenějším kole hnacího dvojkolí a současně k možnému torznímu rozkmitání. Za situace, kdy je dvojkolí buzeno hnacím momentem od trakčního motoru mohou tyto oscilace vykazovat poměrně vysoké amplitudy. Vozidlo projíždí obloukem o poloměru $R=250$ m při rychlosti $v = 20$ m.s⁻¹ s uvažovaným součinitelem tření $\mu=0,4$ na obou kolejnicích, viz obr. 4-114.

4.6.2.1.1. Částečně odpružený pohon



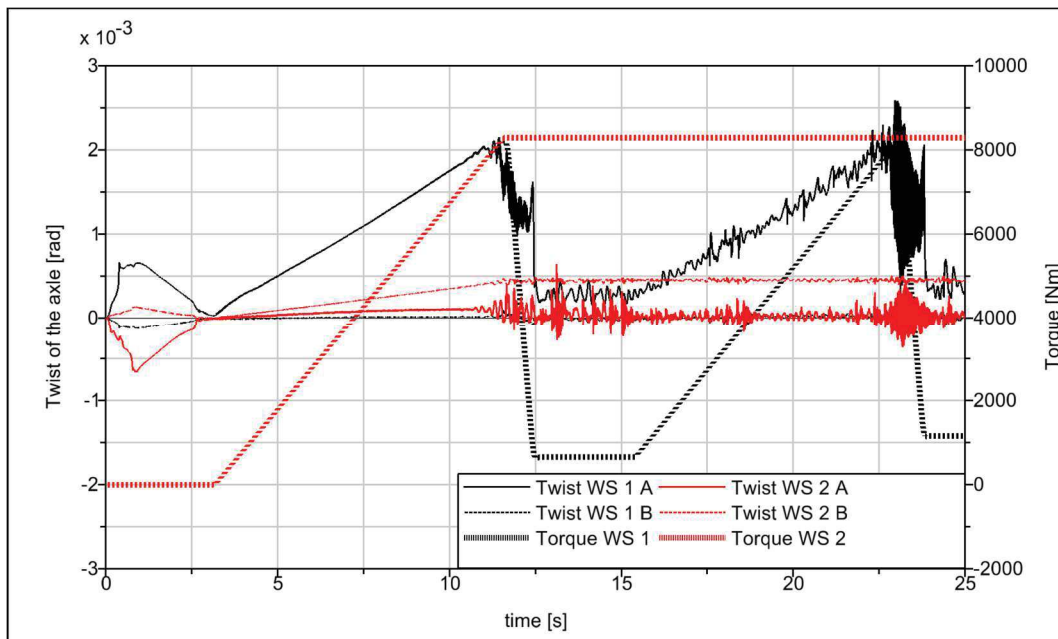
Obr. 4-114 Postavení vozidla v oblouku $R=250$ – částečně odpružený pohon.

Průjezd obloukem u částečně odpruženého pohonu nevykazuje zásadní amplitudy spojené s prokluzem. Z vypočtených dat vyplývá, že prokluz na jednom z kol prvního

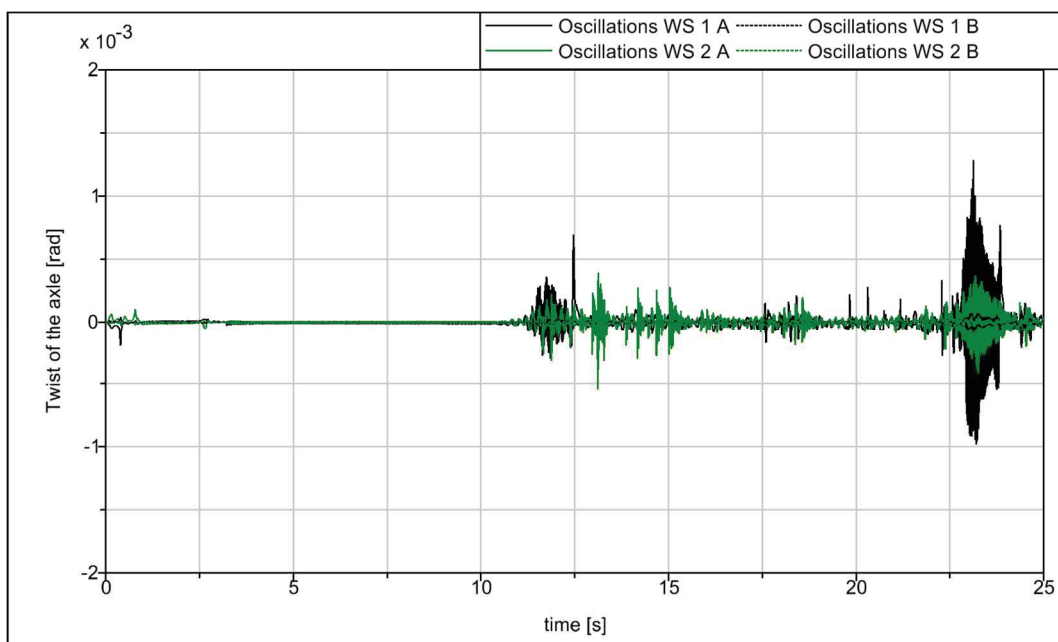
dvojkolí způsobí celkovou ztrátu adheze a následné rozkmitání. Amplituda těchto oscilací je ale poměrně nízká – řádově nižší oproti zcela odpruženému pohonu.

Druhé dvojkolí v průběhu simulace vykazovalo pouze mírné oscilace, ale bez celkového prokluzu (protiskluzová ochrana ho nezaznamenala).

Hnací dvojkolí zadního podvozku (tj. dvojkolí č. 3 a 4) kmitala pouze minimálně, případně vůbec. Z toho důvodu jsou na následujících grafech obr. 4-115 až obr. 4-119 zaneseny pouze dvojkolí předního podvozku lokomotivy.

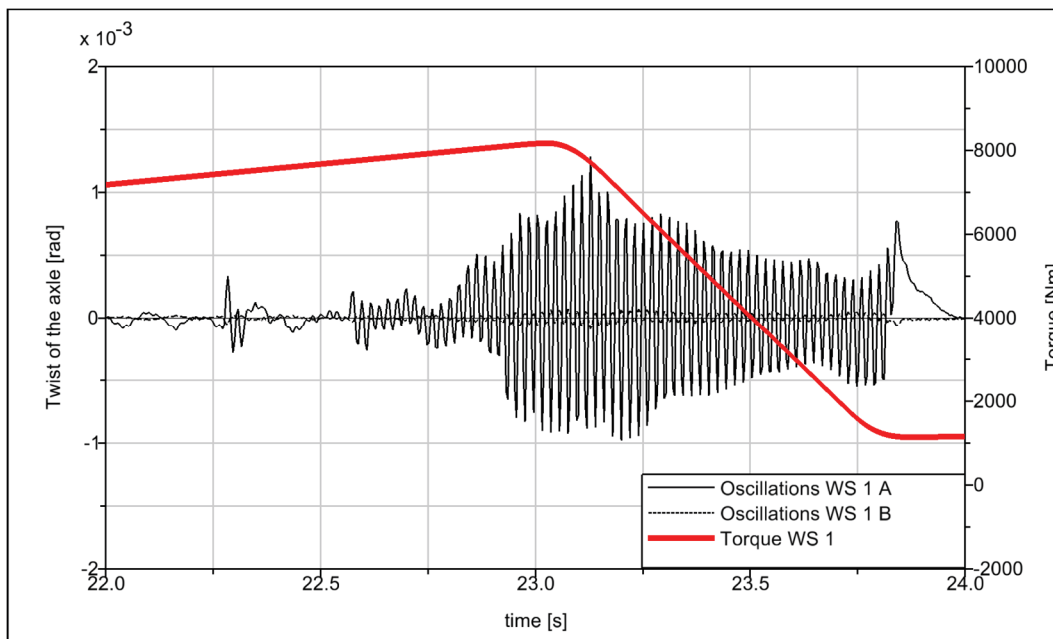


Obr. 4-115 ČOP – zkroucení nápravy a moment trakčního motoru v oblouku R250 – levotočivý.

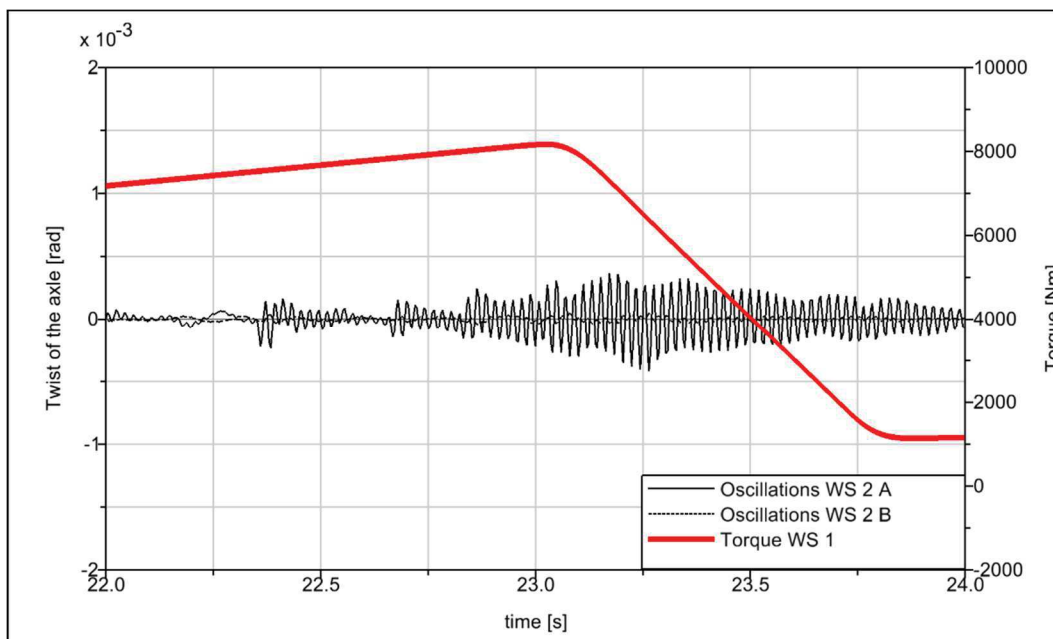


Obr. 4-116 ČOP – torzní oscilace dvojkolí v oblouku R250 – levotočivý.

Amplitudy torzních kmitů dosáhly na prvním dvojkolí hodnoty až 0,13 rad (cca 0,072°). Detail je zobrazen na Obr. 4-117 a Obr. 4-118. Frekvence torzních kmitů činí cca 50 Hz.

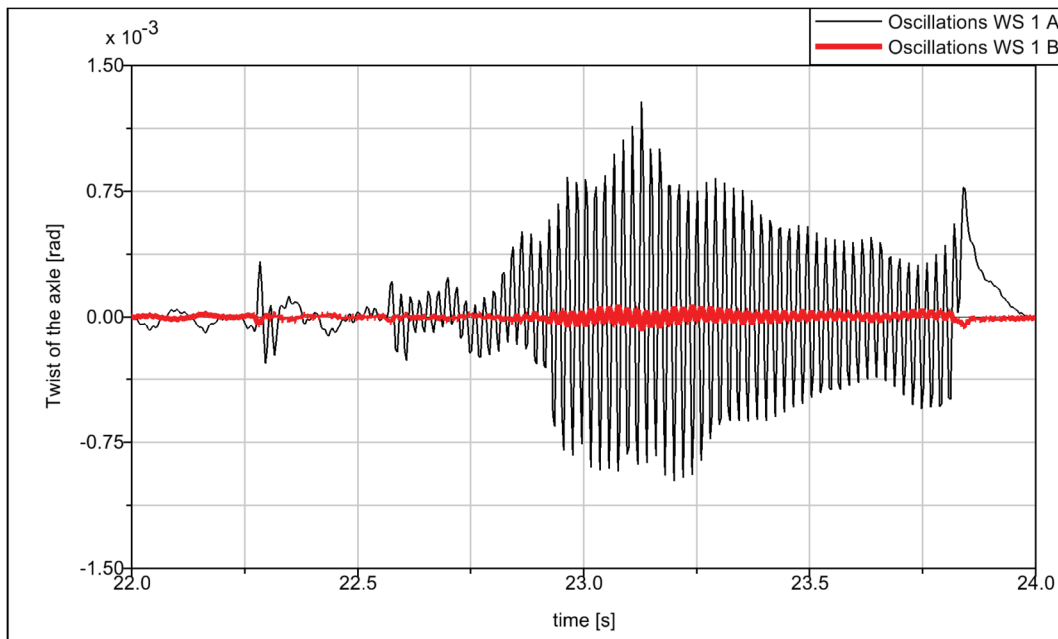


Obr. 4-117 Detail oscilací a hnacího momentu v oblouku R250 – levotočivý, 1. dvojkolí.



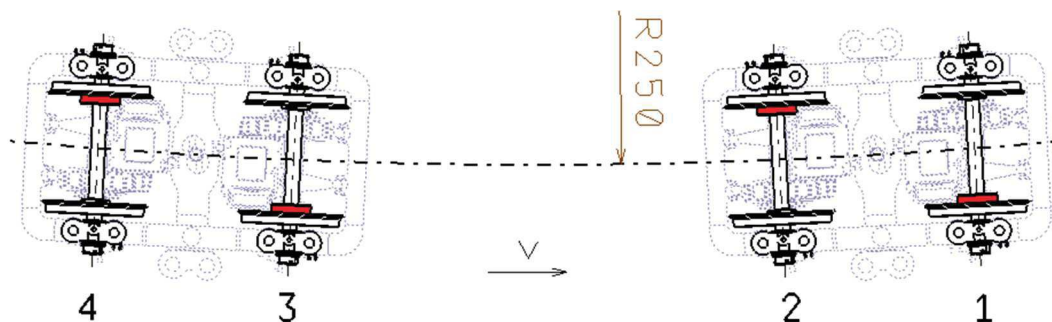
Obr. 4-118 Detail oscilací a hnacího momentu v oblouku R250 – levotočivý, 2. dvojkolí.

Porovnání amplitud oscilací jednotlivých úseků je viditelné na následujícím grafu. Delší z konců nápravy (úsek A) kmitá řádově většími amplitudami, kratší část (úsek B) menšími.



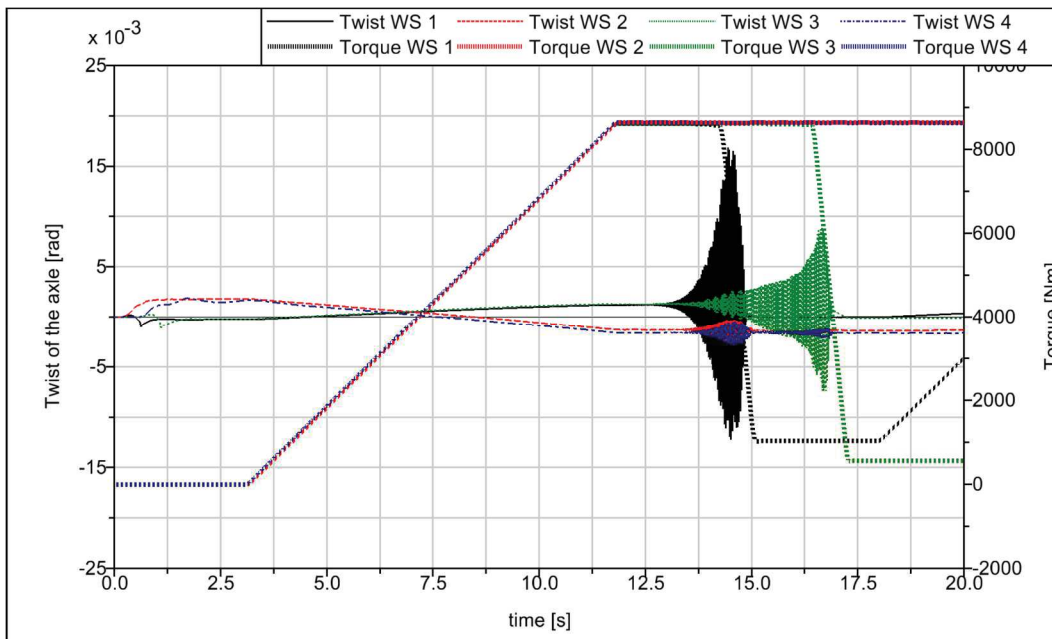
Obr. 4-119 Porovnání amplitud oscilací delšího úseku (A – černá) a kratšího úseku nápravy (B – červená) 1. dvojkolí.

4.6.2.1.2. Zcela odpružený pohon

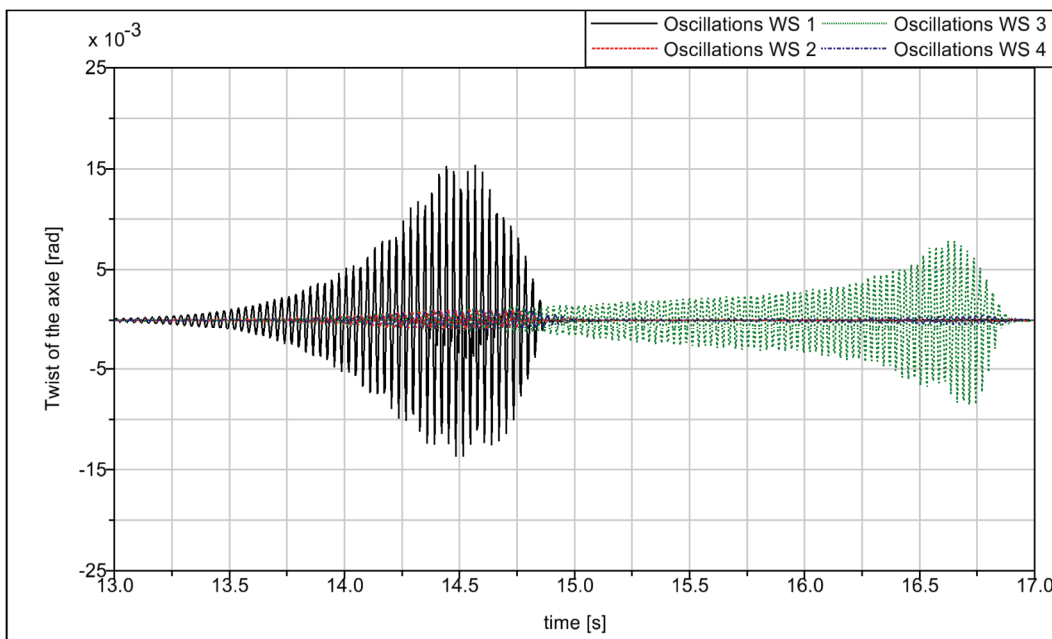


Obr. 4-120 Postavení vozidla v oblouku R250 – zcela odpružený pohon. Červeně vybarvené části kol jsou příruba pro zubovou spojku. Druhé z kol je vždy na tzv. volném konci.

Průjezd obloukem je problém především u zcela odpruženého pohonu viz obr. 4-120, respektive volného konce nápravy, kdy pouze kmitá jedno z kol, aniž by došlo k roztočení celého dvojkolí a zásahu protiskluzové ochrany. To je znázorněno na obrázcích obr. 4-121 až obr. 4-126, kde vozidlo projíždí obloukem o poloměru R250 m při rychlosti $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ s uvažovaným součinitelem tření $\mu=0,4$ na obou kolejnicích. Při prokluzu kola na volném konci nápravy (dvojkolí 1 a 3, levá strana podvozku) dochází k rozkmitání dvojkolí, které není standardními způsoby detekováno. K zásahu protiskluzové ochrany dochází až ve chvíli, kdy jsou oscilace natolik velké, že začnou tzv. „cloumat“ samotným rotorem trakčního motoru a začnou se projevovat do hodnot jeho úhlového zrychlení.

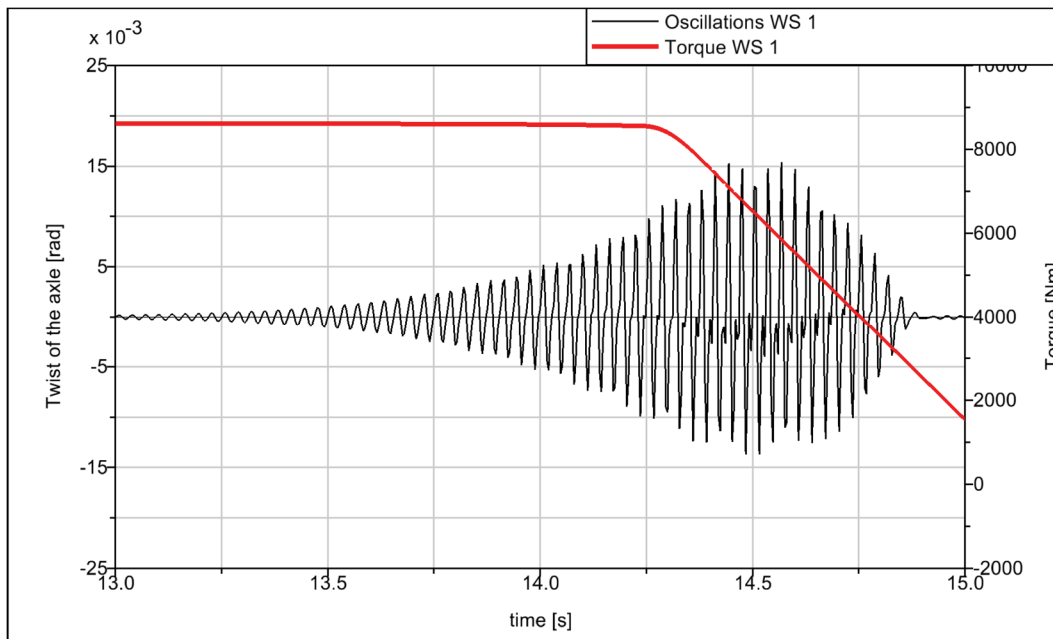


Obr. 4-121 Zkroucení nápravy a moment trakčního motoru v oblouku R250 – levotočivý.



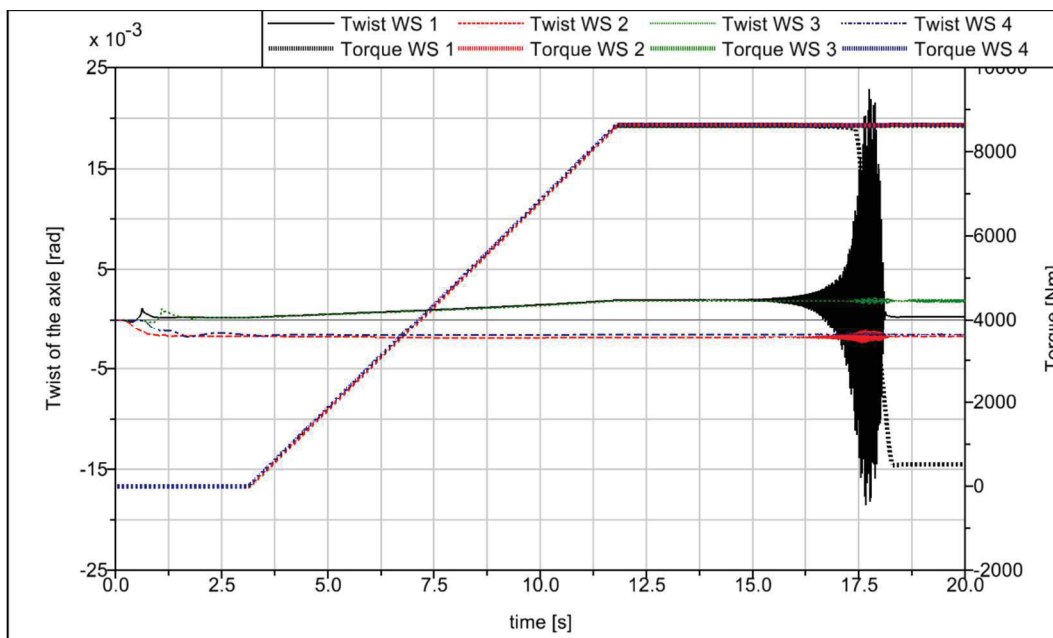
Obr. 4-122 Torzní oscilace dvojkolí v oblouku R250 – levotočivý.

Odezva rozkmitání dvojkolí a zásahu protiskluzové ochrany je znatelná na detailu oscilací prvního dvojkolí. Z časového průběhu na obr. 4-123 níže je zřejmé, že dvojkolí začíná znatelně kmitat od času cca 13,5 s, přičemž k zásahu protiskluzové ochrany dochází až v čase cca o 1 s později. Teprve v okamžiku, kdy se hnací moment motoru dostává na zhruba 60 % maxima, se oscilace dostávají na svou maximální hodnotu a začínají klesat.



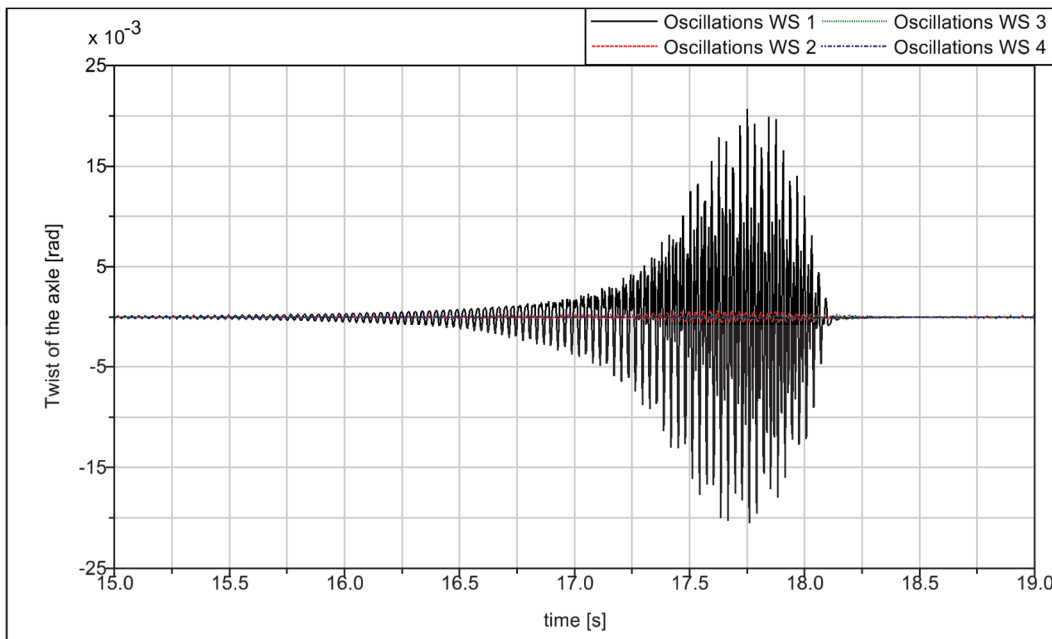
Obr. 4-123 Detail oscilací a hnacího momentu v oblouku R250 – levotočivý.

Obdobná situace nastává při průjezdu obloukem opačné orientace (pravotočivý oblouk). Pouze s tím rozdílem, že výrazné rozkmitání nastává pouze u prvního dvojkolí, viz obr. 4-124. To lze přisoudit tomu, že všechna ostatní dvojkolí jsou více přitížena, tzn. volné konce nápravy nejsou tak náchylné na oscilace jako v případě levotočivého oblouku.

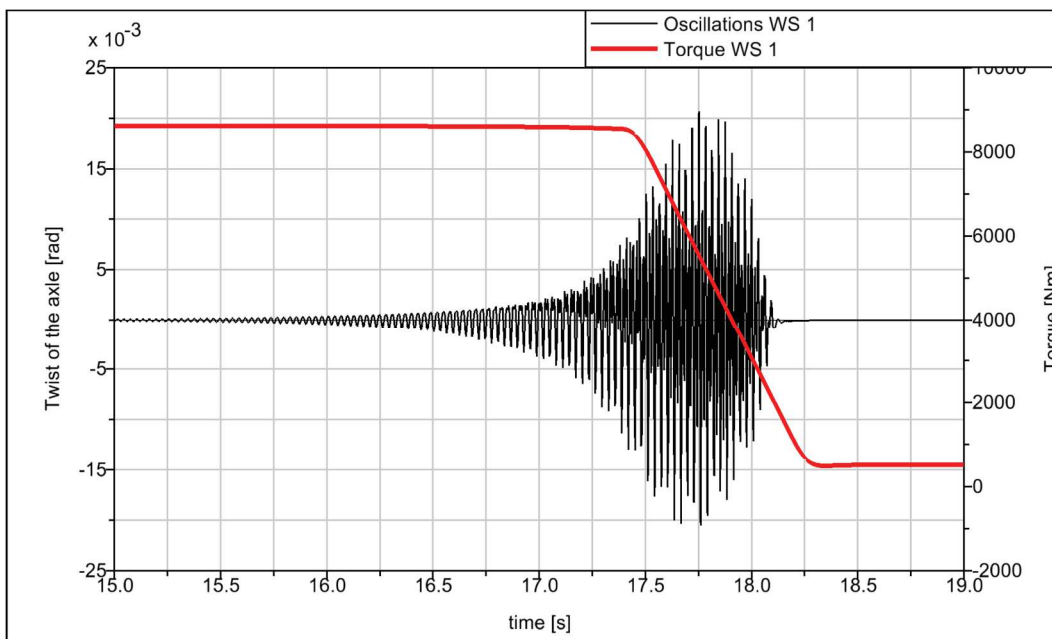


Obr. 4-124 Zkroucení nápravy a moment trakčního motoru v oblouku R250 – pravotočivý.

Vypočtené oscilace jsou zároveň vyšší, než v případě levotočivého oblouku ($15 \cdot 10^{-3}$ rad vs. $20 \cdot 10^{-3}$ rad), viz obr.4-125 a obr. 4-126. Zde oscilace začínají být znatelné v čase cca 16,5 s, zásah ochrany nastává v čase cca 17,4 s.



Obr. 4-125 Torzňní oscilace dvojkolí v oblouku R250 – pravotočivý.



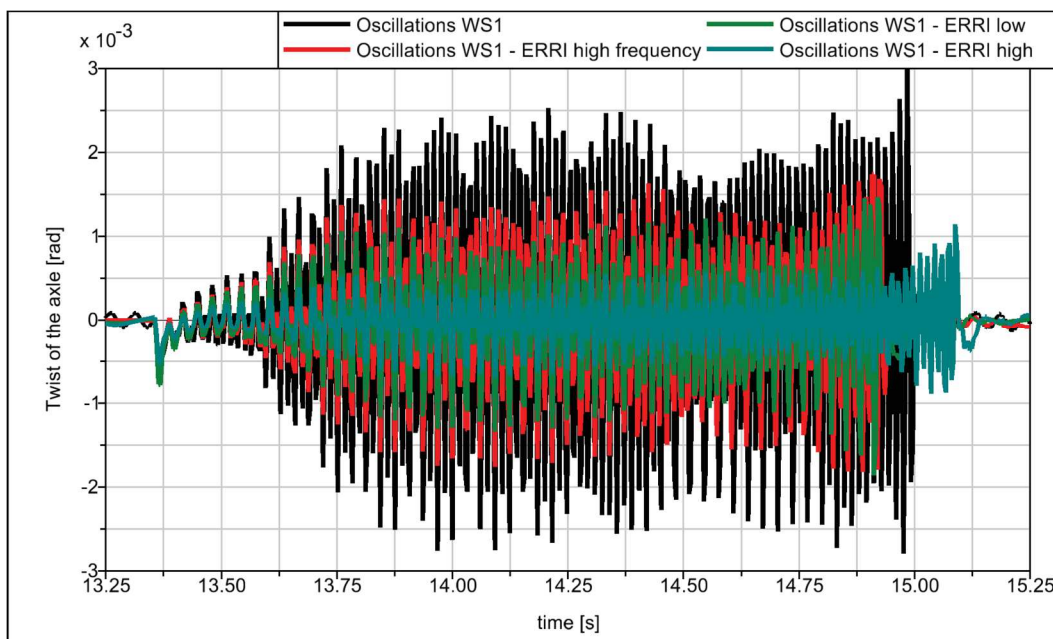
Obr. 4-126 Detail oscilací a hnacího momentu v oblouku R250 – pravotočivý.

4.6.2.2. Vliv nerovnosti trati

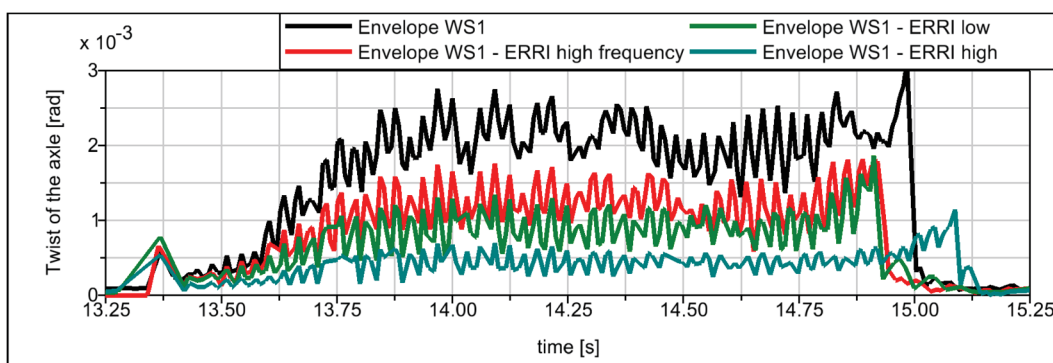
Jízda po nerovné koleji sebou nese změny velikosti kolových sil v případě svislé nerovnosti, nebo mírné změny valivých poloměrů v případně příčné nerovnosti. V každém případě toto může sloužit jako zdroj dalších vibrací, které mohou mít přinejmenším vliv na náchylnost k prokluzu, případně vzniku prokluzů krátkodobých.

Obr. 4-127 až obr. 4-129 porovnávají amplitudy torzňních oscilací s ohledem na kvalitu tratě (geometricky dokonalá trať a trať s nerovnostmi). Tvar nerovností odpovídá

standardnímu modelu nerovností a nerovností s nízkou amplitudou a vysokou frekvencí, tzn. jízda po vlnkovité trati.



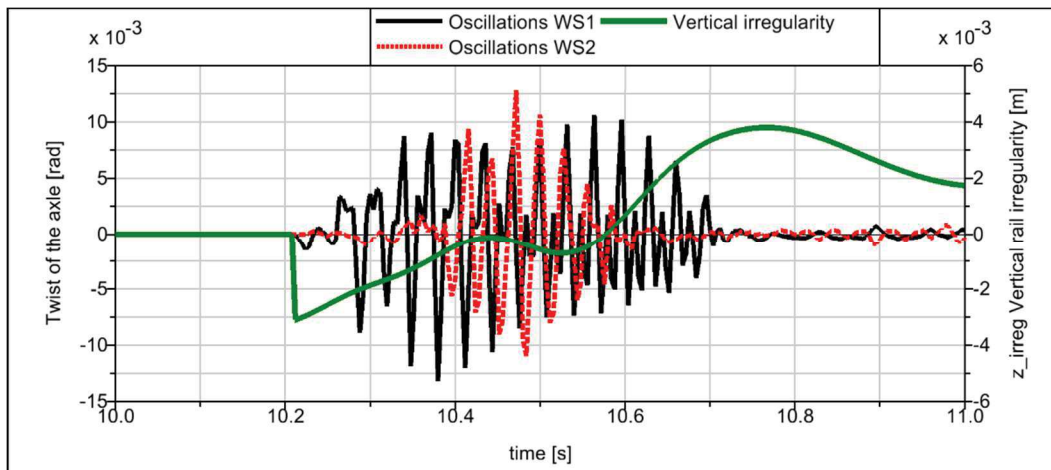
Obr. 4-127 Porovnání amplitud oscilací s uvažováním (černá) a bez uvažování (červená, zelená, modrá) nerovnosti tratě dle ERRI B176.



Obr. 4-128 Porovnání obálek absolutních hodnot amplitud oscilací.

Velikost oscilací byla nejvyšší při jízdě po geometricky dokonalé trati. Naopak se zvyšující se amplitudou nerovností dochází k postupnému poklesu. To lze přisoudit výraznějším výkyvům velikosti kolových sil a snazšímu proklouznutí dvojkolí.

Výrazné oscilace se vyskytly při přejezdu z geometricky dokonalé tratě na trať s nerovností, respektive při náhlém nájzdu na nerovnost – např. při vzájemném propadu na styku dvou kolejnic. Obr. 4-129 ukazuje odezvu prvních dvou dvojkolí při nájzdu na skokovou nerovnost o výšce 3 mm. Dvojkolí se při nárazu krátkodobě nadzvedne a rozkmitá poměrně vysokými amplitudami.



Obr. 4-129 Odezva dvojkolí při nájzdu na skokovou nerovnost (styk dvou kolejnic)..

4.7. Simulační výsledky obou modelů

4.7.1. Podmínky nutné pro vznik torzních oscilací

Ze simulací provedených na zjednodušeném modelu vyplynulo, že pro vznik oscilací je nutno udržovat hnací moment v horní polovině jeho maximální dosažitelné úrovně. Nižší hodnoty vedly ke vzniku torzních oscilací relativně malých a krátkodobých, spojených spíše s posunutím pracovního bodu adheze na nový ustálený stav než rozkmitáním dvojkolí.

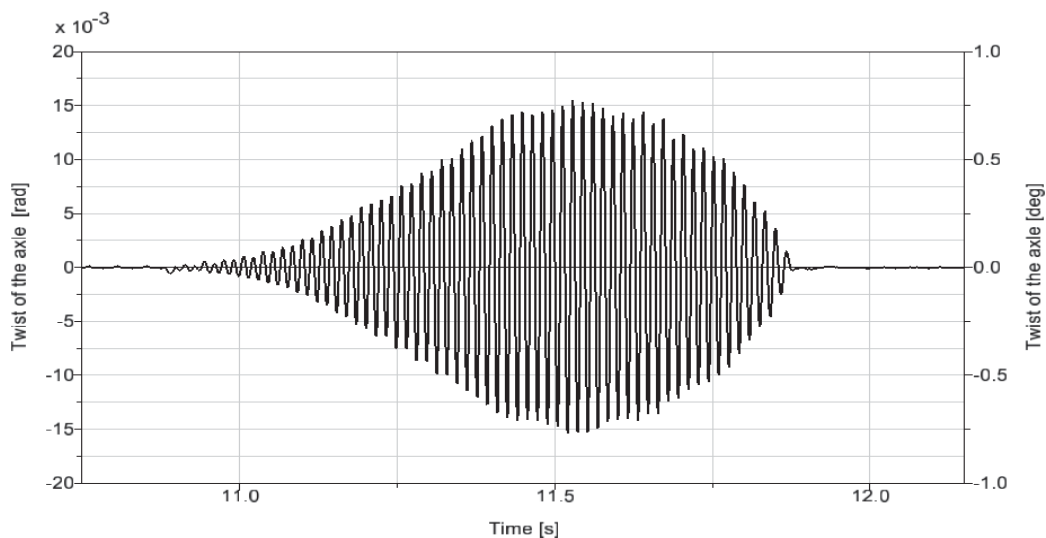
Adheze je vnímána jako hlavní příčina vzniku oscilací. Její překonání je podmínkou nutnou. Simulace ukázaly, že nejproblematictější je situace, kdy je vysoká adheze s výrazným maximem skluzové charakteristiky, tj. jízda na suché koleji. Dalším důležitým vlivem byla rychlost, s jakou se adheze snížila. Oscilace dosahovaly zpravidla nejvyšších amplitud v případě prudkého poklesu součinitele tření. Pomalé změny vedly na postupné uvolňování předpětí v nápravě a s tím souvisejí menší torzní zákmity.

Průběh oscilací značně ovlivňovala protiskluzová ochrana. Důležitým parametrem byla rychlost její odezvy – rychlejší odezva vedla na menší oscilace. Nutno podotknout, že s ohledem na proměnlivost obvodu kol a další vlivy není možno tuto odezvu zcela eliminovat.

4.7.2. Torzní oscilace

Samotné torzní oscilace lze charakterizovat jako harmonické kmitání dané určitou frekvencí a amplitudou tohoto kmitání.

Vypočítané průběhy znázorňují torzní deformaci dvojkolí. Při ztrátě adheze a splnění výše uvedených podmínek dochází téměř okamžitě k rozkmitání obou kol vůči sobě. Amplituda těchto oscilací se díky působení hnacího momentu zvyšuje až do okamžiku zásahu protiskluzové ochrany. V okamžiku, kdy je hnací moment dostatečně snížen, se torzní oscilace utlumí, viz obr. 4-130.

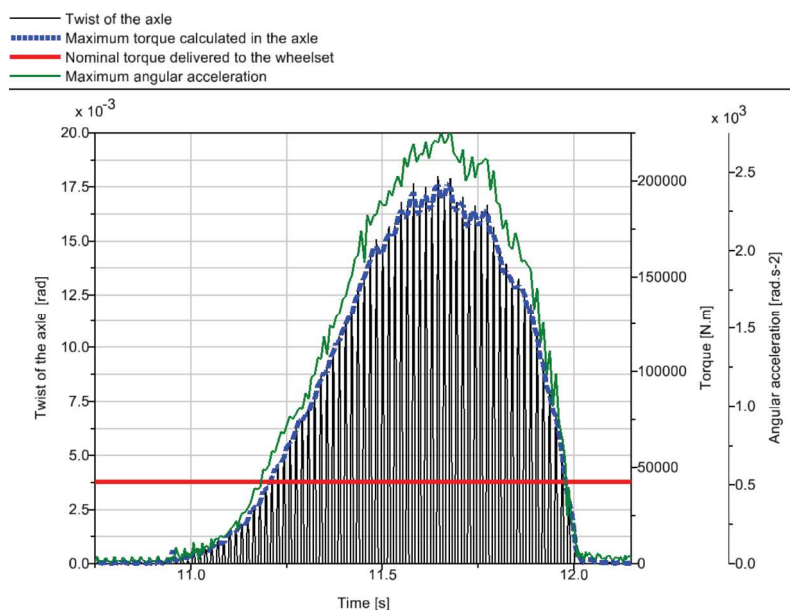


Obr. 4-130 Časový průběh oscilací dvojkolí

Z naměřených průběhů vyplývá, že oscilace jsou závislé jak na aktuálním momentu trakčních motorů, tak na rychlosti, potažmo otáčkách trakčních motorů. Při vyšších rychlostech 100 km/h, kdy se pracovní bod pohyboval v blízkosti zlomu trakční charakteristiky (maximální moment, konstantní výkon – viz Obr. 4-12, resp. Obr. 4-13) bylo dosahováno vyšších amplitud oscilací.

4.7.3. Rizikové faktory

Maximální vypočtené amplitudy oscilací byly cca 0,02 rad (odpovídá hodnotě 1°). Tyto na první pohled nepřiliš vysoké hodnoty znamenají dvě zásadní rizika – torzní momenty v nápravě a úhlová zrychlení jednotlivých kol, viz obr. 4-131.



Obr. 4-131 Časové průběhy torzního momentu v nápravě (maximum torque, modrá tečkovaná čára) a úhlového zrychlení kol na jednom dvojkolí (maximum angular acceleration, zelená tenká čára). Červeně vyznačené je nominální hodnota maximálního kroutícího momentu na dvojkolí

4.7.3.1. Torzní momenty v nápravě

Uvažovaná náprava lokomotivního dvojkolí (zatížení do 22,5 tun na nápravu, vzdálenost styčných kružnic $2s=1500$ mm) má torzní tuhost v řádu $1 \cdot 10^7$ Nm.rad⁻¹. Dodatečný torzní moment vznikající v průběhu oscilací může dosahovat hodnot až 200 000 Nm. Hodnota vychází z rovnice (4.62), kde torzní moment M_t je součin torzní tuhosti k_t a úhlového zkroucení ϕ . To je hodnota zhruba čtyřnásobná oproti maximální hodnotě momentu za převodovkou (výstupní moment z převodovky).

$$M_t = k_t \cdot \phi = 1 \cdot 10^7 \cdot 0,02 = 200\,000 \text{ Nm} \quad (4.62)$$

Torzní moment lze s přibližnou znalostí rozměrů nápravy přepočítat na tečné napětí v jejím průřezu podle vztahů.

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad (4.63)$$

$$M_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (4.64)$$

Výsledná hodnota aditivního tečného napětí v dřívku nápravy určená na základě vztahů (4.63) a (4.64) je:

$$\tau = \frac{16 \cdot M_k \cdot D}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} = \frac{16 \cdot 200\,000 \cdot 1000 \cdot 215}{\pi \cdot (215^4 - 80^4)} \doteq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (4.65)$$

Ve spojení s ohybovým namáháním dvojkolí tak může růst výsledné redukované napětí v nápravě nad dovolené hodnoty a může tak dojít ke vzniku a růstu trhlin na povrchu sedla náboje kola, které je ještě zatěžováno účinky lisovaného spoje.

4.7.3.2. Úhlová zrychlení kol

Harmonická povaha oscilací způsobuje, že čím vyšší je amplituda oscilací, tím vyšší je amplituda úhlových zrychlení jednotlivých kol dvojkolí, dle rovnice (4.66).

$$\ddot{y}_0 = -y_0 \omega^2 \quad (4.66)$$

Ze vztahu vyplývá, že zrychlení \ddot{y}_0 je dáno součinem amplitudy y_0 a druhé mocniny úhlové frekvence kmitavého pohybu ω – ta je v případě uvažovaného dvojkolí v rozmezí 30-35 Hz a 55-60 Hz dle typu pohonu.

Pro uvedený průběh tato zrychlení dosahovala hodnot v řádu 10^3 rad.s⁻². Takto vysoké hodnoty mohou být ve spojení s vysokými momenty setrvačnosti jednotlivých kol příčinou selhání lisovaných spojů náprav.

4.8. Nápravná opatření

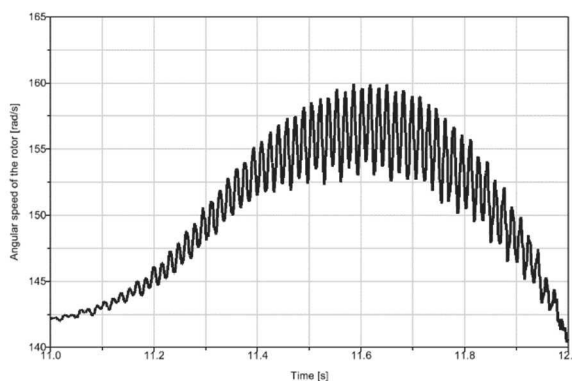
4.8.1. Analýza dynamiky pohonu

Celý pohonný řetězec lze z hlediska mechaniky chápat jako jednoduchou torzní soustavu s určitým počtem stupňů volnosti a danými parametry. Tato soustava je charakteristická svými vlastními frekvencemi volných kmitů. Z provedených simulací

platí, že kmitání jedné části mechanické soustavy se přenáší i na její zbylé části. Rozkmitá-li se torzně dvojkolí, rozkmitají se i další části pohonu včetně rotoru trakčního motoru.

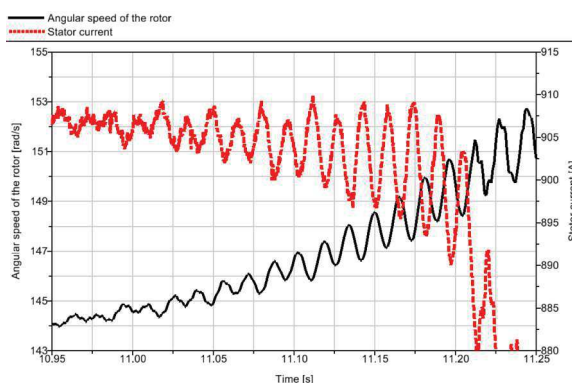
To je důležité z hlediska elektrických veličin asynchronního stroje. Uvažovaný motor je (viz kap. 4.5.2.3) řízen analogicky k motoru stejnosměrnému velikostí proudu. Podle simulačních výsledků zjednodušeného modelu platí, že se oscilace přenášejí z dvojkolí až na motor a projevují se na momentotvorné složce proudu – odkaz na napěťové rovnice stroje, viz rovnice (2.21). Otáčky jsou podle těchto rovnic vstupem a do určité míry zpětnou vazbou.

Podle rovnic platí, že dynamika samotného rotoru ovlivňuje velikosti elektrických veličin v samotném stroji. Na tento jev byly zaměřeny prováděné simulace. V situaci, kdy došlo k rozkmitání dvojkolí, byly sledovány otáčky rotoru, viz obr. 4-132 a proudy ve stroji. Pozornost byla zaměřena především na momentotvornou složku proudu i_{1q} .



Obr. 4-132 Průběhy úhlové rychlosti rotoru trakčního motoru v případě prokluzu a následného rozkmitání dvojkolí

Obr. 4-132 znázorňuje průběh otáček rotoru ve chvíli, kdy dvojkolí ztrácí adhezi. To vede k prudkému nárůstu úhlové rychlosti rotoru. Ztráta adheze zároveň způsobuje torzní rozkmitání dvojkolí. Oscilace dvojkolí jsou podle předpokladu přenášeny skrz celý pohon až k trakčnímu motoru. Dochází zde proto k superpozici otáček rotoru a přenášených oscilací. Ty svou frekvencí odpovídají vlastní frekvenci dvojkolí.



Obr. 4-133 Detail průběhu úhlové rychlosti rotoru (Angular speed of the rotor – černá čára) a momentotvorného proudu (Stator current – červená tečkovaná čára)

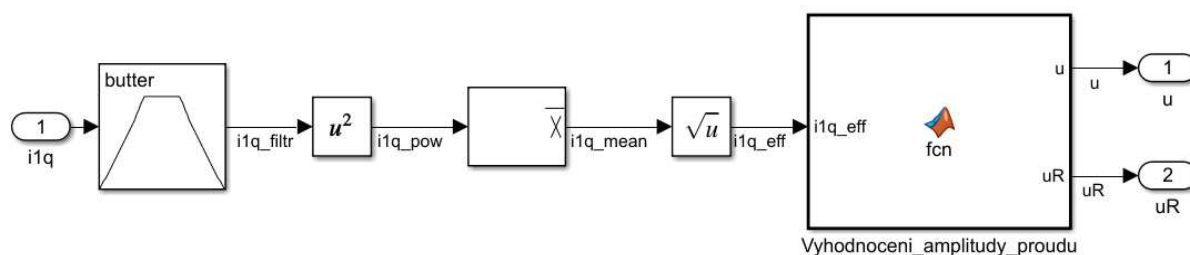
V návaznosti na to lze pozorovat vznik obdobných oscilací i v průběhu samotného proudu i_{1q} . To je znázorněno na obr. 4-133. V okamžiku rozkmitání pohonu se původní lehce zašuměný průběh proudu začíná postupně rozkmitávat.

Z analýzy frekvencí proudu a torzních kmitů vyplývá, že frekvence jsou totožné. Proudové oscilace bohužel nejsou tolik výrazné jako u oscilací mechanických – alespoň v počáteční fázi kmitání. Z jejich průběhů tak lze oscilace detekovat až s určitým zpožděním. To je nejspíš dáno povahou stroje a jeho regulace, která se do určitého okamžiku pokouší držet moment na požadované hodnotě bez ohledu na pulzování elektrických veličin. V určitém okamžiku už jsou oscilace natolik vysoké, že je regulace nedokáže efektivně vyfiltrovat, čímž dojde k jejich viditelnému projevu.

4.8.2. Elektromechanické ovlivnění

Oscilace proudu i_{1q} je teoreticky možné využít k regulaci stroje. S použitím filtrů typu Band pass (pásmová propust) je možné v reálném čase odfiltrout určité hodnoty frekvencí a získat pouze oscilace příslušných frekvencí.

To lze dále využít jako dodatečný impuls pro zásah protiskluzové ochrany a tím urychlit její činnost. Do regulační struktury modelů byl proto přidán nadstavbový blok, který na základě průběhu proudů vyhodnocuje možnost výskytu torzních oscilací dvojkolí. Jeho schématické znázornění je na obrázku obr. 4-134.



Obr. 4-134 Schéma bloku vyhodnocení proudu i_{1q} .

Základem tohoto bloku je filtr hodnot proudu (butter – Bandpass), který propouští pouze složky stejnosměrného proudu i_{1q} v rozmezí frekvencí cca 30-60 Hz. Tyto hodnoty odpovídají vlastním frekvencím pohonů částečně a zcela odpružených, viz kapitoly 4.4.1.2 a 4.4.2.2. Proud je po filtraci přibližně harmonická veličina, která má určitou amplitudu a frekvenci (podobně jako oscilace dvojkolí). Pro snazší identifikaci je proto přibližně sinusový průběh přepočten na efektivní hodnotu proudu podle následujícího vzorce.

$$I_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_{t_0}^{T+t_0} i^2(t) dt} \tag{4.67}$$

Perioda T odpovídá zhruba dvojnásobku maximální uvažované frekvence podle Nyquistova kritéria ($f_{sample}=2*f$). Na základě hodnoty efektivního proudu je pak určován druh zásahu protiskluzové ochrany dle prog. 4-8:

- malý prokluz (malé snížení momentu),
- velký prokluz (velké snížení momentu).

Jako hraniční hodnoty pro zásah byly zvoleny následující hodnoty:

- mírný prokluz – $I_{Lim}=2A$, odpovídá amplitudám přibližně $1E-03$ rad a více,
- velký prokluz – $I_{RLim}=10A$ odpovídá amplitudám přibližně $5E-03$ rad a více.

```
function [u,uR] = fcn(ilq_eff)
Kred=.707;
iLim=10*Kred;
iRLim=2*Kred;

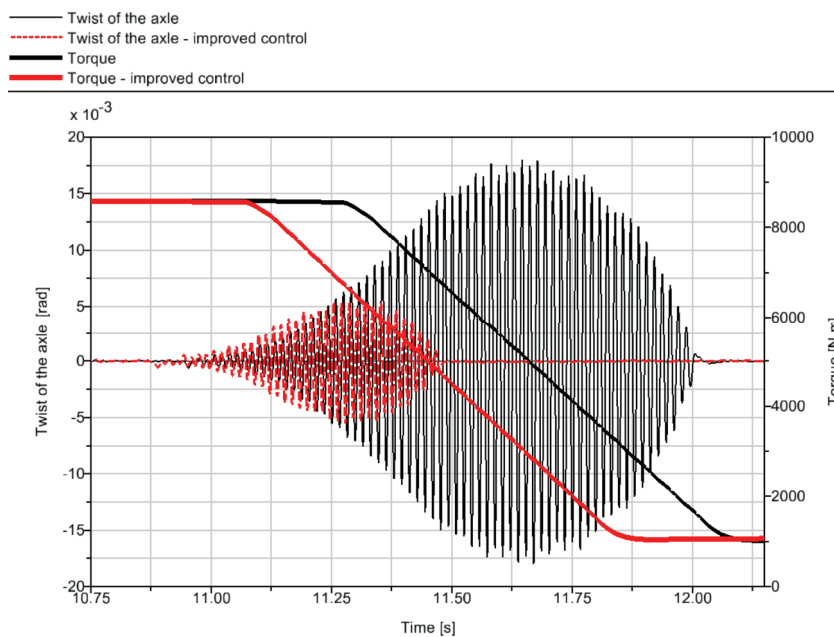
if ilq_eff>iRLim
    uR=1;
else
    uR=0;
end

if ilq_eff>iLim
    u=1;
else
    u=0;
end
```

Prog. 4-8 Rozhodovací logika proudových veličin

Koeficient $K_{red}=0.707$ zohledňuje vztah mezi amplitudou harmonické veličiny a její efektivní hodnotou.

4.8.2.1. Dopad na oscilace při ztrátě adheze



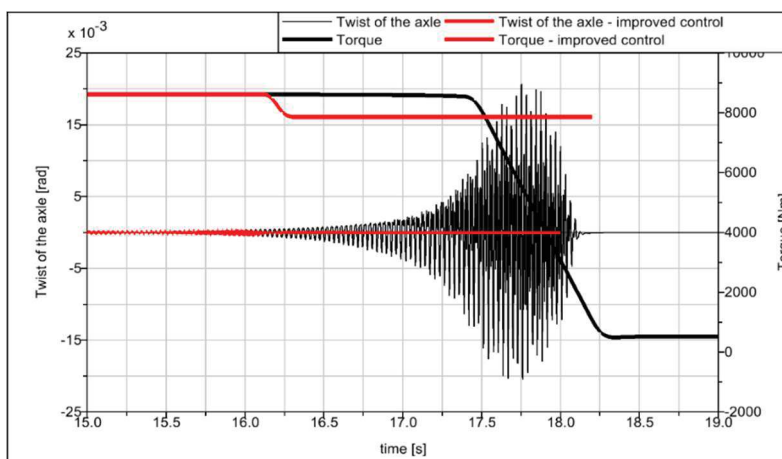
Obr. 4-135 Srovnání průběhů torzních oscilací dvojkolí (Twist of the axle, černá) a momentů trakčního motoru (Torque, červená) při použití standardní a modifikované regulace pohonu.

Tento princip byl využit při jedné ze simulací, kde došlo ke ztrátě adheze. Prostřednictvím dodatečného impulsu došlo k mírnému urychlení činnosti protiskluzové ochrany. Výstupy této simulace znázorňuje obr. 4-135.

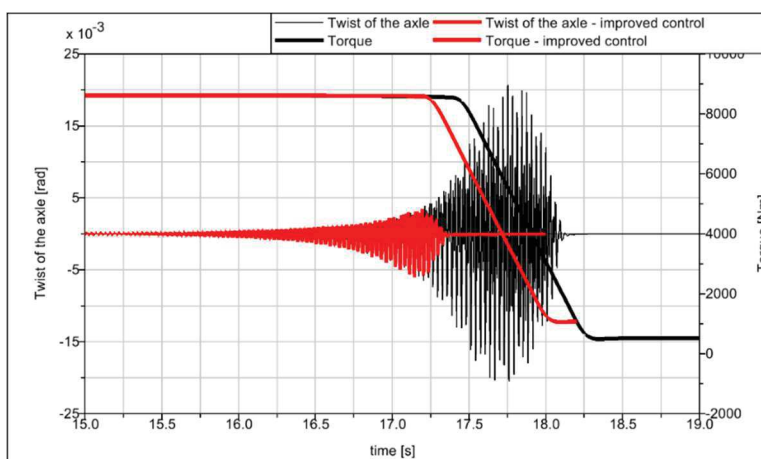
4.8.2.2. Dopad na oscilace při průjezdu obloukem

Podobná funkčnost platí i pro průjezd vozidla ostrým obloukem (zde pravotočivým), viz obr.4-136 a obr. 4-137, kdy se hnací dvojkolí postupně rozkmitává a oscilace dosahují amplitud o hodnotě $20\text{-}25 \cdot 10^{-3}$ rad. Následující průběhy porovnávají dvojici situací – proudové oscilace při zaznamenání mírného a velkého prokluzu, respektive rozkmitání dvojkolí.

Z průběhů je zřejmé, že stačí mírné snížení hnacího momentu – v případě nesnížené adheze se jednalo o hodnotu v rozmezí 750-1000 Nm – se pracovní bod adheze vrátí zpět do stabilní oblasti a oscilace se nestačily více rozvinout.



Obr. 4-136 Vliv aplikace sledování proudů v oblouku R250 – standardní stav vs. upravené řízení (záznam mírného prokluzu). Sledování hodnot momentu (torque) a zkrutu nápravy (twist).



Obr. 4-137 Vliv aplikace sledování proudů v oblouku R250 – standardní stav vs. upravené řízení (záznam velkého prokluzu). Sledování hodnot momentu (torque) a zkrutu nápravy (twist).

V případě zaznamenání velkého prokluzu se oscilace stihnou rozvinout do znatelných hodnot, ovšem násobně nižších oproti běžnému stavu s klasickou protiskluzovou ochranou.

Z hlediska provozu vozidla je ideální aplikace záznamu mírného prokluzu, který téměř eliminuje veškeré torzní oscilace dvojkolí. Jeho nevýhodou je požadavek na značnou citlivost v měření proudových veličin a následného přepočtu. Naopak detekce velkého prokluzu není tak citlivá na přesnost, nicméně oscilace nelze zcela vyeliminovat.

Uvedený způsob detekce přítomnosti oscilací umožňuje efektivně zaznamenávat a následně i redukovat hodnoty oscilací na přijatelnou úroveň. To vše lze provést bez dodatečných konstrukčních úprav samotného pohonu. Případná aplikace těchto navržených opatření je především softwarová. To je její hlavní přínos pro její případné uvedení do praxe.

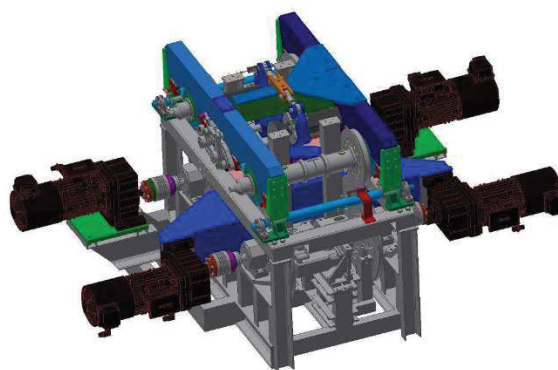
5. Příprava experimentální části

5.1. Rozšíření kladkového stavu

Vzhledem k finanční náročnosti zkoušek prováděných na skutečných vozidlech byla snaha přesunout experimentální část doktorské práce na již existující kladkový stav Fakulty strojní ČVUT v Praze, viz obr. 5-1 a obr. 5-2. Tento stav je nástupcem původního kladkového stavu, který byl vytvářen v průběhu posledních desetiletí. Jeho součástí byl netrakovní podvozek určený pro simulace jízdy vozidla po trati (přímá, oblouk), rejdivání apod. Oba stavy představují model podvozku v měřítku 1:3,5.

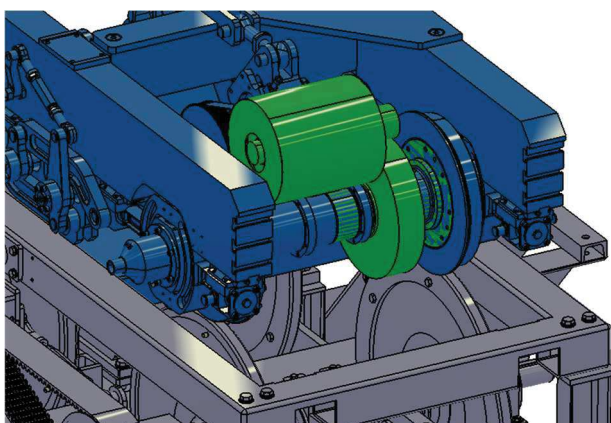


Obr. 5-1 Původní kladkový stav v laboratořích ČVUT v Praze

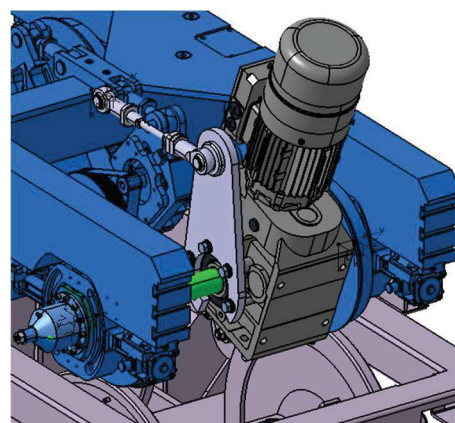


Obr. 5-2 Nový kladkový stav v laboratořích ČVUT v Praze [31]

V rámci grantu SGS20/120/OHK2/2T/12 byl vytvořen návrh úpravy stávajícího zařízení viz obr. 5-3 a obr. 5-4. Tato úprava měla původně zahrnovat náhradu jednoho běžného dvojkolí za dvojkolí hnací ve variantě částečně odpruženého pohonu. Tzn. stávající stand měl být opatřen asynchronním trakčním motorem, jednostupňovou převodovkou, spojkou pro přenos momentu a reakční závěškou.



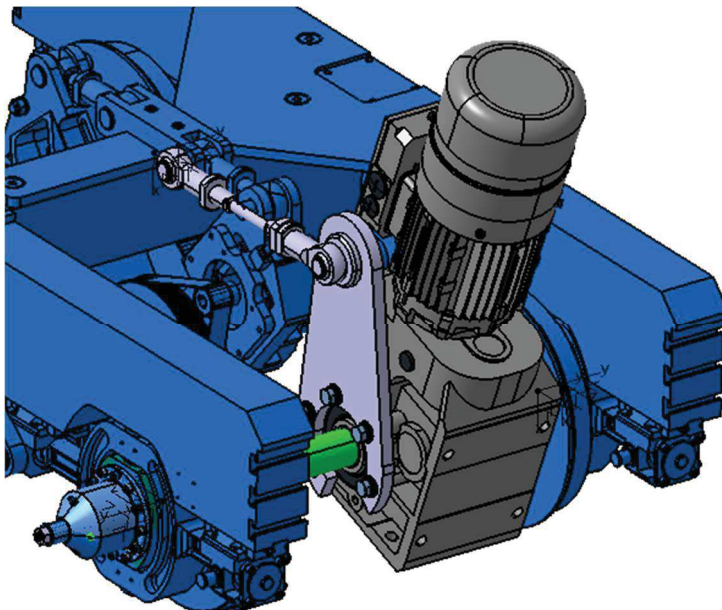
Obr. 5-3 Prvotní návrh úpravy zkušebního zařízení v laboratořích ČVUT v Praze



Obr. 5-4 Výsledný návrh úpravy zkušebního zařízení v laboratořích ČVUT v Praze

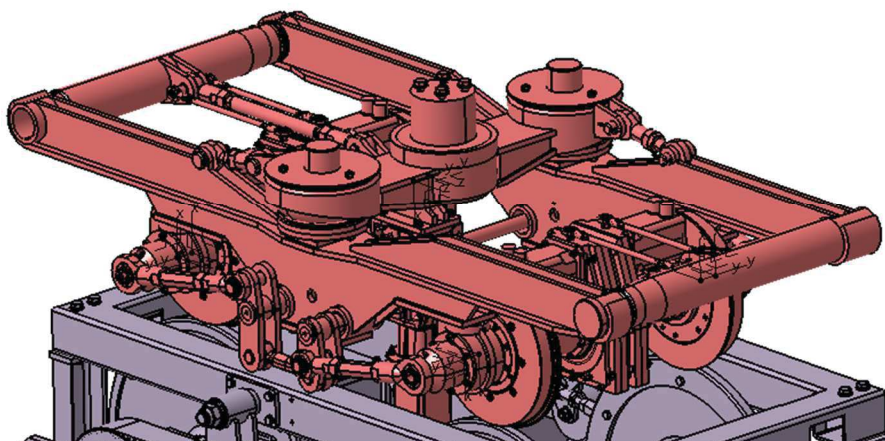
V rámci tohoto návrhu byla nakonec vytvořena dvě hnací dvojkolí (trakční podvozek), každé s asynchronním motorem a kuželočelní převodovkou s podélně našikmo umístěným motorem, viz obr. 5-5. To bylo dáno následujícími okolnostmi:

- hmotnost podvozku (zatíženého) ve spojení s vyššími součiniteli tření vyžadovaly větší výkony motorů,
- větší (výkonnější) asynchronní motory svými rozměry neumožňovaly souběžnou zástavbu motoru a jednostupňové převodovky mezi podélníky rámu podvozku.



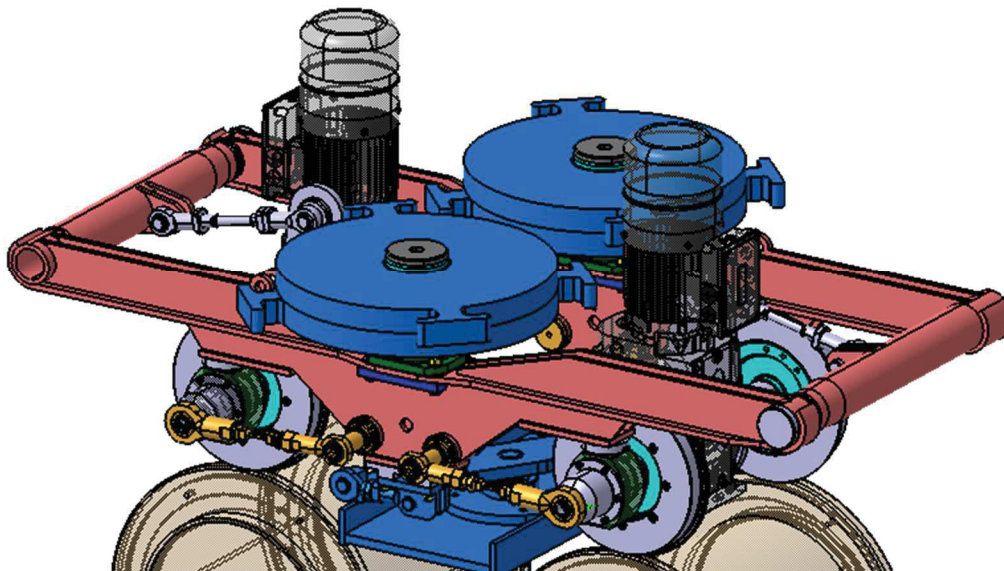
Obr. 5-5 Detail provedení pohonu a jeho vazba na podvozek.

S ohledem na využití nového kladkového stavu (výzkum, výuka) a existenci značného množství komponent ze stavu původního, viz obr. 5-6, bylo rozhodnuto o využití komponent ze stavu původního a tvorby druhého zkušebního stavu (umístění taktéž v laboratořích ČVUT na Julisce).



Obr. 5-6 Původní podvozek.

Z původního stavu tak byl použit především rám podvozku a některé díly dvojkolí a jeho vedení. Podvozek byl rovněž umístěn na původní rám (s mírnými konstrukčními úpravami), viz obr. 5-7.



Obr. 5-7 Úprava původního kladkového stavu.

5.2. Účel kladkového stavu

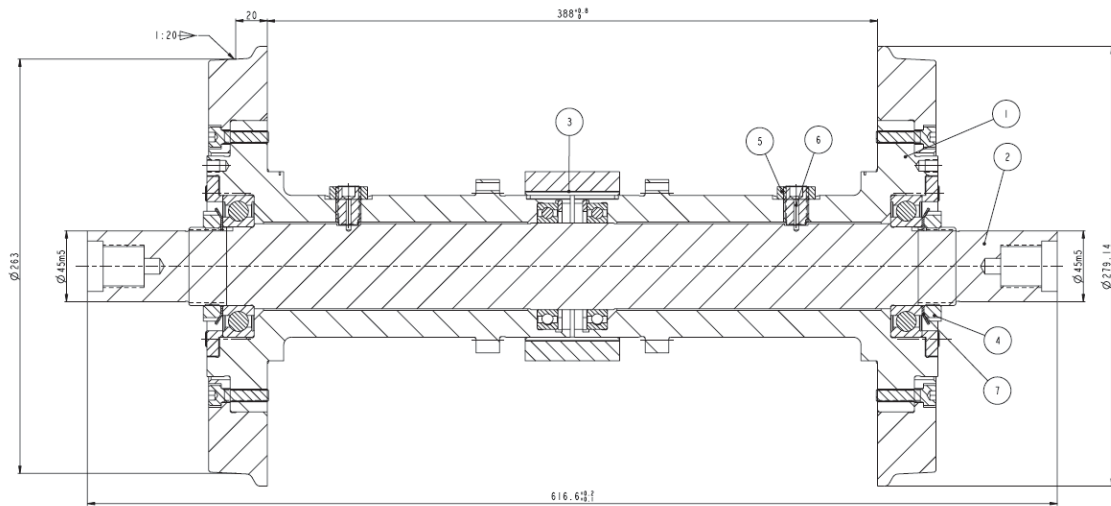
Stávající (nový) kladkový stav umožňuje poměrně široké spektrum prováděných měření zahrnujících jízdu po přímé trati, případně obloukem apod. Z hlediska výzkumu torzních oscilací, případně nastavování regulace pohonu postačuje jízda po přímé trati s ohledem na různé velikosti kolových sil. Z toho vyplývají požadavky na úpravu původního stavu:

- podvozek s tuze vedenými dvojkolími, z nichž je alespoň jedno hnací,
- měření velikosti hnacích sil na hnacím dvojkolí,
- měření síly v závěsce,
- měření velikosti kolových sil,
- tenzometrické měření napětí v nápravě,
- sledování proudových veličin motoru,
- zajištění proměnných provozních podmínek
- návrh nových nosných kladek z výrazně vyšší torzní tuhostí (reprezentuje kolej).

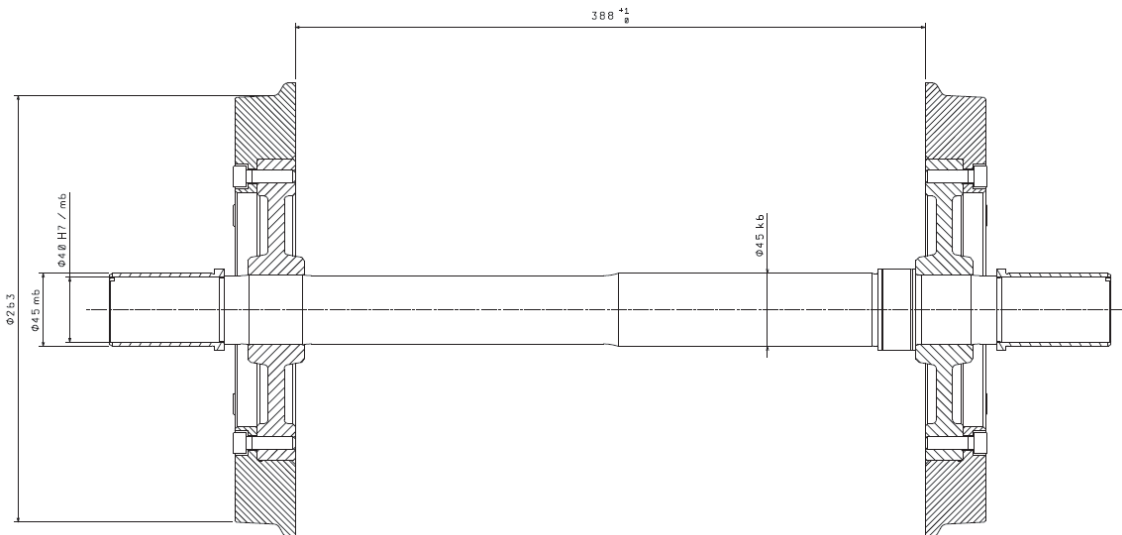
5.3. Konstrukce zkušebního stavu

5.3.1. Dvojkolí

Původní dvojkolí, viz obr. 5-8, bylo navrženo jako nastavitelné – pevně spojená kola, nebo kole volně otočná. Pro účely úpravy byl vytvořen návrh dvojkolí zcela nového hnacího dvojkolí s pevně umístěnými koly a osazením pro ozubené kolo převodovky, viz obr. 5-9 a obr. 5-10.

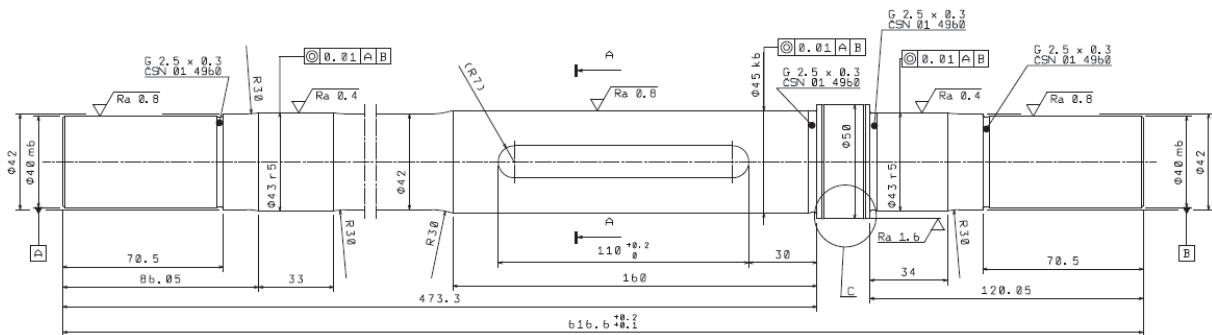


Obr. 5-8 Původní dvojkolí.



Obr. 5-9 Nové dvojkolí.

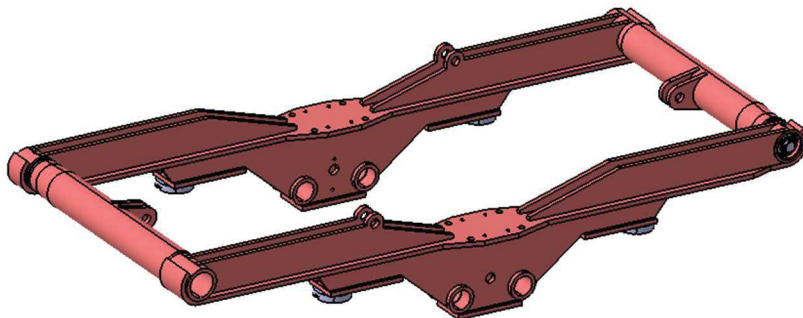
Ve snaze zachovat v maximální možné míře rozhraní nápravy (průměry ložisek), byly ložiskové čepy opatřeny pouzdrem, které sloužilo jako adaptér pro ložiska většího vnitřního průměru.



Obr. 5-10 Detail nápravy.

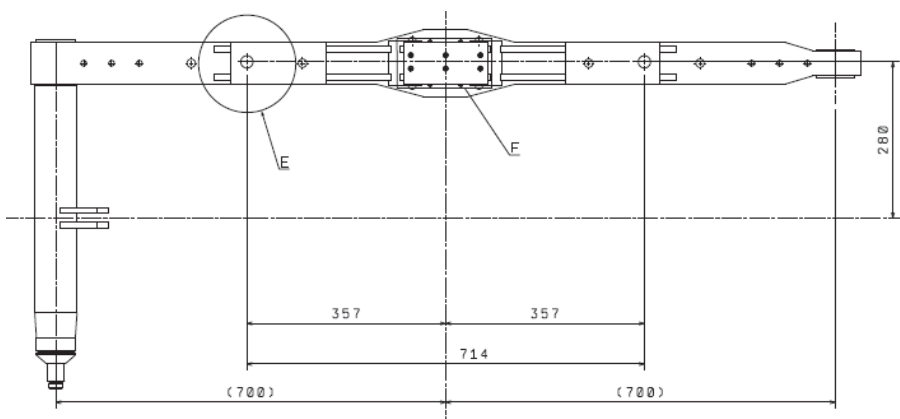
5.3.2. Rám podvozku

Původní rám, viz obr. 5-11, podvozku byl převzat s drobnými obráběcími úpravami. Šlo především o doplnění otvorů pro montáž mechanismu zatížení a do-obrobení některých původně ne zcela přesných otvorů (pro systém měření kolových sil), vedení podvozku atd.

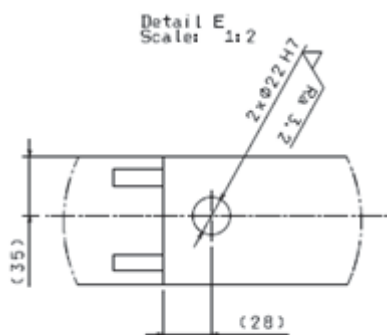


Obr. 5-11 Rám podvozku po úpravě.

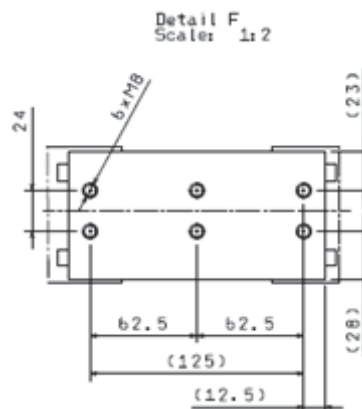
Jednotlivé úpravy polorámů jsou zobrazeny na obr. 5-12 až obr. 5-16.



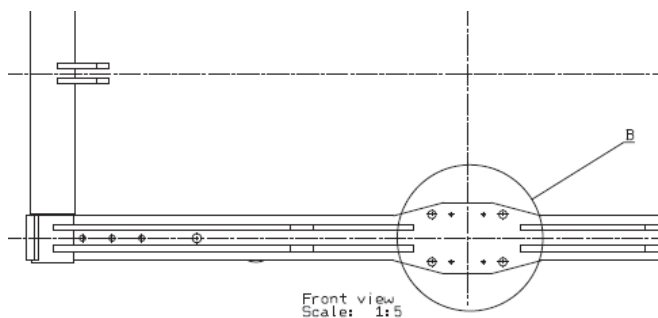
Obr. 5-12 Detail výrobní dokumentace obrábění polorámu.



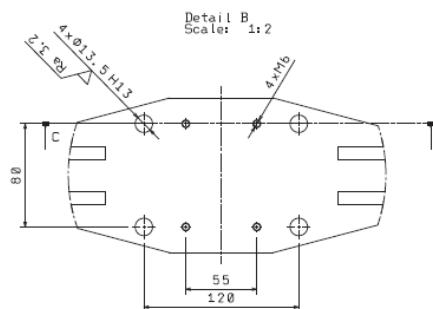
Obr. 5-13 Detail přebrobení otvorů pro měření kolových sil.



Obr. 5-14 Detail obrobení rozhraní lemniskátového mechanismu podvozku.



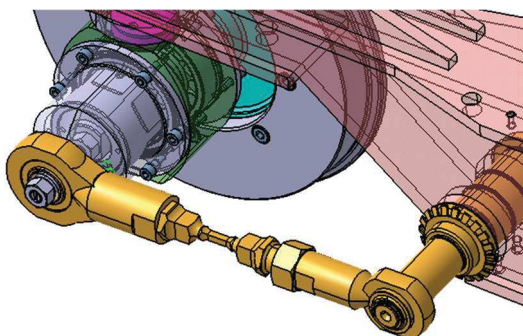
Obr. 5-15 Detail výrobní dokumentace obrábění polorámu.



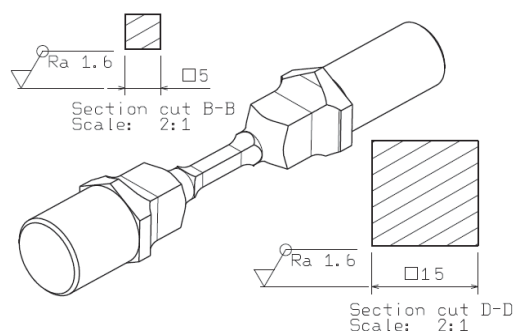
Obr. 5-16 Detail obrobení rozhraní zatěžovacího mechanismu.

5.3.1. Vedení dvojkolí

Původní stav byl vybaven ojnicemi, které vedly dvojkolí a zároveň pomocí mechanismu stavěly dvojkolí do radiální polohy. V případě upraveného stavu, kde se uvažuje pouze jízda po přímé trati, byl mechanismus rejdivání odstraněn a původní táhla přebrobená na siloměrná táhla, viz obr. 5-17 a obr. 5-18. Táhla jsou nově spojena prostřednictvím čepů pevně k rámu podvozku, dvojkolí se tak chová jako tuze vedené.



Obr. 5-17 Táhlo vedení dvojkolí.



Obr. 5-18 Detail krčku tenzometrického táhla.

5.3.1. Pohon

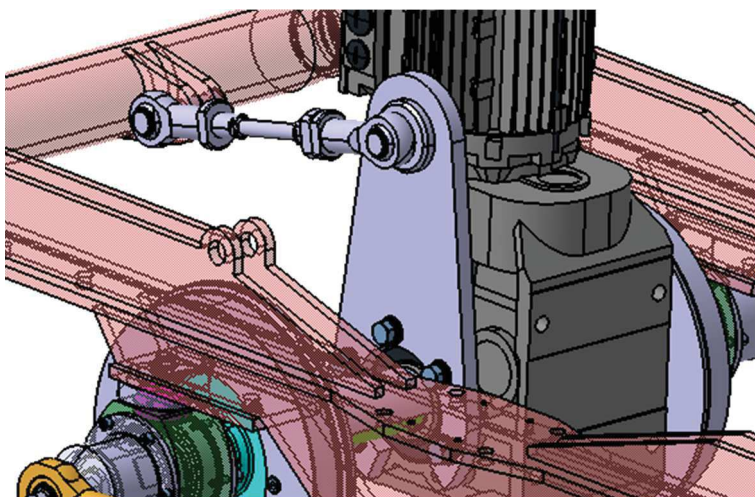
Pro pohon byla vybrána dvojice asynchronních motorů s kuželočelní převodovkou spol. Lenze s.r.o. Výstup převodovky je řešen formou duté hřídele, které je nasazena na nápravu. Přenos momentu je pojištěn pomocí těsného pera. Řízení pohonů je řešeno frekvenčním měničem s příslušným softwarem, který je součástí vybavení laboratoře na Julisce.

Parametry pohonu, viz obr. 5-19, byly přednostně navrženy tak, aby bylo možné navodit stav ztráty adheze mezi kolem a kolejnicí a to i při maximální hmotnosti podvozku (tj. pro jeho maximální přípustné zatížení).

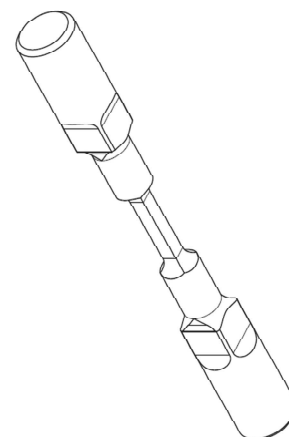
převodovka	g500-B600	kód motoru	MFEMAIG080-42C1C
motor	MF 080-42	jmenovité otáčky	3480 r/min
jmenovitý výkon	3 kW	jmenovitý točivý moment	8,2 Nm
jmenovitá frekvence	120 Hz	jmenovité napětí	210 / 370 V
převodový poměr	13,369	jmenovitý proud	11,40 / 6,60 A
výstupní otáčky	260,3 r/min	výkonový faktor cos phi	0,86
výstupní točivý moment	105 Nm	druh provozu	S1
zatížitelnost c	3,09	způsob připojení	svorkovnice
moment setrvačnosti	30,506 kgcm ²	svorkovnice	v poloze 2
upřesnění	integrováný motor	teplotní třída	F
montážní poloha	A	ochrana motoru	termokontakt (rozpínací)
stupeň krytí	IP55	chlazení	vlastní ventilátor
povrchová/antikoroz. ochrana	OKS-S (Small; C1)	zpětná vazba	inkrem. snímač IG1024-24V-H
barva	RAL 7012 = čedičová šedá	elek. připojení zpětné vazby	svorkovnice
kód převodovky	G50BB160MHR3C00	kód motoru C86	1591
výstupní hřídel	H - dutá hřídel 45 mm		
tvar	B - s patkami, bez centrování		
výstupní příruba	R - bez příruby		
odvzdušňovací prvek	namontovaný		
mazivo	CLP HC 320		

Obr. 5-19 Parametry pohonu.

Reakce pohonu je zachytávána prostřednictvím závěsky mezi ramenem na pohonu a čelníkem na rámu podvozku, viz obr. 5-20. Závěska je zároveň vybavena měřícím tenzometrickým místem – krčkem, viz obr. 5-21.



Obr. 5-20 Reakční rameno převodovky.

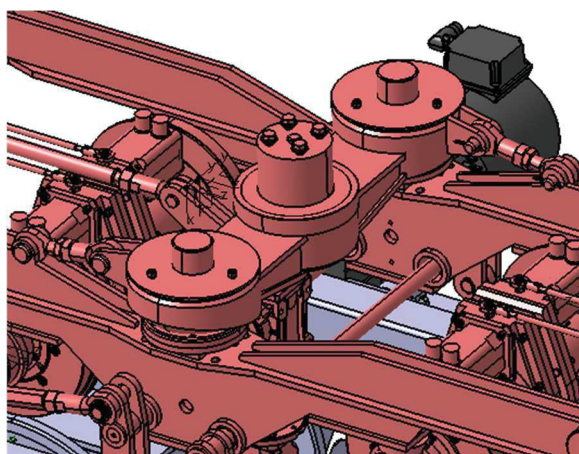


Obr. 5-21 Reakční závěska.

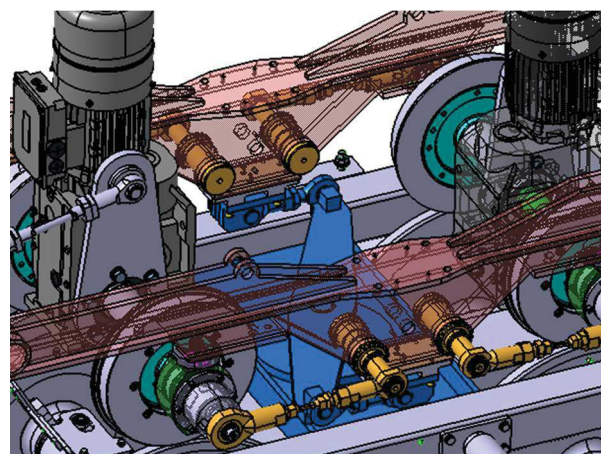
5.3.2. Spojení podvozku a kladkového stavu

Původní podvozek byl na kladkovém stavu veden za pomoci kolébky, která s ním byla propojena dvojicí táhel, viz obr. 5-22. Samotná kolébka pak byla spojena s rámem samotného stavu. Kolébka zároveň vytvářela přítlak (zátěž) přes vzduchové pružiny.

Při úpravě vazby experimentálního trakčního podvozku s rámem kladkového stavu, viz obr. 5-23, byla kolébka odstraněna a namísto ní použit lemniskátový mechanismus, který je totožný s novým kladkovým stavem.



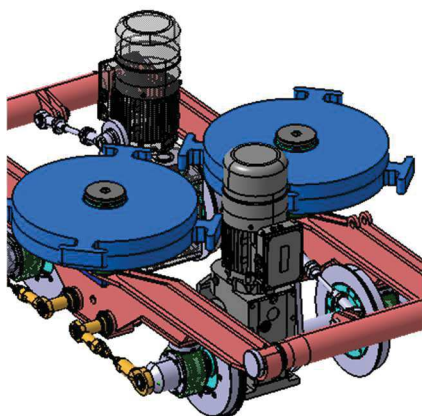
Obr. 5-22 Původní vedení podvozku.



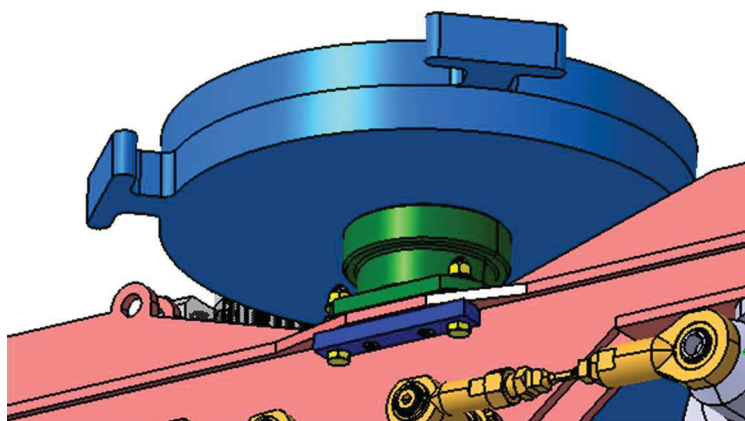
Obr. 5-23 Přepracované vedení podvozku.

5.3.3. Systém zatěžování

Původní pneumatický systém zatěžování byl nahrazen dvojicí sloupců-sad závaží, které se na sebe postupně vrší. Ty jsou umístěny ve střední části podélníků (na místě původního rozhraní s kolébkou), viz obr. 5-24 a obr. 5-25.



Obr. 5-24 Zatěžování podvozku.



Obr. 5-25 Detail sloupce zatížení.

5.4. Návrh experimentu

Cílem je ověřit simulačně získané poznatky z výpočetních modelů. Jedná se především o stav navození prokluzu trakčních dvojkolí experimentálního podvozku, vyvolání oscilací pohonu a jejich následné snímání a vyhodnocování.

5.4.1. Regulace pohonů dvojkolí a zkušebního stavu

K navození požadovaných stavů bude využit trakční motor podvozku, který bude nastaven na určité otáčky a jako zátěž mu budou fungovat kladky zkušebního stavu nastavené na mírně odlišné otáčky a to tak, aby se pracovní bod adheze dostal blízko ke svému vrcholu.

V případě detekce prokluzu dvojkolí dojde k dorovnání jednotlivých otáček, aby bylo zabráněno nadměrnému poškozování jízdnicích ploch kol a kladek.

5.4.2. Nastavení adhezních podmínek

Vyvolání prokluzu může být dosaženo buď prostým překonáním meze adheze mezi dvojkolím a kladkami, nebo náhlým snížením součinitele tření. To může být provedeno buď aplikací maziva na jízdnicí plochu kladky, případně obyčejné vody. To je vhodné především za situace, kdy součinitele tření mohou dle starších měření (Např. Voltr [52]) dosahovat poměrně velkých hodnot ($\mu=0,5$ a více).

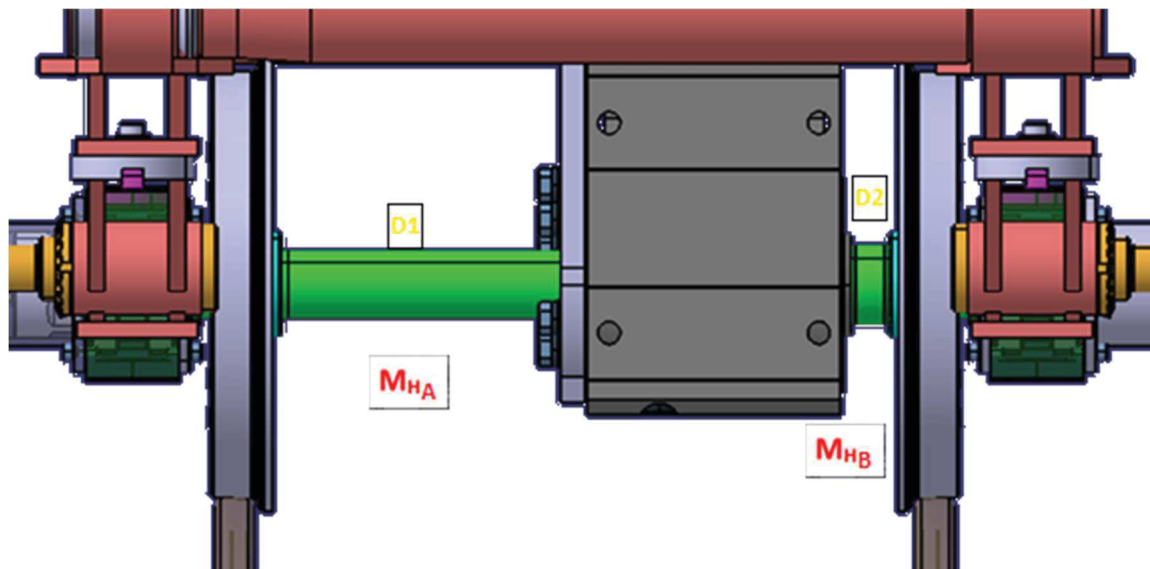
5.4.3. Snímání silových veličin

Pro účely snímání silových účinků byl experimentální podvozek vybaven těmito snímacími prvky:

- závěskou pohonného bloku opatřenou tenzometrickými snímači,
- podélnými siloměrnými táhly vedení hnacích dvojkolí závěskou opatřenými tenzometrickými snímači,
- tenzometrickými snímači svislého zatížení dvojkolí,
- snímači otáček kol dvojkolí a nosných kladek,
- měřením otáček trakčních motorů.

5.4.3.1. Snímání deformací nápravy

K snímání deformací na nápravě slouží úsek mezi převodovkou a jednotlivými koly. Tato místa, viz obr. 5-26, jsou určena k umístění tenzometrů. V rámci snímání deformací je nutno oddělit ohyby nápravy od zkroucení.

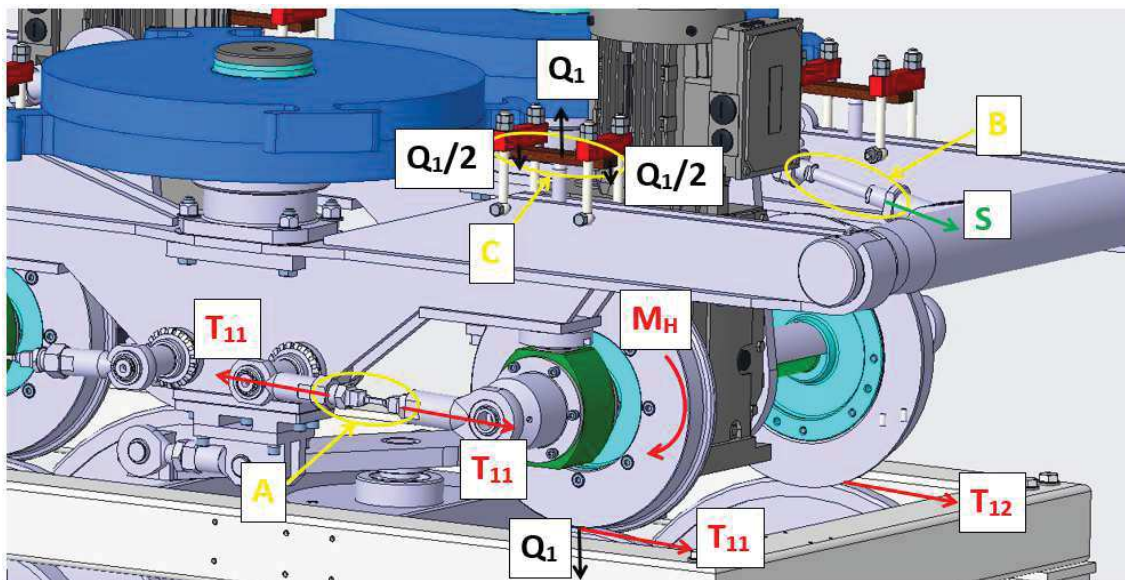


Obr. 5-26 Schéma silového působení včetně umístění tenzometrů

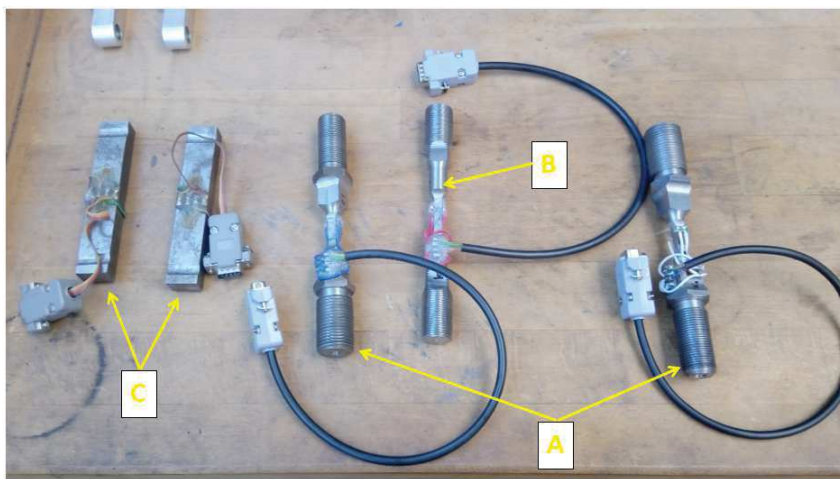
5.4.3.2. Snímání tažných a kolových sil

Měření je prováděno prostřednictvím siloměrných táhel a nosníků, kterými je opatřeno jedno z dvojkolí. Jejich rozmístění je uvedeno na obrázku obr. 5-27 a obr. 5-28. Kromě sil je zde uvedeno u písmenné označení jednotlivých siloměrných prvků.

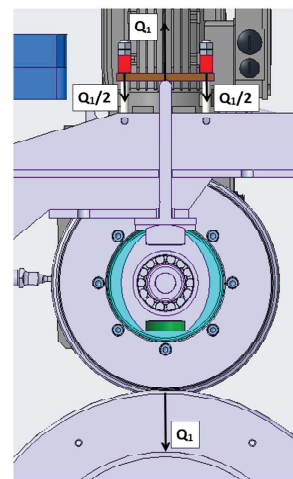
Obr. 5-29 znázorňuje schéma měření kolových sil na kladkovém stavu. Jedná se o tenzometrické měření deformace nosníku, o který se opírá ložisková skříň dvojkolí.



Obr. 5-27 Schéma silového působení a rozmístění siloměrných prvků kolové a tažné síly [65].



Obr. 5-28 Siloměrná táhla pro tažné síly (A), rekaci převodovky (B) a měřící nosník kolových sil (C) [65].



Obr. 5-29 Schéma měření kolových sil – nosník C [65]

6. Důsledky pro vědu a praxi

Z provedených výpočtů vyplývá, že kolejová vozidla mohou být znatelně postižena dopady torzního kmitání hnacích dvojkolí. Vysoké hodnoty amplitud torzních oscilací mohou vést ke vzniku vad v jednotlivých částech pohonu. Vazba mezi mechanickou a elektrickou částí pohonu představuje možnost, jak tyto oscilace relativně rychle detekovat a využít pro účely dodatečného regulačního zásahu. Výhodou této metody je, že jde o ryze softwarovou cestu, nevyžadující dodatečné mechanické úpravy konstrukce pohonu.

Výše uvedený přístup je ryze teoretické povahy a měl by být ověřen i na skutečném objektu. K tomu účelu byla v minulých letech navržena a provedena úprava stávajícího kladkového stavu, jeho uvedení do provozu je plánováno na rok 2021-2022. Uvažované experimenty by měly potvrdit, či vyloučit správnost tohoto přístupu a případně přinést nové poznatky ovlivňující regulační procesy v pohonu kolejového vozidla.

7. Závěr

Na základě zvýšeného výskytu vad dvojkolí v uplynulých letech byl zaměřen výzkum na torzní kmitání v pohonech kolejových vozidel. Tato práce popisovala jeden z mnoha přístupů k řešení otázky, co je to torzní kmitání, jak se projevuje a jaké jsou možnosti jeho detekce, případně potlačení, viz kapitoly rešeršní části č. 2.2. Pro tento účel byla vytvořena dvojice simulačních modelů – zjednodušený model dvojkolí a komplexní model celého vozidla. Tyto modely popisovaly dnes běžně používané koncepce pohonů kolejových vozidel, které lze běžně potkat na železničních tratích celého světa viz kapitoly č. 2.3.1.3.1 a 2.3.1.3.2. Jejich bližší popis z hlediska modelování byl uveden v kapitolách č. 4.5 a 4.6.

Modely byly použity k navození situací, kdy se dvojkolí nebezpečně rozkmitává a následnému pozorování těchto dějů, viz kapitoly č. 8.3.1 a 8.3.2. Spojením modelů mechanického a elektrického systému bylo možno sledovat úzké propojení zdánlivě oddělených světů viz kapitoly 4.5.4.4.1, 4.5.4.4.2 a 4.5.5.3. S ohledem na zjištěné vazby mezi mechanickou a elektrickou částí byl vytvořen systém řízení určený k detekci a následné redukci oscilací uvedený v kapitole 4.8.2. Tento systém byl prozatím pouze simulačně ozkoušen na výpočetních modelech, viz kapitoly 4.8.2.1 a 4.8.2.2.

Nicméně v budoucnu se plánuje jeho implementace do zkušebního stavu v laboratořích na Julisce a jeho praktické ozkoušení viz kapitola 5. K tomu byla v uplynulých letech navržena úprava a částečně zrealizována přestavba pro účely sledování adheze a dynamiky v pohonu zkušebního podvozku viz kapitola 5.3. Pro tyto účely byl rovněž navržen experiment, který by měl potvrdit, případně upřesnit dříve zjištěno poznatky, viz kapitola 5.4.

Seznam použitých značek

Značka	Jednotka	Název
x_i	m	posun
m_i	kg	hmotnost
b_i / d_i	$N \cdot s \cdot m^{-1}$	tlumící konstanta
bt_i / dt_i	$N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1}$	tlumící konstanta v krutu
M_i	N.m	moment
c_i / k_i	$N \cdot m^{-1}$	konstanta tuhosti
ct_i / kt_i	$N \cdot m \cdot rad^{-1}$	konstanta tuhosti v krutu
f	Hz	frekvence
r_k	m	poloměr kola
r_i	m	poloměr
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost
Q_i	N	kolová síla
d_i / D_i	m	průměr
$2w_i$	m	příčná báze
λ	1	kuželovitost
$2s$	m	vzdálenost styčných kružnic
m_n	m	modul ozubení normálový
ξ	1	součinitel záběru
p_{tb}	m	rozteč zubů oz. kola
x_i	1	korekce ozubení
α	rad	úhel
h_i	m	výška
ρ_i	m	poloměr
u	m	vzdálenost otočných čepů
s_i / σ_i	1	skluz
R	Ω	odpor
U_i / u_i	V	elektrické napětí
p	1	počet pólových dvojic
X_i	Ω	reaktance
Ψ_i	Wb	magnetický tok
L_i / M_i	H	indukčnost
I_i / i_i	A	elektrický proud
t	s	čas
γ	rad	úhel
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost
f_x / μ	1	tření
G	$N \cdot mm^{-2}$	modul pružnosti v krutu
E	$N \cdot mm^{-2}$	modul pružnosti v tahu
A / B	-	konstanty Polach. teorie
F_i	N	síla

a	$m.s^{-2}$	zrychlení
φ	rad	úhel / zkrut
K_i	-	konstanta Runge-Kutta
I_i / J_i	$kg.m^2$	moment setrvačnosti
T_i	N	síla
C_i	-	Kalkerovy koeficienty
λ	-	vlastní číslo
u	1	amplituda vlastního tvaru kmitu
kM_i	$N.m.s^{-1}$	konstanta regulace pohonu
ε	$rad.s^{-2}$	úhlové zrychlení
g	$m.s^{-2}$	tíhové zrychlení
G	N	tíha
τ	$N.mm^{-2}$	tečné napětí
W_k	mm^3	modul průřezu v krutu

Literatura

- [1] Počet aut v Česku loni stoupl o 210 tisíc. Průměrné stáří tuzemských vozů je 14,5 roku, 2017. Hospodářské noviny IHNED.cz [online]. Praha: Economia [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://auto.ihned.cz/c1-65599570-pocet-aut-v-cesku-loni-stoupl-o-210-tisic-prumerne-stari-tuzemskych-vozu-je-14-5-roku>
- [2] Dieselgate, 2017. Autorevue.cz [online]. Praha: CN Invest, a. s [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.autorevue.cz/dieselgate>
- [3] Elektromobily nemusí být ekologičtější než auta na benzín, 2012. TechMagazín [online]. Praha: TechMagazín [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/528>
- [4] Rapid EV take-up could cause blackouts on national grid, 2017. Autocar [online]. Northampton: Haymarket Media Group [cit. 2017-04-20]. Dostupné z: <https://www.autocar.co.uk/car-news/new-cars/rapid-ev-take-could-cause-blackouts-national-grid>
- [5] Paris Climate Change Conference - November 2015, 2015. United Nations Framework Convention on Climate Change [online]. Bonn: United Nations [cit. 2017-05-04]. Dostupné z: http://unfccc.int/meetings/paris_nov_2015/meeting/8926.php
- [6] FREIBAUER, Ladislav, Ladislav RUS a Josef ZAHŘÁDKA, 1991. Dynamika kolejových vozidel. Praha: Nadas. Knižnice nové techniky a technologie. ISBN 80-703-0104-X.
- [7] KADEŘÁVEK, Petr a Jaromír PERNIČKA, 2013. Torsion oscillations of powered wheelsets. Railvolution. 2013(2), 34-37. ISSN 9000-0063.
- [8] BENKER, T. a T. WEBER, 2015. Torsionsschwingungen von Radsätzen - eine Herausforderung. Eisenbahn-ingenieur. (April), 47-52.
- [9] LATA, Michael, 2008. Možnosti výzkumu vybraných dynamických jevů v pohonu dvojkolí. Pardubice. Habilitační práce. Univerzita Pardubice.
- [10] KALKER, J. J., Über die Mechanik des Kontaktes zwischen Rad und Schiene. ZEV-Glasers Annalen. 1978(102), 214–218.
- [11] CURTIUS, E. W. a A. KNIFFLER, 1944. Neue erkenntnisse über die Haftung zwischen Treibrad und Schiene. Elektrische Bahnen. (20).
- [12] KOLÁŘ, Josef, 2009. Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel. v Praze: České vysoké učení technické. ISBN 978-80-01-04262-5.
- [13] POLACH, O., 2005. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. In: Wear. 258(7-8), s. 992-1000. DOI: 10.1016/j.wear.2004.03.046. ISSN 00431648. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164804003072>
- [14] YAO, YY., H. ZHANG a S. LUO, 2011. An analysis of resonance effects in locomotive drive systems experiencing wheel/rail saturation adhesion. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility. 49(8), 4-15.
- [15] MARKOVIC, P., D. KOSTIC a N. BOJOVIC, 2015. One Method for Detection of Torsional Oscillations of Driving Axles of Electrical Locomotives. In: PRORAIL 2015 - XXII. Medzinárodná konferencia Súčasné problémy v koľajových vozidlách. 2. Žilina: Žilinská univerzita, Strojnícka fakulta, s. 27-37. ISBN 978-80-89276-48-6.

- [16] BIKER, G., J. DEDE, D. DÖRNER, H. KLEIN a A. PUSNIK, 2014. Bremsscheibe als Tilger für Radsatz-torsionsschwingungen. ZEV Rail. (138), 381-387.
- [17] KOLÁŘ, J. Základy konstrukce kolejových vozidel [přednášky]. Praha: ČVUT, 2011.
- [18] DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP., Simpack Assistant: D.10.5.100 Non-linear Friction Cmp.
- [19] DANZER, Jiří, 2008. Elektrická trakce 7: Adheze. 2. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni.
- [20] KAZMIERKOWSKI, Marian P. a Henryk. TUNIA, 1994. Automatic control of converter-fed drives. Warszawa: PWN-Polish Scientific Publishers. ISBN 04-449-8660-X.
- [21] UHLÍŘ, Ivan, 2007. Elektrické stroje a pohony. Vyd. 2., přeprac. Praha: Nakladatelství ČVUT. ISBN 978-80-01-03730-0.
- [22] PALIDEROVÁ, Eva, 2008. Třísystémová lokomotiva ŠKODA 109E, řada 380: prezentace Škoda Transportation, online dostupné na https://www.powerwiki.cz/attach/XD14EPT/109E_CD.pdf. Plzeň: Škoda Transportation.
- [23] ARIAS-CUEVAS, Oscar, Zili LI, Radu I. POPOVICI a Dik J. SCHIPPER. 2010. Simulation of curving behaviour under high traction in lubricated wheel–rail contacts. *Vehicle System Dynamics*. **48**(sup1): 299-316. DOI: 10.1080/00423111003746132. ISSN 0042-3114. Dostupné na internetu: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423111003746132>
- [24] ŠALAMOUN, Čestmír a Miloš SUCHÝ. 1990. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 468 s. ISBN 80-03-00532-9.
- [25] WEBER, Constantin, Kurt BANASCHEK a Gustav NIEMANN. 1953. Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern: 2. Auflage. *Schriftenreihe Antriebstechnik*. Braunschweig: Friedr. Vieweg, **1953**(11).
- [26] BAUER, Hans a Michael RÜFFER. *Elektrische Bahnfahrzeuge: Lehrbrief* [online]. In: . [cit. 2021-02-12]. Dostupné na internetu: https://www.fernmaster.de/fileadmin/02_PDF/B48_2016-05_Auszug.pdf
- [27] *Lokomotiva 109E: Neoficiální stránky o třísystémových lokomotivách* [online]. 2006. [cit. 2021-02-22]. Dostupné na internetu: <https://109-e.wgz.cz/rubriky/hlavni-stranka>
- [28] *Vagony.cz: Pojezdy podvozkových vozidel* [online]. 2018. [cit. 2021-02-22]. Dostupné na internetu: https://www.vagony.cz/pojezdy/mapa/podvozky_mapa_bezkolebkove.html
- [29] DOUDA, Pavel, Tomáš HEPTNER a Josef KOLÁŘ. 2009. *Pozemní dopravní prostředky*. Vyd. 3. v Praze: České vysoké učení technické. ISBN 978-80-01-04308-0.
- [30] Lokomotiva řady 380 [online]. 2010. Spolek ŽelPage [cit. 2021-03-09]. Dostupné na internetu: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-380.html>
- [31] KALIVODA, Jan. Parametry individuálních pohonů kladek, Zpráva KV Z14-09 v rámci projektu TAČR TE01020038 „Centrum kompetence drážních vozidel“ na pracovišti Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel ČVUT v Praze, Fakulty strojní

- [32] ČSN EN 13261+A1. 2011. Železniční aplikace - Dvojkolí a podvozky - Nápravy - Požadavky na výrobek. Praha: ACRI – Asociace podniků českého železničního průmyslu.
- [33] TRIMPE, Fritz a Corinna SALANDER. 2020. Wheel–rail adhesion during torsional vibration of driven railway wheelsets. *Vehicle System Dynamics*: 1-15. DOI: 10.1080/00423114.2020.1723652. ISSN 0042-3114. Dostupné na internetu: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/00423114.2020.1723652>.
- [34] PAPINI, S., L. PUGI, A. RINDI a E. MELI. 2013. An integrated approach for the optimization of wheel–rail contact force measurement systems. *Journal of Modern Transportation*. (21): pages95–102. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40534-013-0013-z>. ISSN 2662-4753.
- [35] SMITH, Roderick A. 2011. Predicting real world axle failure and reliability: Axle fatigue overview. Imperial College London: Future Rail Research Centre.
- [36] MACURA, Pavel, Antonín FIALA, Petr MATUŠEK a Bohumil ŘEHA. 2002. Analýza zbytkových napětí v železničních nápravách. In: Národní konference s mezinárodní účastí INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2002. Svratka, Česká Republika.
- [37] GU, Ying-Kui, Wen-Fei LI, Jun ZHANG a Guang-Qi QIU. 2019. Effects of Wear, Backlash, and Bearing Clearance on Dynamic Characteristics of a Spur Gear System. *IEEE Access*. 7: 117639-117651. DOI: 10.1109/ACCESS.2019.2936496. ISSN 2169-3536. Dostupné na internetu: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8807166/>
- [38] VITÁSEK, Emil. 1987. Numerické metody. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury.
- [39] MEIERHOFER, Alexander, Christof BERNSTEINER, Gabor MÜLLER, Florian SEMRAD, Franz-Josef WEBER, Martin ROSENBERGER a Klaus SIX. 2020. Prediction of Maximum Torsional Wheel-Set Axle Vibrations Considering Non-linear Adhesion Characteristics. *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*. Cham: Springer International Publishing, : 970-976. Lecture Notes in Mechanical Engineering. DOI: 10.1007/978-3-030-38077-9_113. ISBN 978-3-030-38076-2. Dostupné na internetu: http://link.springer.com/10.1007/978-3-030-38077-9_113
- [40] WEBER, F.J. 2014. Auf der suche nach dem maximalen radsatzwellen-torsionsmoment. *ZEVrail: Glasers Annalen*. (138).
- [41] YU, M. a W. BREUER. 2018. Energie-methode zur vorhersage von kraftschlussinduzierten eigenschwingungen von rad-satzwellen: Tagungsband der 16. International Schienefahrzeugtagung Dresden. Eurailpress.
- [42] BREUNER, Werner a Minyi YU. 2015. Verfahren zur bestimmung eines torsionsmomentes. DE. EP3224590. Uděleno 05.12.2018. Zapsáno 10.12.2015.
- [43] SCHNEIDER, Richard. 2017. Torsionsschwingungen von Radsatzwellen – Systemanalyse Teil 1: System- und Modellbeschreibung. *ZEVrail*. (141): 453-461.
- [44] SCHNEIDER, Richard. 2018. Torsionsschwingungen von Radsatzwellen – Systemanalyse Teil 2: Physikalische Untersuchungen und Sicherheitsbetrachtung. *ZEVrail*. (142): 26-39.

- [45] DIN EN 13104:2013-03. Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren; Deutsche Fassung EN 13104:2009+A2:2012.
- [46] FRIEDRICH, Sebastian a Markus TRAUPE. 2014. *Dynamic Torsional Loads on Wheelsets: Recent Findings for the Assessment. Fatigue Strength and Simulation, T.TVI 24.*
- [47] *Atlas Lokomotiv: Lokomotivní řada 720 (T 435.0)* [online]. [cit. 2021-04-11]. Dostupné na internetu: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-742.html>.
- [48] Škoda představila lokomotivy řady 102 pro DB Regio. 2016. In: *ŽelPage* [online]. [cit. 2021-04-11]. Dostupné na internetu: <https://www.zelpage.cz/zpravy/9634>.
- [49] SPIRYAGIN, Maksym, Hong HEE YOO, Kwan SOO LEE, Valentyn SPIRYAGIN a Mykola GORBUNOV. 2013. Investigation of influence of constraints with radius links on locomotive axle load distribution and wheelset steering ability. *Journal of Mechanical Science and Technology*. **27**(7): 1903-1913. DOI: DOI 10.1007/s12206-013-0506-z. ISSN 1976-3824. Dostupné na internetu: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s12206-013-0506-z.pdf>
- [50] KALIVODA, Jan a Petr BAUER. 2015. Aktivně řízené vedení dvojkolí – simulace a experimenty na kladkovém stavu. *Zborník prednášok: XXII. medzinárodná konferencia international conference súčasné problémy v koľajových vozidlách*. Žilina: Vedecko-technická spoločnosť pri Žilinskej univerzite v Žiline, (1): 241-250. ISBN 978-80-89276-48-6.
- [51] 2020. *Firmy železničního průmyslu jsou stabilními tahouny české ekonomiky – dokazují to jejich hospodářské výsledky za rok 2019* [online]. Praha: ACRI [cit. 2021-04-11]. Dostupné na internetu: <https://acri.cz/2020/05/24/firmy-zeleznicniho-prumyslu- jsou-stabilnimi-tahouny-ceske-ekonomiky-dokazuji-to-jejich-hospodarske-vysledky-za-rok-2019/>
- [52] VOLTR, Petr. 2015. Simulace podmínek kontaktu kola a kolejnice na zkušebních zařízeních. *Zborník prednášok: XXII. medzinárodná konferencia Súčasné problémy v koľajových vozidlách - PRORAIL 2015: zborník prednášok Diel II.* Žilina: VTS pri Žilinskej univerzite, (2): 299-306. ISBN 978-80-89276-49-3.
- [53] DUB, Martin. 2016. *Analýza možnosti autodiagnostiky pohonů kolejových vozidel*. Fakulta strojní. Disertační práce. ČVUT.

Publikace autora souvjející s disertační prací

- [54] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, Analýza výskytu torzních kmitů v pohonech moderních kolejových vozidel. *Železničná doprava a logistika*. Žilina: Žilinská univerzita v Žiline, 2015(11), 34-37. ISSN 1336-7943.
- [55] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2015. Analýza výskytu torzních kmitů v pohonech moderních kolejových vozidel: Z15 - 25. Praha. Výzkumná zpráva. ČVUT.
- [56] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2015. Optimization of Construction of Wheelset Drives Used in Modern Railway Vehicles. In: *Studentská tvůrčí činnost 2015*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015, s. 1-12. ISBN 978-80-01-05727-8. Dostupné také z: Available from: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf15/5550.pdf>
- [57] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2015. Analýza výskytu torzních kmitů v pohonech moderních kolejových vozidel. In: *XXII. Medzinárodná konferencia Súčasné problémy v koľajových vozidlách – Zborník prednášok Diel I.*. Žilina: Žilinská univerzita, Strojnícka fakulta, 2015, s. 135-141. ISBN 978-80-89276-48-6. **(INDEXOVÁNO NA WEB OF SCIENCE)**
- [58] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2016. Analysis of occurrence of torsion oscillations in wheelset drives used in modern railway vehicles. In: *Studentská tvůrčí činnost 2016 - sborník konference*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. ISBN 978-80-01-05929-6.
- [59] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš a Bohumil ŠULC, 2016. Investigation of Torsional Oscillations in Railway Vehicles. In: *20th International Conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016)*. Athens: MATEC Web Conf., s. 5. DOI: 10.1051/mateconf/20167602052. ISSN 2261-236X. **(INDEXOVÁNO VE SCOPUS A WEB OF SCIENCE)**
- [60] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš a Bohumil ŠULC, Occurrence of Torsional Oscillations in Railway Wheelsets. *WSEAS Transactions on Systems*. 2016(15), 252-261. ISSN 1109-2777.
- [61] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2017. Ovlivnění mechanických a elektrických veličin v pohonech moderních kolejových vozidel: Z16 - 17. Praha. Výzkumná zpráva. ČVUT.
- [62] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2017. Analysis of Occurrence of Torsion Oscillations in Wheel-set Drives Used in Modern Railway Vehicles. In: *Proceedings of the 10th international conference on railway bogies and running gears (Bogie'16)*. Budapest: Scientific Society of Mechanical Engineers, 2017, s. 101-108. ISBN 978-963-9058-38-5.
- [63] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, 2017. Dynamické jevy v pohonech moderních kolejových vozidel. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech 2017: XXIII. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků (SPKV 2017)*. Pardubice: DF JP Univerzita Pardubice, 2017, s. 85-94. ISBN 978-963-9058-38-5. **(INDEXOVÁNO NA WEB OF SCIENCE)**
- [64] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš. 2019. Dynamické vlastnosti částečně a zcela odpružených pohonů moderních lokomotiv. In: *Zborník prednášok I. - XXIV. Medzinárodná konferencia - Súčasné problémy v koľajových vozidlách*. Žilina: VTS pri ŽU, s. 139-146. ISBN 978-80-89276-58-5. **(INDEXOVÁNO NA WEB OF SCIENCE)**

- [65] DYBALA, Vojtěch, Tomáš FRIDRICHOVSKÝ a Petr BAUER. 2021. Využití tenzometrie pro měření součinitele adheze na kladkovém stavu ČVUT. *Nová železniční technika*. 2021(1): 26-29. ISSN 1210-3942.
- [66] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš. 2021. Vztah mechanických a elektrických veličin v pohonech moderních kolejových vozidel. In: SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH 2021: XXV. KONFERENCE S MEZINÁRODNÍ ÚČASTÍ: SBORNÍK PŘÍSPĚVKŮ. Dopravní fakulta Jana Pernera: Univerzita Pardubice, s. 55-62. ISBN 978-80-7560-377-7.

Ostatní publikace autora včetně spoluautorství

- [67] KOLÁŘ, Josef, Ladislav RUS a Tomáš FRIDRICHOVSKÝ, 2013. Stanovení silových účinků kladkového stendu do základů budovy. Praha. Výzkumná zpráva. ČVUT.
- [68] FRIDRICHOVSKÝ, Tomáš, Ladislav RUS a Josef KOLÁŘ, 2013. Stanovení silových účinků kladkového stendu do základů budovy – porovnání výsledků modelů: Z13 - 22. Praha. Výzkumná zpráva. ČVUT.
- [69] KALIVODA, Jan, Tomáš FRIDRICHOVSKÝ a Josef KOLÁŘ. 2020. Snížení vodících sil elektrické lokomotivy pomocí aktivních prvků rejdovných dvojkolí – výsledky simulací: *[Research Report]*. 1. Praha: CTU FME: Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering. Z 20-16.

Aktivní účast na konferencích

- Studentská tvůrčí činnost (STČ). Studentská konference konaná na Fakultě strojní ČVUT v Praze. Příspěvky zaměřené na problematiku torzního kmitání (rešerše studie, návrh). Jazyk anglický. Ročníky 2014, 2015 a 2016.
- Mezinárodní konference Súčasný problémy v koľajových vozidlách (Prorail 2015). Mezinárodní konference pořádaná na Technické univerzitě v Žilině. Příspěvek zaměřený na modelování torzní dynamiky hnacích kolejových vozidel. Jazyk český. Rok 2015.
- 20th International Conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016). Mezinárodní konference pořádaná na ostrově Corfu (Řecko) společností WSEAS. Příspěvek zaměřený na tvorbu modelu hnacího dvojkolí. Jazyk anglický. Rok 2016.
- 10th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (Bogie'16). Mezinárodní konference pořádaná v Budapešti (Maďarsko) na půdě Budapešťské univerzity technologie a ekonomiky (BME). Příspěvek zaměřený na vazbu mechanických a elektrických veličin v pohonu. Jazyk anglický. Rok 2016.
- Simulia - Regional user meeting (RUM 2016). Setkání uživatelů softwaru dodávaného společností Idiada v Hrotovicích (Česká republika). Příspěvek zaměřený na vazbu mechanických a elektrických veličin v pohonu. Jazyk český. Rok 2016.
- XLII. seminář Automatické systémy řízení 2017 (ASŘ 2017). Seminář automatického řízení pořádaný na Vysoké škole báňské v Ostravě. Příspěvek zaměřený na inženýrský simulátor hnacího dvojkolí. Jazyk Český. Rok 2017.
- XXIII. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2017. Mezinárodní konference pořádaná v České Třebové. Příspěvek zaměřený na elektromechanické děje v pohonech moderních kolejových vozidel. Jazyk český. Rok 2017.
- XXIV. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2019. Mezinárodní konference pořádaná v Žilině. Příspěvek zaměřený na porovnání dynamického chování v pohonech moderních kolejových vozidel. Jazyk český. Rok 2019.
- XXV. konference s mezinárodní účastí Současné problémy v kolejových vozidlech 2021. Mezinárodní konference pořádaná v České Třebové. Příspěvek zaměřený na sledování elektrických veličin v pohonech kolejových vozidel a jejich vazeb na dynamiku pohonu. Jazyk český. Rok 2021.

Účast na výzkumných projektech

- TE01020038 – Centrum kompetence drážních vozidel. Člen řešitelského týmu. Stanovení silových účinků kladkového stendu do základů budovy. Provádění simulačních výpočtů.
- SGS14/184/OHK2/3T/12 - Dynamika pohonů dvojkolí, dimenzování hnacích náprav kolejových vozidel. Člen řešitelského týmu, později vedoucí řešitel. Výzkum zaměřený na dynamické děje v pohonech moderních kolejových vozidel. Tvorba simulačních modelů a vyhodnocování výsledků.
- SGS17/077/OHK2/1T/12 - Analýza elektrických a mechanických dějů v pohonech moderních kolejových vozidel. Navrhovatel projektu. Výzkum zaměřený na vliv mechanických a elektrických dějů v pohonech moderních kolejových vozidel; úprava stávajícího zkušebního zařízení.
- Návrh systému aktivního rejdivání dvojkolí lokomotivy Škoda, řada 380. Prováděno ve spolupráci se spol. Škoda Transportation a.s.
- Modernizace laboratorní výuky v bakalářských a magisterských studijních programech Fakulty strojní ČVUT v Praze, reg. č. CZ.02.2.67/0.0/16_016/0002446. Laboratoř virtuální relaity – Karlovo náměstí.

Spoluúčast na patentových přihláškách

- EP3584137A1 RAILWAY BOGIE, IN PARTICULAR FOR FREIGHT CAR,
- EP3299247A1 – BOGIE FOR RAILWAY VEHICLE,
- EP3789262A1/ EP 20466003.6-1010 - WHEELSET GUIDING FOR RAILWAY VEHICLE IN PARTICULAR FOR A FREIGHT CAR,
- CZ2018298A3/ CZ33251U1 – RAIL VEHICLE CHASSIS, ESPECIALLY A FREIGHT WAGON.

Vzpomínka

Na tomto místě to kdysi všechno začalo... věnováno památce mého dědy pana Jaroslava Fridrichovského (†2018).



8. Přílohy

8.1. Použitý matematicko-fyzikální aparát

8.1.1. Metoda uvolňování

Základní způsob popisu mechanických soustav. Vychází z předpokladu, že vazebné síly mezi tělesy (pružiny, tlumiče) lze rozpojit a nahradit silovými účinky, které jsou ekvivalentní deformaci, případně pohybu mezi jednotlivými tělesy.

Tato metoda umožňuje jak statické, tak i dynamické chování soustav. Základním principem je aplikace Newtonových zákonů, především pak zákona síly (2. zákon), který říká, že výsledná síla F je přímo úměrná zrychlení „a“ tělesa o hmotnosti „m“ podle rovnice:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (8.1)$$

Tento popis lze aplikovat jak pro pohyb posuvný, tak pohyb rotační, tj. i pro případ torzního kmitání pohonu. Rovnice tak dostává podobu, podle které je výsledný moment M přímo úměrný úhlovému zrychlení tělesa φ'' s momentem setrvačnosti I :

$$\Sigma M = I \cdot \ddot{\varphi} \quad (8.2)$$

Uvažované síly působící na těleso jsou zpravidla vnější síly. Jedná se tak o hnací moment na kotvě motoru, tečné síly na obvodu kol, anebo reakce na zkroucení poddajného tělesa (např. krouticí moment nápravy) podle vztahu:

$$M_k = k_t \cdot \varphi \quad (8.3)$$

Kde M_k je krouticí moment (působí vždy proti směru deformace), k_t je torzní tuhost pružného prvku a φ udává úhlovou deformaci. Analogicky lze vyjádřit i tlumící sílu (např. v silentblocích spojek) podle rovnice:

$$M_b = b_t \cdot \dot{\varphi} \quad (8.4)$$

Kde M_b je tlumící moment (působí vždy proti směru pohybu), b_t je torzní tlumící konstanta pružného prvku a $\dot{\varphi}$ udává úhlovou rychlost pohybu.

Výstupem silového popisu je vždy pohybová rovnice, respektive soustava pohybových rovnic ve tvaru:

$$I \cdot \ddot{\varphi} = \Sigma M_k(\varphi) + \Sigma M_b(\dot{\varphi}) \quad (8.5)$$

Pohybové rovnice popisují mechanický systém prostřednictvím vztahů mezi hmotnostními a silovými parametry. Pro každé uvažované těleso je příslušná jedna diferenciální rovnice druhého řádu.

8.1.2. Numerické řešení obyčejných diferenciálních rovnic

Výše uvedené rovnice jsou diferenciální rovnice druhého řádu. Jejich řešení je možné zpravidla pomocí převodu na soustavu prvního řádu a využití vhodného řešiče. Takový

postup je nutný při použití programu MATLAB apod., který pracuje právě s rovnicemi prvního řádu.

V případě složitějších sestav je takový postup dosti komplikovaný a je zde riziko zanesení chyby. Z toho důvodu je vhodnější používat např. nastavbu pro MATLAB Simulink, anebo programy určené přímo na řešení dynamiky soustav – Simpack, Adams. Tyto programy zpravidla obsahují intuitivní rozhraní pro tvorbu modelu, na jehož základě si sami sestaví soustavu rovnic a převedou do vhodného tvaru k jejich řešení. Řešení pak následně provádí podle určené jednokrokové, či vícekrokové metody.

Níže jsou v krátkosti uvedené metody, které jsou dále používány v uvedených softwarech. Zpravidla lze metody rozdělit následovně:

- Podle počtu kroků použitých pro výpočet
 - jednokrokové,
 - vícekrokové.
- Podle použití dříve spočtených, anebo aktuálních hodnot
 - explicitní,
 - implicitní.

8.1.2.1. Jednokrokové metody

Metody vycházející z Eulerovy metody dle rovnice:

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot \Phi \tag{8.6}$$

Kde Φ je funkce, která aproximuje průběh derivace hledané funkce y (značeno také jako f , nebo y'). v případě nejjednodušší formy Eulerovy metody je $y' = \Phi$.

Prakticky se využívají metody vyšších řádů, které s menším počtem kroků dosahují srovnatelné a vyšší přesnosti, to je případ programu Simulink. Jednou z neznámějších je metoda Runge-Kutta 4.řádu. Její aproximační funkce je lineární kombinací jednotlivých bodů (respektive vektorů). Metoda má následující zápis

$$y_{n+1} = y_n + \frac{h}{6} \cdot (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \tag{8.7}$$

Koeficienty mají následující tvar:

$$K_1 = f(t_n, y_n) \tag{8.8}$$

$$K_2 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2} \cdot K_1\right) \tag{8.9}$$

$$K_3 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, y_n + \frac{h}{2} \cdot K_2\right) \tag{8.10}$$

$$K_4 = f(t_n + h, y_n + h \cdot K_3) \tag{8.11}$$

8.1.2.2. Vícekrokové metody

Tyto metody ke svému výpočtu používají znalost několika předešlých hodnot, proložených tzv. interpolačním polynomem. Obecná definice pro vícekrokové metody je:

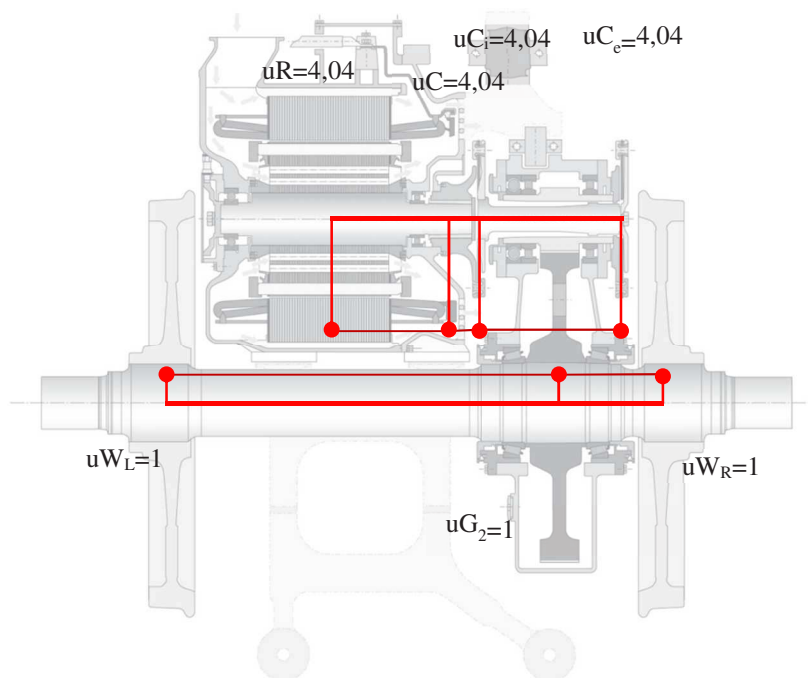
$$y_{n+1} = \sum_{i=0}^r \alpha_i \cdot y_{n-i} + \sum_{j=-1}^s \beta_j \cdot f_{n-j} \quad (8.12)$$

V případě programu Simpack jsou pak používány tzv. BDF (Backward differentiation formulas). Jedná se o implicitní metody s velkým intervalem stability. Bližší popis je uveden například v [38].

8.2. Grafické znázornění vlastních tvarů kmitů

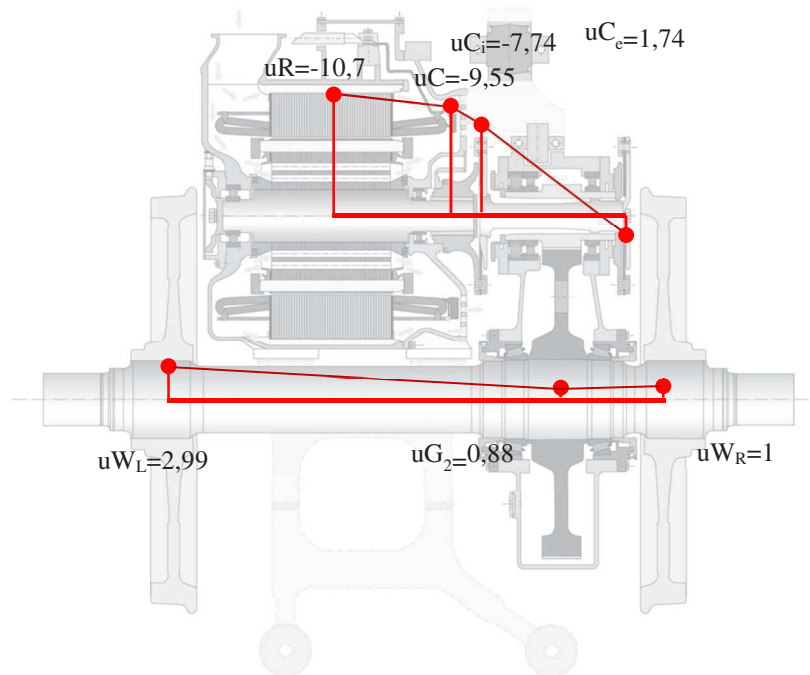
8.2.1. Částečně odpružený pohon

8.2.1.1. Vlastní tvary frekvence $f = 0$ Hz



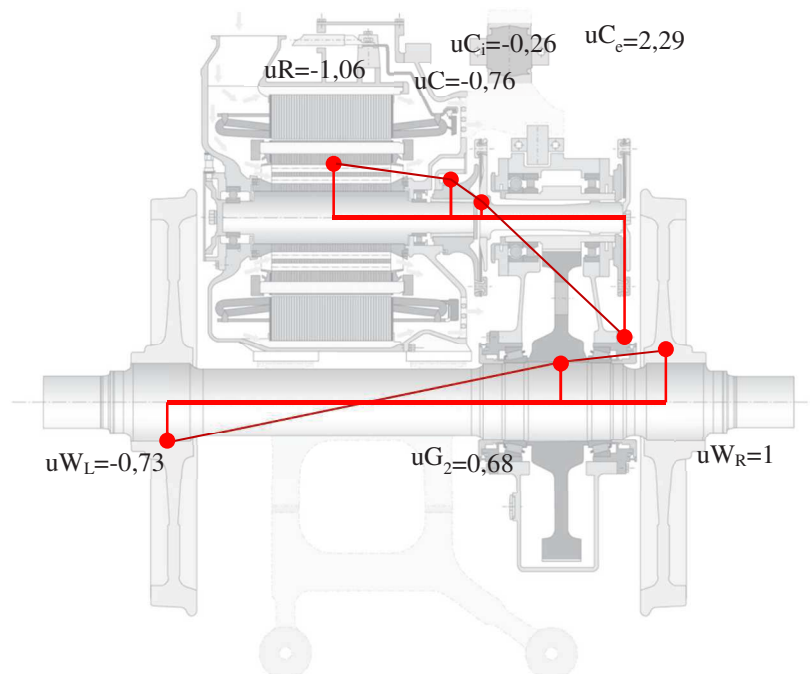
Obr. 8-1 Vlastní tvary kmitů pro frekvenci č. 1 – souběžné otáčení celého systému [17].

8.2.1.2. Vlastní tvary frekvence $f = 33,9$ Hz



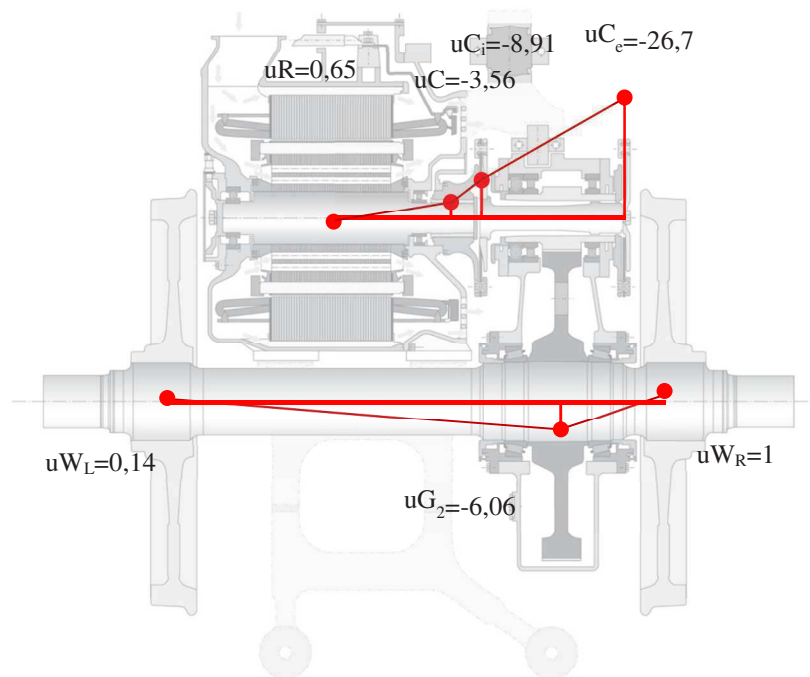
Obr. 8-2 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 2 – dominantní torzní kmitání kloubového hřídele [17]

8.2.1.3. Vlastní tvary frekvence $f = 56,2$ Hz



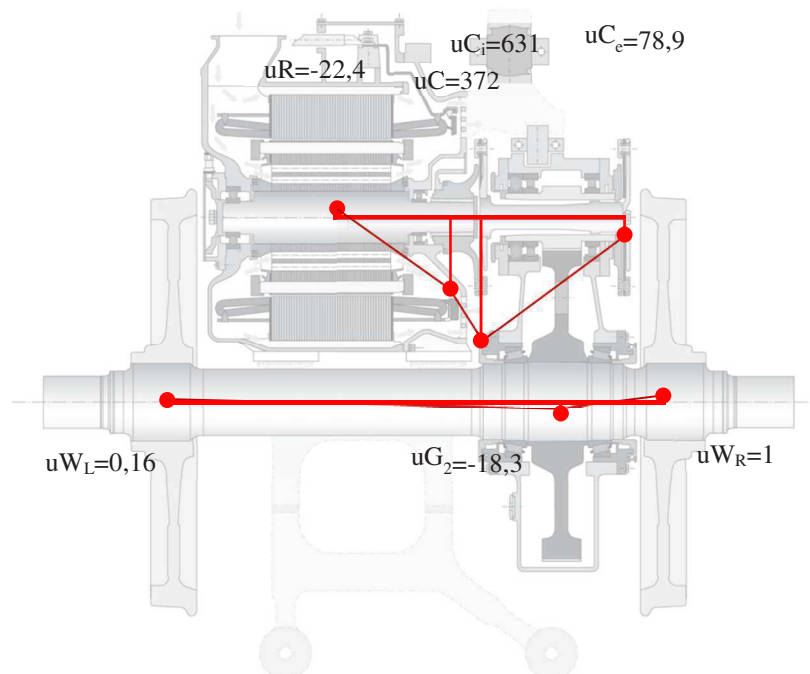
Obr. 8-3 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 3 – dominantní torzní kmitání dvojkolí [17].

8.2.1.4. Vlastní tvary frekvence $f = 266$ Hz



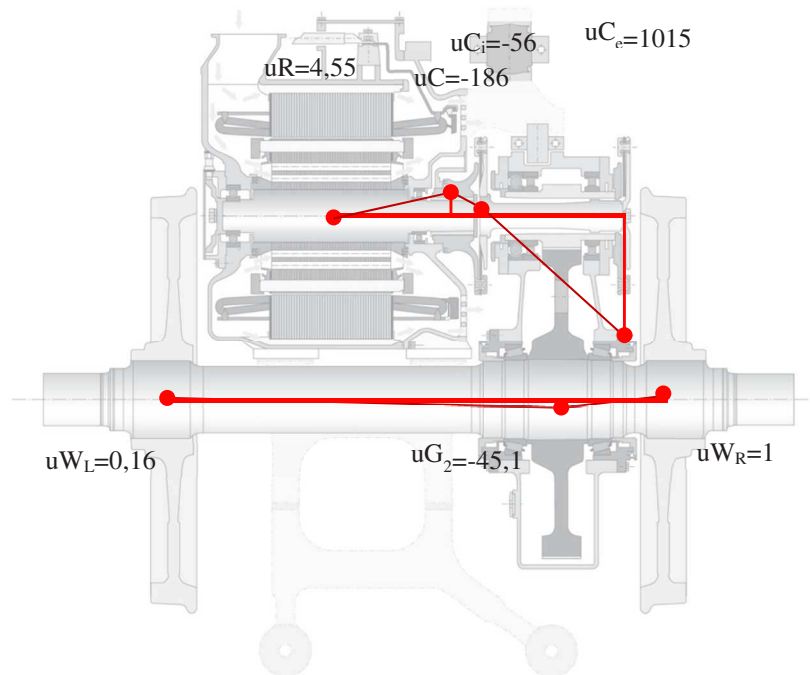
Obr. 8-4 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 4 – dominantní kmitání velkého ozubeného kola oproti kolům hnacího dvojkolí. [17]

8.2.1.5. Vlastní tvary frekvence $f=439$ Hz



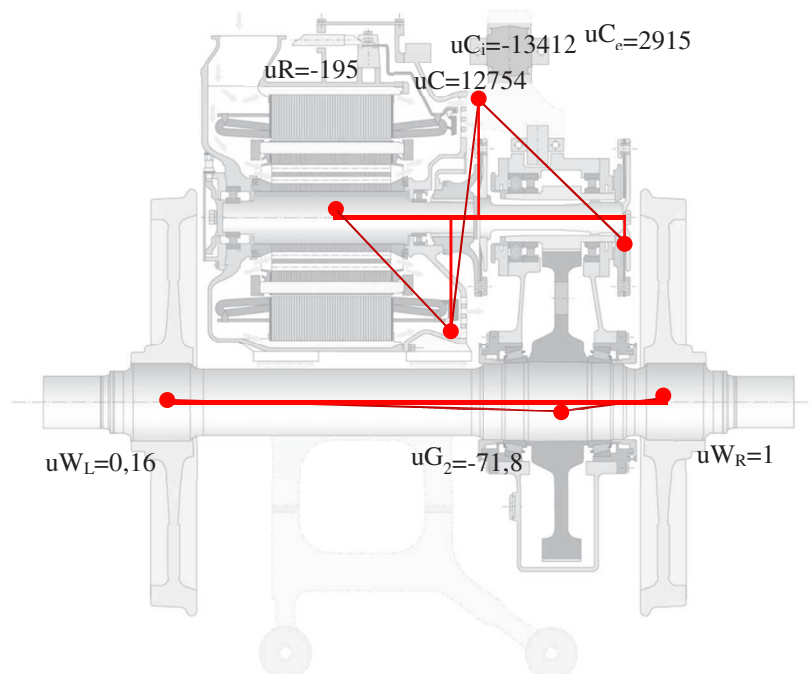
Obr. 8-5 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 5 – dominantní kmitání vnitřní kardanové spojky a proti-zkratové spojky. [17]

8.2.1.6. Vlastní tvary frekvence $f=678$ Hz



Obr. 8-6 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 6 – dominantní kmitání vnější kardanové spojky. [17]

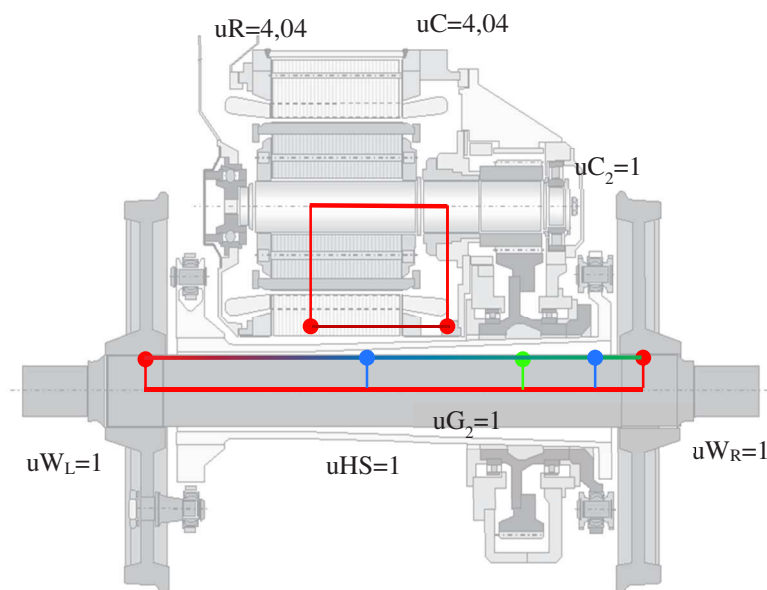
8.2.1.7. Vlastní tvary frekvence $f=853$ Hz



Obr. 8-7 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 7 – dominantní kmitání vnitřní kardanové spojky a proti-zkratové spojky. [17]

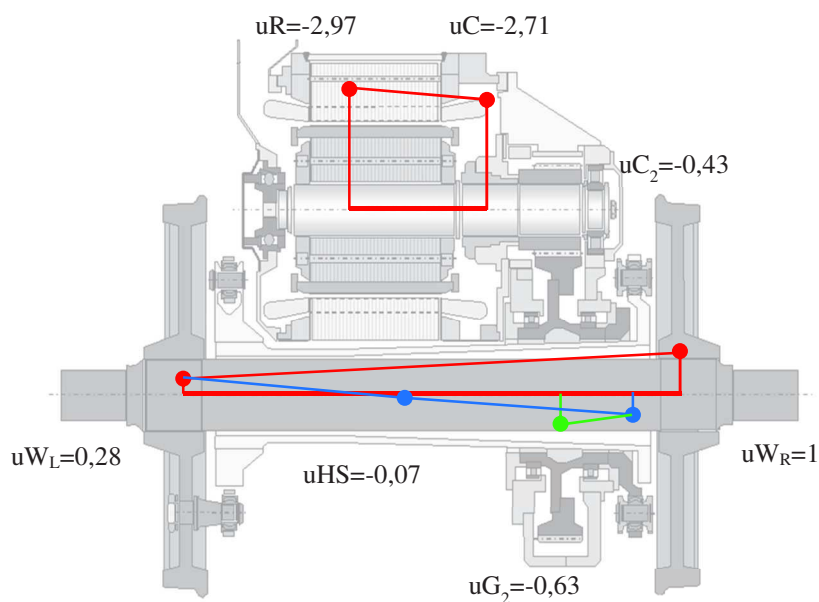
8.2.2. Zcela odpružený pohon

8.2.2.1. Vlastní tvary frekvence $f=0$ Hz



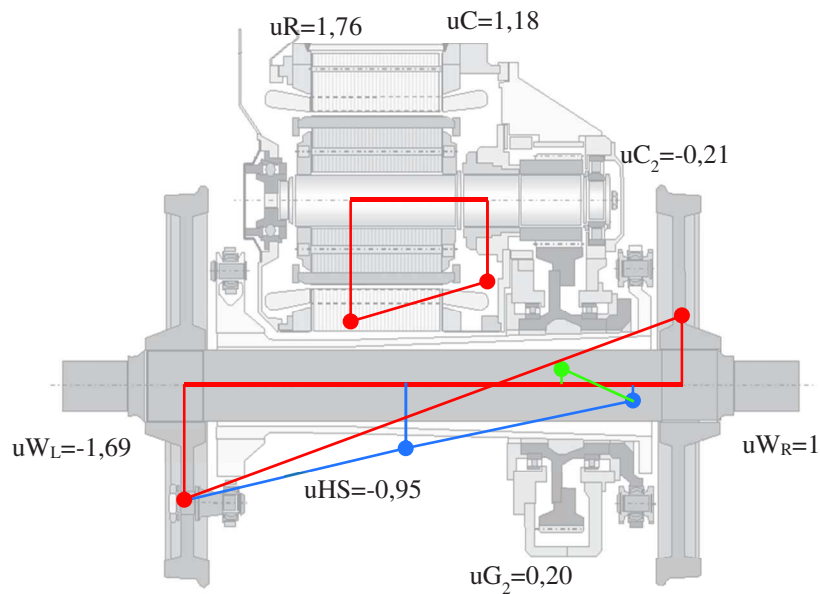
Obr. 8-8 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 1 – souběžné otáčení celého systému. [17]

8.2.2.2. Vlastní tvary frekvence $f=31$ Hz



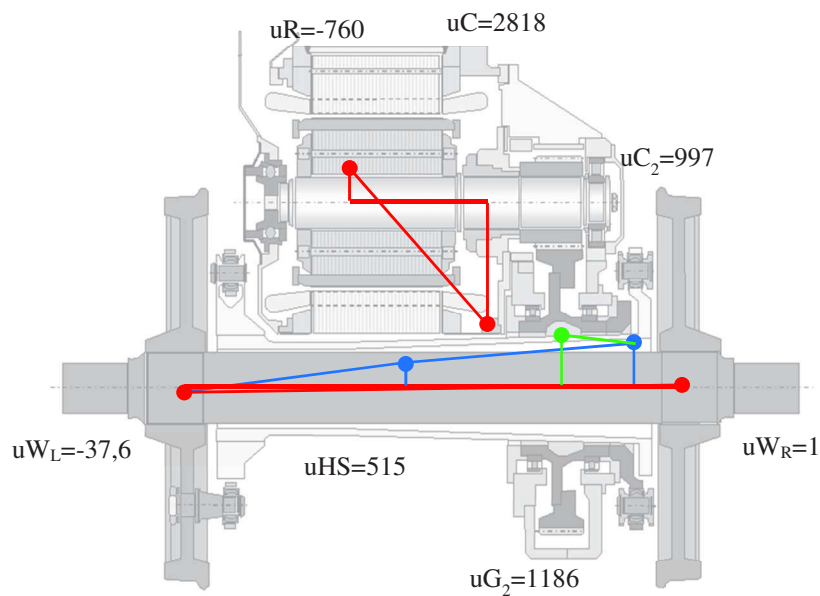
Obr. 8-9 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 2 – dominantní kmitání pravého kola a rotoru. [17] Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

8.2.2.3. Vlastní tvary frekvence $f=60$ Hz



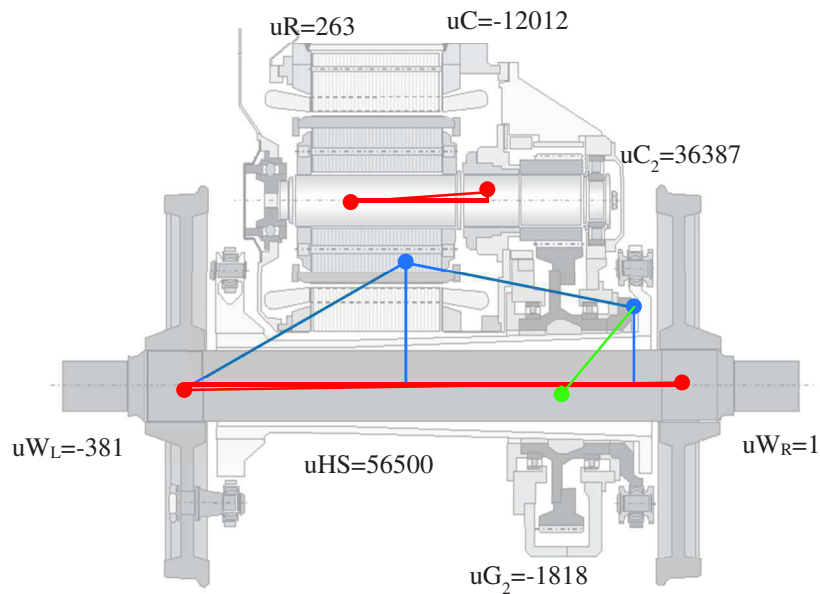
Obr. 8-10 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 3 – dominantní kmitání pravého a levého kola. [17] Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

8.2.2.4. Vlastní tvary frekvence $f=227$ Hz



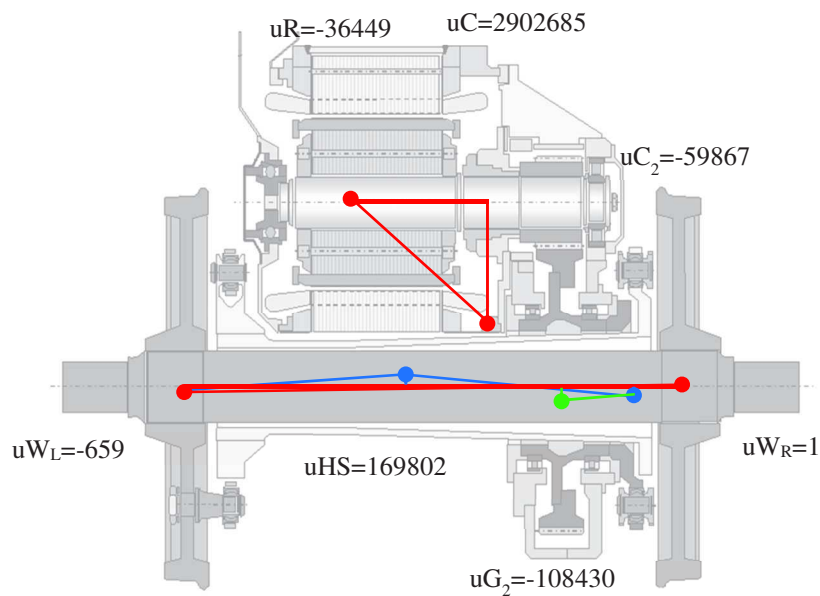
Obr. 8-11 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 4 – dominantní kmitání hřídele rotoru. [17] Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

8.2.2.5. Vlastní tvary frekvence $f=714$ Hz



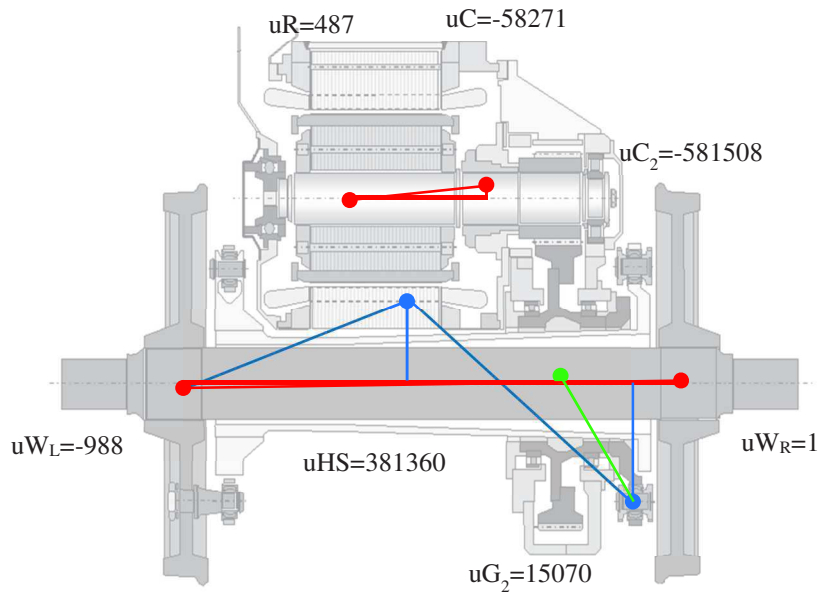
Obr. 8-12 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 5 – dominantní kmitání duté hřídele. [17]
 Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

8.2.2.6. Vlastní tvary frekvence $f=940$ Hz



Obr. 8-13 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 6 – dominantní kmitání zkratové spojky. [17]
 Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

8.2.2.7. Vlastní tvary frekvence $f=1150$ Hz



Obr. 8-14 Vlastní tvary torzních kmitů pro frekvenci č. 7 – dominantní kmitání spojky a duté hřídele. [17] Pozn.: Pro větší přehlednost modrá čára značí tvary duté hřídele, zelená tvary ozubeného kola.

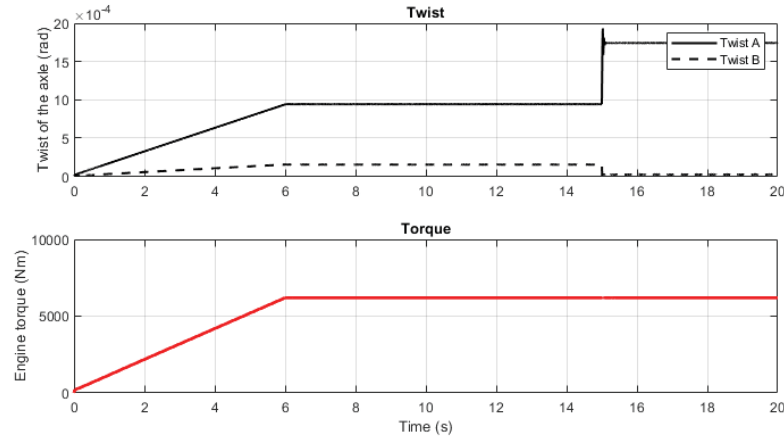
8.3. Kompletní výstupy zjednodušeného modelu

Následující část obsahuje kompletní proměření odezvy obou pohonných jednotek na ztrátu adheze za různých podmínek. Grafy vždy zobrazují časový průběh oscilací dvojkolí včetně detailu, aktuálního momentu, otáček a průběhu proudových veličin.

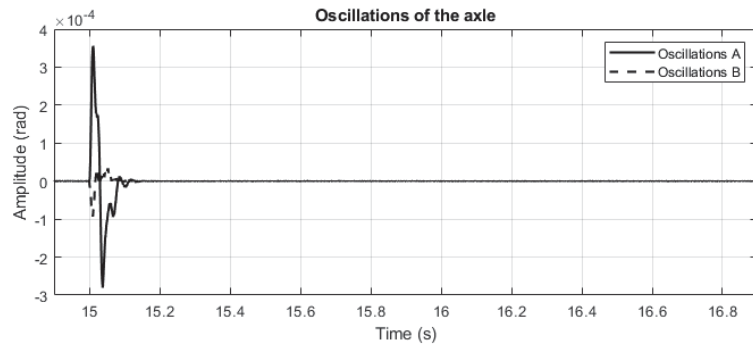
Jednotlivé průběhy se zaměřují na různé hodnoty aktuálního hnacího momentu M_H (60%, 80% a 100%), rychlostí v (5 m.s⁻¹, 10 m.s⁻¹ a 20 m.s⁻¹) a vliv ztráty adheze na konkrétním kole (pravé, levé, obě naráz).

8.3.1. Částečně odpružený pohon

8.3.1.1. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



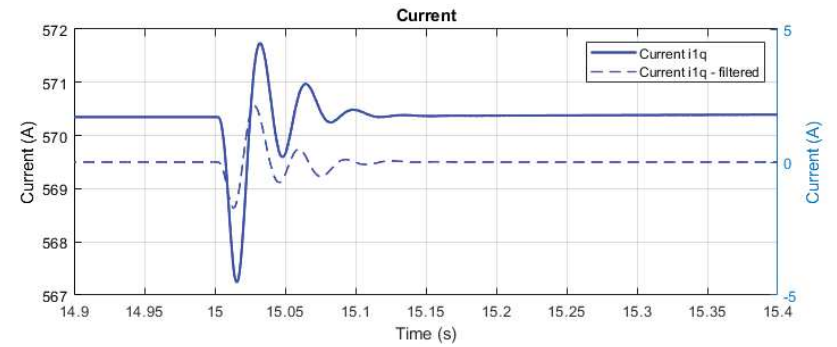
Obr. 8-15 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-16 Časový průběh torzních oscilací.

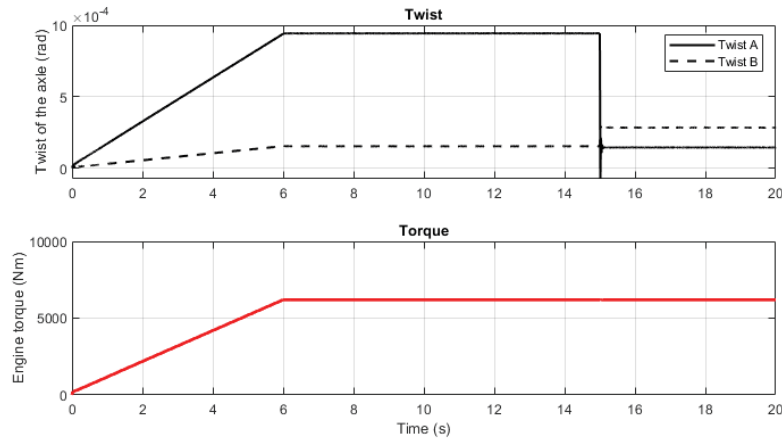


Obr. 8-17 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

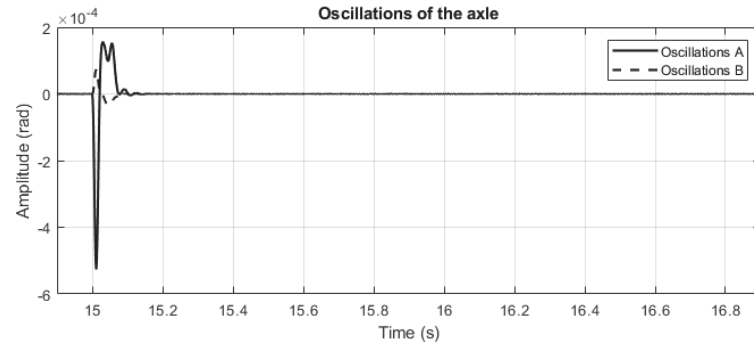


Obr. 8-18 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

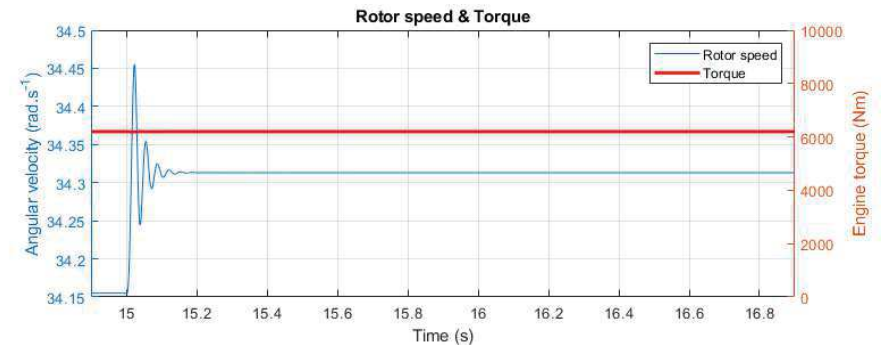
8.3.1.2. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



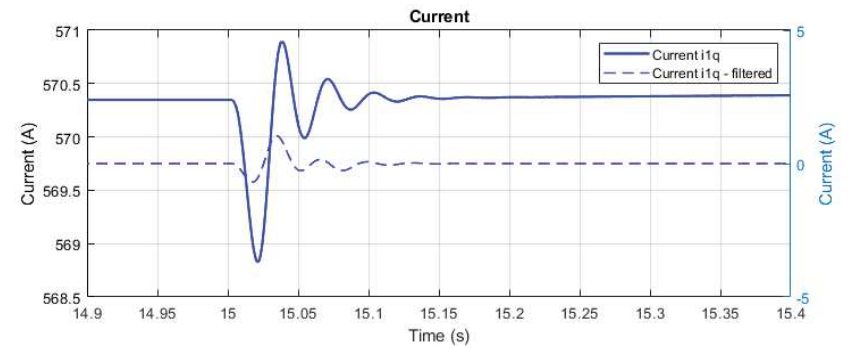
Obr. 8-19 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-20 Časový průběh torzních oscilací.

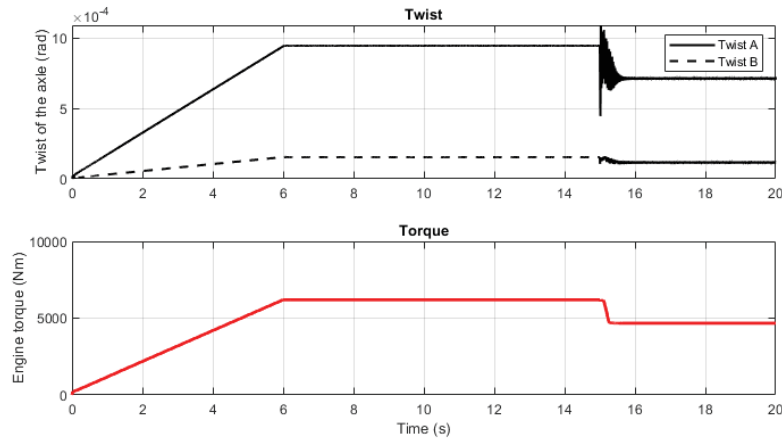


Obr. 8-21 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

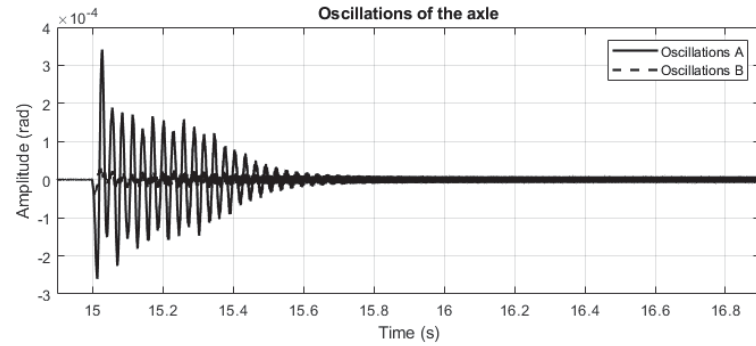


Obr. 8-22 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

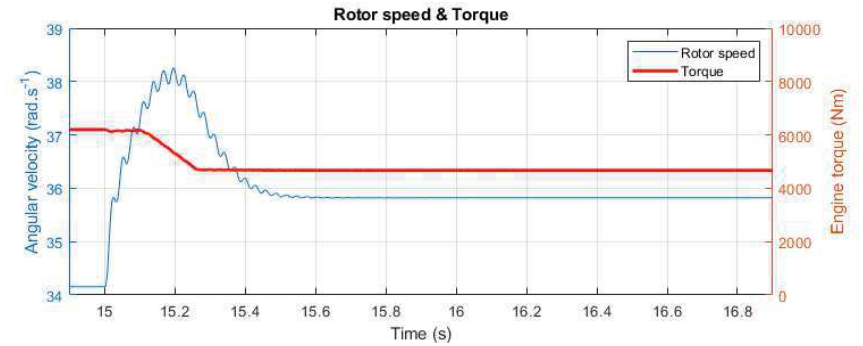
8.3.1.3. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



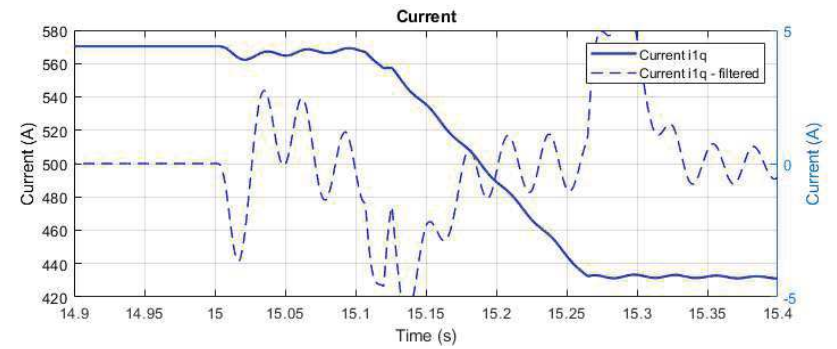
Obr. 8-23 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-24 Časový průběh torzních oscilací.

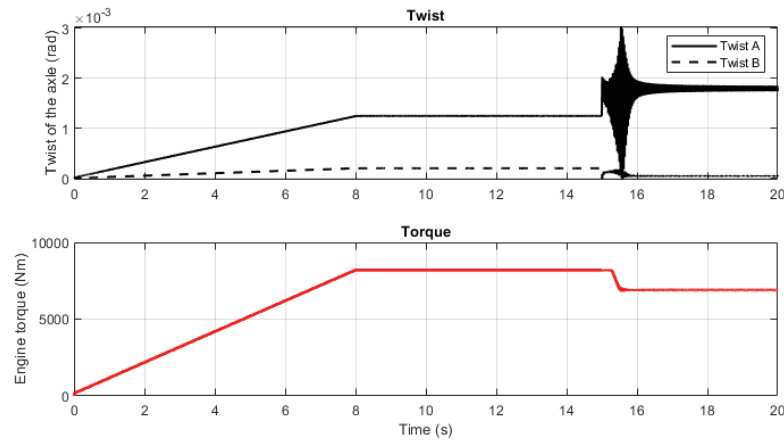


Obr. 8-25 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

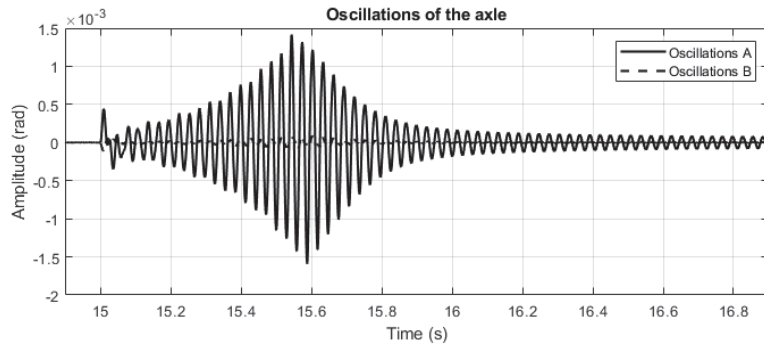


Obr. 8-26 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

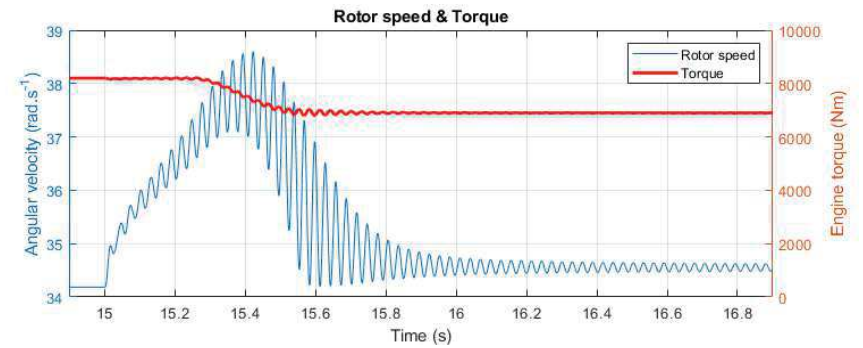
8.3.1.4. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



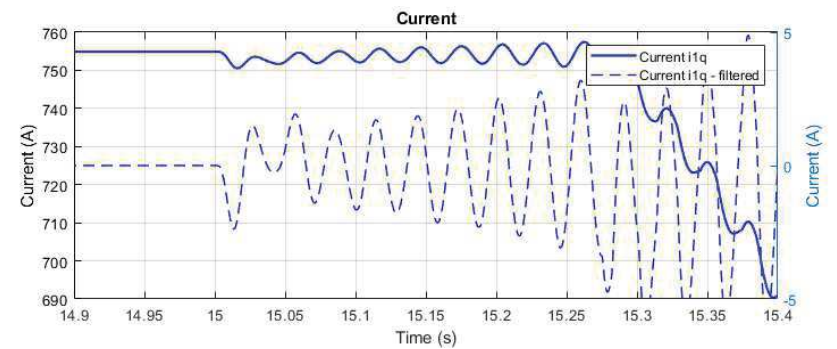
Obr. 8-27 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-28 Časový průběh torzních oscilací.

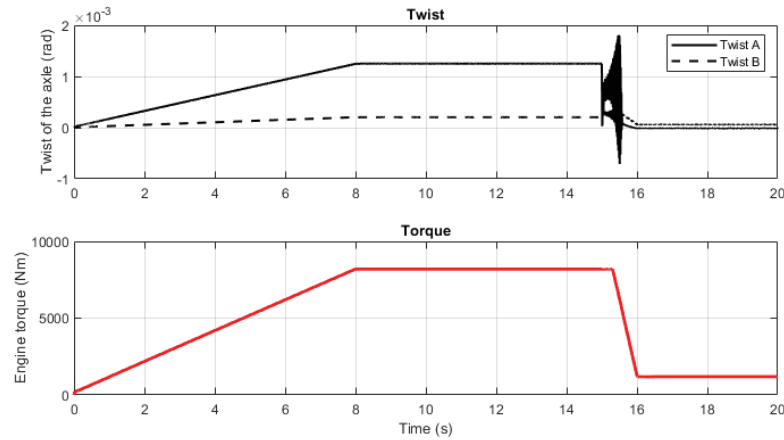


Obr. 8-29 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

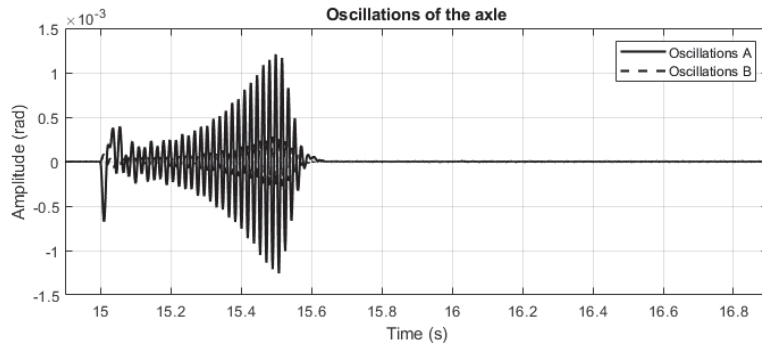


Obr. 8-30 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

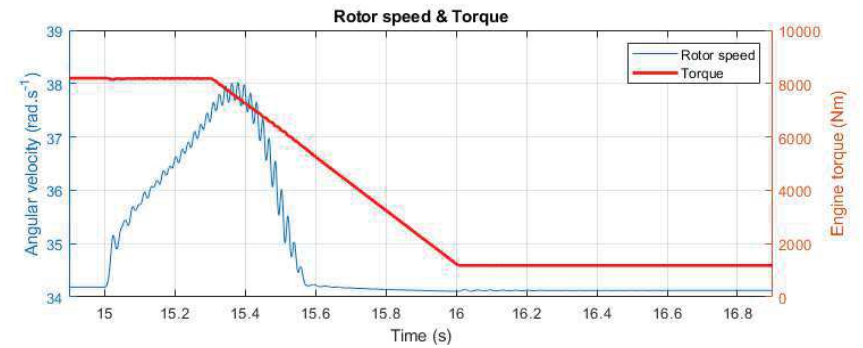
8.3.1.5. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



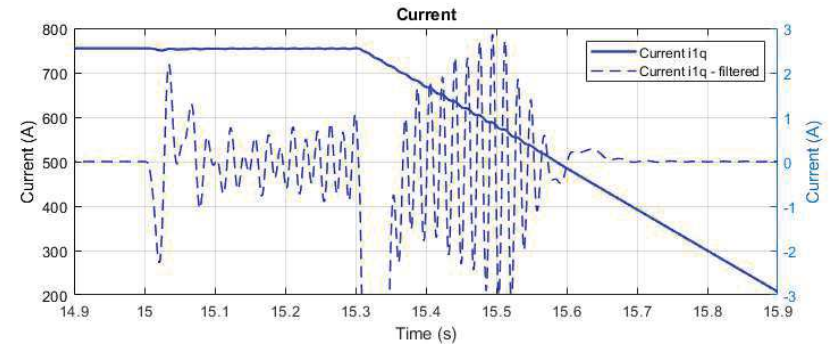
Obr. 8-31 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-32 Časový průběh torzních oscilací.

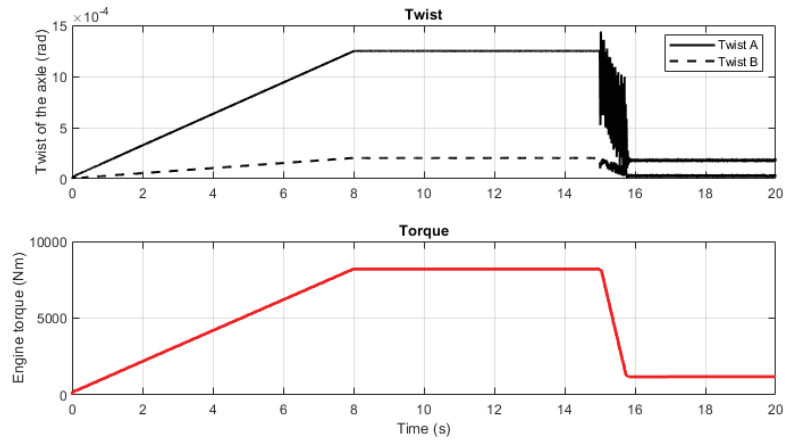


Obr. 8-33 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

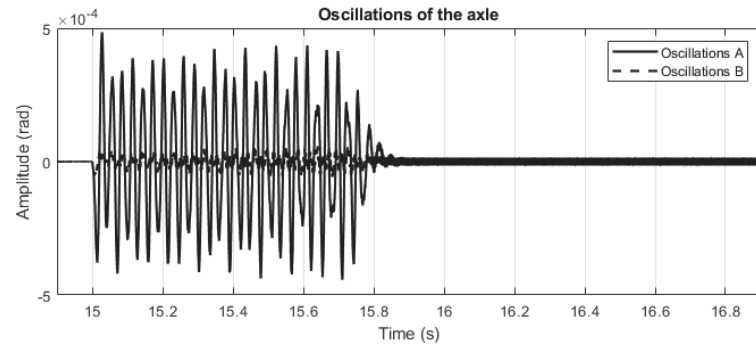


Obr. 8-34 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

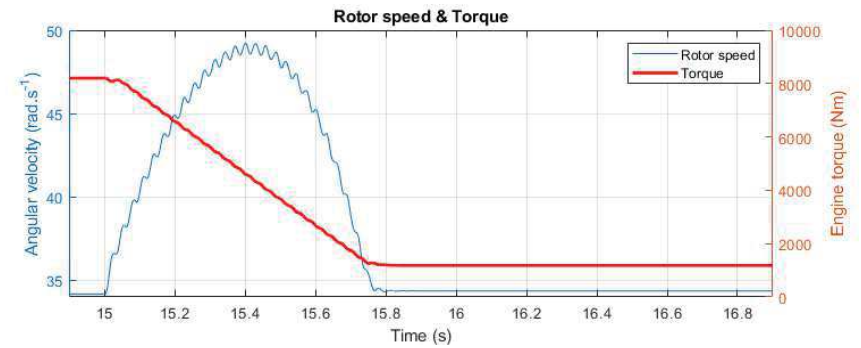
8.3.1.6. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



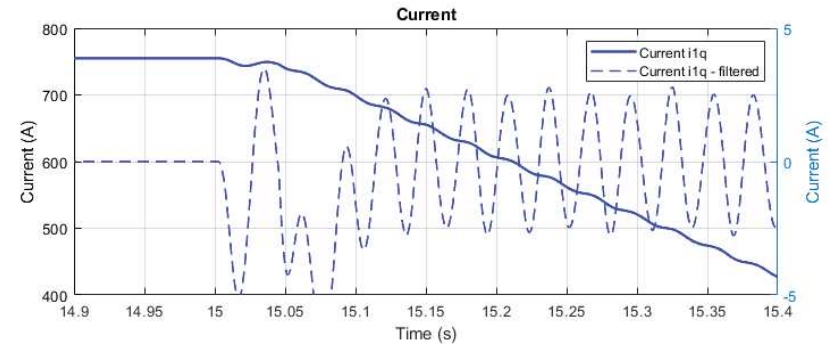
Obr. 8-35 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-36 Časový průběh torzních oscilací.

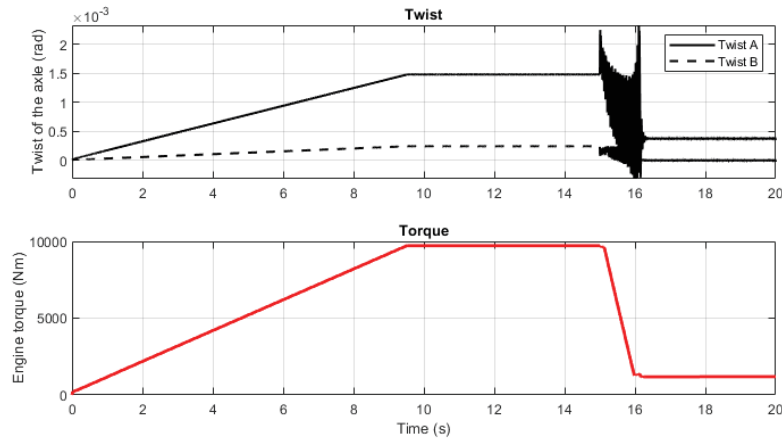


Obr. 8-37 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

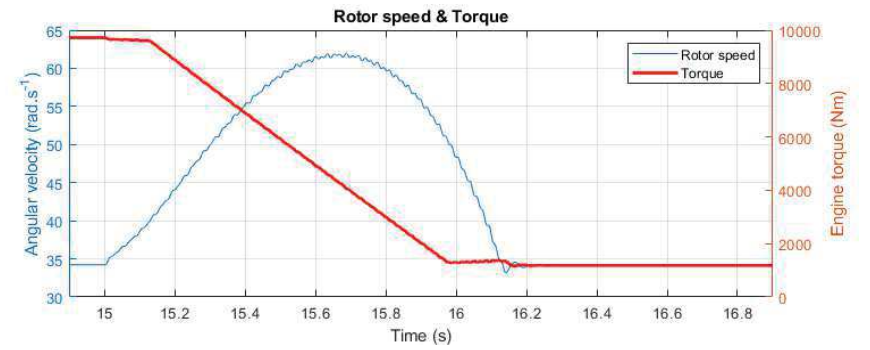


Obr. 8-38 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

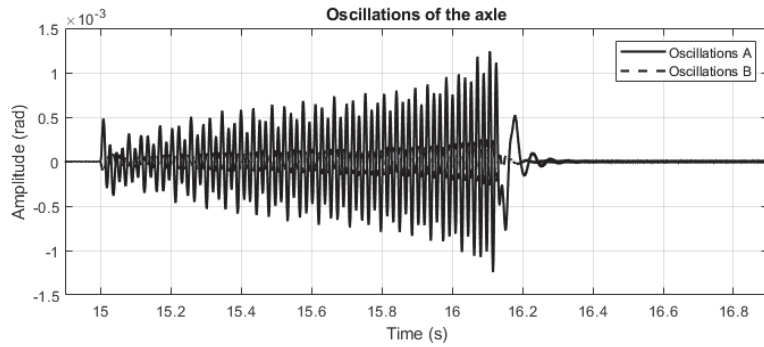
8.3.1.7. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



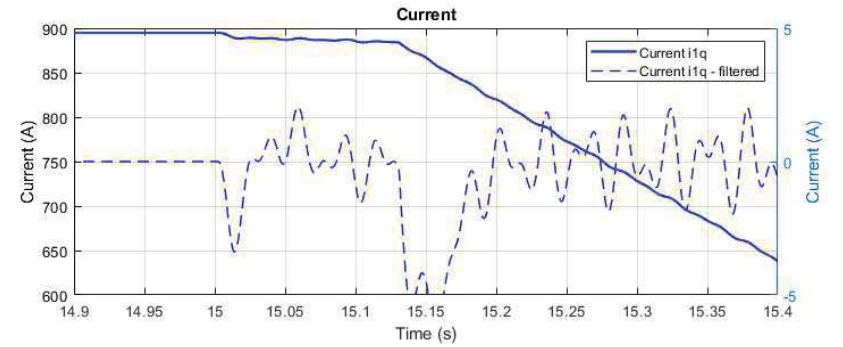
Obr. 8-39 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-41 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

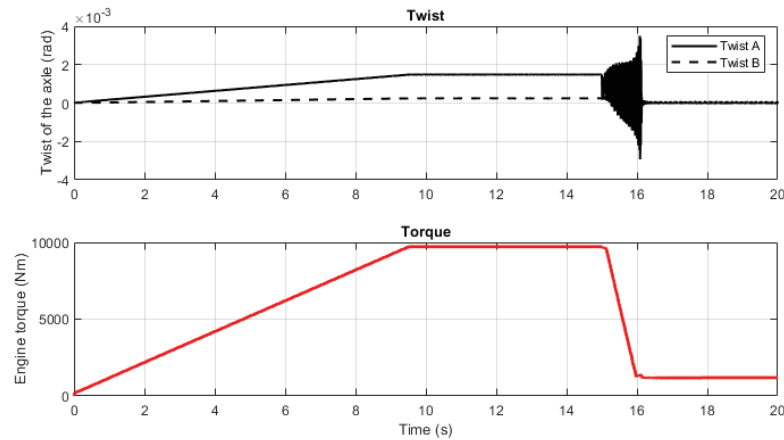


Obr. 8-40 Časový průběh torzních oscilací.

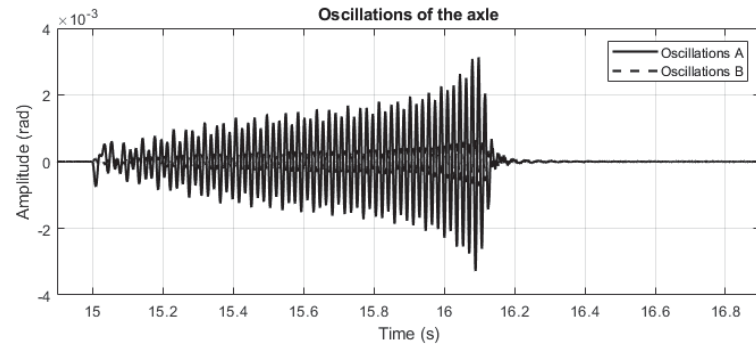


Obr. 8-42 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

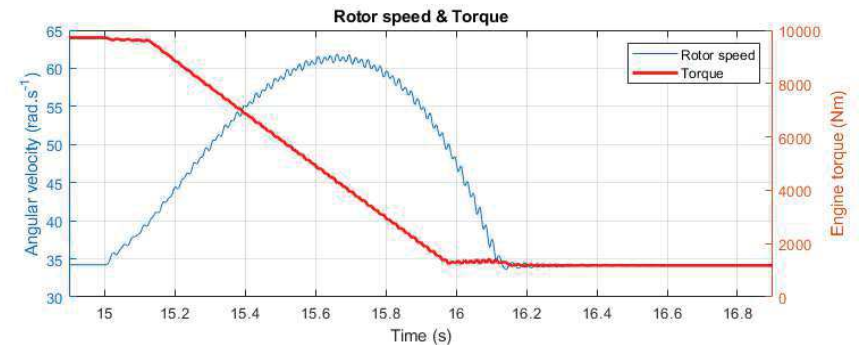
8.3.1.8. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



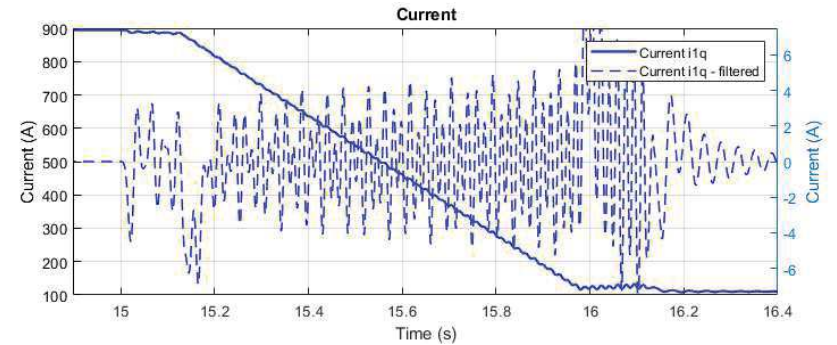
Obr. 8-43 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-44 Časový průběh torzních oscilací.

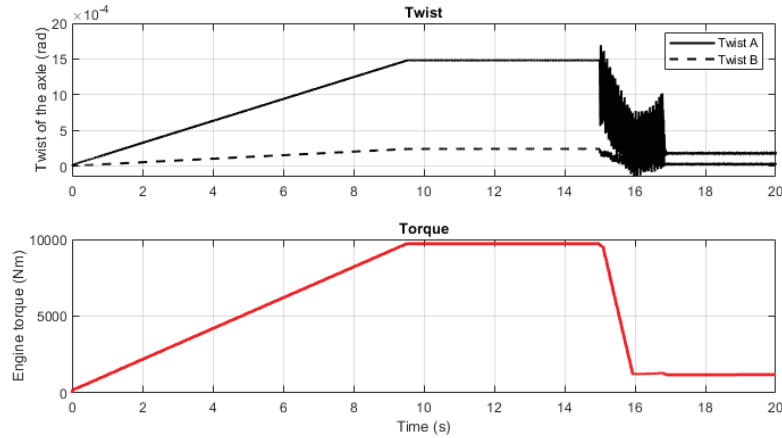


Obr. 8-45 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

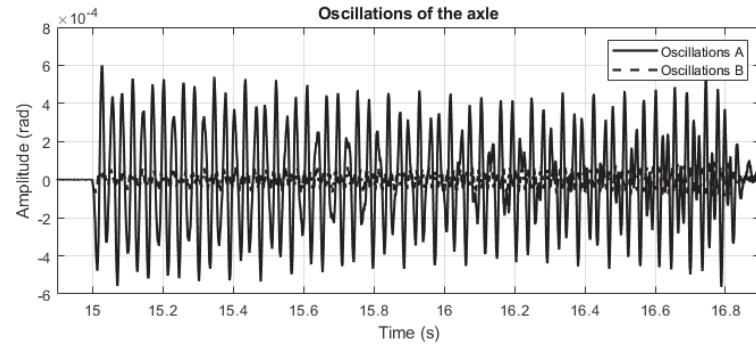


Obr. 8-46 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

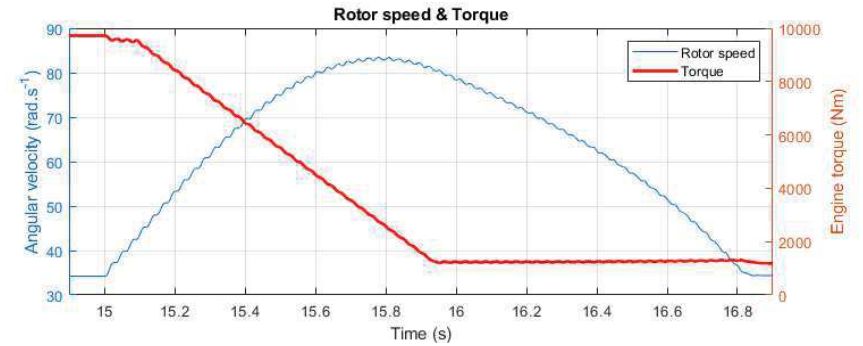
8.3.1.9. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



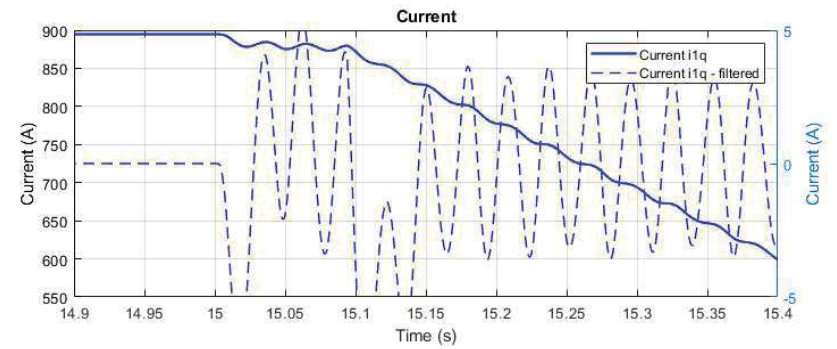
Obr. 8-47 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-48 Časový průběh torzních oscilací.

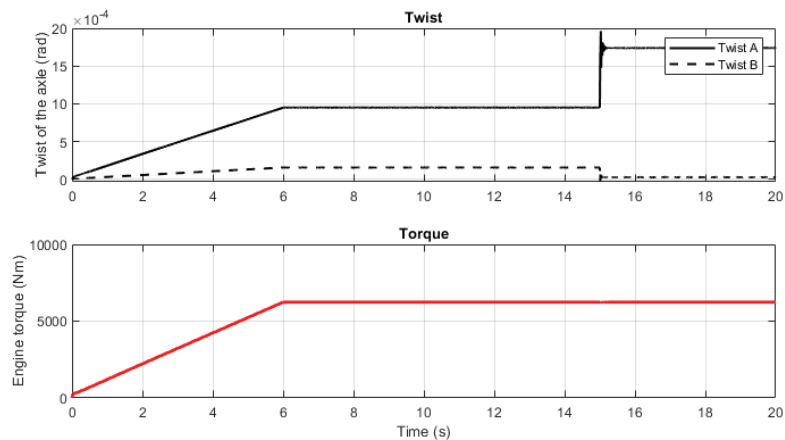


Obr. 8-49 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

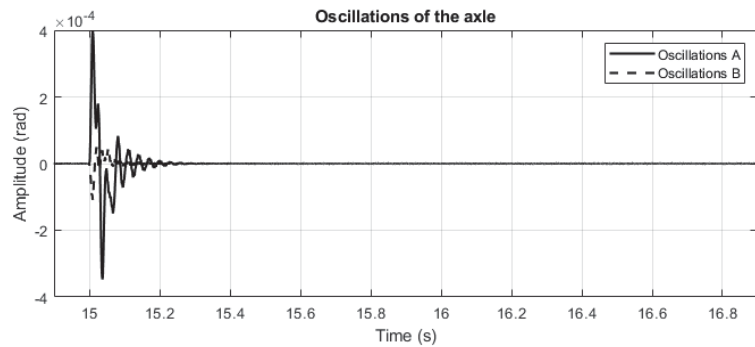


Obr. 8-50 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

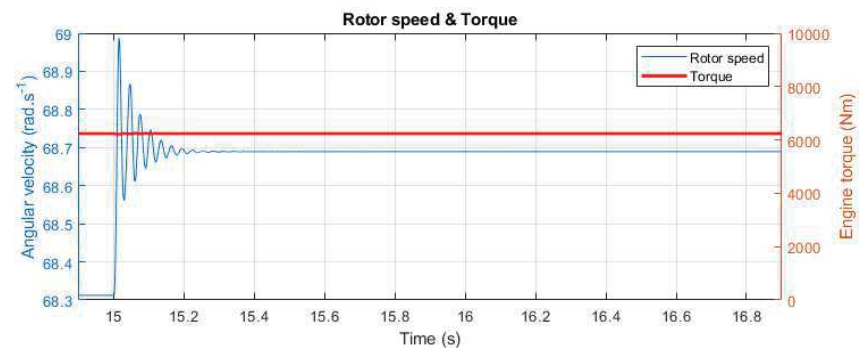
8.3.1.10. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



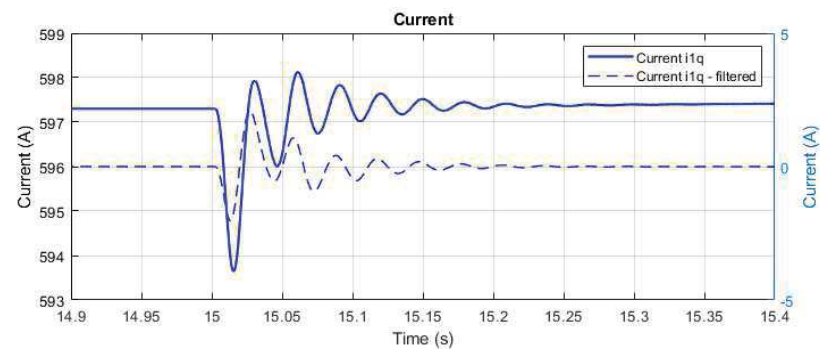
Obr. 8-51 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-52 Časový průběh torzních oscilací.

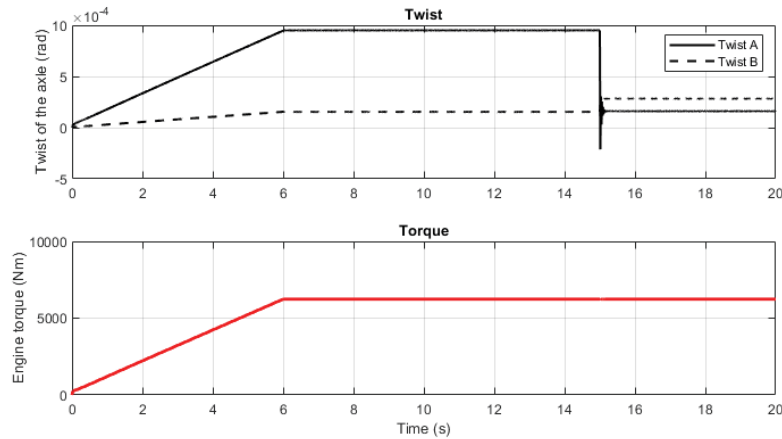


Obr. 8-53 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

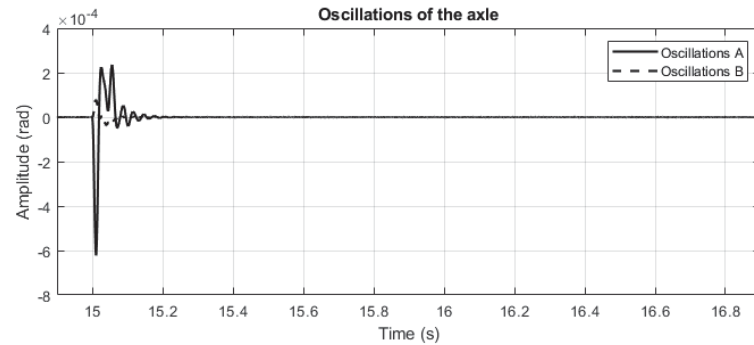


Obr. 8-54 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

8.3.1.11. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



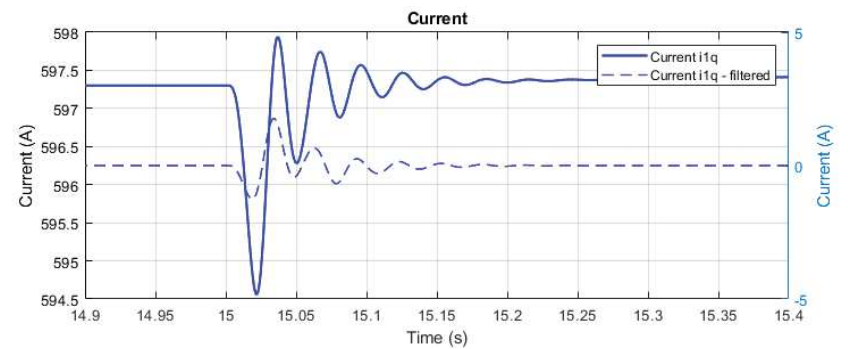
Obr. 8-55 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-56 Časový průběh torzních oscilací.

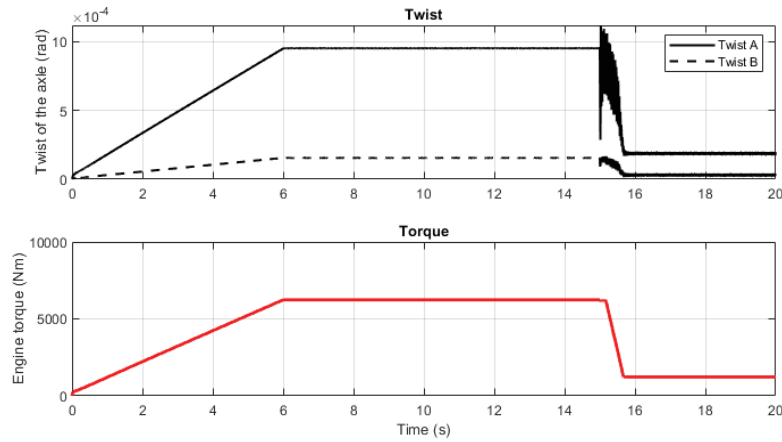


Obr. 8-57 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

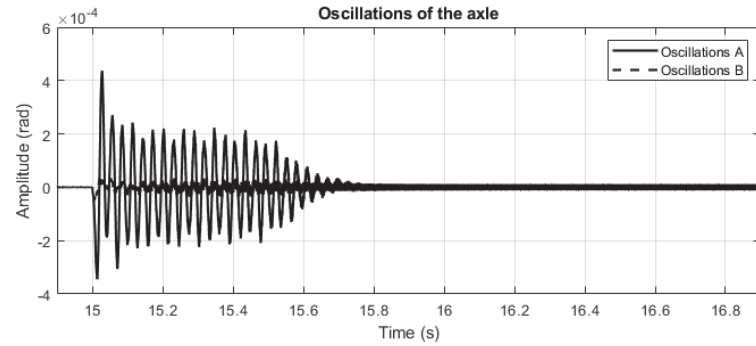


Obr. 8-58 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

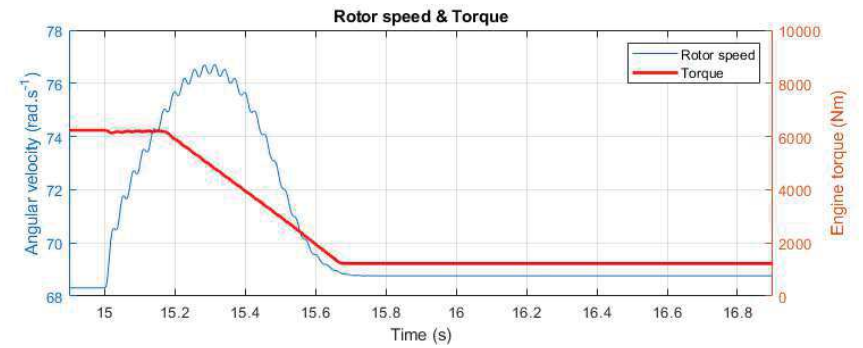
8.3.1.12. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



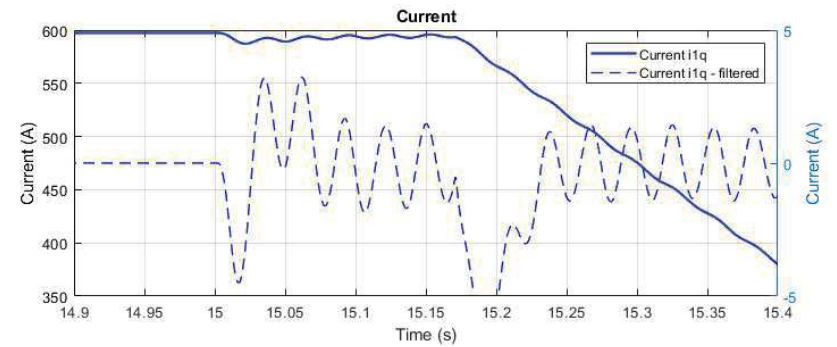
Obr. 8-59 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-60 Časový průběh torzních oscilací.

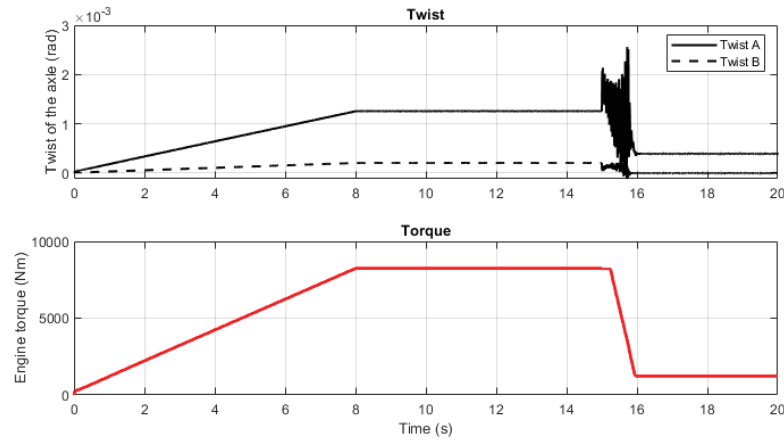


Obr. 8-61 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

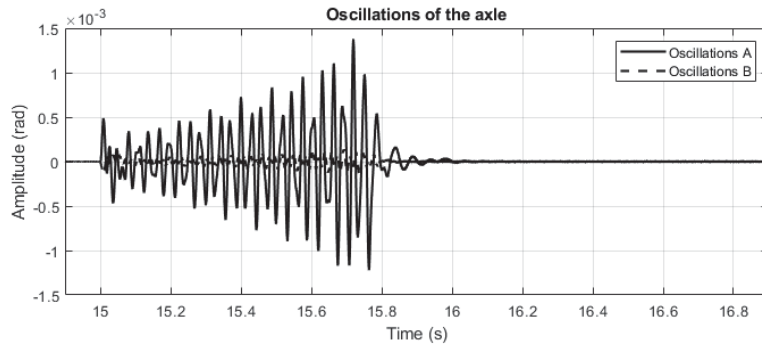


Obr. 8-62 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

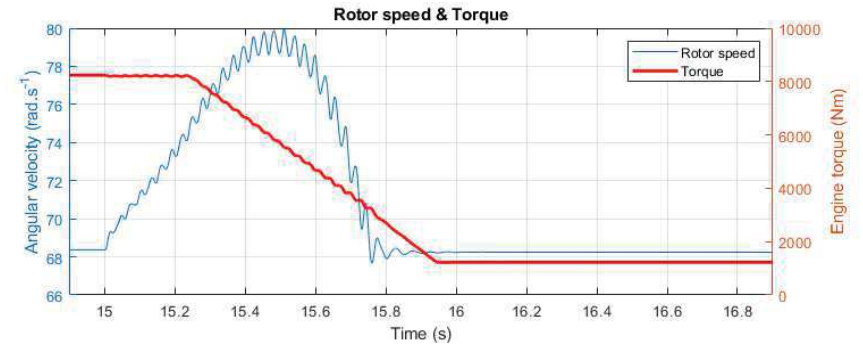
8.3.1.13. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



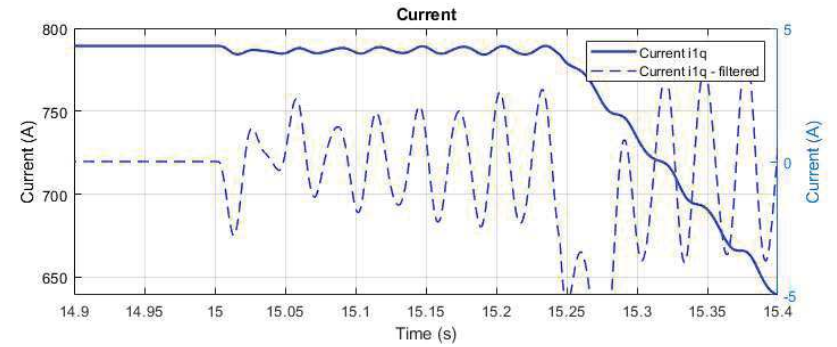
Obr. 8-63 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-64 Časový průběh torzních oscilací.

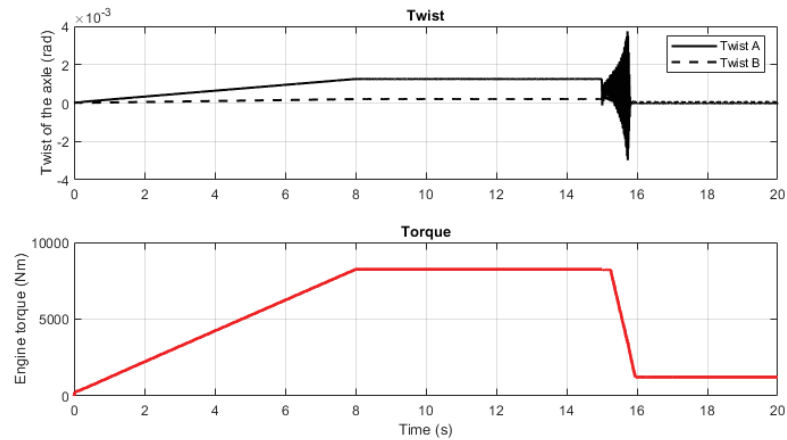


Obr. 8-65 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

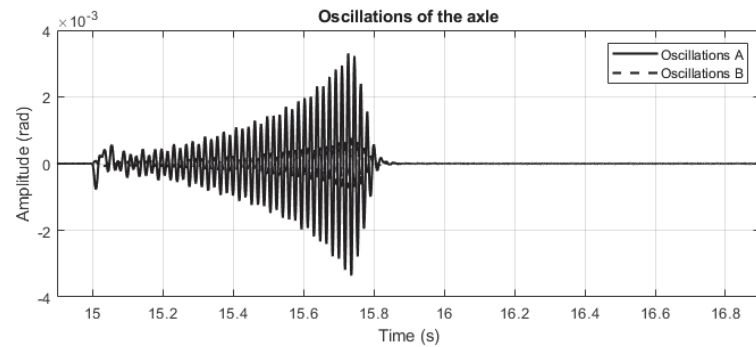


Obr. 8-66 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

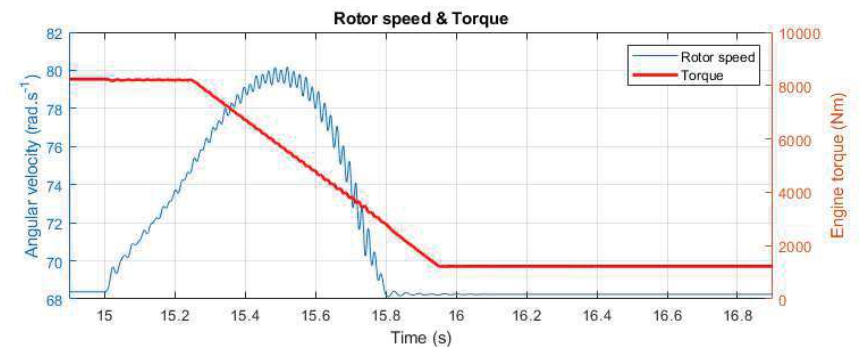
8.3.1.14. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



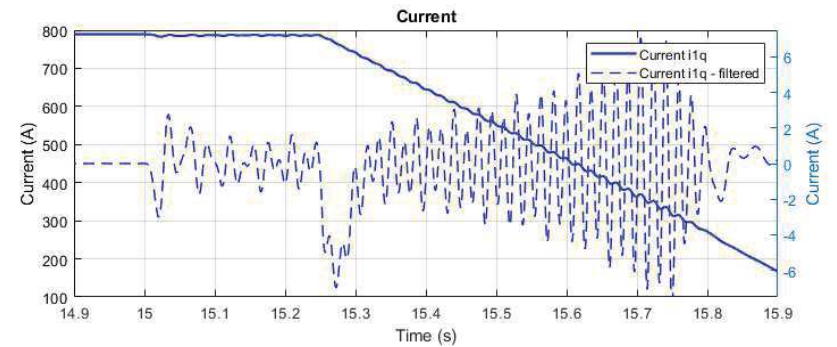
Obr. 8-67 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-68 Časový průběh torzních oscilací.

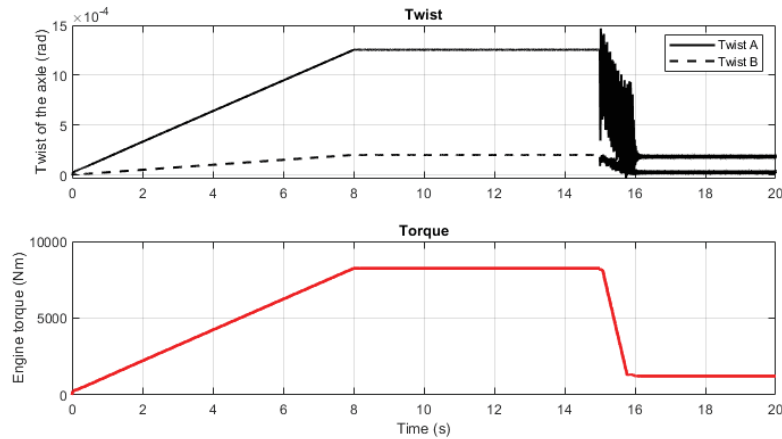


Obr. 8-69 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

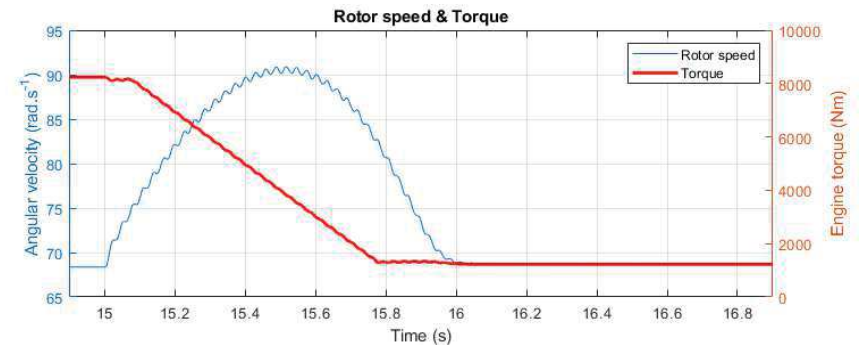


Obr. 8-70 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

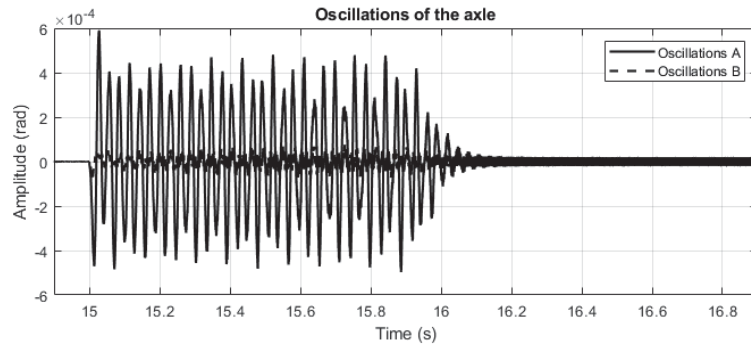
8.3.1.15. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



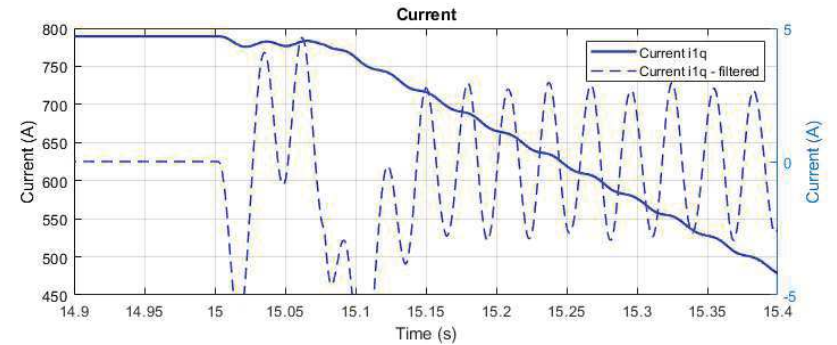
Obr. 8-71 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-73 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

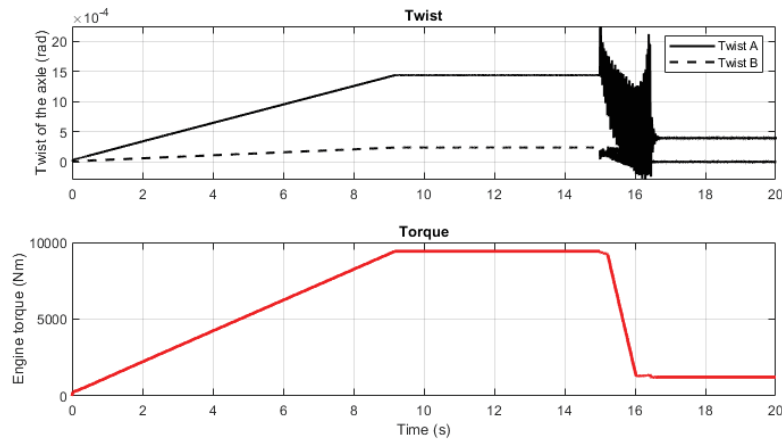


Obr. 8-72 Časový průběh torzních oscilací.

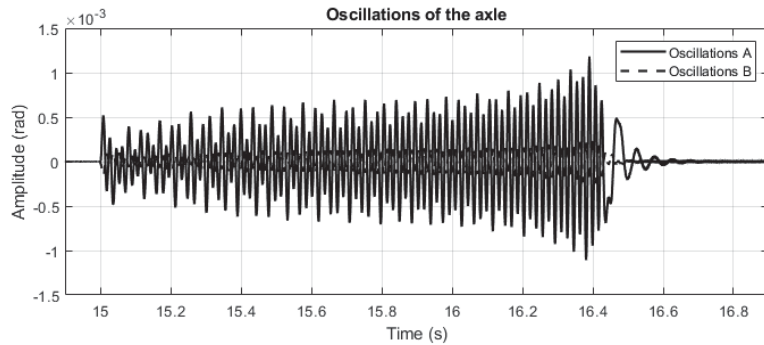


Obr. 8-74 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

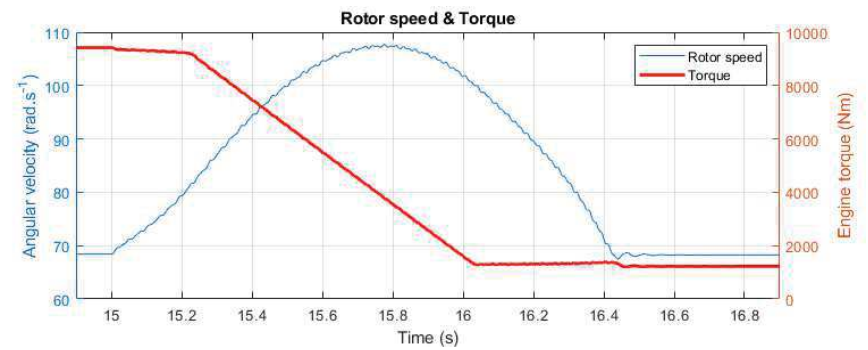
8.3.1.16. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



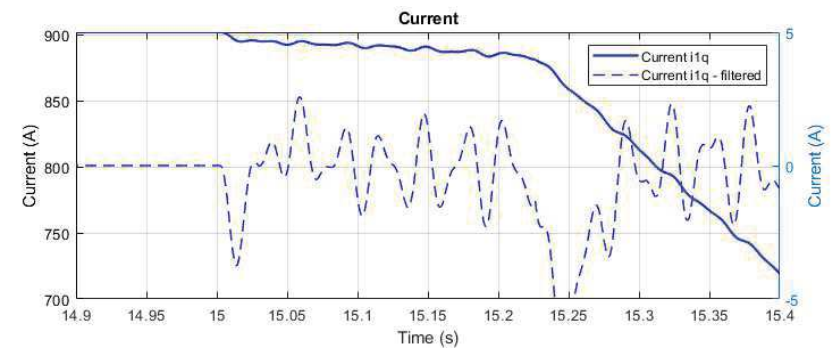
Obr. 8-75 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-76 Časový průběh torzních oscilací.

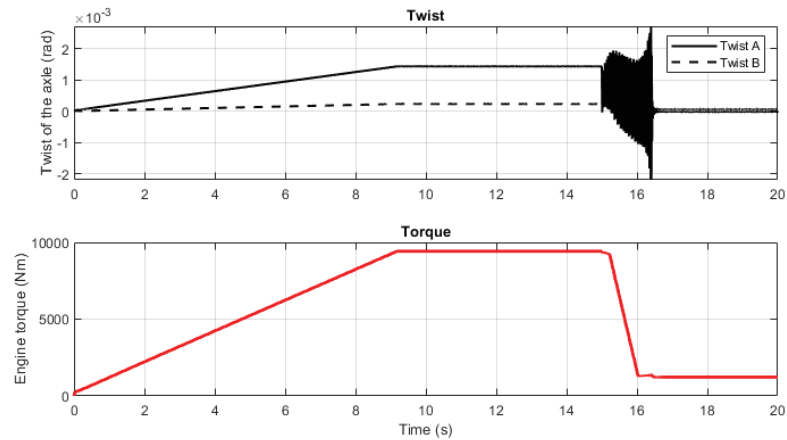


Obr. 8-77 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

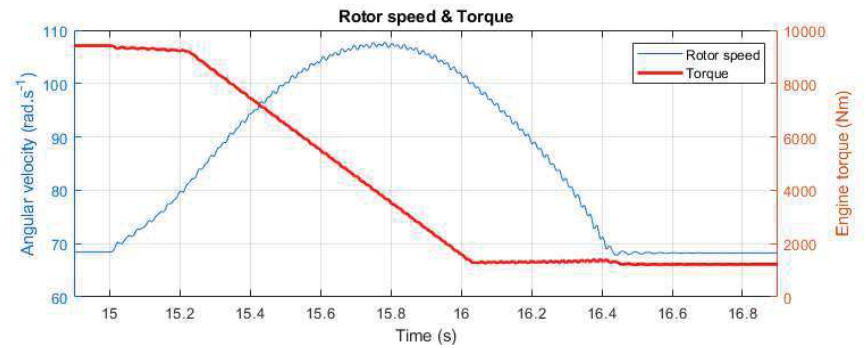


Obr. 8-78 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

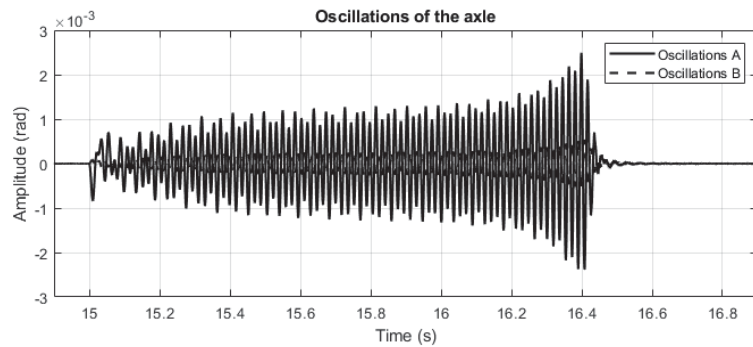
8.3.1.17. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



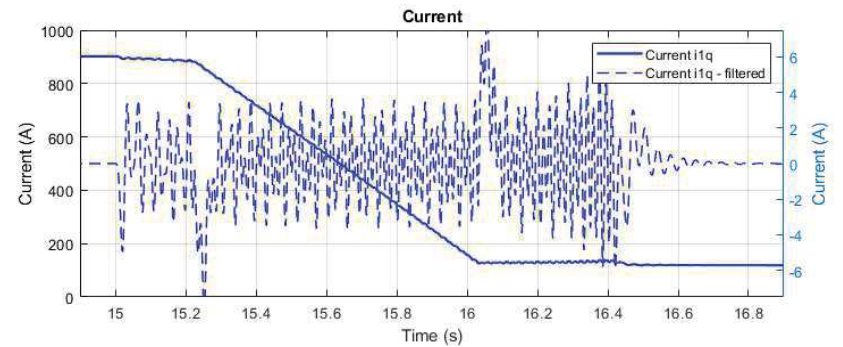
Obr. 8-79 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-81 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

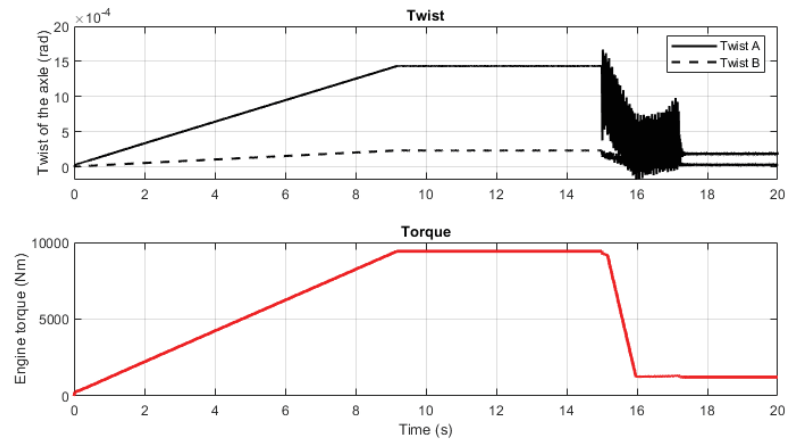


Obr. 8-80 Časový průběh torzních oscilací.

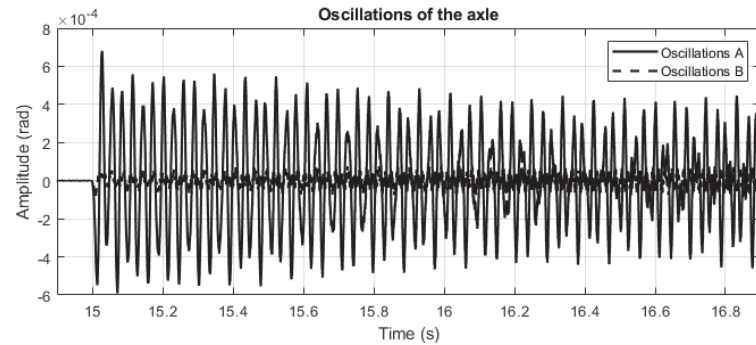


Obr. 8-82 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

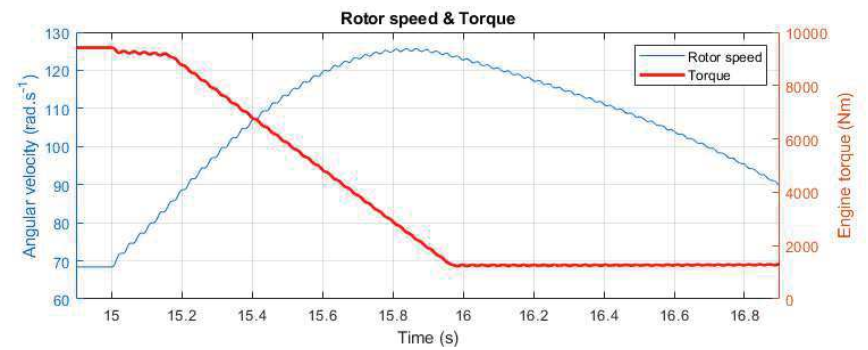
8.3.1.18. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



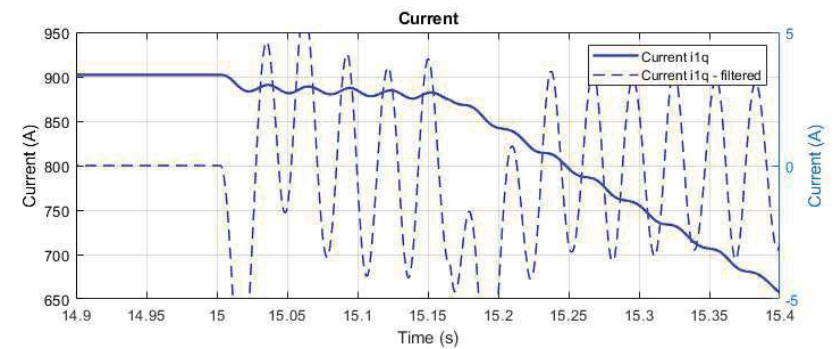
Obr. 8-83 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-84 Časový průběh torzních oscilací.

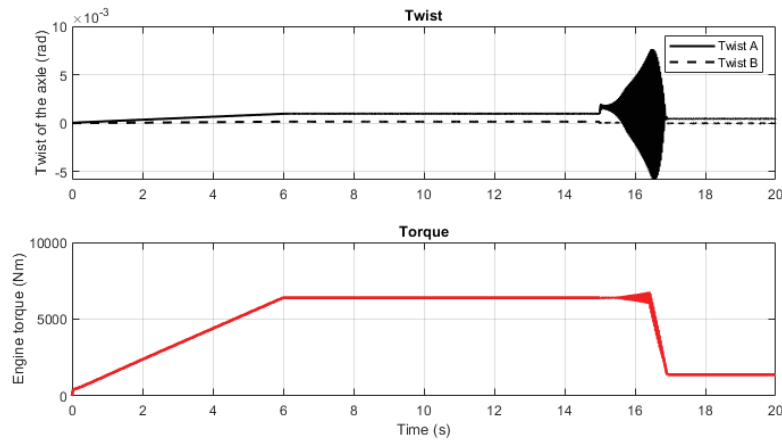


Obr. 8-85 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

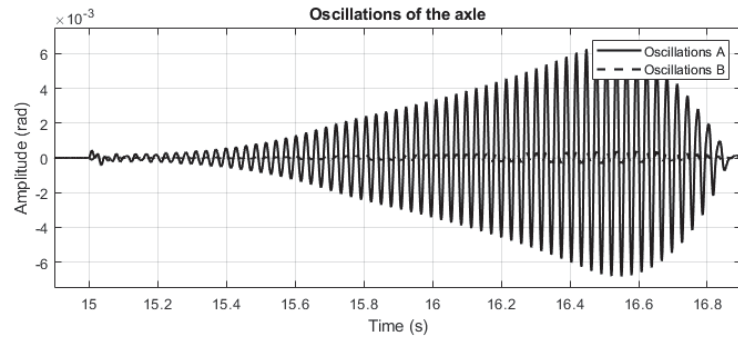


Obr. 8-86 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

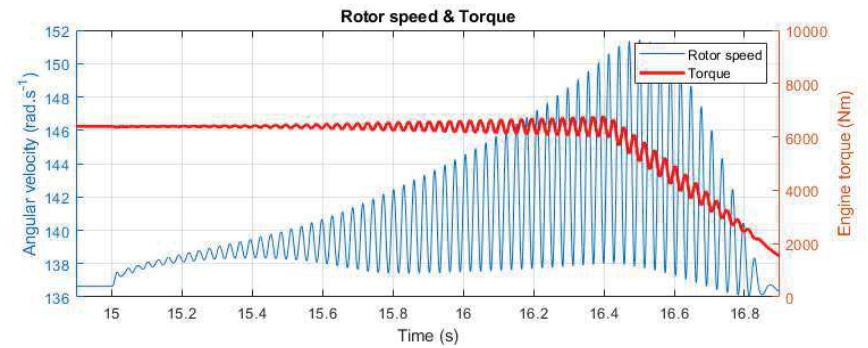
8.3.1.19. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



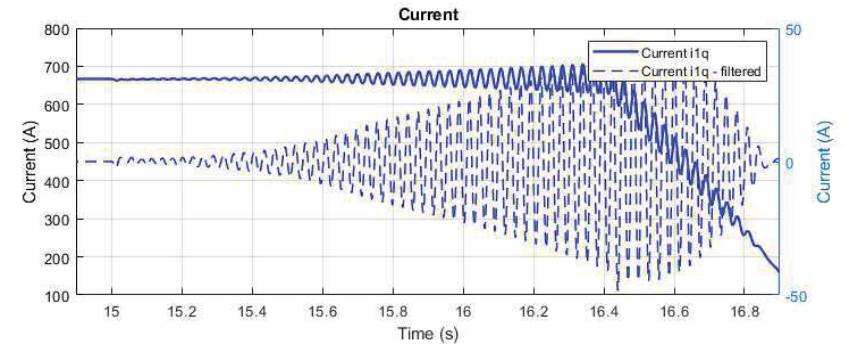
Obr. 8-87 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-88 Časový průběh torzních oscilací.

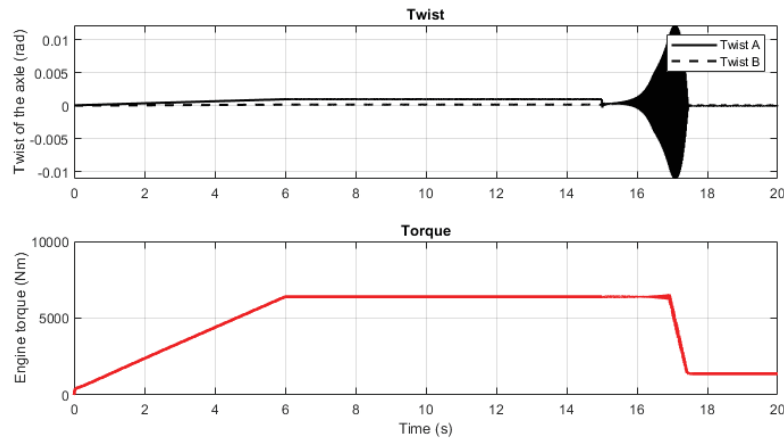


Obr. 8-89 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

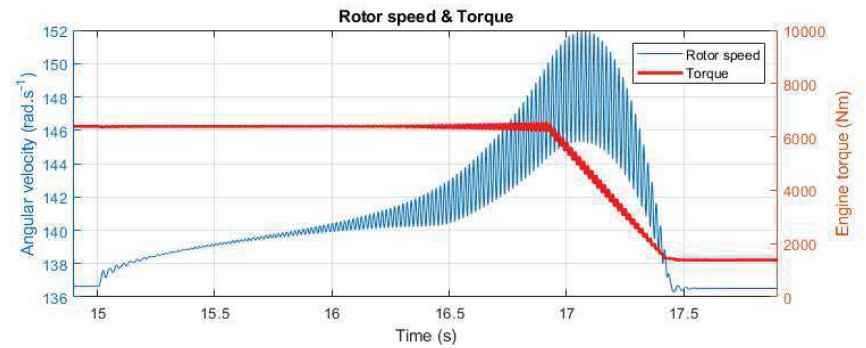


Obr. 8-90 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

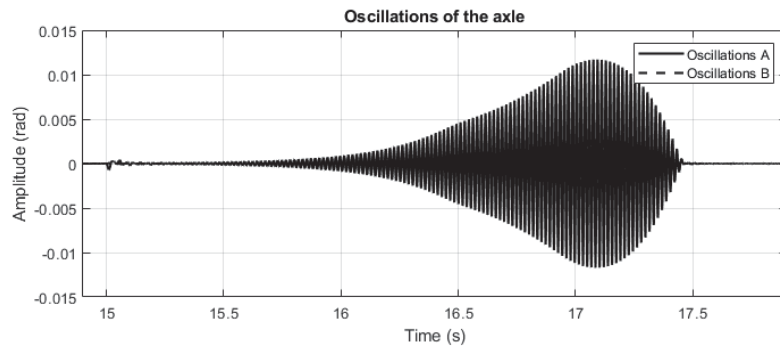
8.3.1.20. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



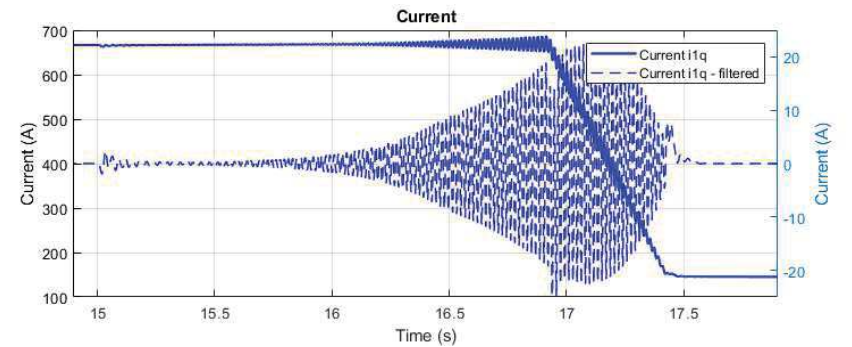
Obr. 8-91 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-93 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

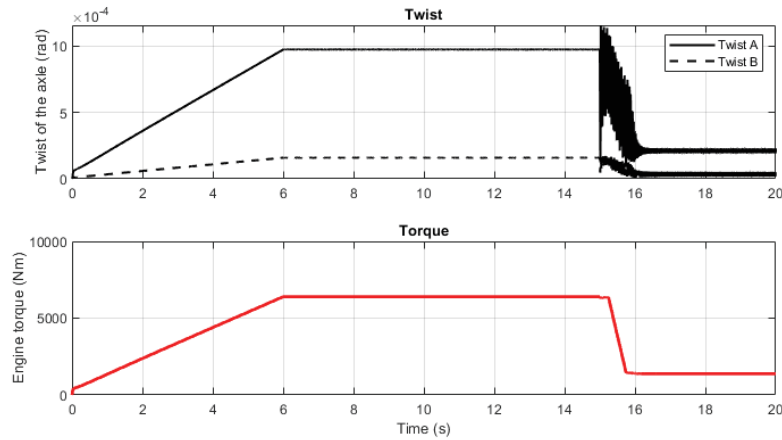


Obr. 8-92 Časový průběh torzních oscilací.

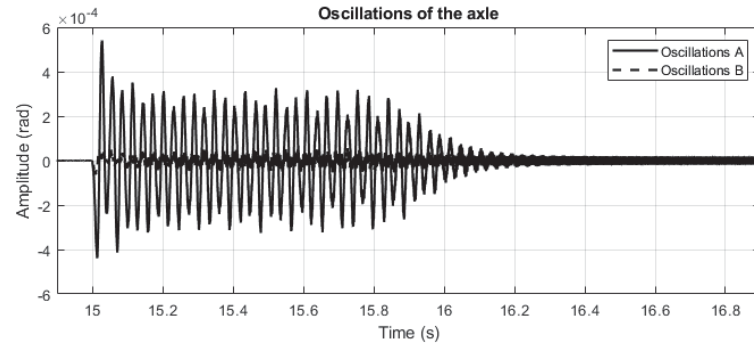


Obr. 8-94 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

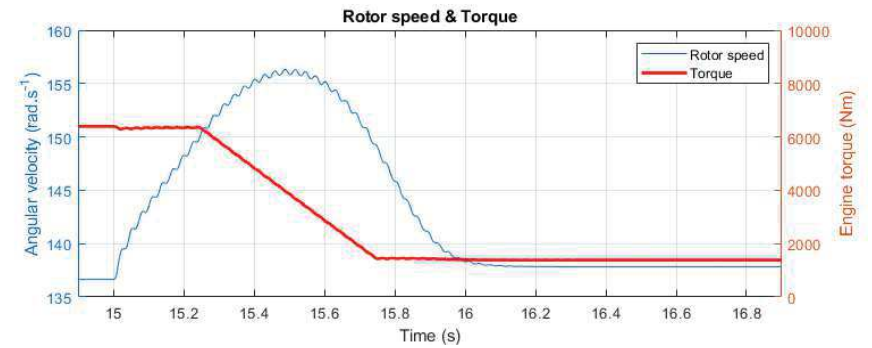
8.3.1.21. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



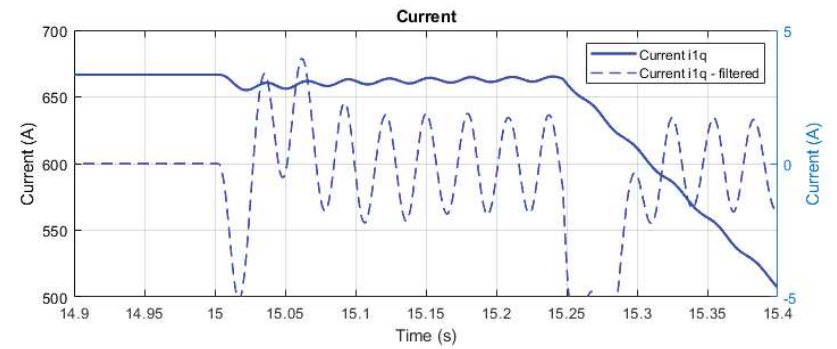
Obr. 8-95 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-96 Časový průběh torzních oscilací.

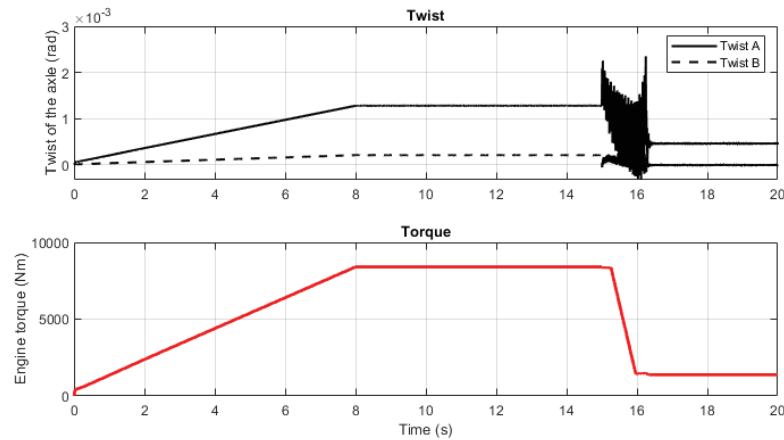


Obr. 8-97 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

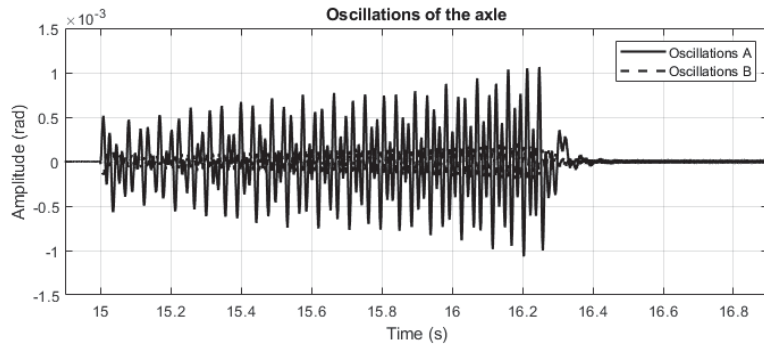


Obr. 8-98 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

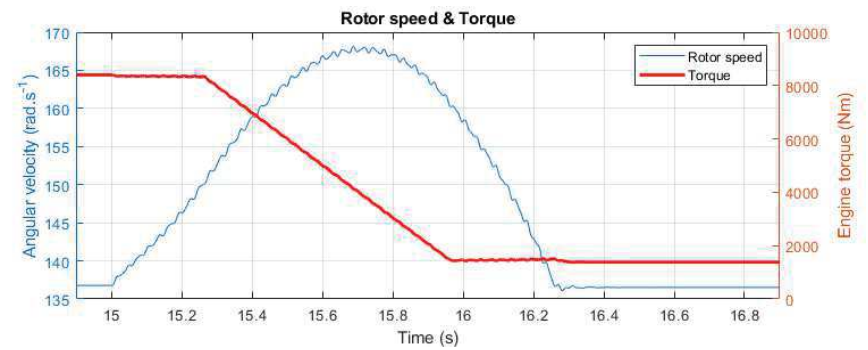
8.3.1.22. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



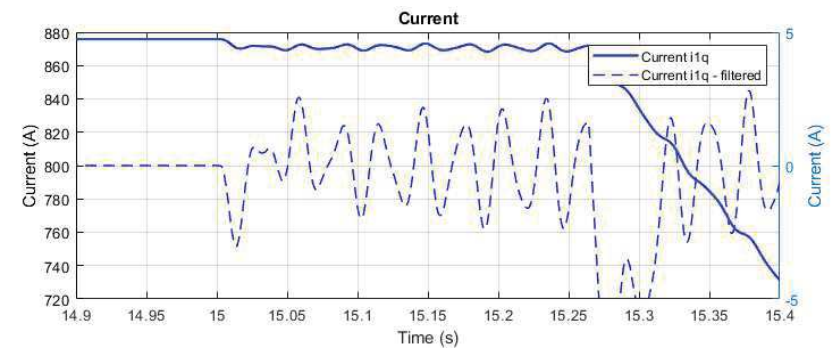
Obr. 8-99 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-100 Časový průběh torzních oscilací.

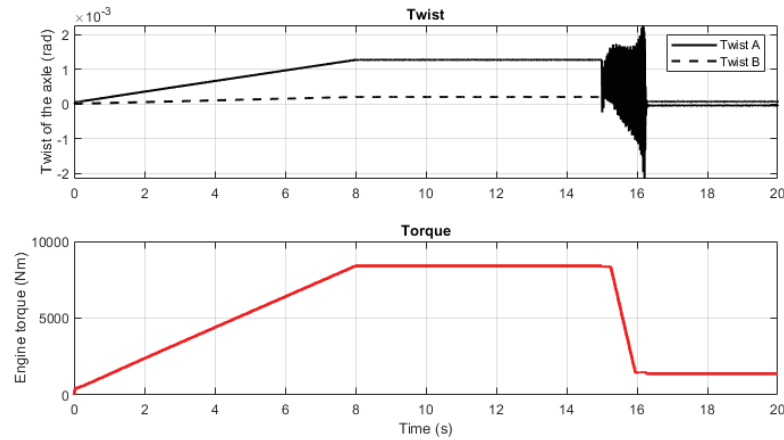


Obr. 8-101 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

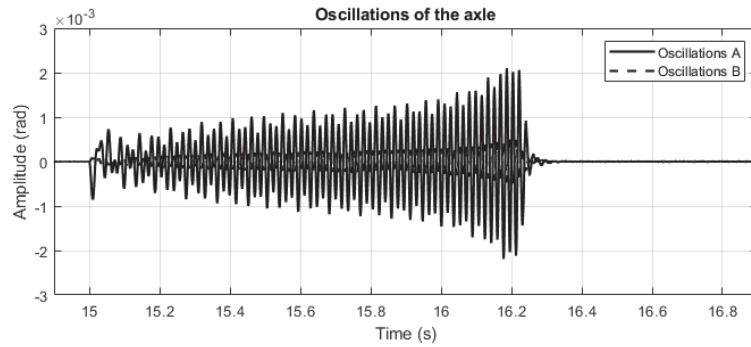


Obr. 8-102 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

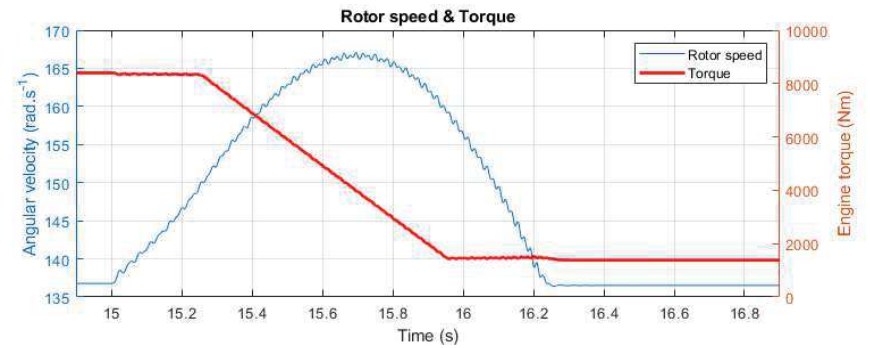
8.3.1.23. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



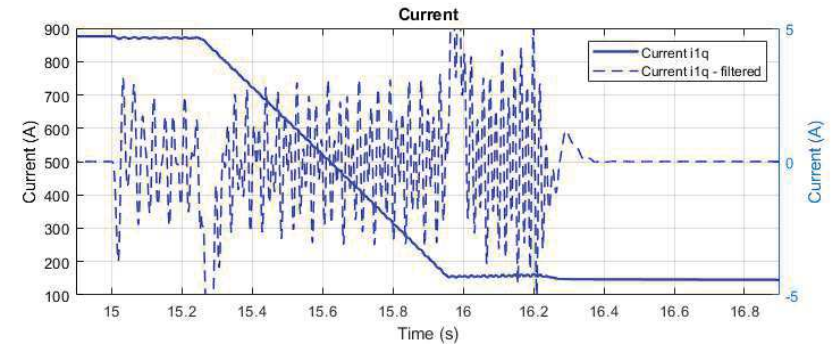
Obr. 8-103 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-104 Časový průběh torzních oscilací.

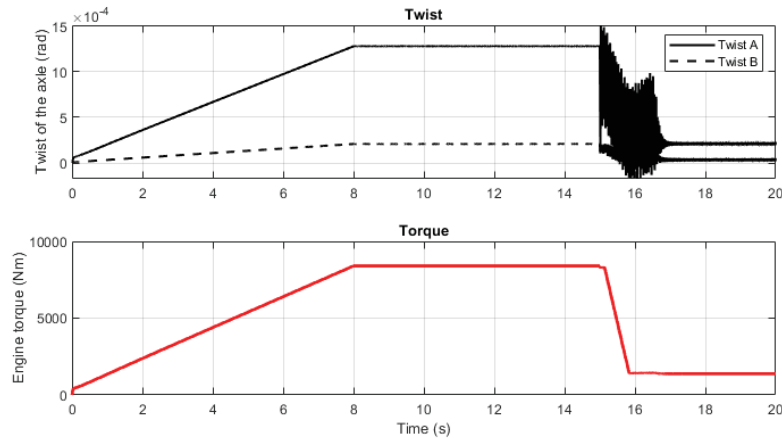


Obr. 8-105 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

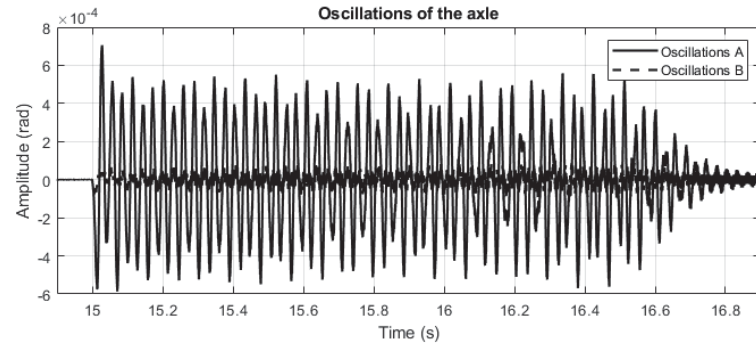


Obr. 8-106 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

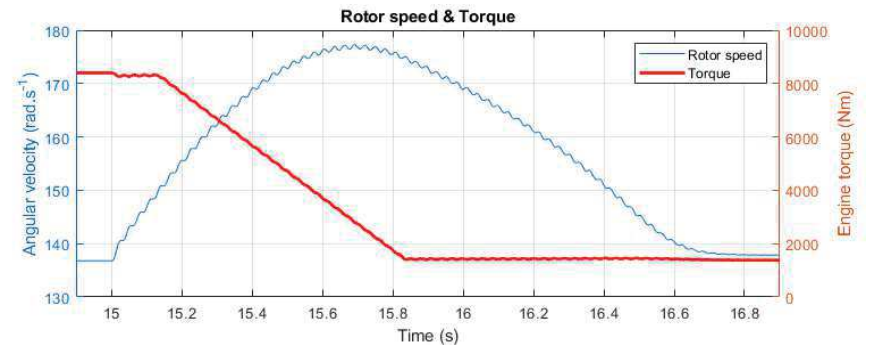
8.3.1.24. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



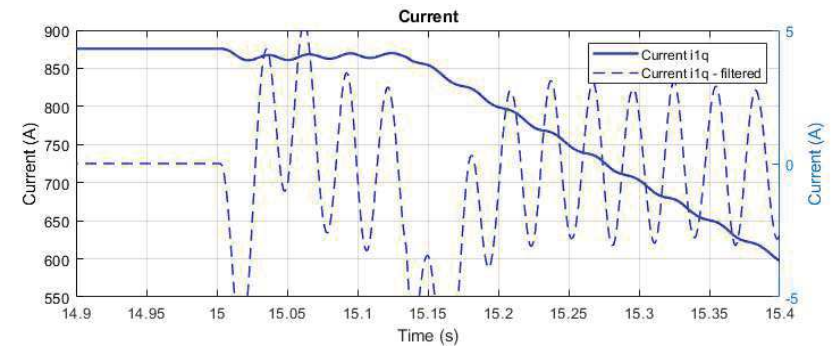
Obr. 8-107 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-108 Časový průběh torzních oscilací.

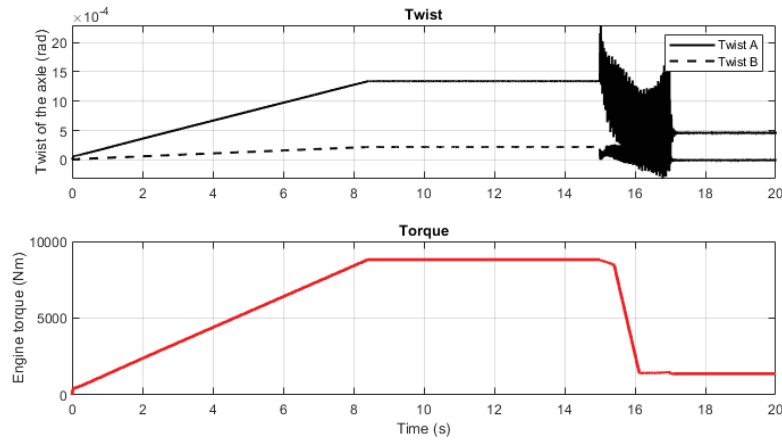


Obr. 8-109 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

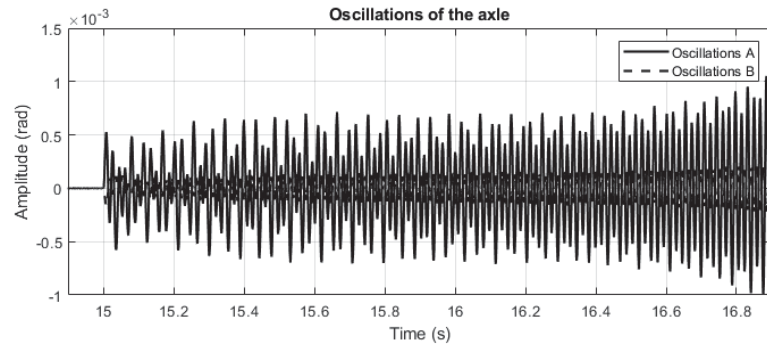


Obr. 8-110 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

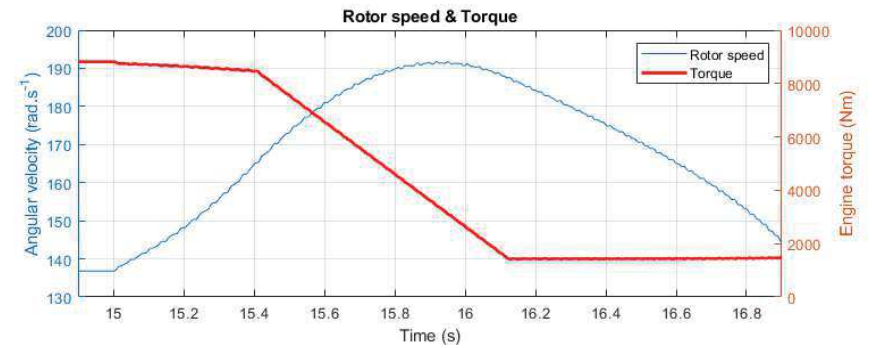
8.3.1.25. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



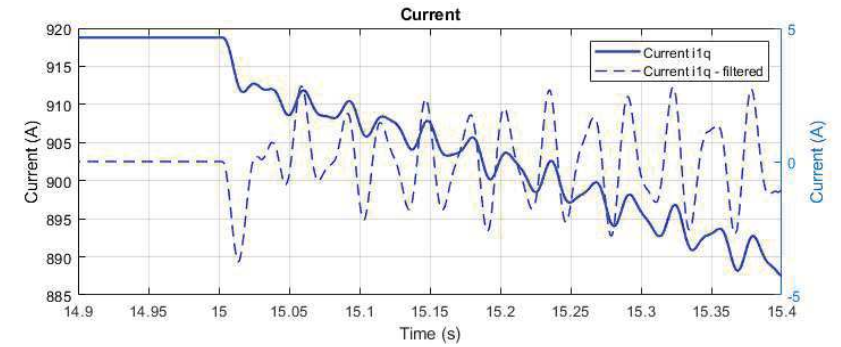
Obr. 8-111 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-112 Časový průběh torzních oscilací.

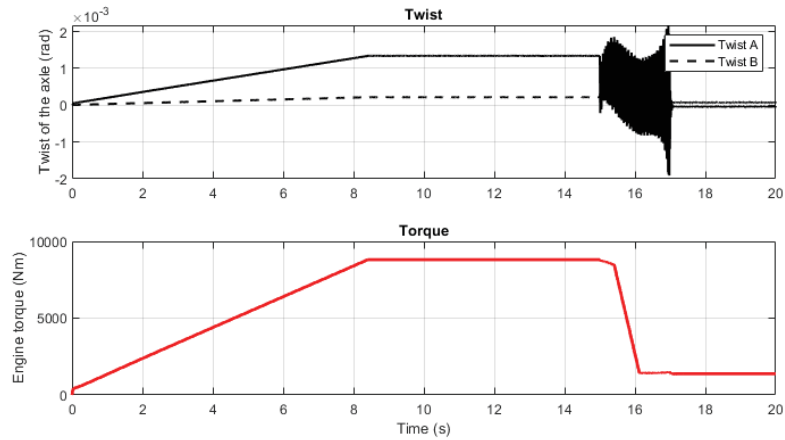


Obr. 8-113 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

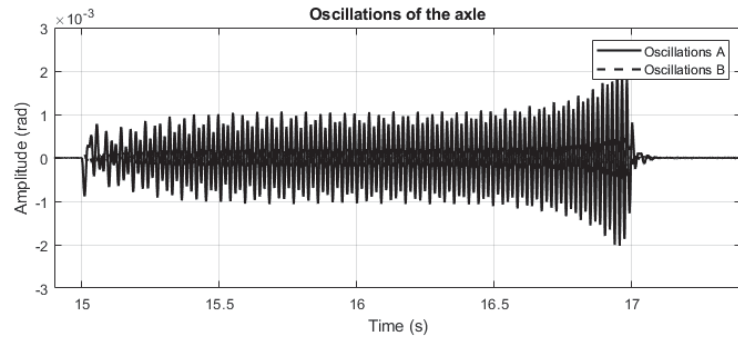


Obr. 8-114 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

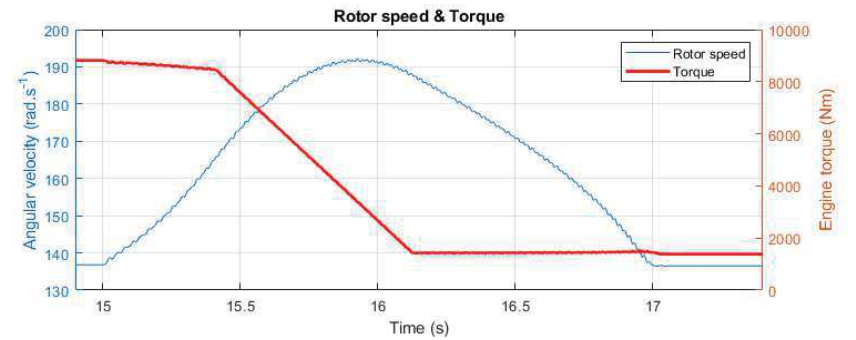
8.3.1.26. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



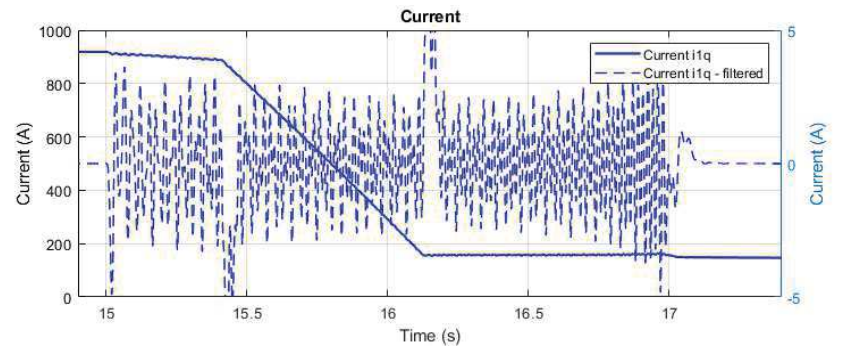
Obr. 8-115 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-116 Časový průběh torzních oscilací.

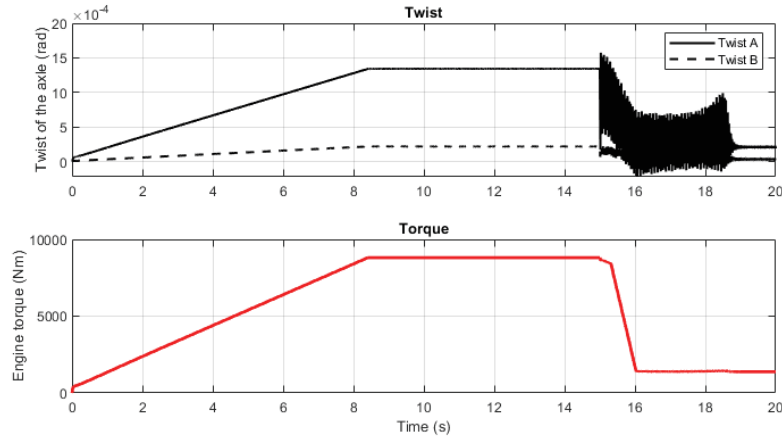


Obr. 8-117 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

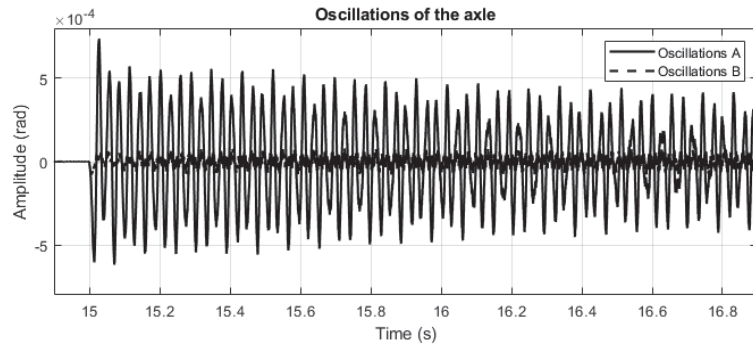


Obr. 8-118 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

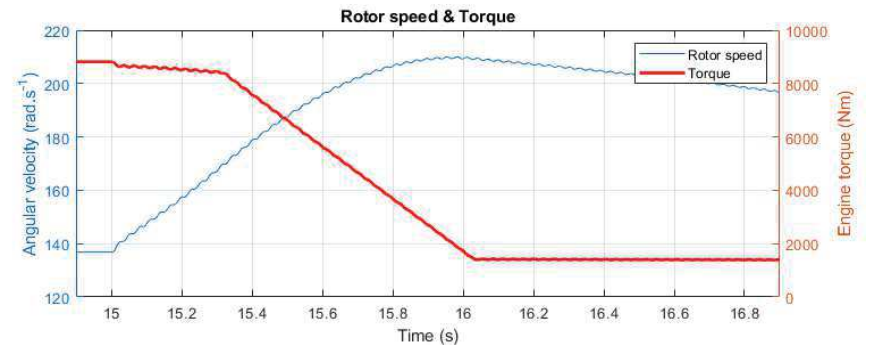
8.3.1.27. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



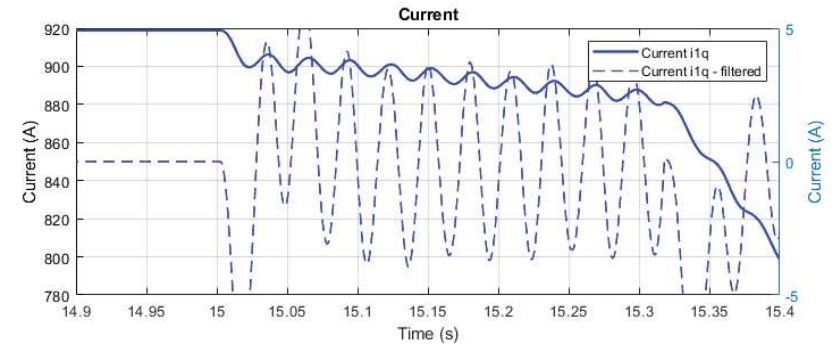
Obr. 8-119 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-120 Časový průběh torzních oscilací.



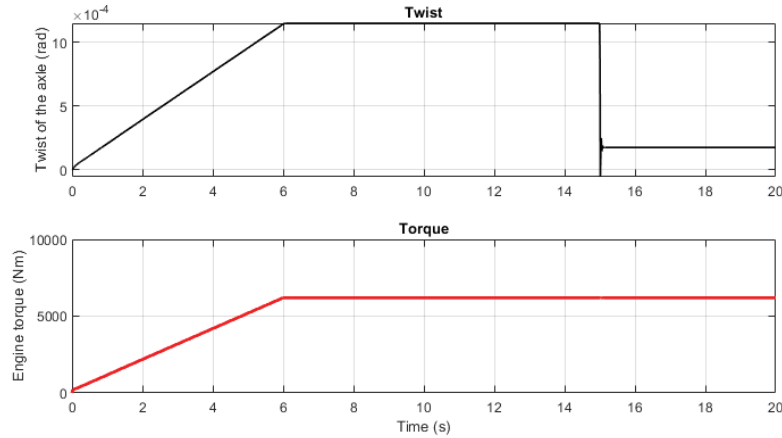
Obr. 8-121 Časový průběh otáček rotoru a momentu.



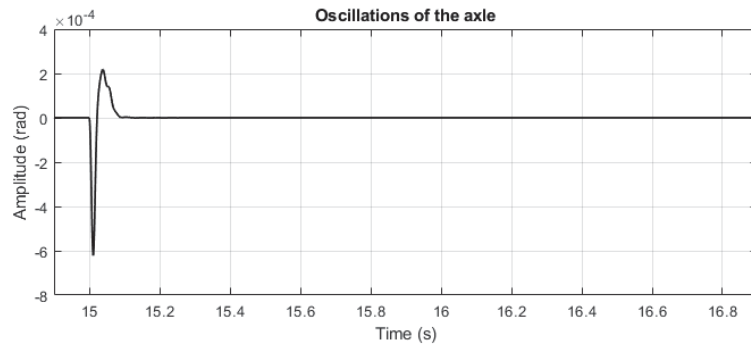
Obr. 8-122 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

8.3.2. Zcela odpružený pohon

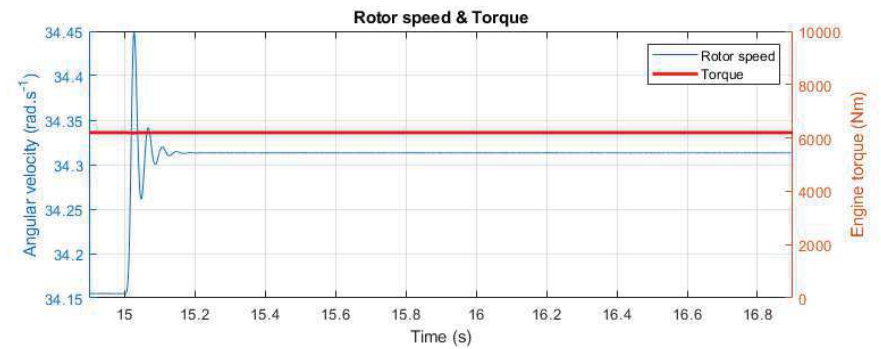
8.3.2.1. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



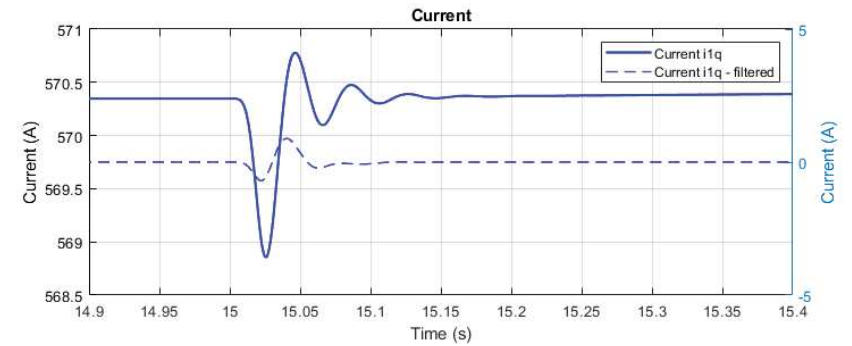
Obr. 8-123 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-124 Časový průběh torzních oscilací.

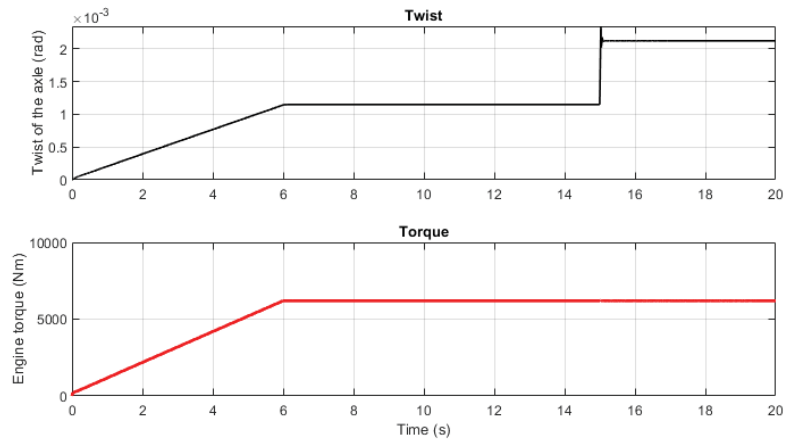


Obr. 8-125 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

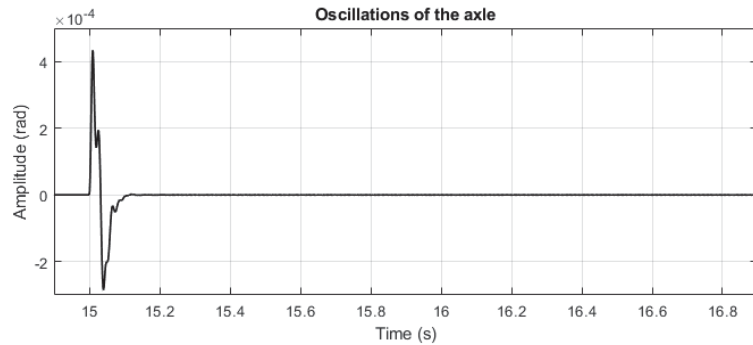


Obr. 8-126 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

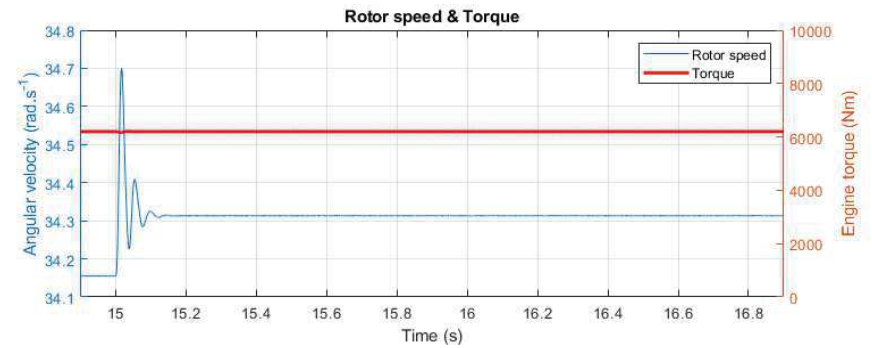
8.3.2.2. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



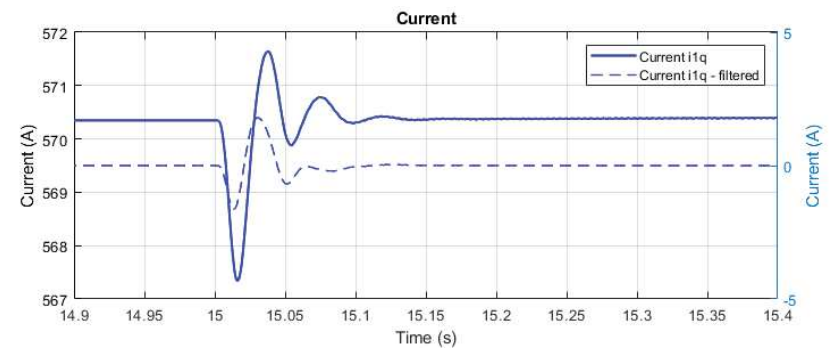
Obr. 8-127 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-128 Časový průběh torzních oscilací.

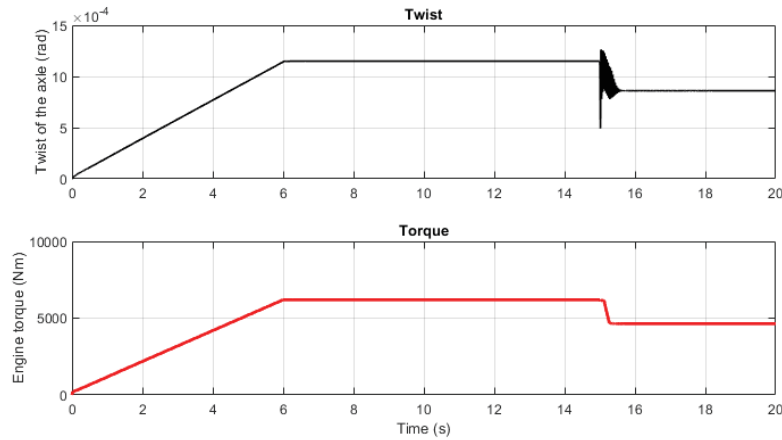


Obr. 8-129 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

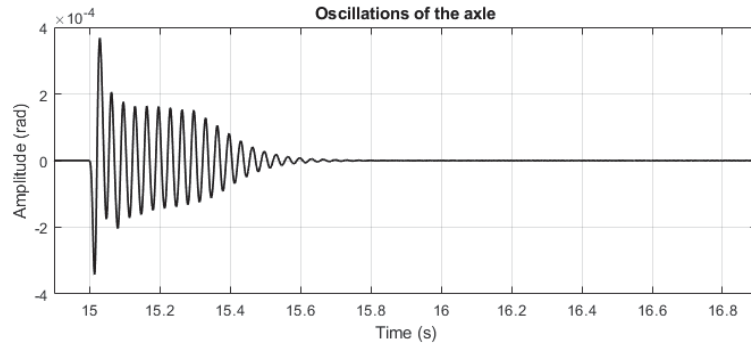


Obr. 8-130 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

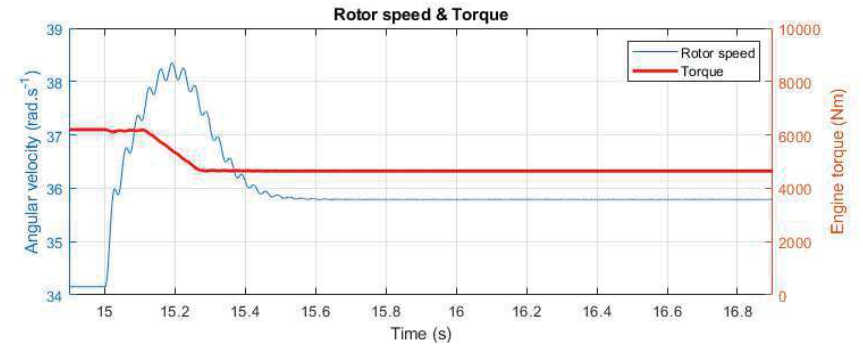
8.3.2.3. $M_H=60\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



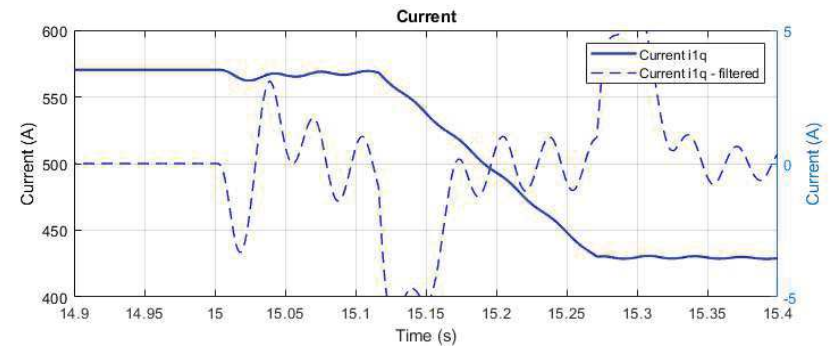
Obr. 8-131 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-132 Časový průběh torzních oscilací.

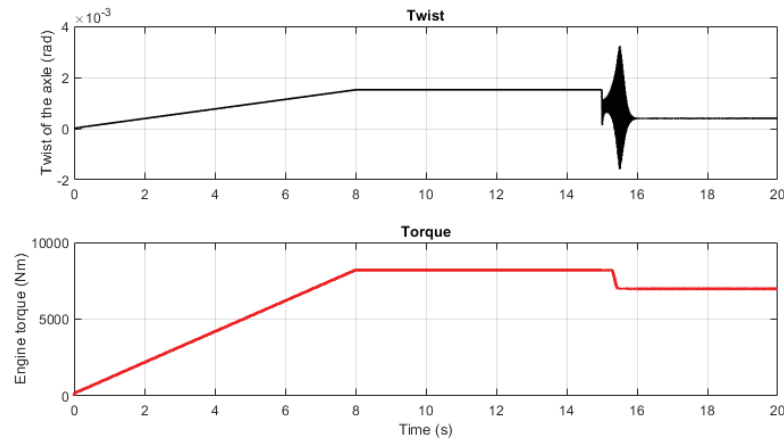


Obr. 8-133 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

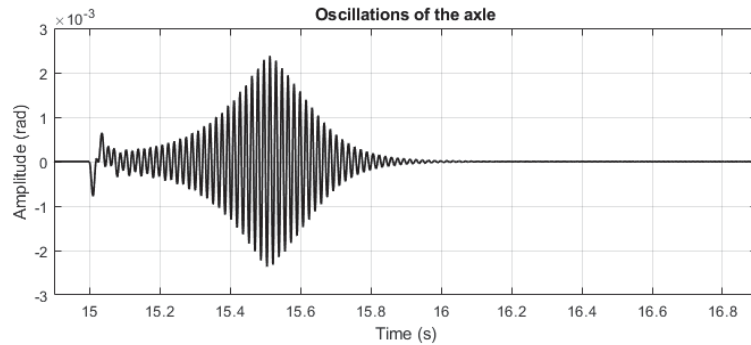


Obr. 8-134 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

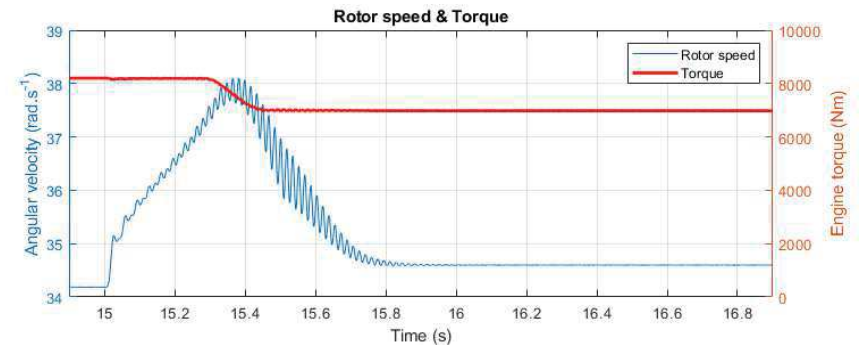
8.3.2.4. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



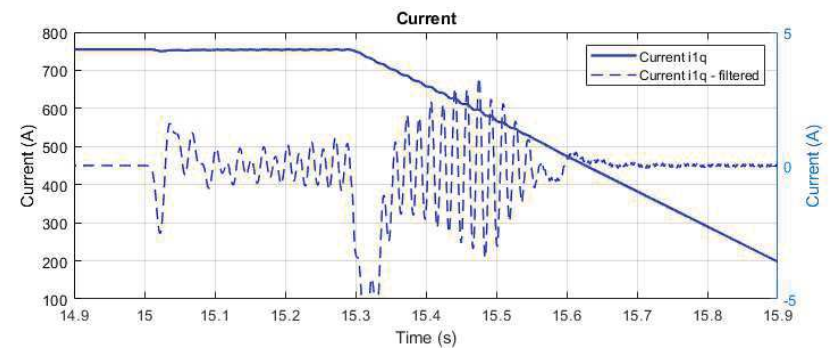
Obr. 8-135 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-136 Časový průběh torzních oscilací.

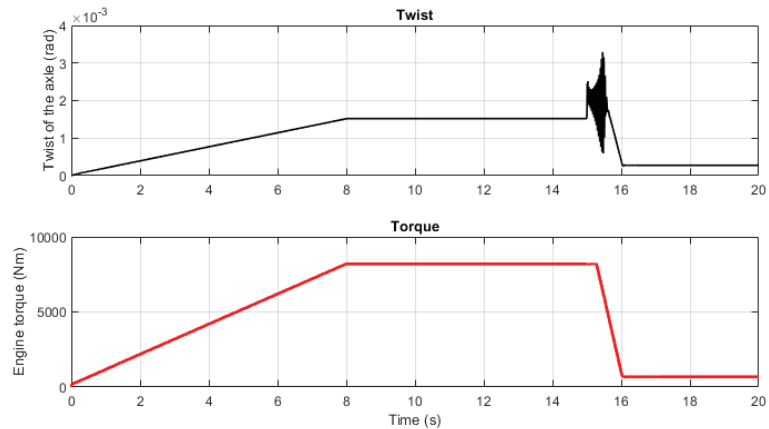


Obr. 8-137 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

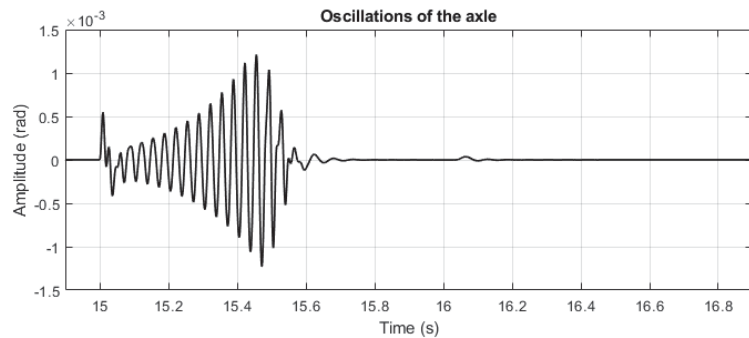


Obr. 8-138 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

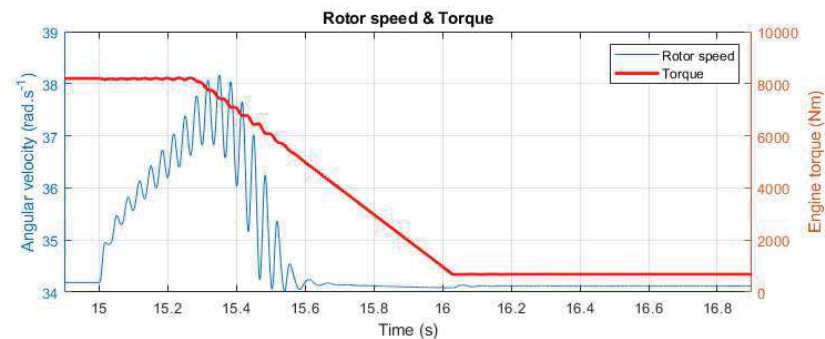
8.3.2.5. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



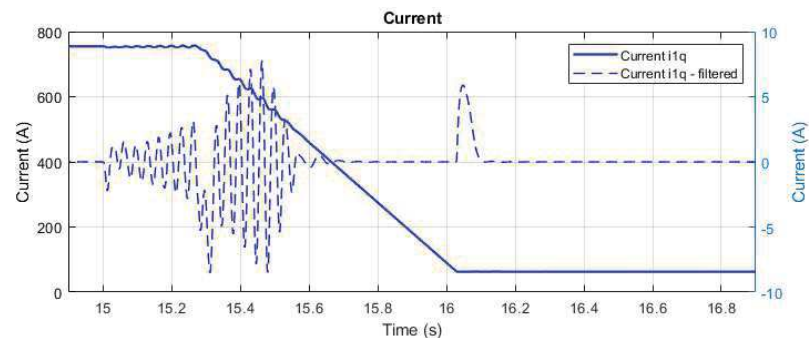
Obr. 8-139 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-140 Časový průběh torzních oscilací.

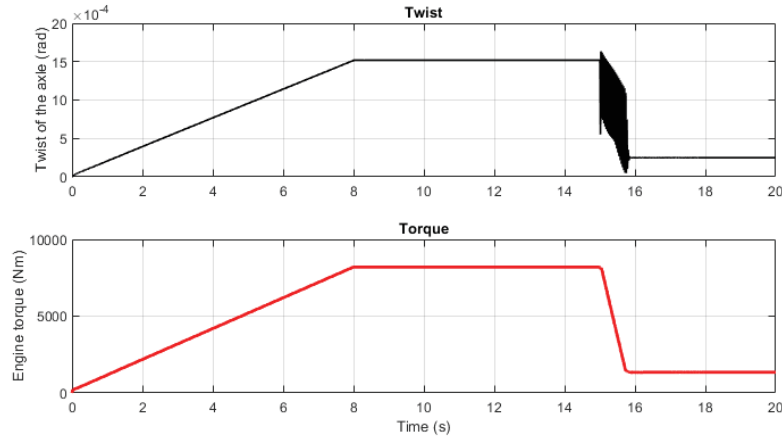


Obr. 8-141 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

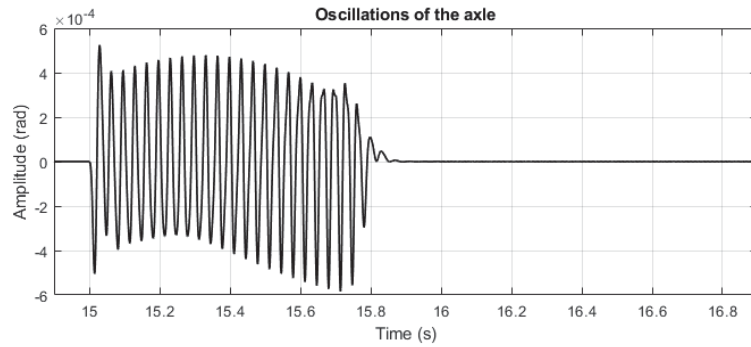


Obr. 8-142 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

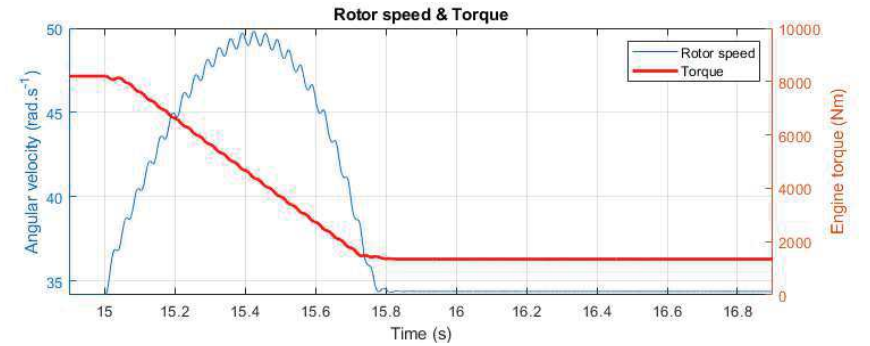
8.3.2.6. $M_H=80\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



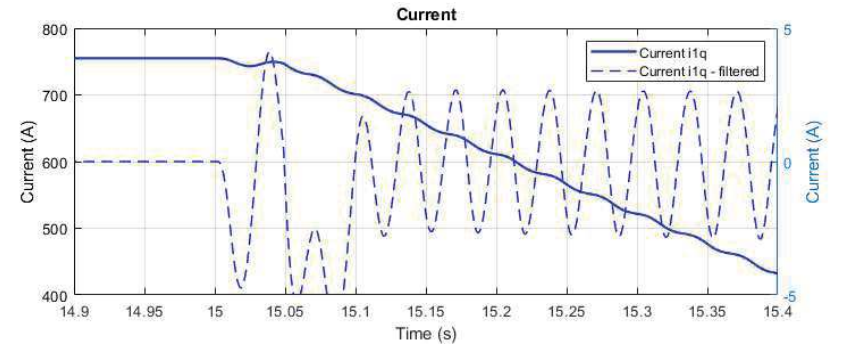
Obr. 8-143 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-144 Časový průběh torzních oscilací.

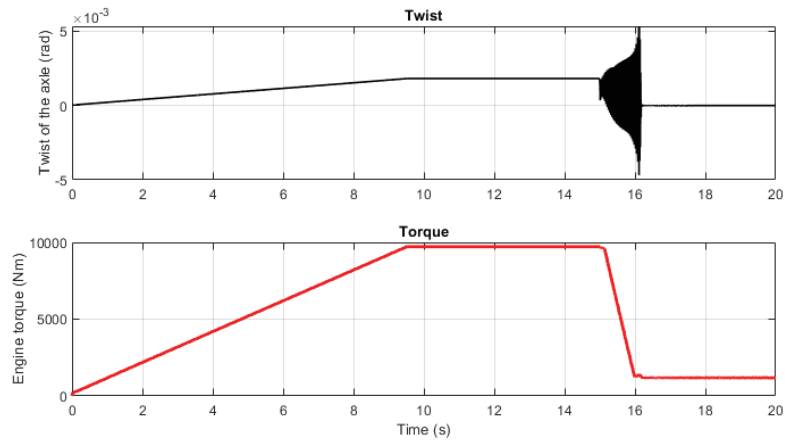


Obr. 8-145 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

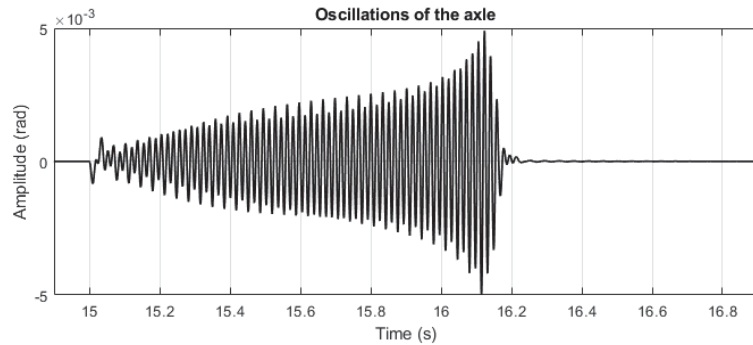


Obr. 8-146 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

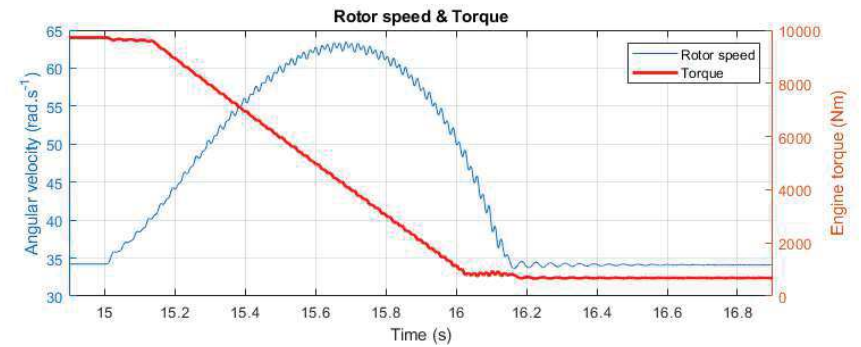
8.3.2.7. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m.s}^{-1}$, prokluz pravého kola



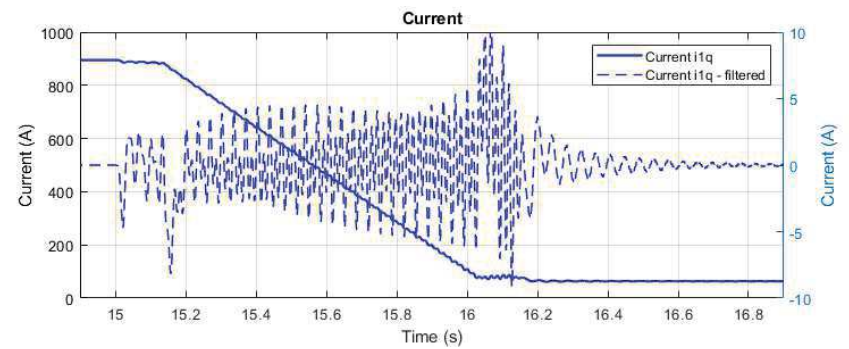
Obr. 8-147 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-148 Časový průběh torzních oscilací.

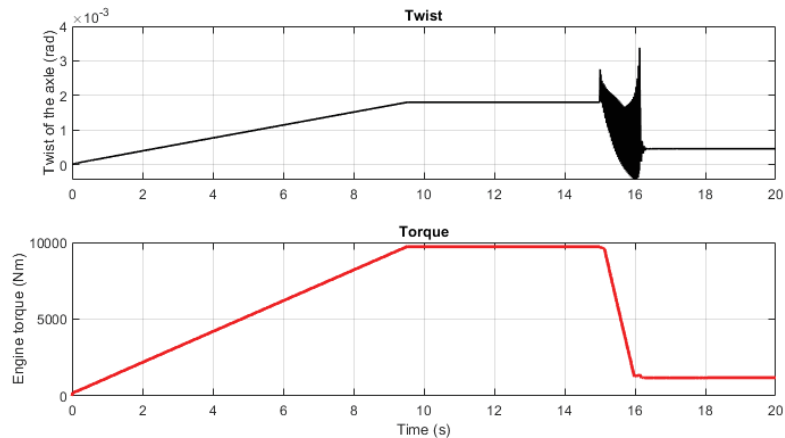


Obr. 8-149 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

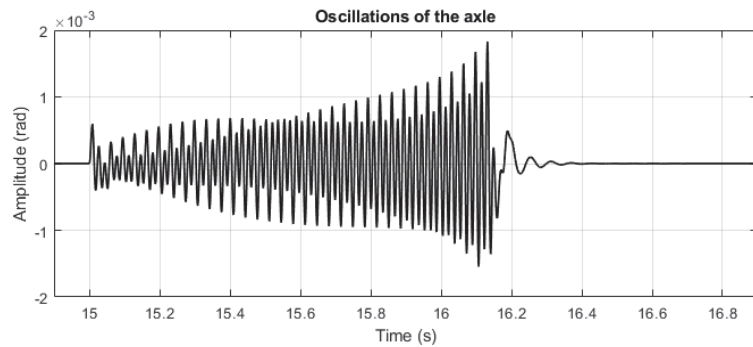


Obr. 8-150 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

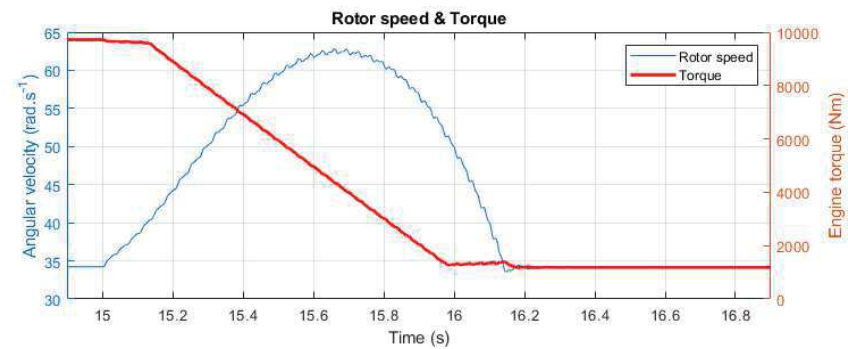
8.3.2.8. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



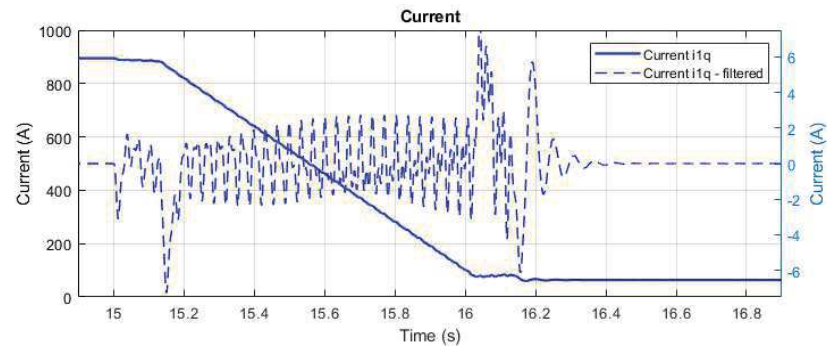
Obr. 8-151 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-152 Časový průběh torzních oscilací.

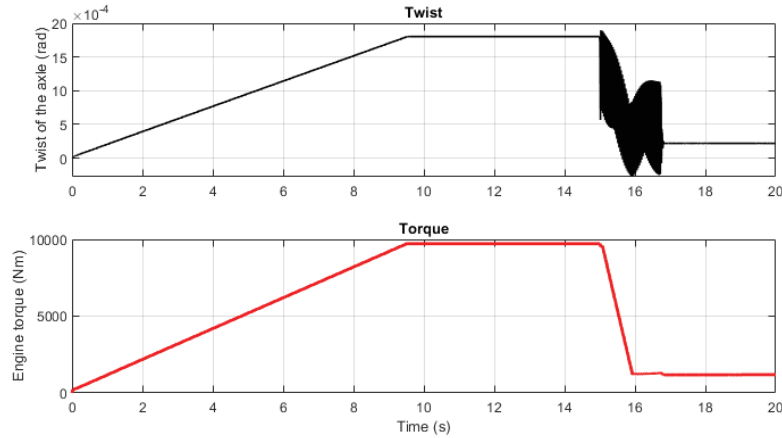


Obr. 8-153 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

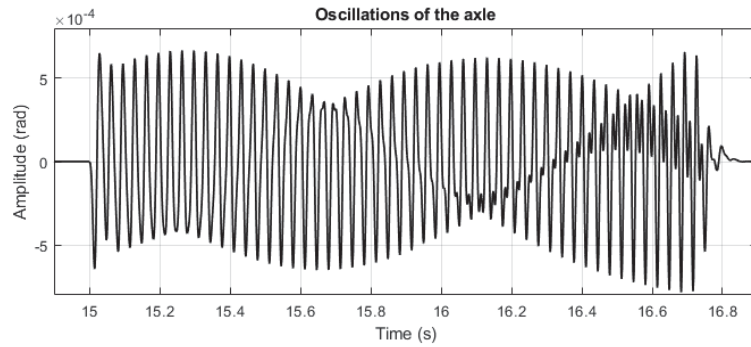


Obr. 8-154 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

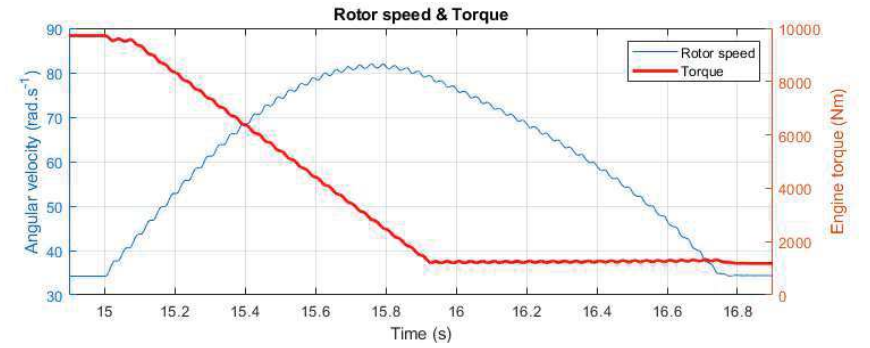
8.3.2.9. $M_H=100\%$, $v=5 \text{ m.s}^{-1}$, prokluz obou kol



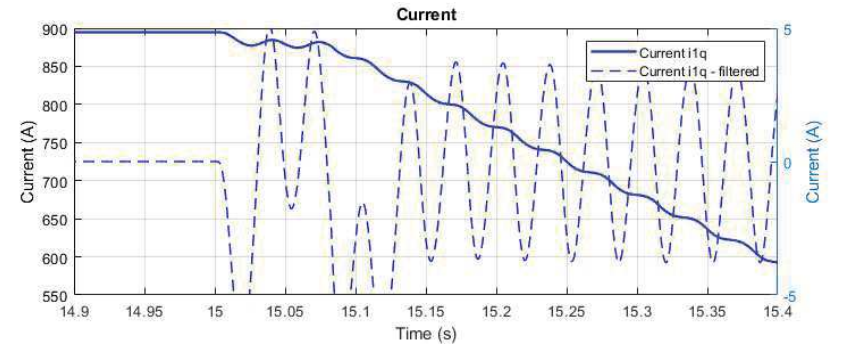
Obr. 8-155 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-156 Časový průběh torzních oscilací.

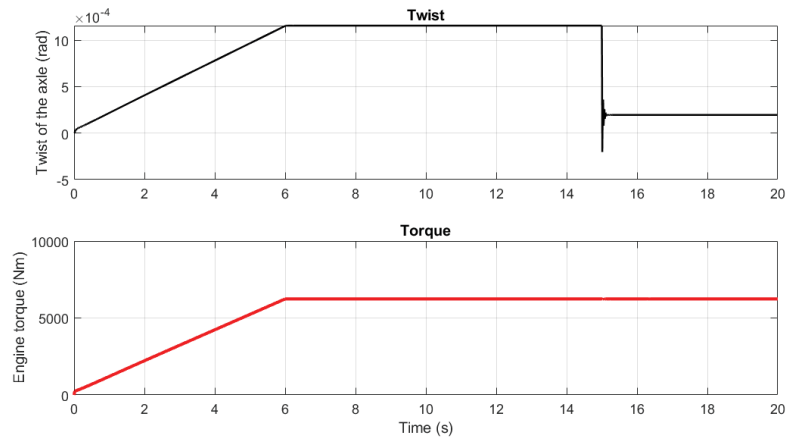


Obr. 8-157 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

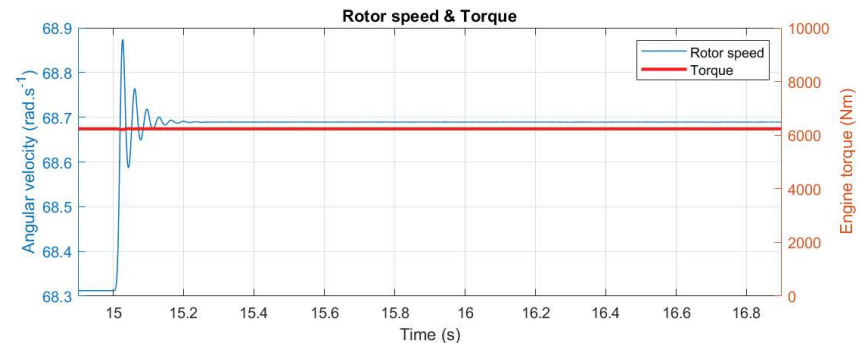


Obr. 8-158 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

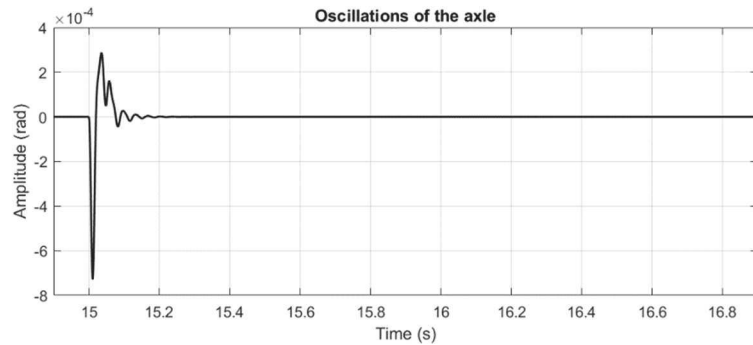
8.3.2.10. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



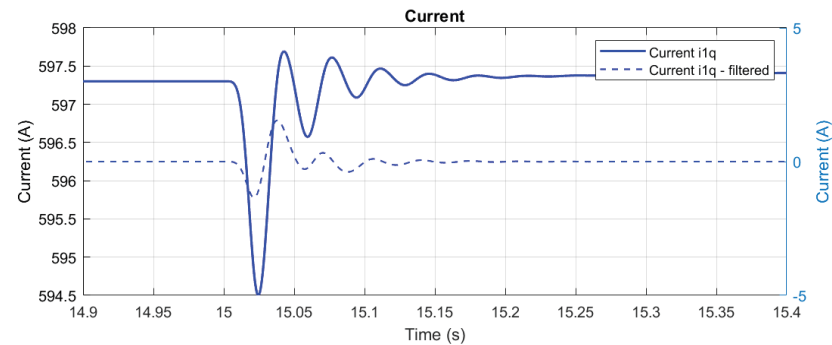
Obr. 8-159 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-161 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

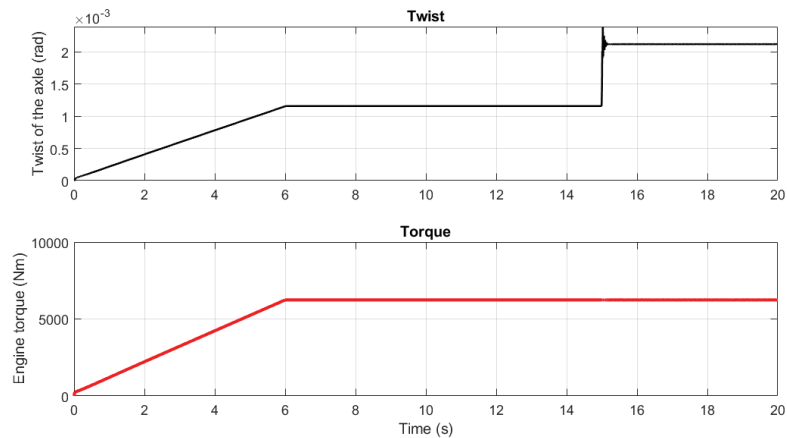


Obr. 8-160 Časový průběh torzních oscilací.

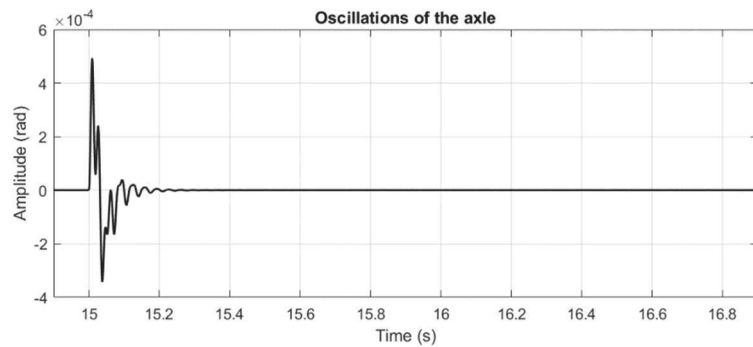


Obr. 8-162 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

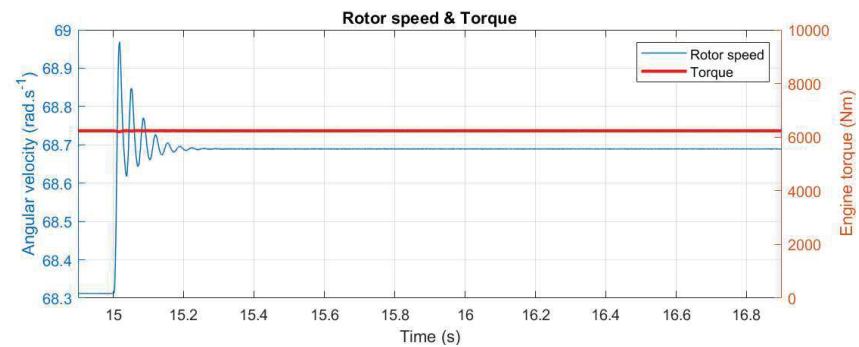
8.3.2.11. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



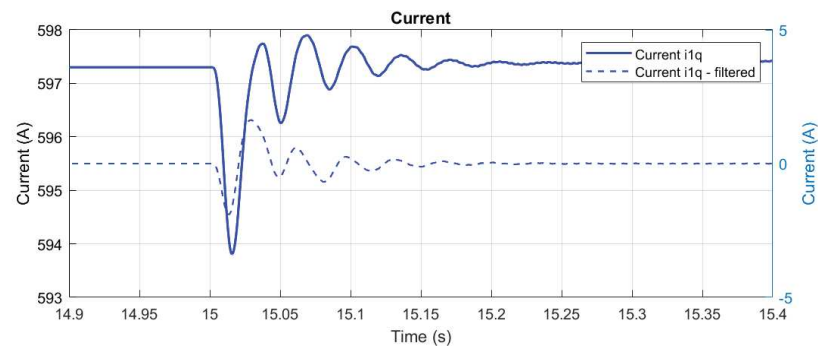
Obr. 8-163 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-164 Časový průběh torzních oscilací.

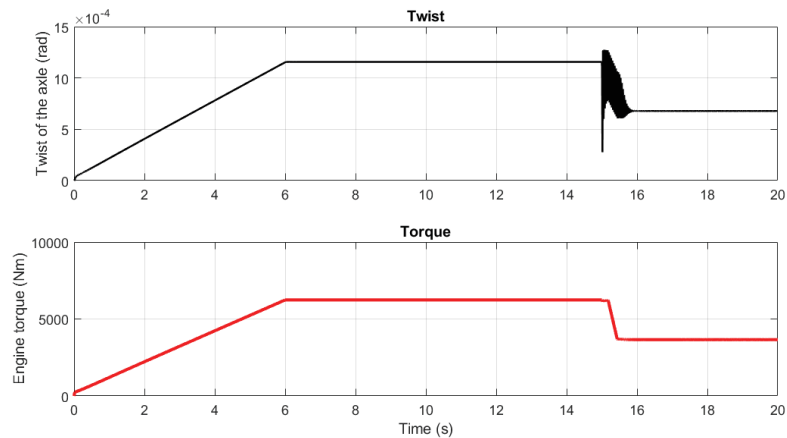


Obr. 8-165 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

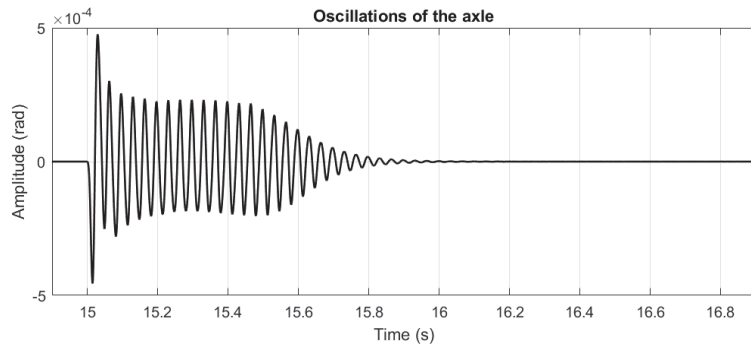


Obr. 8-166 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

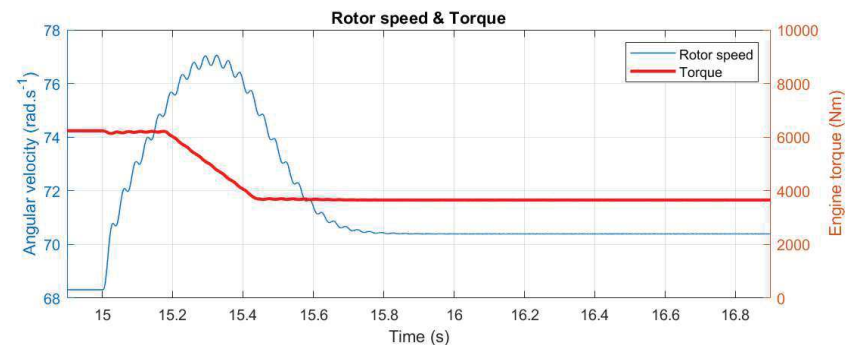
8.3.2.12. $M_H=60\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



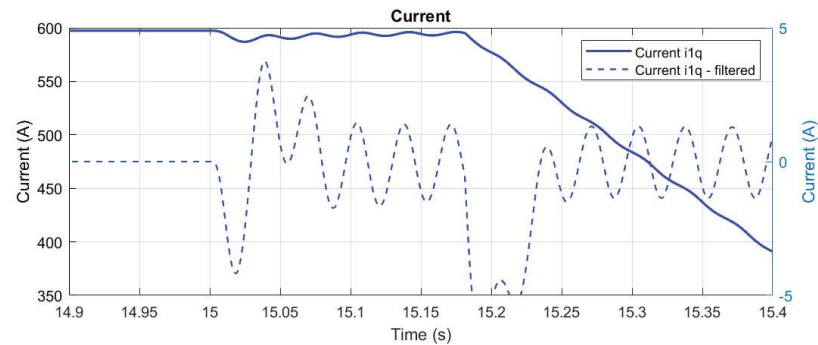
Obr. 8-167 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-168 Časový průběh torzních oscilací.

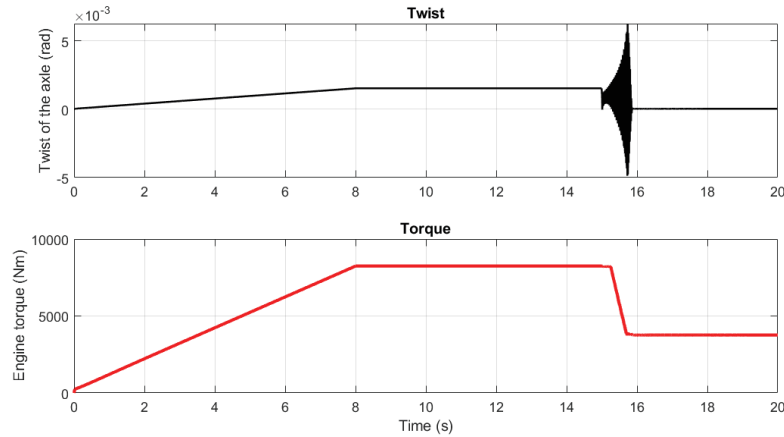


Obr. 8-169 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

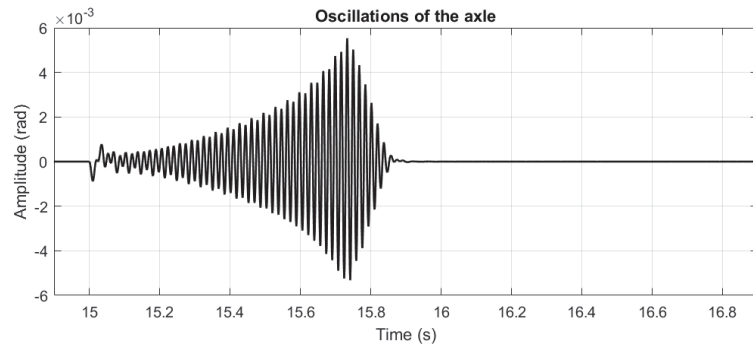


Obr. 8-170 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

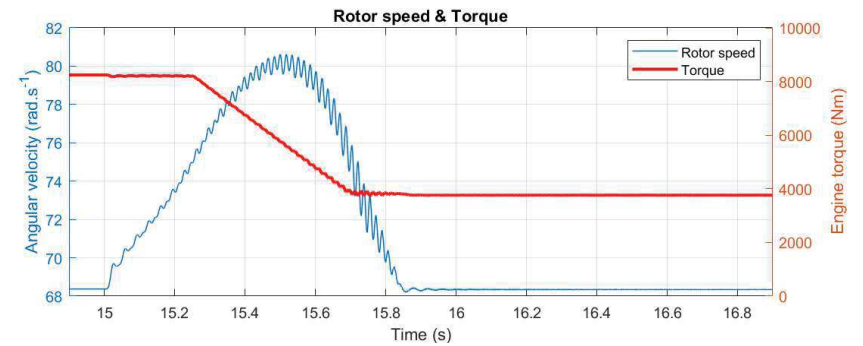
8.3.2.13. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



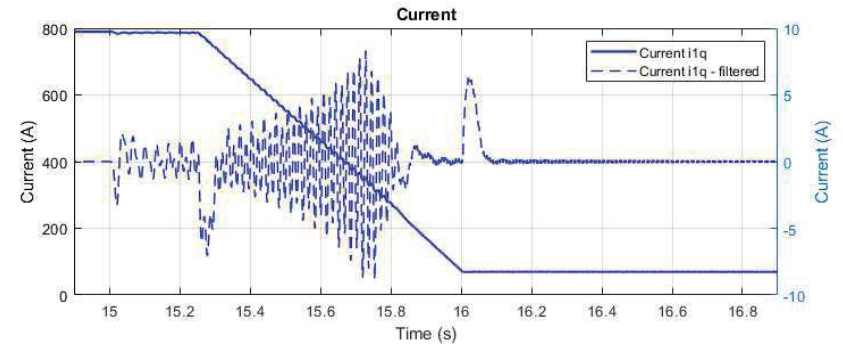
Obr. 8-171 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-172 Časový průběh torzních oscilací.

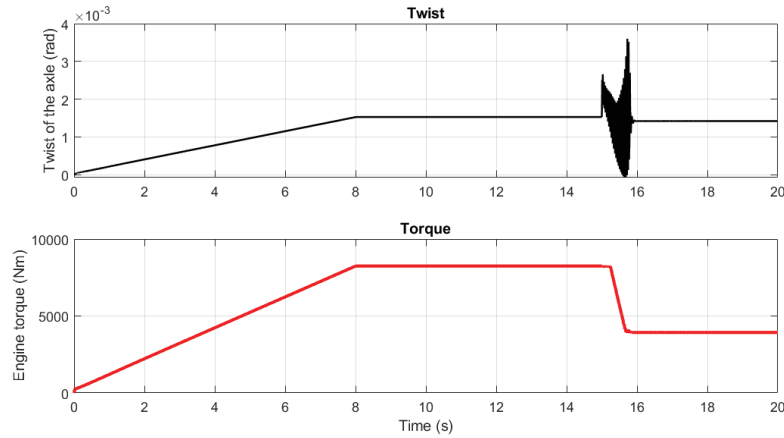


Obr. 8-173 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

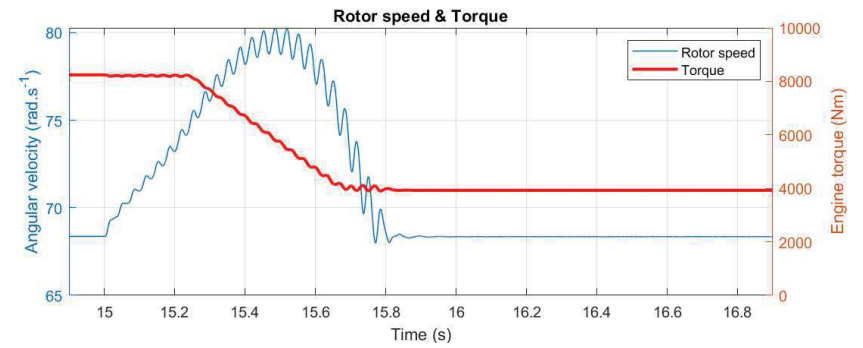


Obr. 8-174 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

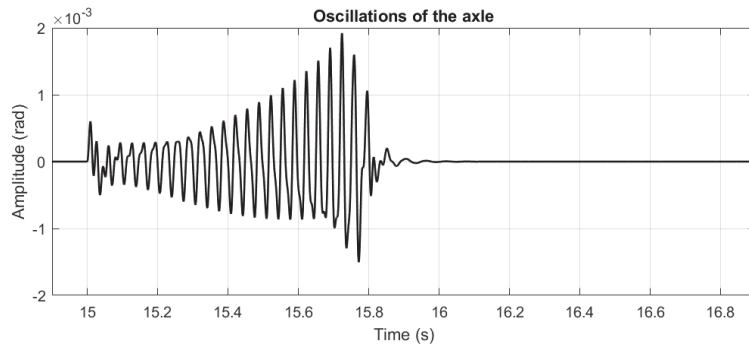
8.3.2.14. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



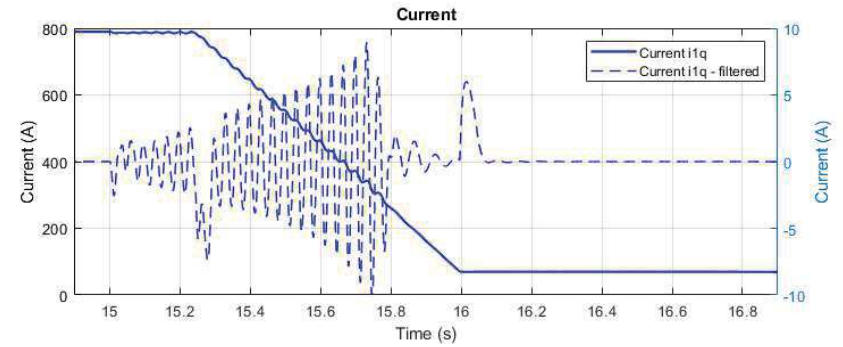
Obr. 8-175 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-177 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

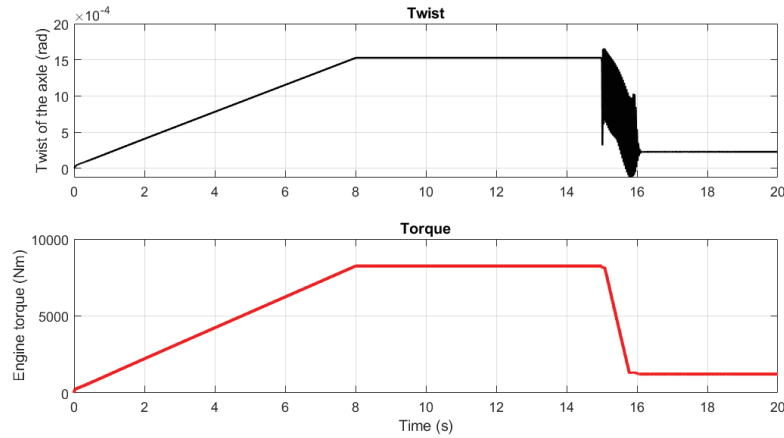


Obr. 8-176 Časový průběh torzních oscilací.

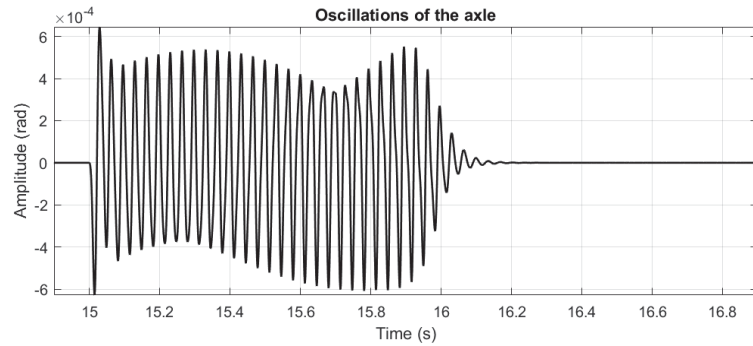


Obr. 8-178 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

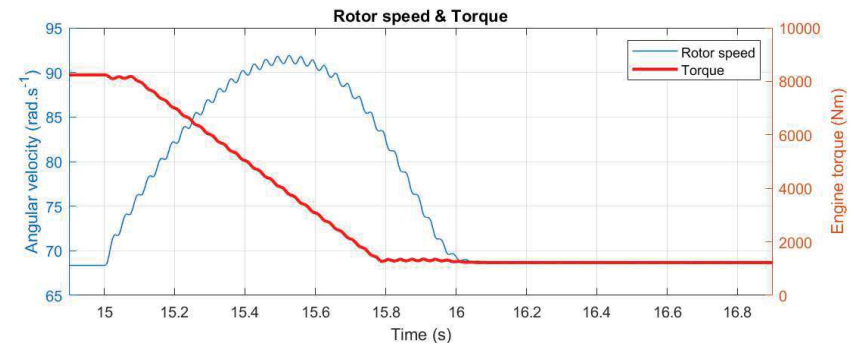
8.3.2.15. $M_H=80\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



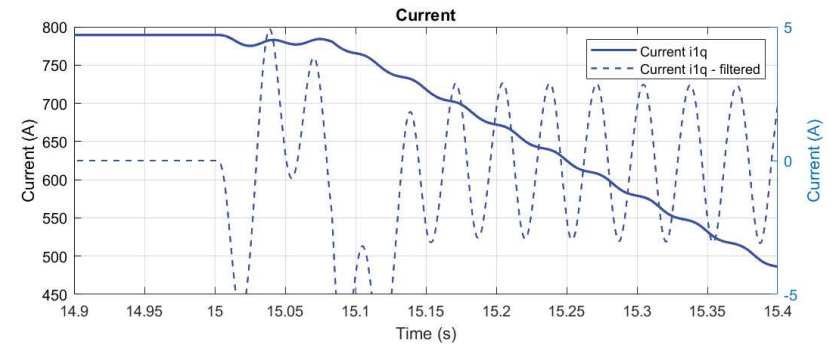
Obr. 8-179 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-180 Časový průběh torzních oscilací.

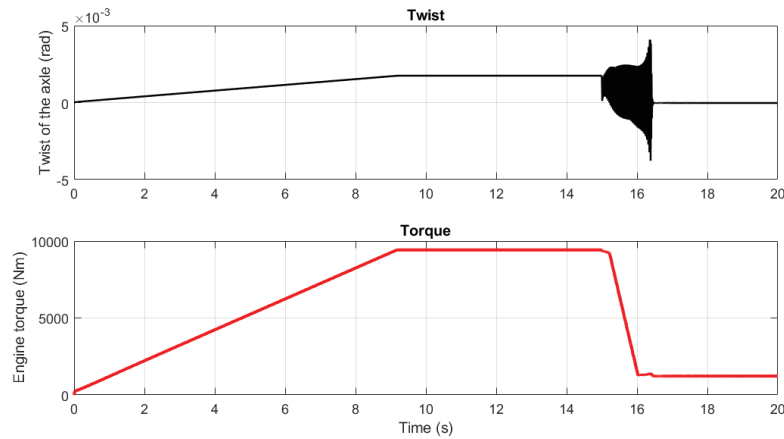


Obr. 8-181 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

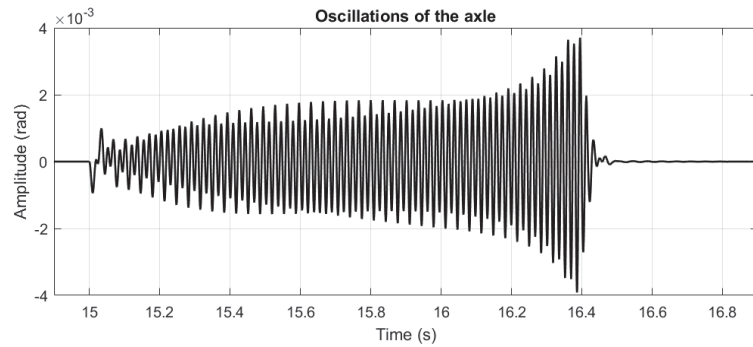


Obr. 8-182 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

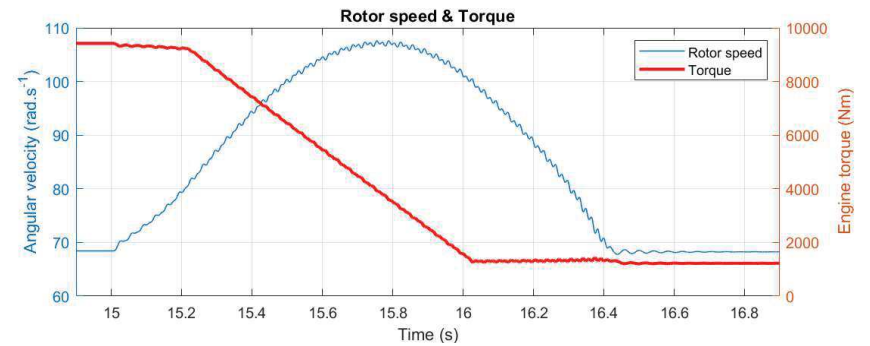
8.3.2.16. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



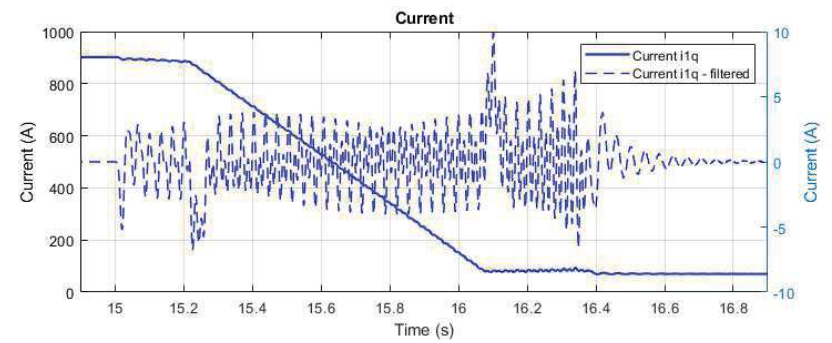
Obr. 8-183 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-184 Časový průběh torzních oscilací.

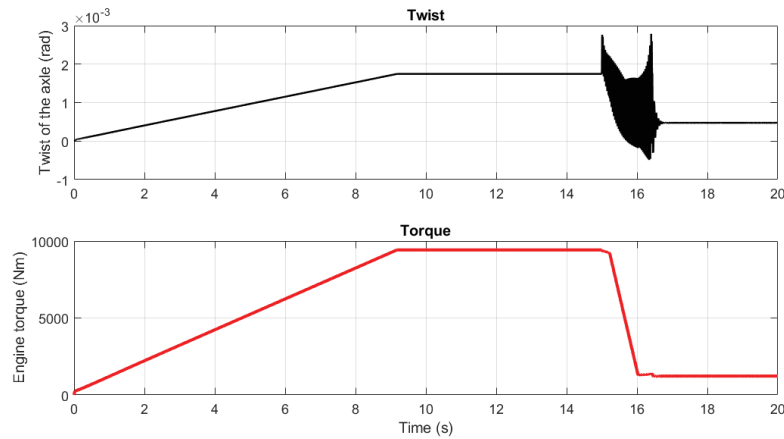


Obr. 8-185 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

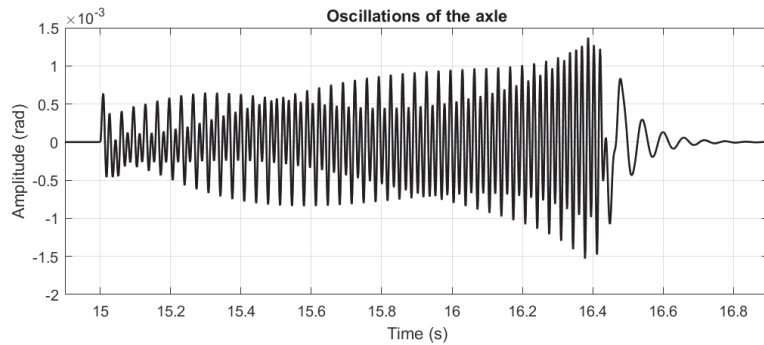


Obr. 8-186 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

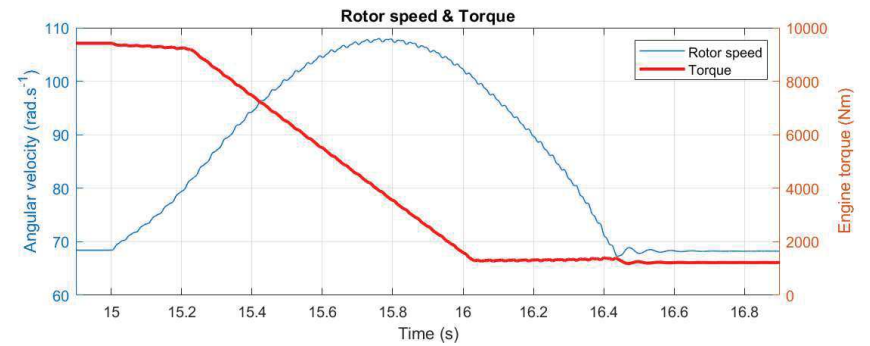
8.3.2.17. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



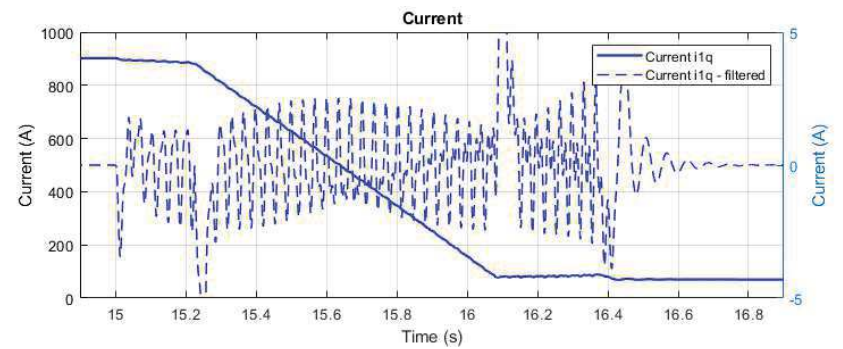
Obr. 8-187 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-188 Časový průběh torzních oscilací.

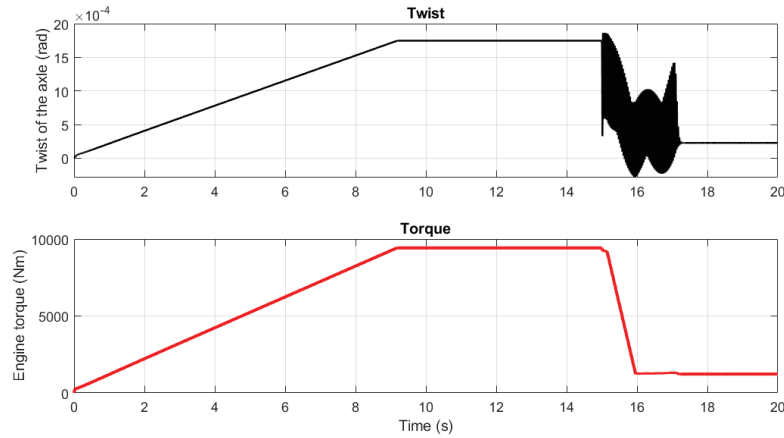


Obr. 8-189 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

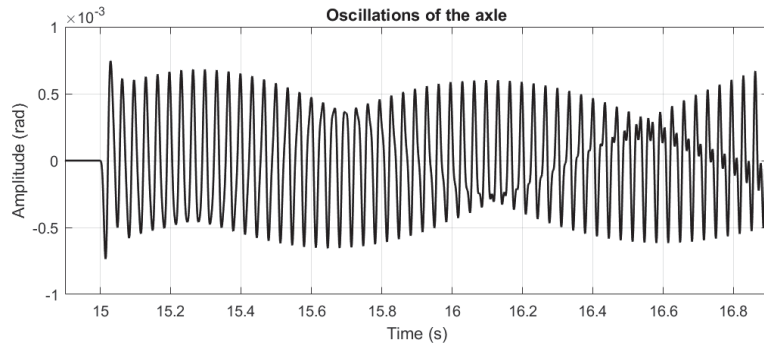


Obr. 8-190 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

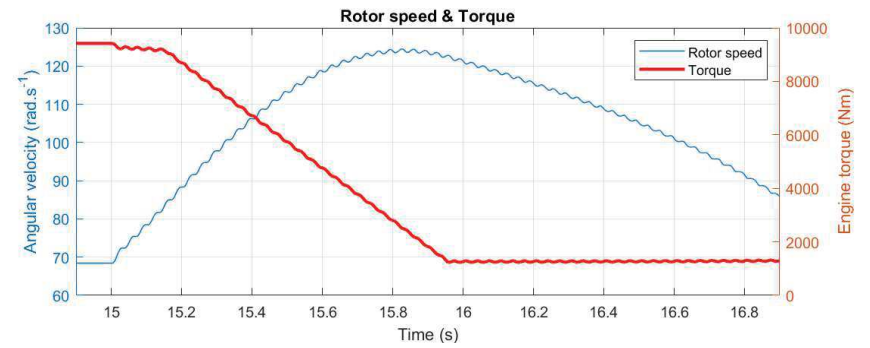
8.3.2.18. $M_H=100\%$, $v=10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



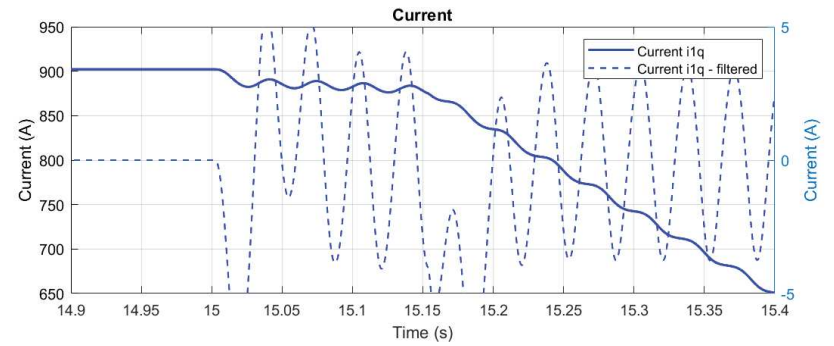
Obr. 8-191 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-192 Časový průběh torzních oscilací.

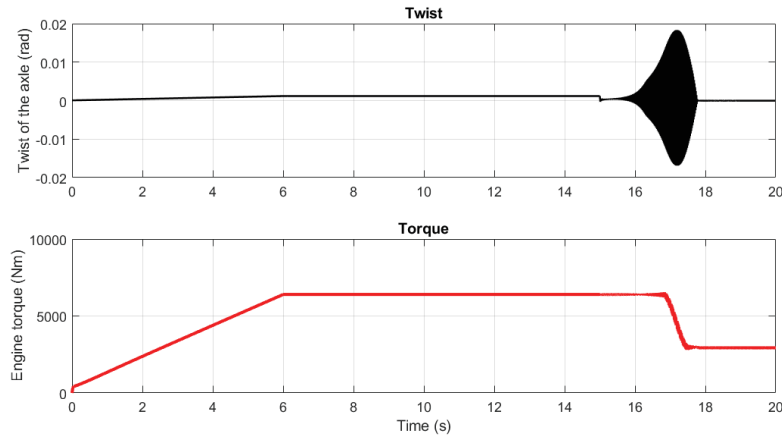


Obr. 8-193 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

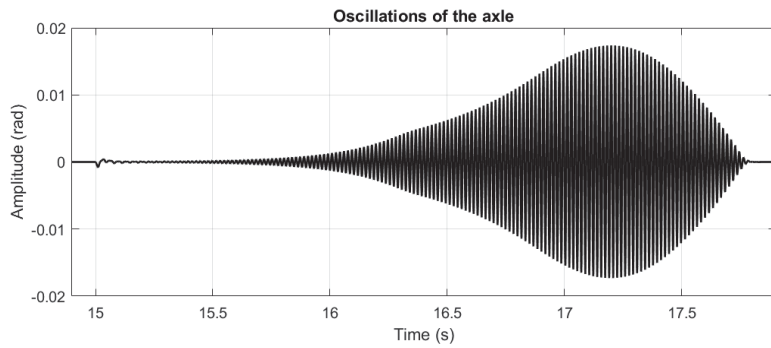


Obr. 8-194 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

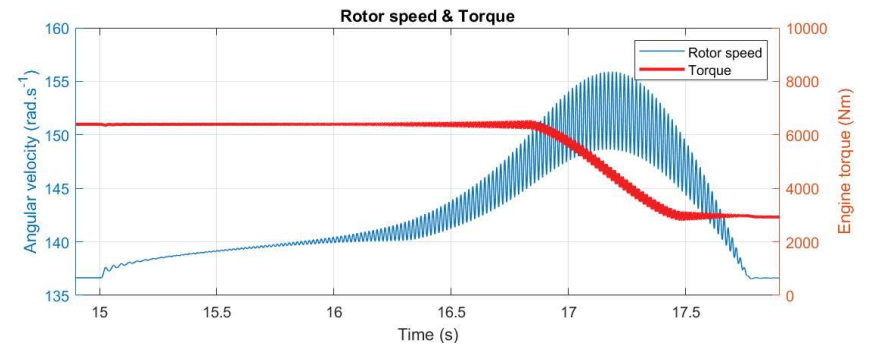
8.3.2.19. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



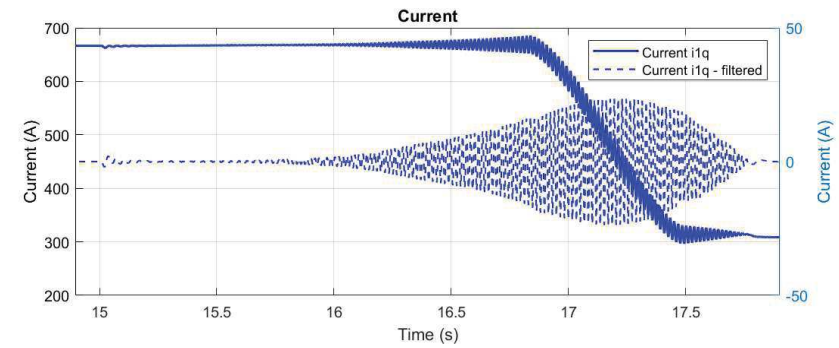
Obr. 8-195 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-196 Časový průběh torzních oscilací.

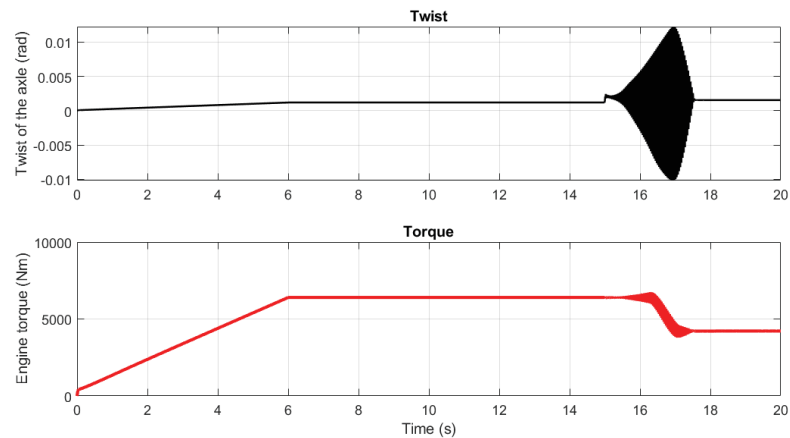


Obr. 8-197 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

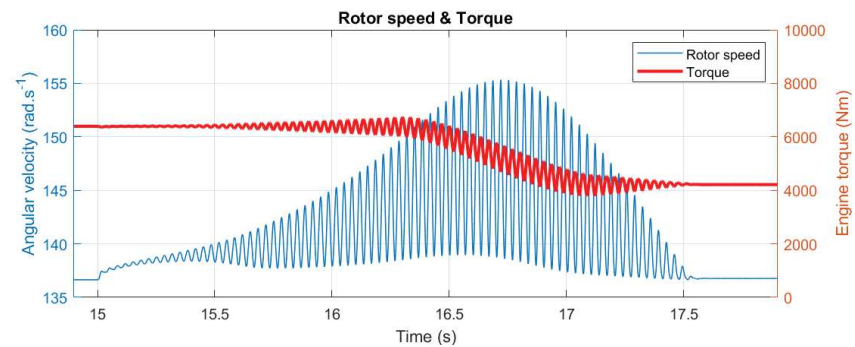


Obr. 8-198 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

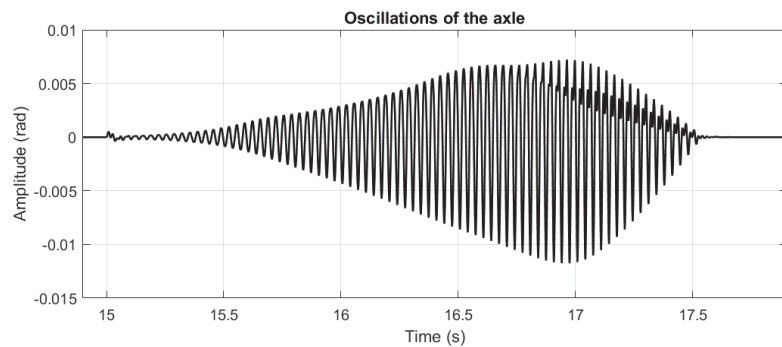
8.3.2.20. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



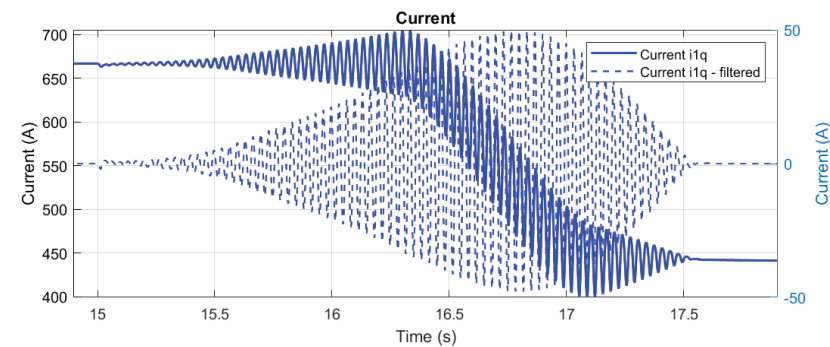
Obr. 8-199 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-201 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

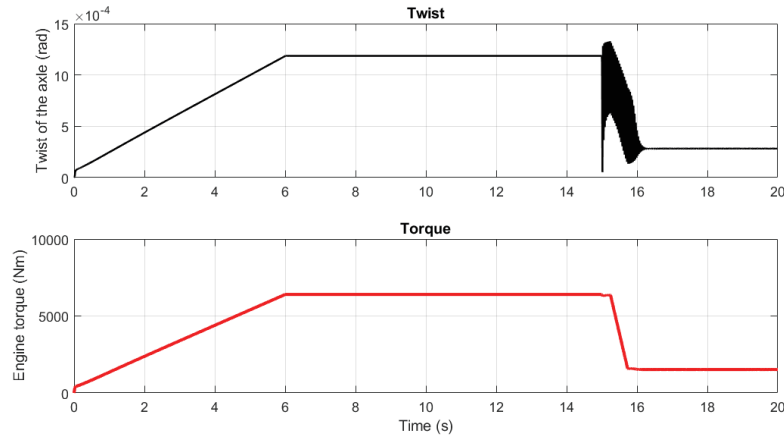


Obr. 8-200 Časový průběh torzních oscilací.

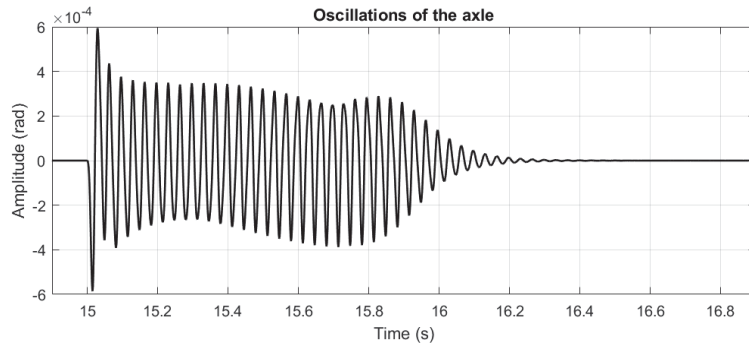


Obr. 8-202 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

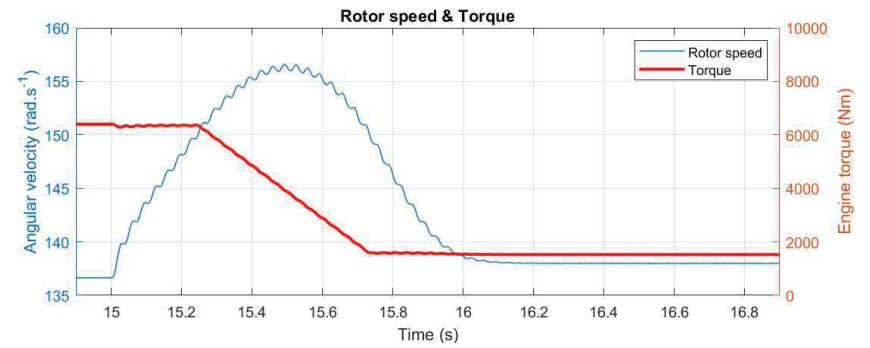
8.3.2.21. $M_H=60\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



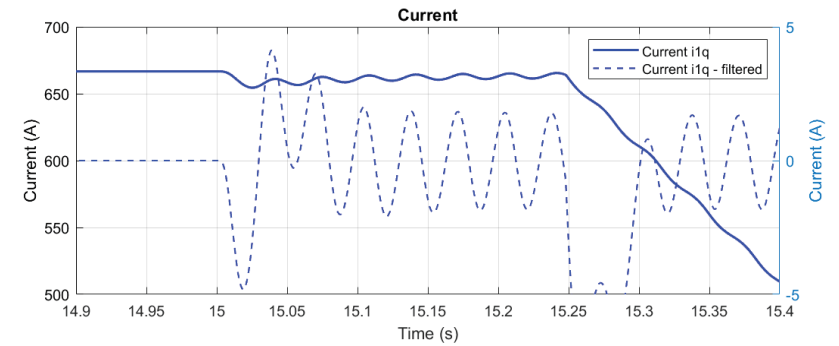
Obr. 8-203 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-204 Časový průběh torzních oscilací.

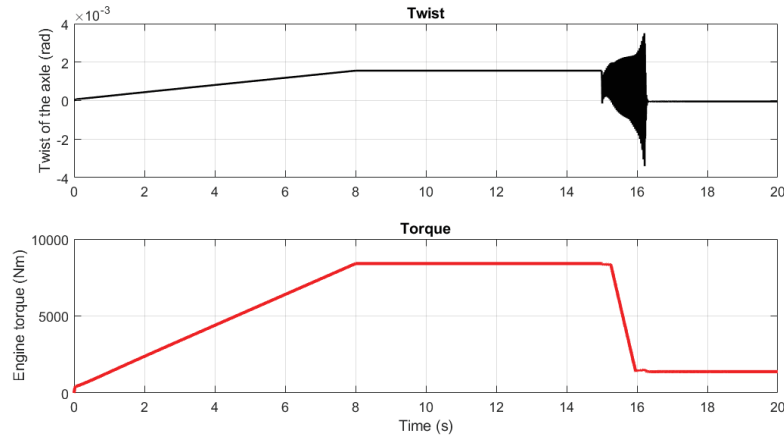


Obr. 8-205 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

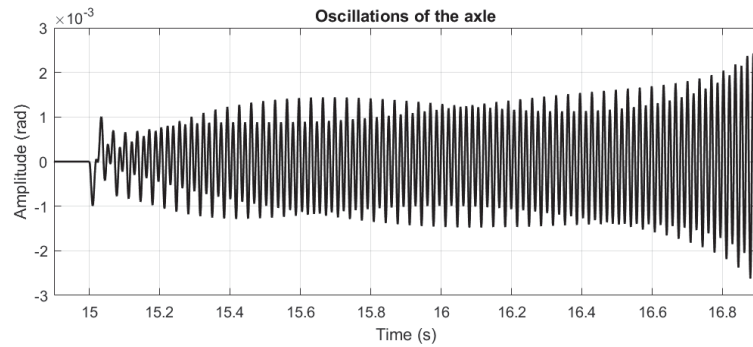


Obr. 8-206 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

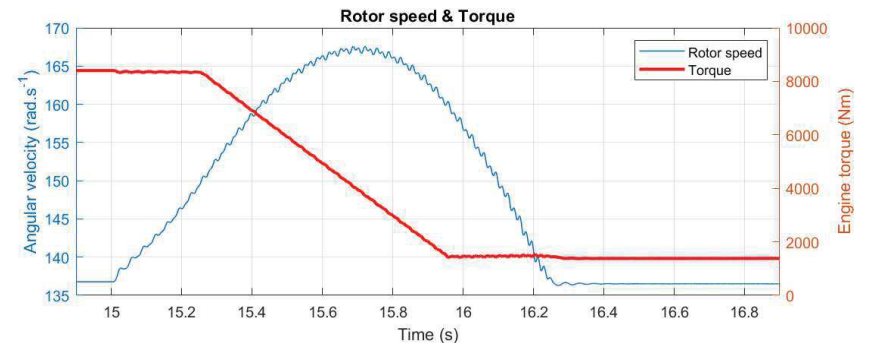
8.3.2.22. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



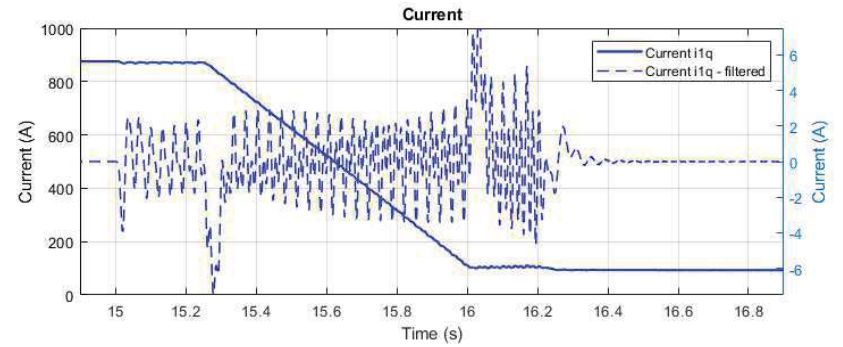
Obr. 8-207 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-208 Časový průběh torzních oscilací.

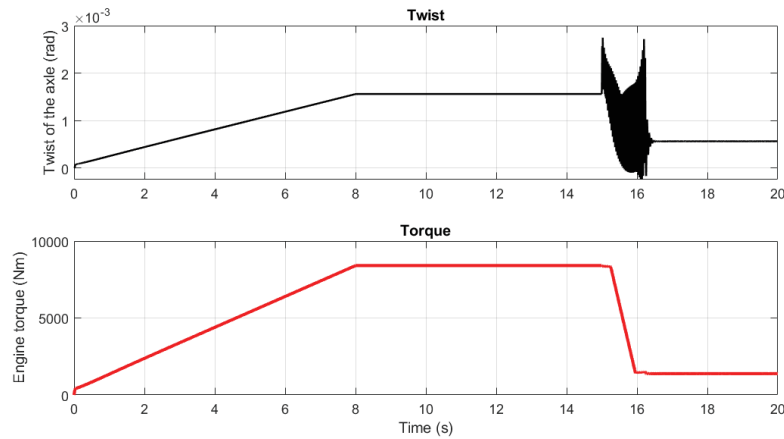


Obr. 8-209 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

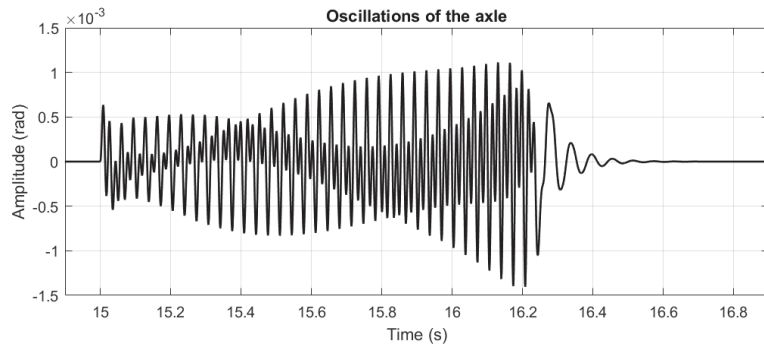


Obr. 8-210 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

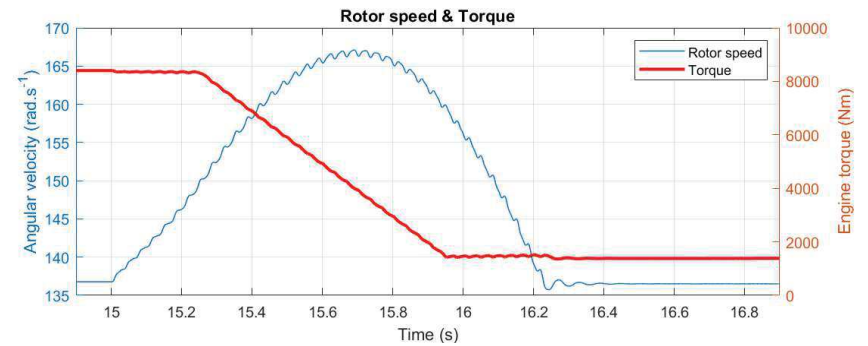
8.3.2.23. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



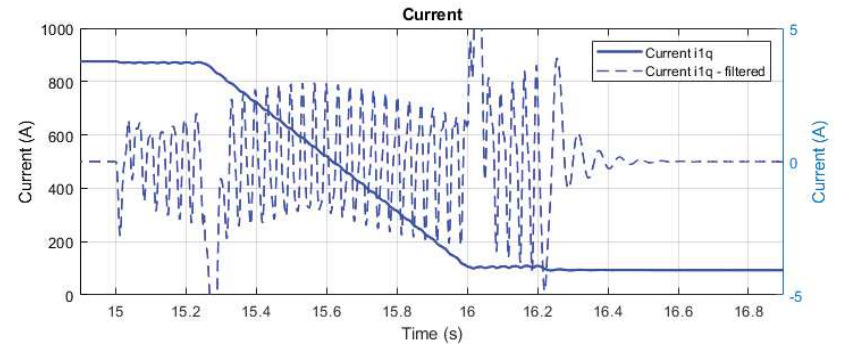
Obr. 8-211 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-212 Časový průběh torzních oscilací.

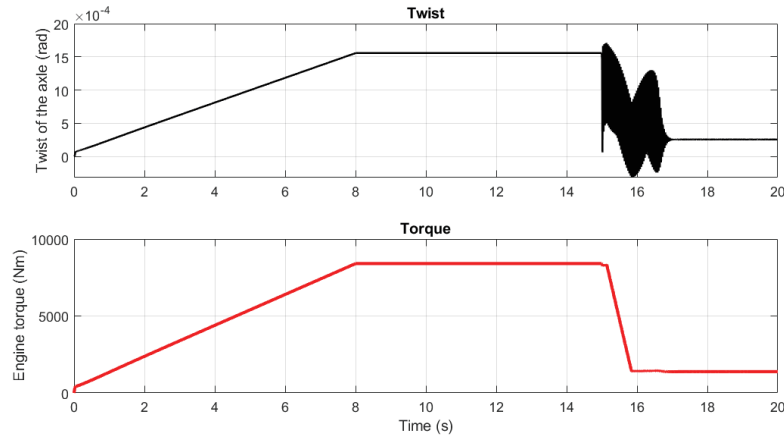


Obr. 8-213 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

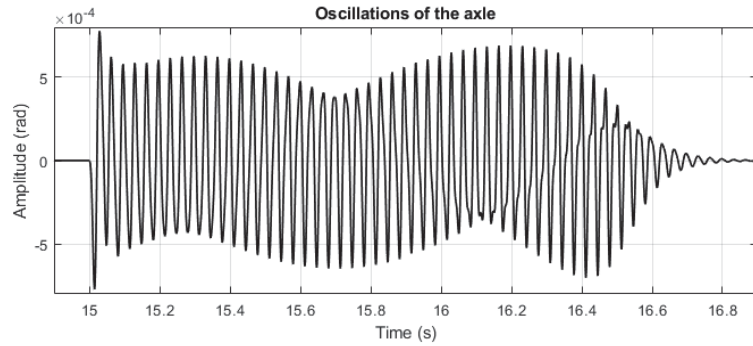


Obr. 8-214 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

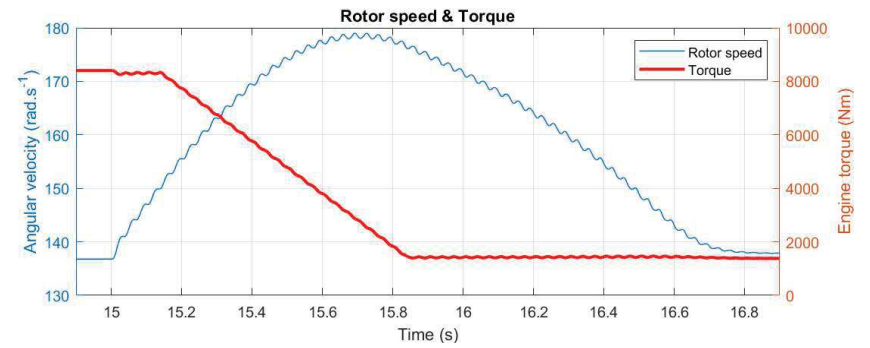
8.3.2.24. $M_H=80\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



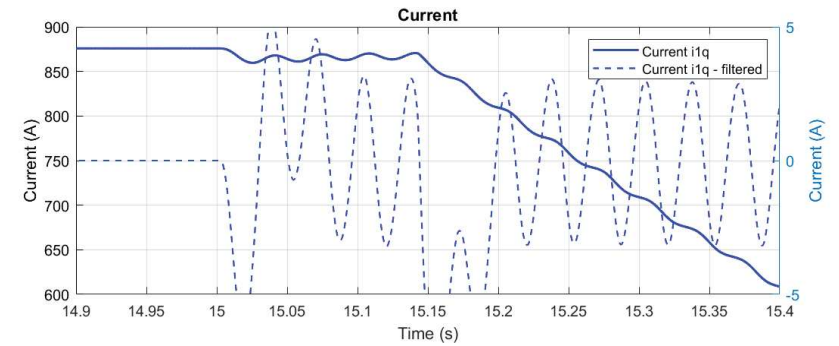
Obr. 8-215 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-216 Časový průběh torzních oscilací.

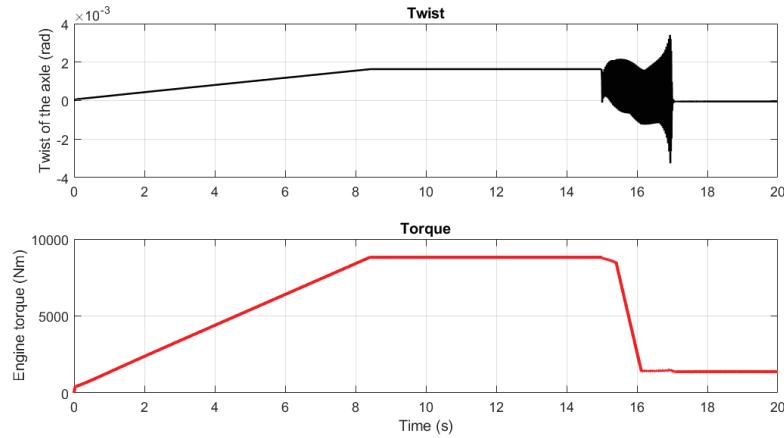


Obr. 8-217 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

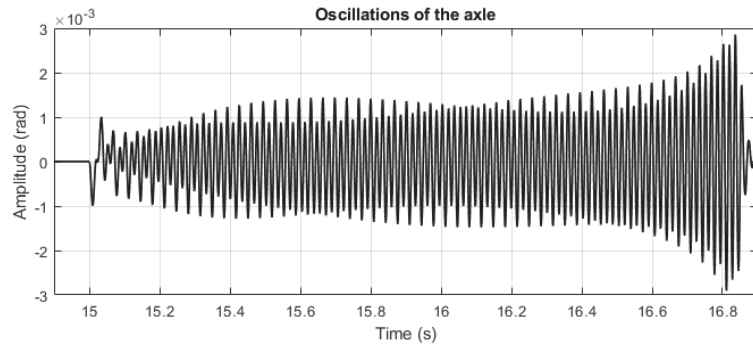


Obr. 8-218 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

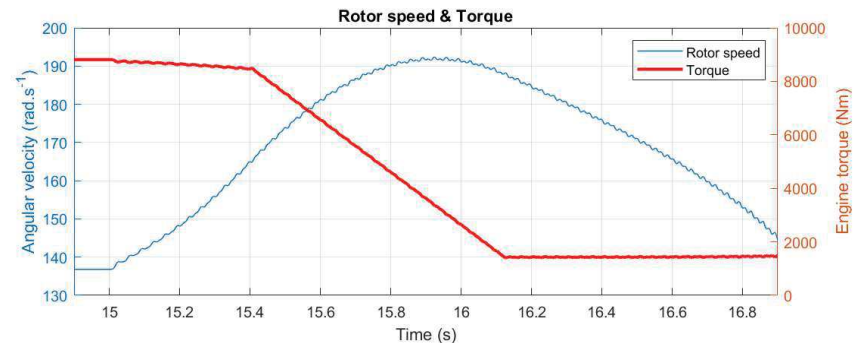
8.3.2.25. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz pravého kola



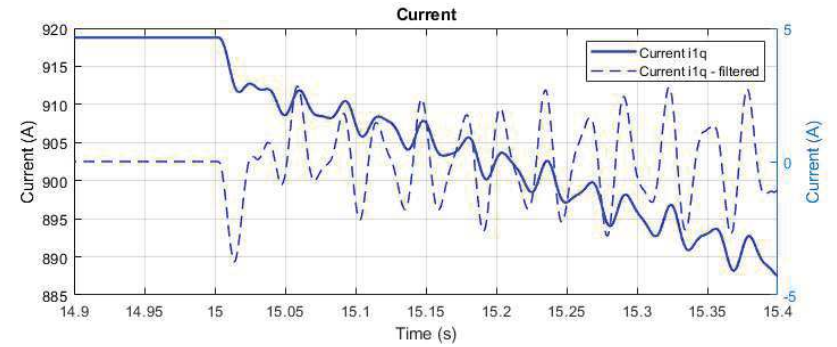
Obr. 8-219 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-220 Časový průběh torzních oscilací.

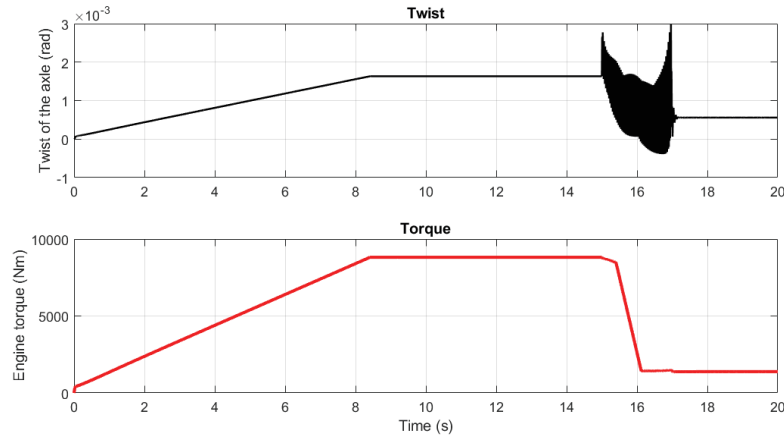


Obr. 8-221 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

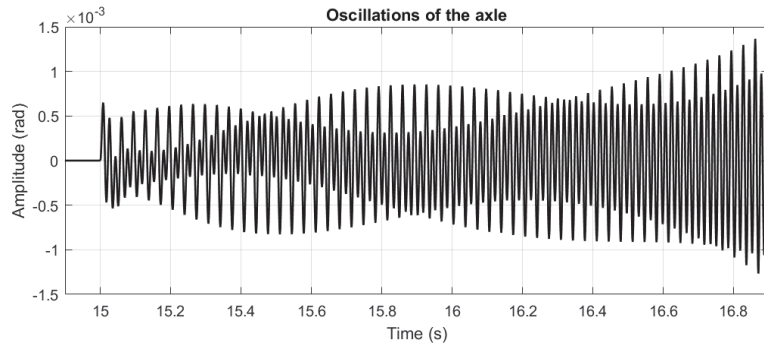


Obr. 8-222 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

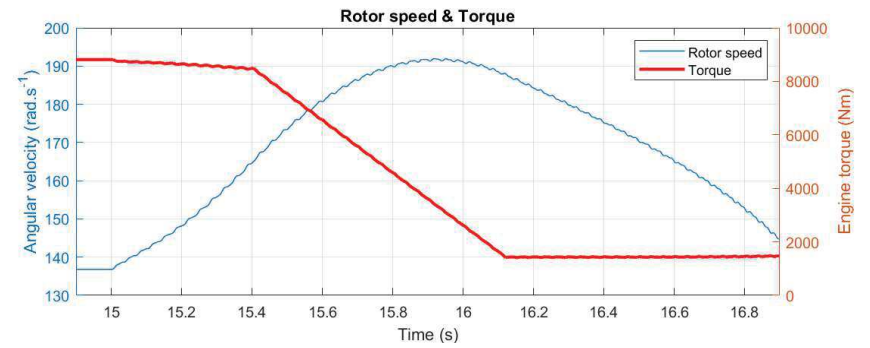
8.3.2.26. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz levého kola



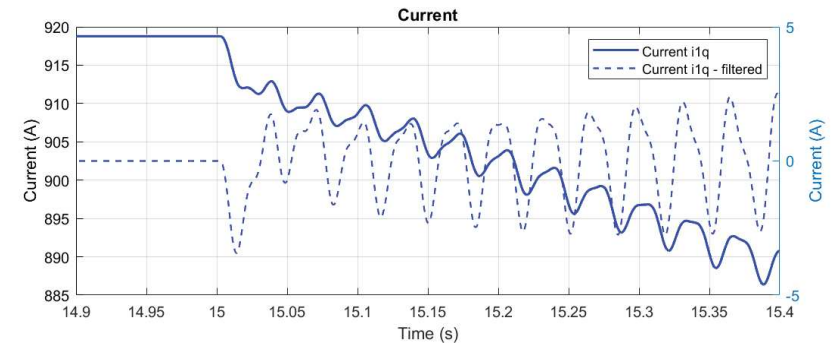
Obr. 8-223 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-224 Časový průběh torzních oscilací.

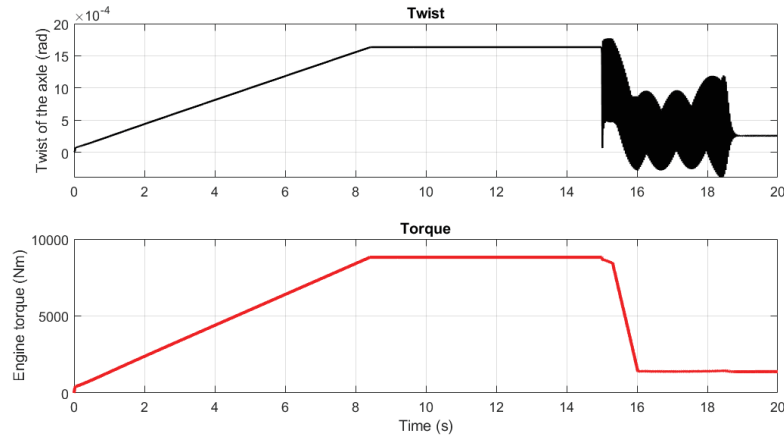


Obr. 8-225 Časový průběh otáček rotoru a momentu.

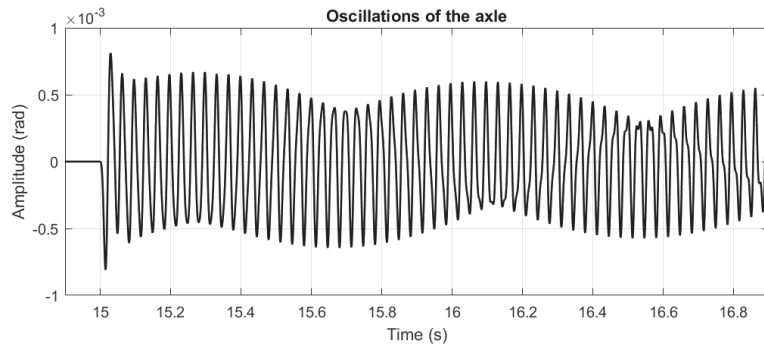


Obr. 8-226 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.

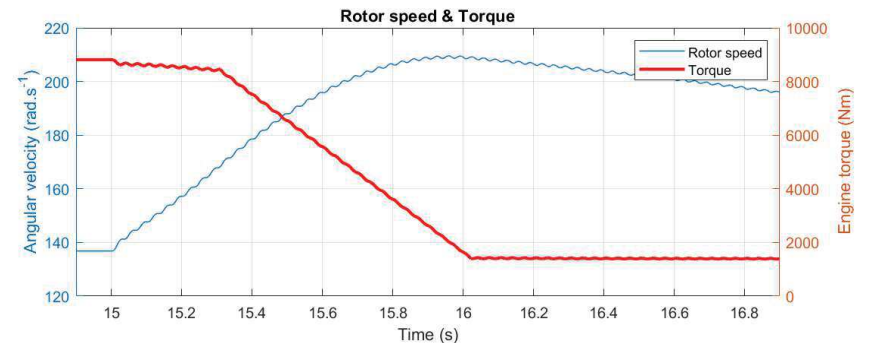
8.3.2.27. $M_H=100\%$, $v=20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, prokluz obou kol



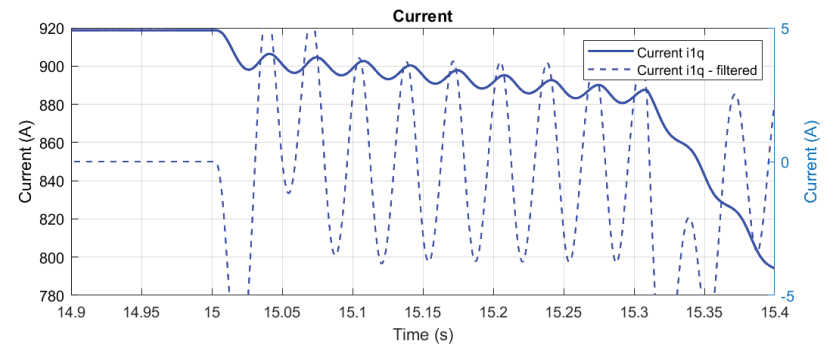
Obr. 8-227 Časový průběh zkroucení nápravy a momentu.



Obr. 8-228 Časový průběh torzních oscilací.



Obr. 8-229 Časový průběh otáček rotoru a momentu.



Obr. 8-230 Časový průběh proudu i_{1q} – detail.