

Realtidsmodeller av däck och koppling för fordonssimulator

Examensarbete
utfört på **Fordonssystem**

av
Stefan Wedell

Rapportnummer: LiTH-ISY-EX--07/3806--SE

29 maj 2007

Realtidsmodeller av däck och koppling för fordonssimulator

Examensarbete

utfört på **Fordonssystem,**
Institutionen för Systemteknik
vid **Linköpings universitet**


av **Stefan Wedell**

Rapportnummer: LiTH-ISY-EX--07/3806--SE

Handledare: **Anders Fröberg**
Linköpings Universitet

Examinator: **Assistant Professor Jan Åslund**
Linköpings Universitet

Linköping, 29 maj 2007

	Avdelning, Institution Division, Department Vehicular Systems, Dept. of Electrical Engineering 581 83 Linköping	Datum Date 29 maj 2007
	Språk Language <input checked="" type="checkbox"/> Svenska/Swedish <input type="checkbox"/> Engelska/English <input type="checkbox"/> _____	Rapporttyp Report category <input type="checkbox"/> Licentiatavhandling <input checked="" type="checkbox"/> Examensarbete <input type="checkbox"/> C-uppsats <input type="checkbox"/> D-uppsats <input type="checkbox"/> Övrig rapport <input type="checkbox"/> _____
URL för elektronisk version http://www.vehicular.isy.liu.se http://www.ep.liu.se/		
Titel Title Författare Author	Realtidsmodeller av däck och koppling för fordonssimulator Tyre and clutch realtime models for vehicle simulation Stefan Wedell	
Sammanfattning Abstract <p>Syftet med detta arbete var att undersöka metoder för modellering och realtidssimulering av fordonskomponenterna koppling och däck. Avsikten skulle sedan vara att implementera utvalda modeller i simulink för användning tillsammans med en befintlig fordonssimulator. Arbetet innehåller en litteraturstudie som ger fysikalisk förståelse för fordonskomponenterna samt vägledning vid valet av modelleringmetod.</p> <p>Utmaningen med kopplingen var att modellera övergången mellan låst och slirande tillstånd. Efter utvärdering av olika metoder valdes en metod som använder samma systemstruktur för båda fallen, dvs ett system med två frihetsgrader.</p> <p>Däcksmodellen valdes med hänsynen att ett trovärdigt beteende skulle uppnås utan att kräva för mycket beräkningskraft. En metod byggd på fysikaliska resonemang är svår att få verklighetstrogen med begränsad komplexitet. Valet föll därför på metoden Magic Formula som är en metod baserad på experimentella mätningar som är vanligt använd i realtidstillämpningar.</p> <p>Ett problem vid modelleringen av både koppling och däck är sista steget i simuleringen innan kopplingen låser sig respektive däcket går från slirande till rullande. Orsaken är att simuleringen görs diskret med fix steglängd och en hög sannolikhet för att övergången mellan tillstånden "missas" och en oscillering uppstår. Problemet löses med hjälp av en prediktering av nästkommande beräkningssteg.</p> <p>Med modellerna implementerade och sammankopplade med den övriga fordonsmodellen erhålls en acceptabel körkänsla vid realtidssimulering på en helt vanlig hemdator. Med detta anses syftet med detta arbete var uppfyllt.</p>		
Nyckelord Keywords realtidssimulering, fordonssimulator, däck, koppling		

Sammanfattning

Syftet med detta arbete var att undersöka metoder för modellering och realtidssimulering av fordonskomponenterna koppling och däck. Avsikten skulle sedan vara att implementera utvalda modeller i simulink för användning tillsammans med en befintlig fordonssimulator. Arbetet innehåller en litteraturstudie som ger fysikalisk förståelse för fordonskomponenterna samt vägledning vid valet av modelleringsmetod.

Utmaningen med kopplingen var att modellera övergången mellan låst och slirande tillstånd. Efter utvärdering av olika metoder valdes en metod som använder samma systemstruktur för båda fallen, dvs ett system med två frihetsgrader.

Däcksmodellen valdes med hänsynen att ett trovärdigt beteende skulle uppnås utan att kräva för mycket beräkningskraft. En metod byggd på fysikaliska resonemang är svår att få verklighetstrogen med begränsad komplexitet. Valet föll därför på metoden Magic Formula som är en metod baserad på experimentella mätningar som är vanligt använd i realtidstillämpningar.

Ett problem vid modelleringen av både koppling och däck är sista steget i simuleringen innan kopplingen låser sig respektive däcket går från slirande till rullande. Orsaken är att simuleringen görs diskret med fix steglängd och en hög sannolikhet för att övergången mellan tillstånden ”missas” och en oscillering uppstår. Problemet löses med hjälp av en prediktering av nästkommande beräkningssteg.

Med modellerna implementerade och sammankopplade med den övriga fordonsmodellen erhålls en acceptabel körkänsla vid realtidssimulering på en helt vanlig hemdator. Med detta anses syftet med detta arbete var uppfyllt.

Nyckelord: realtidssimulering, fordonssimulator, däck, koppling

Förord

Stort tack till ISY och avdelningen för Fordonssystem, och i synnerhet min handledare Anders Fröberg som har gett mig möjligheten att arbeta så självständigt och på distans och samtidigt alltid funnits till hands vid frågeställningar och problem. Jag vill även rikta ett stort tack till min sambo Ellinor som har varit ett stort stöd genom hela arbetet.

Syfte

I en projektkurs i reglerteknik utvecklades under våren 2005 en simulink-baserad fordonssimulator åt Fordonssystem. Modellerna för koppling och däck var något bristfälliga och behöver omarbetas. Syftet med detta arbete är att studera olika sätt att modellera dessa fordonskomponenter, göra en utvärdering av vilka modeller som är lämpliga i fordonssimulatorens och implementera dessa.

Förutsättningar och avgränsningar

Arbetet bedrivs helt utan experiment och testning vilket betyder att all modellering bygger på litteraturstudier och egna resonemang.

Målsättningen med hela arbetet är att resultera i modeller till en redan befintlig simulator. Kraven som fanns när den befintliga simulatorens utvecklades, exempelvis att den simulerar med en sampeltid på en hundradels sekund, måste givetvis uppfyllas även hos modellerna som detta arbete utmynnar i.

Arbetet innehåller en litteraturstudie som behandlar metoder för modellering av koppling och däck. Studien är något mer omfattande för däck i jämförelse med kopplingen, vilket kanske kan upplevas något obalancerat för läsaren. Anledningen till detta är huvudsakligen att modellering av koppling inte är lika komplicerad som däckmodellering.

Angreppssätt/metod

Inledningsvis studeras den befintliga fordonssimulatorens som finns hos Fordonssystem på ISY. Brister hos modellerna för koppling och däck försöker klargöras.

En litteraturstudie görs sedan för att utröna vilka alternativ som finns vid modellering av fordonskomponenterna. Litteraturstudien ska dels ge hjälp vid valet av lämpliga modeller för realtidstillämpningen som simulatorens är, dels ska en fysikalisk förståelse för de studerade fordonskomponenterna erhållas.

Implementering av valda modeller görs i simulink och anpassas till den befintliga simulatorens. Provkörning och testning sker och modellernas riktighet diskuteras med hänsyn till rimlighet och fysikaliska resonemang.

Innehåll

Sammanfattning	v
Förord	vii
1 Bakgrund - Fordonssystems simulator	1
1.1 Delmoduler	1
1.1.1 Inputmodul	1
1.1.2 Ljudmodul	2
1.1.3 Visualiseringsmodul	3
1.1.4 Fordonsmodul	3
1.1.5 Kommunikationsmodul	3
1.2 Realtid	3
1.3 Fordonsmodulen - översikt	4
1.3.1 Insignaler	5
1.3.2 Utsignaler	5
1.3.3 Delmodellerna	6
1.4 Simulatorns befintliga drivlinemodell	6
1.4.1 Koppling/Växellåda	9
1.4.2 Kardanaxel	10
1.4.3 Slutväxel	11
1.4.4 Drivaxel	11
1.5 Simulatorns befintliga däckmodell	11
1.5.1 Hjulupphängning	11
1.5.2 Pacejkas magic formula - däckmodellen	13
1.5.3 Hjulhastighet	13
1.5.4 Fartvind och rullmotstånd	14
1.5.5 F_{tot}	14
1.5.6 M_{tot}	14
1.5.7 Dynamik	14
1.5.8 Orientering	14

2	Litteraturstudie	15
2.1	Koppling	16
2.1.1	Fysikalisk beskrivning av friktionskoppling	16
2.1.2	Ett system med varierande struktur	17
2.1.3	Två beteendemoder	18
2.1.4	Tre modelleringsmetoder	19
2.2	Däck	22
2.2.1	Kategorier av däcksmodeller	22
2.2.2	Borstmodellen	23
2.2.3	Magic formula	33
3	Val av modeller	37
3.1	Kopplingsmodell	37
3.1.1	Brister hos den befintliga kopplingsmodellen	37
3.1.2	Svårigheten med att modellera kopplingen	38
3.1.3	Anpassning till den befintliga simulatorn	39
3.1.4	Undvika att skillnaden i varvtal passerar noll	42
3.1.5	Upplåsning och låsning av kopplingen	42
3.1.6	Sammanfattande kopplingsdiskussion	43
3.1.7	Realistisk dynamik och bra körkänsla	43
3.2	Däcksmodell	44
3.2.1	Brister hos den befintliga däcksmodellen	44
3.2.2	Svårigheten med däcksmodelleringen	44
3.2.3	Anpassa Magic Formula till befintliga simulatorn	44
3.2.4	Sammanfattande däcksdiskussion	46
4	Implementering i Simulink	47
4.1	Koppling	47
4.1.1	Modifikation av övrig drivlina	47
4.1.2	Test av kopplingsmodellen	51
4.1.3	Validering av kopplingsmodellen	52
4.2	Däck	55
4.2.1	Test och validering av däcksmodellen	55
5	Slutsats och rekommendationer för fortsättning	59
5.1	Beskrivning av modellvalen	59
5.1.1	Kopplingen	59
5.1.2	Däck	59
5.1.3	Gemensamt problem	60
5.2	Slutsats	60
5.2.1	Kopplingsmodell	60
5.2.2	Däcksmodell	60
5.2.3	Tillsammans med övriga fordonsmodellen	61
5.3	Utblick	61
5.3.1	Validering mot experiment	61

5.3.2	Studie av olika förarbeteenden	61
5.3.3	Kopplingspedal	61
	Litteraturförteckning	62
A	Källkod till figurer	63
A.1	Grafer från bortsmodellen	63

Kapitel 1

Bakgrund - Fordonssystem simulator

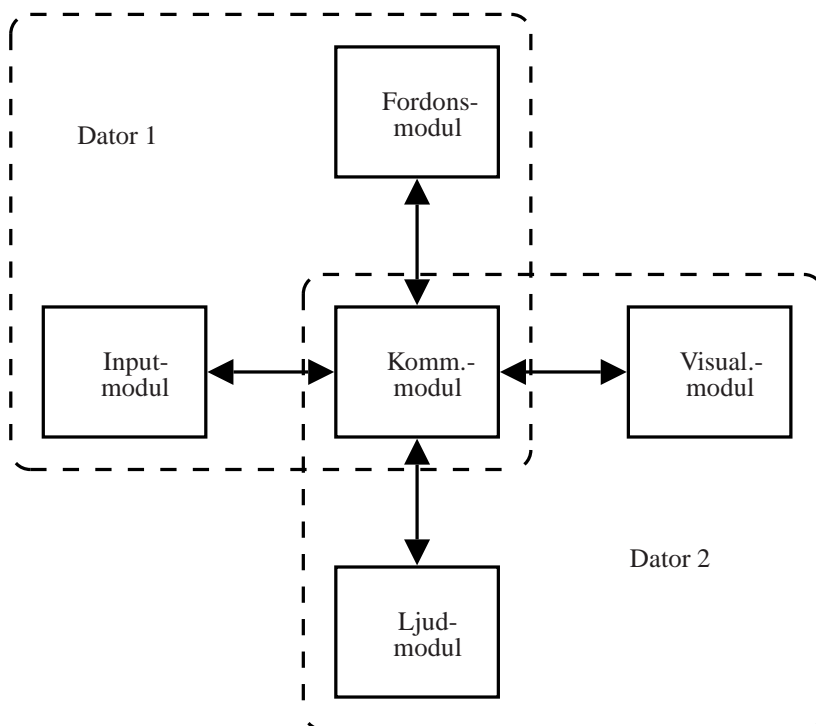
Under våren 2005 utvecklades en fordonssimulator i kursen Reglerteknisk projektkurs. Lars Eriksson på Fordonssystem agerade beställare för projektet och ville ha en fordonmodell som kunde simulera i realtid. Målet med projektet var att den färdiga fordonssimulatore skulle kunna användas till att illustrera och studera Ecodriving i forsknings- och undervisningssyfte. Fordonssimulatore skulle även kunna användas för att göra reklam för verksamheten på Fordonssystem. Ett viktigt krav var att simulatore skulle vara modullupbyggd så att delmoduler kunde bytas ut. Detta kapitel beskriver resultatet av projektet, den färdiga fordonssimulatore. Informationen i detta kapitel är hämtat från simulatorns tekniska dokumentation (1).

1.1 Delmoduler

Simulatore är uppbyggd av fem delmoduler: inputmodul, ljudmodul, visualiseringsmodul, fordonmodul och kommunikationsmodul. Systemet är konstruerat så att modulerna kan köras på olika datorer och kommunicera över nätverket. Detta gör att fordonssimulering kan köras på en egen dator vilket ger bättre simuleringsprestanda.

1.1.1 Inputmodul

Denna modul kommunicerar med ratten och pedalerna som används för att styra det simulerade fordonet. Modulen använder *DirectInput* vilket gör att den måste köras på en dator med *DirectX* (en Windowsdator). Ett användargränssnitt finns för att enkla förändringar ska kunna göras av inputmodulen. Ratten och pedalerna som finns på Fordonssystem är av typen Logitech MO-MO, men i användargränssnittet kan inputmodulen ställas om så att den passar



Figur 1.1: Exempel på hur systemet kan vara uppbyggt på två datorer

någon annan styrenhet med DirectX-stöd. Inputmodulen kan även lägga kraft på ratten, så kallad *force feedback*.

1.1.2 Ljudmodul

För att ljud ska kunna spelas upp under simuleringen finns en ljudmodul. Denna är uppdelad på två delar där huvuddelen spelar upp kontinuerliga ljud och den andra delen spelar upp ljud då speciella händelser inträffar. De kontinuerliga ljuden spelas upp olika beroende på parametrar i fordonsmodulen. Exempelvis spelas motorljudet upp med olika frekvens beroende på motorns aktuella varvtal. En speciell händelse kan initieras av vilken som helst av simulatorns moduler. Exempel på detta kan vara att ett ljud som spelas upp vid byte av växel eller vid tutning. Ljudmodulen är baserad på ett ljudbibliotek som heter *FMOD*, vilket gör att modulen kan kompileras för många olika plattformar (Windows, Linux, mm).

1.1.3 Visualiseringsmodul

Visualiseringsmodulen får information om det simulerade fordonets position och orientering från fordonsmodulen och använder detta för att visualisera fordonet i en omgivande miljö. Modulen får även information från inputmodulen för att kunna visualisera rattens och framhjulets vridning. Grafiken byggs upp via *Open Scene Graph*. Visualiseringsmodulen använder informationen om fordonets position och orientering för att beräkna den globala höjden hos respektive däck. Global höjd hos varje däck och friktionen mellan däcket och underlaget skickas tillbaka till fordonsmodulen. Markhöjden och friktionen i fordonets omgivningsmiljö finns lagrad i olika bitmap-bilder där olika färgnyanser används för att representera höjd och friktion.

1.1.4 Fordonsmodul

Själva simuleringen av fordonet sker i denna modul. Utifrån signalerna från inputmodulen genereras signaler till övriga moduler. Modellen av fordonet är uppbyggd av flera mindre delmodeller skapade i Matlab/Simulink. Simuleringen körs med hjälp av Realtime Workshop med fix steglängd och Simulinkmodellerna är därför helt diskretiserade. Fordonsmodellen är uppbyggd av fem kroppar (fordonskropp och fyra hjul) och kan röra sig i tre dimensioner. Denna modul fungerar som huvudprogram genom att simulinkmodellen kommunicerar med övriga moduler med hjälp av ett s-funktionsblock skrivet i c++. Det är fordonsmodulen som ska förbättras genom att byta ut delmodellerna för koppling och däck. En mer detaljerad beskrivning av dessa befintliga modeller kommer därför ske.

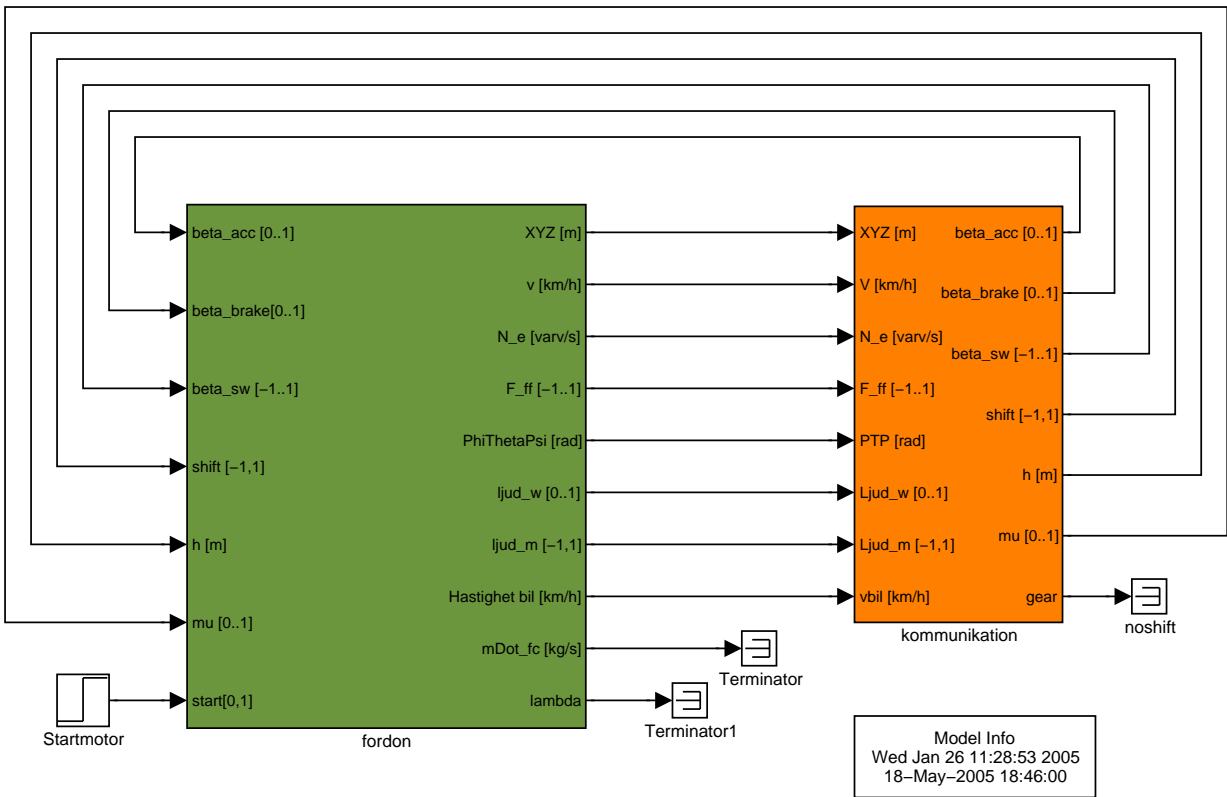
1.1.5 Kommunikationsmodul

Informationen mellan de olika modulerna skickas med kommunikationsmodulen. Varje modul som vill kommunicera med andra moduler instantierar en klient. Klienterna är uppkopplade mot en server med en UDP-uppkoppling var. Meddelanden skickas mellan klienterna via servern. Kommunikationsmodulen är skriven för att fungera i Windows, men modifiering kan göras så att den kan köras på andra plattformar.

1.2 Realtid

Simulinkmodellen körs med ett tidssteg på tio millisekunder. S-funktionen som kommunicerar mellan modulerna räknar ut hur mycket tid som går åt till simulering och väntar sedan resterande tid. Om simuleringen tar tre millisekunder väntar s-funktionen resterande sju millisekunder. Om man kör fordonsmodulen på en dator med Windows XP kan dessvärre inte exakt realtid garanteras. Ställs höga krav på exakt realtid kan simulinkmodellen kompileras i Realtime Workshop för att sedan köras på en dator med realtidslinux.

1.3 Fordonsmodulen - översikt



Figur 1.2: Fordonsmodulen med kommunikationsblocket

Eftersom det är fordonsmodulen som ska förändras i detta arbete beskrivs detta mer noggrant i detta avsnitt. Figur 1.2 visar simulinkmodellen i översta nivån. Blocket `kommunikation` är det c++-kodade s-funktionsblocket som hanterar kommunikationen med de övriga modulerna. För källkod och en mer detaljerad beskrivning av detta block hänvisas till simulatorns dokumentation som finns att tillgå på Fordonssystem.

1.3.1 Insignaler

Insignalerna till fordonsmodulen är signalerna som kommer ut från s-funktionen. Dessa signaler hämtas genom kommunikationsgränssnittet från övriga moduler.

- `beta_acc[0..1]`: Gaspedalvinkel från inputmodulen.
- `beta_brake[0..1]`: Bromspedalvinkel från inputmodulen.
- `beta_sw[-1..1]`: Rattvinkel från inputmodulen.
- `shift[-1,1]`: Växelsignal från inputmodulen.
- `h[m]`: Höjden i meter från visualiseringsmodulen. En vektor med ett värde för varje hjul.
- `mu[0..1]`: Friktionskoefficient från visualiseringsmodulen. En vektor med ett värde för varje hjul.
- `start[0,1]`: Startsignal som initierar modellen. Fordonsmodellen startas oberoende av andra moduler.

1.3.2 Utsignaler

Utsignalerna från fordonsmodellen skickas till övriga moduler genom s-funktionen. I figur 1.2 är ett par utsignaler ”terminerade”. Signaler kan tas ut på detta sätt och kopplas till ett Simulinks `To File`-block för att loggas under simuleringen.

- `XYZ[m]`: Fordonets position i meter. Skickas till visualiseringsmodulen.
- `v[km/h]`: Fordonets hastighet i kilometer per timme baserat på hjulens rotationshastighet. Skickas till visualiseringsmodulen (för hastighetsmätaren).
- `N_e[varv/s]`: Motorns varvtal i varv per sekund. Skickas till ljudmodulen.
- `F_ff[-1..1]`: Force feedback som ska kännas i ratten. Skickas till inputmodulen.

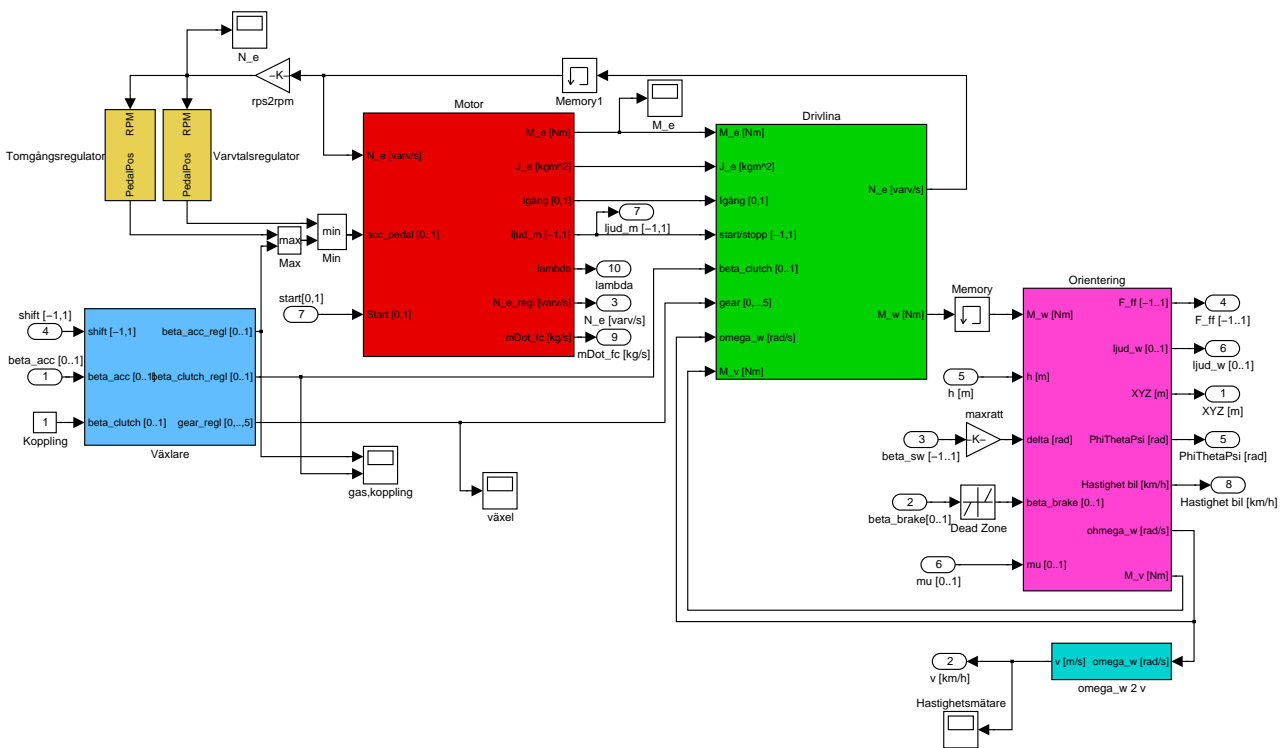
- `PhiThetaPsi[rad]`: Fordonets orientering i radianer. Skickas till visualiseringsmodulen.
- `ljud_w[0..1]`: Signal för däcksljud. Skickas till ljudmodulen.
- `ljud_m[-1,1]`: Signal för ljud vid start/stopp av motor. Skickas till ljudmodulen.
- `Hastighet_bil[km/h]`: Fordonets verkliga hastighet i kilometer per timme. Skickas till ljudmodulen (för vindbrus).

1.3.3 Delmodellerna

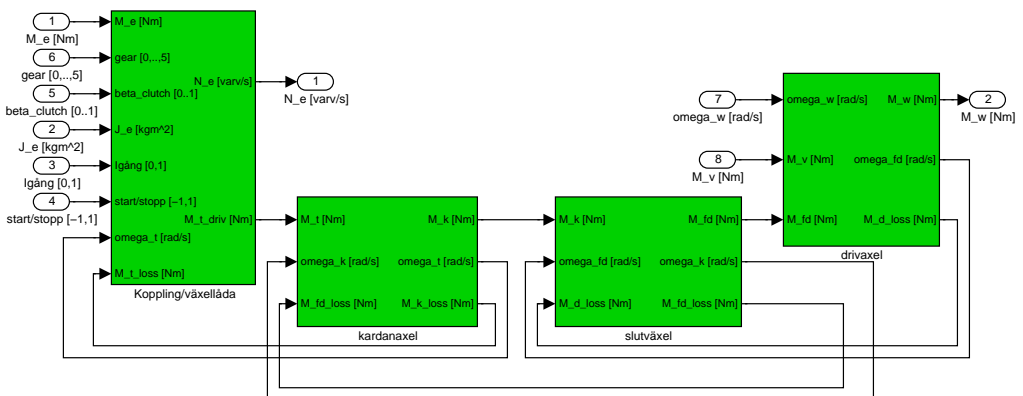
Fordonssmodellen är huvudsakligen uppbyggd kring de tre delmodellerna `Motor`, `Drivlina` och `Orientering`. Figur 1.3 är blockschemat som visar hur dessa är sammankopplade. Blocken `Tomgångsregulator` och `Varvtalsregulator` styr motorns varvtal vid tomgång och begränsar maximalt varvtal. Blocket `Växlare` styr koppling och gas samtidigt som den byter växel när den får signal om detta. Beskrivning av blocken `Drivlina` och `Orientering` följer nedan, eftersom det är dessa som behöver modifieras vid implementering av nya modeller för koppling och däck. För utförligare beskrivning av övriga delmodeller hänvisas till simulatorns dokumentation.

1.4 Simulatorns befintliga drivlinemodell

Drivlinan är uppdelad i fyra delmodeller: `Koppling/Växellåda`, `Kardanaxel`, `Slutväxel` och `Drivaxel` som figur 1.4 visar. Det drivande momentet från motorn skalas om beroende på utväxlingsförhållanden mellan olika axlar och minskas med friktionsförluster och förs sedan vidare till delmodellen `Orientering`. Detta block kommer beskrivas noggrannare nedan eftersom det är där den befintliga däckmodellen återfinns. I blocket `Orientering` räknas hjulens rotationshastigheter ut och dessa skickas tillbaka genom drivlinan. Detta används tillsammans med aktuellt växelläge, kopplingsläge mm för att beräkna motorns varvtal. Drivlinan tar insignaler som visar när motorn startas och stoppas. Detta för att säkerställa att motorns varvtal blir rätt vid start och stopp. Drivlinemodellen är implementerad som stel, dvs ingen uppvridding av axlarna tas hänsyn till.



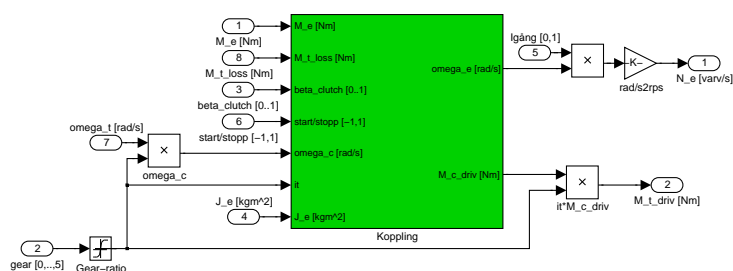
Figur 1.3: Simulinknodellen av fordonet



Figur 1.4: Den befintliga drivlinemodellen

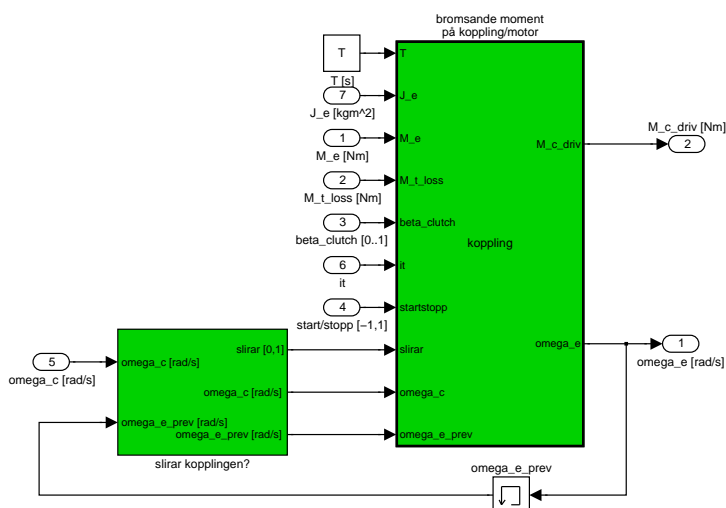
1.4.1 Koppling/Växellåda

Om ingen växel är i (signalen `gear` är 0) eller om motorn är helt frikopplad (signalen `beta_clutch` är 0) så integreras varvtalet fram med utmomentet från motorn. När kopplingen släpps upp slirar kopplingen till dess att hastighetskillnaden mellan axlarna är så liten att lamellerna låser ihop. Därefter får motorn och drivlinan samma rotation. Momentet som bromsar motorn är samma som driver växellådan. Växellådan är enkelt implementerad som en förlustfri skalning av moment och rotationshastighet med aktuellt utväxlingsförhållande som blockschemat i figur 1.5 visar.



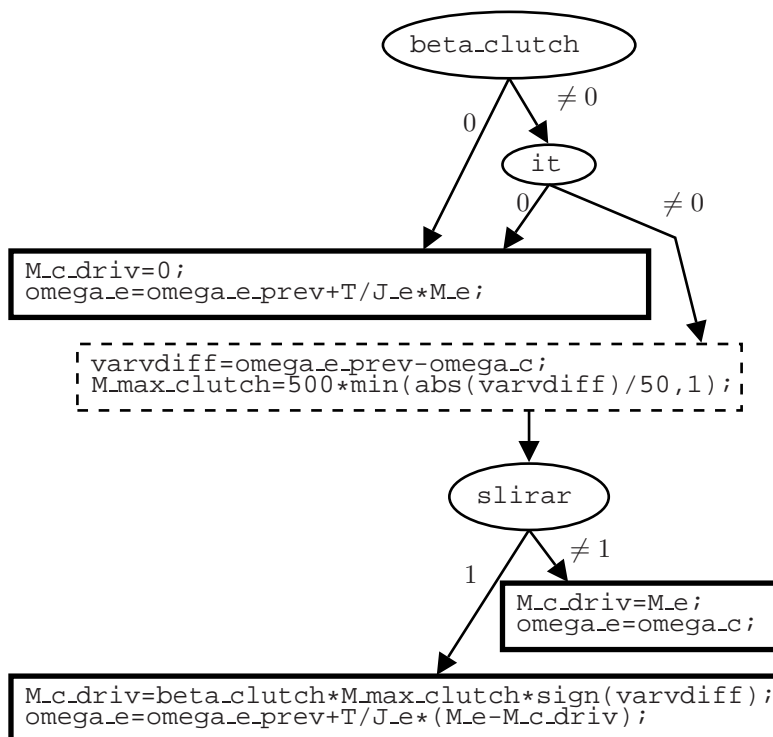
Figur 1.5: Den befintliga modellen för koppling/växellåda

Kopplingens funktion är i huvudsak implementerad med hjälp av ett *Embedded m-file*-block, dvs ett block vars funktion definieras av ett Matlab-fil. Det enda som ligger utanför m-filen är undersökningen om kopplingen sli-



Figur 1.6: Blocket som undersöker slirning kopplat till blocket med m-filen

rar eller inte. Detta görs genom att helt enkelt jämföra rotationshastigheterna hos motorn och drivlinan. Om skillnaden är tillräckligt liten anses kopplingen som låst, annars som slirande. Detta används som en insignal till blocket med m-filen (se figur 1.6). M-filens funktion beskrivs av flödesschemat i figur 1.7.

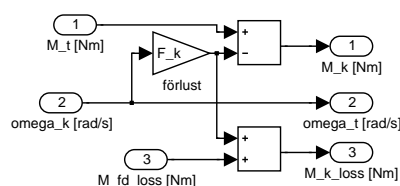


Figur 1.7: Flödesschema för m-filen

I m-filen kontrolleras också om signalen `startstopp` blir 1 eller -1 . Vid `startstopp = 1` initieras motorns varvtal till tomgång (600 varv per minut), vid `startstopp = -1` stoppas motorn genom att sätta varvtalet till noll. För övrigt kontrollerar m-filen att inte motorns varvtal blir negativt.

1.4.2 Kardanaxel

Kardanaxeln överför moment och rotationshastighet mellan växellådan och slutväxeln. Modellen är implementerad med hänsyn till friktionsförluster linjärt beroende på rotationshastigheten enligt figur 1.8.



Figur 1.8: Befintlig kardanaxelmodell

1.4.3 Slutväxel

Slutväxeln är implementerad som en så kallad *öppen differential*. Detta innebär att momentet från kardanaxeln fördelas lika över de drivande hjulen och att kardanaxelns rotationshastighet är medelvärdet av drivaxlarnas rotationshastigheter. I slutväxeln sker en skalning av moment och rotationshastighet som motsvarar utväxlingsförhållandet mellan kardanaxeln och drivaxlarna. Momentet som överförs inkluderar friktionsförluster linjärt beroende på rotationshastigheten.

1.4.4 Drivaxel

Axeln mellan slutväxeln och hjulet implementeras som stel. Momentet överförs med friktionsförlust beroende på axelns rotationshastighet. Däckkraften som ger en bromsande effekt på hjulet skickas tillbaka genom drivlinan tillsammans med friktionsförlusterna från varje delmodell, för att bromsa motorn (se figur 1.4).

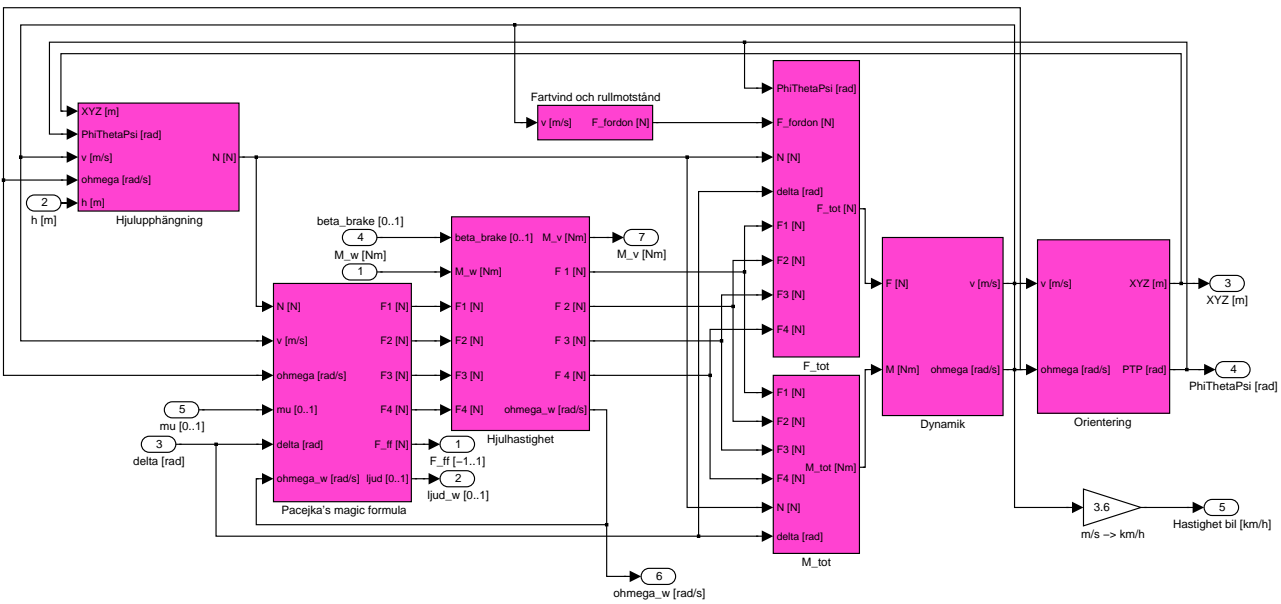
1.5 Simulatorns befintliga däckmodell

Däckmodellen sitter inbakad i delmodellen `orientering` och här ges därför en översiktlig beskrivning av hela detta block.

Orienteringsblocket är en modell av fordonets hjul och dess framdrivning. Alla krafter och moment som påverkar fordonets rörelse beräknas både i fordonets och hjulens koordinatsystem. Utifrån krafterna och momenten beräknas fordonet translations- och rotationshastighet. Dessa transformeras till globala koordinater och används för att integrera fram fordonets aktuella position och orientering. I figur 1.3 visas hur orienteringsblocket är kopplat till övriga delmodeller och figur 1.9 visar hur orienteringsblocket i sin tur är uppdelat i flera ännu mindre block.

1.5.1 Hjulupphängning

I detta block beräknas normalkrafterna på hjulen med en olinjär funktion av fjädringens hoptryckning och hoptryckningshastighet. Olinjäriteten represen-



Figur 1.9: Delmodellens orientering

terar att fjädningen kan böttna och att styvheten hos dämpningen blir större vid hög hoptryckningshastighet. Normalkraften kan ej bli negativ och tvingas till noll när markkontakt saknas.

1.5.2 Pacejkas magic formula - däckmodellen

För att beräkna däckskräfterna används den så kallade *Magic Formula*. Kräfterna i både longitudinell och lateral led beräknas för alla hjul utifrån hjulens translations- och rotationshastigheter. Ett vridande moment kring framhjulen beräknas också för att bestämma hur force feedback på ratten ska vara. Någon ”friktionsellips” är inte implementerad, dvs maximal longitudinell kraft påverkas inte av den laterala kraften och vice versa.

Slipstorheterna

För att beräkna longitudinell och lateral däckskraft behövs ett uttryck för longitudinellt slip s respektive slipvinkel α . För att undvika division med noll är uttrycken för s och α olika beroende på situation:

$$s = \begin{cases} \frac{r\omega_{hjul} - v_x}{|r\omega_{hjul}|}, & \text{om hjul snurrar} \\ \frac{r\omega_{hjul} - v_x}{|v_x|}, & \text{om hjul ej snurrar och bil rör sig} \\ r\omega_{hjul} - v_x, & \text{om bil och hjul stilla.} \end{cases} \quad (1.1)$$

$$\alpha = \begin{cases} -\arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right)\frac{2}{\pi}, & \text{om bil kör framåt} \\ \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right)\frac{2}{\pi}, & \text{om bil kör bakåt} \\ -\arctan\left(\frac{v_y}{0.1}\right)\frac{2}{\pi}, & \text{om bil glider rakt i sidled åt vänster} \\ \arctan\left(\frac{v_y}{-0.1}\right)\frac{2}{\pi}, & \text{om bil glider rakt i sidled åt höger} \end{cases} \quad (1.2)$$

Magic Formula

Däckskräfterna beräknas med magic formula med s och α som parametrar:

$$F_x = D \sin(C \arctan(Bs - E(Bs - \arctan Bs))) \quad (1.3)$$

$$F_y = D \sin(C \arctan(B\alpha - E(B\alpha - \arctan B\alpha))) \quad (1.4)$$

Parametrarna B, C, D, E är däckparametrar som bestämmer däckets egenskaper.

1.5.3 Hjulhastighet

Detta block beräknar hjulens rotationshastighet utifrån däckskräfterna, motorns moment samt det användarstyrda momentet från bromsen. Momentet som fordonet ger upphov till och som i normalfallet verkar bromsande på

drivlinan beräknas också i detta block. Däckskrafterna manipuleras så att kraften från däcken på bilen aldrig blir större än drivande/bromsande kraft från motorn/bromsen.

1.5.4 Fartvind och rullmotstånd

Fordonets luft- och rullmotstånd beräknas gemensamt med en parameterskattad andragsgradsfunktion av fordonets hastighet.

1.5.5 F_{tot}

Krafterna från däcken som påverkar fordonet transformeras från hjulens koordinatsystem till fordonets och läggs ihop. Däckskrafterna från framhjulen transformeras självklart med hänsyn till däckens vridning av rattvinkeln. Tyngdkraftens inverkan beräknas utifrån bilens orientering. Normalkrafterna på däcken som beräknas i blocket *hjulupphängning* läggs till. Utsignalen från detta block är den totala kraften som en vektor av kraftkomponenterna i x -, y - och z -led.

1.5.6 M_{tot}

Alla krafter som påverkar bilen ger upphov till moment kring det fordonsfixa koordinatsystemets origo. På liknande sätt som för krafterna har detta block en vektor med de tre momentkomponenterna som utsignal.

1.5.7 Dynamik

Kraft och moment som påverkar fordonet integreras i detta block till fordonets hastighet och rotation.

1.5.8 Orientering

Detta block bestämmer fordonets globala position och orientering. Hastigheten och rotationen transformeras till det globala koordinatsystemet och integreras sedan till fordonets globala positions- och orienteringskoordinater.

Kapitel 2

Litteraturstudie

Simulering av fordonsdynamik är intressant ur flera hänseenden. Vid utveckling av nya bilmodeller kan idéer testas i tidigt stadium med hjälp av simulering. Om simuleringen dessutom kan ske i realtid ges möjlighet att testa interaktion mellan föraren och fordonet. Experiment kan göras som skulle vara omöjliga att göra med en riktig bil. Med dagens datorkraft finns dessutom ett stort intresse inom dataspelsbranschen för att göra bilsimulatorer avsedda för spel. Det stora intresset för fordonssimulering ger upphov till att en mängd forskning utförs för att utveckla bra modeller av ett fordons olika komponenter. I detta kapitel görs en studie av olika befintliga modeller av koppling och däck. En utvärdering av modellerna görs med avseende på dess lämplighet för användning i en realtidssimulator.

2.1 Koppling

Syftet med kopplingen är att möjliggöra ihop- och isärkoppling av roterande axlar. I en artikel av Y S Shin (3) beskrivs huvudsakligen fyra olika typer av kopplingar:

- **Positiv koppling:** Överför momentet utan att slira. Detta görs exempelvis genom att de två axlarna sammankopplas i varandra med kuggar.
- **Friktionskoppling:** Ihop- och isärkoppling sker med slirning. Axlarna är till exempel försedda med varsin friktionsdisk som pressas ihop vid ihopkoppling.
- **Hydraulisk koppling:** Genom att styra kopplingen med hydraulik sker förloppet mjukare än vid en ren mekanisk styrning. Denna typ av koppling används i automatiska växellådor.
- **Elektromagnetisk koppling:** Momentet överförs med hjälp av till exempel en strömförande spole.

Kopplingen som frikopplar växellådan i en bil när kopplingspedalen trycks ned är normalt en friktionskoppling och det är därför denna typ som är intressant att modellera i detta fall och som denna studie kommer att behandla.

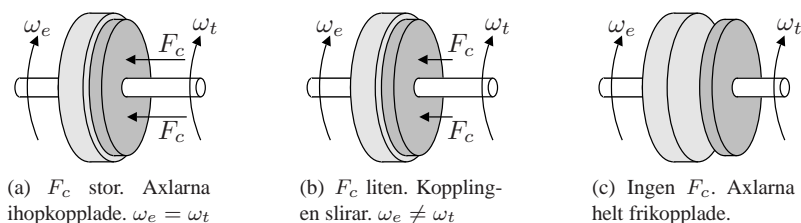
2.1.1 Fysikalisk beskrivning av friktionskoppling

I en bil behövs kopplingen eftersom motorns svänghjul ska kunna snurra samtidigt som bilens hjul står stilla. För att stanna utan att få motorstopp måste bilens hjul frikopplas från motorn på något sätt. Genom att styra slirningen gör bilens koppling det möjligt att på ett mjukt sätt koppla en gående motor till en stillastående växellåda. Utförligare beskrivning av detta finns att läsa exempelvis på www.howstuffwork.com (4).

På motorns vevaxel sitter ett svänghjul för att öka motorns tröghetsmoment. När kopplingspedalen är uppsläppt pressas kopplingsskivan hårt mot svänghjulet av en diafragmfjäder vilket ger en hög friktion och tvingar kopplingsskivan och motorns svänghjul att snurra med samma hastighet, se figur 2.1(a). På friktionsytorna som sammanpressas sitter lameller för att ge bra friktion och lång livslängd trots slirning. När kopplingspedalen trycks ned motverkas fjäderkraften och kopplingsskivan dras isär från svänghjulet. Friktionen där emellan minskar och vevaxeln i motorn och axeln från växellådan tillåts att snurra med olika hastigheter, se figur 2.1(b). När pedalen är helt nedtryckt ska kopplingsskivan och svänghjulet vara helt frikopplade, se figur 2.1(c). Vidare läsning om kopplingens grundfunktion finns exempelvis på wikipedia.org (5).

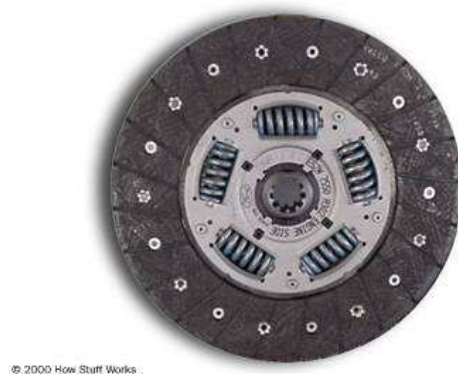
Det maximala momentet som kan överföras mellan vevaxeln och växellådan är givetvis begränsat. Lamellerna på kopplingsplattan blir tids nog utslitna och därmed blir friktionen lägre. Fjäderkraften som pressar kopplings-

plattan mot svänghjulet brukar vara anpassad så att kopplingen ska börja slira istället för att axlarna ska förstöras vid för högt moment.



Figur 2.1: Schematisk bild av kopplingens funktion

Kopplingsplattan är försedd med en torsionsdämpare för att i- och urkopplingen ska skona axlarna och för att ge ökad komfort för bilens förare och passagerare. Dämparen består av spiralfjädrar som tillåter kopplingsplattan att vridas runt axeln från växellådan (4; 6). Figur 2.2 visar en kopplingsplatta med fjädrarna för torsionsdämpningen.



Figur 2.2: Bild på kopplingsplatta hämtad från HowStuffWorks (4).

2.1.2 Ett system med varierande struktur

Att modellera en roterande axel som drivs av en motor och bromsas av ett fordon och dess bilhjul är inte särskilt svårt. Kopplingen gör att axeln ska kunna delas upp i två delar som ska snurra i olika hastighet. Detta gör att modelleringen blir svårare.

Med axlarna ihopkopplade har systemet en frihetsgrad, vilket vid simuleringen representeras som ett tillstånd. När axlarna kopplas isär uppkommer ett nytt tillstånd och systemet får en ny frihetsgrad. Vid ihopkoppling försvinner

tillståndet och systemet återgår till att ha en frihetsgrad, vilket beskrivs av Eriksson (7).

2.1.3 Två beteendemoder

Kopplingens funktion överför moment med eller utan slirande enligt följande två beteendemoder beskrivna av både Eriksson (7) och Serrarens (6):

- **Slirande koppling:** Dynamiken hos kopplingen när den slirar kan beskrivas med följande differentialekvationer:

$$J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_c \quad (2.1)$$

$$J_t \dot{\omega}_c = T_c - T_g \quad (2.2)$$

Tillstånden ω_e och ω_c är vinkelhastigheten hos motorn respektive kopplingsplattan. T_e är det drivande momentet från motorn och T_g är det bromsande momentet från växellådan. Beteckningarna J_e och J_t avser tröghetsmomenten hos motorn (runtvridning av svänghjulet) respektive drivlinan nedanför kopplingen (runtvridning av växellådans primära axel). Drivlinan betraktas som stel, dvs ingen uppvriddning mellan olika komponenter i drivlinan tas hänsyn till här. För enkelhetens skull utelämnas torsionsdämpningen i detta fall. Momentet som överförs av den slirande kopplingen ges av:

$$T_c = T_{c,k}(F_c(u_c)) \text{sign}(\omega_e - \omega_c) \quad (2.3)$$

där $F_c(u_c)$ är kraften som pressar samman lamellerna som funktion av kopplingspedalens position och $T_{c,k}(F_c(u_c))$ är det maximala momentet som kan överföras av kopplingen vid slirning (dynamisk friktion). Eriksson (7) föreslår följande enkla linjära modell:

$$T_{c,k}(F_c(u_c)) = T_{max,k} \cdot u_c(t) \quad (2.4)$$

- **Låst koppling:** När kopplingen slutar slira försvinner en frihetsgrad och ekvationerna (2.1) och (2.2) kan reduceras till följande:

$$(J_e + J_t) \dot{\omega}_e = T_e - T_g \quad (2.5)$$

$$\omega_t = \omega_e \quad (2.6)$$

När kopplingen är låst kan ett högre (statiskt) moment överföras, och Eriksson (7) föreslår att kvoten mellan statisk och dynamisk friktion modelleras som en konstant enligt:

$$\frac{T_{c,s}(t)}{T_{c,k}(t)} = c_{s,k} > 1 \quad (2.7)$$

Det maximala momentet som kan överföras när kopplingen är låst är således:

$$T_{c,s}(F_c(u_c(t))) = T_{max,k} c_{s,k} u_c(t) \quad (2.8)$$

2.1.4 Tre modelleringsmetoder

För att modellera kopplingen med dess föränderliga gradtal föreslås här tre metoder varav den tredje kommer visa sig lämplig i simuleringstillämpningen.

Reducerade matriser

Ett sätt att hantera slirande och låst koppling beskrivs av Serrarens (6) och är att använda sig av reducerade matriser. Systemet med slirande koppling kan skrivas på matrisform som:

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = hT_{cl} + e_1T_e - e_5T_l \quad (2.9)$$

där $q = [\phi_e \ \phi_c \ \phi_t \ \phi_w \ \phi_v]^T$ är en generaliserad kolumn med axelpositionerna för följande "fria axlar": motorns svänghjul, kopplingsplattan, växellådans primäraxel, hjulaxel samt fordonets position. De externa momenten införs i modellen med hjälp av enhetsvektorerna där e_j representerar den j :te enhetsvektorn som: $e_1 = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$. Momentet som överförs av kopplingen ska verka bromsande på motorn och drivande på kopplingsplattan och införs med vektorn h :

$$h = e_2 - e_1 = [-1 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (2.10)$$

När kopplingen låses minskas systemets frihetsgrad eftersom ϕ_e och ϕ_c blir samma. Detta kan skrivas som:

$$\omega_e - \omega_c = -h^T \dot{q} = 0 \quad (2.11)$$

vilket representerar en kinematisk begränsning. Frihetsgraden som har försvunnit är ϕ_c och detta hanteras genom att en vektor \dot{q}_r introduceras med fyra istället för fem komponenter. Den ursprungliga vektorn med axelpositionerna multipliceras med den reducerande matrisen R_r för att erhålla den nya reducerade vektorn med axelpositioner.

$$\dot{q}(t) = R_r \dot{q}_r(t); \quad R_r^T h = 0 \quad (2.12)$$

Kopplingen låses vid tiden t_r , vilket ger $h^T \dot{q}(t_r) = 0$ och $\dot{q}(t_r) = R_r \dot{q}_r(t_r)$. Om en matris Q_r uppfyller villkoret:

$$Q_r^T R_r = I \quad (2.13)$$

så gäller

$$\dot{q}_r(t_r) = Q_r^T \dot{q}(t_r) \quad (2.14)$$

För att beräkna q för $t > t_r$, integreras \dot{q} . Eftersom villkoret för låsning av kopplingen är krav på hastigheter tillkommer en integrationskonstant, γ_r , i termen $q(t)$.

$$q(t) = R_r q_r(t) + \gamma_r \quad (2.15)$$

$$\gamma_r = q(t_r) - R_r q_r(t_r) \quad (2.16)$$

Ekvation (2.15) sätts in i ekvation (2.9) vilket ger

$$MR_r\ddot{q}_r + DR_r\dot{q}_r + KR_rq_r = hT_{cl} + e_1T_e - e_4T_l - K\gamma_r \quad (2.17)$$

Efter multiplikation med R_r^T , ($R_r^T h = 0$) kan uttrycket skrivas som:

$$R_r^T MR_r\ddot{q}_r + R_r^T DR_r\dot{q}_r + R_r^T KR_rq_r = R_r^T e_1T_e - R_r^T e_4T_l - R_r^T K\gamma_r \quad (2.18)$$

Matriserna R_r och Q_r hittas genom att lösa ekvationerna (2.12) och (2.13). I detta fall blir dessa matriser följande:

$$R_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad Q_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

I denna modell som beskrivs av Serrarens (6) transformeras systemet från slirande till låst genom matrismultiplikationer. Detta resulterar i en faktisk minskning av systemets gradtal. Detta är korrekt eftersom det verkliga systemet även det förlorar en frihetsgrad. Serrarens skriver själv att implementering av denna lösning till en simuleringsmodell är onödigt omständlig. Metoden anses mer användbar för andra linjära system som innehåller ett stort antal alternerande frihetsgrader.

Tillståndsform

Serrarens (6) beskriver även en metod där systemet skrivs på tillståndsformen $\dot{x} = Ax + Bu$. Tillståndsvektorn x innehåller hastigheterna hos varje "fri axel" samt momentet från uppvridningar i systemet. Insignalerna, u till systemet är momentet från motorn, T_e och momentet som överförs av kopplingen, T_c :

$$x = [\omega_e \quad \omega_c \quad T_d \quad \omega_t \quad T_s \quad \omega_w \quad v_v]^T \quad u = [T_e \quad T_c]^T \quad (2.20)$$

Systemet på tillståndsform kan skrivas med en modbestämningparameter δ enligt $\delta = 1$ om $\omega_e - \omega_c \neq 0$ och $\delta = 0$ om slirhastigheten blir noll.

$$\dot{x} = \delta(A_{sl}x + B_{sl}u) + (1 - \delta)(A_{st}x + B_{st}u) + f(t) \quad (2.21)$$

Matriserna A_{sl} och B_{sl} är systemmatriserna när kopplingen slirar och A_{st} och B_{st} när kopplingen är låst. Vektorn $f(t)$ innehåller belastande moment från till exempel vägens lutning, rullmotstånd och vindmotstånd. En stor nackdel med denna metod är att integreringen av tillståndet medför dubbla beräkningar. Systemet är uppbyggt av två skilda LTI-system som båda måste beräknas för varje integrationssteg. Modbestämningparameter δ avgör från vilket av delsystemen resultatet till tillståndsvektorn ska hämtas från.

Slirande och låst koppling i samma uttryck

Genom att använda ekvationerna (2.1) och (2.2) även när kopplingen är låst behöver inget byte ske mellan systembeskrivningar för olika beteendemoder. Detta angreppssätt kallar Serrarens (6) för *The Karnopp approach*, efter D.C. Karnopp. Denna metod känns även till viss del igen från Erikssons artikel (7).

När kopplingen slirar styrs det överförda momentet av kopplingspedalens läge enligt ekvation (2.3). När kopplingen blir låst kan däremot inte det överförda momentet kontrolleras på detta sätt. Istället styrs det maximala överförbara momentet som beskrivs i ekvation (2.8). Under förutsättning att $\omega_t = \omega_e$ och $\dot{\omega}_t = \dot{\omega}_e$ gäller, kan momentet som överförs med låst koppling uttryckas med ekvationerna (2.1) och (2.2) som:

$$T_c = \frac{J_e T_g + J_t T_e}{J_t + J_e} \quad (2.22)$$

När kopplingen låser sig ändras momentet T_c omedelbart från att vara styrt av kopplingspedalen enligt ekvation (2.3) till att vara momentet som överförs vid låst koppling som ekvation (2.22) beskriver. En stor fördel med detta angreppssätt är att samma ekvationer används för både låst och slirande koppling. Det enda som behöver ändras är den externa insignalen T_c . När kopplingen är låst blir denna *begränsad* enligt ekvation (2.22), istället för *styrd* som i ekvation (2.3).

För att bestämma hur insignalen ska väljas introducerar Eriksson (7) två händelser som medför byte av mod:

- **Låsning av koppling:** Denna händelse gör att kopplingen låser de två vinkelhastigheterna till varandra. Före denna händelse roterar svänghjulet och kopplingsplattan fritt från varandra. Följande två villkor måste vara uppfyllda för att låsning av koppling ska ske:
 1. Vinkelhastigheterna måste vara samma: $\omega_t = \omega_e$.
 2. Momentet som den låsta kopplingen ska överföra måste vara mindre eller lika med det maximala överförbara för låst koppling, ekvation (2.8). Det vill säga $T_{c,l} \leq T_{c,s}$
- **Upplåsning av koppling:** Kopplingen ska börja slira när momentet som den låsta kopplingen överför överskrider maximum för låst koppling, alltså när $T_{c,l} > T_{c,s}$. När kopplingen börjar slira och svänghjulets vinkelhastighet blir skild från kopplingsplattans måste ett nytt tillstånd initieras i simuleringen. Detta görs med relationen $\omega_e = \omega_t$.

2.2 Däck

Det är lämpligt att skilja på ett däckes symmetriska och antisymmetriska beteende (i- och utanför planet). Det symmetriska beteendet innefattar däckens förmåga att lyfta belastningen från fordonets massa och dämpa ojämnheter i vägen samtidigt som logitudinella driv- och bromskrafter överförs mellan vägen och hjulet. Däckets antisymmetriska beteende genererar laterala krafter som möjliggör kontroll av fordonets färdriktning. Förövrigt skiljer man på statiskt och dynamiskt uppförande hos det rullande däck. Boken *Tyre and vehicle dynamics* av Hans B Pacejka (8) behandlar olika metoder att modellera däck i olika situationer.

Detta kapitel innehåller inledningsvis en genomgång av olika kategorier av däckmodeller. För att ge grundläggande förståelse för däckets beteende behandlas en fysisk modelleringsmetod som kallas *borstmodellen*. Slutligen beskrivs den empiriska metoden *Magic formula* som är en vanligt använd metod för realtidsimplementationer.

2.2.1 Kategorier av däckmodeller

Pacejka (8) delar upp de olika sätten att modellera däck i kategorier. Kategorierna skiljer sig huvudsakligen i hur stor grad modellerna baseras på data från experiment jämfört med teoretiska formler som beskriver fysiken bakom ett däck.

Efterliknande metoder baserade på experimentell data

Dessa modeller beskriver däckets egenskaper och uppförande genom tabeller eller matematiska formler och särskilda interpoleringsmetoder. Formlerna innehåller parametrar som vanligtvis bestäms med regressionsanalys för att erhålla bästa möjliga efterlikning av egenskaper från mätexperiment. Genom att förvränga, skala om och kombinera dessa egenskaper kan däckets beskrivas även under icke-nominella förhållanden. Metoder ur denna kategori är särskilt lämpliga i tillämpningar som kräver snabba beräkningar, vilket realtidsimulering gör. En välkänd modell inom denna kategori är *Magic Formula*.

Fysiska modeller

Genom att använda en förenklad fysisk beskrivning kan en tillräcklig modell för specifika ändamål erhållas utan att den matematiska formuleringen blir ohanterlig. Genom att studera modeller från denna kategori, till exempel den så kallade *borstmodellen*, kan djupare förståelse för däcksbeteenden erhållas.

Denna kategori innefattar även mer komplexa modeller som beskriver däckets fysiska egenskaper i detalj. Exempelvis finns modeller som baseras på *finita elementmetoden* som beskriver däckets egenskaper genom att dela upp däckets i många små segment. Delsegmenten integreras sedan samman

och bildar en modell som beskriver fysiken i däckets bra, till priset av högre komplexitet hos de matematiska formuleringarna.

Genom att använda fysikaliska resonemang för att framställa en relativt enkel däckmodell som kan kombineras med analytiska approximeringar erhålls modeller som kan fungera bra i komplexa situationer med exempelvis transient beteende eller stor lutning av däckskroppen (camber). Exempel på detta är *UniTire-modellen* som behandlas utförligt i en artikel av Konghui Guo mfl (2).

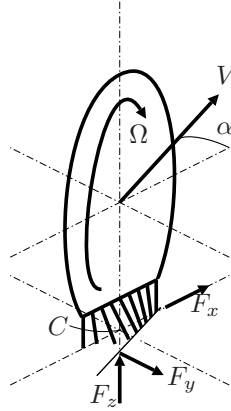
2.2.2 Borstmodellen

För att erhålla viss insikt i ett däckets fysiska uppförande behandlas denna metod som är en relativt enkel fysikalisk modelleringsmetod. Detta avsnitt bygger på information hämtad ur Pacejkas bok *Tyre and vehicle dynamics* (8). Detta gäller även figurerna i detta avsnitt som antingen är avritade varianter på figurer ur Pacejkas bok (8), eller grafer som är formler implementerade i Matlab för att efterlikna motsvarande grafer ur samma bok. Källkoden till de sistnämnda figurerna finns bifogad sist i rapporten som appendix A.

Metoden bygger på att däckmodellen byggs upp av elastiska ”borsthår” eller trådelement. När däckets rullar kommer elementen som motsvarar däckets kontaktyta i beröring med underlaget. Elementen kan tänjas parallellt med underlaget och deras tänjbarhet representerar elasticiteten hos det verkliga däckets. Om hjulet rullar fritt utan att luta eller vridas förblir trådelementen vertikala när de rör sig längs kontaktytan och tänjs inte ut i horisontalled, varför ingen longitudinell eller lateral kraft genereras. Metoden bortser från rullmotståndet. Om hjulets hastighetsvektor V inte är riktad i hjulets centrumplans riktning uppstår slip i sidled. Om hjulets rotationshastighet Ω multiplicerat med den effektiva rullradien r_e skiljer sig från hjulets hastighet i framåtriktning $V_x = V \cos \alpha$ finns slip framåt eller bakåt. Figur 2.3 visar en borstmodell med både longitudinellt och lateralt slip. Ett trådelements spets ”sitter fast” i underlaget så länge friktionen är tillräcklig. Elementets baspunkt rör sig längs däckets kontaktyta med den linjära rullhastigheten V_r relativt kontaktytans mittpunkt C . Ett elements baspunkt rör sig relativt underlaget med hjulets sliphastighet V_s .

Endast slip i sidled

Figur 2.4 visar principen för borstmodellen vid rent sidslip. Trådelementen tänks deformeras mer ju längre in längs kontaktytan de kommer. Den totala deformationen varierar linjärt med avståndet från kontaktytans början och trådelementens spetsar bildar en linje parallell med hjulets hastighetsvektor V . Trådelementen kan deformeras till en begränsning beroende på positionen på kontaktytan. Denna maximala deformation beror på friktionen μ mellan däckets och underlaget, den vertikala kraftens fördelning q_z och trådelementets styvhet c_{py} . Kraftfördelningen q_z , och därmed också den



Figur 2.3: Borstmodell av drivet däck med slip i sidled

maximala deformationen v_{max} antas variera som en parabel. När linjen som bildas av trådelementens spetsar korsar parabeln som representerar maximal deformation, börjar elementen glida. Den totala sidkraften som genereras av trådelementen i kontaktytan har en verkningspunkt som på grund av asymmetri inte hamnar i kontaktytans mittpunkt. Detta ger upphov till ett vridande moment $M_z = -tF_y$. Avståndet mellan sidkraftens verkningspunkt och kontaktytans mittpunkt benämns det pneumatiska spåret t . Vid ökande slip kommer fler trådelement nå maximal deformation och t blir mindre. När hjulets hastighetsvektor är parallell med tangenten till deformationsparabeln vid kontaktytans början, är deformationen symmetrisk och sidkraften har nått sitt maximum och verkar mitt på kontaktytan. Detta förändras inte om slipvinkeln blir ännu större.

I denna förenklade modell kan deformationen vid de fästande elementen skrivas

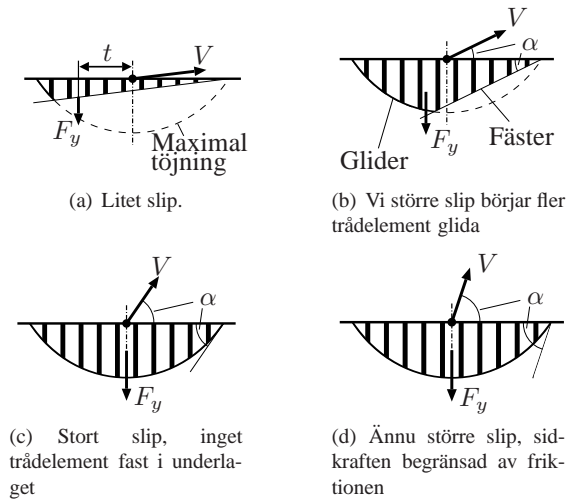
$$v = (a - x) \tan \alpha \quad (2.23)$$

där a är halva kontaktytans längd och x är avståndet från kontaktytans mittpunkt i framåtriktning. Andelen glidande element blir liten för $\alpha \rightarrow 0$ eller för $\mu \rightarrow \infty$, och ekvation (2.23) gäller i dessa fall för hela kontaktytan. Under förutsättning att kontaktytan kan approximeras som rektangulär kan för små slipvinklar sidkraften och det vridande momentet skrivas som

$$F_y = c_{py} \int_{-a}^a v dx = 2c_{py}a^2\alpha \quad (2.24)$$

$$M_z = c_{py} \int_{-a}^a v x dx = -\frac{2}{3}c_{py}a^3\alpha \quad (2.25)$$

där c_{py} är den laterala styvheten per längdenhet hos trådelementen.



Figur 2.4: Borstmodell med rent sidslip, sett från ovan.

Den vertikala kraftens fördelning per längdenhet q_z kan uttryckas som

$$q_z = \frac{3}{4} F_z \frac{a^2 - x^2}{a^3} \quad (2.26)$$

där x är avståndet framåt från kontaktpunktens centrum C , a är halva kontaktytans längd och F_z är den vertikala belastningen på hjulet. Fördelningen för den maximala sidkraften blir med friktionskoefficienten μ således

$$|q_{y,max}| = \mu q_z = \frac{3}{4} \mu F_z \frac{a^2 - x^2}{a^3} \quad (2.27)$$

I figur 2.4 är den maximala deformationen $v_{max} = q_{y,max}/c_{py}$ markerad. Avståndet från kontaktytans början till området där glidningen börjar kan uttryckas $2a\lambda$. Värdet på det dimensionslösa faktorn λ tas fram genom att hitta punkten $x = x_t$, där deformationen för trådelementen som fäster är samma som deformationen för de glidande trådelementen. Med ekvationerna (2.23) och (2.27) ställs följande likhet upp:

$$|q_y| = c_{py}(a - x_t) |\tan \alpha| = |q_{y,max}| = \frac{3\mu F_z}{4a^3} (a - x_t)(a + x_t) \quad (2.28)$$

Eftersom $2a\lambda = a - x_t$ kan förhållandet med slipvinkeln α skrivas

$$\lambda = 1 - \frac{2c_{py}a^2}{3\mu F_z} |\tan \alpha| \quad (2.29)$$

Nu kan vinkeln där trådelementen helt slutar fästa beräknas med

$$\tan \alpha_{sl} = \frac{3\mu F_z}{2c_{py}a^2} \quad (2.30)$$

För att beräkna totala sidkraften F_y och momentet M_z integreras deformationen över den fästade kontaktytan och den glidande kontaktytan och läggs ihop. Med beteckningarna

$$\Theta_y = \frac{2c_{py}a^2}{3\mu F_z} \quad \sigma_y = \tan \alpha$$

kan sidkraften uttryckas som:

$$F_y = \begin{cases} 3\mu F_z \Theta_y \sigma_y \left\{ 1 - |\Theta_y \sigma_y| + \frac{1}{3} (\Theta_y \sigma_y)^2 \right\} & \text{om } |\alpha| \leq \alpha_{sl} \\ \mu F_z \operatorname{sgn} \alpha & \text{om } \alpha_{sl} \leq |\alpha| \leq \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (2.31)$$

och momentet som:

$$M_z = -\mu F_z a \Theta_y \sigma_y \left\{ 1 - 3|\Theta_y \sigma_y| + 3(\Theta_y \sigma_y)^2 - |\Theta_y \sigma_y|^3 \right\} \quad (2.32)$$

om $|\alpha| \leq \alpha_s$. Vid full glidning ($\alpha_{sl} \leq |\alpha| \leq \frac{\pi}{2}$) verkar sidkraften mitt på kontaktytan och momentet M_z blir därmed noll. Det pneumatiska spåret t kan nu beräknas:

$$t = -\frac{M_z}{F_y} = \begin{cases} \frac{1}{3} a \frac{1 - 3|\Theta_y \sigma_y| + 3(\Theta_y \sigma_y)^2 - |\Theta_y \sigma_y|^3}{1 - |\Theta_y \sigma_y| + \frac{1}{3} (\Theta_y \sigma_y)^2} & \text{om } |\alpha| \leq \alpha_{sl} \\ 0 & \text{om } \alpha_{sl} \leq |\alpha| \leq \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (2.33)$$

Endast longitudinellt slip

Den longitudinella (bromsande eller drivande) kraften genereras enligt samma principer som för laterala krafter och moment som behandlades i föregående avsnitt. Figur 2.5 visar en borstmodell av ett däck från sidan. Slippunkten S är fixerad vid hjulets fälg på ett avstånd lika med den effektiva rullradien r_e nedanför hjulets centrum. När hjulet rullar fritt har slippunkten per definition hastigheten noll, och utgör fälgens rotationscentrum. När hjulet bromsas rör sig slippunkten framåt med hastigheten V_{sx} , och när det drivs blir denna hastighet negativ. I denna modell introduceras punkten S' som baspunkten hos trådelementet nedanför hjulets centrum. Hastigheten hos denna punkt är samma som hos slippunkten, dvs V_{sx} . När trådelementen får kontakt med underlaget är de vertikala. När hjulet rullar fritt är hastigheten V_{sx} lika med noll och trådelementens förblir därmed vertikala genom hela kontaktytan. Följaktligen genereras ingen longitudinell kraft och under förutsättning att hjulet inte lutar eller vrids är hjulets rotationshastighet

$$\Omega = \Omega_0 = \frac{V_x}{r_e} \quad (2.34)$$

Om Ω är skilt från Ω_0 är hjulet bromsat eller drivet och den longitudinella sliphastigheten V_{sx} är i sådant fall

$$V_{sx} = V_x - \Omega r_e \quad (2.35)$$

Kombinerat slip

För att göra matematiken lite mer lätthanterlig görs förenklingen att styvheten och friktionen är samma både longitudinellt och lateralt:

$$c_p = c_{px} = c_{py} \quad \mu = \mu_x = \mu_y \quad (2.40)$$

Hastigheten för ett trådelements baspunkt genom kontaktytan är den linjära rullningshastigheten V_r , och dess deformationshastighet är vid fäste sliphastigheten V_s . Tiden som förflyter från att ett trådelement inträder i kontaktytan till dess att det når en punkt på avståndet x framför kontaktytans mittpunkt ges av

$$\Delta t = \frac{a - x}{V_r} \quad (2.41)$$

och elementets uttänjning kan uttryckas som en vektor enligt

$$\bar{\epsilon} = \begin{pmatrix} u \\ v \end{pmatrix} = \bar{V}_s \Delta t = -\frac{\bar{V}_s}{V_r} (a - x) \quad (2.42)$$

Även kombinerat slip kan skrivas som en vektor:

$$\bar{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{pmatrix} = -\frac{\bar{V}_s}{V_r} = -\frac{1}{V_r} \begin{pmatrix} V_{sx} \\ V_{sy} \end{pmatrix} \quad (2.43)$$

och med detta insatt i ekvation (2.42) kan uttänjningen skrivas

$$\bar{\epsilon} = (a - x) \bar{\sigma} \quad (2.44)$$

Den horisontella kraften som verkar på trådelementens spetsar blir per längdenhet i kontaktytan

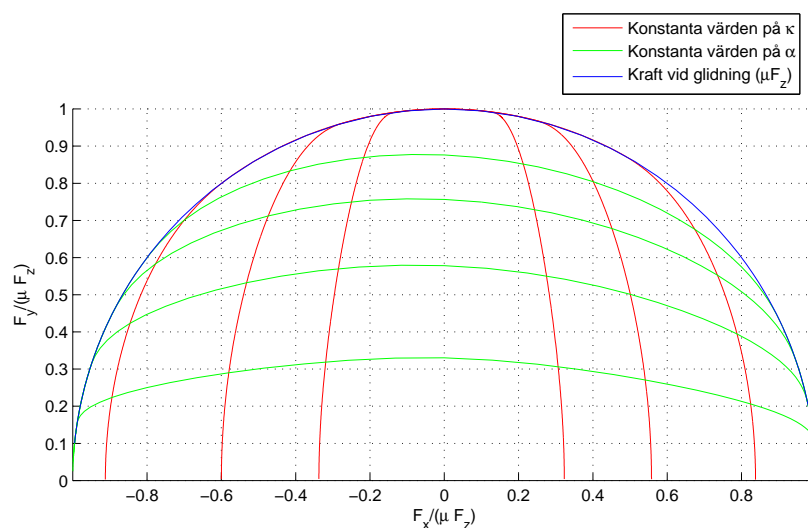
$$\bar{q} = \begin{cases} c_p \bar{\epsilon} & \text{för fäste } (q = \sqrt{q_x^2 + q_y^2} < \mu q_z) \\ \frac{\bar{\sigma}}{\sigma} \mu q_z & \text{för glidning } (q > \mu q_z) \end{cases} \quad (2.45)$$

Övergången från fäste till glidning ges av likheten

$$c_p \sigma (a - x_t) = \frac{3}{4} \mu F_z \frac{a^2 - x_t^2}{a^3} \quad (2.46)$$

vilket med tidigare notation $\lambda = (a - x_t)/2a = 1 - \Theta \sigma$ ger ett uttryck för modellparametern Θ i detta fall med förenklingarna att styvhet och friktion är samma i både longitudinell och lateral led:

$$\Theta = \Theta_y = \Theta_x = \frac{2c_p a^2}{3\mu F_z} \quad (2.47)$$



Figur 2.6: Sidkraft som funktion av longitudinell kraft med konstanta slipvinklar eller longitudinellt slip

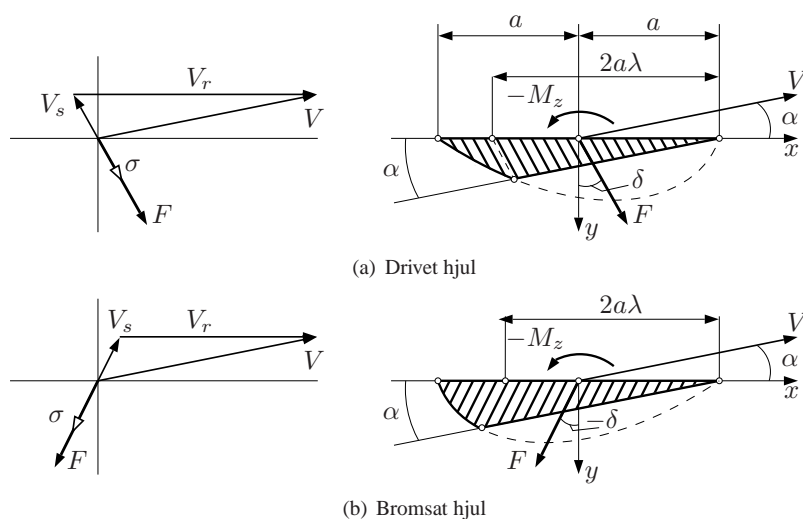
Beloppet för däckskraften kan nu uttryckas på samma sätt som för kraftkomponenterna var för sig (ekvation (2.31)):

$$F = \begin{cases} \mu F_z \{3\Theta\sigma - 3(\Theta\sigma)^2 + (\Theta\sigma)^3\} & \text{för } \sigma \leq \sigma_{sl} \\ \mu F_z & \text{för } \sigma \geq \sigma_{sl} \end{cases} \quad (2.48)$$

där gränsen där trådelementen helt har tappat fästet ges av $\sigma_{sl} = 1/\Theta$. Kraftens riktning blir motsatt sliphastighetens riktning:

$$\bar{F} = F \frac{-\bar{V}_s}{V_s} = F \frac{\bar{\sigma}}{\sigma} \quad (2.49)$$

I figur 2.6 har sidkraften F_y plottats mot den longitudinella kraften F_x med dels fixerade värden på longitudinellt slip ($\kappa = \pm 0.1, \pm 0.05, \pm 0.025$), dels fixerade värden på slipvinkeln ($\alpha = 0.1, 0.05, 0.025$). Axlarna har normaliserats med storleken på den begränsade kraften vid full glidning μF_z . Bågarnas lite asymmetriska utseende i figuren påvisar att sidkraften F_y är större vid bromsning (negativa F_x) än vid drivning (positiva F_x). Detta beror på att vid samma slipvinkel och samma avvikelse från y -axeln hos sliphastighetsvektorn är storleken på sliphastigheten samma vid bromsning och drivning, men rullhastigheten är mindre vid bromsning (se figur 2.7). Denna asymmetri är inte helt enkel att känna igen från verkligheten, men vid mätning av däckskrafter skulle samma resultat erhållas. Ett däck i inbromsning kan överföra större kraft i sidled än samma däck med motsvarande acceleration.



Figur 2.7: Vektordiagram och deformation hos borstmodell vid drivning och bromsning med samma slipvinkel

Eftersom uttänjningen av trådelementen är fördelad på samma sätt som i fallet med endast lateralt slip, kommer det pneumatiska spåret t vara samma även i detta fall (ekvation (2.33) men med $\Theta_y \sigma_y$ utbytt mot $\Theta \sigma$). Detta gör att momentet som vrider hjulet på grund av kombinerat slip uttrycks

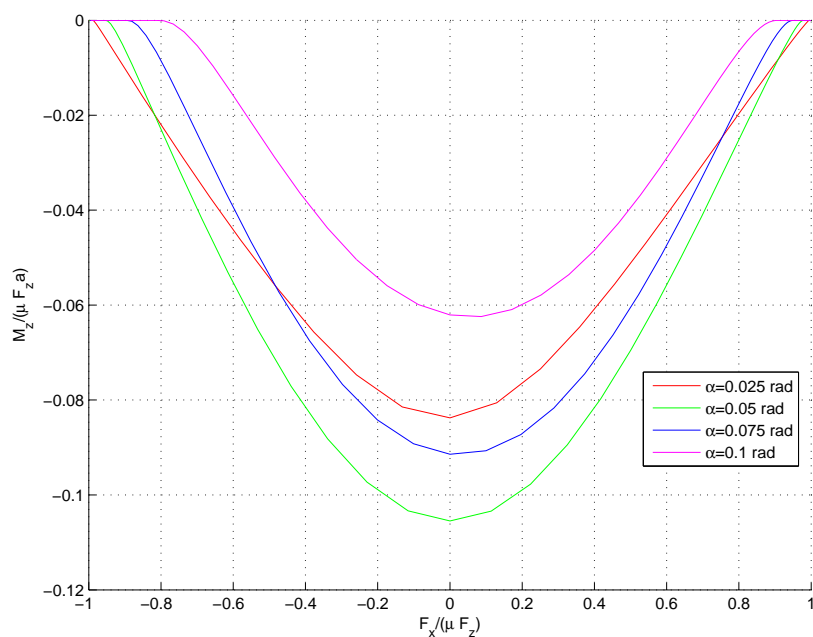
$$M_z = -t(\sigma) \cdot F_y \quad (2.50)$$

Det vridande momentet på grund av kombinerat slip som funktion av longitudinell kraft med olika fixa värden på slipvinkeln visas i figur 2.8. Detta utseende stämmer dessvärre inte överens med ett däckes verkliga beteende. Experiment visar att momentet byter tecken vid hård inbromsning. Ett sätt att uppnå detta är att beakta en lateral deformation av däckskroppen.

Deformation av däckskroppen

Figur 2.9 visar ett sätt att modellera deformationen av däckskroppen. Deformationen modelleras genom förflyttning av kontaktytan i lateral och longitudinell ledd, samtidigt som däckskroppen antas fortsätta vara rakt riktad och parallell mot hjulplanet i kontaktområdet. En initial förflyttning av den longitudinella kraftens verkningslinje beaktas också. Detta representerar en asymmetrisk däckskonstruktion eller förekomsten av en eventuell cambervinkel (lutning av hjulet).

Verkningslinjerna hos krafterna F_x och F_y är förflyttade från kontaktytans centrumpunkt C . Detta ger upphov till moment som adderas till det ursprungliga momentet i den tidigare borstmodellen (figur 2.8). Uttrycket för



Figur 2.8: Vridande moment som funktion av longitudinell kraft

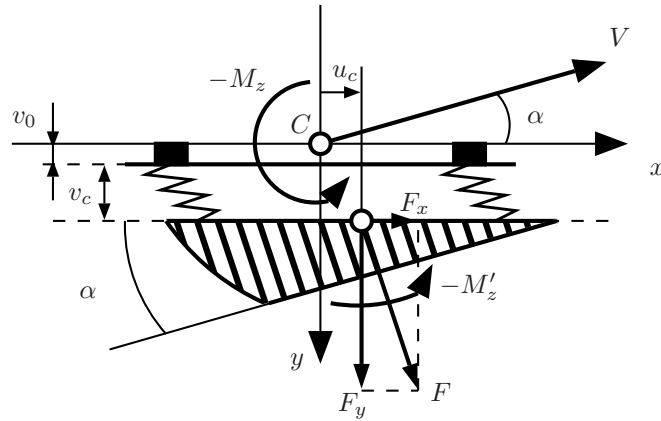
det vridande momentet på hjulet blir

$$M_z = M_z' - F_x(v_0 + v_c) + F_y u_c = M_z' - c F_x F_y - F_x v_0 \quad (2.51)$$

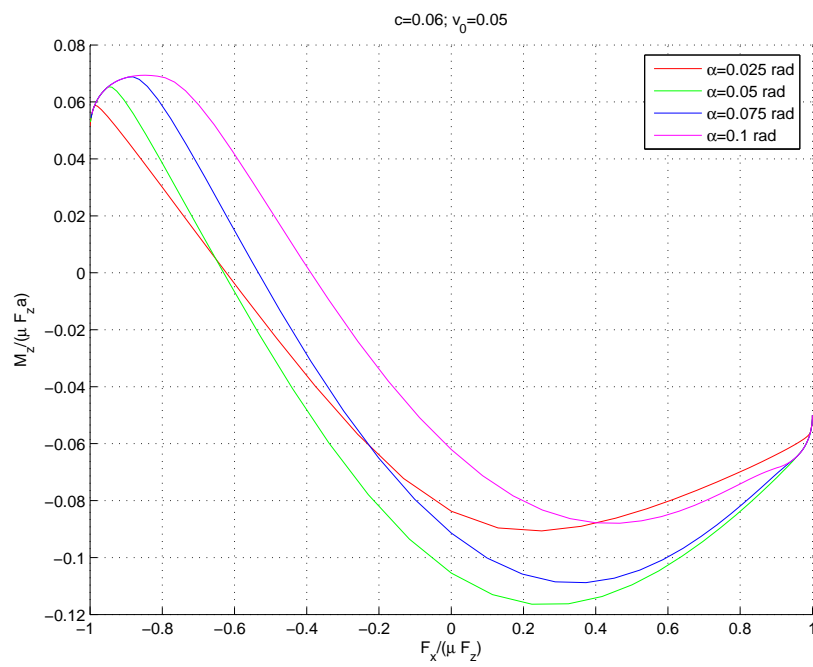
där c är en gemensam styvhetskoefficient för longitudinell och lateral ledd och definieras med longitudinell styvhet C_{cx} och lateral styvhet C_{cy} som

$$c = \frac{\varepsilon_y}{C_{cy}} - \frac{\varepsilon_x}{C_{cx}} \quad (2.52)$$

Hur stor del av deformationen som sker i longitudinell och lateral ledd ges av ε_x respektive ε_y . Detta uttrycksätt används för att ta hänsyn till att deformationerna i de två riktningarna konkurrerar med varandra. Det vridande momentet som funktion av longitudinell kraft i den utökade borstmodellen visas i figur 2.10, vilket stämmer bättre överens med experimentella mätningar.



Figur 2.9: Borstmodellen utökad med deformation av däckskroppen



Figur 2.10: Vridande moment som funktion av longitudinell kraft

2.2.3 Magic formula

Det är mycket svårt att skapa en däckmodell med ett verklighetstroget uppförande i en generell körsituation genom att enbart använda fysikaliska resonemang likt borstmodellen i kapitel 2.2.2. Genom att istället utföra olika experiment och mäta däckets reaktioner kan empiriska modeller skapas som visar sig fungera verklighetstroget. Magic formula är en kraftfull och mycket anpassningsbar empirisk modell som utförligt beskrivs av Pacejka (8). Pacejka beskriver hur metoden kan användas till att innefatta en mängd olika körsituationer, till exempel däck med stor lutning (ett motorcykeldäck exempelvis) eller däck med stora deformationer. Detta arbete begränsar sig till att behandla metoden i ett enkelt utförande där däckets laterala krafter och det vridande momentet erhålls från funktioner av däckets aktuella slip och slipvinkel.

Modellbeskrivning

Modellen består i en generell formel som används på liknande sätt för att beräkna de två laterala kraftkomponenterna samt det vridande momentet enligt följande.

$$y = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan Bx)\}] \quad (2.53)$$

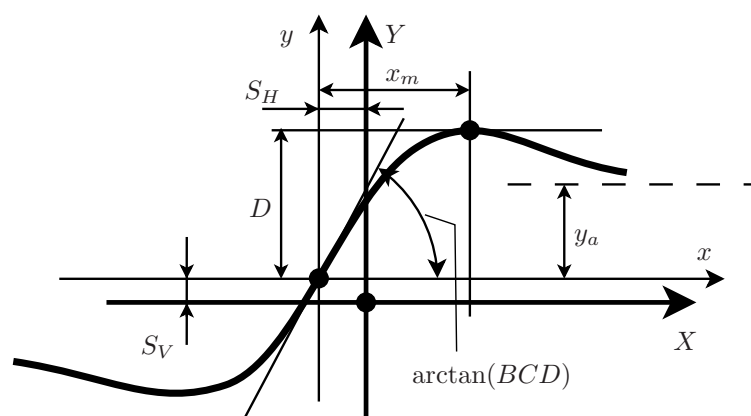
med

$$\begin{aligned} Y(X) &= y(x) + S_V \\ x &= X + S_H \end{aligned}$$

där Y är utsignalen F_x , F_y eller M_z och X är insignalen $\tan \alpha$ eller κ . Övriga parametrar karakteriserar kurvan enligt följande.

- B : styvhetsfaktor
- C : formfaktor
- D : toppvärde
- E : kurvfaktor
- S_H : horisontalförskjutning
- S_V : vertikalförskjutning

Kurvan som erhålls om ekvation (2.53) plottas skär origo och går mot ett maximum för att sedan plana ut mot en horisontell asymptot. Med parametrarna S_H och S_V kan en förflyttning av kurvan relativt origo åstadkommas. Med rätt värden på parametrarna kan formeln användas till att erhålla kurvor som mycket liknar uppmätta kurvor för de två kraftkomponenterna och momentet som funktion av respektive slipstorhet. Den longitudinella kraften F_x beror av longitudinellt slip κ , sidkraften F_y och momentet M_z beror av slipvinkeln α . Andra påverkande faktorer kan i stor utsträckning hanteras av de ingående parametrarna. Exempelvis är det intuitivt att toppvärdet D är beroende av storleken hos kraften F_z som pressar däck mot underlaget.



Figur 2.11: Betydelsen av parametrarna i Magic formula

Figur 2.11 visar betydelsen av de olika parametrarna i ekvation (2.53). Koefficienten D representerar kurvans toppvärde. Formfaktorn C styr längden hos sinusfunktionen och därmed "formen" hos kurvan. Faktorn B anpassas för önskad lutning hos kurvans skärning genom origo. Faktorn E kontrollerar kurvan runt toppen och därmed också toppens horisontella position.

Utifrån höjden hos toppvärdet D och hos asymptoten y_a kan formfaktorn beräknas enligt

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \frac{y_a}{D} \right)$$

Kurvfaktorn E kan beräknas med hjälp av B och C och kurvtoppens horisontella position x_m enligt

$$E = \frac{Bx_m - \tan\{\pi/(2C)\}}{Bx_m - \arctan(Bx_m)} \quad (\text{om } C > 1)$$

Horisontella kraftkomponenterna

Den allmänna ekvationen (2.53) används ganska rakt av för att beräkna däckskrafterna. Detta förutsätter dock att däckskrafterna inte påverkar varandra, vilket inte är en särskilt god approximering men uttrycken för de "rena" horisontella krafterna kan dock utan allt för stort besvär modifieras för så kallat kombinerat slip vilket kommer att beskrivas nedan. För rent longitudinellt slip lyder uttrycket för longitudinell kraft

$$F_{x0} = D_x \sin[C_x \arctan\{B_x \kappa_x - E_x(B_x \kappa_x - \arctan(B_x \kappa_x))\}] + S_{Vx}$$

med $\kappa_x = \kappa + S_{Hx}$ där κ är longitudinellt slipratio som ges av

$$\kappa = \frac{R_e \Omega - V_{cx}}{|V_{cx}|} \quad (2.54)$$

där V_{cx} är den longitudinella hastigheten hos kontaktpunkten C och $R_e\Omega$ är rullhastigheten. På samma sätt lyder för rent sidslip uttrycket för sidkraften

$$F_{y0} = D_y \sin[C_y \arctan\{B_y \alpha_y - E_y(B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y))\}] + S_{V_y}$$

med slipstorhet $\alpha_y = \alpha^* + S_{H_y}$ där α^* är tangenten av slipvinkeln och uttrycks enligt

$$\alpha^* = \tan \alpha \cdot \operatorname{sgn}(V_{cx}) = -\frac{V_{cy}}{|V_{cx}|} \quad (2.55)$$

Beräkningen av slipstorheterna blir problematisk vid hastigheter nära noll, och Pacejka föreslår att i dessa fall helt enkelt addera en liten faktor ε till nämnaren i dessa beräkningar.

Vridande momentet

För att beräkna det vridande momentet används det så kallade *pneumatiska spåret* betecknat t . Detta är helt enkelt det longitudinella avståndet som kraftcentrum, dvs kraftkomposanternas angreppspunkt, har förflyttat sig i förhållande till hjulaxeln. Det vridande momentet (för rent sidslip) kan erhållas genom att multiplicera kraften rakt i sidled med det pneumatiska spåret.

$$M_z = -t_0 \cdot F_{y0}$$

För ytterligare förhöjd riktighet i approximationen kan en restterm M_{zr} som beror av hjulets lutning, cambervinkel. Restermen blir liten och kan bortses ifrån när cambervinkeln är liten. Det pneumatiska spåret avtar när slipvinkel ökar och den generella formeln kan modifieras till uttrycket

$$t_0 = D_t \cos[C_t \arctan\{B_t \alpha_t - E_t(B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t))\}] \cdot \cos \alpha$$

med slipstorheten $\alpha_t = \alpha^* + S_{H_t}$ på samma sätt som för sidkraften ovan.

Krafter och moment av kombinerat slip

Genom att multiplicera krafterna av rent slip med viktfunktioner $G_{x\alpha}$ respektive $G_{y\kappa}$ erhålls kraftuttrycken för kombinerat slip.

$$F_x = G_{x\alpha} \cdot F_{x0} \quad F_y = G_{y\kappa} \cdot F_{y0} \quad (2.56)$$

Viktfunktionerna ger resultatet att longitudinella kraftens storlek avtar med ökande storlek hos sidkraften och vice versa. Funktionerna uttrycks enligt

$$G_{x\alpha} = \frac{\cos[C_{x\alpha} \arctan\{B_{x\alpha} \alpha_S - E_{x\alpha}(B_{x\alpha} \alpha_S - \arctan(B_{x\alpha} \alpha_S))\}]}{\cos[C_{x\alpha} \arctan\{B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha}(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}))\}]}$$

$$G_{y\kappa} = \frac{\cos[C_{y\kappa} \arctan\{B_{y\kappa} \kappa_S - E_{y\kappa}(B_{y\kappa} \kappa_S - \arctan(B_{y\kappa} \kappa_S))\}]}{\cos[C_{y\kappa} \arctan\{B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa}(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - \arctan(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa}))\}]}$$

Det vridande momentet beräknas på liknande sätt som med rent sidslip men med en ytterligare faktor som introducerar en momentarm för den longitudinella kraften att verka på. Detta ger bland annat möjlighet att åstadkomma effekten med teckenbyte hos momentet vid hård inbromsning.

$$M_z = -t \cdot (F_y - S_{V_y \kappa}) + s \cdot F_x \quad (2.57)$$

Det pneumatiska spåret t beräknas enligt samma formel som vid rent sidslip men istället för slipstorheten α_t används den kombinerade storheten

$$\alpha_{t,eq} = \sqrt{\alpha_t^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}}{K_{y\alpha}}\right)^2} \kappa^2 \cdot \text{sgn}(\alpha_t)$$

Den tänkta momentarmen s påverkas huvudsakligen av däckets deformation i sidled på grund av sidkraften F_x och denna kan enkelt approximeras som ett linjärt uttryck $s = \lambda_s F_x$.

Kapitel 3

Val av modeller

Modellvalet görs utifrån samma aspekter både för däck och koppling. Eftersom syftet är att använda modellerna i fordonssimulatorens är den första och viktigaste aspekten att simulering ska kunna ske i realtid. Faktumet att fordonssimulatorens körs med fix simuleringssteglängd bör också beaktas. För övrigt bör modellernas noggrannhet vara så pass hög att dynamiken i de verkliga komponenterna återspeglas på ett naturtroget sätt.

En redogörelse för brister hos fordonssimulatorens befintliga modeller görs. Detta för att ge en större förståelse av syftet med detta arbete, och för att påvisa egenskaper som kan vara intressanta hos de nya modellerna.

3.1 Kopplingsmodell

3.1.1 Brister hos den befintliga kopplingsmodellen

- När kopplingen har låst sig kan den inte börja slira igen förrän antingen kopplingen trycks i botten ($\beta_{clutch} = 0$), eller växelläget tvingas till friläge ($i_t = 0$). Det finns ingen kontroll av hur mycket moment som överförs när kopplingen är låst.
- I undersökningen av huruvida kopplingen slirar eller inte är det ganska stora värden på skillnaden i rotationshastighet som anses som låst, vilket medför att kopplingsmodellens funktion blir fysikaliskt oriktig. Kopplingen låser sig om rotationshastigheterna skiljer sig mindre än 20 rad/s, kopplingen börjar inte slira förrän rotationshastigheten blir större än 100 rad/s. Dessa tröskelvärden är anpassade för att undvika att låsning missas när skillnaden i rotationshastighet passerar 0. Att missa låsningen är möjligt på grund av den fixa steglängden.
- Momentet som överförs av kopplingen vid slirning bestäms av kopplingspositionen β_{clutch} och termen M_{max_clutch} . När axlarnas

rotationshastigheter närmar sig varandra ($\text{abs}(\text{varvdiff}) < 50$) blir termen `M_max_clutch` linjärt beroende av skillnaden i rotationshastighet, vilket inte är fysikaliskt riktigt. Anledningen till detta är problemet med den fixa steglängden. Problemet lindras, men löses inte ordentligt.

3.1.2 Svårigheten med att modellera kopplingen

Modelleringen av hur en motors moment driver växellådans primäraxel till rotation är inte svårt. Rörelseekvationen som beskriver detta kan ställas upp som

$$J\dot{\omega} = T_e - T_g \quad (3.1)$$

där tröghetsmomentet J avser det totala tröghetsmomentet för allt som ska rotera tillsammans. Det vill säga att om drivlinan modelleras utan vekheter är det tröghetsmomentet hos motorn tillsammans med hela drivlinan. Högerledet är momentet som genereras av motorn respektive det belastande momentet från växellådans primäraxel.

Den stora svårigheten med att införa en koppling är att en extra frihetsgrad ska tillföras när kopplingen börjar slira och tas bort när kopplingen låser sig. När slirning inleds delas ekvation (3.1) upp i två tillstånd:

$$\begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_c \\ J_t \dot{\omega}_t &= T_c - T_g \end{aligned} \quad (3.2)$$

I litteraturstudien belyses tre metoder för hantera detta problem:

- **Reducerande matriser**

Genom att ställa upp systemet på matrisform och införa externa moment med hjälp av enhetsvektorer kan systemet transformeras från slirande till låst genom matrismultiplikationer. Litteraturen förespråkar att använda andra metoder framför denna. I ett system med många ställen där frihetsgraden kan variera kan denna metod vara lämplig, men i fallet med kopplingen anses metoden stor och omständlig.

- **Tillståndsfomsbeskrivning**

Denna metod består i att göra en tillståndsbekrivning för systemet när det är låst och en när det slirar. En modbestämningsparameter väljer sedan vilken beskrivning som ska användas. Eftersom integreringen av tillståndet medför dubbla beräkningar är denna metod olämplig för en realtidstillämpning.

- **Slirande och låst koppling i samma uttryck**

Genom att använda systemet med två tillstånd även när kopplingen är låst behöver inte systemet förändras. Det enda som behöver göras är att bestämma vilket moment som ska överföras genom kopplingen i låst tillstånd, dvs lösa ut T_c ur ekvationssystemet (3.2) med kravet $\dot{\omega}_t = \dot{\omega}_e$.

När kopplingen ändras från att vara låst till att slira byts helt enkelt ”in-signalen” T_c mellan att vara uträknad med kravet att rotationsaccelerationerna är samma för båda axlarna, och att vara ett friktionsmoment styrt av kopplingpedalens position.

I implementeringen av kopplingen för realtidssimulering är troligen den tredje metoden den lämpligaste. De två tidigare är mer beräkningskrävande och eftersom datorkraften måste användas restriktivt lämnas dessa. Modellens fysikaliska riktighet påverkas inte av detta val då det endast avser problemet med systemets varierande struktur.

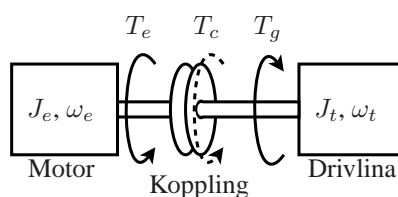
3.1.3 Anpassning till den befintliga simulatören

Metoden med samma uttryck för slirande och låst koppling behöver modifieras något för att kunna användas tillsammans med den övriga fordonsmodellen i simulatören. Detta beror på att uttrycket för momentet som ska överföras med låst koppling är beräknat utifrån rotationen hos växellådans primäraxel. I simulatören beräknas denna rotation i andra änden av drivlinan, i hjulen, vilket innebär att uttrycket bör anpassas med hänsyn till utväxlingar och friktionsförluster längs drivlinan.

För att illustrera hur uttrycket modifieras följer en härledning för enbart kopplingen (som i litteraturen), för kopplingen tillsammans med en utväxling och en friktionsförlust samt för hela drivlinan i den befintliga fordonsmodellen.

Enbart koppling (som i litteraturen)

Motorn är ansluten via kopplingen till en roterande massa som representerar drivlinan som figur 3.1 visar.

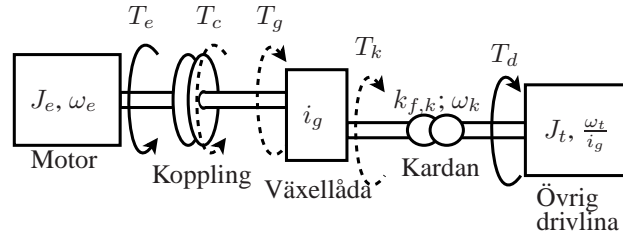


Figur 3.1: Motorn, kopplingen och drivlinan utan utväxling eller friktion

$$\left. \begin{array}{l} J_e \dot{\omega}_e = T_e - T_c \\ J_t \dot{\omega}_t = T_c - T_g \end{array} \right\} \Rightarrow \left/ \begin{array}{l} \text{Låst koppling} \\ \dot{\omega}_e = \dot{\omega}_t \end{array} \right/ \Rightarrow T_c = \frac{T_e J_t + T_g J_e}{J_e + J_t} \quad (3.3)$$

Koppling tillsammans med utväxling och friktionsförlust

Momentet som överförs av den låsta kopplingen härleds för motorns ansluten till drivlinan via kopplingen, växellådan samt kardan med friktionsförlust (se figur 3.2).

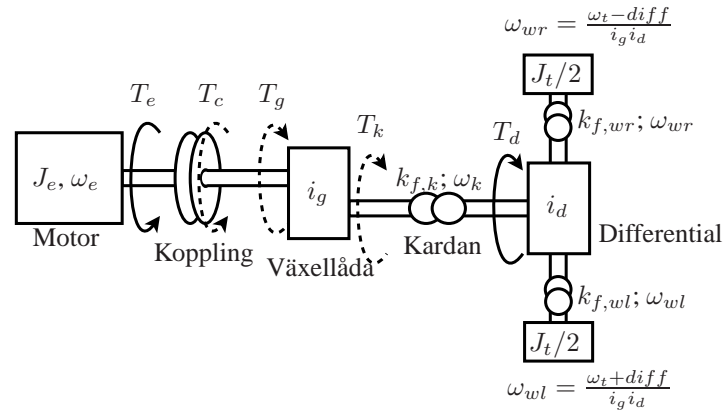


Figur 3.2: Motorn, kopplingen och drivlinan med en utväxling och friktion

$$\left. \begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_c \\ J_t \frac{\dot{\omega}_t}{i_g} &= T_c i_g - k_{f,k} \omega_k - T_d \\ T_g &= \frac{T_d - k_{f,k} \omega_k}{i_g} \\ \dot{\omega}_e &= \dot{\omega}_t \text{ (koppling låst)} \end{aligned} \right\} \Rightarrow T_c = \frac{T_e J_t + (T_g + \frac{2k_{f,k} \omega_k}{i_g}) J_e i_g^2}{J_e i_g^2 + J_t} \quad (3.4)$$

Kopplingen tillsammans med hela drivlinan

Uttrycket för momentet som överförs av kopplingen härleds för att stämma i simulators befintliga drivlina. Figur 3.3 visar drivlinan på liknande sätt som i de två ovanstående fallen.



Figur 3.3: Motorn, kopplingen och hela den befintliga drivlinan

För att härleda uttrycket för momentet genom den låsta kopplingen bör ekvationer som beskriver den öppna differentialens beteende ställas upp. Differentialens primäraxels rotation är medelvärdet av de två hjulaxlarnas differential (med utväxling):

$$\frac{\dot{\omega}_t}{i_g} = \frac{\dot{\omega}_{wr} + \dot{\omega}_{wl}}{2} i_d \quad (3.5)$$

och de belastande momenten på hjulaxlarna påverkas av friktionsförlust och summan (med utväxling) blir det belastande momentet vid differentialens primäraxel:

$$T_d = \frac{T_{wl} - k_{f,wl}\omega_{wl} + T_{wr} - k_{f,wr}\omega_{wr}}{i_d}$$

och vid växellådans primäraxel:

$$T_g = \frac{T_{wl} - k_{f,wl}\omega_{wl} + T_{wr} - k_{f,wr}\omega_{wr}}{i_d i_g} - \frac{k_{f,k}\omega_k}{i_g} \quad (3.6)$$

Den befintliga drivlinan är stel och därmed anges endast totala tröghetsmomentet för hela drivlinan, inte för varje komponent för sig. Tröghetsmomentet J_t avser alltså hela drivlinan inklusive hjulen, och delas jämnt mellan de två hjulaxlarna. Eftersom rotationen beräknas i hjulen, avser $J_t/2$ tröghetsmomentet som upplevs vid rotation kring hjulaxlarna. Rörelseekvationerna för hjulaxlarna ställs upp:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_t \dot{\omega}_{wr} &= \frac{T_c i_g - k_{f,k}\omega_k}{2} i_d - k_{f,wr}\omega_{wr} - T_{wr} \\ \frac{1}{2} J_t \dot{\omega}_{wl} &= \frac{T_c i_g - k_{f,k}\omega_k}{2} i_d - k_{f,wl}\omega_{wl} - T_{wl} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Genom att använda ekvationerna (3.5) och (3.6) omskrivs summan av rörelseekvationerna (3.7) och ett ekvationssystem ställs upp på samma sätt som i de två tidigare fallen.

$$\left. \begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_c \\ J_t \frac{\dot{\omega}_t}{i_g i_d} &= T_c i_g i_d - T_g i_g i_d - 2(k_{f,k}\omega_k i_d + k_{f,wr}\omega_{wr} + k_{f,wl}\omega_{wl}) \\ \dot{\omega}_e &= \dot{\omega}_t \text{ (koppling låst)} \end{aligned} \right\}$$

$$\Rightarrow T_c = \frac{T_e J_t + \left[T_g + 2 \left(\frac{k_{f,k}\omega_k}{i_g} + \frac{k_{f,wr}\omega_{wr} + k_{f,wl}\omega_{wl}}{i_g i_d} \right) \right] J_e (i_g i_d)^2}{J_e (i_g i_d)^2 + J_t} \quad (3.8)$$

Genom att införa beteckningarna T_{loss} (total friktionsförlust utväxlat till kopplingen) och i_{tot} (total utväxling genom hela drivlinan) kan uttrycket generaliseras till

$$T_{c,l} = \frac{T_e J_t + (T_g + 2T_{loss}) J_e i_{tot}^2}{J_e i_{tot}^2 + J_t} \quad (3.9)$$

3.1.4 Undvika att skillnaden i varvtal passerar noll

När kopplingen är i slirande tillstånd överförs ett friktionsmoment genom kopplingen som motverkar differensen mellan de två axlarnas varvtal. Om kopplingsplattorna är hårt ihoptryckta, dvs om kopplingspedalen är uppsläppt, kommer detta moment vara av ganska stor storleksordning. När axlarna roterar nästan lika fort vid ett simuleringssteg kommer det stora momentet göra att till nästa simuleringssteg har skillnaden bytt tecken och en låsning av kopplingen har missats. Detta är ett problem som beror på att simuleringen sker i diskreta tidssteg. Problemet behandlas inte i den studerade litteraturen då den endast behandlar modeller för kontinuerlig simulering. En egen lösning på problemet har hittats och beskrivs nedan.

Genom att använda samma resonemang som vid härledningen av uttrycket för momentet som överförs av kopplingen i låst tillstånd, kan ett uttryck för vilket moment som ger upphov till en viss förändring i skillnaden mellan rotationen hos de två axlarna. Därmed kan momentet som tvingar bort skillnaden bestämmas.

Genom att utgå från samma ekvationssystem som ekvation (3.8) bortsett från att kravet att kopplingen är låst byts ut mot en beteckning för förändringen i vinkelhastighet, härleds uttrycket för momentet T_c som ger skillnaden i vinkelhastighet förändringen $\Delta\omega$ per simuleringssteg:

$$\left. \begin{aligned} J_e \dot{\omega}_e &= T_e - T_c \\ J_t \frac{\dot{\omega}_t}{i_g i_d} &= T_c i_g i_d - T_g i_g i_d - 2(k_{f,k} \omega_k i_d + k_{f,wr} \omega_{wr} + k_{f,wl} \omega_{wl}) \\ \Delta\omega &= (\dot{\omega}_e - \dot{\omega}_t) \cdot dt \end{aligned} \right\}$$

Genom att använda uttrycket för momentet som överförs av den låsta kopplingen $T_{c,l}$ (ekvation (3.8)) kan uttrycket som överförs av kopplingen det sista simuleringssteget innan låsning skrivas:

$$T_{c,k} = T_{c,l} - \frac{\Delta\omega}{dt} \cdot \frac{J_e J_t}{J_e i_{tot}^2 + J_t} \quad (3.10)$$

där $\Delta\omega$ är skillnaden i vinkelhastighet mellan axlarna och dt är den diskreta sampeltiden.

3.1.5 Upplåsning och låsning av kopplingen

I varje simuleringssteg bör en kontroll göras av vilket moment som ska överföras genom kopplingen, $T_{c,k}$ eller $T_{c,s}$.

Slirande koppling

När de två axlarna som ska sammankopplas roterar med olika vinkelhastighet, $\omega_e \neq \omega_g$, definieras kopplingen som slirande och momentet $T_{c,k}$ överförs. Detta moment överförs till dess att de två axlarnas vinkelhastigheter är samma och kopplingen övergår då till att vara låst.

Låst koppling

Om de två axlarna roterar med samma hastighet, $\omega_e = \omega_g$, finns möjligheten att kopplingen är låst. Momentet som ska överföras av den låsta kopplingen är begränsat enligt $T_{c,s} \leq c_{s,k} T_{c,k}$. När begränsningen uppnås kommer de två axlarnas rotation skiljas från varandra och kopplingen övergår till slirande tillstånd.

3.1.6 Sammanfattande kopplingsdiskussion

Kopplingen ska överföra moment på två olika sätt: slirande eller låst. Total frikoppling behandlas som slirning mellan två ytor som är sammanpressade av noll kraft. När kopplingen låser sig eller börjar slira, byts helt enkelt uträkningen av det överförda momentet T_c ut.

När kopplingen slirar överförs momentet enligt en funktion som beror på den sammanpressande kraften F_c som i sin tur beror på kopplingspedalens position u_c . En linjär modell är föreslagen. När kopplingen är låst överförs momentet som gör att de två roterande kropparna tvingas till samma vinkelacceleration och därmed förblir låsta. När kopplingen ska gå från slirande till låst tillstånd införs en olinjäritet i funktionen för den slirande kopplingens momentöverföring. Detta för att tvinga bort skillnaden i rotationshastighet mellan axlarna. Sammanfattningsvis ser uttrycken för momentet som överförs av kopplingen ut enligt följande:

Slirande koppling, $\omega_e \neq \omega_g$

$$T_{c,k} = \min \left[T_{max,k} \cdot u_c, T_{c,l} - \frac{\Delta\omega}{dt} \cdot \frac{J_e J_t}{J_e i_{tot}^2 + J_t} \right] \quad (3.11)$$

Låst koppling, $\omega_e = \omega_g$; $T_{c,l} \leq c_{s,k} T_{c,k}$

$$T_{c,l} = \frac{T_e J_t + (T_g + 2T_{loss}) J_e i_{tot}^2}{J_e i_{tot}^2 + J_t} \quad (3.12)$$

3.1.7 Realistisk dynamik och bra körkänsla

För att fånga realistisk dynamik från kopplingen bör implementering göras och anpassning av parametrar ske. Två viktiga saker att testa och justera efter implementeringen är:

- Parametern $c_{s,k}$. Det vill säga kvoten mellan maximalt överförbart friktionsmoment i låst respektive slirande tillstånd ($T_{c,s}/T_{c,k} = c_{s,k} > 1$).
- Sambandet mellan maximalt överförbart friktionsmoment i slirande tillstånd, och kopplingspedalens läge. Eventuellt kan något icke-linjärt samband provas.

3.2 Däcksmodell

3.2.1 Brister hos den befintliga däcksmodellen

- Eftersom simuleringen måste ske diskret med en sampeltid av betydande storlek är det svårt att beräkna däckskrafterna när slipratio är noll (antaget att slipratiet är definierat så att noll motsvarar perfekt rullning). När drivning eller bromsning ska ske kommer alltid slipratiet öka det första tidssteget innan någon däckskraft har hunnit beräknas vilket kan leda till att när väl däckskraften appliceras är den tillräckligt stor för att ”motverka förbi” rullningen och en oscillering kan uppstå. Detta problem är självklart nära besläktat med problemet vid låsningen av kopplingen.
- Däckskrafterna i longitudinell respektive lateral ledd är oberoende av varandra. Detta medför exempelvis att sidkraften inte påverkas av inbromsning eller acceleration vilket intuitivt medför ett orealistiskt fordonsbeteende.

3.2.2 Svårigheten med däcksmodelleringen

Ett hjul modelleras enkelt genom att momentet direkt överförs till underlaget som en kraft. Om denna kraft blir för stor, så att glidning uppstår mellan ytorna, beräknas kraften med hjälp av en friktionskoefficient och den sammanpressande kraften.

Ett däck ska vid modellering inte betraktas på samma sätt som ett hjul. Däckskraften är inte en direkt omräkning av momentet på hjulaxeln utan istället ett resultat från uppvridningen av däcket samt friktionen mellan däcket och underlaget.

Att skapa en däckmodell för diskret realtidssimulering medför problem eftersom steglängden inte kan vara oändligt liten. Eftersom man vill undvika att använda en direkt omräkning av hjulaxelmomentet kommer det alltid finnas ett tidsstegs fördröjning på däckskraftsberäkningarna.

Det finns flera olika metoder att beräkna däckskrafterna och exempel på detta behandlades i litteraturstudien. I en realtidsimplementering är det enkelt att inse att en experimentbaserad metod såsom *Magic Formula* är att föredra då den med begränsad beräkningskraft kan uppnå en god efterlikning av verkligheten. Att använda en modell baserad på fysikaliska resonemang skulle kräva större beräkningskraft för att bli någorlunda verklighetstrogen.

3.2.3 Anpassa Magic Formula till befintliga simulatorm

I litteraturstudien har uttryck för F_x , F_y samt M_z tagits fram (ekvation (2.56) och (2.57)) med en enkel variant av Magic Formula och dessa uttryck kan införas i simulatorm rakt av. Nästan samma sak gäller uttrycken för slipratio

och slipvinkel (ekvation (2.54) och (2.55)) men hastigheter nära noll behöver hanteras separat. Uttrycken för slipstorheterna blir således:

$$\kappa = \begin{cases} \frac{R\Omega - V_x}{|V_x|} & \text{om } |V_x| > \varepsilon \\ \frac{R\Omega - V_x}{\varepsilon} & \text{om } |V_x| \leq \varepsilon \end{cases}$$

För att lösa problemet med steglängden återanvänds resonemanget från kopplingsmodelleringen, det vill säga en beräkning av däckskraften som tvingar däck till perfekt rullning utförs. Om Magic Formula resulterar i en däckskraft som "missar" rullning kommer istället den särskilt beräknade kraften användas. Precis som i föregående avsnitt med kopplingen kan rörelseekvationer för fordonet och hjulrotationen att ställas upp. Dessa tillsammans med villkoret $R\Omega = V_x$ ger uttrycket för kraften som tvingar däck till rullning.

$$F_x^{special} = \frac{M_w R m - F_x^{ext} J_w + \frac{(R\Omega - V_x) m J_w}{dt}}{R^2 m + J_w}$$

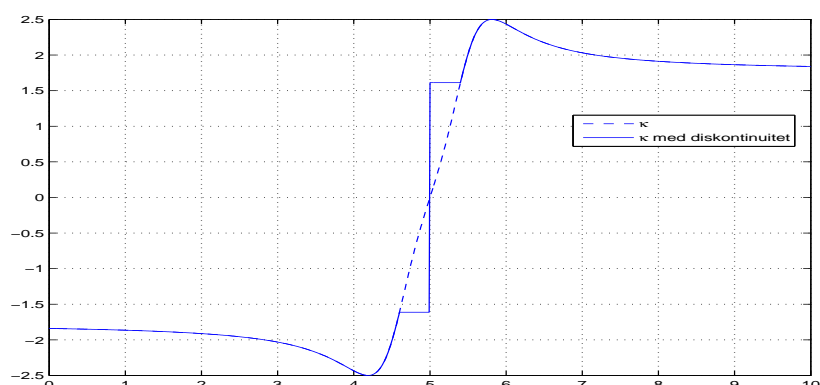
där M_w är momentet på hjulaxeln, R är däcksradien (approximeras konstant), m är fordonets massa, J_w är tröghetsmomentet hos hjulet och F_x^{ext} är den externa kraften på däck i lateral ledd. På samma sätt kan uttrycket som tvingar däck att sluta glida i sidled beräknas men detta är mycket enklare då någon rotation i denna ledd inte finns utan helt enkelt V_y ska tvingas till noll.

$$F_y^{special} = -F_y^{ext} - \frac{V_y m}{dt}$$

När däckskrafterna ska sättas jämförs uttrycken från Magic Formula med specialstorheterna och de lägsta värdena får utgöra aktuella däckskrafter. På detta sätt kommer miss av rullningen undvikas, dvs däck kommer inte kunna gå från att vara slirande till att vara glidande utan att först vara rullande vid minst ett tidssteg.

Ett ytterligare resonemang bör göras för att undvika problem när däck är nära perfekt rullning, dvs när slipratot κ är nära noll och därmed däckskraften som beräknas med Magic Formula liten. Detta kommer i många fall leda till att även för små drivande moment kommer däck att slira i ett tidssteg för att sedan tvingas tillbaka till rullning i nästa tidssteg när däckskraften är större. Genom att göra en diskontinuitet i Magic Formula för att tillåta att ett betydande moment kan överföras trots att κ är nära noll kan denna oscillering undvikas. I figur 3.4 visas ett exempel på hur denna diskontinuitet kan se ut i jämförelse med den omodifierade funktionen.

Slutligen behövs ett sätt att få ett någorlunda realistiskt uppförande av hos däck när det går från stillastående till rullande. I verkligheten kommer ett litet moment på ett stillastående däck inte ge någon rörelse hos fordonet utan endast en uppvridning av däck. Momentet som sätter fordonet i rörelse bör



Figur 3.4: Diskontinuitet i Magic Formula.

alltså överskrida ett tröskelvärde för att ”få fart” på fordonet. Detta uppvriddningsresonemang är dessvärre inte helt kompatibelt med den implementering som diskuteras i detta kapitel, eftersom just uppvriddningen undviks för att slippa oscilleringen när däckets är nära gränsen mellan slirning och rullning. Den här typen av rullmotstånd kan däremot efterliknas någorlunda genom att skapa ännu en restriktion på Magic Formula. I specialfallet då fordonshastigheten är nära noll ställs ett krav på att ingen däckskraft får skapas så länge däckrotationen är under ett bestämt tröskelvärde. Detta ger ett någorlunda realistiskt beteende, men självklart borde egentligen modelleringen av rullmotståndet studeras separat för att uppnå riktigt bra resultat. Detta ligger dock inte inom ramen för detta arbete.

3.2.4 Sammanfattande däcksdiskussion

Genom att använda en metod baserad på experimentella mätvärden kan någorlunda verklighetstrogen modell erhållas utan jättestora beräkningskrav. En enkel variant av Pacejkas (8) Magic Formula används därför. För att hantera övergångarna mellan rullning och slirning eller glidning används samma resonemang som i föregående avsnitt, där problemet var övergången mellan slirande och låst koppling. Resonemanget översätts enkelt till däcksförskjutningen genom att använda rörelseekvationerna för fordonshastigheten respektive hjulrotationen. För att undvika oscillering mellan rullande och slirande införs en diskontinuitet i Magic Formula som tillåter longitudinell däckskraft trots att däckets är i perfekt rullning. Ytterligare en restriktion på Magic Formula sätts för att efterlikna rullmotståndet då däckets går från stillastående till rullande.

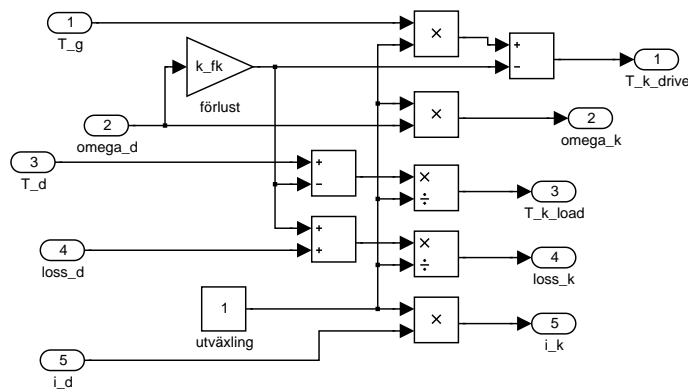
Kapitel 4

Implementering i Simulink

4.1 Koppling

4.1.1 Modifikation av övrig drivlina

För att implementera kopplingen behöver en del modifieringar hos den övriga drivlinan göras. I beräkningen av momentet som ska överföras när kopplingen är låst används utväxlingarna och friktionsförlusterna i drivlinan. Dessa måste därför återkopplas till kopplingen. För att enkelt demonstrera hur komponenterna i drivlinan implementeras visas blockschemat för kardanaxeln i figur 4.1.



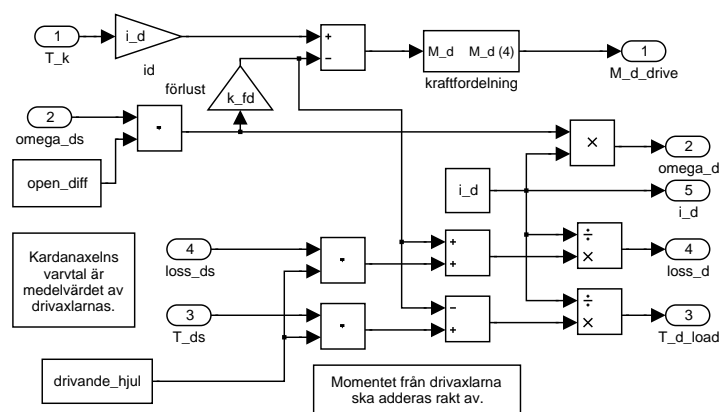
Figur 4.1: Simulinkmodellen för kardanaxeln

Denna komponent har visserligen ingen utväxling, men kan ändå användas som universellt drivlineblock. Utväxlingsförhållandet är 1 i kardanaxelblocket. Friktionsförluster adderas i varje drivlinekomponent och summan utväxlas för att till slut ge den totala utväxlade friktionsförlusten som upplevs hos

kopplingen. Utväxlingen för hela drivlinan är produkten av varje delkomponents utväxling.

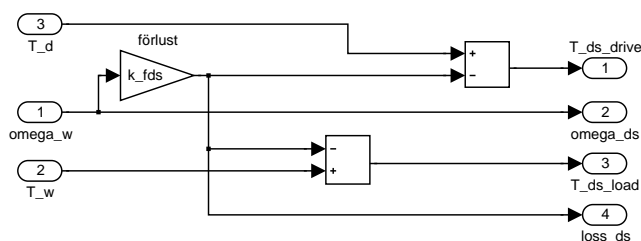
Beteckningarna i simulinkmodellen är i stort sett samma som i rapporten. Indexen *drive* respektive *load* förekommer endast i simulinkmodellen och betecknar att signalen är på väg ”nedåt” respektive ”uppåt” i drivlinan. Det vill säga *drive* indikerar att signalen med positivt tecken *driver* fordonet framåt och *load* indikerar att signalen med positivt tecken *belastar* motorn.

Övriga komponenter i drivlinan modifieras på liknande sätt. Slutväxeln är av särskild natur då den delar upp kardanaxeln till två drivaxlar (se figur 4.2). Friktionsförlusterna från de två drivaxlarna adderas precis som de belastande momenten från samma ställe, det vill säga de adderas rakt av. I drivaxlarna finns ingen utväxling och därmed är återkoppling av utväxlingen därifrån meningslös.



Figur 4.2: Simulinkmodellen för slutväxeln

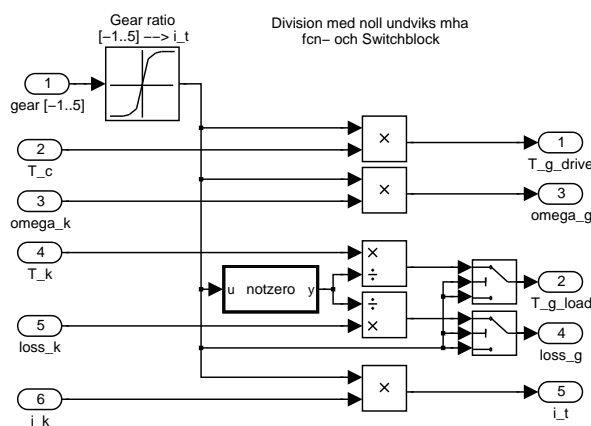
Genom drivaxlarna vidarebefordras ingen utväxling och en förenklad variant av kardanaxelblocket används. Se figur 4.3 och jämför med figur 4.1. Observera att signalerna i detta block är vektorer med en signal för varje axel.



Figur 4.3: Simulinkmodellen för drivaxlarna

Växellådan

Växellådan implementeras som kardanaxeln med skillnaden att utväxlingen i detta block styrs av insignalen `gear`. För enkelhetens skull införs ingen ytterligare friktionsförlust i växellådan. Se figur 4.4 och jämför med figur 4.1.



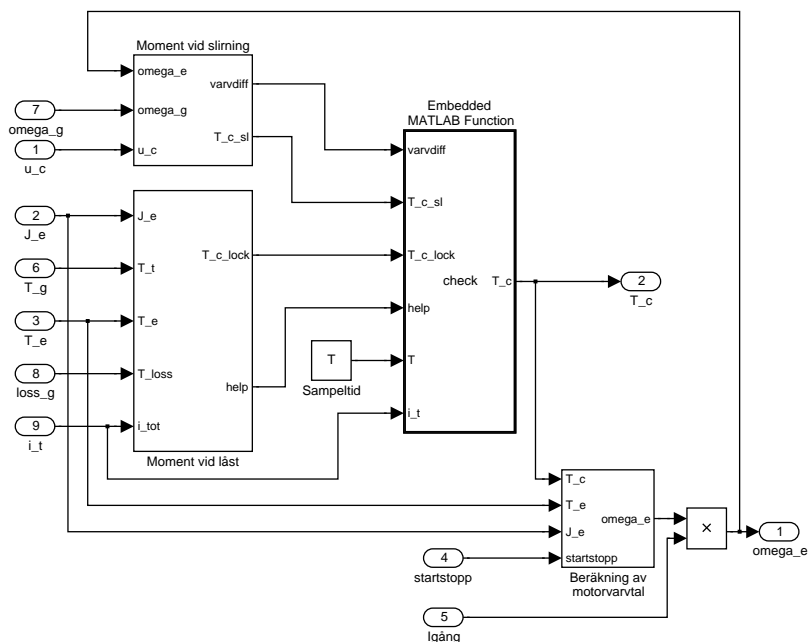
Figur 4.4: Simulinkmodellen för växellådan

Ett problem med detta block är hur friläget ska hanteras. Vid friläge ska inget moment överföras, dvs drivande och belastande moment samt den återkopplade friktionsförlusten ska vara noll. Belastande moment `T_g_load` och den återkopplade friktionen `loss_g` beräknas genom division med utväxlingsförhållandet. I friläge är utväxlingsförhållandet 0 vilket leder till beräkningsproblem i divisionen. Detta löses med ett enkelt funktionsblock och två switchar. Switchblocken är konfigurerade att skicka vidare den övre insignalen om styrsignalen är skiljd från noll, annars den nedre.

Noteras bör att varvtalet hos växellådans primäraxel `omega_g`, definieras som noll när växellådan är i friläge. Detta är inte riktigt överensstämmande med ett verkligt fordon, men är inte av någon betydelse för modellen. Om drivlinans rotationshastighet är av intresse så kan denna mätas nedanför växellådan.

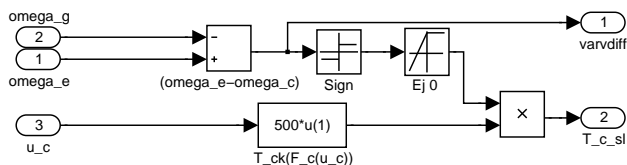
Kopplingen

Momentet som ska överföras av kopplingen beräknas i separata block för slirande och låst tillstånd. En inbakad matlab-funktion kontrollerar vilket moment som ska överföras. Kopplingsblocket innehåller också ett block som integrerar fram motorns varvtal. Figur 4.5 visar implementeringen av kopplingen i Simulink.



Figur 4.5: Simulinkmodellen för kopplingen

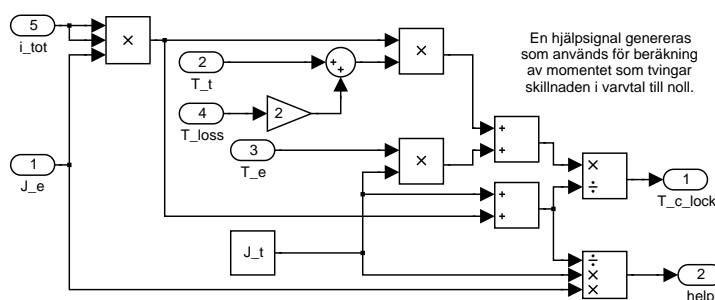
Figur 4.6 visar blocket som beräknar momentet som överförs av den sllrande kopplingen. Den linjära funktionen av kopplingspedalens position är implementerad. Riktningen på momentet beror på vilken axel som roterar snabbast. Eftersom momentet som beräknas i detta block även fungerar som begränsning av det statiska momentet, modifieras signalen från `Sign`-blocket så att den inte blir noll när axlarna roterar lika snabbt.



Figur 4.6: Blocket som beräknar det dynamiska kopplingsmomentet

Momentet som överförs av den låsta kopplingen beräknas i blocket som visas i figur 4.7. Blocket är en direkt implementering av uttrycket för det statiska momentet (ekvation 3.12 på sidan 43). Blocket genererar också hjälpsignalen `help` som används för att beräkna momentet som ska överföras i sista simuleringssteget innan låsning, för att undvika att låsningen ”missas”.

Den inbäddade matlab-funktionen bestämmer vilket moment som ska öv-



Figur 4.7: Blocket som beräknar det statiska kopplingsmomentet

erförs. Koden bifogas nedan och kommentarerna utgör en utförligare beskrivning av funktionen:

```
function T_c = ...
    check(varvdiff, T_c_sl, T_c_lock, help, T, i_t)

Om utväxlingen är 0 överförs inget moment

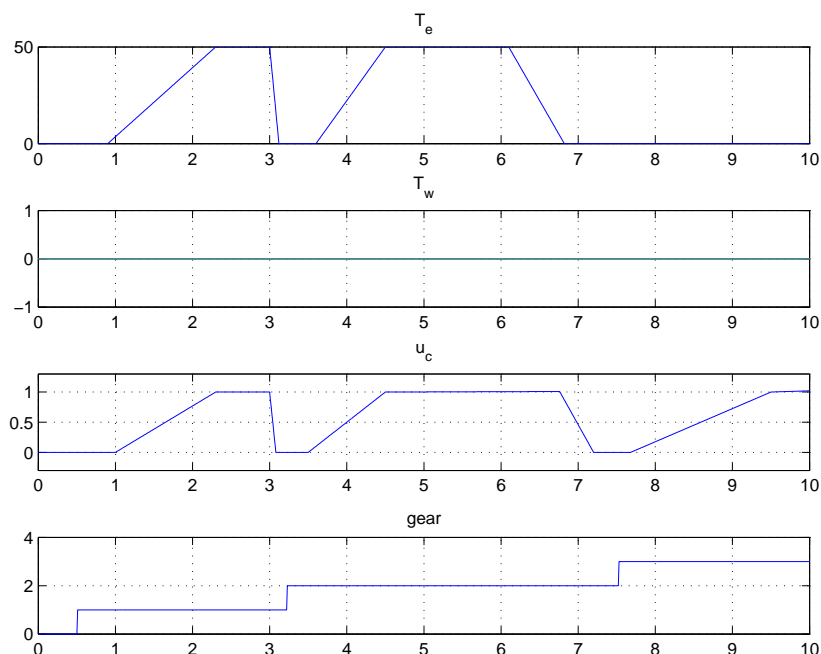
if (i_t==0)
    T_c=0;
else
    Kopplingen anses slirande om det finns en skillnad i varvtal eller om momentet för låsta kopplingen överskrider motsvarande moment för slirande koppling. När varvtalsskillnaden är noll är T_c_sl definierad att vara positiv. Om skillnaden i varvtal är tillräckligt liten kommer momentet bli sådant att skillnaden tvingas till noll. Detta för att förhindra oscillering kring noll.

    if (varvdiff~=0 || abs(T_c_lock)>T_c_sl)
        if (sign(T_c_sl)==sign(T_c_lock+(varvdiff/T)*help))
            T_c=(min(abs(T_c_sl), ...
                abs(T_c_lock+(varvdiff/T)*help)))*sign(T_c_sl);
        else
            T_c=(min(abs(T_c_sl), ...
                abs(T_c_lock+(varvdiff/T)*help)))*sign(T_c_lock);
        end
    else
        T_c = T_c_lock;
    end
end
```

4.1.2 Test av kopplingsmodellen

För att se om kopplingen fungerar som den ska simuleras drivlinan med olika insignaler från en Signal Builder i simulink. Ett enkelt körfall visas

nedan med insignaler enligt figur 4.8 och resulterande rotationshastigheter i figur 4.9.

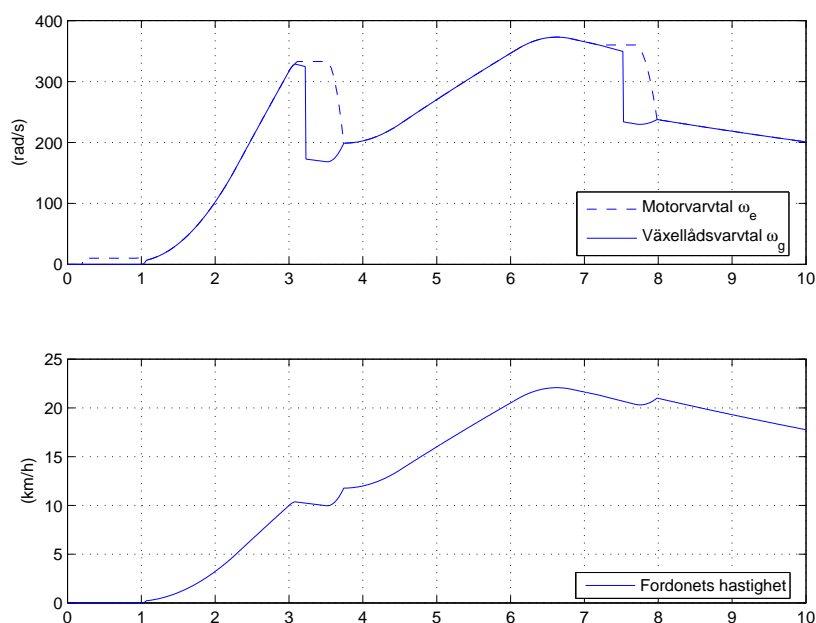


Figur 4.8: Insignaler för att testa kopplingen

Som den övre plotten i figur 4.9 visar tvingas de båda roterande elementen till samma rotationshastighet när kopplingen släpps upp. Hastigheterna följs åt så länge kopplingen är uppsläppt. Denna simulering är gjord med parametrar motsvarande att drivlinan är kopplad till ett hjul som utan slirning driver en 1500 kilograms massa på ett plant underlag. Hastigheten hos denna massa visas i den nedre plotten i figur 4.9. Vinkelhastigheten ω_e är svänghjulets hastighet och ser för närvarande lite konstig ut. Detta beror på att ingen motormodell används, utan istället drivs drivlinan av ett styrt moment T_e . Detta medför till exempel att inget motverkande moment på svänghjulet finns när kopplingen är nedtryckt, vilket leder till att ω_e är konstant vid växlingarna i denna simulering.

4.1.3 Validering av kopplingsmodellen

Det enkla körfallet i figurerna 4.8 och 4.9 visar att kopplingens fungerar på önskvärt sätt. Vinkelhastigheterna tvingas samman och ingen oscillering uppstår innan själva sammankopplingen. För att validera den fysikaliska riktigheten görs ännu ett körfall med liknande konfiguration. Valideringen görs



Figur 4.9: Rotationshastigheter hos de två sammankopplande axlarna samt motsvarande fordonshastighet.

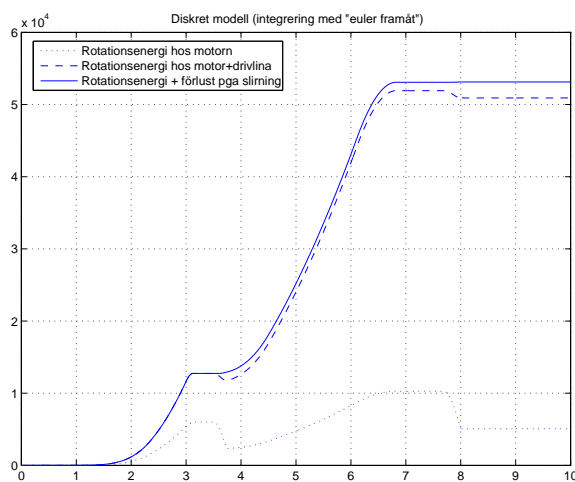
genom att undersöka den totala rotationsenergin hos de två roterande elementen vid ett kopplingsförlopp. Om rotationsenergin är konstant så länge ingen energi tillförs bör modellen vara korrekt. För att förenkla resonemanget sätts friktionen i de olika drivlinekomponenterna till noll. Denna förenkling påverkar inte själva kopplingsmodellen.

Viss energiförlust sker i kopplingsförloppet i samband med att kopplingen slirar. Denna förlust kan uttryckas enligt

$$W_c = \int (\omega_e - \omega_g) T_c dt$$

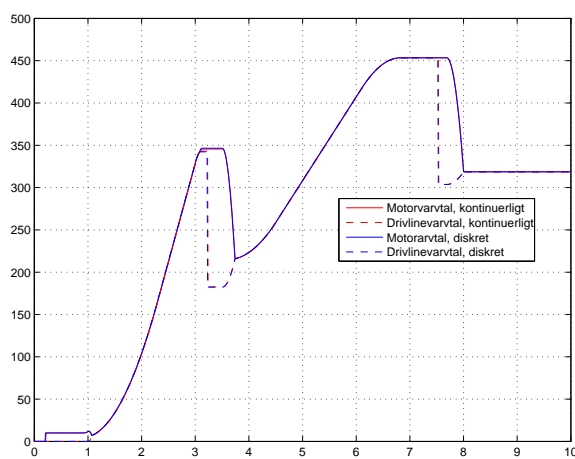
Figur 4.10 visar rotationsenergin hos ”motoraxeln” ensam, tillsammans med rotationsenergin hos drivlinan samt den totala rotationsenergin tillsammans med förlusten pga slirning hos kopplingen. Precis som önskvärt ser den totala rotationsenergin tillsammans med kompensationen för slirningen ut att vara konstant när ingen energi tillförs (när $T_e = 0$, jämför figur 4.8).

Vid närmare undersökning av figur 4.10 syns dessvärre att viss förändring av den totala energin med kompensation sker vid kopplande, trots att ingen yttre energi tillförs. Detta beror på att integratorerna i diskreta modeller är approximationer och numeriska fel är svåra att undvika. Felet blir mindre om sampeletiden minskas, men detta är inte aktuellt i denna tillämpning. Motsvarande undersökning för en kontinuerlig modell ger ett perfekt resultat.



Figur 4.10: Rotationsenergi med förlust pga slirande på kopplingen.

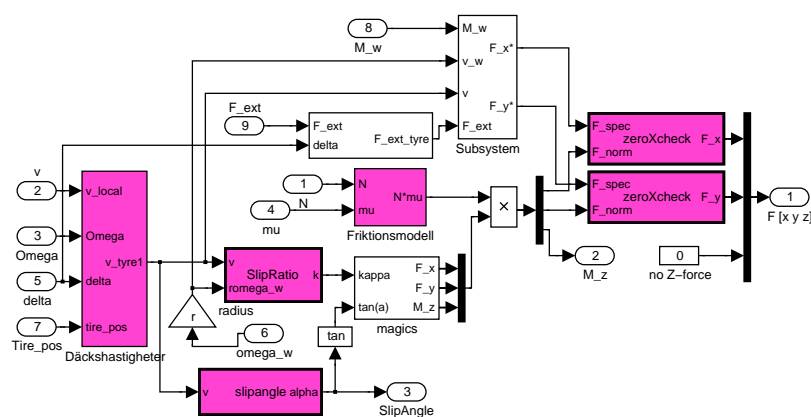
Genom att jämföra rotationsbeteendena mellan den diskreta och den kontinuerliga modellen kan konstateras att den diskreta modellen uppför sig snarlikt den kontinuerliga. Plottar av rotationshastigheterna hos de båda axlarna från både kontinuerlig och diskret modell visas i figur 4.11.



Figur 4.11: Rotationshastigheterna för både kontinuerlig och diskret modell.

4.2 Däck

Implementeringen av däcksmodellen är av något enklare natur än motsvarande för kopplingen. Däcksstorheterna beräknas separat för varje däck och räknas sedan om till krafter och moment på fordonsmassan och summeras. Varje däck motsvarar ett simulinkblock som visas i figur 4.12. Alla beräkningsblock är direkta implementationer av uttrycken från det föregående kapitlet och litteraturstudien.



Figur 4.12: Simulinkblocket för däcksmodellen.

Värt att notera kan vara att insignalen v för beräkningen av slipstorheterna är den lokala hastigheten hos däck. Det vill säga den totala hastigheten som fordonets hastighet och rotation ger på däck med aktuell styrvinkel δ . Den externa kraften F_{ext} , som används för att beräkna specialstorheterna för att undvika miss av rullning, är den totala kraften på fordonet *minus* kraften som detta däck ger upphov till.

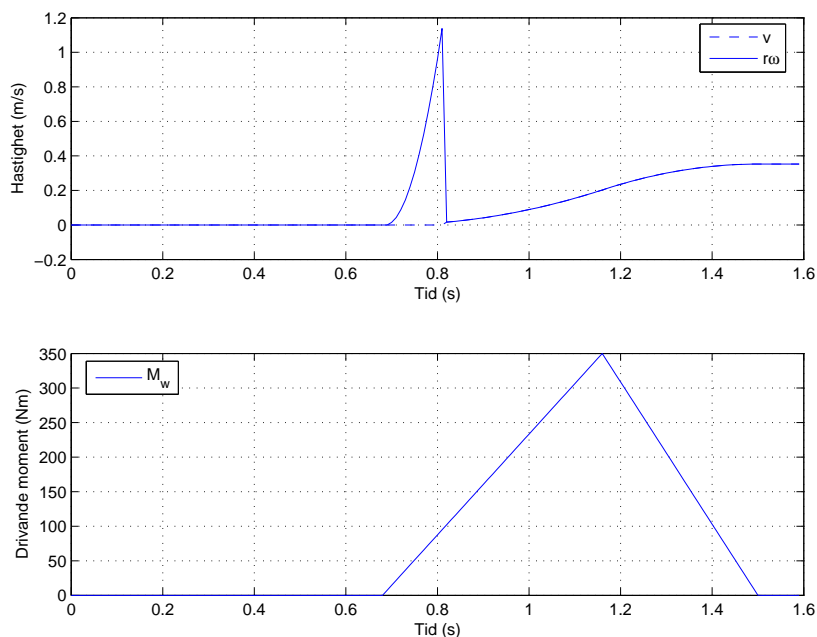
4.2.1 Test och validering av däcksmodellen

Validering av däcksmodellen är mycket svår eftersom de experimentella mätvärden som modellen bygger på inte finns tillgängliga. För att verkligen uppnå fysikalisk riktighet bör stor vikt läggas vid att anpassa parametrarna i Magic Formula efter en mängd experimentella mätningar. Inom ramen för detta arbete har en däckmodell skapats som ger en acceptabel körkänsla vid realtidssimulering på en vanlig hemdator. Med tanke på detta anses modellen fungera godtagbart.

Genom att bygga en enkel testbänk i simulink där däcksblocket får arbeta tillsammans med en enkel massa kan funktionaliteten undersökas. Ett par redovisningar av situationer i testbänken följer nedan.

Från stillastående till rullande

Genom att starta simuleringen med 0 som initialvärde på båda integrationerna (hjulet och massan), kan en situation där däckets går från stillastående till rullande åstadkommas med ett drivande moment som översta grafen i figur 4.13 visar. Den nedre grafen presenterar resultatet av detta presenteras med

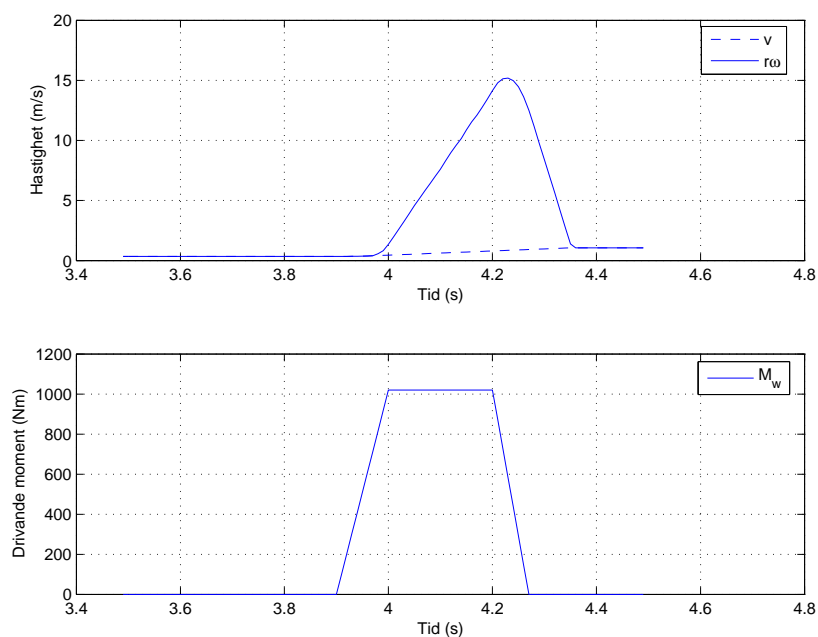


Figur 4.13: Från stillastående till rullande.

heldragen linje som massans hastighet v och punkterna däckets rotationshastighet omräknad till translationshastighet $r\omega$. Precis som önskvärt är fordonet något ”trögstartat” men när väl rullningen har påbörjats accelererar massan och däckets tillsammans med perfekt rullning. Detta påvisar att det enkla resonemanget för rullmotståndet vid starten fungerar godtagbart.

Kraftig acceleration med slirning

När momentet som driver däckets blir stort kommer däckets att accelerera snabbare än massan och slirning kommer att uppstå. Genom att studera Magic Formula (även inklusive diskontinuiteten) i figur 3.4 inses att störst moment kan överföras med en aning slirning. Figur 4.14 visar graferna av tester gjorda med moment så stort så att slirning uppstår. Det framgår tydligt att övergångarna mellan slirning och rullning fungerar utmärkt.

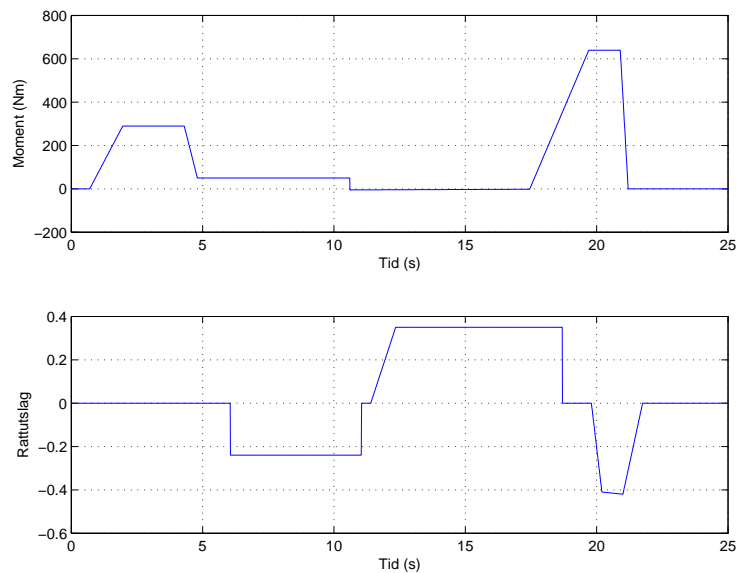


Figur 4.14: Acceleration med slirning.

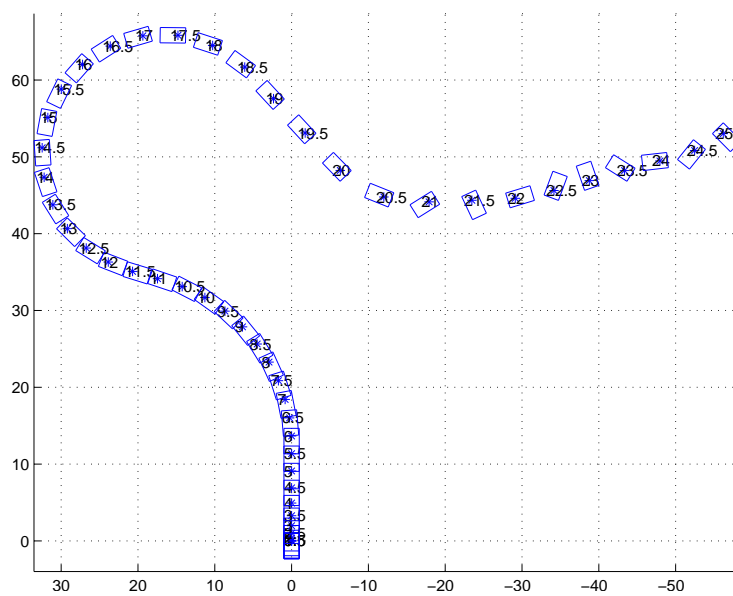
Test av sidkrafter och fordonsorientering

Att redovisa tester av de laterala krafterna i ovanstående testbänk är meningslöst eftersom den består av ett ensamt däck med en massa. Slipvinkeln blir därmed onaturlig att definiera. Genom att istället bygga en testbänk för hela orienteringsblocket från fordonssimulatorn kan åtminstone bekräftas att de fyra instanserna av däcksmodellen styr fordonet som det är tänkt.

Figur 4.15 visar insignalerna till testet av orienteringen och figur 4.16 visar resultatet. Testet inleds av ett par enkla svängar för att sedan avslutas med att en överstyrning provoceras fram och fordonet snurrar runt.



Figur 4.15: Insignaler till orienteringstest.



Figur 4.16: Fordonets färdväg.

Kapitel 5

Slutsats och rekommendationer för fortsättning

Syftet med detta arbete var att undersöka metoder för modellering och realtidssimulering av fordonskomponenterna koppling och däck. Avsikten skulle sedan vara att implementera utvalda modeller i simulink för användning tillsammans med en befintlig fordonssimulator. Detta kapitel innehåller en kortfattad beskrivning av modellvalen, en slutsats belysande hur väl implementationen fungerar samt en utblick med rekommendationer för fortsatt arbete.

5.1 Beskrivning av modellvalen

5.1.1 Kopplingen

Utmaningen med kopplingen var att modellera övergången mellan låst och slirande tillstånd. Efter utvärdering av olika metoder valdes en metod som använder samma systemstruktur för båda fallen, dvs ett system med två frihetsgrader. Låst koppling hanteras genom att beräkna momentet som överförs genom kopplingen med kravet att rotationshastigheterna hos de två axlarna är samma. Frihetsgraderna låses alltså till varandra med ett extra krav vid beräkningen av det överförda momentet.

5.1.2 Däck

Däcksmodellen valdes med hänsynen att ett trovärdigt beteende skulle uppnås utan att kräva för mycket beräkningskraft. En metod byggd på fysikaliska resonemang är svår att få verklighetstrogen med begränsad komplexitet. Valet

föll därför på metoden Magic Formula som är en metod baserad på experimentella mätningar som är vanligt använd i realtidstillämpningar.

5.1.3 Gemensamt problem

Ett problem vid modelleringen av både koppling och däck är sista steget i simuleringen innan kopplingen låser sig respektive däcket går från slirande till rullande. Orsaken är att simuleringen görs diskret med fix steglängd och en hög sannolikhet för att övergången mellan tillstånden ”missas” och en oscillering uppstår. I fallet med kopplingen betyder detta att kopplingen aldrig skulle låsa sig utan istället skulle de två axlarna oscillera ”förbi” låsning. På motsvarande sätt skulle däcket och underlaget oscillera ”förbi” rullning. Detta problem löses genom prediktering av nästkommande simuleringsssteg och om missning riskeras tvingas kopplingen till låsning respektive däcket till rullning.

5.2 Slutsats

5.2.1 Kopplingsmodell

Kopplingsmodellen är svår att få någon uppfattning av vilken körkänsla den ger eftersom det är ovanligt med styrenheter med kopplingspedal. En växlar-modul finns dock i fordonssimulatorn och vid körning kan genom att lyssna på motorvarvet erhållas en uppfattning om att modellen fungerar tjänligt. Kopplingen är dock en relativt enkel komponent och ett fysikaliskt resonemang har gjorts där det påvisas att energin i drivlinan är konstant vid i- och urkoppling så länge ingen yttre energi tillförs. Det fysikaliska resonemanget tillsammans med faktumet att modellen fungerar bra vid simulering tillsammans med övriga fordonet är tillräckligt för att kopplingsimplementationen ska anses som bra.

5.2.2 Däckmodell

När det gäller däckmodellen är valideringen tvärt emot kopplingen svår att göra med fysikaliska resonemang. Själva anledningen att valet föll på att göra en däckmodell med Magic Formula är just däcket fysikaliska komplexitet. Istället sker valideringen genom ett antal lyckade tester i påhittade körsituationer där däcket går från stillastående till rullande, från rullande till slirande och tillbaks till rullande osv. Dessutom är däckmodellen till skillnad från kopplingen enklare att provköra tillsammans med övriga fordonssmodellen och körupplevelsen ger ett någorlunda verklighetstroget intryck. En ytterligare studie av Magic Formulas parametrar och jämförelser med riktiga däck skulle eventuellt kunna förbättra köregenskaperna ytterligare. Däcksimulationen anses ganska bra, men begränsas antagligen en del

av den fixa steglängden eftersom Magic Formula är ursprungligen framtagen för simulering i en kontinuerlig modell.

5.2.3 Tillsammans med övriga fordonsmodellen

Med modellerna implementerade och sammankopplade med den övriga fordonsmodellen erhålls en acceptabel körkänsla vid realtidssimulering på en helt vanlig hemdator. Med detta anses syftet med detta arbete var uppfyllt.

5.3 Utblick

Detta avsnitt ger rekommendationer för fortsatt arbete inom detta område.

5.3.1 Validering mot experiment

Genom att utföra mätexperiment på riktiga fordonskomponenter kunde en mer tillförlitlig validering av de implementerade modellerna erhållas. Trogligtvis skulle en del förbättringar kunna göras efter en sådan studie.

5.3.2 Studie av olika förarbeteenden

Komponenterna som utvecklats genom detta arbete påverkar i högsta grad fordonsmodellens realism i fråga om bränsleförbrukning och avgasutsläpp. Intressant skulle vara att testa förarbeteenden så som *Eco-driving* och se hur resultaten överensstämmer med övrig forskning på området.

5.3.3 Kopplingspedal

Inputmodulen kan anpassas så att en ytterligare styrenhet kan kopplas in och fungera som kopplingspedal. På detta sätt kan användningsområdena för simulatoren säkert utökas ytterligare.

Litteraturförteckning

- [1] Toverland, Anders, Anders Wikström, Lina Blom, Anders Bergmark, Rikard Borst, Johan Tunkrans, och Stefan Wedell: *Fordonssimulatore NightRider - Teknisk Dokumentation*. 2005. Fordonssystem, ISY.
- [2] Guo, Konghui, Dang Lu, Shih Ken Chen, William C. Lin, och Xioa Pei Lu: *The UniTire model: a nonlinear and non-steady-state tyre model for vehicle dynamics simulation*. Vehicle System Dynamics, Vol. 43. Supplement:341–358, 2005.
- [3] Shin, Y S: *Clutch*. AccessScience@McGraw-Hill, (DOI 10.1036/1097-8542.142600), Senast ändrad februari 2001. <http://www.accessscience.com>
- [4] Nice, Karim: *How Clutches Work*. Nedladdad 2005-09-29. <http://ibs.howstuffworks.com/ibs/bos/clutch.htm>.
- [5] Wikipedia, the free encyclopedia: *Clutch*. Senast ändrad 2005-09-27. <http://en.wikipedia.org/wiki/Clutch>
- [6] Serrarens, Alex, Marc Dassen, och Maarten Steinbuch: *Simulation and Control of an Automotive Dry Clutch*. Proceedings of the 2004 American Control Conference, sidor 4078–4083.
- [7] Eriksson, Lars: *Simulation of a vehicle in longitudinal motion with clutch lock and clutch release*. Advances in Automotive Control 2001. Proceedings volume from the 3rd IFAC Workshop, sidor 65 – 70.
- [8] Pacejka, Hans B: *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.

Bilaga A

Källkod till figurer

A.1 Grafer från bortsmodellen

Följande kod `figurer.m` ger figurerna i kapitel 2.2.2. I koden motsvarar `figure(1)` figur 2.6, `figure(2)` figur 2.8 och `figure(3)` figur 2.10.

```
clear
figure(3)
clf
hold on
figure(2)
clf
hold on
figure(1)
clf
hold on
Theta=5;
mu=1;
F_z=1;
a=1;
c=0.06;
v_0=0.05;
alpha1=[0:pi/10000:pi/2];

for kappal=[0.025 0.05 0.1]
    sigma_x1=kappal/(1+kappal);
    sigma_y1=tan(alpha1)/(1+kappal);
    abssigma1=sqrt(sigma_x1^2+(sigma_y1.^2));

    alpha2=alpha1;
    alpha2(:)=alpha2(end:-1:1);
```

```

kappa2=-kappa1;
sigma_x2=kappa2/(1+kappa2);
sigma_y2=tan(alpha2)/(1+kappa2);
abssigma2=sqrt(sigma_x2^2+(sigma_y2.^2));

alpha=[alpha1 alpha2];

sigma_x=[sigma_x1.*sigma_y1./sigma_y1 ...
         sigma_x2.*sigma_y2./sigma_y2];
sigma_y=[sigma_y1 sigma_y2];
abssigma=[abssigma1 abssigma2];

lambda=1-Theta*abssigma;
riktn=[sigma_x./abssigma ;sigma_y./abssigma];

for i=[1:length(abssigma)]
    if (abssigma(i) < 1/Theta)
        F(i)=mu*F_z*(1-lambda(i)^3);
        t(i)=1/3*a*(1-3* ...
              abs(Theta*abssigma(i))+ ...
              3*(Theta*abssigma(i))^2- ...
              (abs(Theta*abssigma(i)))^3)/ ...
              (1-abs(Theta*abssigma(i))+1/3* ...
              (Theta*abssigma(i))^2);
    else
        F(i)=mu*F_z;
        t(i)=0;
    end
end
F_x=F.*riktn(1,:);
F_y=F.*riktn(2,:);

figure(1)
kappaplot=plot(F_x,F_y,'r');
end

kappa=[-1:1/100:100];
for alpha=[0.025 0.05 0.075 0.1]
    sigma_x=kappa./(1+kappa);
    sigma_y=tan(alpha)./(1+kappa);
    abssigma=sqrt(sigma_x.^2+(sigma_y.^2));

    lambda=1-Theta*abssigma;
    riktn=[sigma_x./abssigma ;sigma_y./abssigma];

```

```

for i=[1:length(abssigma)]
    if (abssigma(i) < 1/Theta)
        F(i)=mu*F_z*(1-lambda(i)^3);
        t(i)=1/3*a*(1-3* ...
            abs(Theta*abssigma(i))+ ...
            3*(Theta*abssigma(i))^2- ...
            (abs(Theta*abssigma(i)))^3)/ ...
            (1-abs(Theta*abssigma(i))+1/3* ...
            (Theta*abssigma(i))^2);
    else
        F(i)=mu*F_z;
        t(i)=0;
    end
end
F_x=F.*riktn(1,:);
F_y=F.*riktn(2,:);

figure(1)
alphaplot=plot(F_x,F_y,'g');

M_z_prim=-t.*F_y;
figure(2)
switch alpha
    case {0.025}
        alpha025_plot1=plot(F_x,M_z_prim,'r');
    case {0.05}
        alpha050_plot1=plot(F_x,M_z_prim,'g');
    case {0.075}
        alpha075_plot1=plot(F_x,M_z_prim,'b');
    case {0.1}
        alpha100_plot1=plot(F_x,M_z_prim,'m');
    otherwise
        alphaX_plot1=plot(F_x,M_z_prim,'-');
end

M_z=M_z_prim-c*F_x.*F_y-F_x*v_0;
figure(3)
switch alpha
    case {0.025}
        alpha025_plot=plot(F_x,M_z,'r');
    case {0.05}
        alpha050_plot=plot(F_x,M_z,'g');

```

```

        case {0.075}
            alpha075_plot=plot(F_x,M_z,'b');
        case {0.1}
            alpha100_plot=plot(F_x,M_z,'m');
        otherwise
            alphaX_plot=plot(F_x,M_z,'-');
    end
end
figure(1)
maximalplot=plot(mu*F_z.*riktn(1,:), ...
    mu*F_z.*riktn(2,:), 'b');
legend([kappaplot,alphaplot,maximalplot], ...
    'Konstanta värden på \kappa', ...
    'Konstanta värden på \alpha', ...
    'Kraft vid glidning (\mu F_z)', ...
    'Location', 'OuterBest')

figure(1)
grid
axis image
xlabel('F_x/(\mu F_z)')
ylabel('F_y/(\mu F_z)')
print -depsc brushcornerforce
figure(2)
legend([alpha025_plot1,alpha050_plot1, ...
    alpha075_plot1,alpha100_plot1], ...
    '\alpha=0.025 rad', '\alpha=0.05 rad', ...
    '\alpha=0.075 rad', '\alpha=0.1 rad', ...
    'Location', 'Best')
grid
xlabel('F_x/(\mu F_z)')
ylabel('M_z/(\mu F_z a)')
print -depsc brushmoment
figure(3)
legend([alpha025_plot,alpha050_plot, ...
    alpha075_plot,alpha100_plot], ...
    '\alpha=0.025 rad', '\alpha=0.05 rad', ...
    '\alpha=0.075 rad', '\alpha=0.1 rad', ...
    'Location', 'Best')
title(['c=' num2str(c) '; v_0=' num2str(v_0)])
grid
xlabel('F_x/(\mu F_z)')
ylabel('M_z/(\mu F_z a)')
print -depsc brushmoment2

```




Copyright

Svenska

Detta dokument hålls tillgängligt på Internet - eller dess framtida ersättare - under en längre tid från publiceringsdatum under förutsättning att inga extraordinära omständigheter uppstår.

Tillgång till dokumentet innebär tillstånd för var och en att läsa, ladda ner, skriva ut enstaka kopior för enskilt bruk och att använda det oförändrat för ickekommersiell forskning och för undervisning. Överföring av upphovsrätten vid en senare tidpunkt kan inte upphäva detta tillstånd. All annan användning av dokumentet kräver upphovsmannens medgivande. För att garantera äktheten, säkerheten och tillgängligheten finns det lösningar av teknisk och administrativ art.

Upphovsmannens ideella rätt innefattar rätt att bli nämnd som upphovsman i den omfattning som god sed kräver vid användning av dokumentet på ovan beskrivna sätt samt skydd mot att dokumentet ändras eller presenteras i sådan form eller i sådant sammanhang som är kränkande för upphovsmannens litterära eller konstnärliga anseende eller egenart.

För ytterligare information om Linköping University Electronic Press se förlagets hemsida: <http://www.ep.liu.se/>

English

The publishers will keep this document online on the Internet - or its possible replacement - for a considerable time from the date of publication barring exceptional circumstances.

The online availability of the document implies a permanent permission for anyone to read, to download, to print out single copies for your own use and to use it unchanged for any non-commercial research and educational purpose. Subsequent transfers of copyright cannot revoke this permission. All other uses of the document are conditional on the consent of the copyright owner. The publisher has taken technical and administrative measures to assure authenticity, security and accessibility.

According to intellectual property law the author has the right to be mentioned when his/her work is accessed as described above and to be protected against infringement.

For additional information about the Linköping University Electronic Press and its procedures for publication and for assurance of document integrity, please refer to its WWW home page: <http://www.ep.liu.se/>

© Stefan Wedell
Linköping, May 29, 2007