



CHALMERS

Simulering av drivlina och kylsystem i en elektrisk Formula Studentbil

Kandidatarbete inom elektroteknik

Mats Andersson
Jesper Bergström
Emin Hanusa
William Horngacher
Ivan Kustura
Ruben Willner

INSTITUTIONEN FÖR ELEKTROTEKNIK
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2022
www.chalmers.se

Simulering av drivlina samt kylsystem i en elektrisk Formula Studentbil

- © Mats Andersson, 2022.
- © Jesper Bergström, 2022.
- © Emin Hanusa, 2022.
- © William Horngacher, 2022.
- © Ivan Kustura, 2022.
- © Ruben Willner, 2022.

Handledare: Björn Pålsson, Institutionen för mekanik och maritima vetenskaper

Handledare: Stefan Lundberg, Institutionen för elektroteknik

Examinator: Jimmy Ehnberg, Institutionen för elektroteknik

Kandidatrapport 2022
Institutionen för elektroteknik
Avdelningen för elkraftteknik
Chalmers Tekniska Högskola
SE-412 96 Göteborg

Simulering av drivlina samt kylsystem i en elektrisk Formula Studentbil

Mats Andersson
Jesper Bergström
Emin Hanusa
William Horngacher
Ivan Kustura
Ruben Willner

25 maj 2022

Sammandrag

Målet med det här projektet var att utveckla en simuleringsmodell för drivlinan och kylsystemet i Chalmers Formula Students elbil. Programmet som användes för det här var Simcenter Amesim. Då modellen var färdigutvecklad jämfördes den med uppmätt data för att bekräfta dess validitet. Projektet delades upp i två områden, där det ena var att utveckla en modell för den elektriska drivlinan och det andra att utveckla en modell för kylsystemet. Simuleringsmodellen är modellerad utifrån en motorcykelmodell som tar hänsyn till longitudinell dynamik på plan mark. Den här är begränsad till att endast ta hänsyn till en hastighetsprofil och inte eventuella svängar. Vid modelleringen har information om komponenterna hämtats ifrån interna rapporter och kommunikation inom Chalmers Formula Student, beräknats utifrån befintlig testdata inom Chalmers Formula Student, samt uppskattats genom enkla resonemang. Vid validering av simuleringsmodellen kunde det konstateras att modellens hastighetsprofil följer den uppmätta hastighetsprofilen väl, samt att accelerationen för modellen är inom ett rimligt intervall. Vridmomentet för motorerna samt effekten från batteriet avviker till viss del från uppmätt data. De här avvikelserna kan förklaras utifrån att det kan ha funnits någon motståndskraft som i modellen har en annan storlek än då data samlades in. Vid validering av kylsystemet konstaterades det att simuleringsmodellen följer uppmätt beteende av temperaturen relativt väl. Det finns dock en skillnad mellan simulerad och uppmätt temperatur, och den kan till stor del förklaras genom att motorer och kraftelektronik är approximerade till termiska massor samt att de tar emot för stora effektförluster.

Nyckelord: Chalmers Formula Student, CFS, drivlina, kylsystem, modellering, Simcenter Amesim, simulering

Abstract

The purpose of this project was to create a simulation model of the Chalmers Formula Student single-seater electric car in the simulation program Amesim. When the model was finished, it was compared to measured data from races to evaluate the model's validity. The project was split up into two separate parts, developing the electrical powertrain and developing the cooling system of the model. The model is constructed to simulate a bike model which only takes longitudinal dynamics on flat surfaces into consideration. The model is also limited to only following a velocity profile in a straight line and does not consider any possible curves. During the modelling phase, information about the components was taken from internal CFS reports, communication with the project engineers, as well as calculations and assumptions. After validating the model, the results showed that the velocity profile matches the real velocity well and that the acceleration values are reasonable. The torque from the motors and the power from the battery deviate a little from the real values. The deviations can be explained partly by the fact that the simulated air resistance and other energy losses could be different in size from those on the real car. When analysing the cooling system, the modelled temperature has a similar behaviour to the real temperatures. There are deviations here as well that partly could be explained by that the motors and power electronics only are approximated as thermal masses and receives too large power losses.

Keywords: Chalmers Formula Student, CFS, powertrain, cooling system, modelling, Simcenter Amesim, simulation

Förord

Kandidatarbetsgruppen vill uppriktigt tacka vår handledare Björn Pålsson för hans ständiga uppmuntran, glada engagemang och goda råd genom hela projektet, men också för möjliggörandet av den här kandidatarbetstesen. Tillsammans med honom vill vi även tacka handledare Stefan Lundberg för hans goda tillskott av kunskap inom elektrisk drivlina såväl som rapportskrivning.

Ett stort tack riktas också till Gunnar Latz för de utbildningar han gett kandidatgruppen inom den programvara som projektet har byggt på men också den hjälp han gett vid programvarukomplikationer under projektets gång. Utan honom hade projektet inte varit möjligt att utföra inom sin givna tidsram.

Kandidatgruppen vill också rikta ett stort tack till Robert Östberg som bidragit med mycket information och lärdomar samt haft stort tålamod genom alla de frågor han fått samt besvarat.

Slutligen tackas hela CFS-laget 2022 för den hjälp de gett i framtagandet av data, där ett speciellt tack riktas till Adil Lokat, Christian Svensson, Petter Miltén, Anton Gustafsson och Linnéus Karlsson.

Innehåll

1	Inledning	1
1.1	Bakgrund	1
1.2	Syfte	1
1.3	Problembeskrivning	1
1.3.1	Modellering av drivlina och kylsystem	2
1.3.2	Validering	2
1.4	Avgränsningar	2
2	Komponentbeskrivning av Chalmers Formula Studentbil	4
2.1	Elektrisk drivlina	6
2.1.1	Synkronmaskinen	6
2.1.1.1	CFS-bilens synkronmotor	8
2.1.2	Batteri	9
2.1.3	Inverterare	11
2.2	Kylsystem	12
2.2.1	Fysikaliska principer	13
2.2.1.1	Generell värmetransport	13
2.2.1.2	Konduktion	14
2.2.1.3	Konvektion	14
2.2.1.4	Strömningsmekanik	15
2.2.2	Pumpar och slangar	16
2.2.3	Kylmantlar till elmotorer	16
2.2.4	Kylplattan till kraftelektronik	17
2.2.5	Radiatorer	18
3	Programvaran Simcenter Amesim	19
3.1	Bond Graph Theory	20
4	Datainsamling	21
4.1	Tidigare dokumenterad testdata	21
4.1.1	Framtagning av körcykler	21
4.2	Framtagning av parametrar	22
4.2.1	Beräkning av värmeöverföringskoefficienter	23
4.2.2	Radiatortest	24
4.2.2.1	Planerat radiatortest	24
4.2.2.2	Gammalt radiatortest	26

5	Modellering i Amesim	28
5.1	Förarmodell	29
5.2	Fordonmodell	34
5.3	Modellering av drivlina	35
5.3.1	Batterimodell	36
5.3.2	Motor och växel	39
5.3.3	VCU-modell	41
5.3.4	Kraftelektroniken	44
5.4	Modellering av kylsystem	45
5.4.1	Kylplatta till kraftelektronik	46
5.4.2	Radiatorer	48
5.4.3	Kylmantlar	50
5.4.4	Pump, kylslangar och reservoar	53
6	Simuleringsresultat och validering av modellen	56
6.1	Fordonets hastighetsprofil	57
6.2	Fordonets linjära acceleration	58
6.3	Motorernas vridmoment	60
6.4	Batteriets effekt och spänning	62
6.5	Batteriets laddningstillstånd	67
6.6	Kraftelektronikens effektförlust	67
6.7	Kylarvattnets temperatur	68
6.8	Motorernas temperatur	71
6.8.1	Bakmotorer	71
6.8.2	Frammotorer	74
7	Diskussion	77
7.1	Resultatdiskussion	77
7.1.1	Hastighetsprofil	77
7.1.2	Acceleration	78
7.1.3	Vridmoment	78
7.1.4	Batteriet och laddningstillstånd	79
7.1.5	Kraftelektronik	80
7.1.6	Kylarvattnets temperaturer	81
7.1.7	Motorernas temperatur	82
7.2	Metoddiskussion	84
7.3	Samhälleliga och etiska aspekter	85
7.4	Framtida förbättringsmöjligheter	86
8	Slutsats	89

A	Tabell till radiatortest	93
B	Felaktiga effektförluster i motorer	94
C	Parametrar i modelleringen	95
C.1	Förarmodell	96
C.2	Fordonsmodell	96
C.3	Drivlina	97
C.3.1	Batterimodell	97
C.3.2	Motor och växellåda	97
C.3.3	VCU-modell	97
C.3.4	Kraftelektronik	98
C.4	Kylsystem	98
C.4.1	Kylplattan till kraftelektroniken	98
C.4.2	Radiatorer	99
C.4.3	Kylmantlar till motorerna	100
C.4.4	Pump, kylslangar och reservoar	102

1 Inledning

1.1 Bakgrund

Chalmers Formula Student, CFS, är en projektkurs som har funnits på Chalmers sedan 2002. Varje år samlas studenter från olika sektioner för att designa och tillverka en ensitsig formelbil. Målet är att tillverka en högpresterande bil för att tävla mot andra universitet runt om i världen i Formula Studenttävlingar. Tävlingsarna hålls av olika aktörer i olika länder och en av de största är Formula Student Germany som dessutom fastställer reglerna som alla medverkande strikt måste följa i Europa. En av underkategorierna inom tävlingen är en helt elektrisk fordonsklass, där CFS deltar sedan 2015. I den elektriska fordonsklassen är tävlingsmomenten bland annat ett 22 km långt distanslopp, "Endurance", en tävling i kortast varvtid, "Autocross" samt en 75 meter lång accelerationstävling, "Acceleration" [1]. Varje år blir bilarna mer avancerade och 2019 lanserade CFS sin första fyrhjulsdreven elbil, där varje hjul drivs av sin egen elmotor. Utvecklingen av bilen är beroende av simuleringar, modeller samt mjukvara för att kunna utveckla och designa en pålitlig och högpresterande bil. Således är det viktigt att ha välutvecklade simuleringsmodeller som möjliggör optimering samt dimensionering av parametrar i bilens olika delsystem.

1.2 Syfte

Syftet med det här projektet är att, utifrån ett uppdrag från CFS, utveckla en validerad simuleringsmodell av CFS-bilen från 2019 med en detaljerad drivlina samt ett detaljerat kylsystem. Målet med modellen är att i framtiden kunna effektivisera utvecklingen av CFS-bilen och att därigenom hjälpa CFS som helhet att nå bättre resultat i framtida tävlingar.

1.3 Problembeskrivning

Det övergripande problemet som ska arbetas med under projektet är att skapa en simuleringsmodell av CFS-bilen från 2019 med en detaljerad drivlina samt ett detaljerat kylsystem. Modellen ska skapas i programvaran Amesim och användas för att simulera körcykler, samt ge verklighetsbaserad information kring bilens beteenden. Anledningen till att bilen från 2019 simuleras är för att det här var senaste bilen som det finns uppmätt data för. Därmed valideras modellen utifrån 2019 bilen för att i framtiden kunna anpassas till kommande bilar.

Simuleringen baseras på en motorcykelmodell tillsammans med en tvådimensionell fordonmodell. Det här gör att modellen definierar bilen till att enbart bestå av en fram- och bakaxel och inte fyra separata hjul. Dessutom arbetar endast modellen med longitudinell dynamik. Modellen ska i framtiden kunna ersätta många av de tids- och materialkrävande bänktester av komponenter som utförs idag, vilket effektiviserar optimeringen av CFS-bilen. Projektet är generellt uppdelat i två huvudsakliga delproblem som berör modellering av bilens drivlina och kylsystem, samt validering av modellen. De här två delproblemen beskrivs i kommande avsnitt.

1.3.1 Modellering av drivlina och kylsystem

Modelleringen av bilens drivlina och kylsystem kan beskrivas genom tre delproblem. Inledningsvis ska förståelse för bilen samt kunskap om vilka komponenter som ingår i den införskaffas. Därefter ska det bedömas vilka komponenter samt fysikaliska aspekter som är av relevans i simuleringsmodellen för att uppnå realistiska resultat och hålla projektet utförbart. Slutligen ska dimensioneringar och parametervärden för de utvalda komponenterna samt deras interna sammankoppling undersökas.

1.3.2 Validering

När simuleringsmodellen tagit form ska en validering av modellen utföras för att kunna visa på hur väl den efterliknar bilens verkliga beteenden. Det här görs genom att låta bilen följa uppmätta körcykler från tidigare tävlingsmoment där data för exempelvis temperaturutvecklingar eller pålagt vridmoment dokumenterats under körning. Genom att jämföra den här insamlade data med motsvarande simulerad data från modellen kan en bild av simuleringsmodellens validitet skapas.

1.4 Avgränsningar

En avgränsning i det här projektet är att simuleringsmodellen endast tar hänsyn till den elektriska drivlinan samt kylsystemet i CFS-bilen. Det här innebär att faktorer som rullmotstånd och aerodynamik kring fordonet är approximerat i simuleringsmodellen. Körningarna som simulerats är dessutom enbart approximerade till att motsvara olika hastigheter över tid i en dimension, det vill säga att inga svängar eller höjdskillnader tas hänsyn till. Anledningen till att ovannämnda avgränsningar är för att det inte anses påverka simuleringsmodellens övergripande beteende eller påverka arbetets

syfte. Målet att använda modellen för framtida val av komponenter och parametervärden anses fortfarande relevant, då avgränsningarna som gjorts inte förväntas ha en markant påverkan på det övergripande beteendet. Ytterligare antas även data som simuleringsmodellen valideras emot vara korrekt. Anledning till det här är för att den slutgiltiga modellen annars inte kan påvisa validitet.

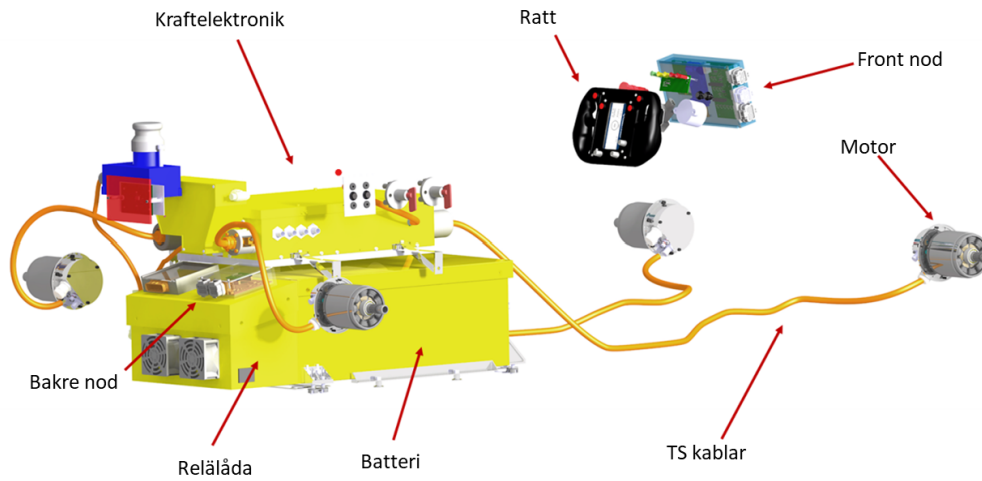
2 Komponentbeskrivning av Chalmers Formula Studentbil

CFS-bilen som efterliknas i simuleringsmodellen är en liten och kompakt elektrisk formelbil. På utsidan ser bilen ut som en traditionell, ensitsig formelbil med aerodynamiska vingar. Det är en självbärande kaross där chassi, upphängning och bärande balkar är sammanbyggda som en del. Figur 1 visar en översikt på bilen från 2019.

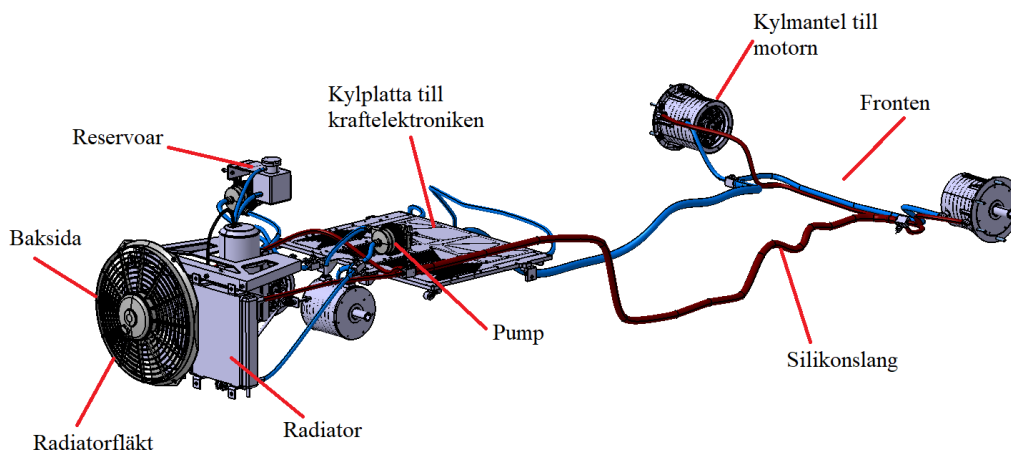


Figur 1: Översiktlig bild på bilen från CFS 2019. Från [2], återgiven med tillstånd.

Projektet har delats in i två delsystem, den elektriska drivlinan samt kylsystemet. I figur 2 ses en förenklad modell av den elektriska drivlinan. I fordonets bakre ände finns ett likströmsbatteri med dedikerad kraftelektronik. I figur 3 syns en överblick på kylsystemet i CFS-bilen med radiatorfläkten placerad längst bak på bilen.



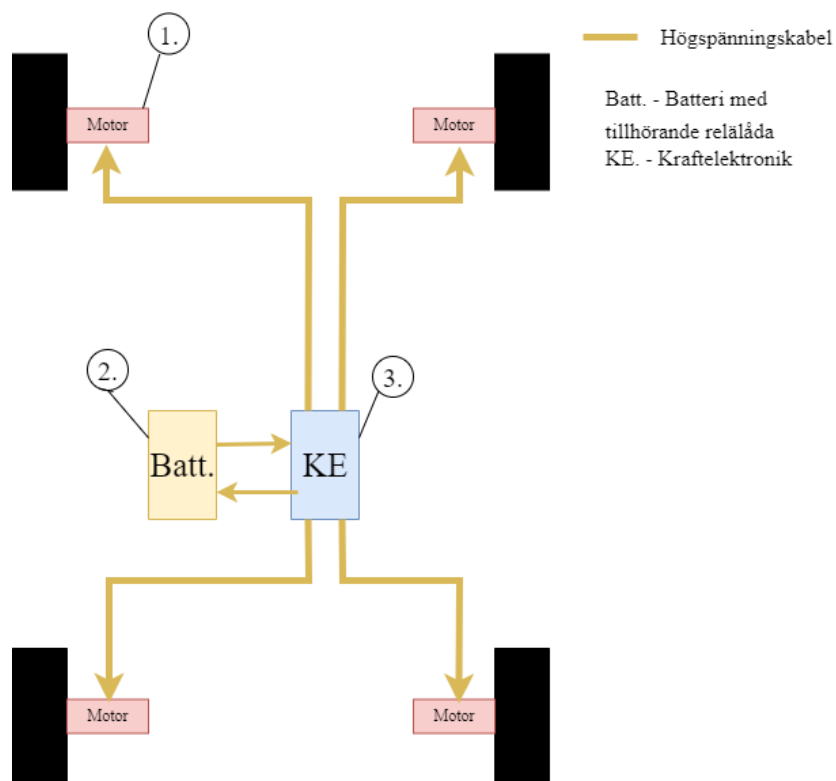
Figur 2: Överblickande modell på den elektriska drivlinan, med ratten placerad i främre änden och relälåda, batteri, kraftelektronik i bakre änden. Även en motor och en TS-kabel är markerade i bilden. Från [3], omarbetad med tillstånd.



Figur 3: Överblickande modell över kylsystemet, med reservoar, kylplatta radiatorfläkt, radiator och pump placerade i bilens bakre ände. Även en kylmantel och en silikon slang är markerad i bilden. Från [3], omarbetad med tillstånd.

2.1 Elektrisk drivlina

Nedan presenteras grundläggande teori för de huvudsakliga drivlinekomponenterna, motorer, batteri och inverterare. I batteriet finns elektrisk energi lagrad. Likström går ut från batteriet in i inverteraren där den omvandlas till växelström. Växelströmmen används sedan i motorerna, som är av typen permanentmagnetiserad synkronmaskin, för att driva bilen. Hanteringen av framför allt styrning och signalbehandling sköts av kraftelektroniken. I figur 4 visas en schematisk bild över de drivlinekomponenter som modellerats i projektet.



Figur 4: En schematisk bild över drivlinan som modellerats, där de olika komponenterna är numrerade: 1. Motorer, 2. Batteri med relälåda och 3. Kraftelektronik.

2.1.1 Synkronmaskinen

Den relevanta elmaskinen som studeras i det här projektet är en permanentmagnetiserad synkronmaskin, som används i CFS-bilen. Maskinen kan användas både som motor och generator.

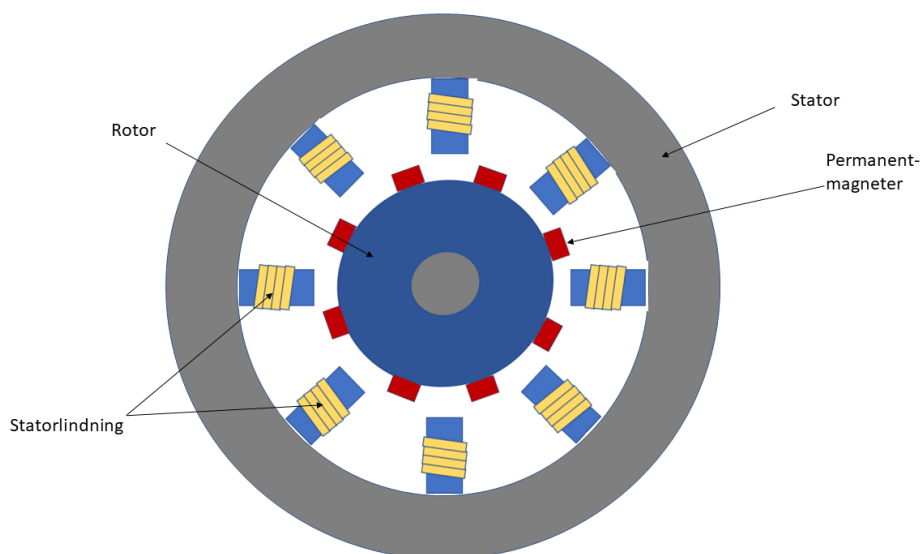
Den permanentmagnetiserade synkronmaskinen, består som alla roterande elektriska maskiner av en rotor och en stator [4, Kap. 5.3, s. 177-183]. Det som skiljer den här typen av maskin från en vanlig synkronmaskin, är att permanentmagneter är monterade på rotorn som används för att skapa fältpoler. Rotorn har alltså ingen fältlindning som i en vanlig synkronmaskin. Funktionsprincipen för en permanentmagnetisk synkronmaskin är baserad på samspelet mellan statorns och rotorns magnetfält [4, Kap. 5.3, s. 150-160]. När statorlindningen förses med en trefassspänning skapas ett roterande magnetfält runt luftgapet. Magnetfältet roterar med den synkrona hastigheten och den beror på spänningens frekvens enligt

$$n_s = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (1)$$

där f är spänningens frekvens och p är antalet polpar för maskinen.

Utän någon mekanisk last på axeln kommer magnetfältet från permanentmagneterna på rotorn att vara linjerat med statorns roterande magnetfält. När rotorn påverkas av en mekanisk last på axeln kommer rotorns magnetfält att hamna efter det roterande magnetfältet från statorn. Därmed fås en kraft mellan magnetfälten som försöker linjera de igen. Det ger att maskinen genererar ett moment som försöker driva på rotorn så att magnetfälten blir linjerade. Maskinen opererar i det här fallet som en motor och rotorn roterar med den synkrona hastigheten.

I figur 5 visas en schematisk bild över en permanentmagnetiserad synkronmaskin och dess komponenter.



Figur 5: Figur på tvärsnittet av en permanentmagnetiserad synkronmaskin där rotorn, statorn, permanentmagneter och statorlindningar är markerade.

När rotorn istället tvingas rotera av ett mekaniskt vridmoment, kommer rotorns magnetfält att hamna före det roterande magnetfältet från statorn. Därmed fås en kraft mellan magnetfälten som försöker linjera dem igen. Det ger att maskinen genererar ett moment som försöker bromsa rotorn så att magnetfälten blir linjerade. Maskinen opererar i detta fall som en generator [4, Kap. 5.3, s. 134-135] och rotorn roterar fortfarande med den synkrona hastigheten. Konsekvensen blir att effekt skickas tillbaka till källan. Med hjälp av starkare magneter eller ett ökat applicerat vridmoment, fås en större produktion av elektricitet. Det är vid regenerativ bromsning som synkronmaskinen fungerar som en generator, där växelströmmen med hjälp av en inverterare görs om till likström och används för att ladda batteriet. I avsnitt 2.1.3 beskrivs processen mer i detalj.

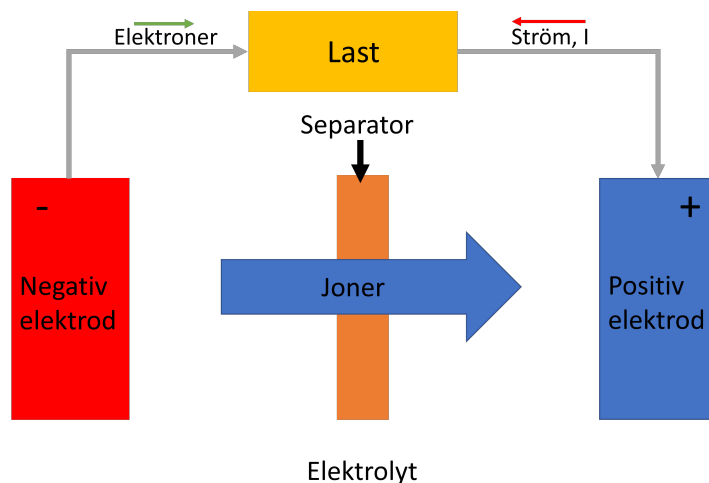
2.1.1.1 CFS-bilens synkronmotor

I CFS-bilen finns fyra elmotorer och de är monterade vid hjulen genom en planetväxel med utväxlingen 14:1. Att växla ned elmotorn har syftet att öka vridmomentet som förs vidare till däckena med en faktor 14 innan hänsyn till mekanisk friktion har tagits. Motorerna som används är permanentmagnetiserade synkronmotorer, vilket innebär att spänningen till motorn består av 3 fäskjutna sinuskurvor och att rotorn består av permanentmagneter liksom den förenklade motorn i figur 5. Motorerna har en maxeffekt på 32 kW,

ett maxvridmoment på 24 Nm och en maximal rotationshastighet på 20 000 rpm. Sammankopplat med planetväxeln skapar varje motor ett vridmoment på 337 Nm [5].

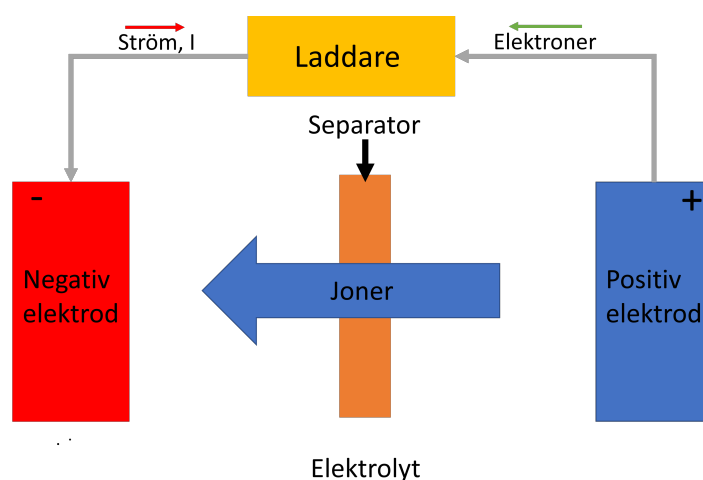
2.1.2 Batteri

De fyra huvuddelarna i en battericell är två elektroder, elektrolyt och en separator [6]. Mellan den positiva och negativa elektroden finns elektrolyten, vilket är ett material som kan transportera joner. Mellan elektroderna placeras en separator som är ett genomträngligt membran. Separatorns huvudfunktion är att förhindra elektrisk direktkontakt mellan elektroderna och därmed förhindra kortslutning. Den hindrar elektroner och släpper endast igenom joner mellan elektroderna. Cellens spänning avgörs främst av elektrodmaterialen medan elektrolyten tillsammans med elektrodmaterialen påverkar hur batteriet fungerar vid höga respektive låga temperaturer [6]. Om den positiva och negativa elektroden kopplas samman via en yttre last kommer den negativa elektroden avge elektroner till den positiva elektroden. Eftersom separatorn endast leder joner kommer alla elektroner vandra genom den yttre lasten. När den negativa elektroden frigör elektroner kommer även joner vandra från den negativa elektroden till den positiva, dock via elektrolyten och separatorn. Den här processen kan pågå tills elektroderna blir utarmade och cellen har då avgett all sin energi. I figur 6 visas en schematisk bild över processen vid urladdning.



Figur 6: Cellens beteende vid urladdning. Elektroner vandrar från den negativa elektroden, genom lasten till den positiva elektroden. Joner vandrar samtidigt genom elektrolyten från negativ till positiv elektrod.

Beroende på elektrodmaterialen, lastströmmens storlek och om lasten är kontinuerlig eller diskontinuerlig kan utarmningen pågå olika lång tid. När ett batteri laddas upp gäller den omvända processen. Den positiva elektroden avger elektroner som vandrar till den negativa elektroden och joner leds via elektrolyten. Uppladdningen kräver att ström tillförs medan urladdning kan ske utan tillförsel av extern energi om kretsen sluts. I figur 7 visas en schematisk bild över processen vid uppladdning. Beroende på cellernas elektrokemiska egenskaper klarar olika celler att omvandla elektrisk energi till kemisk energi olika fort vilket bestämmer den högsta tillåtna ström som cellen kan laddas med utan att ta skada.



Figur 7: Cellens beteende vid uppladdning. Elektroner vandrar från den positiva elektroden, genom laddaren till den negativa. Samtidigt som det här sker vandrar joner genom elektrolyten från positiv till negativ elektrod.

Om flera battericeller används för att bygga upp ett större batteri så kan de vara kopplade i antingen serie, parallellt eller i en kombination av båda. En seriekoppling av celler medför att spänningen från vardera cell adderas till batteriets totala spänning. Parallellkoppling av celler medför att spänningen förblir samma men kapaciteten adderas från varje cell. Beroende på önskad kapacitet respektive spänning kan batteriets uppbyggnad se olika ut. Cellens kapacitet anges i hur mycket laddning som den kan lagra och det anges oftast i enheten amperetimmar, Ah, laddningen är tidsintegralen av strömmen ut från cellen.

CFS-bilen använder sig av ett batteri bestående av 276 LiCoO_2 (litiumkobelotoxid) celler uppdelade i 6 segment. Varje segment består av 46 celler i en 23S2P konfiguration, dvs. två parallellkopplade celler och 23 cellpar i serie, vilket medför en total konfiguration av 138 cellpar i serie och paren

är parallellkopplade, 138S2P. Fördelen med celler gjorda av litiumkoboaltoxid är dess höga energitäthet, dvs mängden energi som finns lagrad per volymenhet [7]. Nackdelarna är att batteriet endast klarar förhållandevis låga laddnings- och urladdningsströmmar samt att batteriet blir känsligt för både höga temperaturer och överladdning som kräver ett batteriövervakningssystem. Batteriet på CFS-bilen är luftkyt. I tabell 1 finns en sammanställning av data för batteriet.

Tabell 1: Data för batteriet [8].

Parameter	Värde
Maximal spänning	579,6 V
Nominell spänning	510,6 V
Minimal spänning	414,0 V
Nominell kapacitet	12,7 Ah
Maximal energi	7360,92 Wh
Nominell energi	6484,62 Wh
Laddningsström (peak 1s)	25,4 A (50,8 A)
Urladdningsström (peak 2s)	254 A (317,5 A)
Driftstemperatur	0-60 °C
Cell konfiguration	138S 2P

2.1.3 Inverterare

En inverterare är i det här avseendet en växelriktare som omvandlar likström, DC, till växelström, AC, genom transistorer [4, Kap. 5.3, s. 150-160]. Ordet inverterare kommer från att en växelström har positiva och negativa spänningar i sin cykel.

Transistorerna öppnar och stänger anslutningar som växelvis låter spänningen till synkronmaskinen vara positiv eller negativ. Omkopplingarna från positiv till negativ, och tillbaka till positiv spänningen, sker mycket fort och med en fast frekvens, switchfrekvensen. Det som varierar är hur stor del av switchperioden som spänningen är positiv respektive negativ, vilket kallas pulsbreddsmodulering. Genom att variera pulsbredden för positiv och negativ spänning kan medelvärdet under varje switchperiod varieras. Medelvärdena för de tre fasspänningarna ut från inverteraren styrs så att de följer de tre sinusformade fasspänningarna som skall mata synkronmaskinen.

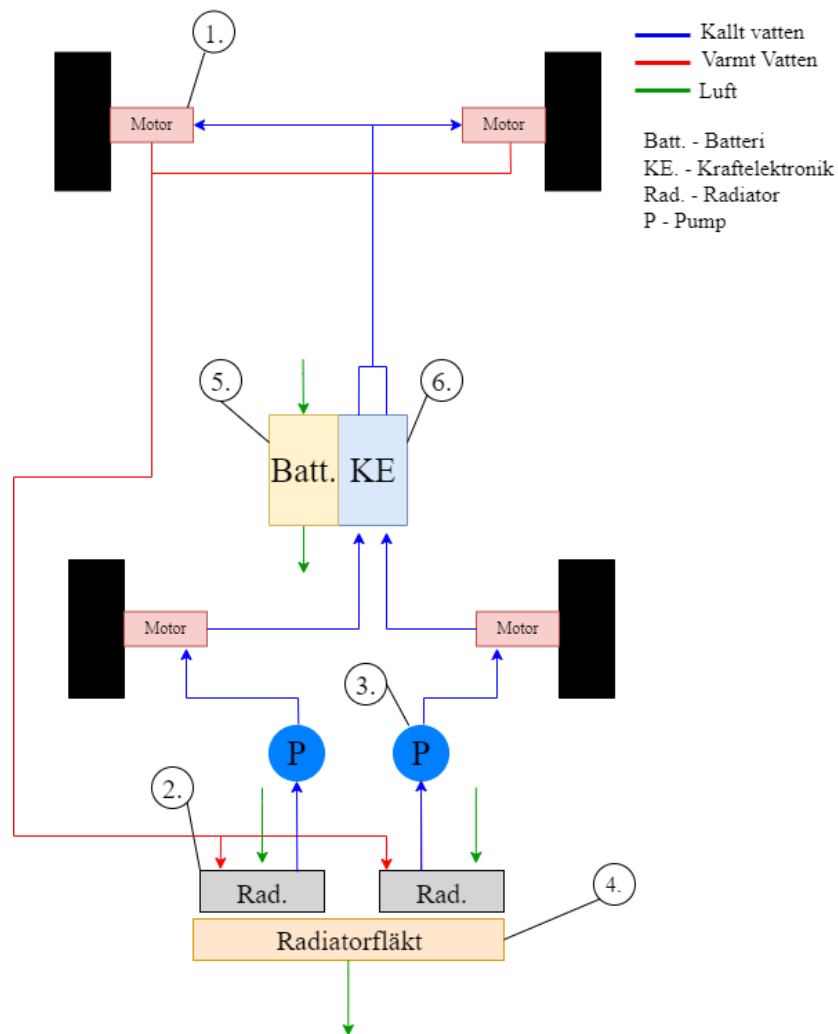
Genom att justera frekvensen på fasspänningarna kan växelriktaren ändra motorns hastighet enligt (1) [4, Kap. 5.4, s. 160-164]. Växelriktaren används också för att öka eller minska motorns vridmoment. Det här görs genom att frekvensen ökas kortvarigt så att magnetfältet från statorlindningarna

flyttas fram i förhållande till magnetfältet från rotorn. Då ökas vinkeln mellan magnetfälten och motorn producerar högre moment. Genom att istället sänka frekvensen kortvarigt så kommer magnetfältet från statorlindningarna sakta in i förhållande till magnetfältet från rotorn. Då minskas vinkeln mellan magnetfälten och motorn producerar lägre moment. Om magnetfältet från statorn tillåts sakta in så att det hamnar efter magnetfältet från permanentmagneterna så kommer maskinen att bromsas. Den fungerar då som en generator, som omvandlar rörelseenergi till elektrisk energi [4, Kap. 5.3, s. 150-160]. I det här fallet fungerar inverteraren som en likriktare och omvandlar växelström till likström som laddar batteriet.

I CFS-bilen finns det ett antal valmöjligheter gällande inverterare. De två främsta är Aros electronics AB och "in-house"-inverteraren, som tillverkats av CFS-laget [9]. Den senare nämnda "in-house"-inverteraren är både effektivare och lättare jämfört med en inverterare från Aros. Då "in-house"-inverteraren inte är tillräckligt testad av CFS i högspänningssituationer är det inte säkert att den kommer kunna användas i CFS 2022. Av den anledningen studeras istället Aros-inverteraren, som användes av CFS 2019, i det här projektet. CFS-bilen består av fyra inverterare, en för varje motor, där vardera Aros-inverterare har inspänningen 400-650 V (DC), maximala ingångsströmen 100 A (DC), switchfrekvensen 10 kHz och en maximal omgivande temperatur på 65°C [10].

2.2 Kylsystem

Kylsystemet i CFS-bilen är till för att kyla motorer, kraftelektronik och batteri. Motorer och kraftelektronik är vattenkylda medan batteriet är luftkylt. Projektet fokuserar på vattenkylningen då de största förlusterna sker i motorer och kraftelektronik. Systemet består av pumpar, radiatorer, kylmantlar till motorerna och en kylplatta till kraftelektroniken. Kylningen av motorerna och kraftelektroniken bygger på att kylvatten cirkulerar i aluminiumslingor som ligger i kontakt med den varma komponenten. Kylvattnet absorberar då komponenternas värmeförluster som sedan överförs till den omgivande luften i radiatorn. En överblick över kylsystemet presenteras i figur 8. För att kunna modellera kylsystemet behövs teori för värmetransport, samt värmeöverföring genom konduktion och konvektion. I det här avsnittet presenteras den fysik som behövs för att förstå kylsystemet, samt kylsystemets olika komponenter.



Figur 8: En schematisk bild över kylsystemet i CFS-bilen, där de olika komponenterna är numrerade: 1. Motorer, 2. Radiatorer, 3. Pumpar, 4. Radiatorfläkten, 5. Batteri och 6. Kraftelektronik.

2.2.1 Fysikaliska principer

I följande avsnitt beskrivs ett antal fysikaliska principer som spelar stor roll i beskrivandet av funktionen hos olika komponenter och kylsystem.

2.2.1.1 Generell värmetransport

Generell värmetransport för material kan beskrivas genom följande ekvation,

$$Q = c_p m \Delta T. \quad (2)$$

där står Q för total absorberad eller avlägsnad värme [J], c_p för materialets specifika värmekapacitet [J/(kgK)], m för materialets massa [kg] och ΔT för temperaturförändringen i materialet [K] [11, Kap. F-2.6, s. 215]. Ekvationen skrivs lätt om till,

$$\dot{Q} = c_p \dot{m} \Delta T, \quad (3)$$

där nu värmeöverföringshastighet \dot{Q} [W], beskrivs som funktion av massflöde, \dot{m} , [kg/s]. De här sambanden används exempelvis för att beskriva temperaturförändringar i systemets kylvatten.

2.2.1.2 Konduktion

Termisk konduktion är ett sätt för värme att transporteras genom, samt mellan, material som följd av partikelkollisioner i materialet [12]. Enkelt beskrivs den av att molekyler med högre rörelseenergi krockar med andra molekyler, vilket fördelar energin samt temperaturen mellan molekylerna i materialet. Hur mycket värme som flödar kan generellt beskrivas med konduktionslagen som lyder,

$$\frac{Q}{\Delta t} = -k_t A \frac{dT}{dx} \approx -k_t A \frac{\Delta T}{x}. \quad (4)$$

där Q står för mängden värme som flödar [J], k_t står för den termiska konduktiviteten hos mediet [W/(mK)], A är arean som värmen flödar genom [m²], x står för den distans som värmeflödet färdas [m] och dT/dx för temperaturgradient över flödesvägen [K/m]. Generellt är den här värmetransporten högre vid högre temperaturgradienter. I CFS-bilen kan konduktion exempelvis beskriva skedet då värme ska transporteras mellan olika komponenter inuti motorerna [13].

2.2.1.3 Konvektion

Konvektion är ett annat sätt för värme att transporteras i främst fluider där transporten sker som effekt av att fluiden i sig är i rörelse [14]. I det här projektet kommer ofta värmetransport som funktion av att låta en fluid flöda förbi en vägg. Det här är en form av påtvingad konvektion som följd av att vätskan pumpas förbi en värmekälla och inte rör sig av naturliga krafter. Vätskan tar upp värme från den vägg den passerar och transporterar sedan bort den som följd av sitt flöde. Det här värmeflödet följer Newtons lag och kan beskrivas på följande vis,

$$\dot{Q} = \alpha A(T_{vagg} - T_{fluid}), \quad (5)$$

där \dot{Q} står för överförd värme [W], α för värmeöverföringskoefficienten mellan vägg och fluid [W/(m²K)], T_{vagg} för väggens temperatur och T_{fluid} för fluidens medeltemperatur [K].

Konvektion kan ske naturligt utan pålagt flöde av vätska och bygger på principen att fluider i olika temperaturer har varierande densitet. Varmare delar av en fluid kommer generellt att stiga och kallare sjunka som följd av försänkt respektive förhöjd densitet. I den här studien kommer konvektion användas för att beskriva kylningen av kylmantlarna, kraftelektroniken och även värmeöverföringen i radiatorerna.

2.2.1.4 Strömningsmekanik

I ett kylsystem finns det ett flöde av kylvätska som transporterar den termiska energin från de varma komponenterna till radiatorn. Hur kylvätskan beter sig i kylsystemet beskrivs med hjälp av strömningsmekanik.

I ett slutet system kommer massflödet alltid vara bevarat [15, Kap. 3.3 s. 150-155]. Massflödet går att beräkna genom $\dot{m} = \rho Av$, där \dot{m} är massflödet [kg/s], ρ densiteten [kg/l], A är arean [m³] och v är flödes hastighet [m/s]. I ett cirkulärt rör är arean direkt proportionell mot diametern på röret. Det här leder till att om \dot{m} och ρ är konstanta kommer flödes hastigheten öka då diametern minskar respektive minska då diametern ökar.

Hur hastigheten och trycket i ett kylsystem förhåller sig till varandra kan beskrivas med hjälp av Bernoullis ekvation [15, Kap. 3.5 s. 169-178]. Genom en rörelsemängdsanalys av ett flöde som är statiskt, inkompressibelt och friktionslöst kan Bernoullis ekvation härledas. Bernoullis ekvation, då ingen energi tillförs flödet, visar på ett samband mellan två olika positioner i samma flödeslinje enligt,

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2}v_1^2 + gz_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2}v_2^2 + gz_2 = C, \quad (6)$$

där p_1 och p_2 är de två trycken [Pa], ρ är densiteten på fluiden, v_1 och v_2 är de två hastigheterna, g tyngdaccelerationen [m/s²], z_1 och z_2 är de två höjdpositionerna [m] och C en konstant. I CFS-bilen tillkommer det dock energiförluster på grund av bland annat väggarna i slangar och motstånd i flödet. För att addera en energitillförsel eller förlust adderas en term h_f med enhet [m²/s²] eller [J/kg] till uttrycket [15, Kap. 6.3 s. 355-357]. Tryckförluster i rör beräknas utifrån rörets absoluta grovhet ϵ [mm] samt rörets diameter.

För att beräkna termiska förändringar i flödet, där övriga förluster försummas, kan ett uttryck härledas från (6) enligt

$$\left(\frac{(p_1 - p_2)}{\rho} + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) \right) \dot{m} = \dot{Q}, \quad (7)$$

där \dot{m} är massflödet [kg/s] och \dot{Q} är den termiska effekten [W] [15, Kap. 9.8 s. 654-659].

2.2.2 Pumpar och slangar

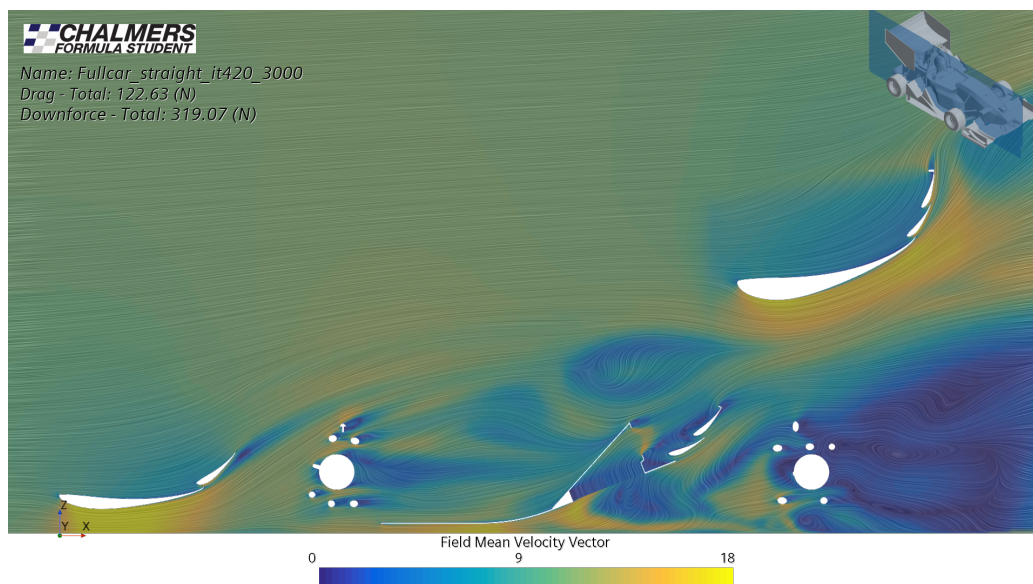
I kylsystemet är pumparna det som tillför ett konstant massflöde i systemet. Massflödet ut från pumpen kontrolleras genom att rotationshastigheten är proportionell mot den tillförda effekten. Det totala massflödet i systemet är konstant i teorin, men kommer variera genom systemet som följd av dess uppdelning i två slingor samt varierande motstånd genom dessa. Hastighet samt tryck kommer dock variera enligt teorin som presenteras i avsnitt 2.2.1.4. Pumpens massflöde beror dels på pumpens specifikationer men även hur stort flödesmotstånd som finns i systemet.

Slangarna i kylsystemet är gjorda av silikon och varierar mellan två olika diametrar, 8 mm respektive 12 mm. Silikonslangen är relativt mjuk och det har noterats av tidigare CFS-medlemmar att slangen komprimeras innan pumpen, samt expanderas efter pumpen då pumpen är igång [16]. Det här sker på grund av den tryckdifferensen som bildas jämt mot omgivningen och kan härledas från (6).

2.2.3 Kylmantlar till elmotorer

Kylningen av motorerna sker genom att låta vattnet i kylsystemet flöda genom cirkulerande slingor i en kylmantel som omsluter motorn. CFS-bilens kylmantel är tillverkad i aluminium [17]. Vid aktiv körning genererar motorerna förluster i form av värme som följd av förluster i bland annat trefaslindningen. Den här värmen leds bort via konduktion från metallen i motorn till kylmanteln som följd av att de delvis ligger i termisk kontakt. Kylmanteln avger i sin tur, via främst konvektion, sin värme till vattnet som flödar genom dess inneslutna vätskeslingor. Det här systemet utgör den huvudsakliga kylningen av motorerna men de kommer också till viss del kylas av det luftflödet som passerar kylmantlarna. Luften kommer på samma sätt som vattnet att kyla mantlarna genom främst konvektion där värme transporteras från mantlarna ut i den förbipasserande luften. Som följd av bilens aerodynamik kommer lufthastigheten vid frammotorerna vara ganska lik bilens totala hastighet medan lufthastigheten vid bakmotorerna kommer vara nära 0. Det

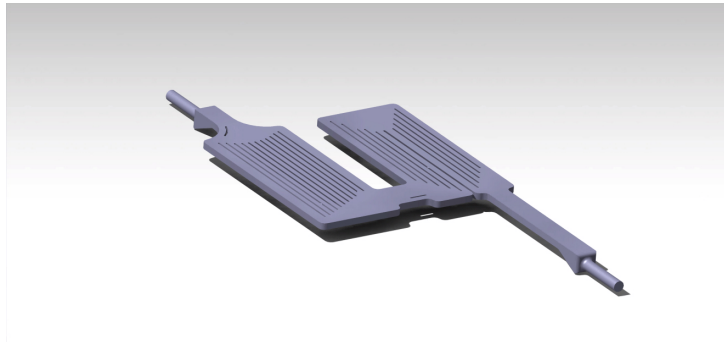
här kan ses i figur 9 som redovisar lufthastighet förbi bilen och motorerna då bilen färdas i ca 11 [m/s].



Figur 9: Luftflöde längsgående förbi bilen då den färdas i ca 11 [m/s], färgskalan är angiven i m/s Från [18], återgiven med tillstånd.

2.2.4 Kylplattan till kraftelektronik

Kraftelektroniken består av fyra inverterare som beskrivs i avsnitt 2.1.3. De finns i en låda som är placerad på en kylplatta för att kontrollera temperaturen. Kylplattan har två olika kylslingor med separat ingång och utgång på var sin sida av kylplattan. Slingorna går som en kanal igenom plattan, och på ovansidan finns remsor som går ner i kanalen för att maximera kontaktyta och överföra värmen till kylvattnet, genom konduktion, på ett effektivt sätt. I figur 10 redovisas en bild på en av två slingor i kylplattan.



Figur 10: En av två kylslingor som kylplattan till kraftelektroniken består av. Från [3], återgiven med tillstånd.

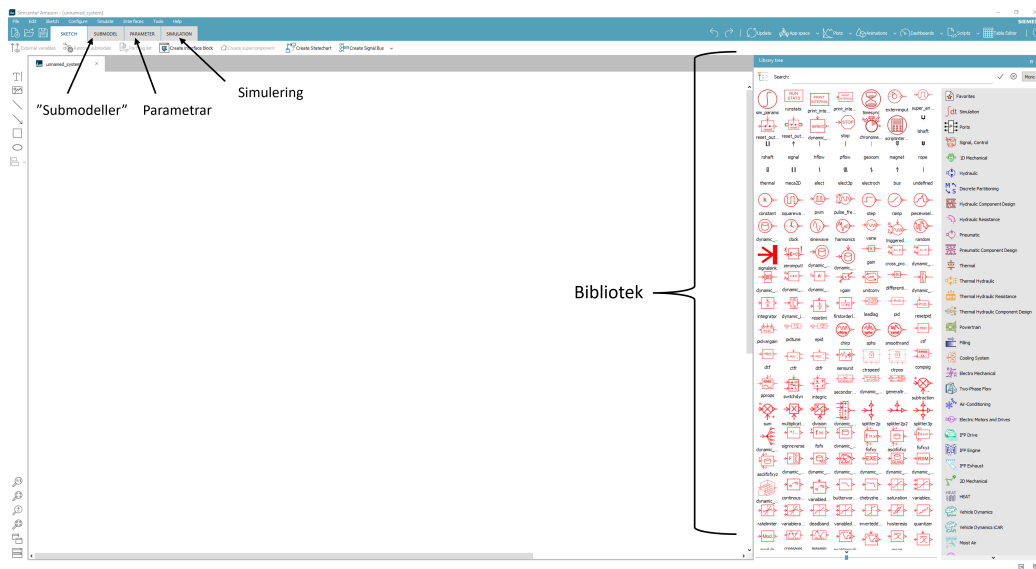
2.2.5 Radiatorer

Radiatorn är komponenten i bilen som sänker temperaturen på den varma kylarvätskan. Principen bakom kylningen i en radiator bygger på att låta kylarvätskan i systemet avge den uppbyggda värmen till ett omgivande luftflöde. I en radiator leds kylarvätskan in i flertalet rör bestående av material som leder värme bra. Det sker genom värmeutbyten mellan både röret och kylarvätskan, samt mellan röret och det omgivande luftflödet. För att maximera värmen som avges till omgivningen behöver arean som är i kontakt med luften maximeras. Den här maximeringen görs dels genom mängden rör inuti radiatorn men också geometrin. Hur värmeutbytet sker samt hur kontaktarean påverkar det här, presenteras i avsnitt 2.2.1.2. Mängden rör inuti radiatorn har dock negativ påverkan på systemets flödesegenskaper och leder bland annat till ett större flödesmotstånd som i sin tur leder till ett minskat massflöde i systemet, mer information om det här presenteras i avsnitt 2.2.1.4. Den totala effektöverföringen mellan kylarvätskan och luften kommer vara en funktion av luftflödet förbi radiatorn samt kylarvätskans flöde genom radiatorn. Luftflödet som leds genom radiatorn ökas med hjälp av en fläkt som suger luften från ett luftintag riktat i bilens körriktning, och avger det igen på baksidan. Luftflödet förbi radiatorerna är då beroende av både hastigheten som fläktarna bidrar med, men även luftflödet förbi bilen.

I CFS-bilen finns det två radiatorer som är gjorda av aluminium. De två radiatorerna i bilen har en gemensam fläkt kopplat till sig och luftintaget för radiatorerna sitter riktade framåt på baksidan av bilen [19].

3 Programvaran Simcenter Amesim

Simuleringsprogrammet som användes i arbetet är Simcenter Amesim vilket är en programvara från Siemens AG. Programvaran möjliggör utveckling och simulering av multidomänsystem där el, mekanik, hydraulik, pneumatik och termodynamik inkluderas. Det grafiska användargränssnittet (GUI) tillåter användaren att modellera sitt system i fyra steg. Det första steget är "sketch mode" där användaren bygger upp sin modell med olika komponenter som finns tillgängliga i ett bibliotek, se figur 11. I nästa steg kan användaren välja "submodeller" för komponenterna som är valda. När modellen är komplett får användaren möjlighet att bestämma parametrar för de olika komponenterna och därefter kan en simulering av systemet utföras. I huvudsak representerar genererad data systemets fysiska beteende vilket kan presenteras i form av värden eller grafer.



Figur 11: En översiktlig bild på programvaran Amesim. Biblioteket med komponenterna som finns tillgängliga i programmet är markerat i bilden. Från [20]. Återgiven med tillstånd.

Amesim erbjuder även användaren hjälpmedel vid modellering av vissa komponenter, exempelvis motorerna. Ett hjälpmedel som används vid modelleringen av motorerna är "Electric Motor Tables Creator", vilket tillåter användaren att välja motortyp samt karakteristiken, som spänning, maxvarvtal och typ av kylning. Hjälpmedlet genererar då färdiga filer för motorernas vridmoment samt förluster. Liknande hjälpmedel finns även för batteriet.

3.1 Bond Graph Theory

De grundläggande principerna för att kunna binda samman komponenter i Amesim bygger på så kallad "Bond graph theory". Bandgrafer är grafiska illustrationer på fysikaliska dynamiska system. "Bond graph theory" efterliknar blockdiagram och dess princip där systemen återspeglas av tillståndsvariabler. Den största skillnaden mot blockdiagram är att "banden" mellan de olika komponenterna och systemen är dubbelriktade, medan det för blockdiagram endast är ett enkelriktat informationsflöde [21]. Varje komponent består av en eller flera portar som kopplas ihop och samspelar med andra komponenter. Bindningen mellan dem representerar den momentana effekten eller flödet av energi. Portarna byggs upp av två variabler, insats (effort) och flöde (flow) som kallas för effektvariabler. Ett exempel är kopplingen för ett elektriskt system där flödet är strömmen, medan insatsen är spänning. Genom att multiplicera de två variablerna återfås den momentana effekten av kopplingen. Bandgrafer lämpar sig för multikomponentsystem där exempelvis en elektrisk komponent kan kopplas ihop med en termodynamisk, förutsatt kopplingen mellan komponenterna utbyter samma information.

4 Databesamling

För att kunna modellera CFS-bilen och göra de ingående komponenterna verklighetskorrekta behövde många parametrar tas fram. Hur dessa tagits fram eller uppskattats samt vilka olika typer av parametrar som använts beskrivs i följande avsnitt. Avsnittet beskriver även hur körcykler och valideringsdata tagits fram från tidigare dokumenterade värden under tävlingsmoment.

4.1 Tidigare dokumenterad testdata

Det finns sparad data inom CFS från olika tester av komponenter, samt uppmätta värden i bilen under körning. Testdata från de olika komponenttesterna används i avsnitt 4.2 för att ta fram parametervärden i simuleringsmodellens olika komponenter. För att validera simuleringsmodellen användes data som är uppmätt i bilen under körning. Data som användes är insamlad från olika tävlingar som genomfördes 2019. Information som är lagrad från tidigare tävlingar är bland annat vardera motors rotationshastighet och vridmoment, batteriets genererade ström och spänning, samt temperaturer vid olika punkter i kylsystemet. För att kunna jämföra den här data med den som simuleringsmodellen resulterade i konstruerades en körcykel som var så lik den verkliga körcykeln som möjligt. I följande avsnitt presenteras hur körcyklerna för de olika tävlingarna har beräknats.

4.1.1 Framtagning av körcykler

Data som fanns att tillgå sedan tidigare var rotationshastigheten för vardera motor i bilen. Ett medelvärde av motorernas rotationshastighet beräknades och omvandlades sedan till en linjär hastighet. Beräkningen av hastigheten gjordes då enligt formeln

$$v = \frac{RPM_{BH} + RPM_{BV} + RPM_{FH} + RPM_{FV}}{4} \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\pi}{60 \cdot n}, \quad (8)$$

där v är bilens hastighet [m/s], RPM_{BH} , RPM_{BV} , RPM_{FH} , RPM_{FV} är rotationshastigheterna för vardera motor [revolutioner/min], d diametern på hjulen [m] och n utväxlingen från växeln. Den här formeln tillämpades för att ta fram alla körcykler förutom de där bilen var tvåhjulsdreven. För körcykeln där bilen var tvåhjulsdreven beräknades endast ett medelvärde utifrån de två bakhjulen. För att minimera de felkällor där bilen tappade grepp mot underlaget beräknades en approximation av den maximala accelerationen som bilen kan uppnå, och sedan modifierades körcykeln till att aldrig överstiga

den här. Den maximala accelerationen för bilen approximerades utifrån att övriga krafter motsatta accelerationsriktningen var noll och erhöles då enligt

$$a_{max} = \frac{n \cdot 2T(1 + k)}{mr}, \quad (9)$$

där a_{max} är den maximala accelerationen [m/s²], T motorernas maximala vridmoment 24,1 [Nm], k momentfördelningen på framhjulen [%], m bilens massa [kg], r hjulens radie[m] och n är utväxlingen. Notera att för en tvåhjulsdriven bil gäller $k = 0$. Slutligen var det även brus i den erhållna körcykeln så ett gausiskt medelvärde över 10 mätpunkter gjordes för att minimera effekten av det här.

4.2 Framtagning av parametrar

Chalmers Formula Student är ett fortgående projekt som hela tiden utvecklas och förändras. Det här har visat sig tydligt i arbetet med att finna de många parametervärden som behövs för att framställa en så välfungerande modell som möjligt.

Det finns tre olika typer av parametrar som används i modelleringen:

- Tidigare bestämda parametervärden som redan fanns inom CFS.
- Uppskattade parametrar framtagna ur enkla resonemang.
- Framtagna parametrar som beräknats genom ekvationer eller mätts upp på fysiska komponenter.

De värden som sedan tidigare är bestämda och odokumenterade har generellt tagits reda på genom diskussion med nuvarande och gamla medlemmar i CFS. Det här har gjorts då de håller på mycket fakta som inte alltid finns nedskrivet. Ofta har CFS-medlemmar information om olika dimensioneringar av komponenter då de själva skapat dem. I många fall finns dock värden tillgängliga bland gamla rapporter som är skrivna av CFS-medlemmar, exempel på sådana värden är storlekar på batteri eller maxeffekt för motorer. De här rapporterna är ej publicerade utan skrivs som obligatoriska inlämningar av de elever som läser kursen Formula Student. Då den information som behövs i det här projektet endast går att hitta där måste den här typen av artikel användas som källa även om det vore önskvärt att enbart hämta information från publicerade artiklar. Se referens till de här artiklarna och personerna vid parameterlistorna i Bilaga C.

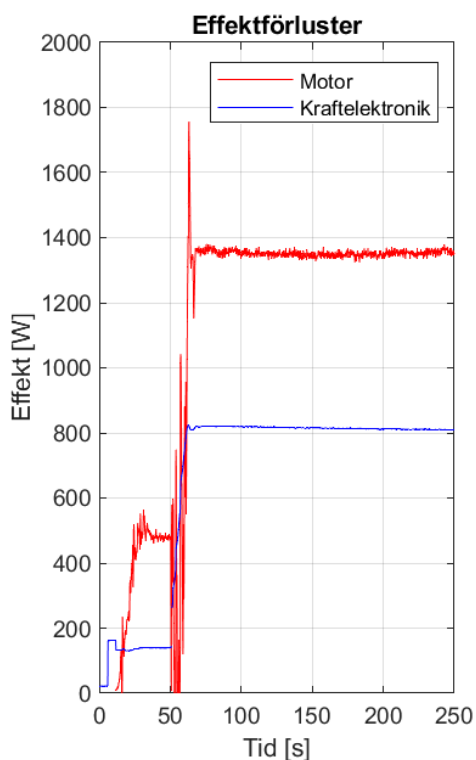
Vissa parametrar som exempelvis ursprungshastigheten och temperaturer vid körningar är uppskattade, då den här data inte funnits dokumenterad

från tävlingsmomenten. De här parametrarna har i många fall varit lätta att uppskatta utifrån resonemang som att bilen rimligen borde stå still innan ett lopp eller att yttertemperaturen vid tävlingstiden bör ha varit runt en viss temperatur. Därmed har uppskattningen upplevts rimlig nog att göra då de värden som lagts in i modellen bedömts ha hög sannolikhet att vara någorlunda korrekta. De parametrar som har uppskattats markeras med tecknet ” * ” vid parameterlistan i Bilaga C.

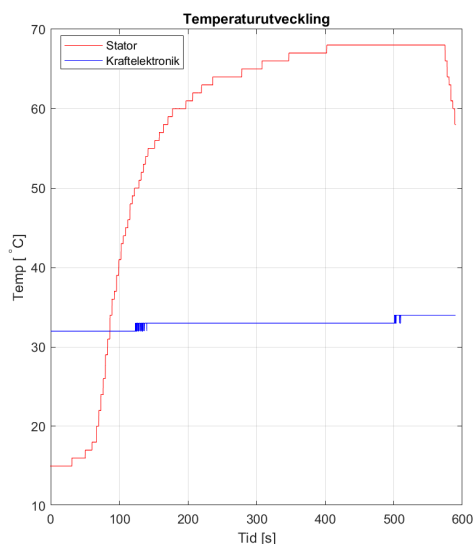
Slutligen har även många värden beräknats utifrån olika typer av uppmätt data som exempelvis värmeöverföringskoefficienter i kylsystemet samt flödes-hastigheter genom radiatorer. De beräkningar som utförts eller planerats för vid framtagande av specifika parametervärden presenteras i kommande avsnitt. De parametervärden som beräknats eller mätts fram under projektets gång markeras med tecknet ”@” vid parameterlistan i Bilaga C.

4.2.1 Beräkning av värmeöverföringskoefficienter

Vid modelleringen av motorernas och kraftelektronikens kylning är värmeöverföringskoefficienten en central del. Den bestämmer hur mycket termisk energi som överförs från den varma komponenten till det kalla kylvattnet. Värmeöverföringskoefficienten för motorn har beräknats genom att studera temperaturen på motorns stator, och för kraftelektronikens kylplatta har i stället inverterarens temperatur studerats. Koefficienterna som beräknats har i den här studien begränsats till att vara en total överföringskoefficient mellan kylvattnet och temperatursensorn och alla komponenter och material mellan dem är inkluderade. Den här begränsningen har gjorts då det inte fanns förutsättningar att utforma en undersökning där vardera delkomponents värmeöverföringskoefficient bestämdes. Data som fanns att tillgå från tidigare komponenttest var från ett test där motorerna genererade ett konstant vridmoment, samtidigt som kylsystemet var inkopplat till en vattenkran. Informationen som uppmättes var effektförlusterna och temperaturutvecklingen för motorerna och kraftelektroniken, se figur 12. För att beräkna koefficienten antogs att all effektförlust blev termisk energi som värmer upp komponenten. Då komponenten uppnått en konstant temperatur medförde det här att effektförlusterna i komponenten var lika stora som effektförlusten till kylvattnet. Kylvattnets temperatur antogs vara samma som starttemperaturen på komponenten. Sedan användes (5) för att beräkna värmeöverföringskoefficienten a . Beräkningarna resulterade i att värmeöverföringskoefficienten för motorer och kylplatta var 195 W/Km^2 respektive 752 W/Km^2



(a) Effektförusterna som funktion av tid från motorerna och kraftelektroniken vid ett konstant vridmoment på ca. 10,8 Nm.



(b) Temperaturutvecklingen som funktion av tid för statorn och kraftelektroniken vid ett konstant vridmoment på ca. 10,8 Nm.

Figur 12: Grafer över data som användes vid beräkning av värmeöverföringskoefficienten för motorerna samt kraftelektroniken.

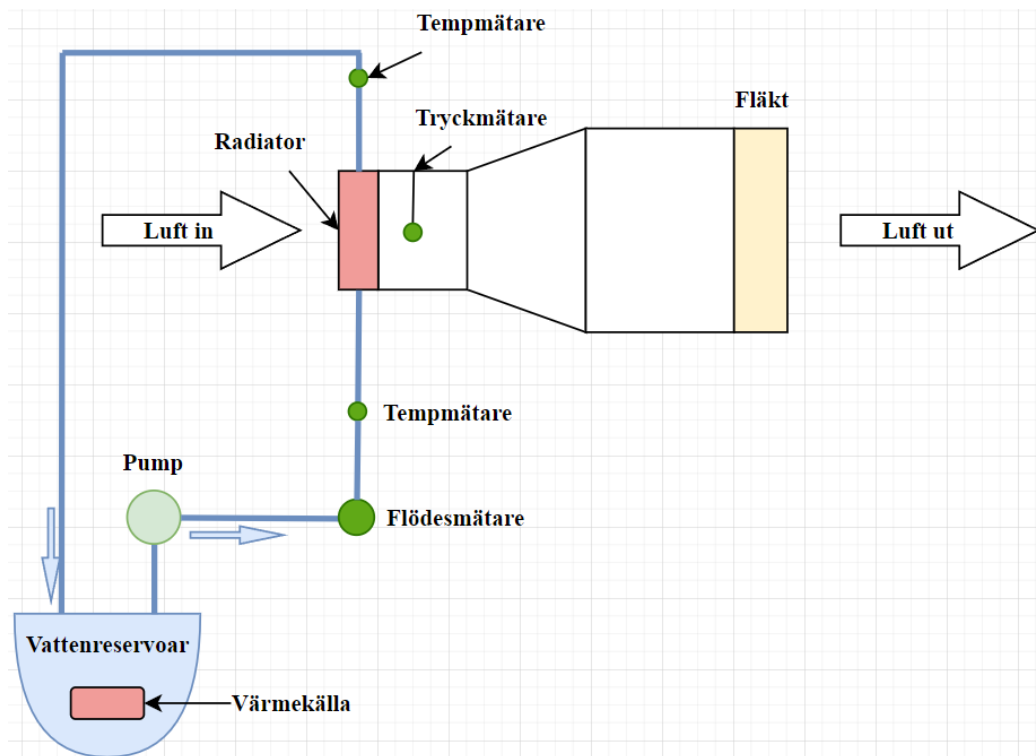
4.2.2 Radiortest

I följande avsnitt beskrivs hur parametrar till radiatorerna i bilen planerats att samlas in, samt metoden som slutligen användes.

4.2.2.1 Planerat radiortest

För att kunna modellera radiatorerna utifrån verkligheten hade den totala värmeöverföringen mellan vatten och luft behövt bestämmas som funktion av vatten- och luftflöde. Därmed utformades ett bänktest av radiatorerna med syfte att ta fram det här. På grund av ett antal oturliga event som resulterade i att laborationstid inte var tillgänglig inom ramen för projektet kunde testet dock ej utföras. Nedan beskrivs en plan för ett möjligt framtida test.

Under testet ska luft sugas genom radiatorn samtidigt som vatten pumpas genom den. Under tiden som det här sker dokumenteras vattnets flöde samt luftens hastighet. Vid varje specifikt vattenflöde mäts också temperaturskillnaden mellan inloppet och utloppet upp. Det här görs för att kunna bestämma värmeöverföringen. Se den schematiska uppställningen av testet i figur 13.



Figur 13: Uppställning för radiatortestet där luft sugas genom radiatorn vid olika hastigheter och vatten med en specifik temperatur pumpas genom radiatorerna.

Lufthastigheten precis efter radiatorn beräknas genom uppmätt tryckfall över radiatorn tillsammans med vattnets temperaturskillnad mellan in- och utlopp. Genom (3) och (7) fås följande,

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= c_p \dot{m} \Delta T_{vatten} \implies \\ \frac{(p_1 - p_2)}{\rho} + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + g(z_1 - z_2) &= c_p \Delta T_{vatten}. \end{aligned} \quad (10)$$

Därefter sätts v_1 och p_1 till lufthastighet respektive tryck före radiatorn, vilket i det här fallet antas innebära att $v_1 = 0$ m/s och $p_1 = 101325$ Pa = 1

atm. Därefter sätts luftens densitet till $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$, samt tyngdaccelerationen till $g = 9,82 \text{ m/s}^2$ [11, Kap. T-1.5, s. 39 resp. Kap. CU-1.1, s. 14]. Höjdskillnaden före och efter radiatorn antas vara 0, det vill säga $z_1 - z_2 = 0$. Hastigheten v_2 kan därefter brytas ut och med tidigare nämnda antaganden skrivas som,

$$v_2 = \sqrt{2 \left(c_p \Delta T_{vatten} - \left(\frac{p_1 - p_2}{\rho} \right) \right)}. \quad (11)$$

På så vis kan hastigheten beräknas utifrån det uppmätta tryckfallet.

För att underlätta under laborationen approximeras vilka tryckfall som ska motsvara de önskade uppmätta hastigheterna genom att anta $\Delta T_{vatten} = 5 \text{ K}$ och på så vis kan tabellen i Bilaga A utformas, vilken möjliggör en enklare procedur under laborationen. Under laborationen ökas flödet genom fläkten tills dess att rätt tryckfall kan avläsas. Genom att samtidigt mäta ΔT_{vatten} med termoelement och kontrollera flödes hastighet med hjälp av en flödesmätare kan faktiska flödes hastighet på luften bestämmas genom (11). Slutligen kan data användas för att skapa en tabell med x-värden (luftens hastighet in i m/s) , y-värden (vattenflödet liter/h) samt z-värden (värmeöverföring [W]) som beräknas genom (3). Den här tabellen kan sedan användas direkt i Amesim och möjliggör att de modellerade radiatorerna beter sig likadant som de verkliga.

4.2.2.2 Gammalt radiortest

Då det planerade radiortestet ej kunde utföras användes istället ett antal mätdata från ett tidigare radiortest på samma radiatorer. Det här testet var dock inte lika omfattande, men kunde fortfarande ge lite nyttig information till modellen. Testet utfördes av en tidigare CFS-medlem, vid namn Aditya, och den relevanta data från dess omfattade datapunkter kan ses i Bilaga A [19].

Under testet mättes likt det planerade testet tryckfallet över radiatorn som följd av luftens rörelse, vilket kallas för luftens dynamiska tryck $P_{dyn}[\text{Pa}]$. Genom att använda (6) och sätta höjdskillnaden till 0, $z_1 = z_2$, sedan anta att initiala vindhastigheten $v_1 = 0$, samt beteckna $p_1 - p_2$ med det dynamiska trycket P_{dyn} , kan vindhastigheten genom radiatorn $v_r[\text{m/s}]$ beräknas genom följande ekvation,

$$v_r = v_2 = \sqrt{\frac{2P_{dyn}}{\rho}}. \quad (12)$$

Notera att vindhastigheten genom radiatorn här antas vara samma som hastigheten v_2 strax efter radiatorn. Värmeöverföringen vid varje uppmätt vindhastighet kunde även beräknas genom den uppmätta temperaturdifferensen mellan vatten in och ut ur radiatorn, tillsammans med det uppmätta vattenflödet, genom (3). I testet studerades endast ett vattenflöde av 11 m/s², men då Amesim behöver fler datapunkter approximerades en enkel skalning där temperaturerna hölls samma men vattnets massflöde ändrades till 10 respektive 9 l/min. Följaktligen tredubblades mängden datapunkter och följande tabell 2 kunde tas fram för att sedan användas i Amesim.

Tabell 2: Uppmätt data över värmeöverföring [W] mellan radiator och luft som funktion av lufthastighet och vattenflöde.

Lufthastighet [m/s]	2,8	3,8	4,4	4,9	5.6
Vattenflöde [l/min]					
9	0,96	0,99	1,1	1,2	1,3
10	1,1	1,1	1,2	1,3	1,5
11	1,2	1,2	1,4	1,4	1,6

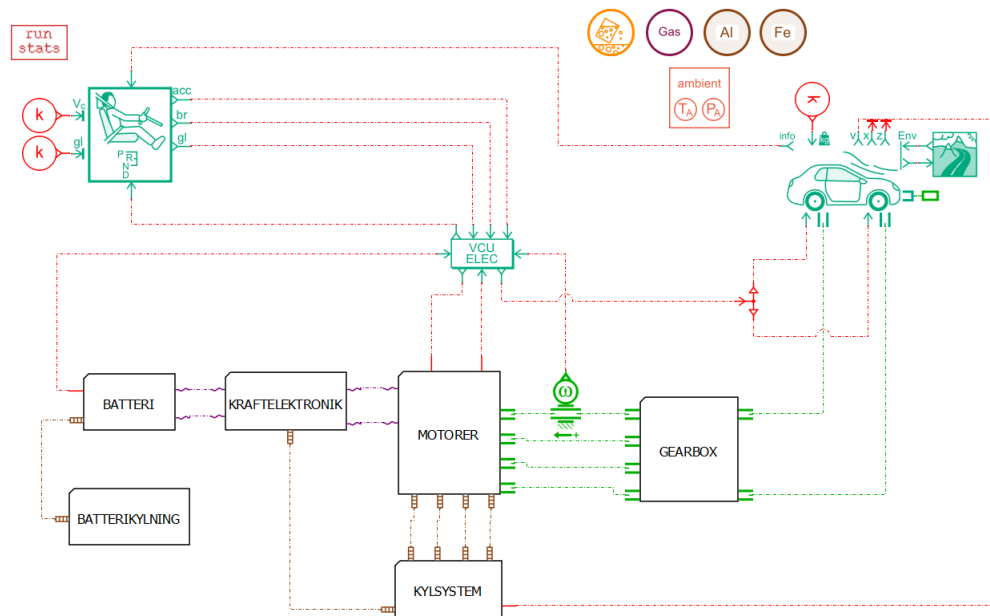
5 Modellering i Amesim

Konstruktionen av en realistisk modell av CFS-bilen i programmet Amesim utgår från att använda en kombination av programmets egna förutbestämda undermodeller och fristående komponenter från biblioteket. Tillsammans används de för att i så stor utsträckning som möjligt motsvara komponenterna i drivlinan och kylsystemet, se avsnitt 2.1 och 2.2.

Genom att utveckla drivlinan och kylsystemet separat erhöles en smidigare uppbyggnad av den kompletta simuleringsmodellen för CFS-bilen. För att simulera representativa körcykler är den sammansatta modellen kopplad till en tvådimensionell fordonsmodell som tar hänsyn till longitudinell dynamik. Kör cyklarna bestäms av en föreskriven hastighetsprofil och förarmodellen genererar de gas- och bromssignaler som krävs för att följa hastighetsprofilen.

Efter simulering i tidsplanet utifrån kör cyklarna valideras simulerad data gentemot tidigare uppmätt CFS-data från körningar med det riktiga fordonet. Därigenom kan data från de olika undermodellerna analyseras och möjliggöra framtida rekommendationer på olika parameter värden.

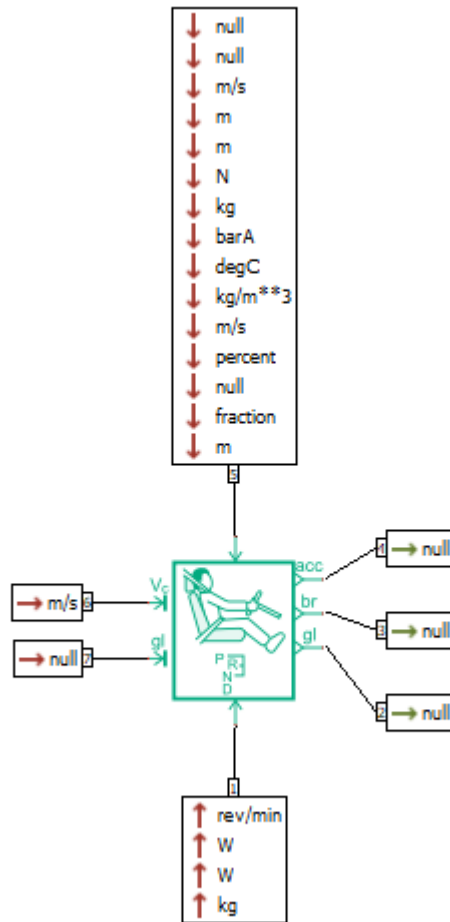
För att få en uppfattning om hur systemet byggts upp i Amesim har en övergripande modell skapats, se figur 14. Den här bilden är en förenkling utav det verkliga systemet, men det ger en bättre uppfattning om vilka delar som kommunicerar med varandra och deras utväxling av information. För att modellera en förare och bilen används en förutbestämd förarmodell respektive en fordonsmodell från Amesim som sedan kopplas ihop med den elektriska drivlinan och kylsystemet.



Figur 14: Övergripande bild av simuleringsmodellen i Amesim. Från [20], återgiven med tillstånd.

5.1 Förarmodell

Förarkomponenten, se figur 15, används för att kontrollera körningen av fordonet. Den tar in information ifrån fordonet och miljön, som exempelvis hastighet på fordonet eller lutning på vägen. Den tar också in information om eventuella kontrollhastigheter och växelpositioner. Komponenter kommunicerar sedan med bilens VCU, se avsnitt 5.3.3, och tar emot information om motorerna, och skickar signaler i form av önskad acceleration, bromsning eller växel. Se tabell 3 för en sammanställning av hur komponenter kommunicerar med resten av systemet. Förarkomponenten används även för att definiera den körcykel som programmet använder sig av i simuleringen.



Figur 15: En bild på förarmodellen i Amesim där de olika portarna är numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

Tabell 3: Beskrivning av förarmodellens portar.

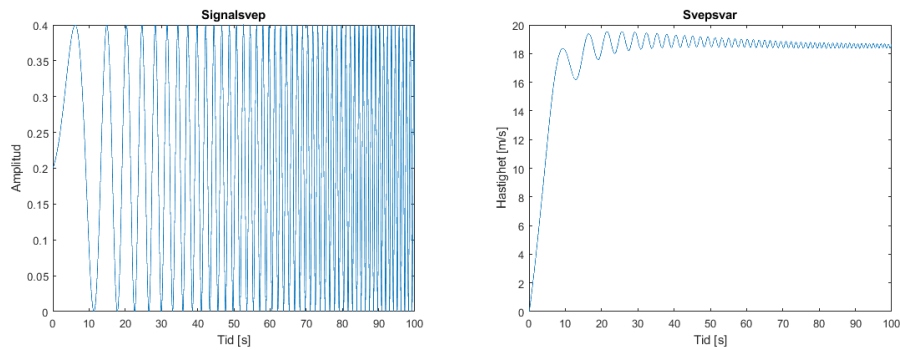
Förarmodellens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Ingångsport för information från VCU
Port 2	Växelbegäran till VCU
Port 3	Bromsbegäran till VCU
Port 4	Accelerationsbegäran till VCU
Port 5	Ingångsport för information från fordonsmodellen
Port 6	Hastighetsbegäran (används ej i den här modellen)
Port 7	Växelbegäran (används ej i den här modellen)

I körcykeln definieras en kontrollhastighet och förarkomponenten använder sig utav en PI-regulator för att justera accelerationssignalen, det här görs med hjälp av återkopplingen ifrån systemet. En kontrollhastighet V_k [m/s] fås ifrån en datafil om körcykeln. Sedan fås nuvarande hastighet V_n ifrån simuleringen. Skillnaden mellan dem ger ett fel, e . Felet multipliceras med en konstant, K_p , och integreras också över tid och multipliceras med en konstant K_i för att få det signalvärde, S som önskas. Beräkningen görs enligt

$$\begin{aligned}
 e &= v_k - v_n, \\
 S &= K_p \cdot e + K_i \int_0^t e \, d\tau.
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

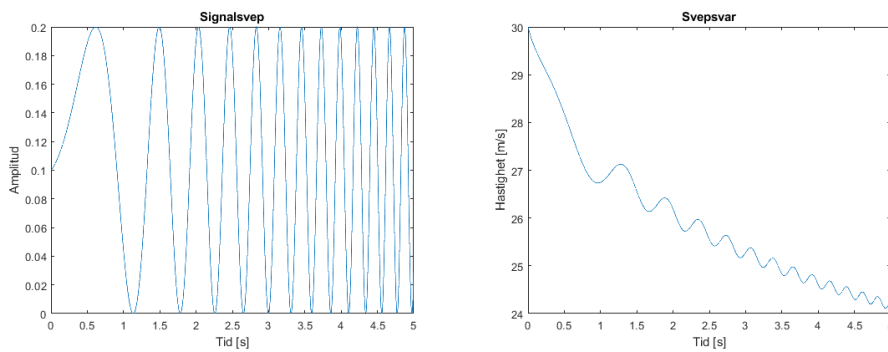
Om S är negativt skickar förarkomponenten i stället en bromsbegäran. Acceleration och bromsning är värden som varierar mellan 0 och 1 för att indikera hur mycket av respektive aktivitet som önskas. Växelsignalen visar åt vilket håll accelerationen riktas, 1 för framåt, -1 för bakåt och 0 för stillastående. Kör cyklerna som används kommer ifrån tidigare körtester i CFS, se avsnitt 4.1.1.

Förarmodellen har två olika PI-kontroller beroende på om det är en accelerationsbegäran som sker eller en bromsbegäran. För att dimensionera PI-kontroller för acceleration i förarmodellen användes en svepsignal, se figur 16a. Det är en sinuskurva med ökande frekvens. Den används som insignal till systemet för att ta fram en överföringsfunktion för systemet.



(a) Insignalen till systemets accelerationsbegäran i form av en svepsignal. (b) Utsignalen i form av ett svepsvar från systemets accelerationsbegäran.

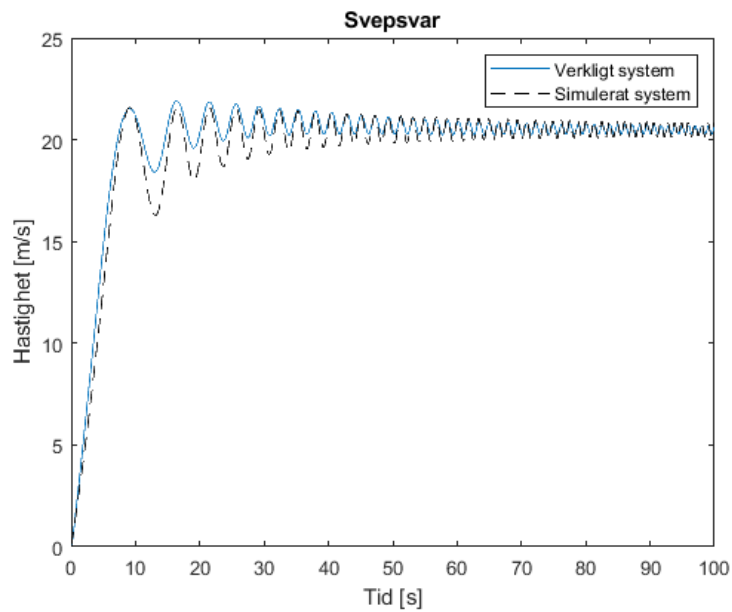
Figur 16: In- och utsignalerna som användes vid accelerationsregleringen.



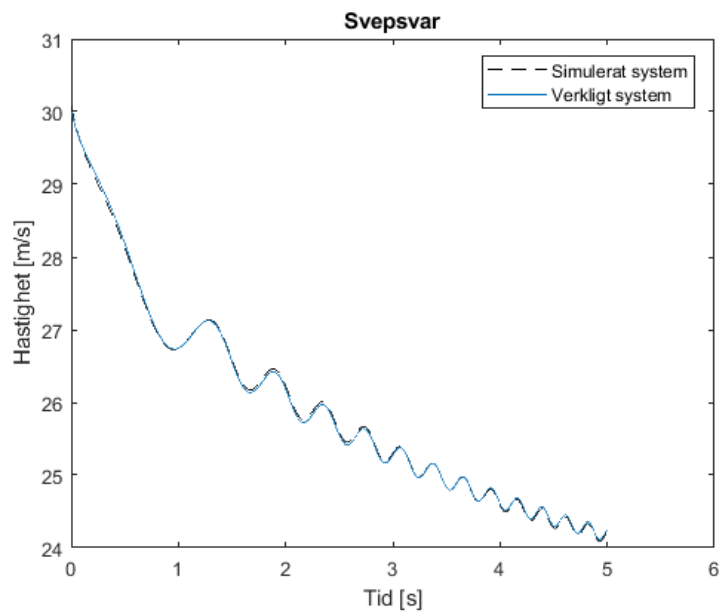
(a) Insignal till systemets bromsbegäran i form av en svepsignal. (b) Utsignalen i form av ett svepsvar från systemets accelerationsbegäran.

Figur 17: In- och utsignalerna som användes vid bromsregleringen.

Svepet och dess svar, se figur 16b exporterades till MATLAB, där det med hjälp av verktyget "linear system identifier", estimerades en funktion som stämde överens till 89 % med det riktiga systemet, se figur 18a. Det här anses vara tillräckligt korrekt för att börja designa parametrarna i PI:n.



(a) Jämförelse mellan svepsvaret och den simulerade överföringsfunktionens svar för accelerationsregleringen.



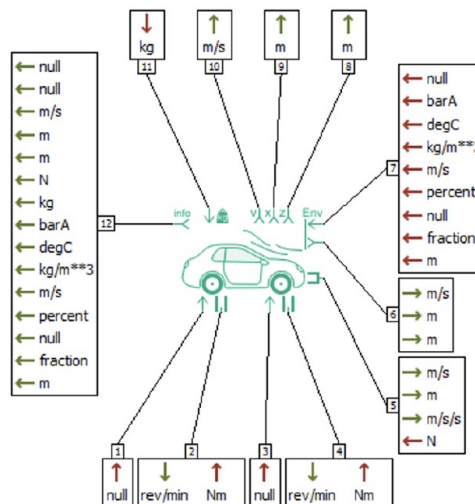
(b) Jämförelse mellan svepsvaret och den simulerade överföringsfunktionens svar för bromsregleringen.

Figur 18: Jämförelser mellan de båda systemens estimerade överföringsfunktioner.

Ytterligare ett verktyg från MATLAB som användes var "PID-tuner", med inställning PI, där överföringsfunktionen förs in, samt önskad bandbredd. Bandbredden valdes till 8 rad/s, då det gav ett relativt snabbt men även stabilt stegsvar. För att dimensionera PI-kontrollern för bromsning i modellen användes ett liknande tillvägagångssätt, men det gavs en konstant accelerationsbegäran och sedan skickades en liknande svepande signal in som bromsbegäran, se figur 17a. Det resulterade i ett svepsvar enligt figur 17b. Verket "linear system identifier" användes sedan för att skapa en tillståndsmodell, som matchade till 97,8 %, se figur 18b. Tillståndsmodellen transformeras sedan till en överföringsfunktion och genom användning av "PID-tuner", med 12 rad/s bandbredd, ges PI-parametrarna. Det här resulterade i parametrarna som används i förarmodellen, se Bilaga C.1 för en sammanställning.

5.2 Fordonsmodell

Fordonsmodellen som används i simuleringsmodellen är en färdig komponent som kan ses som en sammankopplingspunkt för alla delsystem. Verket tar in signaler från omgivningen samt motorerna och förser förarmodellen med information. I figur 19 visas komponenten tillsammans med de 12 portarna. Informationen som portarna tar in respektive ger ifrån sig beskrivs i tabell 4.



Figur 19: En bild på fordonsmodellen i Amesim där de olika portarna är numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

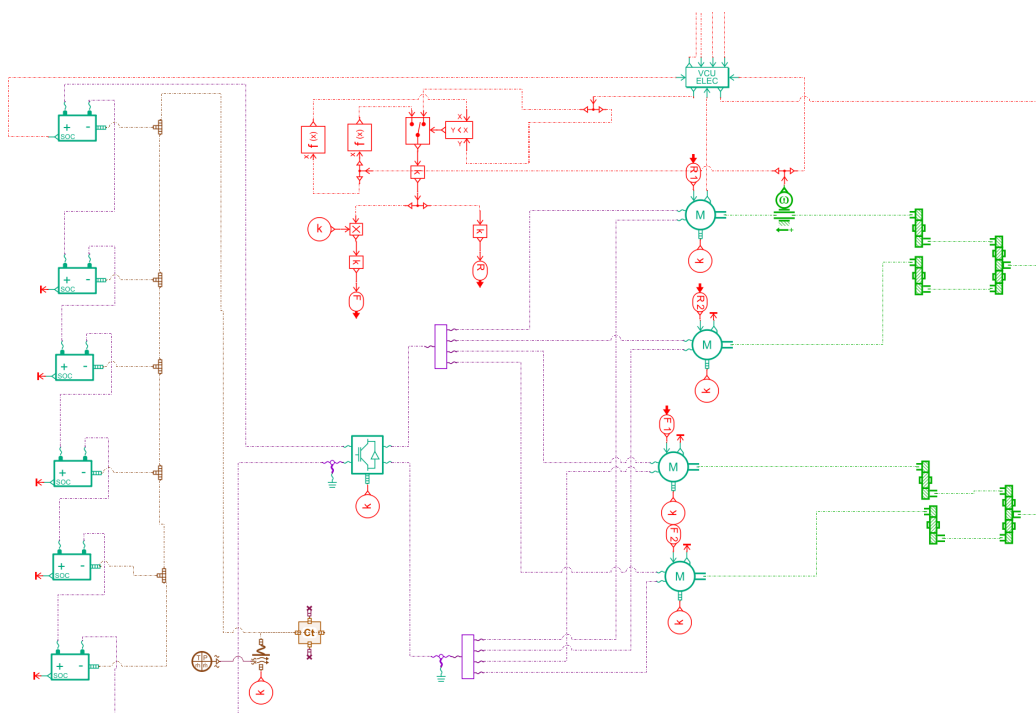
Tabell 4: Beskrivning av fordonsmodellens portar.

Fordonsmodellens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Ingångsport för bakaxelns bromssignal
Port 2	Utgångsport för bakhjulens varvtal och ingångsport för bakaxelns vridmoment
Port 3	Ingångsport för framaxelns bromssignal
Port 4	Utgångsport för framhjulens varvtal och ingångsport för framaxelns vridmoment
Port 5	Utgångsport för fordonets linjära hastighet, position, acceleration och ingångsporten för den externa kraften
Port 6, 8, 9, 10	Utgångsportar för beräkning av hastighet och position
Port 7	Ingångsportar för yttre miljöparametrar och aerodynamik
Port 11	Ingångsport för massan
Port 12	Utgångsportar för samtlig information efter beräkningar

På grund av att fordonsmodellen är en av de mest integrerade modellerna i simuleringen, så utförs här flera olika beräkningar för att simulera en bil i rörelse. Bland annat beräknas hjulradien, de drivande och resistiva krafterna, bromsvridmomentet, den linjära accelerationen, hastigheten och positionen. Det bör observeras att Coulombs friktionskoefficient, longitudinell glidfriktion och rullmotstånd är approximerade till noll, då ingen relevant data finns för parametrarna. För att möjliggöra att komponenten fungerar behöver modellen ett antal initialt definierade parametrar, exempelvis fordonets dimensioner och hjulens kontakt mot vägbanan. Se Bilaga C.2 för en sammanställning av samtliga parametrar i komponenten.

5.3 Modellering av drivlina

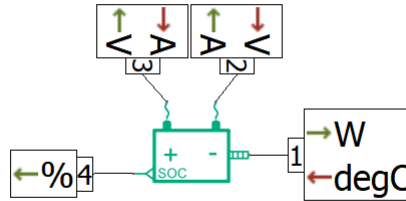
I följande avsnitt presenteras modelleringen av bilens drivlina, med undermodellerna för batteri, motorn och växel, VCU och kraftelektronik. Ytterligare presenteras modellernas portar och relevanta ekvationer som används. I figur 20, presenteras en förenklad bild av modellernas sammankoppling.



Figur 20: Överblick över samtliga ingående komponenter i den modellerade drivlinan. Från [20], återgiven med tillstånd.

5.3.1 Batterimodell

I Amesim finns det en färdig modell för ett batteri med fyra in- och utgångar, se figur 21. Modellen tar hänsyn till laddningstillståndet (SOC), kraftförluster samt den spänning och ström som övriga systemet kräver. För att lyckas återspegla bilens batteri med sex batterisegment modelleras simuleringsmodellen med sex stycken seriekopplade batterimodeller. Batteriets plus- och minuspol kopplas vidare till bilens kraftelektronik, se avsnitt 5.3.4. En batterikomponent kopplas till bilens VCU, se avsnitt 5.3.3, för att batteriet skall kunna skicka information om laddningstillståndet. Informationen som portarna tar in respektive ger ifrån sig beskrivs i tabell 5.

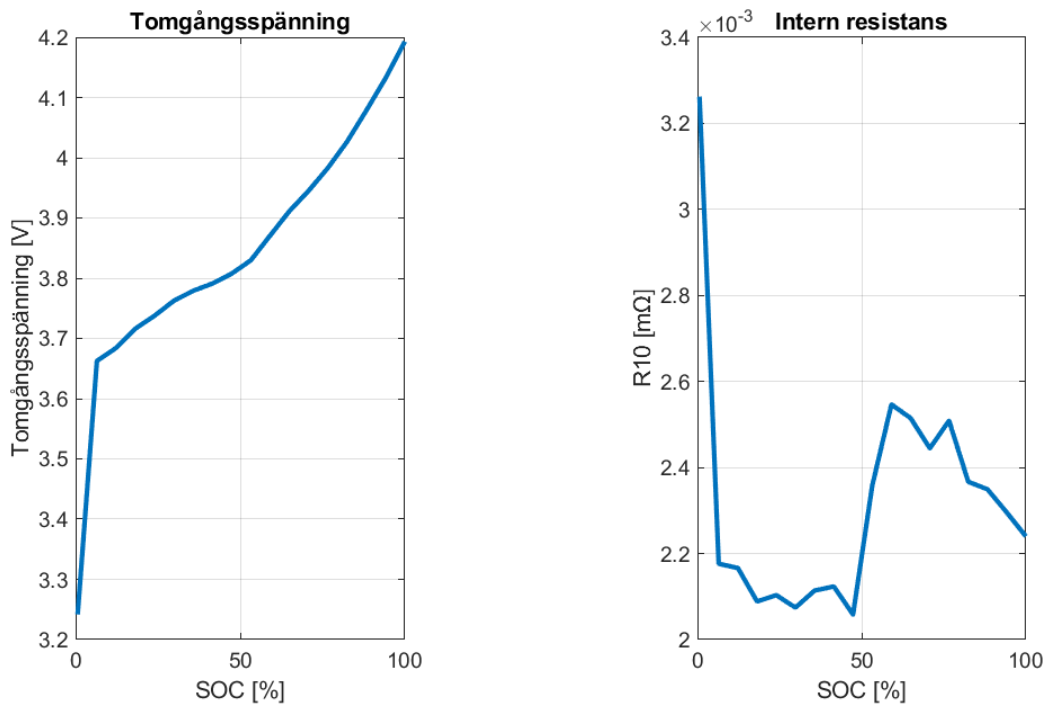


Figur 21: Bild på batterimodellen i Amesim med dess olika portar numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

Tabell 5: Beskrivning av batteriets portar.

Batterimodellens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Kraftförluster som utgång, batteriets temperatur som ingång
Port 2	Ström som utgång, spänning som ingång
Port 3	Ström som ingång, spänning som utgång
Port 4	Laddningsnivån i förhållande till batteriets kapacitet

Då spänningen betraktas som en variabel krävs det värden och data för att definiera batteriet i Amesim. Den väsentliga data som krävs är tomgångsspänningen och den interna resistansen för varje cell. Parametrarna kan vara definierade utifrån laddningstillståndet, urladdningsdjupet eller temperaturen. I det här fallet valdes laddningsdjupet. I figur 22 presenteras data för tomgångsspänningen och interna resistansen för en cell som används för att definiera karaktäristiken på batteriet [22].



(a) Tomgångsspänningen över en cell.

(b) Interna resistansen över en cell.

Figur 22: Tomgångsspänningen samt interna resistansen över en cell.

Spänningen är en variabel och karaktäristiken på batteriet är definierat för varje cell. Därmed kommer den totala potentialen för ett batterisegment beräknas enligt

$$V_{mål} = S_{cell} \cdot (OCV_{cell} - R_{cell} \cdot I_{cell}), I_{cell} = \frac{I_3}{P_{cell}}, \quad (14)$$

där $V_{mål}$ är spänningen som önskas uppnå [V], OCV_{cell} och R_{cell} är tomgångsspänningen [V] samt interna resistansen [Ω] som presenteras i figur 22, I_{cell} är strömmen från vardera cell [A], I_3 är strömmen vid port 3, och S_{cell} och P_{cell} antalet celler i serie respektive parallellt. Programvaran beräknar därefter spänningen igenom att integrera följande ekvation

$$\frac{dV}{dt} = \frac{V_{mål} - V}{\tau}, \quad (15)$$

där τ är en förinställd tidskonstant med värdet 1 s.

För att kunna ta hänsyn till batteriets laddningstillstånd krävs det ett initialt värde på laddningstillståndet samt kapaciteten på en cell. Det initiala

värdet på laddningstillståndet ska motsvara hur mycket batteriet har laddats innan de olika tävlingsmomenten. I modellen går det att bestämma vad som skall hända när batteriet är fulladdat respektive helt urladdat. Ett exempel på det här är vid ett fulladdat batteri, där övrig energi blir till värmeförluster. Eftersom riktiga bilen inte har något system som reglerar det här, tas det ingen hänsyn till det i simuleringen. Simuleringsmiljön är också begränsad när det gäller att skicka signaler till VCU-modellen gällande laddningstillståndet. Det går endast att skicka signalen från ett segment och approximationen görs att alla segment laddas ut lika fort. Laddningstillståndet definieras för vardera segment enligt

$$\frac{dSOC}{dt} = -\frac{dq}{dt} \cdot \frac{100}{C_{cell}}, \quad (16)$$

där C_{cell} är den nominella kapaciteten [Ah] hos en cell och q är laddningen [C] som krävs av övrig last på bilen. Den här lasten beräknas i sin tur enligt

$$\frac{dq}{dt} = -I_3. \quad (17)$$

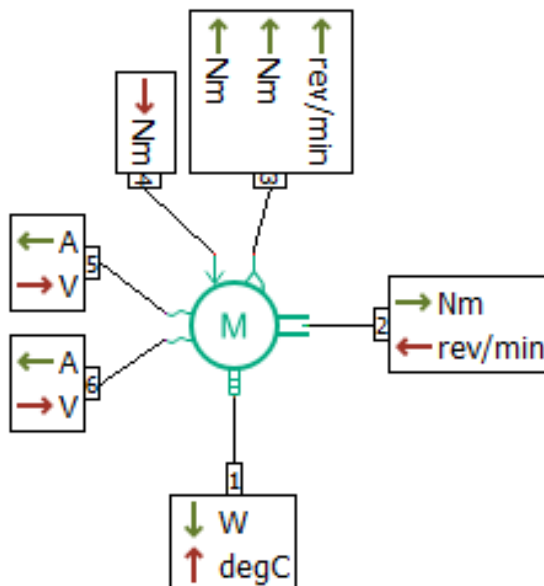
Batteriets totala kraftförluster i port 1 beräknas enligt ekvation

$$P = R_{cell} \cdot I_{cell}^2 \cdot S_{cell} \cdot P_{cell}. \quad (18)$$

Luftkylningen modelleras i sin enkelhet med en termisk massa, se figur 29a, som kyls av ett konstant luftflöde. Eftersom det saknas data över luftflödet till batteriet modelleras det utifrån det konstanta flödet som fläktarna producerar. En sammanställning av alla parametrar som används i batterimodellen samt data över batteriet presenteras i Bilaga C.3.1.

5.3.2 Motor och växel

Motorns syfte är att omvandla energi från batteriet till vridmoment som driver bilen. Motorn kan både användas som motor och generator, vilket är nödvändigt för att kunna modellera körcyklerna med regenerativ bromsning. Motorkomponenten inkluderar även en inverterare som omvandlar likström från batteriet till 3 fas växelström, vilket är det som krävs för att driva motorn. Andelarna av vridmoment som skickas till frammotorerna är 35% av det vridmoment som går till bakmotorerna. Det innebär alltså att börvärdessignalen till bakmotorerna är oförändrad från det som skickas från föraren men signalen till frammotorerna är nerskalade med en faktor 0,35. Motorkomponenten presenteras i figur 23 och informationsutbytet som sker i vardera port presenteras i tabell 6.



Figur 23: En bil på elmotormodellen i Amesim med dess olika portar nummerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

Tabell 6: Beskrivning av elmotorns portar.

Elmotorns portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Energiförlust kopplad till kylsystemet
Port 2	Vridmomentet till däcken
Port 3	Max/min vridmoment för elmotorerna
Port 4	Styrsignal för vridmoment från VCU
Port 5	Koppling till batteriet
Port 6	Koppling till batteriet

Motorernas vridmoment begränsas enligt formel

$$M_{min} \leq M_{lim} \leq M_{max}, \quad (19)$$

där M_{min} är det minsta vridmoment [N m] som motorn kan generera, M_{max} det högsta och M_{lim} det begärda vridmomentet. De här gränserna beräknar Amesim fram med hjälp av de motorparametrar som stoppas in samt egenskaper hos den typen av motor. I den här modellen används en trefas AC permanentmagnetsmotor.

Den mekaniska effekten som driver däcken beräknas med formeln,

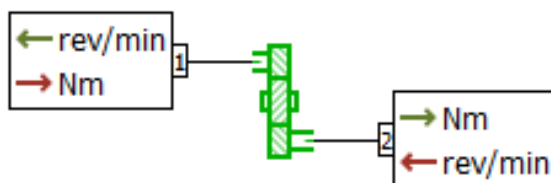
$$P_{mek} = M_m \cdot \omega, \quad (20)$$

där P_{mek} är effekten [W], M_{mek} är motorns vridmoment och ω rotationshastigheten [rad/s]. Effektförlusten hos motorn beräknas sedan enligt

$$P_{fld} = (1 - \eta) \cdot |P_{mek}|, \quad (21)$$

där P_{fld} är effektförlusten, η en konstant bestämd utifrån motoregenskaper och P_{mek} effekten som motorn överför till mekanisk energi.

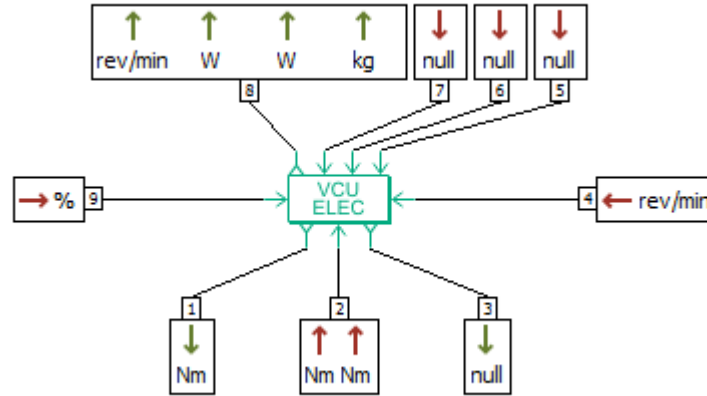
Planetväxel som används i modellen har en utväxling på 14:1 vilket innebär att motorn roterar 14 gånger snabbare än däcken som resulterar i att vridmomentet i däcken ökar med en faktor 14. I figur 24 redovisas en bild på modelleringsprogrammets växelkomponent.



Figur 24: En bil på växelmodellen i Amesim med dess olika portar numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

5.3.3 VCU-modell

Styrenheten i CFS-bilen består av två noder, en fram och en bak, som kan ses som signalbehandlare. I programmet Amesim kan däremot inte styrenheten modelleras på det sättet. Istället väljs en färdig styrenhet från biblioteket, kallad "Vecicle Control Unit". Verktöget är anpassat till att användas i samband med ett elektriskt fordon och tar information från föraren, batteriet och motorerna och sänder kommandon till motorerna och fordonet. Det här sker i strävan efter att batteriets energikonsumtion skall minimeras. I figur 25 ses Amesim modellen på VCU:n tillsammans med de tillhörande 9 portarna. Portarna beskrivs i tabell 7.



Figur 25: En bild på VCU-modellen i Amesim, med dess olika portar numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

Tabell 7: Beskrivning av VCU-modellens portar.

VCU-modellens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Utgångsport för begärt vridmoment från förare
Port 2	Ingångsport på motorns maximala och minimala vridmoment
Port 3	Utgångsport för begärt bromskommando från förare
Port 4	Ingångsport för motorn varvtal
Port 5	Ingångsport för accelerationskommando
Port 6	Ingångsport för bromskommando [0..1]
Port 7	Ingångsport för växellådans läge (1:fram, 2:neutral, -1 bak)
Port 8	Utgångsport för varvtalet, maximal- och minimal drivlineeffekt och drivlinans ekvivalenta massa
Port 9	Ingångsport för batteriets laddningstillstånd

VCU-modellen har som huvuduppgift att beräkna det begärda vridmomentet och bromsvridmomentet från föraren. Då accelerationskommandot och bromskommandot kan ses som en signal från 0 till 1 kan motorns begärda vridmoment från föraren beräknas genom

$$M_{begärd} = M_{acckom.} \cdot M_{max}, \quad (22)$$

där $M_{acckom.}$ är accelerationskommandot från port 5 från förarmodellen och där M_{max} är motorns maximala vridmoment från port 2. Bromsvridmomentet bestäms istället genom

$$M_{broms} = M_{bromskom.} \cdot M_{max.fordon} \quad (23)$$

där $M_{bromskom.}$ är bromskommandot från port 6 och där $M_{max.fordon}$ är det maximala bromsmomentet från fordonet.

I VCU-komponenten är det också möjligt att bestämma om regenerativ bromsning skall användas eller inte. I komponenten finns det fyra olika stadier av regenerativ bromsning: serie, fast uppdelning, parallell eller helt parallell.

Serie innebär att motorerna används för att ladda batteriet och bromsa fordonet fram till dess att motorerna inte längre har tillräckligt med vridmoment för att stoppa fordonet. I det fallet kopplar VCU om till fordonets bromsar för att fortsätta inbromsningen. Med fast uppdelning så används fordonets bromsar och motorerna samtidigt för inbromsningen. För helt parallell inbromsning används motorerna och bromsarna samtidigt, där motorerna producerar maximalt negativt vridmoment då förarens bromsmoment är maximalt. Vid parallell inbromsning så fås i stället maximalt med vridmoment från motorerna vid ett specifikt värde för bromsmomentet.

För att kunna använda regenerativ bromsning så finns det fyra parametrar som behöver studeras och definieras: det övre och undre värdet för motorns varvtal och det övre och undre värdet för batteriets laddningstillstånd. Om motorns varvtal går under det lägre tröskelvärdet så slutar den regenerativa inbromsningen och för att den skall bli aktiv igen måste varvtalet bli högre än det övre tröskelvärdet. För batteriets laddningstillstånd gäller det motsatta, när laddningstillståndet går över det högre tröskelvärdet kommer den regenerativa inbromsningen att bli inaktiv och startar igen när laddningstillståndet är under det lägre tröskelvärdet. Innebörden av tröskelvärdenas värden blir alltså att de avgör hur länge den regenerativa bromsningen är aktiv. Anledningen till varvtalsbegränsningen är då reglerna inte tillåter ett negativt vridmoment under en hastighet på 0 km/h [1]. För en viss säkerhetsmarginal, används hastigheten 5 km/h, vid omvandlingen från hastighet till varvtal genom

$$N_e = \frac{30 \cdot 14}{\pi \cdot r_h \cdot 3,6} V_v, \quad (24)$$

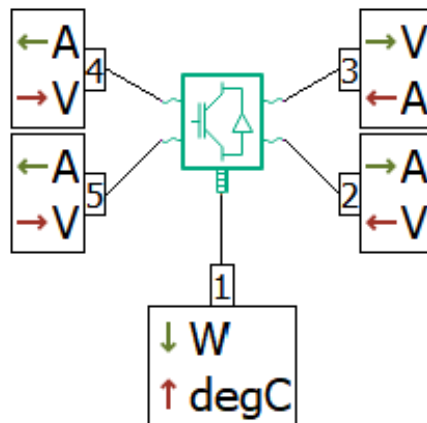
där N_e är varvtalet [varv/min], r_h hjulets radie [m], konstanten 14 utväxlingen, V_v hastighet [km/h] och $30/(3,6 \cdot \pi)$ en omvandlingskoefficient från rpm till km/h. Hastigheten 5 km/h motsvarar 825 rpm. Det bör också observeras att en effektbegränsning på 80 kW är integrerad i simulationsmodellen enligt reglerna i Formula Student [1]. Modelleringen av effektbegränsningen är gjord

externt på VCU-modellens momentbegäran. Den externa begränsningen är modellerad utifrån 20, där effekten beräknas utifrån det begärda momentet samt den nuvarande rotationshastigheten. Ifall effekten in i motorn överstiger 20 kW vid fyrhjulsdraft eller 40 kW vid tvåhjulsdraft, skickas i stället ett mindre vridmoment ut till motorerna än vad VCU-modellen begär.

För att möjliggöra att styrenheten fungerar likt CFS-bilens noder, behöver modellen ett antal initialt definierade parametrar. Se Bilaga 22 för en sammanställning av de här parametrarna.

5.3.4 Kraftelektroniken

I CFS-bilen finns det en inverterare för vardera motor som omvandlar likströmmen, DC, från batteriet till växelström, AC, som sedan går in i motorerna. I modelleringen för kraftelektroniken gjordes valet att däremot inte modellera inverterarna, på grund utav att det enbart är effektförlusten som är väsentlig i simuleringsmodellen. I stället användes den färdiga komponenten "Power electric converter", för att representera effektförlusterna i kraftelektroniken. Det bör däremot observeras att modelleringen är utförd med hänsyn till Aros-inverteraren som används av CFS i nuläget. Om den egenbyggda "in-house" inverteraren simuleras så behöver vissa parameterändringar utföras, exempelvis massa och verkningsgrad. I figur 26 ses Amesim modellen på kraftelektroniken tillsammans med de tillhörande 5 portarna. Portarna beskrivs i tabell 8.



Figur 26: Bild på den modellerade kraftelektroniken i Amesim, med dess olika portar numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

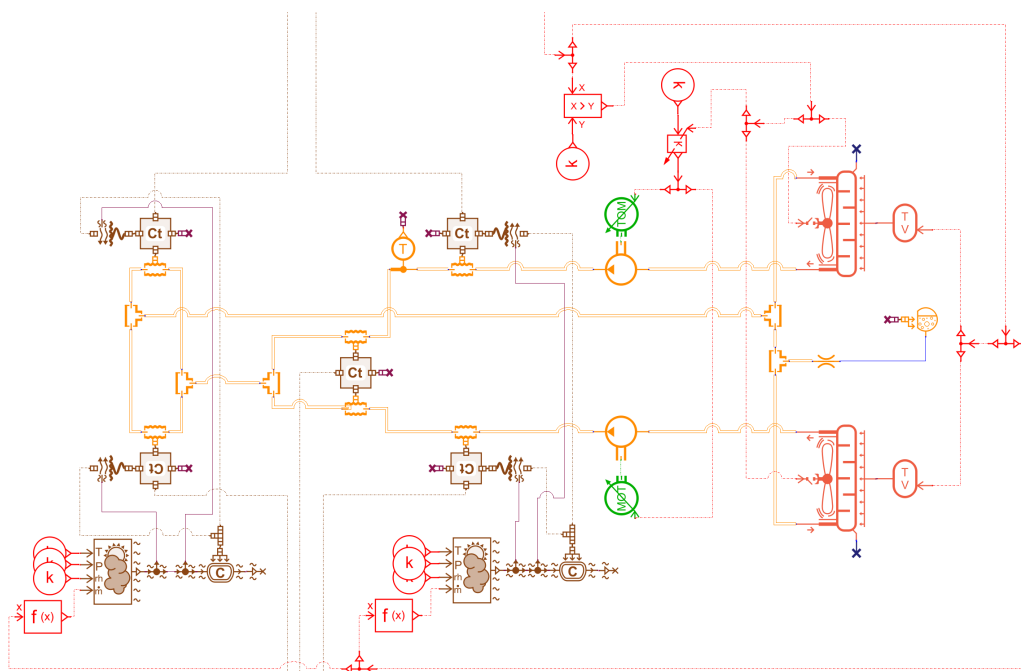
Tabell 8: Beskrivning av kraftelektronikens portar.

Kraftelektronikens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Ingångsport för kylningen och utgångsport för effektförlusten
Port 2	Utgångsport som skickar spänning till en fördelningsnod som skickar vidare signalen till motorerna
Port 3	Utgångsport som skickar ström till en fördelningsnod som skickar vidare signalen till motorerna
Port 4, 5	Ingångsportar för spänningen som kommer från batteriet

Komponenten "Power electric converter" beräknar effektförlusten genom $P_{\text{forlust}} = P_{\text{in}} - P_{\text{ut}}$, där P_{forlust} är effektförlusten och P_{in} , P_{ut} är in- respektive uteffekten i kraftelektroniken [W]. För att möjliggöra att komponenten fungerar och därmed effektberäkningen, behöver ett antal parametrar definieras, såsom bland annat verkningsgrad och spänningsförhållande, se Bilaga C.3.3.

5.4 Modellering av kylsystem

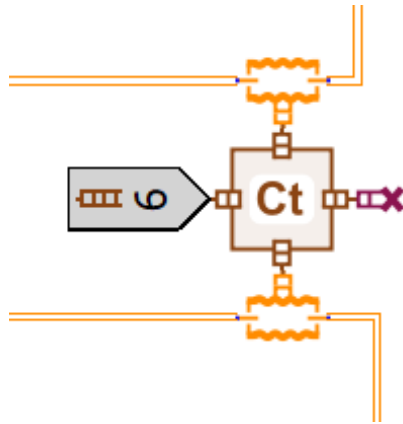
Kylsystemet har som funktionen att transportera bort effektförlusterna som sker i drivlinan. Hur kylsystemet är kopplat till resten av systemet redovisas i figur 14. Modelleringen av den här delmodelleringen innefattar i huvudsak fyra huvudområden som kommunicerar med varandra i modellen. De fem områdena är, kraftelektroniklådans kylplatta, radiatorer, kylmantlarna på motorerna och slutligen pumpar och slangsystemet. Hur de här komponenterna är sammankopplade kan ses i figur 27. I följande avsnitt beskrivs modelleringen av bilens kylsystem.



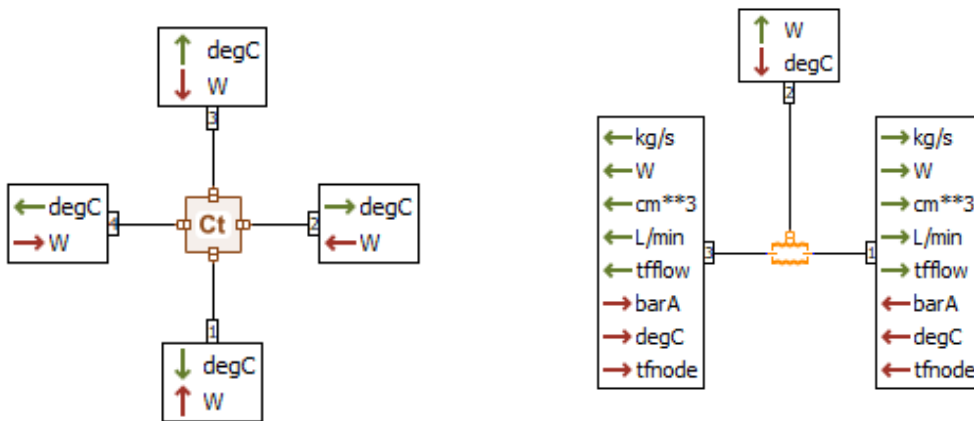
Figur 27: Överblick över samtliga ingående komponenter i det modellerade kylsystemet. Från [20], återgiven med tillstånd.

5.4.1 Kylplatta till kraftelektronik

För att modellera kylplattan i simuleringsprogrammet har två olika sorters komponenter använts. Den ena är en termisk massa som tar emot en effekt i form av av värmeförlust från kraftelektroniken. Samtidigt sker ett värme flöde från den termiska massan in i två värmeöverföringskomponenter som är kopplade till kylsystemet. Där sker effektöverföring till kylsystemet, vilket motsvarar nedkylningen av motorerna. De två värmeöverföringskomponenterna ska efterlikna de två kylslingor som går igenom kylplattan, se figur 10. I modellen så har den termiska massans inport från kraftelektroniken en positiv effekt in som värmer upp massan, och de andra två portarna för kopplingen till kylsystemet en negativ effekt som värmer upp kylvattnet och samtidigt koler massan. Värmeöverföringskomponenten har formen av ett cylindriskt rör som är inkopplat på kylslingan och den totala modelleringen av kylplattan presenteras i figur 28. Komponenterna för den termiska massan samt värmeöverföringskomponenten presenteras i figur 29. Hur de kommunicerar med varandra och resten av systemet presenteras i tabell 9 och 10.



Figur 28: Figur över hela modelleringen av kylplattan. Modellen är sammansatt av en termisk massa och värmeutväxlingskomponenter, med tillhörande kopplingar till övriga systemet. Från [20], återgiven med tillstånd.



(a) En figur som visar en termisk massa samt dess portar. Från [20], återgiven med tillstånd.

(b) En figur som visar värmeutväxlingskomponenten samt dess portar. Från [20], återgiven med tillstånd.

Figur 29: Presentation av komponenterna som ingår i modelleringen av kylplattan. Portarna till komponenterna är numrerade.

Tabell 9: Beskrivning av den termiska massans portar.

Termiska massans portar	Funktionsbeskrivning
Port 1,2,3,4	Tar emot en effekt och distribuerar en temperatur

Tabell 10: Beskrivning av värmeöverföringens portar.

Värmeöverföringskomponentens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1,3	Kylslingans in och utportar
Port 2	Port för värmeutväxlingen

Den totala värmeutvecklingen över tid i den termiska massan, dT/dt , beräknas från summan av värmeutbytet vid varje port på komponenten enligt följande,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum_{i=1}^4 \dot{Q}_i}{m \cdot c_p}. \quad (25)$$

Här står \dot{Q}_i för värmeöverföringen [W] vid varje separat port, m för den modellerade massan [kg] och c_p för den specifika värmekapaciteten [Joule/kg K]. Notera att c_p för materialet finns färdigimplementerat i Amesim genom att definiera vilket material massan är gjord av. En fullständig parameterlista för kylplattorna återfinns i Bilaga C.4.1. I värmeöverföringskomponenten beräknas temperaturutvecklingen över tid i det förbipasserande vattnet, dT/dt beräknas enligt

$$\frac{dp}{dt} = \beta_{eff} \left(\frac{\sum \dot{m}_i}{\rho V_{eff}} + \alpha_{vol} \frac{dT}{dt} \right), \quad (26)$$

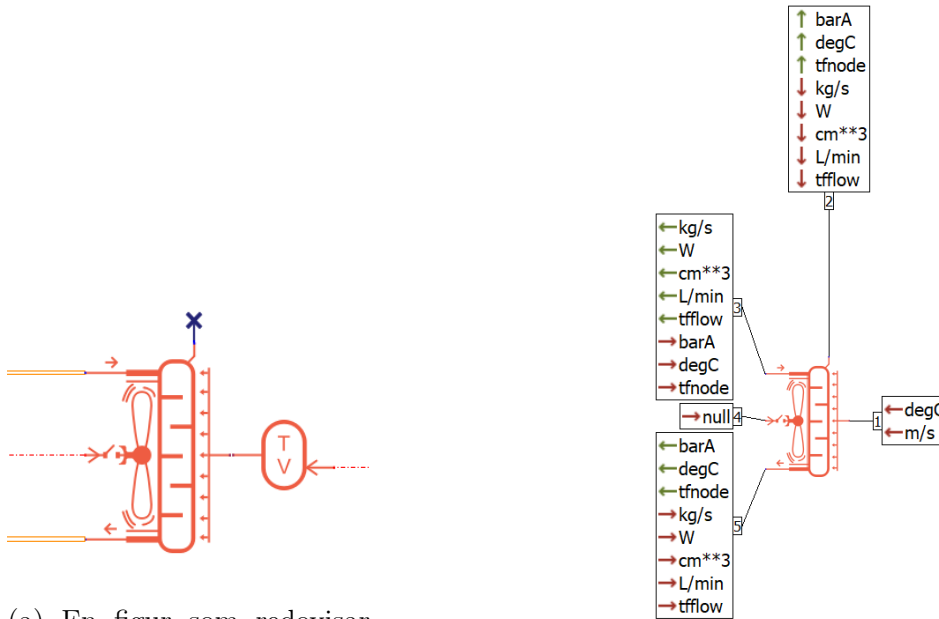
$$\frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q} + \sum \dot{H}_i - h \sum \dot{m}_i}{\rho c_p V_{eff}} + \frac{\alpha_{vol} T}{\rho c_p} \frac{dp}{dt}, \quad (27)$$

där β_{eff} är den effektiva bulkmodulen [Pa], vilket är hur resistant röret är mot kompression, ρ är densiteten av vätskan [kg/l], $\sum \dot{m}_i$ är summan av inkommande massflöden [kg/s], $\sum \dot{H}_i$ är summan av inkommande entalpiflöden [Joule/(kgs)], V_{eff} är volymen i slangen [l], c_p är specifik värmekapacitet [Joule/kg K], vilket är hur mycket energi som krävs för att höja temperaturen, h är massentalpin [Joule/kg], \dot{Q} är värmen som utbytes [W], och α_{vol} är den volmetriska expansionskoefficienten [1/°C], som bestämmer hur mycket volymen förändras med temperaturskillnader.

5.4.2 Radiatorer

Modelleringen av radiatorerna består av en färdig radiatorkomponent från Amesim, en komponent som summerar den omgivande luftens temperatur med dess hastighet, ett krav som anger när fläkten ska vara på, samt en komponent som ignorerar en signal som i den här modellen är oväsentlig. Den

totala modelleringen tillsammans med radiatorkomponentens portar presenteras i figur 30. I kylsystemet finns totalt två radiatorer och båda är modellerade likadant. Den färdiga radiatorkomponenten i Amesim inkluderar även radiatorfläkten och består sammanlagt av fem olika portar. Informationsutbytet som sker i varje port presenteras i tabell 11.



(a) En figur som redovisar hur radiatoren är modellerad. Från [20], återgiven med tillstånd.

(b) En figur som redovisar radiatorkomponenten, med dess olika portar numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

Figur 30: En figur som redovisar modelleringen för radiatoren samt radiatorkomponentens olika portar.

Tabell 11: Beskrivning av radiatorns portar.

Radiatorns portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Omgivande luftens temperatur och hastighet
Port 2	Information om en eventuell reservoar kopplad till radiatoren (vilket inte finns i CFS-bilen)
Port 3	Information om kylarvätskan in i radiatoren
Port 4	Ett krav på om radiatorfläkten ska vara av eller på
Port 5	Information om kylarvätskan ut ur radiatoren

I radiatorkomponenten anges värden för radiatorns och fläktens geometri och egenskaper, samt en fil som uttrycker värmeöverföringen i radiatorn som funktion av kylvätskans volymflöde och luftens flödes hastighet. Filen som användes för värmeöverföringen i radiatorn är en fil baserad på data från ett tidigare test i CFS, se avsnitt 4.2.2 för mer information om det här. Parametern för ytans effektivitet i radiatorn har anpassats till att stämma överens med befintlig data från CFS. Det här resulterade i att skalfaktorn för yteffektiviteten sattes till ett värde på 1,8. En sammanställning av samtliga parametrar som användes i radiatorkomponenten presenteras i bilaga C.4.2.

Beräkningarna som görs i radiatorkomponenten bygger på att beräkna en värmeöverföring utifrån filen som angivits som parameter i komponenten. Beräkningen görs enligt

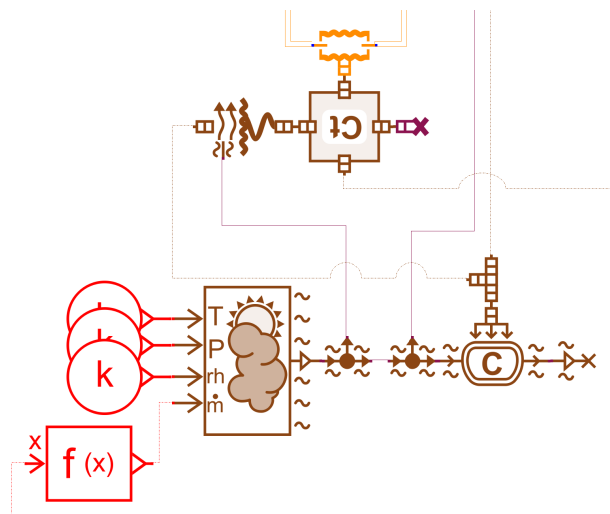
$$\dot{Q}_{rad} = f(v_{luft}, \dot{m}_{vätska}), \quad (28)$$

där \dot{Q}_{rad} är värmeöverföringen för radiatorn [W], $f()$ filen med angivna värden, v_{luft} luftens hastighet [m/s] och $\dot{m}_{vätska}$ kylvätskans volymflöde [l/min]. Beräkningarna inuti radiatorkomponenten tar hänsyn till luftens hastighet relativt bilen, men även hastigheten som radiatorfläkten bidrar med. Det här görs genom att radiatorkomponenten gör två beräkningar för värmeöverföringen och sedan summerar de här. Beräkningarna görs med olika värden på v_{luft} och skalas sedan i relation till hur stor del av den totala arean som utsätts för det här luftflödet. Slutligen skalas värmeöverföringen med konstanten för radiatorns yteffektivitet.

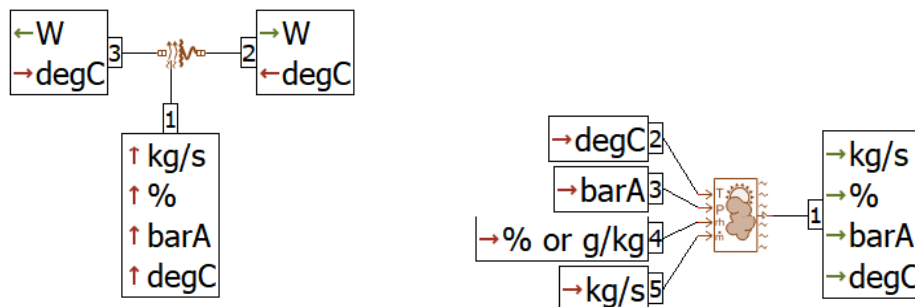
5.4.3 Kylmantlar

Modelleringen av kylmantel tillsammans med dess luftkyl för respektive av de fyra motorerna bestod av en termisk massa motsvarande själva kylmanteln. Den här tar emot en värmeförlust i effekt från motorerna tillsammans med en kyleffekt från den förbipasserande luften runt motorerna och konverterar det till en temperaturförändring för massan. Massan är i sin tur direkt kopplad till kylvätskan, i det här fallet vatten, i systemet genom ett rör där en värmeöverföring mellan kylmanteln och kylvattnet tar plats. Det här är vad som ger upphov till den huvudsakliga kylingen av kylmanteln och genom den motorerna. Luftkylet i modellen är uppbyggt av en vindkälla som beskriver luftens tillstånd samt hur mycket luft som passerar motorerna. En luftbehållare som är mindre viktig då dess enda syfte är att underlätta modelleringen och i den här modellens fall inte bidrar med någon viktig information. Slutligen finns även en komponent som beskriver värmeöverföringen mellan kylmantlar och luft. Den totala modelleringen av det här delsystemet presenteras i figur 31 och de ingående huvudkomponenternas portar presenteras i figur 32.

Notera att motorerna med kylmantlar modelleras genom att approximera dem till solida massor av järn. De här termiska massorna samt värmeutväxlingskomponenten mellan kylmantel/motorer och vatten funktionsbeskrivs i avsnitt 5.4.1 och beskrivs därmed inte i det här avsnittet. Parametervärdena på de termiska massor och värmeväxlaren till kylsystemet som beskriver just motorpaketet kan ses i Bilaga C.4.3. Notera även att materialegenskaperna för komponenterna finns inbyggda i Amesim och används i komponenternas interna beräkningar när ett material definierats för dem.



Figur 31: Överblick över samtliga ingående komponenter i modelleringen av kylmantlar. Från [20], återgiven med tillstånd.



(a) En figur som redovisar värmeväxlaren mellan luft och kylmantel med dess portar. Från [20], återgiven med tillstånd.

(b) En figur som redovisar vindkällan samt dess olika portar. Från [20], återgiven med tillstånd.

Figur 32: En figur som redovisar två av huvudkomponenterna i modelleringen av kylmantlarna.

Informationen som tillförs i varje port för värmeväxlaren (kylmantel-luft) och vindkällan presenteras i tabell 12 respektive 13.

Tabell 12: Beskrivning utav värmeväxlarens portar.

Värmeväxlarens portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Tar in massflöde, luftfuktighet, tryck och temperatur för den luft som passerar kylmanteln och motorn
Port 2,3	Tar in en temperatur och skickar ut en värmeöverföringseffekt

Tabell 13: Beskrivning av vindkällans portar.

Vindkällans portar	Funktionsbeskrivning
Port 1	Skickar ut sammanställd information för luft i flöde m.a.p. massflöde, luftfuktighet, lufttryck och temperatur
Port 2	Tar in lufttemperatur
Port 3	Tar in lufttryck
Port 4	Tar in luftfuktighet
Port 5	Tar in massflöde

I värmeväxlaren anges information för vilken form och kontaktyta som det luftkylda föremålet har för att kunna utföra beräkningar på den totala

värmeöverföringen mellan de två parterna. Det här görs genom att komponenten med hjälp av inmatad geometrisk information samt mottagna lufttegenskaper beräknar värdet på olika fluidvärden som exempelvis Reynolds tal. De här beskriver tillsammans olika egenskaper för fluiden samt flödet kring motorerna och kan användas till att beräkna Nusselts tal, ν , och därefter värmeöverföringskoefficienten h_c [W/(m²K)] genom följande samband,

$$h_c = \frac{\nu\lambda}{c_{dim}}. \quad (29)$$

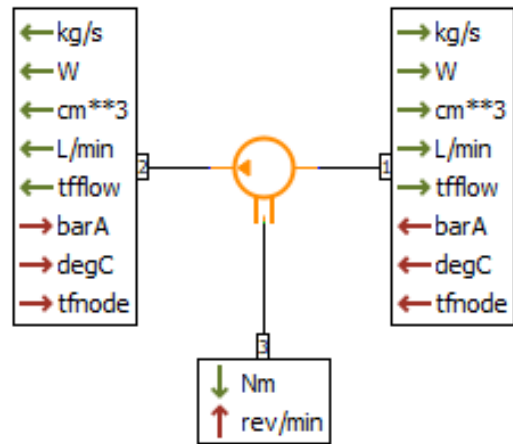
där λ står för den termiska konduktiviteten [W/(mK)] och c_{dim} för den sträcka som värmeöverföringen sker på [m]. Med hjälp av den här koefficienten kan den slutliga totala värmeöverföring d_h [W] beräknas genom följande samband,

$$d_h = k_{heat}h_cA(T_{fluid} - T_{vagg}). \quad (30)$$

Här står k_h för en skalningsfaktor som i det här fallet sätts till 1, h_c för den tidigare presenterade värmeöverföringskoefficienten, A för kontaktytan mellan luft och kylmantel [m²], vilken beräknas genom angivna mått i komponenten, och T_{fluid}/T_{vagg} för temperaturen[°C] i luften respektive kylmanteln. Vindkällan är i det här fallet en komponent som slår ihop de fyra lufttegenskaperna som matas in i den för att kunna ge ut dem ur en port. Massflödet på luften som matas in går genom en funktion som konverterar bilens hastighet till motsvarande luftflöde i kg/s över motorerna. Funktionskomponenten är markerad som $f(X)$ och de andra luftparametrarna som konstanter i figur 31. Se Bilaga C.4.3 för lista på parametervärden hos komponenten.

5.4.4 Pump, kylslangar och reservoar

I kylsystemet finns två pumpar. De är modellerade med Amesims pumpkomponent, se figur 33. Som beskrivet i avsnitt 2.2.2 så är det totala flödet i systemet i teorin konstant, och pumparna i modellen är därför modellerade till att arbeta på ett konstant varvtal. Det totala massflödet som pumparna i CFS-bilen kan leverera är 30 l/min och det är totalt två pumpar i systemet [19]. Det totala flödesmotståndet i kylsystemet är beräknat till 1,16 bar och utifrån det här är massflödet i systemet beräknat till 11 l/min. Informationsutbytet för pumpens olika portar presenteras i tabell 14. För att underlätta den totala tryckberäkningen i kylsystemet används en dessutom en reservoar-komponent, se figur 34.



Figur 33: En bild på Amesims pumpkomponent, där de olika portarna är numrerade. Från [20], återgiven med tillstånd.

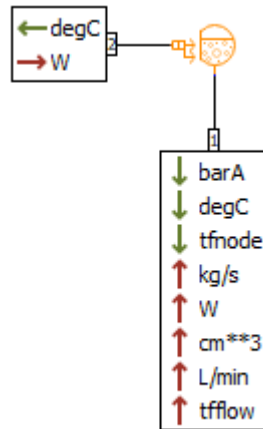
Tabell 14: Beskrivning av pumpens portar.

Pumpens portar	Information
Port 1,2	Flödesspecifika värden som tryck, massflöde, effekt
Port 3	Inport för hastighet på pumpen

Pumparnas massflöde kan beskrivas med hjälp av rotationshastigheten, samt massan per rotation. Massflödet, \dot{m}_{pump} , beräknas enligt följande ekvation,

$$\dot{m}_{pump} = m_{rot} \cdot \omega, \quad (31)$$

där m_{rot} är massan som förflyttas per rotation [kg/rotation] och ω rotations-hastigheten [rotation/s].



Figur 34: En bild på Amesims reservoarkomponent, där de olika portarna är numrerade. Port 1 i figuren är inte av intresse i simuleringsmodellen och port 2 är kopplad till kylslangssystemet. Från [20], återgiven med tillstånd.

Kylslangarna är modellerade efter CFS-laget framtagna cad-modell av kylsystemet från 2019. Vidare är även längderna på slangarna approximerade utifrån den här. Tryckförlusterna som sker i slangarna kan beräknas utifrån relativa grovheten, som i sin tur räknas ut enligt

$$rr = \frac{\epsilon}{d} \quad (32)$$

där ϵ är den absoluta grovheten [mm] och d är diametern på slangarna [mm]. Den relativa grovheten används sedan för att beräkna konstanten h_f som kan appliceras i Bernoullis ekvation, det här förklaras vidare i avsnitt 2.2.1.4. Se Bilaga C.4.4 för specifika parametervärden på alla komponenter presenterade i det här avsnittet.

6 Simuleringsresultat och validering av modellen

I det här avsnittet presenteras modellens simuleringsresultat och i den mån det finns även uppmätt relevant data. Den första tävlingen som valideras emot var "endurance" från Nederländerna 2019, vilket är en tävling där bilens uthållighet testas. Tävlingen är sammanlagt 22 km lång med ett byte av förare på mitten. Det fanns bara en "endurance"-tävling från 2019 och endast data för de cirka 600 första sekunderna. Under tävlingen var bilen bakhjulsdriven, men alla fyra motorer var fortfarande monterade. Den andra tävlingen som validerades emot var "autocross" från Tyskland 2019, vilket är en tävling där bilen testas under varierande körning. Tävlingen är sammanlagt maximalt 1,5 km lång med olika hinder på banan, så som slalomkoner och svårare svängar. Laget har sammanlagt fyra försök på sig att få så kort varvtid som möjligt. Slutligen validerades även simulationsmodellen mot tävlingen "acceleration" från Tyskland 2019, vilket är en tävling där bilens acceleration testas. Tävlingen består av en 75 m lång raksträcka och tillhörande stoppsträcka och varje lag har fyra försök att få så bra tid som möjligt under accelerationssträckan. Representativ data från simulationsmodellen som beskriver tävlingarnas karaktäristik presenteras i tabell 15.

Tabell 15: Tabell över data från simuleringsmodellen som är representativ för de olika tävlingsmomenten. Distansen som bilen åker i tävlingen, medelhastigheten, energiförbrukningen, samt summan av energiförlusterna i batteriet, kraftelektroniken och motorerna.

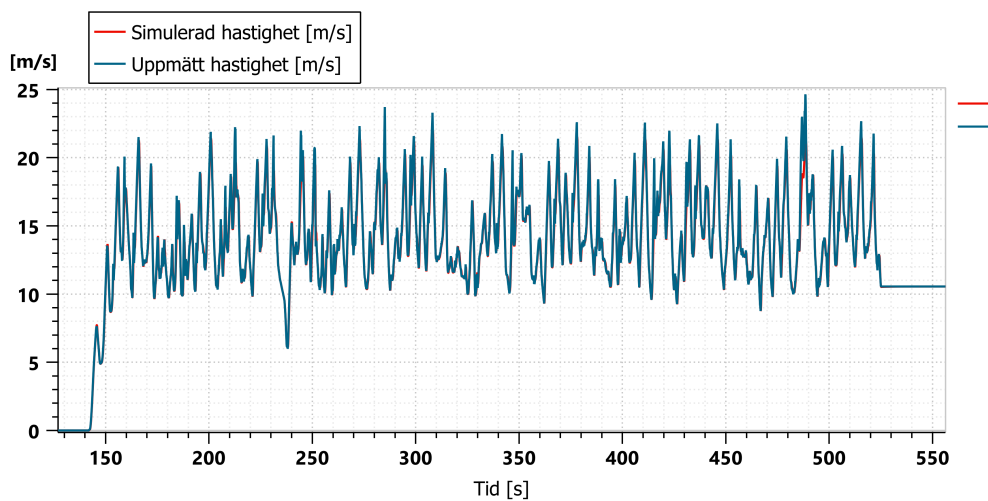
Information	Endurance	Autocross	Acceleration
Distans [km]	8,53	2,37	0,272
Medelhastighet [km/h]	52,0	39,1	24,4
Energiförbrukning [Wh]	1730	811	88,3
Total energiförlust [Wh]	579	339	35,2

Simuleringsmodellen kördes för de tre olika tävlingscyklerna och representativ data valdes ut för att representera modellens validitet. För vissa beteenden i simulationsmodellen fanns det ingen data att validera emot och då har datan istället validerats utifrån enkla fysikaliska resonemang. Den omgivande temperaturen på luften för vardera tävling är inte dokumenterad, vilket medförde att parametern anpassades inför vardera test till att efterlikna den uppmätta temperaturen.

6.1 Fordonets hastighetsprofil

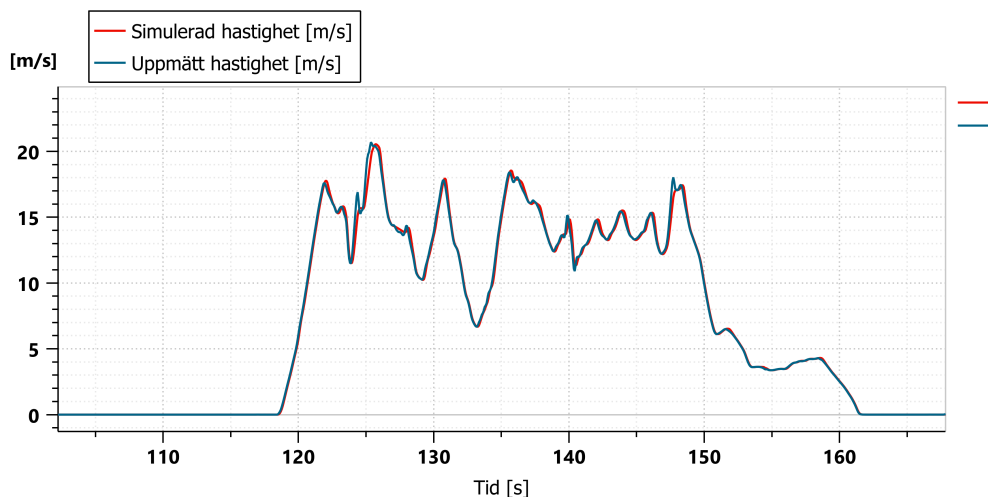
I följande avsnitt presenteras hastighetsprofilerna för de tre tävlingsmomenten där den uppmätta hastigheten jämförs med den simulerade.

I figur 35 presenteras den bestämda körcykeln för "endurance"-tävlingen tillsammans med körcykeln som simuleringsmodellen uppfyller. Notera att de två kurvorna ligger tätt och är därmed svåra att urskilja från varandra.



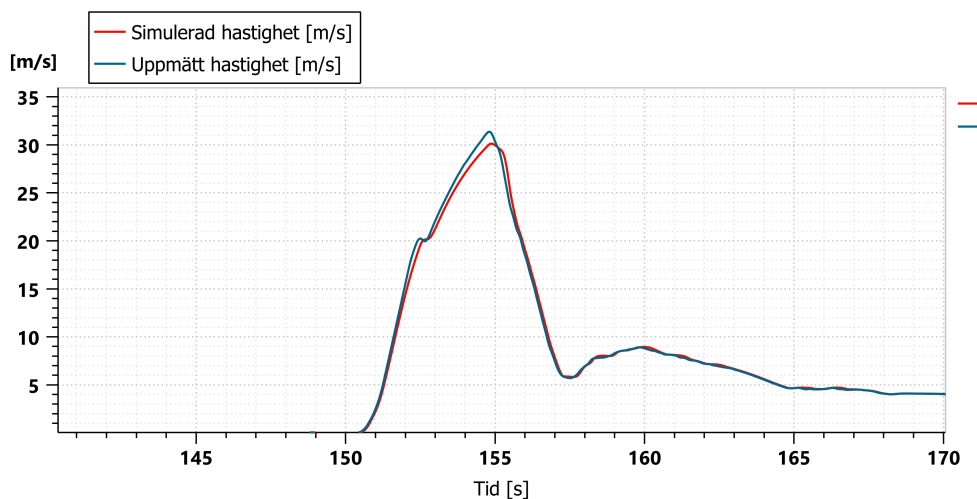
Figur 35: Hastighetsprofilerna för "endurance"-tävlingen 2019.

I figur 36 presenteras den bestämda körcykeln för "autocross"-tävlingen samt simuleringsmodellens hastighetsprofil.



Figur 36: Hastighetsprofilerna för "autocross"-tävlingen 2019.

I figur 37 presenteras den bestämda körcykeln för "accelerations"-tävlingen tillsammans med körcykeln som simuleringsmodellen uppfyller.

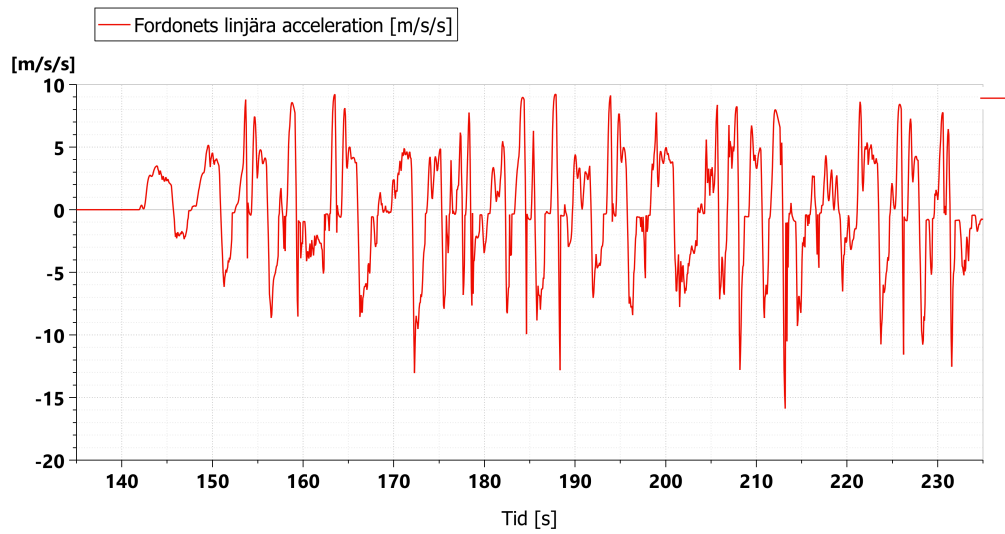


Figur 37: Hastighetsprofilerna för "acceleration"-tävlingen 2019.

6.2 Fordonets linjära acceleration

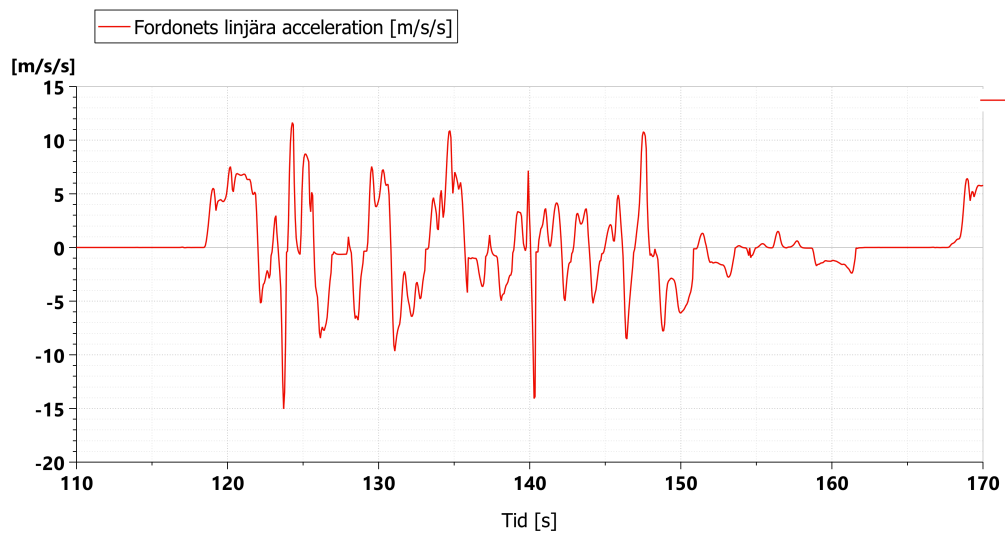
Nedan presenteras tre figurer över bilens simulerade acceleration under de tre tävlingsmomenten. Notera att de inte jämförs med någon uppmätt data, då den data som finns är direkt beräknad från derivatan av hastighetsprofilerna, vilka redan är presenterade mot simulerad data.

I figur 38 visas longitudinella accelerationen under de 100 första sekunderna i "endurance"-tävlingen 2019, grafen visar ett maxvärde på 9,26 m/s².



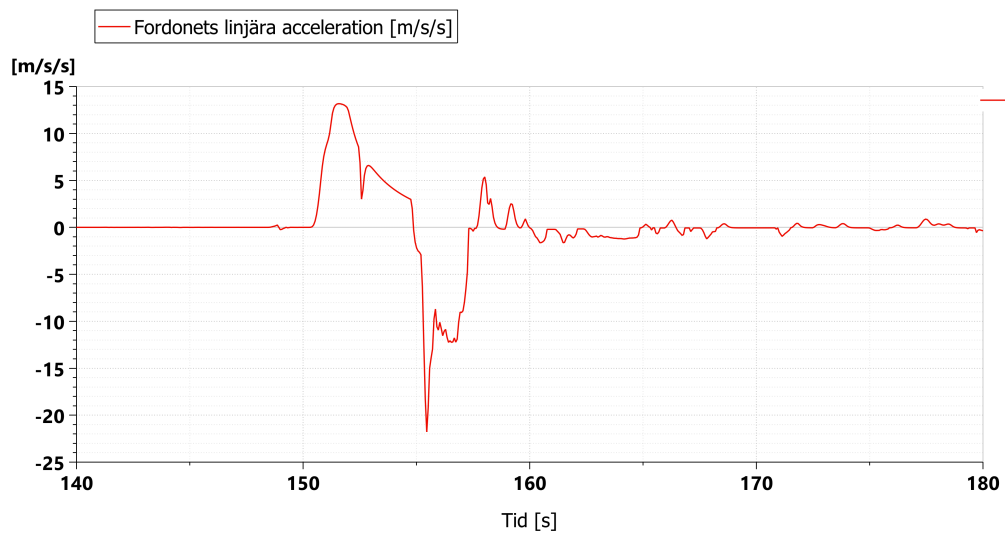
Figur 38: Fordonets acceleration från de första 100 s som bilen körs, under ”endurance”-tävlingens simulering.

I figur 39 visas longitudinella accelerationen under det första varvet av ”autocross”-tävlingen 2019, grafen visar ett maxvärde på 11,6 m/s².



Figur 39: Fordonets acceleration under det första varvet av ”autocross”-tävlingens simulering.

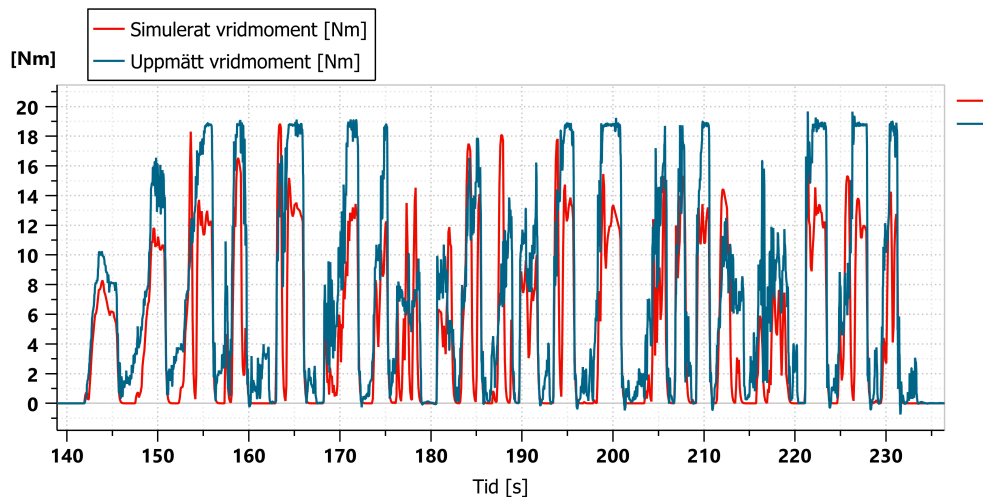
I figur 40 visas longitudinella accelerationen under ”acceleration”-tävlingen 2019, grafen visar ett maxvärde på 13,2 m/s².



Figur 40: Fordonets acceleration från "acceleration"-tävlingens simulering.

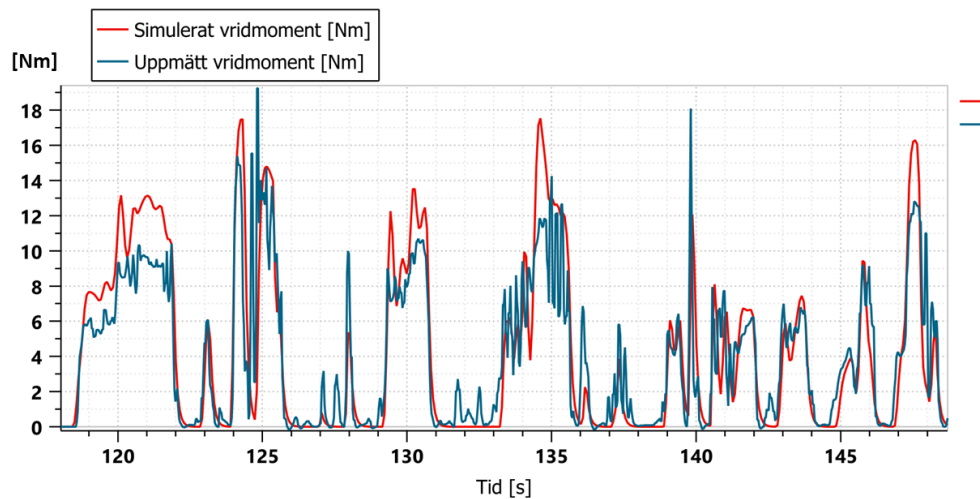
6.3 Motorernas vridmoment

I följande avsnitt presenteras vridmomentet i motorerna, för de tre tävlingsmomenten, där det uppmätta vridmomentet jämförs med det simulerade. I figur 41 presenteras simulerat och uppmätt vridmoment under de 100 första sekunderna som bilen kör i "endurance"-tävlingen.



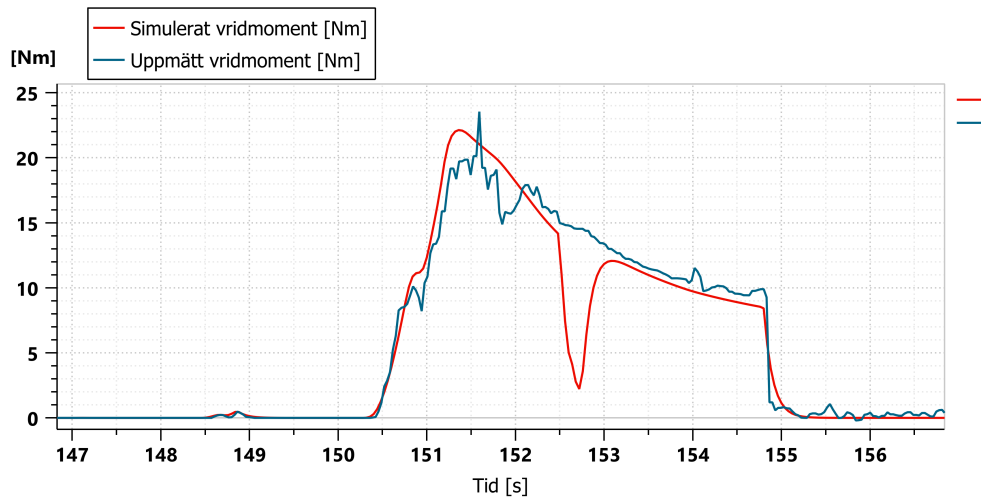
Figur 41: Första 100 s som bilen körs, över vridmoment för bakmotorerna under "endurance"-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt vridmoment och den röda kurvan är simulerat vridmoment.

I figur 42 presenteras simulerat och uppmätt vridmoment under ett varv av "autocross"-tävlingen.



Figur 42: Vridmoment i bakre motorerna under det första varvet i "autocross"-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt vridmoment och den röda kurvan är simulerat vridmoment.

I figur 42 presenteras vridmomentet som levereras av de bakre motorerna tillsammans med motsvarande hastighetsprofil under "acceleration"-tävlingen.

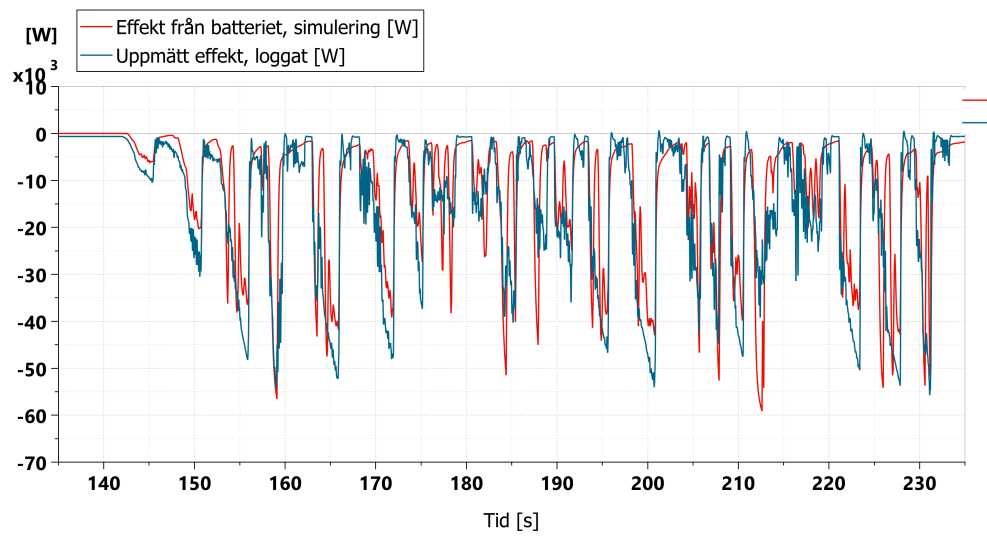


Figur 43: Vridmoment i bakre motorer under det första varvet i ”acceleration”-tävlingen. Den blå kurvan är uppmätt vridmoment och den röda kurvan är simulerat vridmoment.

6.4 Batteriets effekt och spänning

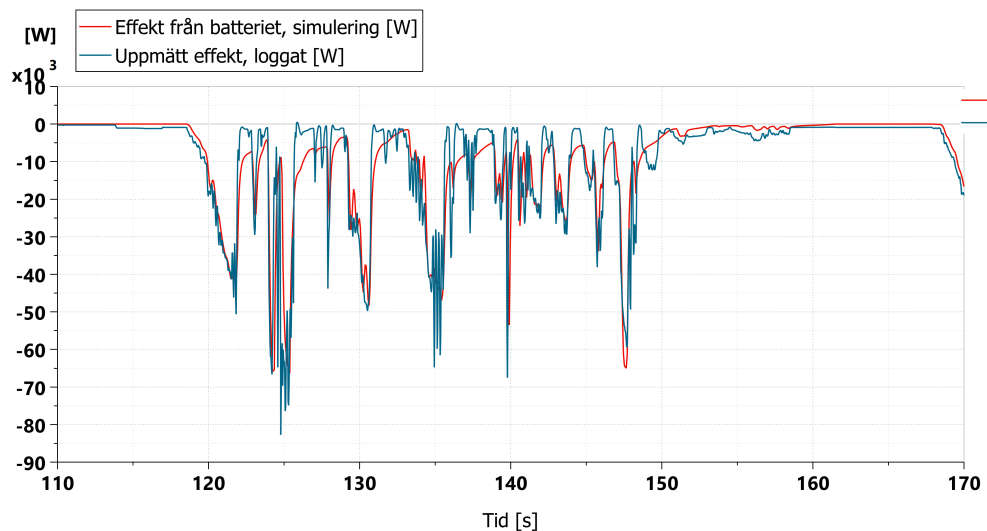
I följande avsnitt presenteras effektuttaget från batteriet samt spänningsfallet under de tre tävlingsmomenten. Det bör observeras att batteriet är fulladdat i alla simuleringar till skillnad från uppmätt data, där batteriets laddningstillstånd är okänt.

Figur 44 presenterar den simulerade och den uppmätta effekten under de 100 första sekunderna i ”endurance”-tävlingen 2019. Figuren visar att batteriet når en simulerad effekttopp på 59,1 kW medan uppmätt data når en effekttopp på 55,8 kW. Medeleffekten under de 100 första sekunderna i tävlingen är simulerat till 14,72 kW medan den loggade medeleffekten är 14,91 kW.



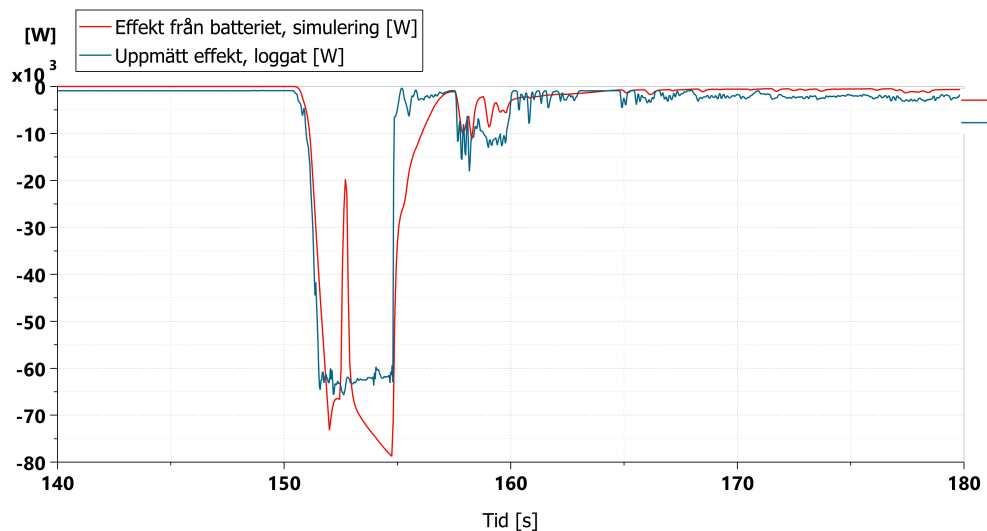
Figur 44: Fordonets effekt under de första 100 s som bilen körs, under ”endurance”-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt effekt och den röda kurvan är simulerad effekt.

I figur 45 presenteras den simulerade och den uppmätta effekten under det första varvet av ”autocross”-tävlingen 2019. Figuren visar att batteriet når en simulerad effekttopp på 66,2 kW medan uppmätt data når en effekttopp på 82,7 kW. Medeleffekten under det första varvet i tävlingen är simulerat till 8,7 kW medan den loggade medeleffekten är 9,1 kW.



Figur 45: Fordonets effekt under det första varvet av "autocross"-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt effekt och den röda kurvan är simulerad effekt.

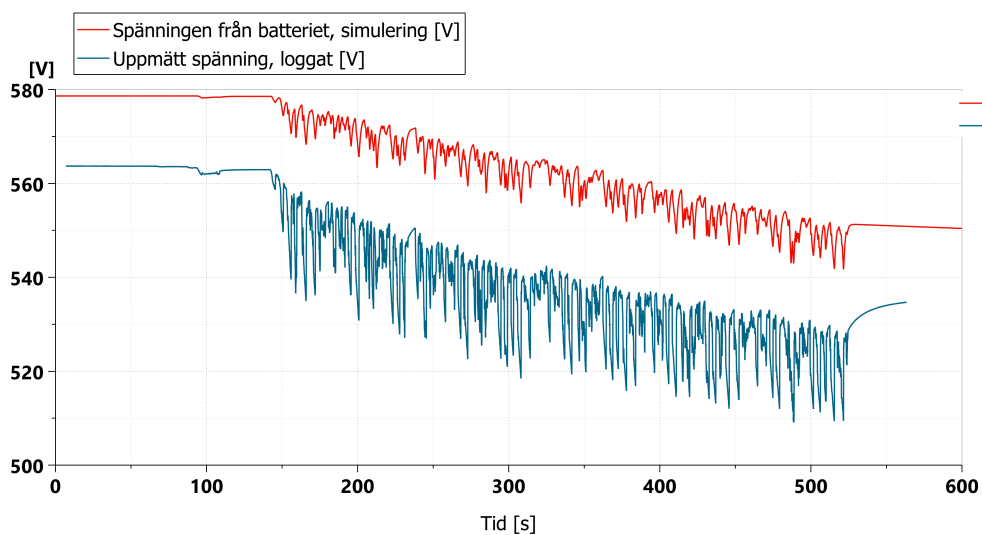
Figur 46 presenterar den simulerade och den uppmätta effekten under "acceleration"-tävlingen 2019. Figuren visar att batteriet når en simulerad effekttopp på 78,8 kW medan loggad data når en effekttopp på 65,7 kW.



Figur 46: Fordonets effekt under "acceleration"-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt effekt och den röda kurvan är simulerad effekt.

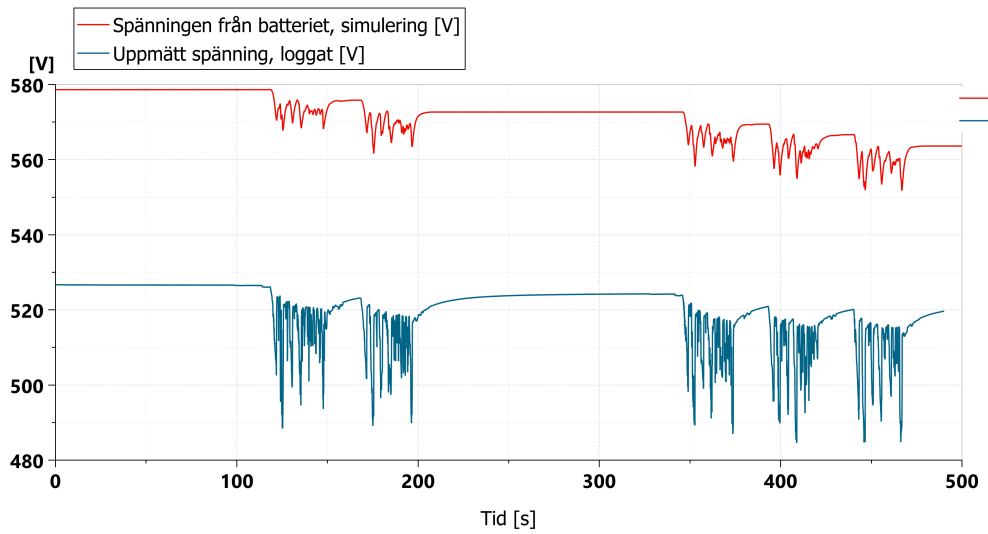
I figur 47 presenteras den simulerade och den uppmätta spänningen un-

der ”endurance”-tävlingen 2019. Figuren visar att den simulerade spänningen på batteriet har samma mönster som uppmätt data, dock med förskjuten amplitud. Simuleringen börjar på 578,6 V medan den loggad data börjar på 563,7 V.



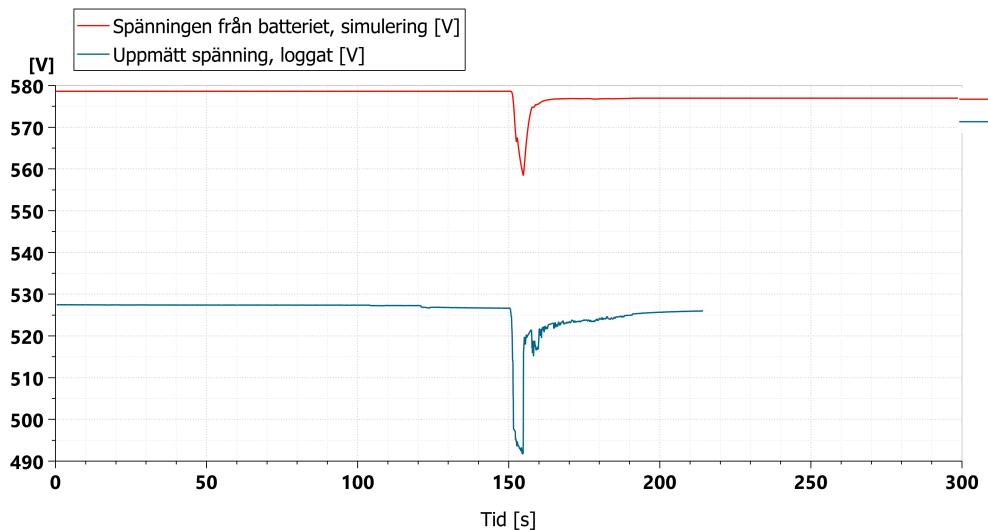
Figur 47: Fordonets spänning under ”endurance”-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt spänning och den röda är kurvan simulerad spänning.

I figur 48 presenteras den simulerade och den uppmätta spänningen under ”autocross”-tävlingen 2019. Figuren visar att den simulerade spänningen på batteriet har samma mönster som uppmätt data, dock förskjuten i amplitud. Simuleringen börjar på 578,6 V medan den uppmätta data börjar på 526,6 V.



Figur 48: Fordonets spänning under "autocross"-tävlingen 2019. Den blå kurvan är uppmätt spänning och den röda är kurvan simulerad spänning.

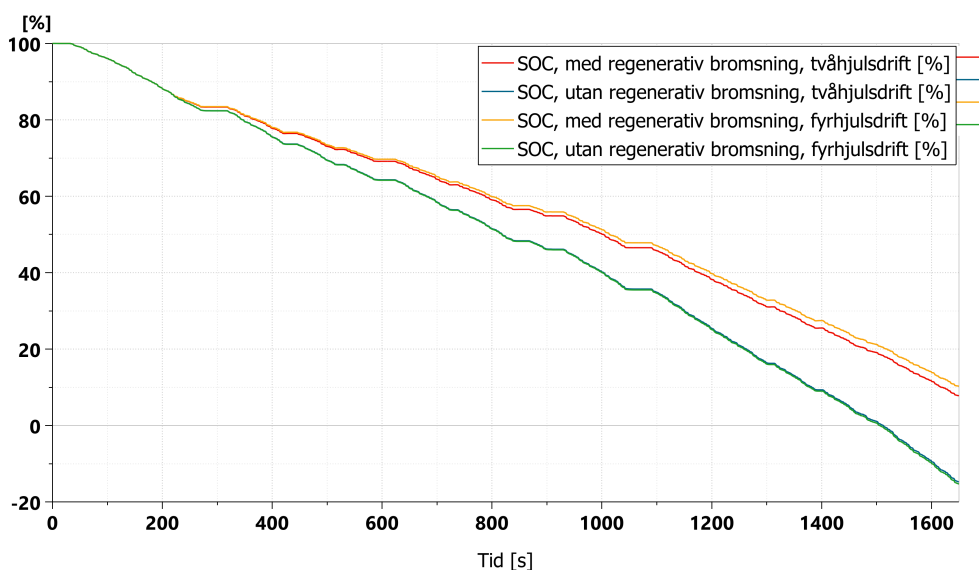
I figur 49 presenteras den simulerade och den uppmätta spänningen under "accelerations"-tävlingen 2019. Figuren visar att den simulerade spänningen på batteriet har samma mönster som uppmätt data dock förskjuten i amplitud. Simuleringen börjar på 578,6 V medan den uppmätta data börjar på 527,4 V.



Figur 49: Fordonets spänning under "acceleration-tävlingen" 2019. Den blå kurvan är uppmätt spänning och den röda är kurvan simulerad spänning.

6.5 Batteriets laddningstillstånd

I det här avsnittet presenteras simulerade laddningstillstånd på batteriet efter en "endurance"-tävling under olika scenarier. Tävligen är från 2017 eftersom det inte finns nyare data som motsvarar 22 km. Laddningstillståndet efter en avklarad tävling varierar beroende på om det körs med regenerativ bromsning eller inte, tvåhjulsdraft eller fyrehjulsdraft och vad för momentfördelning som används i det senare fallet. I figur 50 presenteras laddningsnivån i förhållande till batteriets kapacitet. Grafen visar på att fyrehjulsdraft med avstängd regenerativ bromsning förbrukar mest energi, med -15,3 % kvar efter körningen, medan fyrehjulsdraft med regenerativ bromsning förbrukar minst energi, med 10,3 % kvar efter körningen. Simuleringarna motsvarar en 27,5 minuter lång körning och en distans på 23 km. En säkerhetsmarginal på 1 km implementeras för att bilens batteri inte skall vara helt urladdat på slutet av tävlingen.

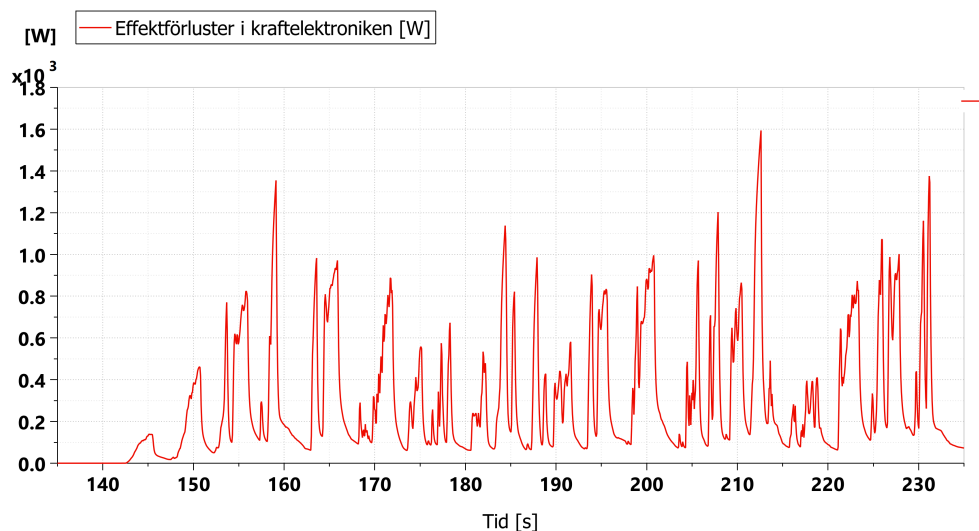


Figur 50: Fordonets laddningstillstånd under "endurance"-tävlingen 2017 med och utan regenerativ bromsning för både två och fyrehjulsdraft.

6.6 Krafterlektronikens effektförlust

Krafterlektronikens effektförluster simuleras endast under de 100 första sekunderna som bilen kör i "endurance"-tävlingen eftersom det är den längsta tävlingen och därmed ger ett bredare perspektiv på förlusterna. I figur 51 ses

effektförlusterna där den största är 1594 W, men dock endast under ett kort intervall. Medeleffektförlusterna under de 100 första sekunderna simulerades till 289 W.

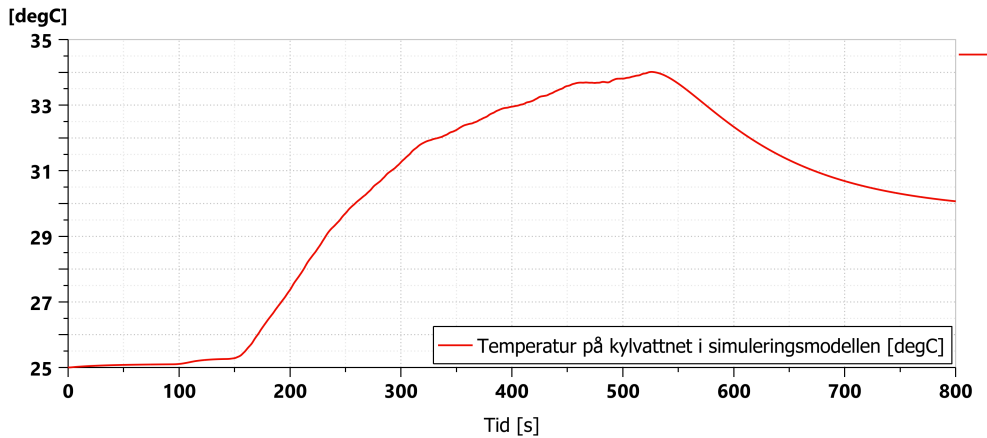


Figur 51: Kraftelektronikens effektföruster under de första 100 s som bilen kör i ”endurance”-tävlingen.

6.7 Kylarvattnets temperatur

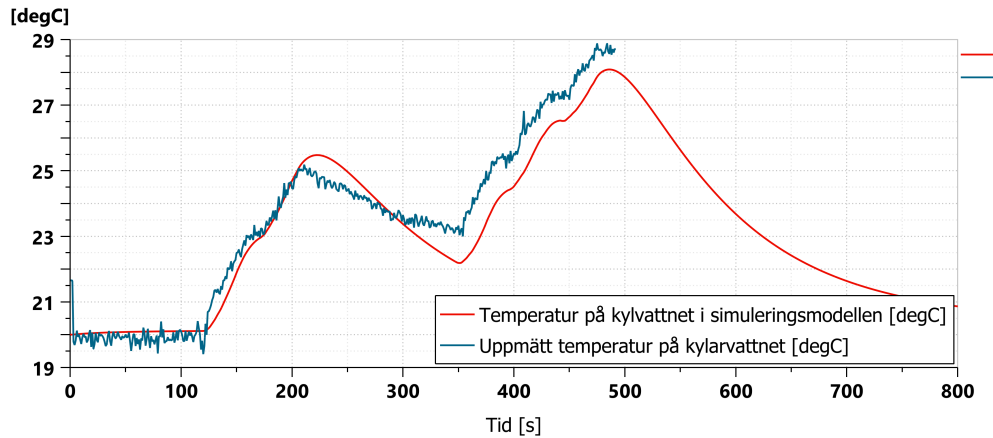
I följande avsnitt presenteras temperaturen på kylarvattnet under de tre tävlingsmomenten där den uppmätta temperaturen jämförs med den simulerade. För vardera test har starttemperatur på kylarvattnet samt luften satts till samma som den dokumenterade starttemperaturen på vattnet.

För ”endurance”-tävlingen sattes initialtemperaturen på systemet och den omgivande luften till 25°C. Simuleringsmodellens temperatur på kylvattnet efter bakmotorn för ”endurance”-tävlingen presenteras i figur 52. Simuleringsmodellens resultat jämförs inte med uppmätt data, då representativ data inte finns för den här tävlingen. Simuleringsmodellens resultat visar på en ökande temperatur då bilen körs, men ökningen avtar fram mot slutet av körcykeln. Den maximala temperaturen som uppnås är 34,3 °C.



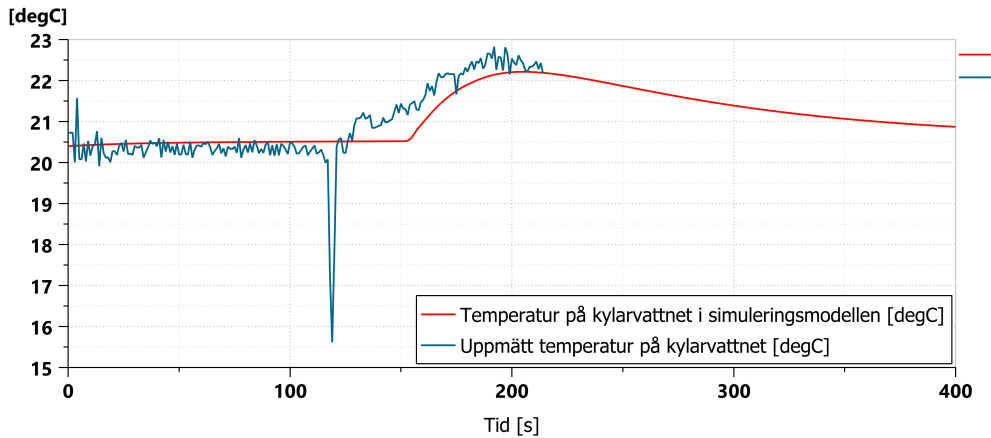
Figur 52: Den simulerade temperaturen för kylvattnet efter bakmotorn för "endurance"-tävlingen 2019.

För "autocross"-tävlingen sattes initialtemperaturen på systemet och temperaturen på luften till 20 °C. Simuleringsmodellens temperatur på kylvattnet efter bakmotorn för "autocross"-tävlingen presenteras tillsammans med den uppmätta temperaturen i figur 53. Grafen visar att temperaturökningen på simuleringsmodellens kylvatten ökar samtidigt som den uppmätta temperaturen, medan temperatursänkningen sker snabbare än den uppmätta data. Simuleringsmodellens första lokala maximumvärde ligger på en högre temperatur än den uppmätta, medan det andra maximumvärdet ligger på en lägre temperatur. Notera att nedgången mellan de två maximumvärden är en följd av att bilen står still i det intervallet.



Figur 53: Den uppmätta och simulerade temperaturen för kylvattnet efter bakmotorn för ”autocross”-tävlingen 2019. Den blå kurvan är den uppmätta temperaturen och den röda kurvan är den simulerade.

För ”acceleration”-tävlingen sattes initialtemperaturen på systemet och på luften till 20,4°C. Simuleringsmodellens temperatur på kylvattnet efter bakmotorn för ”acceleration”-tävlingen presenteras tillsammans med den uppmätta temperaturen i figur 54. Grafen visar att temperaturen på simuleringsmodellens kylvatten, under körning, var kallare än den uppmätta temperaturen. Temperaturstigningen för simuleringsmodellen börjar även senare än den uppmätta.



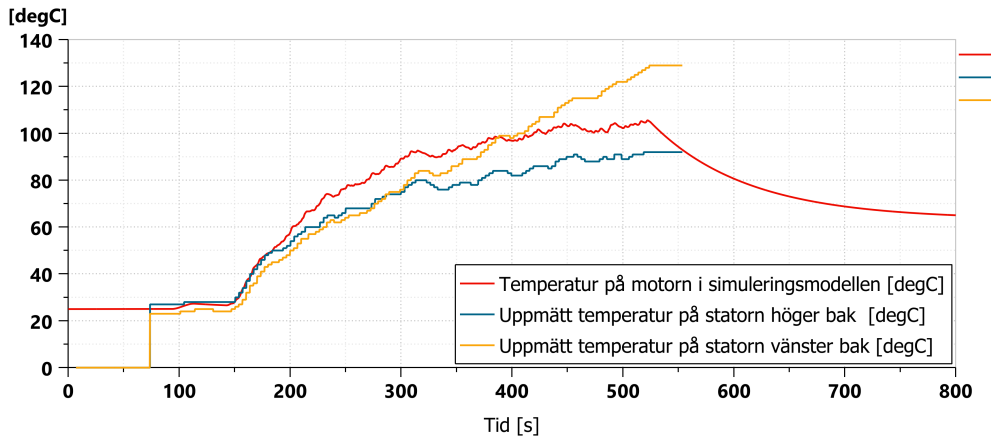
Figur 54: Den uppmätta och simulerade temperaturen för kylvattnet efter bakmotorn för ”acceleration”-tävlingen 2019. Den blå kurvan är den uppmätta temperaturen och den röda kurvan är den simulerade.

6.8 Motorernas temperatur

I följande avsnitt presenteras temperaturen på bak- och frammotorerna under de tre tävlingsmomenten. Motorns temperatur i simuleringsmodellen jämförs men den uppmätta temperaturen på statorn. Start temperaturen för systemet är satt till samma som starttemperaturen för kylvattnet, det vill säga 25°C för ”endurance”-tävlingen, 20°C för ”autocross”-tävlingen och 20,4°C för ”acceleration”-tävlingen.

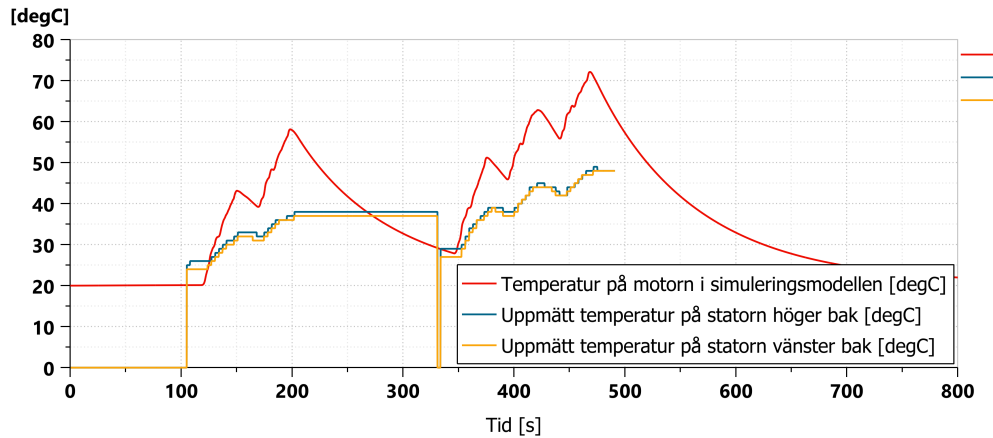
6.8.1 Bakmotorer

Modellens temperatur på bakmotorerna för ”endurance”-tävlingen, samt den uppmätta temperaturen på vardera bakmotors stator presenteras i figur 55. Simuleringsmodellens temperatur för motorn ökar samtidigt som med den uppmätta temperaturen för statorn, för att sedan inte avta mot en konstant temperatur lika snabbt som den uppmätta temperaturen. Den maximala temperaturen för simuleringsmodellen ligger någonstans mellan de maximala värdena för de båda bakmotorerna.



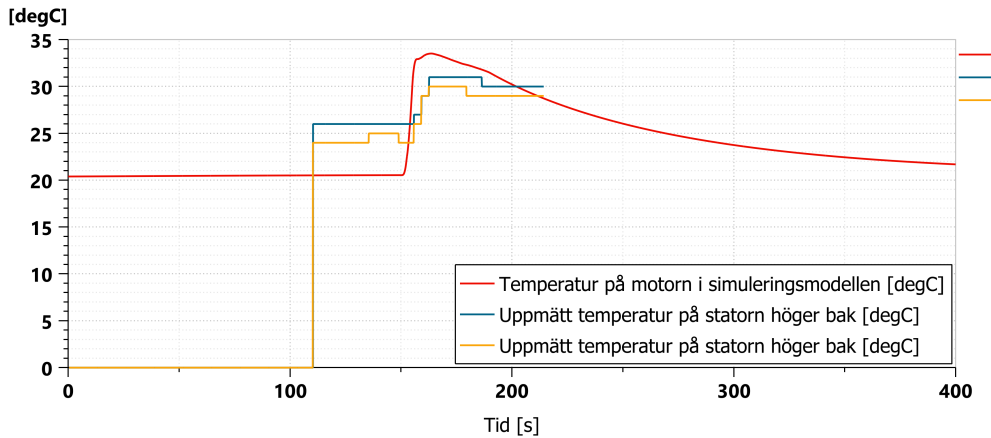
Figur 55: Graf över motorns temperatur i simuleringsmodellen, samt de båda bakmotorernas uppmätta statortemperatur under ”endurance”-tävlingen 2019. Röd kurva motsvarar den simulerade temperaturen medan gul och blå kurva motsvarar uppmätt temperatur för vänster respektive höger bakmotors stator.

Modellens temperatur på de båda bakmotorerna för ”autocross”-tävlingen, samt den uppmätta temperaturen på vardera bakmotors stator presenteras i figur 56. Simuleringsmodellens temperatur för motorn har alla lokala maximumvärden på en högre temperatur än den uppmätta temperaturen för statorn.



Figur 56: Graf över motorns temperatur i simuleringsmodellen, samt de båda bakmotorernas uppmätta statortemperatur under "autocross"-tävlingen 2019. Röd kurva motsvarar den simulerade temperaturen medan gul och blå kurva motsvarar uppmätt temperatur för vänster respektive höger bakmotors stator.

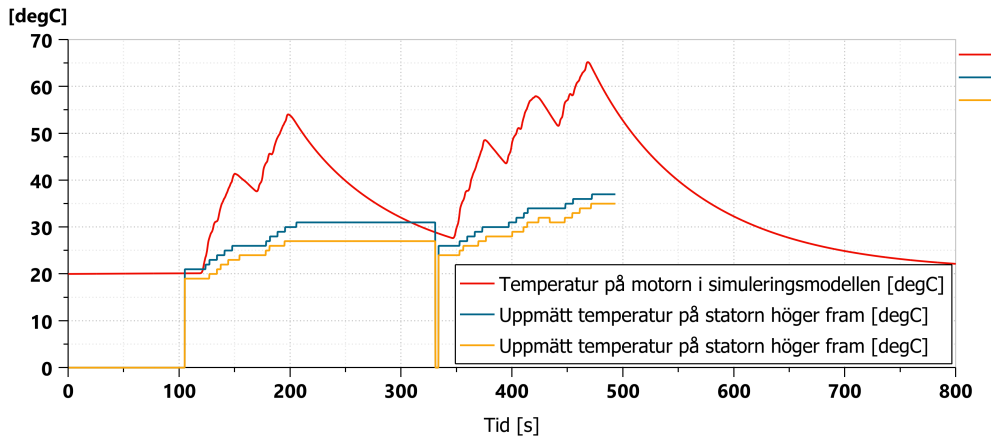
Modellens temperatur på bakmotorerna för "acceleration"-tävlingen, samt den uppmätta temperaturen på vardera bakmotors stator presenteras i figur 57. Simuleringsmodellens temperatur har i simuleringen en annan starttemperatur, samt en snabbare stigning då accelerationen börjar. Utöver det här har simuleringsmodellen även en högre maximal temperatur under körningen.



Figur 57: Graf över motorns temperatur i simuleringsmodellen, samt de båda bakmotorernas uppmätta statortemperatur under "acceleration"-tävlingen 2019. Röd kurva motsvarar den simulerade temperaturen medan gul och blå kurva motsvarar uppmätt temperatur för vänster respektive höger bakmotors stator.

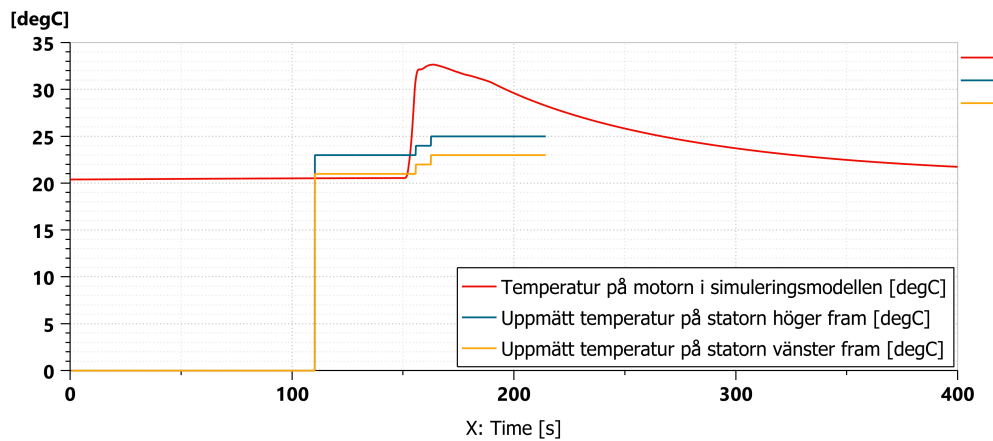
6.8.2 Frammotorer

Modellens temperatur på frammotorer för "autocross"-tävlingen, samt den uppmätta temperaturen på vardera frammotors stator presenteras i figur 56. Simuleringsmodellens temperatur för motorn har alla lokala maximumvärden på en högre temperatur än den uppmätta temperaturen för statorn. Motorernas temperatur i simuleringsmodellen sjunker också mellan maximivärdena, medan den uppmätta temperaturen för statorn behåller en konstant temperatur.



Figur 58: Graf över motorns temperatur i simuleringsmodellen, samt de båda frammotorernas uppmätta statortemperatur under "autocross"-tävlingen 2019. Röd kurva motsvarar den simulerade temperaturen medan gul och blå kurva motsvarar uppmätt temperatur för vänster respektive höger frammotors stator.

Modellens temperatur på frammotorer för "acceleration"-tävlingen, samt den uppmätta temperaturen på vardera frammotors stator presenteras i figur 57. Simuleringsmodellens temperatur har i simuleringen relativt lika starttemperatur. Simuleringsmodellen har en snabbare stigning då accelerationen börjar. Utöver det här har simuleringsmodellen även en högre maximal temperatur under körningen.



Figur 59: Graf över motorns temperatur i simuleringsmodellen, samt de båda frammotorernas uppmätta statortemperatur under "acceleration"-tävlingen 2019. Röd kurva motsvarar den simulerade temperaturen medan gul och blå kurva motsvarar uppmätt temperatur för vänster respektive höger frammotors stator.

Notera att inget resultat för "endurance"-tävlingen är presenterat för frammotorerna då den tävling som finns data för endast kördes med bakhjulsdrift. Frammotorerna var därmed inte aktiverade under det loppet och följaktligen är det irrelevant att presentera något om dem.

7 Diskussion

I det här avsnittet diskuteras den simuleringsmodell som arbetet resulterade i utifrån de områden som presenterats resultat för. Det diskuteras bland annat vad möjliga anledningar till diskrepanser mellan simulerad och uppmätt data är samt möjliga förbättringsområden för modellen i framtiden. Utöver det här diskuteras även hur väl metoden som användes i arbetet har fungerat.

7.1 Resultatdiskussion

I det här avsnittet diskuteras de resultat som framkommit av simuleringsmodellen.

7.1.1 Hastighetsprofil

Simuleringsmodellen följer hastighetsprofilen väl med något mindre undantag. Den simulerade och uppmätta hastigheten för ”endurance”-tävlingen, se figur 35, stämmer väl överens med varandra. Det här kommer som följd av att den här tävlingsformen inte innehåller riktigt lika drastiska hastighetsförändringar som bland annat ”acceleration”-tävlingen och att modellen därmed lättare kan följa den önskade körprofilen. Något som dock bör noteras med den här tävlingen är att bilen endast var tvåhjuldriven under uppmätningen av hastighetsprofilen och att simuleringsmodellen därmed anpassats till det genom att inte längre skicka någon vridmomentsignal till frammotorerna.

Resultatet för ”autocross”-tävlingens hastighetsprofil, se figur 36, visar att hastighetsprofilerna nästan är identiska, med undantag för någon hård accelerationstopp eller inbromsning som simuleringsmodellen inte riktigt följer. En faktor som påverkar det här är att accelerationen av bilmodellen kräver mer energi än vad den verkliga bilen gjorde. Därmed begränsar motorprestandan accelerationen vid de mer extrema hastighetsökningarna.

”Acceleration”-tävlingens hastighetsprofil, se figur 37, följer den verkliga hastigheten relativt väl. Anledningen till att den inte når hela vägen upp till maxhastigheten är för att simuleringsmodellen inte klarar av att accelerera lika snabbt som körcykeln. Det här diskuteras vidare, i avsnitt 7.1.2.

Att hastighetsprofilen för simuleringsmodellen följer den bestämda körcykeln relativt väl för samtliga körcykler kan var en konsekvens av att beräkningen av körcykeln i avsnitt 4.1.1 är en approximation som filtrerar bort momentana avvikelser. Målet med att approximera körcykeln var att ta bort mätfel som inträffar då hjulen till exempel tappar grepp mot marken eller att vägunderlaget varierar. Det här sker på bekostnad av att de svåraste momenten för simuleringsmodellen att följa filtrerats bort. I generella drag upplevs

dock resultatet vara bra och visar på att simuleringsmodellen kan följa givna körcykler på ett representativt sätt.

7.1.2 Acceleration

Fordonets uppmätta acceleration för de tre olika tävlingarna, "endurance", "autocross" och "acceleration", presenteras separat i figur 38, 39 och 40. På grund av att det inte finns någon sparad data som simuleringsmodellens acceleration kan valideras gentemot, används ett enkelt fysikaliskt resonemang kring resultatets rimlighet. Genom att använda (9) kan ett ungefärligt teoretiskt värde beräknas för den tillgängliga maximala accelerationen för fordonet.

Räknat på fyrhjulsdraft och en momentfördelning på framhjulen på 0,35, fås den maximala accelerationen till $13,6 \text{ m/s}^2$. Vid samma beräkning för bakhjulsdraft och därmed en momentfördelning på framhjulen på 0, fås den maximala accelerationen till $10,1 \text{ m/s}^2$. I simuleringen för den bakhjulsdrivna "endurance"-tävlingen åstadkommer modellen en maximal acceleration på $9,26 \text{ m/s}^2$, se figur 38. I den fyrhjulsdrivna "autocross"-tävlingen uppnås en acceleration på $11,6 \text{ m/s}^2$, se figur 39, och i den fyrhjulsdrivna "acceleration"-tävlingen uppnås accelerationen $13,2 \text{ m/s}^2$, se figur 40.

Det noteras att samtliga simulerade accelerationer innefattar ett lägre värde jämfört med de teoretiskt beräknade värdena. Anledningen till det här beror på att vid beräkning av den maximala teoretiska accelerationen tas ingen hänsyn till olika friktionskoefficienter, såsom luftmotstånd och däckfriktion. Konsekvensen blir en något högre beräknad acceleration än den i verkligheten praktiskt möjliga accelerationen. Det bör observeras att accelerationen i "autocross"-tävlingen inte är en maxacceleration, då vi ser att simuleringsmodellen åstadkommer en högre acceleration i "acceleration"-tävlingen. Följaktligen genererar modellen den nödvändiga accelerationen för att uppnå hastighetsprofilen. Liknande resonemang kan föras kring "endurance"-tävlingen, där modellen genererar den acceleration som krävs för att följa hastighetsprofilen. Slutligen kan det konstateras att samtliga simuleringar av accelerationen ses som rimliga, då accelerationen inte avviker markant från de beräknade värdena.

7.1.3 Vridmoment

Det simulerade och det uppmätta vridmomentet skiljer sig något från varandra. I "endurance"-tävlingen är vridmomentet i modellen lägre än det verkliga och i "autocross"-tävlingen är det högre. I "acceleration"-tävlingen följer vridmomentetsgraferna varandra väl. Anledningen till att simuleringsmodel-

len skiljer sig åt beror bland annat på faktorer som luftmotstånd och andra motståndskrafter som varit svåra att modellera exakt som i den verkliga CFS-bilen under tävlingsdagen. Om exempelvis luftmotståndet under den verkliga körningen var lägre än vad som modellerats i simuleringsmodellen skulle det också krävas ett högre vridmoment i verkligheten för att kompensera för det här.

I "endurance"-tävlingen var simulerat vridmoment lägre än det verkliga vridmomentet, se figur 41. Under den tävlingen hade bilen endast tvåhjulsdrift och motorerna drev varsitt bakdäck. I och med att modellen initialt var skapad för att ha fyrehjulsdrift så fick modellen modifieras och bara driva bilen med bakmotorerna vilket är en faktor som påverkar det simulerade vridmomentet.

Grafen för simulerat och uppmätt vridmoment i "autocross"-tävlingen som presenteras i figur 42 följer varandra relativt väl, dock har det simulerade vridmomentet lite högre maximivärden vilket som tidigare diskuterats beror på större motståndskrafter i modellen än i den verkliga tävlingen.

Om i stället vridmomentet i "acceleration"-tävlingen betraktas så skiljer sig resultatet marginellt med undantag för lokalt minimivärde i den simulerade kurvan. I figur 43 presenteras grafen för vridmomenten. Det lokala minimivärdet som uppstår beror på att det finns en liten förskjutning i hastighetsprofilen som modellen vill ta i kapp och fortsätter därför att ge maximalt med vridmoment fram tills det sker. När båda hastighetskurvorna slutar accelerera momentant vid 125 sekunder så minskar det simulerade vridmomentet drastiskt, vilket den uppmätta vridmomentsgraf inte gör. Det beror bland annat på att simuleringsmodellens uppgift är att följa hastighetsprofilen så väl som möjligt. Därmed om den befinner sig över verklig hastighet slutar den accelerera direkt trots att verkliga motorerna fortfarande skicka vridmoment till däcken.

Sammanställt bedöms resultaten vara goda då de simulerade vridmomenten i generella drag följer samma beteenden som de uppmätta. Det finns dock utrymme för framtida förbättringar med både en bättre anpassad modell för tvåhjulsdrift samt en mer exakt modellering av motståndskrafter vid körning.

7.1.4 Batteriet och laddningstillstånd

Fordonets effekt under de tre olika evenen presenteras separat i figur 44, 45 och 46. Graferna visar att simuleringsmodellen följer samma mönster men är inte helt identiska. En av anledningarna till skillnaderna är spänningen, se figur 47, 48 och 49, som visar att bilen under sina tester hade en lägre spänning vid start vilket beror på att batteriet inte varit fulladdat. Vid "acceleration"-

och ”autocross”-tävlingen visar graferna för spänningen att batteriet inte var fulladdat vid start och därmed blir det en förskjutning i amplitud gentemot den simulerade spänningen. Ännu en orsak till skillnaderna i effekten är att simuleringen begränsar effektuttaget till 80 kW men under de olika tävlingarna har bilen körts med olika effektbegränsningar som inte är dokumenterade. Utifrån de framtagna graferna konstateras det att effekten på simuleringarna anses vara rimliga. Däremot blir faktorer som obalanserat batteri, olika effektbegränsningar och ett icke fulladdat batteri svåra att ta hänsyn till i modellen.

Under ”endurance”-tävlingen visar simuleringen vilken fördel regenerativ bromsning har på batteriets kapacitet. Eftersom simuleringen för tillfället inte följer bilens effektuttag till fullo blir resultatet något missvisande och bara ett riktmärke. På grund av begränsningar i simuleringsmiljön går det endast att mäta laddningstillståndet i ett segment. Det här påverkar resultatet då urladdningen av de sex batterisegmenten i verkligheten kommer skilja sig åt eftersom de 276 cellerna inte är identiska med avseende på deras skick. Figur 50 påvisar att om bilen körs med både fyrhjuls- och bakhjulsdrift och ingen regenerativ bromsning så kommer den inte klara av tävlingen på grund av att det återstår för lite energi i batteriet efter tävlingen. Om tävlingen inte skall köras med regenerativ bromsning måste batteriets kapacitet ökas, vilket kan åstadkommas med andra typer celler eller fler celler av den befintliga modellen. Fler celler kommer däremot leda till en ökad vikt vilket försämrar bilens prestanda på andra tävlingsmoment. Figur 50 visar också att om bilen körs med fyrhjulsdrift och med regenerativ bromsning återstår det cirka 10,3 % av batteriets kapacitet efter tävlingsmomentet. Resultatet anses vara rimligt eftersom alla 4 motorer vid fyrhjulsdrift kan agera som generatorer vid inbromsningar och därmed kan batteriet laddas mer än vad det kan vid tvåhjulsdrift. Med hänsyn till den implementerade säkerhetsmarginalen på 1 km visar resultatet att batterisegmenten kan göras mindre, förutsatt att bilen körs med regenerativ bromsning under ”endurance”-tävlingen. Ett mindre batteri medför en lägre vikt på bilen, vilket i sin tur ökar prestandan.

7.1.5 Kraftelektronik

Kraftelektroniken i bilen har som tidigare nämnts inte modellerats på samma sätt som i verkligheten, se avsnitt 5.3.4. Separata inverterare har alltså inte konstruerats i programmet utan en färdig komponent har använts för att beräkna effektförlusterna. Rimligheten i värdet på data som fås av simuleringsprogrammet kan valideras på två olika sätt, dels genom ett enkelt fysikaliskt resonemang men även genom tidigare uppmätt data på komponenten.

Beräkningar på att batteriets maximala effektuttag är 80 kW och att kraftelektronikens verkningsgrad sätts till 0,98 innebär att de maximala förlusterna approximeras till cirka 1600 W. Det innebär att ingen effekttopp, se graf 51, bör överstiga 1600 W under en längre tidsperiod. Det här stämmer bra överens med resultatet som presenteras i avsnitt 6.6.

Från ett tidigare komponenttest inom CFS, se figur 12a, finns data över effektförlusterna i kraftelektroniken. Testet är gjort under ett konstant vridmoment på 10,8 Nm, vilket motsvarade en effektförlust på cirka 820 W. Resultatet för testet kan jämföras med simuleringsmodellens data för "endurance"-tävlingen, där medelvridmomentet var 9,5 Nm under de 100 första sekunderna som bilen körde. Då vridmomentet var mindre i simuleringen än i testet, medför det att effektförlusterna också borde vara mindre. Resultatet för kraftelektronikens medeffektförluster i simuleringsmodellen var 289 W, se avsnitt 6.6, vilket är mindre än effektförlusterna i komponenttestet. Slutsatsen som dras är att effektförlusterna faller inom ett rimligt intervall. För en högre noggrannhet kring slutsatsen av effektförlusterna krävs mer data.

7.1.6 Kylarvattnets temperaturer

Temperaturen på kylvattnet i simuleringsmodellen följer generellt betendet för den uppmätta temperaturen relativt väl. Gällande specifikt temperaturökningar av kylarvattnet så följer simuleringsmodellens temperatur den uppmätta temperaturen mycket väl. Det går att notera i både resultatet för "autocross"-tävlingen samt resultatet för "accelerations"-tävlingen, se figur 54 och 56. Vid körning kommer det största temperaturbidraget i kylsystemet från bakmotorerna. Det här gör att en av de största faktorerna som påverkar temperaturökningen i kylsystemet är värmeöverföringskoefficienten i motorerna. Att temperaturökningen i simuleringsmodellens resultat liknar den uppmätta kan därför vara ett resultat av att motorernas värmeöverföringskoefficienten i modellen representerar verkligheten väl.

Temperatursänkningar av kylarvattnet noteras i resultatet för "autocross"-tävlingen, se figur 53, varpå det observeras att temperatursänkningen sker snabbare än den dokumenterade temperaturen. Då bilen framförallt står stilla under den här temperatursänkningen kan den snabba temperatursänkningen bero på att radiatorn kyler för bra då endast fläkten är i gång eller att temperaturen på luften som kyler radiatorn är lägre än den var då data samlades in. Att radiatorns effektivitet skiljer sig från verkligheten är rimligt då komponenten grundar sig på få datapunkter, vilket presenteras i avsnitt 7.2. Att temperaturen på luften som kyler radiatorn i simuleringen inte är samma som i verkligheten är också en möjlighet då den inte finns dokumenterad. Temperaturen på luften har i stället satts till samma som kylvattnets

starttemperatur. Det här gör att ifall bilen stod i skugga respektive sol innan körning, sattes luftens temperatur till ett annat värde än då tävlingen genomfördes. En annan möjlighet är att motorerna varit igång innan mätdata börjat samlas in, vilket resulterat i att kylvattnet initialt börjat på en högre temperatur än omgivningen. Osäkerheten kring temperaturen går att se då den initiala temperaturdata för kylarvattnet och statorn jämförs, se figur 53 och 56, samt 54 och 57. De två initialtemperaturerna för varje körning skiljer sig och bekräftar därför osäkerheten i initialtemperatur på systemet samt den omgivande luften.

Kylarvattnets temperatur i ”endurance”-tävlingen är svårare att dra några slutsatser om då det inte fanns data att validera emot, se figur 52. Kylarvattnets beteende stämmer dock överens med de andra testernas resultat. Kylarvattnet ökar i temperatur då bilen kör, samt att temperaturen på kylarvattnet är klart mindre än motors temperatur samtidigt som de följer samma mönster, se figur 55.

Ytterligare en aspekt som bidrar till differensen mellan dokumenterad och simulerad vattentemperatur, är osäkerheten i modellens massflöde. Det totala massflödet i systemet är enligt tidigare CFS-medlemmar beräknat till att behöva vara minst 22 l/min (2 pumpar om 11 l/min kopplade) [19]. Det här massflödet är enligt skribenten bestämt utifrån databladet för bilens pumpar samt en approximation av systemets totala tryckfall. Det totala approximerade tryckfallet var cirka 1,16 bar, vilket enligt databladet motsvarar ett flöde på cirka 15 l/min för vardera pump [23]. I beräkningen av det här värdet har dock exempelvis inte aspekter som att slangarna komprimeras på grund av trycket räknats med. Följaktligen finns det en osäkerhet i systemets massflöde. Massflöde har en direkt koppling till värmeöverföringen och vattentemperaturen genom (3), vilket innebär att det finns en osäkerhet i kylvattnets temperatur.

7.1.7 Motorernas temperatur

Den simulerade temperaturen på motorerna i modellen följer generellt samma beteende som den uppmätta för statorn i ”endurance”-tävlingen. Det finns dock en skillnad i initialtemperaturen för motorernas uppmätta och simulerade temperaturer i tävlingarna för autocross och acceleration. Det här beror på att de här är satta utifrån den uppmätta initialtemperaturen på kylarvattnet, vilket diskuteras mer i avsnitt 7.1.6. Att initialtemperaturen i ”endurance”-tävlingen är samma beror på att det inte fanns någon dokumenterad data för kylarvattnet vilket medförde att initialtemperaturen i den här tävlingen bestämdes utifrån de bakre motorernas statortemperatur, se figur 55.

Vidare noteras det i tävlingarna för ”autocross” och ”acceleration” att den

simulerade temperaturen för motorerna är betydligt högre än den uppmätta temperaturen för statorn, se figur 56 och 58 samt 57 och 59. Modellen har i dagsläget brister vid beräkning av effektförlusterna från motorerna. Även om mycket mindre vridmoment levereras av motorerna så förändras inte effektförlusterna avsevärt. Se Bilaga B för jämförelse mellan effektförlusterna hos fram och bakmotorerna där frammotorerna levererar 35% av bakmotorernas vridmoment. Se även effektförlusten hos en motor då den levererar noll vridmoment jämfört med en som genererar fullt. I de här illustrationerna syns tydligt att motorerna genererar för stora effektförluster i vissa fall. Därmed kommer modelleringen värma upp motorerna med en för hög effekt och ge en snabbare värmeutveckling än i verkligheten. Det här är en förklaring till att bakmotorerna och frammotorerna är så lika i temperatur i simuleringsmodellen, och inte följer den temperaturskillnad som är uppmätt mellan den främre och bakre statorn.

Ytterligare en faktor som påverkar är avsaknaden av den värmekonduktion, vilken i verkligheten transporterar värme till andra komponenter som motorerna ligger i termisk kontakt med. Den här värmekonduktion leder till en passiv nedkylning av motorerna. I verkligheten sprids en del av värmen till bland annat hjulaxlar och fälgar. I simuleringsmodellen är det dock antaget att ingen värme sprids vidare från motorn till andra komponenter. Följaktligen innebär det att simuleringen genererar en högre temperatur än i verkligheten.

I simuleringsmodellen har motorerna samma prestandavärden som de verkliga motorerna och klarar även av att accelerera upp bilen i de hastigheter som begärs av de olika kör cyklarna. Dock är det vridmoment som krävs från motorerna för att följa hastighetsprofilen större än det uppmätta. Det här noteras speciellt när motorn jobbar som hårdast. Det här syns i bland annat i "autocross"-tävlingen, se figur 42, att simuleringsmodellens vridmoment är större än den verkliga. Som följd av att motorerna kräver större vridmoment än i verkligheten blir även förlusterna till kylsystemet större. När det dessutom finns en osäkerhet i motorernas energiförlust, som tidigare nämnts, leder det här till ytterligare osäkerhet i energiförlusterna.

Ytterligare en approximation som gjorts av motorn i modellen är att de endast är en termisk massa av järn. I verkligheten består dock motorn av flera olika material med varierande värmeledningsförmåga och värmekapacitet, samt att den innehåller luftfickor. Konduktion mellan de här materialen, se avsnitt 2.2.1.2, är alltså ej medräknad i den aktuella modellen. Modellens temperatur kommer då vara mer mottaglig för temperaturförändringar då värme sprider sig snabbare i en solid massa av järn än i CFS-bilens motor. Det här är en förklaring till att motorernas temperatur i den simulerade "autocross"-tävlingen har större temperatursänkningar än den som är upp-

mätt för statorn, se figur 56 och 58.

”Endurance”-tävlingen är svårare att dra slutsatser om, delvis på grund av att den uppmätta temperaturen är olika för de båda bakmotorerna, men även för att modellen är bakhjulsdriven i den här tävlingen. Att den uppmätta temperaturen på statorn är olika för de båda bakmotorerna i ”endurance”-tävlingen kan bero på att det bildats en luftficka i den högra kylmanteln, som försämrat kylningen. En medlem i CFS som var med under tävlingen hävdar även att de innan tävlingen hade problem med luftbubblor i kylsystemet [18]. Om simuleringsmodellen då endast jämförs med den uppmätta temperaturen på den vänstra bakre statorn, följer även det här simuleringsresultatet samma beteende som tävlingarna för ”autocross” och ”acceleration”, det vill säga temperaturen på motorn i simuleringen är högre än den uppmätta temperaturen på statorn. Notera dock att temperaturutvecklingen för bakmotorn i ”endurance”-tävlingen följer den uppmätta temperaturen bättre i början av tävlingen än i tävlingarna för ”autocross” och ”acceleration”, vilket bland annat beror på att initialtemperaturen är satt till samma som statorns i ”endurance”-tävlingen.

7.2 Metoddiskussion

Under arbetets gång har mycket fokus lagts på att lära sig programmet Amesim samt på datainsamling. Arbetet inleddes med tre grundläggande handledningstillfällen för att lära sig programmet. Eftersom programmet hade begränsad användarbas och som följd få medel att finna hjälp genom så tog det ganska lång tid som ny i programmet att förstå sig på dess funktioner. Det här tillsammans med att utbildningarna inom systemet hölls ett antal veckor in i projektet innebar en något fördröjd start på konstruktionen av simuleringsmodellen. Det bör dock noteras att det här gav möjligheten till att läsa sig in i ämnet innan konstruktion av modellen, vilket likväl kan ha effektiviserat processen när väl programvaran var tillgänglig. Tillgången till Amesim-licensen var dock problematisk de första veckorna som gjorde att arbetet gick långsammare än förväntat. Den kommunikation som förts med användarsupporten Gunnar Latz har dock varit mycket uppskattad och god.

För att skapa simuleringsmodellen behövdes en stor mängd data samlas in för att bestämma relevanta parametervärden som användes i programmet. Att hitta data på många parametervärden var dock svårt, då de endast fanns att tillgå inom CFS-lagets rapporter och liknande. Dokumentationen av många tidigare bestämda eller framtagna parametrar av laget var dock bristfällig i många fall, vilket innebar att många värden tagits från minnet eller approximerats av medlemmar i laget. Följaktligen innebar hela processen med att ta fram värden att många osäkerhetsmoment skapades, vilket

hade kunnat undvikas om data fanns dokumenterad på ett bättre sätt sedan tidigare.

Arbetet delades upp i två huvudområden, drivlina och kylsystem. Lika stora resurser sattes på områdena vilket i slutändan sågs som rimligt då dessa var mycket möjliga att utveckla parallellt och inte var beroende av varandra. Den här uppdelningen möjliggjorde att alla i gruppen kunde arbeta samtidigt, då det hade varit svårt om fler än tre arbetade på något av de två delmomenten. Att lika mycket resurser lades på de två innebar också att modellen blev lika genomarbetad på drivlina såväl som kylsystem.

I projektet planerades det att utföra ett radiatortest med syftet att ta reda på karaktäristiken för kylningen av radiatoren som funktion av olika flöden genom den. Som följd av bristande förståelse för den tid som radiatortestet skulle kräva för att hinna utföras tillsammans med begränsad tillgång till laborationstid och laborationsutrustning hann endast det här testet planeras och ej genomföras. Därmed användes, som beskrivet i avsnitt 4.2.2.2, ett gammalt radiatortest utfärdat på samma radiator. Det här testet innehöll dock bristfälligt med datapunkter på värmeöverföringen som funktion av olika flöden. Det här innebar en felkälla för samtliga men främst kylsystemets resultat. Att utföra testet ses som en stor förbättringsmöjlighet för att modellera ett adekvat kylsystem för CFS-bilen.

7.3 Samhälleliga och etiska aspekter

Målet med projektet, var att kunna skapa en simuleringsmodell som kan användas för att simulera den elektriska drivlinan och dess kylsystem. Att använda sig av modellen för att dimensionera olika komponenter i bilen leder till att CFS får en minskad miljöpåverkan genom att minska antalet praktiska tester. Behovet av att köpa eller producera nya delar, vars kompatibilitet med ändamålet ännu inte är helt fastställd, utesluts i stor utsträckning. Därmed sparas också transportkostnaderna, genom att först undersöka olika alternativ i simulering för att sedan införskaffa det med tillfredsställande resultat. Konsekvenserna av att utföra simuleringar är både tids- och materialbesparingar samt eventuellt ökad säkerhet, då färre praktiska tester behöver utföras. Den eventuella ekonomiska påverkan som arbetet har är svår att uppskatta, då programvarulicenser ska viktas mot arbetstimmar och materialkostnader, och det här är information som det inte finns tillgång till.

Vidare har arbetet inte orsakat några personskador, eller varit integritetskränkande. Något som däremot är svårt att fastställa är huruvida produkter som använts och konstruerats har en god etisk grund. Det kan bero på allt ifrån simuleringsprogrammets uppbyggnad och konstruktion samt hur simuleringsmodellen kommer att användas, till huruvida konstruktionen av

den elektriska drivlinan sker på ett hållbart sätt.

Ur ett bredare perspektiv kan arbetet med att utveckla en modell för en elektrisk drivlina ses som ett sätt att öka dess prestanda och bidra till en högre konkurrenskraft på den fria marknaden. Simuleringsmodeller likt den som byggts upp skulle kunna användas för att visa på energikonsumtionen och eventuella fördelar med elektriskt driv jämfört med förbränningsmotorer. Det här kan då styra den generella utvecklingen mot det mest fördelaktiga. Huruvida elektrifieringen av transportsektorn är till det positiva för miljön är dock öppet för diskussion beroende på till exempel framställningen av batterier samt hur elen har producerats.

Viktigt att ha i åtanke när en simuleringsmodell utvecklas är dock att resultatet är begränsat och approximationer behövs göras. Det här leder till att simuleringar aldrig kan uppnå ett helt verklighetsbaserat resultat. Vidare borde därför inte beslut och slutsatser dras utifrån enbart simuleringar utan behovet av vissa tester kvarstår. Däremot kan en god modell utvecklas som ger goda representativa approximationer.

7.4 Framtida förbättringsmöjligheter

I programmet Amesim finns det en mängd varierande sätt att representera olika delsystem på. I den framtagna simuleringsmodellen är den mest framträdande och uppenbara begränsningen fordonsmodellen. I sitt nuvarande tillstånd simulerar modellen enbart ett enkelt beteende i längsgående riktning, utan att större hänsyn tas till fordonsdynamiken. Den är i stället baserad på uppskattningar och inte uppmätt data gällande exempelvis friktion mot underlag och aerodynamiska luftmotståndet. Att i framtiden utveckla en modell som tar hänsyn till det här tillsammans med höjdskillnader och eventuella svängar skulle alltså kunna ge ett ännu mer verklighetsanknutet resultat än den aktuella modellen gör.

I simuleringsmodellen existerar även ett antal fel gällande vridmoment som behöver åtgärdas i framtiden. Existerande problem är exempelvis att modellen kräver för mycket vridmoment jämfört med verkligheten, men även att det uppstår problem i modelleringen för fyrhjulsdrift. Där är vridmomentbegäran lägre på frammotorerna än bakmotorerna, dock följer ej strömfördelningen samma beteende. Det här innebär att frammotorerna drar för mycket ström och att batteriet därmed laddar ur för fort men också att motorerna genererar för stora effektförluster. Om de här problemen skulle åtgärdas hade resultaten för batterinivån blivit mer verklighetskorrekta. Frammotorernas temperaturutveckling hade också kunnat efterlikna uppmätt data på ett bättre sätt, och genom det skulle hela kylsystemets simulerade temperaturer bättre följa uppmätt data.

En beskrivning till varför energiförlusterna i motorerna fortfarande är höga vid lägre belastningen är att deras verkningsgrad minskar tillsammans med belastningen. Det här samtidigt som motorerna fortfarande roteras när fordonet är i rörelse även om dess effektpåslag är minskat. Huruvida de förluster som det här resulterar i är av samma storleksordning som motorerna genererar när de körs fullt, vilket vår modell visar på, behöver dock undersökas vidare. En lägre verkningsgrad vid lägre varvtal skulle också förklara varför motorerna dra mer ström i de här fallen.

Som beskrivet avsnitt 7.1.7 är även motorerna i simuleringsmodellen mycket approximerade med avseende på materialstruktur. I dagsläget är de modellerade som solida järnklumpar men i verkligheten är det här långt ifrån fallet. En förbättringsmöjlighet skulle därmed vara att komplettera modelleringen av motorerna på ett sätt som tar dess interna materialstruktur i hänsyn vid beräkningar av värmeöverföring och liknande aspekter. Därmed skulle dess interna temperaturutveckling kunna beskrivas mer i detalj och bättre jämförelser med specifika komponenter som exempelvis statorn kommer kunna utföras. Ett sätt att påbörja den här kompletteringen skulle vara genom att modellera motorerna som ett antal seriekopplade termiska massor av olika material med egen specifik värmeöverföring mellan varje. Det här kommer dock inte ta direkt hänsyn till den geometriska formen som de olika modellerade massorna har i verkligheten men skulle åtminstone vara ett steg i rätt riktning.

En uppenbar förbättringsmöjlighet för framtiden är att utföra det planerade radiatortestet. Parametrar som den fulla karaktäristiken av radiatorn samt kylmängden hade då kunnat bestämmas mer precist och därigenom även hela kylsystemets beteende. Se avsnitt 4.2.2.1 för beskrivning av möjligt utförande av radiatortest. Det som begränsade möjligheten till att utföra testet inom det här projektet var framför allt begränsad möjlighet till mätutrustning samt styrbar fläkt.

I nuläget är kylplattan till kraftelektroniken modellerad, men det existerar endast bristfällig data på verkliga resultat vilket gör det omöjligt att verifiera resultaten från simuleringen. Med framtida datainsamling kan modelleringen verifieras och förbättras.

Även fler uppmätta körcykler med loggning på relevanta kanaler skulle behövas för att möjliggöra en noggrannare och bättre simulering. För tillfället finns exempelvis enbart en uppmätt körcykel för ”endurance”-tävlingen med tillräckligt bra loggad data och under just det här testet hade enbart tvåhjulsdraft använts på bilen som följd av komplikationer under tävlingen. Därmed är data från det här testet ej helt representativ för bilen som egentligen är ämnad att köra med fyrehjulsdraft. Mer data kommer förhoppningsvis att samlas in på tävlingar samt testkörningar av bilen i framtiden, vilket

innebär att fler körcykler med valideringsdata kommer att kunna tas fram.

Parametrarna som begränsar den regenerativa bromsningen är också svåra att uppskatta, då CFS-bilen enligt regler har en effektbegränsning. De relevanta parametrarna som simuleringsprogrammet kräver är motorernas varvtal och batteriets laddningstillstånd. För att göra en verklighetsbaserad approximation skulle tester behöva göras på hur stor spänning som uppnås vid maximal regenerativ inbromsning vid batteriets fulla kapacitet. Konsekvensen hade varit att en mer precis rekommendation hade kunnat ges i hur mycket batteriet kan minskas, vilket i sin tur sänker vikten på bilen och ökar prestanda.

8 Slutsats

Det ursprungliga syftet med projektet var att skapa ett verktyg som underlättar CFS arbete med deras drivlina samt kylsystem. Det här genom att skapa en validerad simuleringsmodell av bilen. Huvudområdena för modellen var att modellera en verklighetsbaserad elektrisk drivlina med tillhörande kylsystem. Modellen validerades genom jämförelse med tidigare sparad data i den mån som det fanns data, samt utifrån enkla fysikaliska resonemang.

Modellens förmåga att kunna följa hastighetsprofilen anses vara mycket god under de tre tävlingsformer som presenteras i rapporten. Vad gäller modellens simulerade vridmoment följer den någorlunda väl men det finns utvecklingspotential då modellens vridmoment skiljer sig lite från det verkliga beroende på tävlingsform. I ”acceleration”- och ”autocross”-tävlingsmomenten får modellen ett för stort vridmoment och på ”endurance”-tävlingen ett lägre vridmoment än det verkliga.

De här avvikelserna från uppmätt data påverkar även energiförbrukningen och därigenom effektförlusterna. Det här innebär bland annat att modellens termiska massor värms upp med felaktig effekt men också att batteriets simulerade urladdningstid skiljer sig från verkligheten.

Det finns flera faktorer som behöver ytterligare validering innan modellen med säkerhet kan ge rådgivning om lämplig batterikapacitet. Faktorerna är bland annat att energiförbrukningen från motorerna samt förlusterna från PE-lådan stämmer väl överens med verkligheten. De resultat som modellen i nuläget ger är att batteriet efter en ”endurance” körning med regenerativ bromsning har en kvarvarande kapacitet på 10,3%.

Gällande kylsystemet så har temperaturgraferna samma beteende som den verkliga data. Kylvattnets temperatur följer den uppmätta temperaturen väl samt motortemperaturen har samma karaktäristik som den uppmätta temperaturen på tävling. Om data från exempelvis mer omfattande radiatortester tas fram skulle dock bättre resultat produceras.

Sammanfattningsvis har det visat sig att den konstruerade simuleringsmodellen ger tillfredsställande resultat i enlighet med tidigare uppmätt CFS-data och fysikaliska resonemang. Modellen kan ses som en värdefull simuleringsstillgång i test- och utvecklingsprocessen för CFS-laget och en väldigt bra grund för kommande simuleringsmodeller av CFS-bilen.

Referenser

- [1] T. Stig. "Formula student rules 2022". I: 1 (nov. 2021). URL: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2022/rules/FS-Rules_2022_v1.0.pdf.
- [2] B. Pålsson, utg. *Simulering och optimering av drivlinan i en elektrisk Formula Student bil*. 2021. URL: <https://www.chalmers.se/en/departments/e2/education/masters-programmes/Documents/Kandidatprojekt-2022-%20CFS%20v2.pdf>.
- [3] Chalmers Formula Student 2019. CAD-modell. Opublicerad. Dec. 2019.
- [4] A. Bartiniki. *Kurskompendium Elteknik*. Göteborg: Chalmers tekniska högskola, 2016.
- [5] B. Johansson. *Technical data sheet CFS17 stator/rotor*. mars 2017.
- [6] M. Aishwarya, M. Sailaja och R.M. Brisilla. "Modeling of Lithium-ion Batteries: An Overview". I: (2021), s. 1–9. DOI: 10.1109/i-PACT52855.2021.9696920.
- [7] G.G. Eshetu, H. Zhang och X. Judez. et al. "Production of high-energy Li-ion batteries comprising silicon-containing anodes and insertion-type cathodes." I: *Nature Communications* 12.5459 (sept. 2021). DOI: 10.1038/s41467-021-25334-8. URL: <https://www.nature.com/articles/s41467-021-25334-8#citeas>.
- [8] H. Zander et al. *Pre-study report*. PDF. CFS 2022 Electronics Subgroup. Chalmers Tekniska högskola, 2022.
- [9] B. Pålsson. Personlig kommunikation. Examinator CFS 2022. Febr. 2022.
- [10] A. Carlsson. *Datasheet HPC-HTD*. PDF. Product Engineer för HV-teamet i CFS 2020. Chalmers Tekniska högskola, 2020.
- [11] J. Österman C. Nordling. *Physics Handbook*. 9. utg. Studentlitteratur, 2021.
- [12] D. V.Schroeder. *An introduction to Thermal Physics*. Robin J. Heyden, 2000. Kap. 1, s. 37–44.
- [13] "Refractory lining systems". I: *Fluid Catalytic Cracking Handbook (Fourth Edition)*. Utg. av R. Sadeghbeigi. Fourth Edition. Butterworth-Heinemann, 2020. Kap. 11, s. 189–213. ISBN: 978-0-12-812663-9. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-812663-9.00011-4>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128126639000114>.

- [14] M Vollmer. "Newton's law of cooling revisited". I: *European Journal of Physics* 30.5 (juli 2009), s. 1063–1084. DOI: 10.1088/0143-0807/30/5/014. URL: <https://doi.org/10.1088/0143-0807/30/5/014>.
- [15] F. M. White. *Fluid Mechanics 7th ed.* New York: The McGraw-Hill Companies, Inc., 2009. ISBN: 978-0-07-352934-9.
- [16] A. Lokat. Personlig kommunikation. Manager för suspension-teamet i CFS 2022. Mars 2022.
- [17] L. Brodén. *Final Report CFS20*. Power Point. Medlem i CFS 2020 MPT. Chalmers Tekniska högskola, 2020.
- [18] C. Svensson. Personlig kommunikation. Manager för aero-teamet i CFS 2022. Mars 2022.
- [19] A. Murthy. *Final Report CFS19*. Power Point. Medlem i CFS 2019 MPT. Chalmers Tekniska högskola, 2019.
- [20] Siemens Digital Industries Software. *Simcenter Amesim*. Version 2021.2. [Mjukvara]. 1995.
- [21] P.C. Breedveld. *Bond Graph Modelling of Engineering Systems*. New York: Springer, 2011. Kap. 1.2. ISBN: 978-1-4419-9367-0.
- [22] R. Östberg. Personlig kommunikation. Manager för elektronik-teamet i CFS 2022. April 2022.
- [23] GRI pumps. *INTG3 Series*. 051719. Datablad pump. u.å. URL: <https://www.gripumps.com/media/1155/gri-intg3-series-0519.pdf>.
- [24] Linnéus Karlsson. Personlig kommunikation. Product Engineer för aerodynamik-teamet i CFS 2022. Mars 2022.
- [25] C. Salimath et al. *Mechanical Powertrain*. PDF. CFS 2020 Mechanical Powertrain subgroup. Chalmers Tekniska högskola, 2019.
- [26] F. Lindelöw. *Final Report CFS19 Fredrik Lindelöw*. PDF. Product Engineer för suspension-teamet i CFS 2019. Chalmers Tekniska högskola, 2019.
- [27] S. Lundberg. Personlig kommunikation. ... Mars 2022.
- [28] Swathi Adhikary. *Final Report CFS19 Swathi Adhikary*. PDF. Chalmers Tekniska högskola, 2019.
- [29] Spal automotiv. *VA09-BP12/C*. Datablad radiatorfläkt . u.å. URL: https://www.hattink-thermoparts.com/public/files/Spal/AC-3010_0391.pdf.

- [30] R. Darby. *Chemical Engineering Fluid Mechanics Second Edition, Revised and Expanded*. New York: Marcel Dekker, Inc., 2001. Kap. 6, s. 163.

A Tabell till radiatortest

Tabell 16 är ett ifyllnadsark som kan användas vid utförandet av det planerade radiatortestet.

Tabell 16: Tabell över data som ska samlas in under ett eventuellt radiatortest tillsammans med relevant data som underlättar under laborationen.

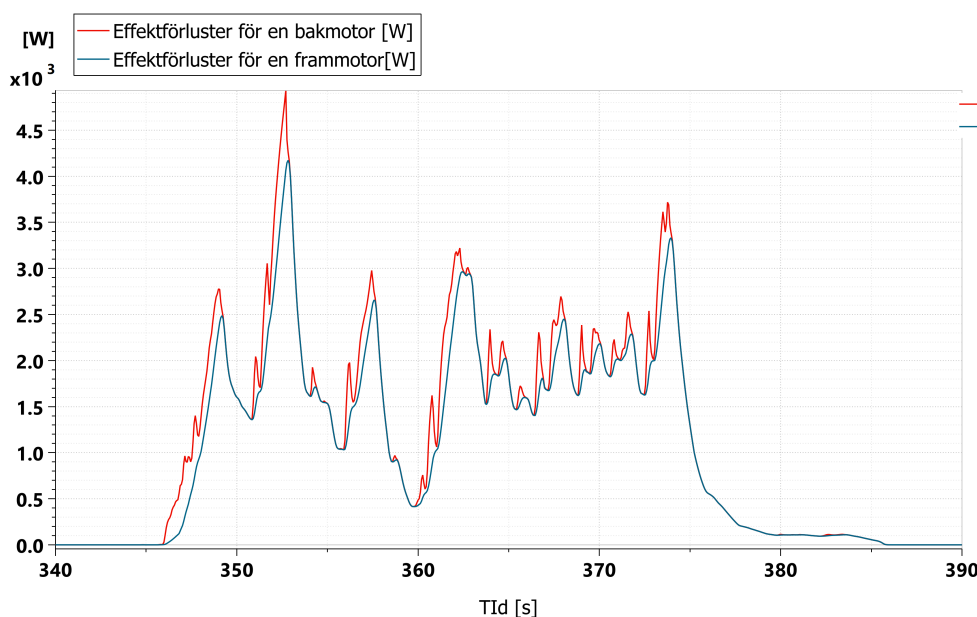
Mätning	1	2	3	4	5	6
Tryck bakom radiatoren [Pa]	75649	75572	75465	75327	75159	74730
Uppmätt temperaturskillnad vatten in & ut [K]						
Förväntad lufthastighet efter radiatoren vid $\Delta T = 5K$ [m/s]	10	15	20	25	30	40
Beräknad lufthastighet bakom radiatoren [m/s]						
Önskat vattenflöde genom radiator [l/h]	1768	1768	1768	1768	1768	1768
uppmätt vattenflöde genom radiator [l/h]						
värmeöverföring från vatten till luft [W]						

Tabell 17: Relevant data från tidigare utfört radiatortest av Aditya. [19]

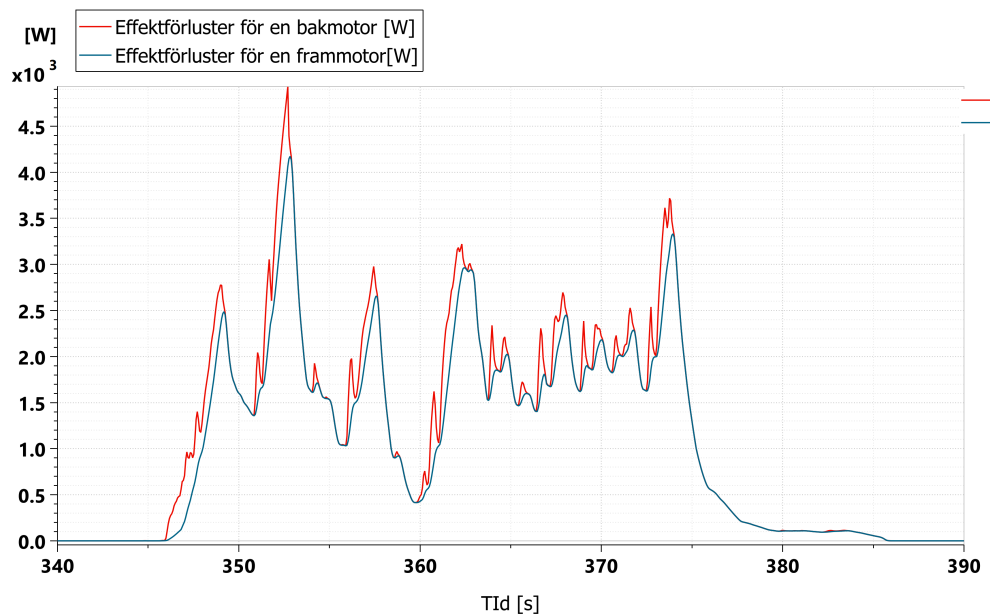
Test	1	2	3	4	5
Vattenflöde [l/min]	11	11	11	11	11
Vattentemperatur in [°C]	36,53	34,78	35,81	35,97	36,12
Vattentemperatur ut [°C]	35,00	33,21	34,04	34,12	34,03
Dynamiskt tryckfall [Pa]	4,9	8,78	12,07	14,5	19,16

B Felaktiga effektförluster i motorer

I figur 60 syns det tydligt hur effektförlusten i frammotorerna är mycket nära den för bakmotorerna trots att dess vridmomentsbidrag endast är 35 % av bakmotorernas. Det här är även fallet då frammotorerna inte får någon vridmomentsbegäran alls, se 61, det vill säga när de i teorin ska vara avaktiverade.



Figur 60: Effektförlust för fram och bakmotorer under ”autocross”-tävlingen 2019 med en vridmomentsuppdelning där frammotorerna levererar 35 % av bakmotorernas vridmoment. Effektförluster för frammotorer visas i blått och bakmotorer i rött.



Figur 61: Effektförlust för fram och bakmotorer under ”autocross”-tävlingen 2019 med en vridmomentuppdelning där frammotorerna levererar 0 % av bakmotorernas vridmoment. Effektförlust för frammotorer visas i blått och bakmotorer i rött.

C Parametrar i modelleringen

I följande avsnitt presenteras de parametervärden som använts vid modelleringen i projektet. Notera att typen av parameter är markerad med en källa eller symbolerna ”@” och ”*”. Källa innebär att värdet söktes upp, ”*” att det uppskattats utifrån enkla resonemang samt ”@” att de beräknats eller uppmätts.

C.1 Förarmodell

Tabell 18: Parametrarna som användes i modelleringen av förarmodellen. Framtagning av parametrar kommer från 5.1

Parameter	Tvåhjulsdraft	Fyrhjulsdraft
Proportionerlig accelerationskonstant	0,873 @	0,681 @
Integrerande accelerationskonstant	4,12 @	3,04 @
Deriverande accelerationskonstant	0 *	0 *
Proportionerlig bromskonstant	0,397 @	0,397 @
Integrerande bromskonstant	0,0833 @	0,0835 @
Deriverande bromskonstant	0 *	0 *

C.2 Fordonsmodell

Tabell 19: Parametrarna som användes i modelleringen av fordonsmodellen. Hjulets tröghetsmoment är beräknad utifrån antagandet att de är ihåliga cylindrar. Däckens höjd och bredd är uppmätta parametrar. Coulombs friktionskoefficient, longitudinell glidfriktion och rullmotstånd är approximerade till noll, då ingen relevant data finns för parametrarna.

Parameter	Värde
Fordonets initiala linjära hastighet	0 m/s *
Fordonets initiala position	0 m *
Fordonets initiala förflyttning	0 m *
Fordonets konfiguration	”Road” *
Fordonets totala massa inklusive förare	293 kg *
Longitudinell glidfriktion	Utan glidning *
Coulombs friktionskoefficient	0 *
Luftpenetrationskoefficient	1,50 [24]
Fordonets aktiva yta för aerodynamiskt motstånd	1,02 m ² [24]
Antal hjul på framaxeln	2 st @
Antal hjul på bakaxeln	2 st @
Hjulets tröghetsmoment för rotation kring hjulaxeln	0,7 kgm ² @
Däckens bredd	154,4 mm @
Däckens höjd	67 % av bredden @

C.3 Drivlina

C.3.1 Batterimodell

Tabell 20: Parametrarna som användes i modelleringen av batterimodellen för ett segment. Den totala spänningen och övriga beräkningar för batteriet presenteras i avsnitt 5.3.1.

Parameter	Värde
Beräkna laddning utifrån last	Ja *
Definitionen av spänning	Variabel *
Beräkning av laddningstillståndet	Ja *
Cellens kapacitet	6,35 Ah [8]
Antalet celler i serie	23 st [8]
Antalet celler parallellt	2 st [8]
Tomgångsspänning	(fil) [22]
Intern resistans	(fil) [22]

C.3.2 Motor och växellåda

Tabell 21: Parametrarna som användes i modelleringen av elmotorn

Parameter	Värde
kontinuerlig baseffekt	13 500 W [5]
max kontinuerligt vridmoment	10,8 N m [5]
Maxhastighet	20 000 rev/min [5]
Spänning	579,6 V [5]
Förhållande max/kontinuerligt vridmoment	2,23 @ [5]
Utväxling i planetväxeln	14 [25]

C.3.3 VCU-modell

Tabell 22: Parametrarna som användes i modelleringen av VCU-modellen.

Parameter	Värde
Accelerationskommando	Signal [0..1] *
Bromskommando	Signal [0..1] *
Användning av regenerativ bromsning	Ja *
Maximalt vridmoment för inbromsning	1010 N m [26]
Utväxling	14 [25]

Tabell 23: Parametrarna som användes i modelleringen av den regenerativa bromsningen. Det lägsta värdet på motorns vridmoment är beräknat utifrån 24.

Parameter	Värde
Typ av regenerativ bromsning	Serie *
Vridmoment motor, högsta värde	840 rpm *
Vridmoment motor, lägsta värde	810 rpm @
Laddningstillstånd batteri, högsta värde	90 % *
Laddningstillstånd batteri, högsta värde	87 % *

C.3.4 kraftelektronik

Tabell 24: Parametrarna som användes i modelleringen av kraftelektroniken. Värdena på spänningsbrytaren och strömbrytaren är standardvärden från Amesim.

Parameter	Värde
Utspänning	Proportionell mot inspänning *
Spänningsförhållande	1 *
Typ av verkningsgradsberäkning	Konstant *
Verkningsgrad	98 [%] [27]
Spänningsbrytare	0,1 V *
Strömbrytare	0,1 V *

C.4 Kylsystem

C.4.1 Kylplattan till kraftelektroniken

I tabell 25 presenteras en sammanställning av de parametrar som användes vid modelleringen av kylplattan till kraftelektroniken.

Tabell 25: Parametrarna som användes vid modelleringen av kylplattan. Dimensionsparametrarna är hämtade ifrån CAD-modell utav kylplattan. Värmeöverföringskoefficienten är framtagen från tidigare dokumenterad data, se beräkning i avsnitt 4.2.1

Parameter	Värde
Material	Aluminium [28]
Hydralisk diameter	6 mm @
Snittarea	234 mm ² @
Längd	720 mm @
Konvektiv värmeöverföringsarea	28490 mm ² @
Volym	0,175 dm ³ @
Höjd	10 mm @
Värmeöverföringskoefficient	752 W/(m ² K) @

C.4.2 Radiatorer

I tabell 26 presenteras en sammanställning av de parametrar som användes vid modelleringen av radiatorkomponenten.

Tabell 26: Parametervärden som användes i modelleringen av radiatorkomponenten. Area för luftflöde genom radiatoren är approximerat utifrån att mäta och räkna luftkanalerna i radiatoren. Volym på kylvätskan i radiatoren är uppmätt genom att väga radiatoren när den är full med vatten och utan vatten. Inre och yttre diametern på fläkten är hämtat från databladet och sedan modifierad till att vara hälften av luftflödet i vardera radiator. Radiatorns längd och höjd är mätt på komponenten. Radiatorns yteffektivitet är approximerad utifrån uppmätt data från olika körcykler. Experimentell temperatur och värmeutbyte är hämtat från en tidigare gjord undersökning, se avsnitt 4.2.2.2. Lufthastigheten från fläkten är hämtat från databladet för fläkten.

Parameter	Värde
Area för luftflöde	108 cm ² @
Volym på kylvätskan i radiatoren	0,36 l @
Inre diameter på fläkten	111/√2 mm ² [29]
Yttre diameter på fläkten	280/√2 mm ² [29]
Radiatorns längd	236 mm ² @
Radiatorns höjd	152 mm ² @
Radiatorns yteffektivitet	1,8 *
Experimentell temperaturskillnad	15 °C @
Värmeutbyte	(fil) @
Hastighetsökning på grund av fläkten	7,6 m/s [29]

C.4.3 Kylmantlar till motorerna

Tabell 27: Parametervärden som användes av den termiska masskomponenten, vilken menar att beskriva motorerna. Den initiala temperaturen på motorn innan körning har uppskattats utifrån initialt uppmätta temperaturer på kylvattnet. Materialet är inte enbart järn då exempelvis kylmanteln är tillverkad i aluminium men då större andelen är tillverkade av just järn, vilket verifierats på komponenten, uppskattas hela motorn till järn. Dess vikt är enkelt framtagen genom att mäta den kompletta motorn i CFS-verkstaden.

Parameter	Värde
Initial temperatur	25 °C *
Material	Järn *@
Massa	3989 g @

Tabell 28: Sammanställning av de parametervärden som användes vid modelleringen av värmeöverföringskomponenten mellan motor/kylmantel och vattnet motsvarande ett cirkulerande rör inuti kylmanteln. Samtliga dimensioneringar på kylmanteln och kylslingan den innefattar är uppmätta på komponenten i fråga i CFS-verkstanen. Den konvektiva värmeöverföringskoefficienten är framtagen från tidigare dokumenterad data, se beräkning i avsnitt 4.2.1.

Parameter	Värde
Kylvätska i systemet	Vatten [9]
Rördiameter	15,6 mm @
Tvärsnittsarea rör	191 mm ² @
Längd	2679 mm @
Konvektiv värmeöverföringsarea	131295 mm ² @
Vattenvolym i kylmantel	0,5 l @
Konvektiv värmeöverföringskoefficient	195 W/(m ² K) @

Tabell 29: Parametrarna som användes av komponenten som motsvarar en vindkälla. Notera att värden markerade med @ uppskattats till normala luftförhållanden vid marken då ingen dokumenterad data finns på de här värdena vid körningarnas tidpunkter. Gällande lufthastigheten har det antagits att den luft som träffar frammotorerna har samma hastighet som bilens hastighet medan den är 0 vid bakmotorerna, se figur 9.

Parameter	Värde
Lufttemperatur	25 °C *
Lufttryck	1,013 bar *
Relativ luftfuktighet	40% *
Lufthastighet	Bilens hastighet på frammotorer och 0 bak. [18].
Tillåtande av dimma	nej *

Tabell 30: Parametrar som används i modelleringen av värmeöverföringskomponenten mellan luftflöde och kylmantlar. Här är samtliga mått samt form på kylmanteln som luften träffar uppmätta för hand på de faktiska komponenterna. De här finns att hitta hos CFS. Skalningsfaktorn för värmeöverföringen är antagen till 1 då det inte finns någon annan data på det här.

Parameter	Värde
Objektets form	Liggande cylinder @
Radie	130 mm @
Tvårsnittets area för luftflödet	19500 mm @
Längd	150 mm @
Skalningsfaktor av värmeöverföring	1 *

C.4.4 Pump, kylslangar och reservoar

Tabell 31: Parametrar som användes i modelleringen av pumparna.

Parameter	Värde
Hastighet	1000 varv/min [19]
Förflyttad volym per varv	11 cm ³ [19]

Tabell 32: Parametervärden som användes för modellering av slangar. Dimensionsparametrar är hämtade ifrån CAD-modell av systemet 1. Värmeöverföringen uppskattas vara obefintlig. Young modul uppskattades till ett medelvärde mellan typiska värden för gummislang.

Parameter	Värde
Längd	varierande mm@
Diameter	8 eller 12 mm @ [19]
Relativ grovhet	0,01/diameter [30]
Värmeöverföring	0 W/(m ² K) @
Ambient temperatur	varierande °C *
Youngs modul	50000 bar *
Vägg tjocklek	2 mm *

Tabell 33: Parametervärden som användes i modelleringen av reservoaren. Gaskonstanten och konstanten för volymspecifik värme av gasen antas vara samma som standardvärdet i programvaran.

Parameter	Värde
Temperatur	varierande *
Volym	0,15 l @
Värmeöverföringskonstant	0 W/(m ² K) *
Gaskonstant	288,28 J/kg/K *
Konstant volymspecifik värme av gasen	717,50 J/kg/K *

INSTITUTIONEN FÖR ELEKTROTEKNIK
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2022
www.chalmers.se



CHALMERS