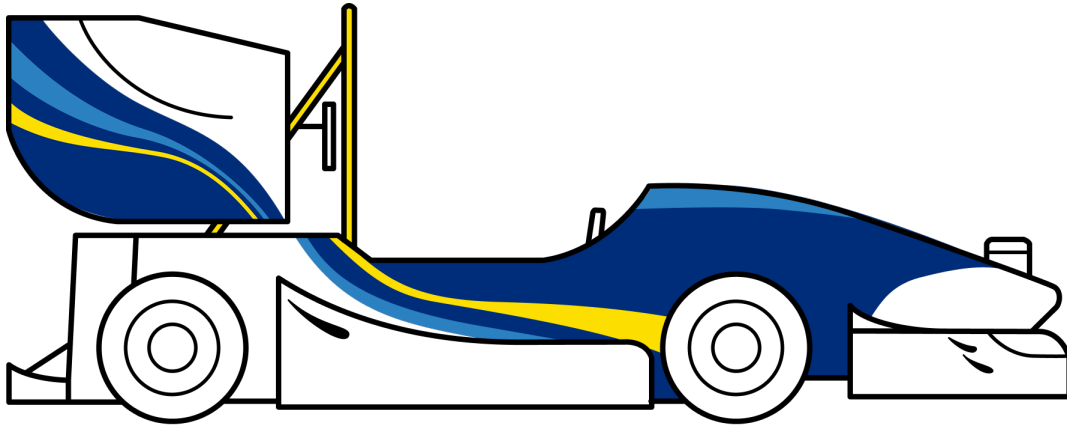




CHALMERS



Termisk optimering av elektrisk drivlina i en Formula Student-bil

Kandidatarbete inom Mekanik och Maritima Vetenskaper

JOSÉ ENGDAHL
KYLIE GLOUDEMANS
SAMUEL JOHANSSON
LOVISA ZEYLON

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2026
www.chalmers.se

KANDIDATARBETE I MASKINTEKNIK

Termisk optimering av en elektrisk drivlina i en Formula Student-bil

JOSÉ ENGDAHL
KYLIE GLOUDEMANS
SAMUEL JOHANSSON
LOVISA ZEYLON



CHALMERS

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg 2026

Termisk optimering av elektrisk drivlina i en Formula Student-bil

José Engdahl

Kylie Gloudemans

Samuel Johansson

Lovisa Zeylon

© JOSÉ ENGDAHL, KYLIE GLOUDEMANS, SAMUEL JOHANSSON,
LOVISA ZEYLON, 2026.

Handledare: Björn Pålsson, Universitetslektor, Dynamik, Mekanik och maritima
vetenskaper

Examinator: Jim Brouzoulis, Fakultetslärare, Dynamik, Mekanik och maritima
vetenskaper

Kandidatarbete 2026

Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper

Chalmers Tekniska Högskola

SE-412 96 Göteborg

Telefon +46 31 772 1000

Omslagsbild: Konturer av CFS26 bilen. Skapad av Mette Brands, Junioringenjör
CFS26 .

Typsatt i L^AT_EX

Göteborg 2026

Termisk optimering av elektrisk drivlina i en Formula Student bil
JOSÉ ENGDAHL, KYLIE GLOUDEMANS, SAMUEL JOHANSSON,
LOVISA ZEYLON
Institutionen för Mekanik och Maritima Vetenskaper
Chalmers Tekniska Högskola

Sammandrag

Syftet med kandidatarbetet var att termiskt optimera en elektrisk drivlina i en Formula Student-bil. Projektet berör två komponenter i bilen, batteriet och radiatoren. Batteriet undersöks eftersom det har saknats en dedikerad kylösning i tidigare års bilar och görs genom att förbättra luftflödet genom batterilådan. I radiatorns fall handlar det om att undersöka möjligheten att optimera konstruktionen för att minska vikten samtidigt som värmeöverföringsförmågan förbättras eller förblir densamma, eftersom den som används i nuläget är en inköpt komponent som inte är anpassad för bilen.

Optimeringen gjordes genom att iterativt ändra och utvärdera nuvarande konstruktioner. För att göra det möjligt har CAD-verktyget Siemens NX använts vid skapandet av nya modeller för både radiator och batterilåda. Modellerna har sedan simulerats med hjälp av simuleringsverktyget Ansys Discovery. Vid modellering och simulering har modeller och data hämtats från Chalmers Formula Student.

Resultatet visar att det går att förbättra luftflödet för batterilådan genom att ändra på utformningen av de interna väggarna mellan segmenten, men även antalet inloppshål. Hos radiatoren finns det utvecklingspotential med den inköpta radiatoren för att minska vikten samtidigt som värmeöverföringsförmågan hålls densamma eller förbättras. Konstruktionen går att göra mer kompakt, vilket innebär en lägre total materialmassa och förbättrad värmeöverföring per massa, men med samma totala värmeöverföring.

Nyckelord: Formula Student, batteri, radiator, kylsystem, simulering, modellering.

Förord

Denna rapport presenterar resultatet av vårt kandidatarbete, utfört på Institutionen för Mekanik och Maritima vetenskaper på Chalmers Tekniska Högskola under våren 2026. Vi vill rikta ett stort tack till vår handledare Björn Pålsson för hans stöd, vägledning och stora engagemang. Ett stort tack riktas även till vår examinator Jim Brouzoulis som accepterade arbetet och gett vägledning. Till sist går ett varmt tack till Chalmers Formula Student för deras konstanta samarbete och tillgång till deras arbete.

Författarna, Göteborg, Maj, 2026

Akronymer

Nedan är listan över akronymer som har använts genom hela denna rapport listade i alfabetisk ordning:

ABS	Acrylonitrile Butadiene Styrene
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFS	Chalmers Formula Student
FR	Fire Retardant
LiPo	Litium-Polymerbatterier
NTU	Number of Transfer Units
PCB	Printed circuit board
PMSM	Permanent Magnet Synchronous Motor
RTPF	Round Tube Plate Fin
STEP	STandard for the Exchange of Product model data
TSAC	Tractive System Accumulator Container
ε -NTU	Effektivitetsmetoden

Nomenklatur

Nedan är nomenklaturen för index, parametrar och variabler som har använts genom hela denna rapport.

Ellära

I	Ström [A]
P	Effekt [W]
R	Resistans [Ω]
U	Spänning [V]

Värmeöverföring

a	Rörväggstjocklek [m]
c_p	Specifik värmekapacitet [J/kgK]
C_{min}	Minsta värmekapacitetsflödet [W/K]
h	Värmeövergångskoefficient [W/m ² K]
k	Värmeledningsförmåga [W/mK]
$\dot{m}$	Massflöde [kg/s]
NTU	Number of Transfer Units [enhetslös]
$\dot{Q}$	Värmefflöde/effekt [W]
$\dot{q}$	Värmefflödestäthet [W/m ²]
U	Total värmegenomgångskoefficient [W/m ² K]
T	Temperatur [K]
ε	Effektivitet [enhetslös]
η_f	Fenverkningsgrad [enhetslös]

Övriga symboler

A	Area [m^2]
m	Massa [kg]
v	Hastighet [m/s]
ρ	Densitet [kg/m^3]

Innehåll

Akronymer	ix
Nomenklatur	xi
Figurer	xv
Tabeller	xvii
1 Inledning	1
1.1 Bakgrund	1
1.2 Avgränsningar	3
2 Bakgrund kylsystem för den elektriska drivlinan i en Formula Student-bil	5
2.1 Kylsystemets funktion och komponenter	6
2.2 Batteriets roll	7
2.3 Radiatorns roll	8
3 Teori	11
3.1 Grundläggande värmeöverföring	11
3.1.1 Total värmeöverföring	11
3.1.2 Konduktion	12
3.1.3 Konvektion	13
3.2 Grundläggande ellära	13
3.2.1 Batteri	13
3.2.2 Batteriets effekt	14
3.3 Erforderlig värmeöverförande area	15
3.3.1 Effektivitetsmetoden (ε -NTU)	15
4 Konstruktionsprocess	19
4.1 Batteri	19
4.1.1 Konceptval för batterikylning	20
4.1.2 Simuleringsuppställning och randvillkor	21
4.1.3 Parametervärden för batterisimulering	22
4.1.4 Referenssimulering av originallösningen	23
4.2 Radiator	25
4.2.1 Konceptval för radiatoroptimering	25

4.2.2	Jämförelsemått	27
4.2.3	Teoretisk validering	27
4.2.4	Modellering i Siemens NX	29
4.2.5	Simulering i Ansys	30
4.2.6	Itereringsprocess	32
5	Resultat	35
5.1	Batteri	35
5.1.1	Itereringsprocess	35
5.1.2	Slutgiltig lösning	37
5.1.3	Resultatdiskussion	39
5.2	Radiator	41
5.2.1	Itereringsprocess	41
5.2.2	Slutgiltig lösning	44
5.2.3	Resultatdiskussion	46
6	Slutsatser	49
6.1	Batteri	49
6.1.1	Framtida förbättringsmöjligheter	49
6.2	Radiator	49
6.2.1	Framtida förbättringsmöjligheter	50
	Litteraturförteckning	51
A	Appendix 1	I
A.1	Simuleringsvärden batteri	I
A.2	Simuleringsvärden radiator	V

Figurer

1.1	Batterisegment och radiator.	2
2.1	CFS26 elektriska drivlina.	5
2.2	CFS26 kylsystem.	6
2.3	Batteri och kylningslösning från CFS25.	8
2.4	Radiator med tillhörande fläkt.	9
2.5	Ritning av inköpt radiator med lista över komponenter.	10
3.1	Kontrollvolym som beskriver värmeutbytet hos radiatorn.	12
3.2	Visuell illustration av batteri upp- och urladdning [8].	14
3.3	Schematisk modell av radiatorn i form av en kontrollvolym.	16
4.1	Originallösning på batterilådan.	20
4.2	CFS26 segment. Från [2]. Återgivning med tillstånd.	21
4.3	De två olika segmenten som användes för simulering.	21
4.4	Originallösningen i Ansys med randvillkoren markerade. Gröna pilar är inlopp och orangea är utlopp.	22
4.5	Det förenklade segmentet för stationärt tillstånd med material.	23
4.6	Numreringen av segmenten.	24
4.7	Strömlinjer för luftflödet i originallösningen vid stationärt tillstånd.	25
4.8	Mikrokanal-design [15].	26
4.9	Bilderna visar en radiator med RTPF-design samt dess tvärsnitt.	26
4.10	I figuren ses den erforderliga arean som används i beräkningar och jämförelser och avser hela den värmeöverförande ytan som fenor och rör representerar, ej endast frontarean. Notera att gavlarna i figuren ej tillhör A_{erf}	28
4.11	Simuleringsmodell i Ansys, där gröna pilar representerar inflödet och gula utflödet för kylarvätska respektive luft.	30
4.12	Flödesschema över itereringsprocessen för att utvärdera radiatorkonstruktioner.	32
4.13	Måtten bredd, djup och höjd definieras.	33
5.1	Jämförelse mellan olika separationsväggar.	35
5.2	Maxtemperatur och tryckfallsdiagram vid 1,8 C i stationärt tillstånd.	36
5.3	Maxtemperatur och tryckfallsdiagram vid 3,0 C i stationärt tillstånd.	36
5.4	Slutgiltig lösning med 4 inloppshål.	37
5.5	Strömlinjer för luftflödet	38

5.6	Tidberoende simulering på designen med fyra inloppshål.	39
5.7	Grafer som illustrerar trender hos radiatorhöjden i förhållande till total värmeöverföring, massa och värmeöverföring per massa.	41
5.8	Grafer som illustrerar trender hos radiatordjupet i förhållande till total värmeöverföring, massa och värmeöverföring per massa.	42
5.9	CAD-modell av den slutgiltiga lösningen.	45

Tabeller

4.1	Simuleringsvärden från CFS.	22
4.2	Simuleringsvärden från litteratur.	22
4.3	Simuleringsvärde på nuvarande lösning.	23
4.4	Sammanställning av värden som använts som indata till simuleringar i Ansys, men också standardvärden för olika material.	28
5.1	Simuleringsvärde på lösningen med 4 inloppshål och ny design på separationsväggarna.	37
5.2	Simuleringsvärde av den tidsberoende simuleringen av 4 inloppshål vid 3,0 C.	39
5.3	Framtagna jämförelsemått, total värmeöverföring och total massa, hos radiatoren där en eller två parametrar ändrats åt gången.	43
5.4	Framtagna jämförelsemått, total värmeöverföring och total massa, hos den slutgiltiga lösningen med en jämförelse mot originalradiatoren. . .	45
A.1	Simuleringsvärde på nuvarande lösning med ny segmentvägg.	I
A.2	Simuleringsvärde på lösningen med 8 inloppshål.	II
A.3	Simuleringsvärde på lösning med 8 inloppshål och ny design på segmentvägg.	II
A.4	Simuleringsvärde på lösning med 6 inloppshål.	III
A.5	Simuleringsvärde på lösning med 6 inloppshål och ny design på segmentvägg.	III
A.6	Simuleringsvärde på lösning med 4 inloppshål.	IV
A.7	Simuleringsvärde på lösning med 2 inloppshål.	IV
A.8	Simuleringsvärde på lösning med 2 inloppshål och ny design på segmentvägg.	V
A.9	Utloppstemperaturer för kylarvätskan i radiatoren.	V

1

Inledning

Kylning är en av de centrala punkterna hos elektriska racingbilar för att uppnå hög kvalitet i områden som prestanda och tillförlitlighet. Syftet med följande kapitel är att ge en introduktion till kandidatarbetet och dess kontext till Chalmers Formula Student (CFS). Inledningsvis presenteras en bakgrund till tävlingen och de tekniska utmaningar som varit till grund för skapandet av projektet. Bakgrunden följs av avgränsningar som applicerats för att smalna av arbetet.

1.1 Bakgrund

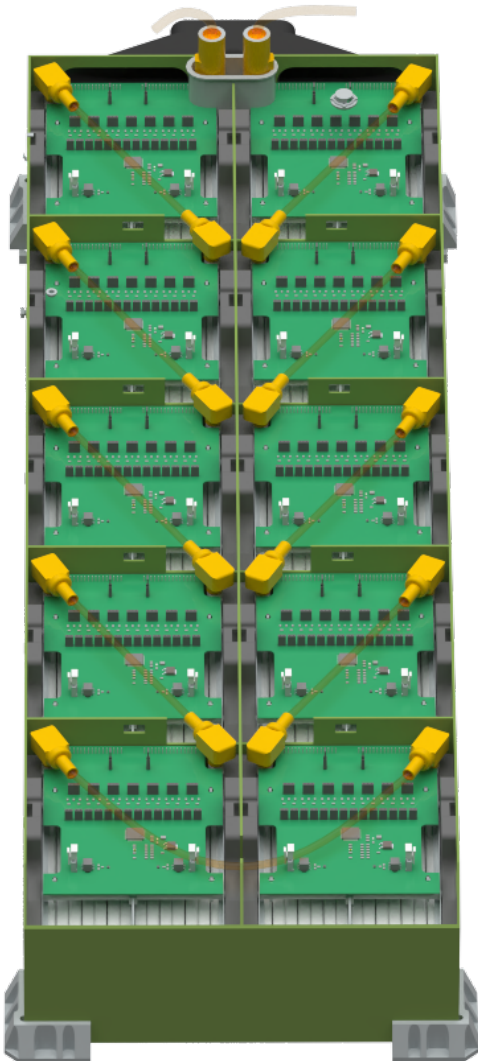
Formula Student är en internationell ingenjörstävling där studenter konstruerar och tävlar med Formula-liknande racingbilar. Tävlingen syftar till att utveckla teknisk kompetens och förmåga att arbeta strukturerat inom produktutveckling, där fordonets konstruktion och utformning utvärderas [1]. Tävlingen styrs av ett levande reglemente som ändras årligen. Särskilt relevant för arbetet är eventet Endurance där fordonet kör ett lopp på cirka 22 km på cirka 25 minuter. Det är eventet som ger högst termisk belastning på drivlinan och ligger därför till grund för dimensioneringen av kylsystemet.

Chalmers har haft ett Formula Student-lag sedan 2002 och är en projektkurs som är alternativobligatoriskt valbar inom masterprogrammet Mobilitetsteknik samt valbar inom masterprogrammet Hållbara elkraftsystem och Elektromobilitet. När projektet startades 2002 drevs fordonet av en förbränningsmotor, men sedan 2015 har den ersatts av elektriska motorer. I början var fordonet tvåhjulsdrevet, men 2019 började CFS bygga fyrehjulsdrivna elektriska fordon med en motor placerad vid vardera hjul.

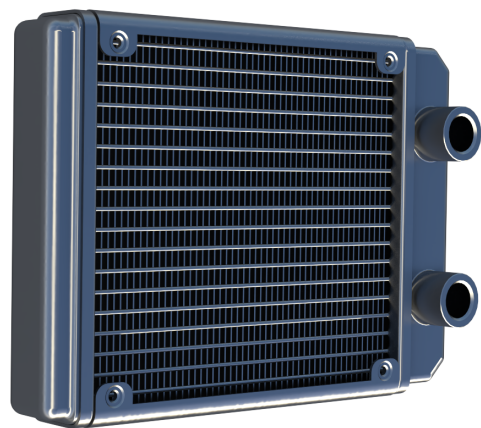
Den ökade komplexiteten hos moderna elektriska Formula Student-fordon i kombination med högre effekttäthet, ställer allt högre krav på kylningen av drivlinan. Projektet tar sin utgångspunkt i denna utmaning, med fokus på den elektriska drivlinan hos CFS26. Den termiska prestandan har inte analyserats på djupet tidigare, trots att den är avgörande för både prestanda och tillförlitlighet. Ökad effekttäthet i moderna elektriska Formula Student-fordon innebär att bristfällig kylning kan leda till reducerad verkningsgrad, effektbegränsning, komponentfel eller avbrutet event, vilket gör området relevant att undersöka. Studien riktar sig främst till CFS, men resultaten kan även vara av intresse för andra Formula Student-lag samt för utveckling av högpresterande elektriska drivlinor i ett bredare ingenjörssammanhang. Ämnet kan därmed kopplas till en mer generell diskussion kring termisk hantering

och optimering inom elektrifierade fordon.

Studien fokuserar på komponenter där testdata eller tidigare optimering är begränsad, främst batteri och radiator, se figur 1.1a och 1.1b. Batteriet är uppbyggd av tio segment med 14 påsceller i varje, segmenten är i sin tur ihopkopplade i serie.



(a) CFS26 batteri vy uppifrån. Från [2]. Återgivning med tillstånd.



(b) Freeze Mod radiator - 18 rör.

Figur 1.1: Batterisegment och radiator.

Batteriet analyseras med fokus på en konstruktionsförändring där den termiska massan reducerats från 37,1 kg till 29,7 kg. Det har uppnåtts genom att byta påstyp hos battericellerna, vilket ökar förlusterna [3]. Det ökar risken för snabba temperaturförändringar och ställer högre krav på kylning.

Parallellt analyseras radiatoren, som idag är en inköpt komponent och har historiskt

valts utifrån tillgängliga alternativ snarare än specifik optimering för fordonets kylbehov och aerodynamik. Det innebär att det finns potential att förbättra konstruktionen och projektet syftar därför till att undersöka om en internt framtagna konstruktion kan ge lägre vikt med bibehållen eller förbättrad värmeöverföring.

Att optimera den termiska prestandan hos batteriet och radiatoren är relevant för att säkerställa effektiv kylning till så låg vikt som möjligt, vilket är viktigt i en racerbil. Det innebär för batteriet en jämnare temperaturfördelning och förbättrad termisk kontroll och för radiatoren en lättare konstruktion med bibehållen eller förbättrad värmeöverföringsförmåga.

1.2 Avgränsningar

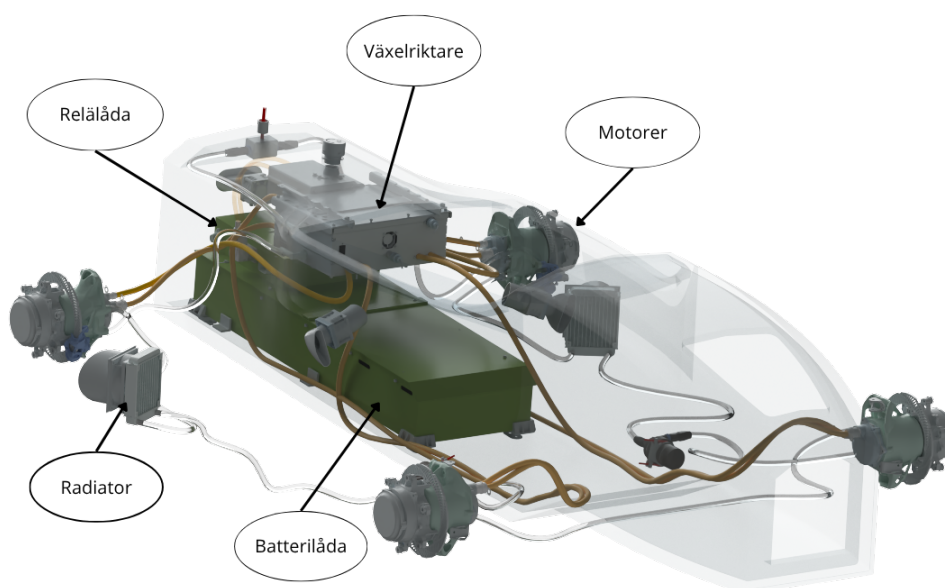
Kylmedlet begränsas av tävlingsregeln T 7.2.2 [1, s. 51]: 'Other cooling systems may only use plain water, air or oil as the coolant, see T1.2.', vilket förklarar varför luftkylning väljs hos batteriet och vattenkylning för radiatoren och är i enlighet med nuvarande lösning. Kylsystemet måste också vara tätt för att förhindra läckage enligt T 7.2.4 [1, s. 51]: 'Any cooling or lubrication system must be sealed to prevent leakage'. Dimensioneringen baseras på tävlingsmomentet Endurance, där bilen körs 22 km, då drivlinan utsätts för högst termisk belastning.

Radiatorns komponenter tillverkas i aluminium vilket används i dagsläget och kommer behållas som materialval, eftersom alternativ som koppar och silver är tyngre trots högre värmeledningsförmåga.

2

Bakgrund kylsystem för den elektriska drivlinan i en Formula Student-bil

Den elektriska drivlinan består av fyra permanentmagnetiserade synkronmaskiner (PMSM) som har en maxeffekt på 40 kW var, fyra växelriktare som styr motorerna, ett batteripaket med en kapacitet på 80 kW med tillhörande likströmsomvandlare samt kylningssystem för respektive komponent, se figur 2.1. Batterilådan och växelriktaren sitter monterad bakom föraren och det sitter en motor vid varje hjul. Motorerna är utvecklade i samarbete mellan Aros Electronics och CFS. Batteriet består av 140 påsceller från Electric Power med tillhörande styrsystem utvecklad av CFS som befinner sig i relälådan. Växelriktarna är köpta komponenter från Electrophorus Engineering GmbH. Komponenterna använder antingen vatten- eller luftkylning beroende på termiska krav och driftförutsättningar.

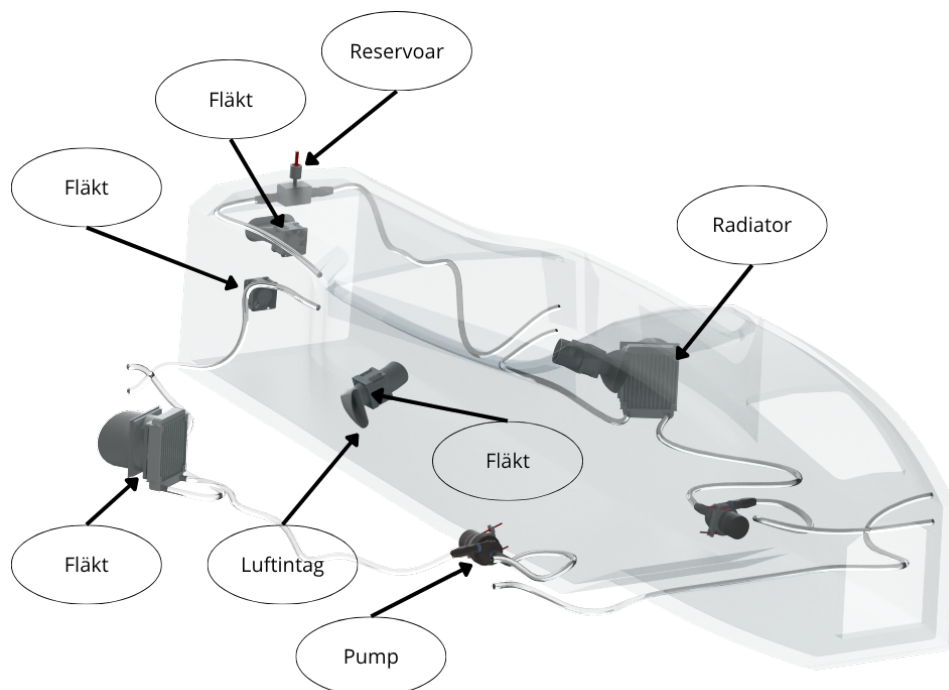


Figur 2.1: CFS26 elektriska drivlina.

2.1 Kylsystemets funktion och komponenter

Kylsystemets huvudsakliga uppgift är att hålla drivlinans komponenter inom sina respektive temperaturintervall, både för att säkerställa optimal prestanda och för att uppfylla tävlingskraven. Enligt tävlingsreglerna (T11.7.7)[1, s. 59], får batteriets temperatur inte överstiga 60 °C i mer än 1 sekund. Skulle det ske behöver batteriet automatiskt stängas av med ett säkerhetssystem. Kylsystemet består av radiatorer, pumpar och fläktar. Kylsystemet kan delas in i två delar, ett vattenbaserat system och ett luftbaserat system.

Motorn och växelriktarna kyla med vatten, där en pump cirkulerar vattnet genom systemet och radiatorn avleder värme till omgivningen. Batteriet kyla primärt med luft, tillsammans med elektronikkomponenter. Luftflödet genereras både av fläktar och av det dynamiska tryck som uppstår vid körning. Systemet kan ses i figur 2.2.



Figur 2.2: CFS26 kylsystem.

Valet av kylmedel för komponenterna beror på dess olika termiska egenskaper och känslighet. Elmotorn och inverteraren genererar höga effekttätheter och kräver ett kylmedium med hög värmekapacitet, vilket vatten lämpar sig väl för. Batteripaketet däremot är känsligare för fukt och läckage, därför har luftkylning valts som ett enklare och säkrare alternativ trots dess lägre kylförmåga. Luftkylning medför dock begränsningar på grund av låg värmekapacitet och värmeövergångskoefficient. Det kräver höga luftflöden, vilket kan leda till tryckförluster och geometriska begränsningar. Valet innebär därmed en avvägning mellan säkerhet, komplexitet och kylprestanda.

2.2 Batteriets roll

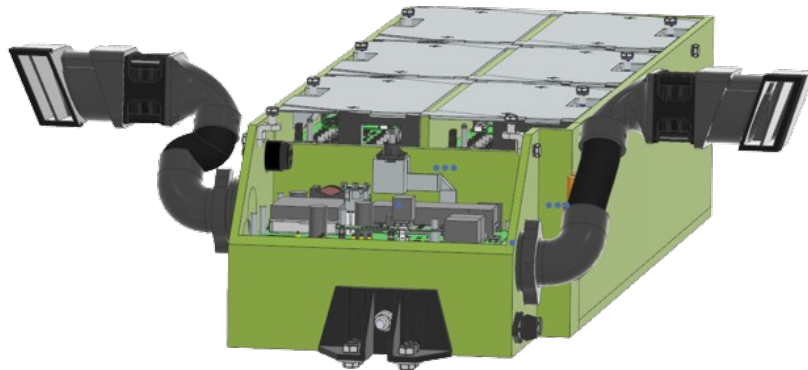
Batteripaketet är fordonets enda energikälla och är den tyngsta komponenten i drivlinan. Det dimensioneras för att klara ett Endurance-lopp med viss säkerhetsmarginal, utan att överdimensioneras då det ökar fordonets vikt och försämrar prestandan.

Regenerativ bromsning används för att återladda batteriet, vilket ökar energieffektiviteten och energiåtervinningen. Det ställer höga krav på batteriets förmåga att hantera höga strömmar vid både laddning och urladdning. Den förmågan beskrivs av cellernas C -tal. C -talet beskriver hastigheten det tar för ett batteri att fullständigt laddas upp och laddas ur i förhållande till dess kapacitet. Ett högt C -tal minskar det interna spänningsfallet som innebär en låg inre resistans, vilket är kritiskt då reglementet begränsar den maximala effekten enligt regeln EV2.2.1 som säger "The TS power at the outlet of the TSAC must not exceed 80 kW" [1, s. 82]. Ett stort spänningsfall kräver högre ström för att nå samma effekt, vilket ökar värmeutvecklingen i cellerna. CFS använder påsceller med högt C -tal för att få ut så mycket effekt som möjligt.

Utöver det höga C -talet väljer CFS påsceller för deras arkitektur, som tillåter en effektivare packning i batterisegmenten. En konsekvens av detta, i kombination med aggressiv regenerering, är att den termiska belastningen blir hög. Eftersom ett Endurance lopp pågår under en relativt kort tid med hög genomsnittseffekt är den genererade värmen betydande samtidigt som möjligheten till passiv kylning är begränsad.

I fjolårets bil fanns det ingen dedikerad kylösning för batteriet [4]. Batteriet ventilerades av luft som tidigare passerat relälådan, där luften hettades upp av komponenter med hög termisk förlust, se figur 2.3. Inför CFS26 har relälådan och batteriet separerats så att relälådan sitter ovanpå batteriet istället för framför som kan ses i figur 2.1, i syfte att batteriet inte längre ska exponeras för den upphettade luften, eftersom det förbättrar kylningen. Batteriet ventileras dock fortfarande utan aktiv kylning. Aktiv kylning betyder att luften aktivt pumpas runt. Saknas aktiv kylning är det passiv kylning som innebär att luften flödar runt på egen hand utan att forceras runt. Inför den aktuella säsongen har batteriets termiska massa reducerats, vilket innebär att temperaturförändringar sker snabbare. Det ökar kraven på kylsystemets prestanda.

Förhöjda temperaturer påverkar både säkerhet, prestanda och livslängd. Ökade interna förluster kan leda till ytterligare värmeutveckling, samtidigt som cellernas prestanda degraderas snabbare vid höga temperaturer. Det är därför avgörande att batteriet hålls inom ett begränsat temperaturintervall under hela driftcykeln.

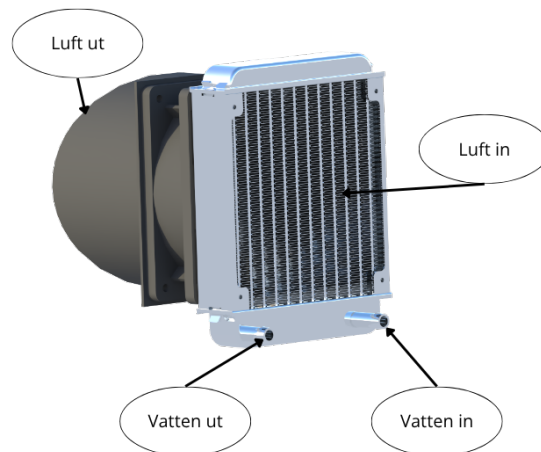


Figur 2.3: Batteri och kylningslösning från CFS25.

2.3 Radiatorns roll

Radiatorn är en form av värmeväxlare vars syfte är att överföra termisk energi från det varma vattnet till den omgivande luften via dess metallväggar [5, kap. 17.1]. Komponentens uppgift är att sänka temperaturen på kylarvätskan som flödar från motorn/växelriktaren in i radiatorn och dess rör. Radiatorn, likt en vanlig värmeväxlare består av ett element där majoriteten av värmeutbytet sker, elementet kallas kärna och består av fenor och rör. Kylarvätskan flödar genom rören där ett värmeutbyte sker med luften, genom processer kallade konduktion och konvektion. Fenorna ökar arean som är i kontakt med luften, vilket resulterar i förbättrad konvektion. Det minskar också det termiska motståndet som i sin tur ökar den totala värmeöverföringen till och från ytan för samma temperaturskillnad. Vätskan drivs genom systemet med hjälp av pumpar som driver massflödet från inloppet, via rören till utloppet, genom att skapa en tryckskillnad. Samtidigt drivs luftflödet av en extern fläkt. Hela flödet genom kylsystemet och radiatorn illustreras i figur 2.2.

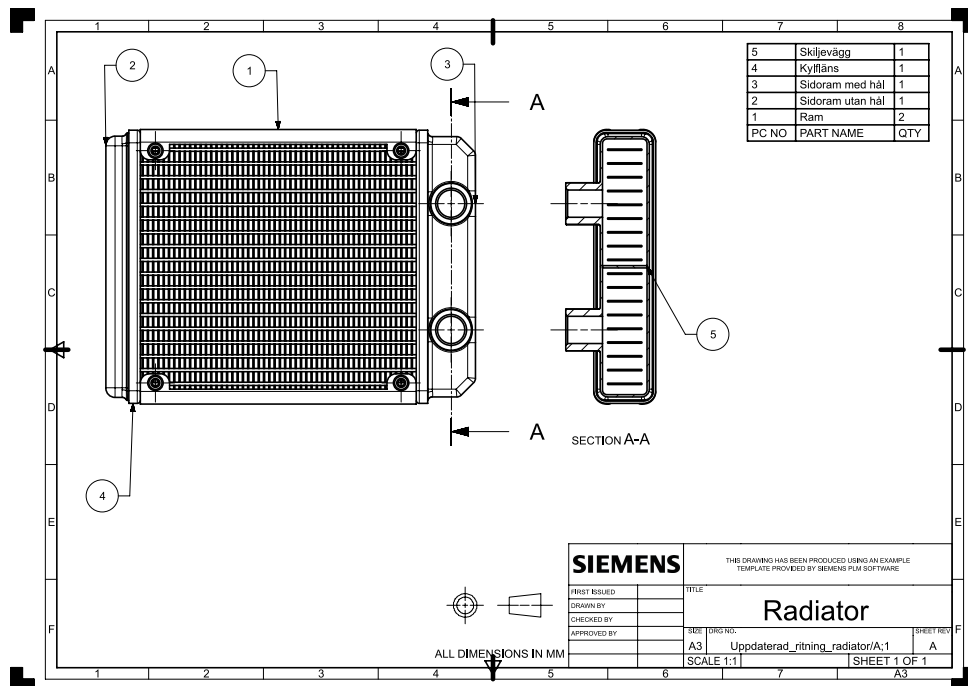
Fordonet har i dag två stycken 18 rörs radiatorer i aluminium (area $120 \times 120 \text{ mm}^2$, djup 25 mm, massa 235 g), placerade på vardera sida om bilen och är ihopkopplade med var sin motor respektive pump, se figur 2.1. Radiatorn är i sin tur ihopkopplad med en extern fläkt som skapar ett forcerat luftflöde genom kärnan av radiatorn, se figur 2.4.



Figur 2.4: Radiator med tillhörande fläkt.

Radiatorn är uppbyggd av följande huvudkomponenter; ramar (den yttersta strukturen som håller ihop radiatorn), rör som kylarvätskan flödar genom, fenor som är i kontakt med utsidan av rören och tankar. Tanken vid in- och utloppet har en skiljevägg som förhindrar vätskan som flödar in från att blandas med vätskan som flödar ut. I figur 2.5 är komponenterna numrerade från 1 till 5. Nummer 1 är båda sidoramarna som sitter på ovan- och undersidan av radiatorn (sett till hur radiatorn är placerad i figur 2.5). Nummer 2 är den vänstra sidoramen och har en ihålig insida så att kylarvätskan kan flöda på insidan mellan rören. Nummer 3 är en större version av nummer 2 och har två hål på ovansidan för in- och utflöde av kylarvätska. Det är i nummer 3 som skiljeväggen sitter. Sista komponenten, nummer 4 är en sammansatt del bestående av rören och fenorna som är fastsatta i två väggar, en på vardera sida. Nummer 5 motsvarar skiljeväggen.

2. Bakgrund kylsystem för den elektriska drivlinan i en Formula Student-bil



Figur 2.5: Ritning av inköpt radiator med lista över komponenter.

3

Teori

I kapitlet presenteras teori som ligger till grund för analys och optimering av radiator och batteri. Avsnitten behandlar grundläggande värmeöverföring, grundläggande ellära och hur en teoretiskt erforderlig area tas fram. Det är relevant för att förstå och utvärdera resultat hos batterikylning och hur olika geometrier påverkar värmeöverföring och massa hos radiatorn.

3.1 Grundläggande värmeöverföring

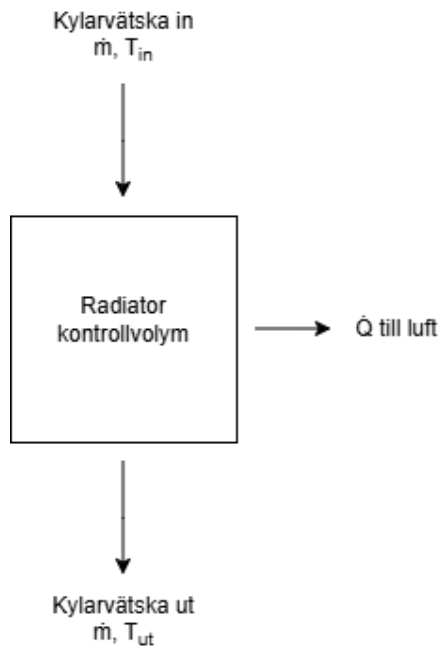
Grundläggande värmeöverföring avhandlas i form av total värmeöverföring, konduktion och konvektion. Samtliga områden hjälper till att förklara hur och i vilken grad värmeutbyte sker.

3.1.1 Total värmeöverföring

Den totala värmeöverföringen beskriver hur mycket värmeenergi som överförs från det varmare området till det kallare [6]. Ekvationerna i avsnittet används inte för batteriet där den totala värmeöverföringen beräknas direkt av simuleringsverktyget. Ekvation 3.1 används vid handberäkningar för radiatorn

$$\dot{Q}_{v\ddot{a}tska} = \dot{m}_{v\ddot{a}tska} c_{p,v\ddot{a}tska} (T_{in} - T_{ut}) \quad (3.1)$$

där $\dot{m}_{v\ddot{a}tska}$ är kylarvätskans massflöde, $c_{p,v\ddot{a}tska}$ är den specifika värmekapaciteten hos kylarvätskan och T_{in} och T_{ut} är temperaturerna för kylarvätskans in- respektive utflöde [6, ekv. (1.12e)]. I figur 3.1 illustreras förloppet av värmeutbytet genom kontrollvolymen som i detta fall är radiatorn.



Figur 3.1: Kontrollvolym som beskriver värmeutbytet hos radiatören.

Den totala värmeöverföringen gör det möjligt att jämföra radiatorkonstruktioner i syfte att se vilken som uppnår målet med lika eller bättre värmeöverföring. Vidare fås värmeflödestätheten $\dot{q}$ av

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (3.2)$$

där A är arean och definieras som den totala effektiva värmeöverförande ytan, i detta fall radiatorns fenor och rör, där majoriteten av värmeutbytet antas ske, se figur 4.10. Värmeflödestätheten är ett mått på hur mycket värmeeffekt som överförs per ytenhet.

3.1.2 Konduktion

Konduktion innebär överföring av energi mellan kroppar, där överföringen av värme sker från en kropp med högre temperatur till en med lägre [5]. Molekyler rör sig slumpmässigt och kolliderar med varandra, när det sker överförs energi och rörelsemängd mellan molekylerna och därmed sker värmeöverföring i form av konduktion mellan varmare regioner till kallare. Hur stort värmeflöde som går genom ett material förklaras med Fouriers lag enligt

$$\dot{q} = -k \frac{dT}{dx} \quad (3.3)$$

där k är materialets värmeledningsförmåga och beror på materialet, dT/dx anger hur temperaturen ändras per längdenhet, minustecknet är en konsekvens av att värmeflödet och den ökande temperaturen går i motsatt riktning. Värmeledning hos radiatören sker genom material, till exempel genom metallväggen hos rören, från rörets insida till utsida.

3.1.3 Konvektion

Konvektion innebär värmeöverföring mellan en yta och en fluid i rörelse och kan delas upp i påtvingad och naturlig konvektion [5]. Påtvingad konvektion uppstår när till exempel en fläkt, som hos radiatoren i kylsystemet, forcerar ett flöde. Naturlig konvektion uppstår till följd av naturliga processer som temperaturskillnader, vilka i sin tur resulterar i densitetsskillnader som på så vis orsakar konvektion. Konvektion beskrivs med Newtons kylningslag enligt

$$\dot{q} = h(T_s - T_\infty) \quad (3.4)$$

där h är konvektionskoefficienten som beskriver värmeöverföringsförmågan mellan radiatorns yta och den omgivande luften, T_s antas vara yttemperaturen hos rör och fenor och T_∞ är temperaturen hos den omgivande luften. Konvektion är det som avgör hur effektivt värme förs bort från radiatoren och på så vis kyler vätskan och används för att på bästa sätt dimensionera radiatoren för så effektiv värmeöverföring som möjligt.

Radiatorn utsätts för påtvingad konvektionen dels på grund av en påkopplad fläkt, dels på grund av luftflödet som uppstår när bilen kör. Den naturliga konvektion blir liten i förhållande till den påtvingade och kan därför antas försumbar. Ekvation 3.4 som ger värmeöverföring per areaenhet, där arean likt tidigare definieras som den sammanlagda ytan av radiatorns fenor och rör, kan också skrivas med formeln

$$\dot{Q} = hA(T_s - T_\infty) \quad (3.5)$$

vilket ger den totala värmeöverföringen.

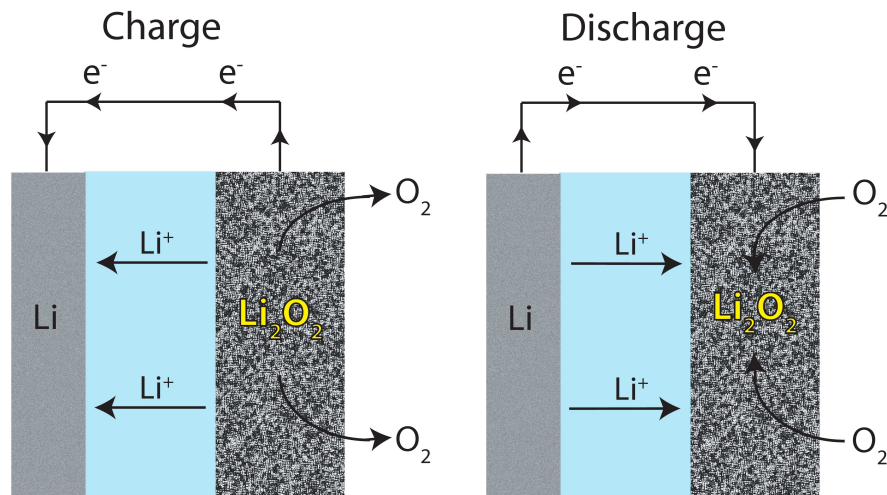
3.2 Grundläggande ellära

I avsnittet förklaras och definieras ellära och nödvändig teori för att ge förståelse om uppbyggnaden och funktionen av batteriet som undersöks i följande arbete.

3.2.1 Batteri

Litium-polymerbatterier (LiPo) består av en elektrolyt, två elektroder en anod och en katod samt en separator. Elektrolyten möjliggör transport av litiumjoner mellan elektroderna, medan separatoren förhindrar elektrisk kontakt mellan anod och katod samtidigt som jontransport tillåts [3]. Till skillnad från traditionella litiumjonbatterier, där elektrolyten är flytande, använder LiPo batterier en polymerbaserad elektrolyt som oftast förekommer i geléform, vilket möjliggör en mer flexibel cellkonstruktion [7].

Vid urladdning rör sig litiumjoner från anoden till katoden genom elektrolyten samtidigt som elektroner transporteras genom den externa kretsen och levererar energi till systemet. Vid laddning sker samma process i omvänd riktning [3], vilket kan ses i figur 3.2.



Figur 3.2: Visuellt illustration av batteri upp- och urladdning [8].

Battericellerna CFS26 använder är LiPo påsceller (pouch cells), vilket innebär att de är inneslutande i ett flexibelt laminathölje istället för ett styvt metallskal. Konstruktionen möjliggör hög energitäthet och låg vikt, vilket är fördelaktigt i ett sammanhang där massan är kritisk.

Påscellernas geometri innebär att de har en stor yta i förhållande till volymen, vilket kan vara fördelaktigt ur ett kylperspektiv då värme kan avledas över en större area. Samtidigt innebär den flexibla konstruktionen att cellerna är mer känsliga för mekanisk påverkan och temperaturvariationer. Vid höga strömmar kan det leda till ojämn temperaturfördelning inom cellerna, vilket ställer höga krav på effektiv värmehantering för att säkerställa både prestanda och säkerhet.

3.2.2 Batteriets effekt

Från Ohms lag fås att spänning beräknas enligt

$$U = I \cdot R \quad (3.6)$$

Sambandet används sedan i formeln för effekt för att uttrycka effekten i termer av ström och resistans enligt ekvation 3.7.

$$P = U \cdot I = I^2 \cdot R \quad (3.7)$$

I detta fall motsvarar R den inre resistansen som uppstår i batteriets interna komponenter. Effekten som beräknas är de resistiva förlusterna som uppstår i batteriet och som omvandlas till värme. Eftersom förlusterna är proportionella mot strömmen i kvadrat innebär det att höga strömmar, vilket förekommer vid både acceleration och regenerativ bromsning, kan ge upphov till betydande värmeutveckling. Regenerativ bromsning är när kinetisk energi omvandlas till elektrisk energi vid bromsning av fordonet, för att öka energieffektiviteten. Det gör att batteriets termiska beteende är

starkt kopplat till dess elektriska belastning, vilket är centralt vid dimensionering av kylsystemet.

3.3 Erforderlig värmeöverförande area

En teoretiskt erforderlig värmeöverförande area tas fram för ytan som rör och fenor täcker och där det främsta värmeutbytet sker. Det görs för att kunna dra slutsatser kring vidare optimering och validera resultat. Arealen tas fram med hjälp av en metod kallad effektivitetsmetoden.

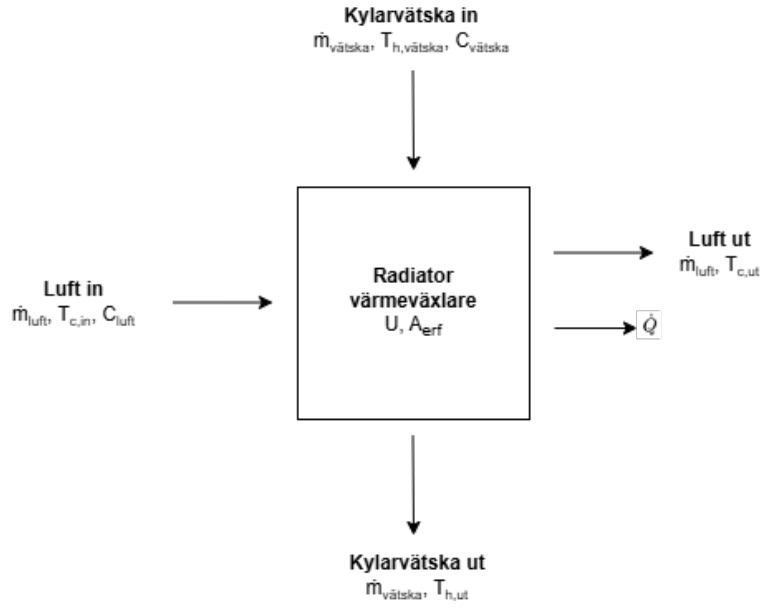
3.3.1 Effektivitetsmetoden (ε -NTU)

Effektivitetsmetoden (ε -NTU) används för att teoretiskt beräkna en erforderlig värmeöverförande area, A_{erf} , som kommer att användas för att validera och jämföra resultat hos radiatoren. Notera att arean som tas fram i effektivitetsmetoden inte är en verklig area hos en radiators yta, utan en area som utifrån teori är en rimlig area för den värmeeffekt som vill uppnås. Metoden används ofta i syfte att lösa designproblem eller för att konstruera en specialtillverkad värmeväxlare när fluidernas inloppstemperaturer och massflöden är kända [9].

Kort innebär metoden i detta fall att värmekapacitetsflödena för aktuella medier beräknas, varifrån minsta värmekapacitetsflödet C_{min} identifieras. Vidare bestäms den maximalt möjliga värmeöverföringen $\dot{Q}_{max}$ och den faktiska värmeöverföringen $\dot{Q}$ som erhålls av simuleringar, för att beräkna radiatorns effektivitet. Effektiviteten används sedan för att beräkna den dimensionslösa variabeln NTU . Till sist beräknas värmegenomgångskoefficienten U utifrån ingående motstånd, vilket leder till att den erforderliga värmeöverförande arean kan lösas ut enligt sambandet i ekvation 3.8 [6, ekv. (11.24)].

$$NTU = \frac{UA_{erf}}{C_{min}} \quad (3.8)$$

Number of Transfer Units (NTU) är ett mått på hur väl värmeöverföringsförmågan hos radiatoren är i förhållande till fluidernas förmåga att transportera värme. U är den totala värmegenomgångskoefficienten och beskriver hur lätt värmen transporteras från kylarvätskan genom rörväggarna till den omgivande luften via rör och fenor. C_{min} är det minsta värmekapacitetsflödet av fluiderna, i detta fall antingen kylarvätskan eller luften. Nedan presenteras en förenklad illustrativ schematisk modell av radiatoren, se figur 3.3, för att förtydliga sambandet i ekvation 3.8 och kommande ekvationer.



Figur 3.3: Schematisk modell av radiatoren i form av en kontrollvolym.

Värmekapacitetsflödet i radiatorns fall kommer att vara lika med värmekapaciteten för luften, $C_{luft} = \dot{m}c_p$, eftersom $C_{luft} < C_{vatten}$ [6, ekv. (11.26)]. NTU härleds genom att ta fram $\dot{Q}_{max}$ enligt

$$\dot{Q}_{max} = C_{luft}(T_{i,vatten} - T_{i,luft}) \quad (3.9)$$

där $T_{i,vatten}$ är temperaturen vid inloppet för kylarvätskan och $T_{i,luft}$ är temperaturen vid inloppet för luftflödet [6, ekv. (11.18)]. Vidare beräknas effektiviteten ε enligt ekvation 3.10 [6, ekv. (11.19)]. $\dot{Q}$ bestäms med hjälp av simuleringsresultat och $\dot{Q}_{max}$ beräknas enligt ekvation 3.9.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (3.10)$$

$\dot{Q}$ är den verkliga värmeöverföringen och $\dot{Q}_{max}$ den teoretiskt högsta värmeöverföringen. NTU beräknas enligt funktionen i ekvation 3.11 som gäller för $C_r = 0$ [6, ekv. (11.35a)]. Funktionen väljs för $C_r = 0$ efter ett antagande om att $C_{min} \ll C_{max}$, det vill säga $C_{luft} \ll C_{vatten}$, vilket gör att $C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \approx 0$.

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (3.11)$$

Den totala värmegenomgångskoefficienten beräknas sedan enligt

$$U = \left(\frac{1}{h_f \eta_f} + \frac{a}{k} \right)^{-1} \quad (3.12)$$

där h_f är värmeövergångskoefficient och fås ur ekvation 3.5, η_f är fenverkningsgraden, a är rörväggstjockleken och k är den termiska konduktiviteten [6, ekv. (11.1b)]. Ekvation 3.12 är en förenkling av den fullständiga formeln för den totala värmegenomgångskoefficienten, där endast dominerande värmemotstånd har beaktats. Fysikaliskt gäller att om fluiderna består av en gas och en vätska, kommer gassidans

h vara avsevärt mindre, eftersom gassidan dominerar påverkas U ej särskilt mycket av att inte ta med vätskesidan [6, s. 658]. Den första termen, $\frac{1}{h_f \eta_f}$, tar hänsyn till konvektionsmotståndet hos den fenförsedda sidan och den andra termen, $\frac{a}{k}$, står för ledningsmotståndet genom väggen. Den teoretiskt erforderliga värmeöverförande arean med hänsyn till $\dot{Q}$ beräknas genom att arrangera om ekvation 3.12 enligt

$$A_{erf} = \frac{C_{min} NTU}{U} \quad (3.13)$$

4

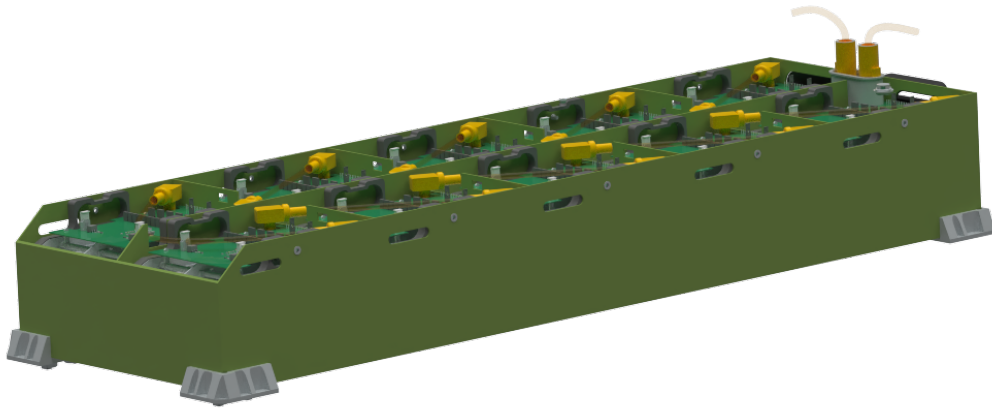
Konstruktionsprocess

I avsnittet presenteras två konstruktionsprocesser, en för batteriet och en för radiatorn. Båda processerna tillämpar var sin iterativ metodik som liknar varandra. För batteriet handlar det om konceptval för batterikylning, simuleringsuppställning med randvillkor, parametervärden för batterisimulering följt av referenssimulering av originallösning. Radiatorn avhandlar i sin tur ett konceptval för radiatoroptimering, jämförelsemått, teoretisk validering, modellering och simulering.

4.1 Batteri

En simuleringsbaserad metodik har tillämpats för att analysera och utvärdera batteriets kylningsprestanda. Arbetet har genomförts iterativt och omfattar datainsamling, modelluppbyggnad i CAD samt numeriska simuleringar. Relevant data samlades in från CFS vilket inkluderade materialegenskaper, geometriska parametrar samt termisk och elektrisk prestanda. I de fall där information saknades gjordes ingenjörsmässiga antaganden baserade på litteratur och rimlighetsbedömningar. All modelluppbyggnad i CAD görs i verktyget Siemens NX [10] och numeriska simuleringarna görs i Ansys Discovery. När modellerna är redo för simulering exporteras de från Siemens NX och importeras in i Ansys Discovery 2025 R2 [11].

Utgångspunkten för analysen var originalkonstruktionen som tillhandahölls av CFS, vilken kan ses i figur 4.1. Modellen var för komplex för att simuleras i Ansys Discovery i sitt ursprungliga skick. Komponenter som inte påverkade luftflödet eller har försumbar inverkan på resultaten togs därför bort från modellen. Dessa ändringar möjliggjorde simulering av originallösningen och framtagning av referensdata för vidare jämförelse.



Figur 4.1: Originallösning på batterilådan.

Därefter utvecklades CAD-modeller i Siemens NX, där flera konstruktionslösningar med varierande inloppsdesigner togs fram och anpassades för vidare analys. Simuleringarna delades upp i stationärt tillstånd och tidsberoende analyser. Stationära simuleringar användes för att analysera temperaturfördelningar vid konstant belastning, medan tidsberoende simuleringar möjliggjorde analys av temperaturutvecklingen över tid. Eftersom batteriets drift under ett Endurance-lopp är tidsbegränsad är tidsberoende simuleringarna nödvändiga för att avgöra om kritiska temperaturgränser överskrids.

Genom att kombinera CAD-modellering i Siemens NX med simuleringar i Ansys Discovery kunde flera designalternativ utvärderas på ett effektivt sätt. Resultaten från simuleringarna användes som beslutsunderlag för att jämföra konstruktioner och identifiera förbättringsområden, särskilt med avseende på termisk prestanda.

4.1.1 Konceptval för batterikylning

Batteripaketets grundkonstruktion är fastställd sedan tidigare, vilket innebär begränsade möjligheter med att ändra upplägg i konstruktionen för att förbättra kylningen. Parametrarna som går att förändra är antalet inlopp, dess storlek, men även om det skulle vara fördelaktigt med fläktar vid inloppet så att det ej endast finns fläktar vid utloppet.

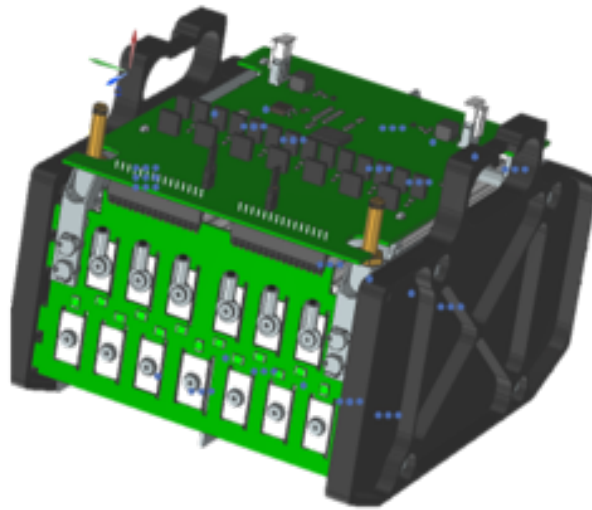
Ett sätt att angripa inloppsdesign är att tänka i termer av tryckskillnad. Utloppsfläktarna skapar ett undertryck inuti batteripaketet, vilket driver luftflödet från inloppen till utloppen. Inloppshålens area avgör hur mycket luftmotstånd systemet möter. Små hål begränsar flödet även om fläktarna är kraftfulla, medan för stora hål kan minska flödeshastigheten genom batteriet, vilket kan orsaka att inte alla delar av batteriet får ett luftflöde. En central konstruktionsfråga är om utloppsfläktarna ensamma är tillräckliga eller om fläktar vid inloppen behövs.

De designparametrar som kan påverkas, såsom inloppsarea, placering av in- och utlopp samt användning av fläktar, har en direkt inverkan på luftflödets egenskaper och därmed värmeöverföringen. Genom att optimera nämnda parametrar kan

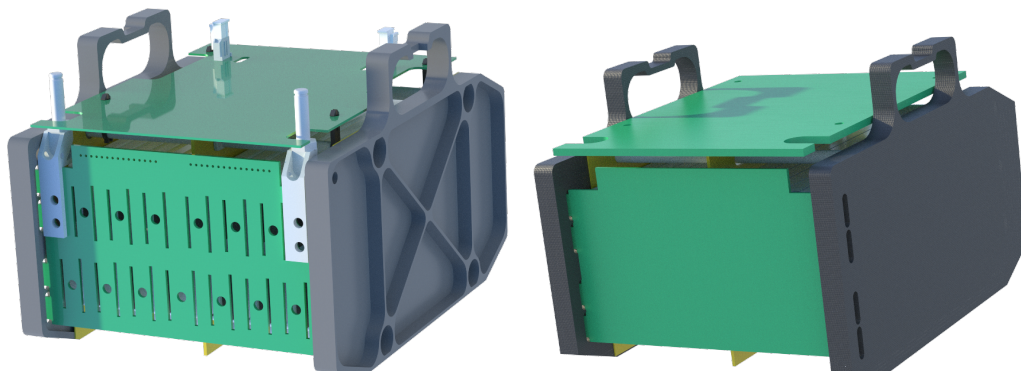
konvektionsförhållandena förbättras, vilket möjliggör en mer effektiv kylning av batteriet. Samtidigt behöver hänsyn tas till tryckfall och systemets totala effektivitet, vilket innebär att en avvägning mellan flödes hastighet och tryckfall är nödvändig.

4.1.2 Simuleringsuppställning och randvillkor

Simuleringarna genomfördes i två varianter med olika modeller. I stationära simuleringar användes en förenklad version av originalsegmentet, där komponenter som inte påverkar luftflödet eller har försumbar inverkan på resultaten togs bort. I tidsberoende simuleringar byggdes ytterligare en förenklad modell från grunden, för att möjliggöra simuleringar. Originalsegmenten kan ses nedan i figur 4.2 och de två modifierade segmenten ses i figur 4.3.



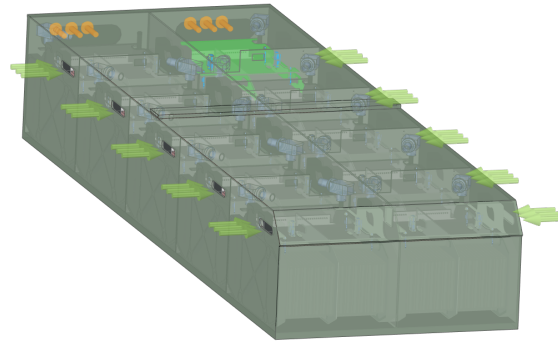
Figur 4.2: CFS26 segment. Från [2]. Återgivning med tillstånd.



(a) Förenklat segment för stationära tillstånd simuleringar. (b) Förenklat segment för tidsberoende simuleringar.

Figur 4.3: De två olika segmenten som användes för simulering.

Vid samtliga simuleringar sattes inloppstemperaturen till 40 °C, inloppstrycket till 1 atm och utloppshastigheten till 7,5 m/s $\approx$ 106,5 l/min över hela arean för respektive utlopp. Effektutvecklingen per segment antogs vara konstant baserat på C-talet. I figur 4.4 sammanställs randvillkoren som användes i Ansys. Originallösningen har tio inloppshål och två utloppshål. Luftvolymen i simuleringen begränsades till det inre utrymmet i batterilådan, då luftflödet utanför lådan inte påverkar kylningen av cellerna.



Figur 4.4: Originallösningen i Ansys med randvillkoren markerade. Gröna pilar är inlopp och orangea är utlopp.

4.1.3 Parametervärden för batterisimulering

Parametervärden togs fram på olika sätt, i form av data från CFS, litteratur och antagningar. Datan från CFS är från tidigare års fysiska tester och tävlingar, men även årets testdata och kommer från kontakt med ansvarig person inom projektet, se tabell 4.1.

Tabell 4.1: Simuleringsvärden från CFS.

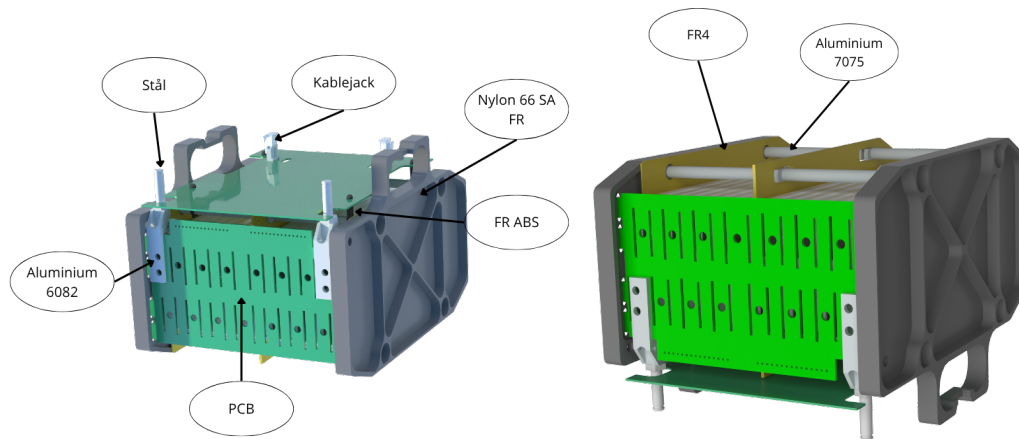
Temperatur inlopp	40°C
Utloppshastighet fläkt	7,5 m/s
Genomsnitt urladdning	1,8 C
Genomsnitt upp- och urladdning	3,0 C
Genomsnitt Endurance tid	24 min

Data från litteratur sammanställs i tabell 4.2.

Tabell 4.2: Simuleringsvärden från litteratur.

Specifika värmekapaciteten batteri c_p	1,09 kJ/(kg · c) [12]
Värmeledningsförmåga batteri k	23 W/(m · K) [12]
Specifika värmekapaciteten Nylon 66 SA FR c_p	1,6 kJ/(kg · c) [13]
Värmeledningsförmåga Nylon 66 SA FR k	0,37 W/(m · K) [13]

Det användes också materialdata givet från Ansys Discovery för Fire Retardant (FR) Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS), Printed circuit board (PCB), aluminium 6082, aluminium 7075, stål, FR4 och kabeljack. Materialen kan ses i figur 4.5.



Figur 4.5: Det förenklade segmentet för stationärt tillstånd med material.

4.1.4 Referenssimulering av originallösningen

Originallösningen simulerades under samma förutsättningar som beskrivits i avsnitt 4.1.3, för att möjliggöra jämförelse mellan iterationer. Resultatet redovisas i tabell 4.3 och användes som referensvärden genom hela analysen. Medeltemperaturen för varje segment ökar vid 3,0 C jämfört med medeltemperaturen vid 1,8 C. Maxtemperaturen som uppnås blir nästan dubbelt så hög för 3,0 C än 1,8 C. Segmenten numreras enligt figur 4.6, där segment ett och tio är placerade längst bak vid utloppsfläkten och segment fem och sex längst fram.

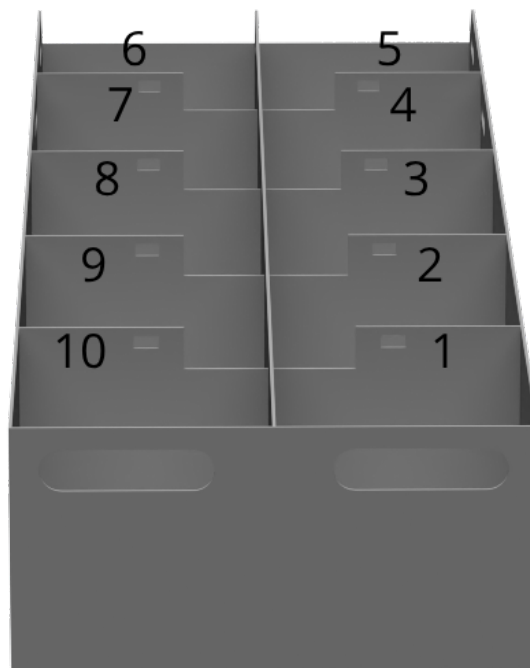
Tabell 4.3: Simuleringsvärde på nuvarande lösning.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på nuvarande lösning.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	123,057
Max hastighet [m/s]	16,721
Max temperatur [°C]	75,778
Maxtemperatur fram [°C]	75,707
Medeltemperatur fram [°C]	49,956
Maxtemperatur bak [°C]	75,707
Medeltemperatur bak [°C]	49,956
Medeltemperatur segment 1 [°C]	52,281
Medeltemperatur segment 2 [°C]	62,450
Medeltemperatur segment 3 [°C]	59,737
Medeltemperatur segment 4 [°C]	65,712
Medeltemperatur segment 5 [°C]	74,535
Medeltemperatur segment 6 [°C]	72,064
Medeltemperatur segment 7 [°C]	66,254
Medeltemperatur segment 8 [°C]	59,394
Medeltemperatur segment 9 [°C]	60,818
Medeltemperatur segment 10 [°C]	51,886

(b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på nuvarande lösning.

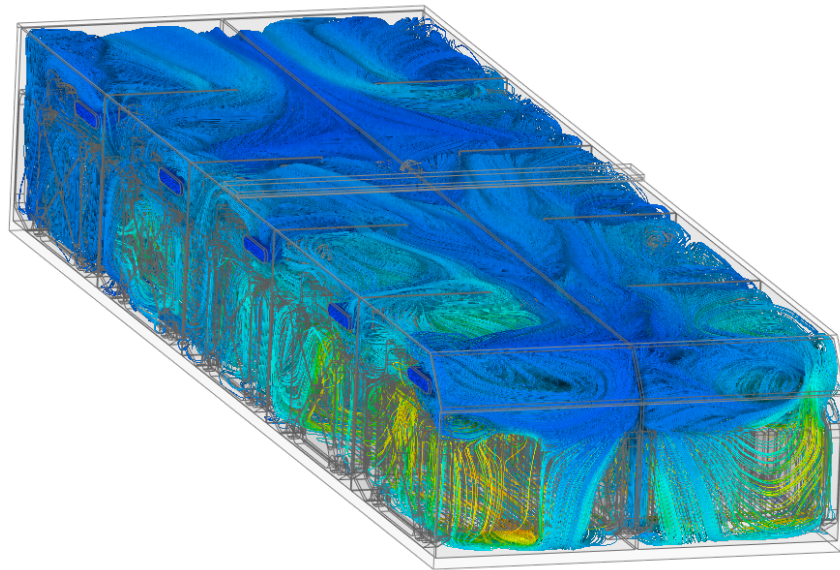
Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	123,617
Max hastighet [m/s]	16,723
Max temperatur [°C]	140,871
Maxtemperatur fram [°C]	140,634
Medeltemperatur fram [°C]	70,383
Maxtemperatur bak [°C]	140,634
Medeltemperatur bak [°C]	70,383
Medeltemperatur segment 1 [°C]	70,158
Medeltemperatur segment 2 [°C]	105,215
Medeltemperatur segment 3 [°C]	96,757
Medeltemperatur segment 4 [°C]	115,461
Medeltemperatur segment 5 [°C]	137,467
Medeltemperatur segment 6 [°C]	135,450
Medeltemperatur segment 7 [°C]	115,468
Medeltemperatur segment 8 [°C]	95,514
Medeltemperatur segment 9 [°C]	100,067
Medeltemperatur segment 10 [°C]	74,768



Figur 4.6: Numreringen av segmenten.

Notera att modellförenklingar innebär att värdena inte är fullt representativa för den verkliga lösningen, utan används enbart som intern referens vid jämförelse mellan simuleringar.

Strömlinjer för luftflödet i originallösningen vid stationärt tillstånd illustreras i figur 4.7. Färgskalan representerar flödes hastigheten där blå indikerar låg hastighet och gul/grön indikerar högre hastighet. Notera den ojämna fördelningen av luftflödet, där den nedre delen av batteriet får ett begränsat flöde, vilket resulterar i en ojämna temperaturfördelning mellan segmenten och troligen anledningen till batteriets höga temperaturer.



Figur 4.7: Strömlinjer för luftflödet i originallösningen vid stationärt tillstånd.

4.2 Radiator

Målet med radiatoren är att minska vikten samtidigt som värmeöverföringen inte försämras. Det uppnåddes efter analys av itereringar baserat på både simuleringsdata och analytiska beräkningar. Iterationer jämfördes med hjälp av framtagna jämförelsemått tillsammans med målen som satts upp.

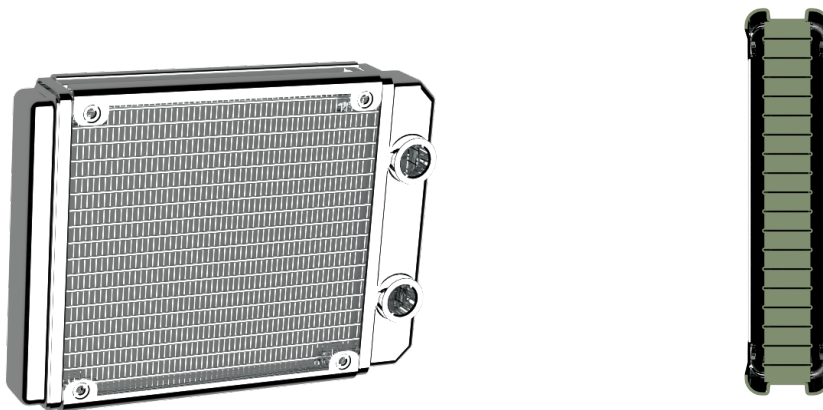
4.2.1 Konceptval för radiatoroptimering

Ett konceptval gjordes för att utvärdera olika konstruktionsmöjligheter, med syfte att se om annan teknik är mer lämpad. Radiatorn består av flertalet komponenter, där främst komponenter som rör och fenor skiljer sig åt mellan olika koncept. Exempel på radiatorkoncept är mikrokanalteknik med runda fenor, RTPF-radiator, louvered fenor med mera. Fördelen med mikrokanalteknik är dess kompakta konstruktion och goda värmeöverföring, vilket medför lägre vikt [14], se figur 4.8. Det är ett fördelaktigt alternativ för ett fordon med fokus på att minska vikten, samtidigt som kylförmågan inte ska försämrats. Den kompakta konstruktionen genererar dock ett högre tryckfall och är mer komplex än hos den nuvarande radiatoren, vilket kan skapa svårigheter i bland annat framtagandet och i simuleringar.



Figur 4.8: Mikrokanal-design [15].

Idag används en RTPF-radiator (Round tube plate fin radiator), se figur 4.9. Konceptet bygger på att rören som vattnet flödar genom har rundade hörn med en oval form till följd av rörens höjd [16]. Fenorna som tar upp värmen är rektangulära plattor. En fördel med konceptet är dess enkla konstruktion, vilket underlättar vid modifiering och simulering. Konceptet valdes därför för det fortsatta utvecklingsarbetet av den nuvarande radiatoren.



(a) Radiator med RTPF-design. (b) Tvärsnittsbild av radiator med RTPF-design.

Figur 4.9: Bilderna visar en radiator med RTPF-design samt dess tvärsnitt.

Ett konceptval gjordes även i form av vilken utformning radiatoren skulle ha. Efter kontakt med CFS drogs slutsatsen att det fanns två sätt att utföra optimeringen på. Antingen placerades radiatoren på samma position som idag, det vill säga på sidan av bilen, vilket resulterar i begränsningar vad gäller geometrin. Det andra alternativet var att radiatoren inte är beroende av placering och en ny placering i bilen kan tillåtas. Byte av placering möjliggör större friheter att ändra geometrin. Det sistnämnda alternativet valdes för att skapa mer utrymme och frihet vid optimering och test av olika konstruktionsmöjligheter.

4.2.2 Jämförelsemått

Jämförelsemått användes för att på ett systematiskt sätt jämföra iterationer och dess prestanda. Optimering innebär ofta en kompromiss mellan olika variabler som vikt, värmeöverföring, tryckfall och volym. Med fokus på vikt och värmeöverföring, infördes följande samband:

$$\frac{\dot{Q}}{m}$$

Ett högt värde innebär en konstruktion som genererar mer kylning per massa, medan ett lägre värde innebär en ineffektiv konstruktion. Följande samband $\frac{\dot{Q}_{\text{gamal}}}{m_{\text{gamal}}} < \frac{\dot{Q}_{\text{ny}}}{m_{\text{ny}}}$ bör stämma för att avgöra om en konstruktion är bättre än den nuvarande radiatoren i ett värmeöverföring per massa-perspektiv. Samtidigt som värdet ska vara större, krävs det en jämförelse mellan total massa och total värmeöverföring. En konstruktion kan generera ett högre värde ur förhållandet, men i praktiken väga mer totalt.

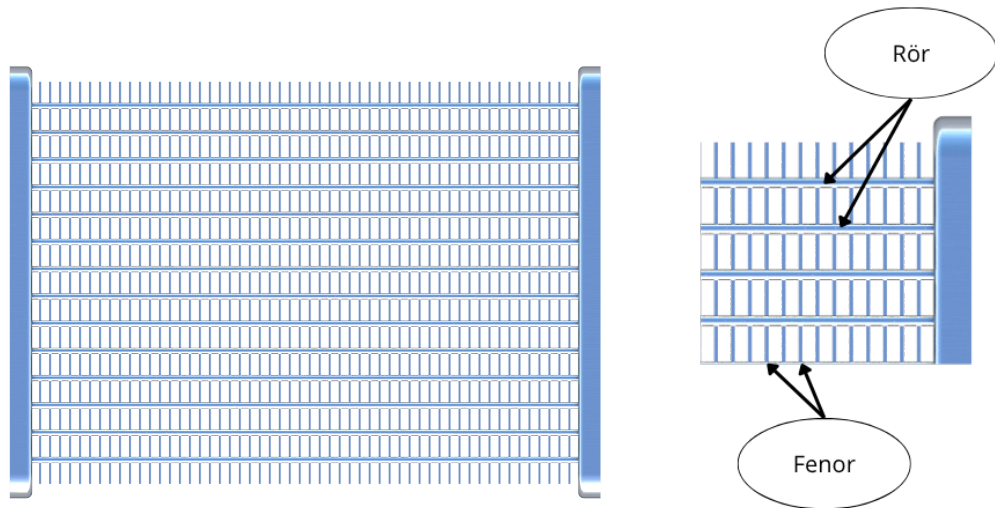
Ett annat jämförelsemått, ett dimensionslöst, som användes var:

$$\frac{A_{\text{Ansys}}}{A_{\text{erf}}}$$

Syftet med måttet var att validera simuleringsresultat, för att se om resultaten var rimliga jämfört med teoretiska samband för värmeöverföring. Areal framtagen i Ansys jämfördes med den beräknade erforderliga arean för det $\dot{Q}$ som stoppades in. Areal syftar på delar där majoriteten av värmeutbytet sker, det vill säga över rör och fenor. Ett värde nära 1 indikerar på att den faktiska värmeöverförande arean (från Ansys) ligger nära den area som enligt teorin krävs för att överföra den önskade värmeeffekten. Avvikande värden från 1 kan tyda på att arean antingen är för liten eller stor för att uppnå det $\dot{Q}$ som önskas. Kvoten används som en teoretisk referenspunkt och inte för att ge exakta resultat på vad som är mest optimalt. Syftet är att kunna dra kopplingar mellan praktisk konstruktion och analytisk teori, så att resultat ej endast utvärderas utifrån resultat simuleringar ger, utan att det också valideras med hjälp av teori.

4.2.3 Teoretisk validering

Metoden beskriven i avsnitt 3.3.1 användes för att beräkna den teoretiskt erforderliga värmeöverförande arean hos iterationerna. Sambandet $A_{\text{Ansys}}/A_{\text{erf}}$ från avsnitt 4.2.2 användes ett jämförelsemått men också för att validera simulering med teori. A_{Ansys} är radiatorns effektiva area taget från Ansys, se figur 4.10. Areal antas vara den area där det främsta värmeutbytet sker och A_{erf} ger den erforderliga värmeöverförande arean baserat på valt $\dot{Q}$.



(a) Helhetsvy av den erforderliga arean.

(b) Detaljvy över fenor och rör.

Figur 4.10: I figuren ses den erforderliga arean som används i beräkningar och jämförelser och avser hela den värmeöverförande ytan som fenor och rör representerar, ej endast frontarean. Notera att gavlarna i figuren ej tillhör A_{erf} .

Tabell 4.4 sammanställer parametrar som använts vid beräkningar och vid simulering av itereringarna.

Tabell 4.4: Sammanställning av värden som använts som indata till simuleringar i Ansys, men också standardvärden för olika material.

Inloppstemperatur (luft) $T_{i,luft}/T_{\infty}$	35 [°C]
Inloppstemperatur (vatten) $T_{i,vatten}$	45 [°C]
Massflöde (luft) $\dot{m}_{luft}$	0,125667 [kg/s]
Massflöde (vatten) $\dot{m}_{vatten}$	0,083 [kg/s]
Specifik värmekapacitet $c_{p,luft}$	1,02 [kJ/(kg K)]
Specifik värmekapacitet $c_{p,vatten}$	4,18 [kJ/(kg K)]
Termisk konduktivitet k_{al}	155 [W/(m K)]
Termisk konduktivitet k_{luft}	0,0258 [W/(m K)]
Utloppstryck (vatten) p_{vatten}	0 [Pa]
Utloppstryck (luft) p_{luft}	1 [atm]

Nedan följer processen där den erforderliga arean beräknades för originalradiatorn. Det första steget för att ta fram A_{erf} var att beräkna den totala värmegenomgångskoefficienten enligt ekvation 3.12

$$U = \left(\frac{1}{h_f \eta_f} + \frac{a}{k_{al}} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{106,41 \cdot 1} + \frac{0,0004}{155} \right)^{-1} = 106,382 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

vilket är en förenklad modell och användes eftersom värmeöverföringen antogs domineras av luftsidan. I ekvationen antogs $\eta_f = 1$ på grund av korta fenor. Rörväggstjockleken a togs fram ur STEP-filen från hemsidan radiatorn köptes på

[17] och k_{al} är den termiska konduktiviteten för det aluminium som användes vid simulering, se tabell 4.4. Det minsta värmekapacitetsflödet beräknades därefter enligt

$$C_{luft} = \dot{m}c_p = 0,125667 \cdot 1020 = 128,18 \text{ W/K}$$

Luftens massflöde approximerades med information från datablad för den fläkt som används för att driva luftflödet [18]. Antagandet gjordes att fläkten fungerar optimalt och volymflödet för 'Optimal operating point' användes. Volymflödet angavs i databladet som $\dot{V} = 390 \text{ m}^3/\text{h} = 0,10833 \text{ m}^3/\text{s}$. Det multiplicerades med luftens densitet (tabell 4.4), $\rho = 1,16 \text{ kg/m}^3$, vilket gav massflödet $\dot{m} = 0,125667 \text{ kg/s}$ för luften. Den specifika värmekapaciteten fås från tabell 4.4. Vidare beräknades $\dot{Q}_{max}$ enligt ekvation 3.9

$$\dot{Q}_{max} = C_{luft}(T_{i,vatten} - T_{i,luft}) = 128,18 \cdot (45 - 35) = 1281,8034 \text{ W}$$

där $T_{i,vatten}$ antogs vara 45°C efter kontakt med CFS och $T_{i,luft}$ antogs vara 35°C eftersom det är den ungefärliga maximala lufttemperaturen där tävlingen brukar genomföras. Vid beräkning av NTU togs effektiviteten först fram. Effektiviteten är i detta fall förhållandet mellan $\dot{Q} = 183,8782 \text{ W}$ från Ansys för originallösningen och $\dot{Q}_{max} = 1281,8034 \text{ W}$ som beräknades ovan. Effektiviteten beräknades enligt ekvation 3.10

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{183,8782}{1281,8034} = 0,14345$$

Den låga effektiviteten diskuteras vidare i avsnitt 5.2.3. NTU fås därefter enligt ekvation 3.8

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) = 0,15485$$

Slutligen beräknades A_{erf} , vilket är den teoretiskt erforderliga arean för att uppnå målet på en lägsta värmeöverföring av $\dot{Q} = 183,878 \text{ W}$ som erhöles efter simulering i Ansys enligt ekvation 3.13

$$A_{erf} = \frac{C_{min}NTU}{U} = 0,18658 \text{ m}^2$$

A_{erf} jämfördes sedan med arean från simuleringen, enligt följande samband från avsnitt 4.2.2

$$\frac{A_{Ansys}}{A_{erf}} = \frac{0,192}{0,187} = 1,0291$$

Samma process och beräkningsgång användes i samtliga itereringar och resultaten kan utläsas i tabell 5.3.

4.2.4 Modellering i Siemens NX

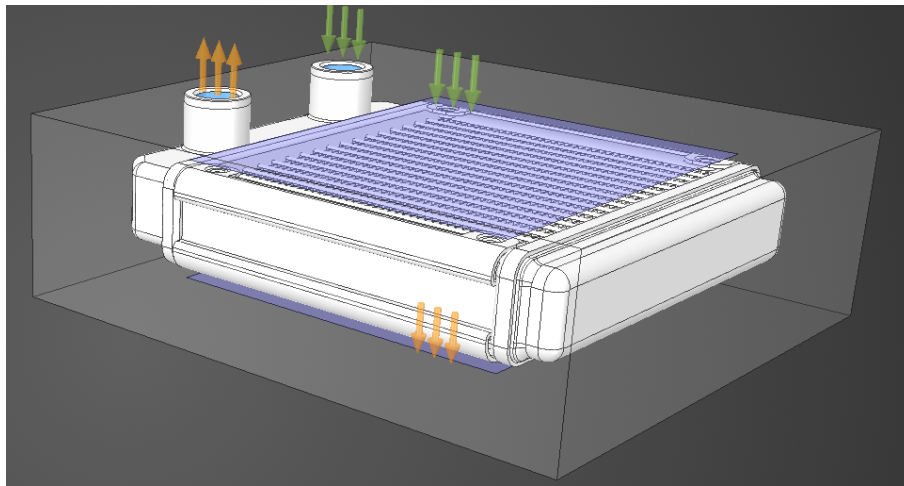
CAD-modellen för radiatorn togs ursprungligen fram genom att analysera måtten på radiatorn i en STEP-fil som tillhörde CFS. Baserat på framtagna mått skapades part-filer för varje enskild komponent och part-filerna assemblerades till en kopia

av radiatorn. När modellen exporterades till Ansys insågs det att vikten avvek betydligt från den fysiska modellen. Det visade sig att radiatorn i STEP-filen inte stämde överens med den verkliga. CAD-modellen gjordes om enligt en STEP-fil från hemsidan radiatorn köptes från. Samma process upprepades därefter för den korrekta radiatorn. Den nya modellen användes sedan som utgångspunkt för att göra modifieringar.

4.2.5 Simulering i Ansys

Alla simuleringar i Ansys som genomfördes för radiatorn följde samma strukturerade process för att säkerställa att simuleringsvärdena var så jämförbara som möjligt. I tabell 4.4 sammanställs parametrar som använts i simuleringar.

Processen samtliga simuleringar följer vid förberedelse är först att geometrin importeras som en STEP-fil från Siemens NX. En volym skapas sedan inne i radiatorn, där materialet sätts till vatten. Därefter skapas ytterligare en volym på utsidan av radiatorn, men som är 10% större än radiatorn och representerar luften runt radiatorn. Anledningen till att volymen är 10% större än storleken på radiatorn är för att simulera vad som händer med luften innan, efter och även runt omkring hela radiatorn. Figur 4.11 illustrerar volymen runt radiatorn samt dess in- och utlopp.



Figur 4.11: Simuleringsmodell i Ansys, där gröna pilar representerar inflödet och gula utflödet för kylarvätska respektive luft.

Elementstorleken kring fenor och rör sätts till 0,5 mm, för att säkerställa att luft- och vattenflödet simuleras korrekt när det passerar området samt att inget missas i simuleringen. Anledningen till att elementstorleken är 0,5 mm är för att det är den minsta tillåtna storleken i Ansys, relativt till storleken på modellerna som användes. Det innebär att fenornas utformning i CAD-modellen behövde förenklas till 0,5 mm tjocka rätblock för att kunna simuleras, även om de i verkligheten är mycket tunnare och har en annan utformning. Alla modeller höll sig till denna förenkling för att säkerställa att, trots fenornas storlek, det går att jämföra resultaten mellan iterationerna.

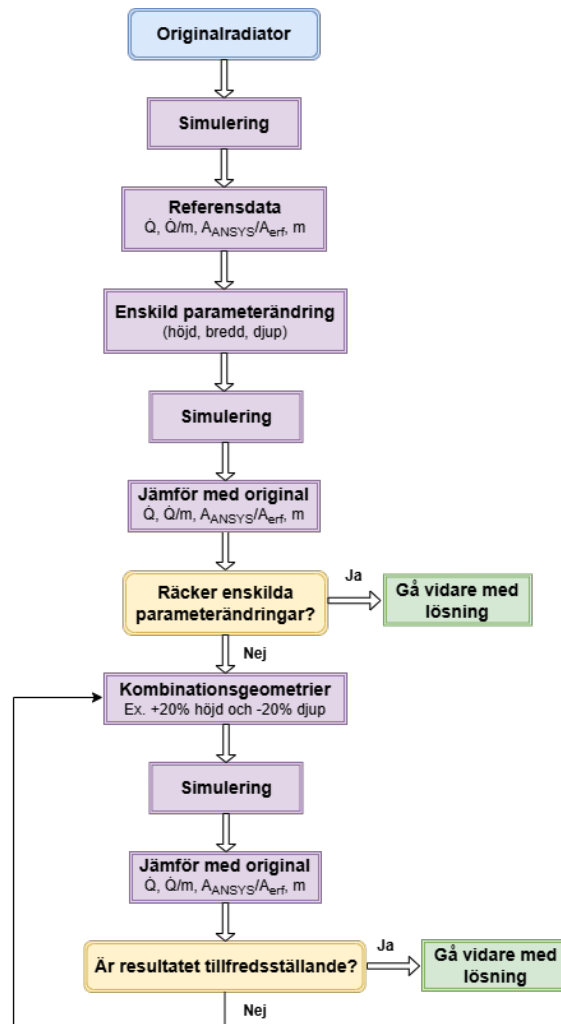
När volymerna är skapade kan parametrarna som nämndes i 4.4 sättas in i Ansys. Randvillkoren för inflödet för både vattnet och luften är konstant massflöde med konstant temperatur. Randvillkoren för utflödet för fluiderna är konstant tryck. För luft sätts utloppstrycket till 1 atm för att simulera att luften flödar ut till omgivningsluften. För vattnet sattes 0 Pa för att simulera att vattnet pumpas runt i ett slutet system.

De mätvärden som togs ut från Ansys var värmeflöde $\dot{Q}$ [W], värmeflödestäthet $\dot{q}$ [W/m²], genomsnittlig temperatur över utflödet [°C], genomsnittlig temperatur på rören [°C], statiskt tryckfall över radiatorn [Pa] och genomsnittlig lufthastighet in över radiatorn [m/s].

Värmeflöde och värmeflödestäthet visade sig dock inte vara pålitliga eftersom Ansys per automatik mäter all värmeöverföring som sker mellan radiator och luft och inte bara den som sker över fenor och rör.

4.2.6 Itereringsprocess

Itereringar utfördes för att på ett systematiskt sätt analysera och utvärdera ändringar i geometrin hos radiatoren med fokus på en förbättrad värmeöverföringsförmåga och reducerad vikt. Figur 4.12 demonstrerar hur itereringsprocessen gick till steg för steg till en tillfredsställande konstruktion var framtagen.

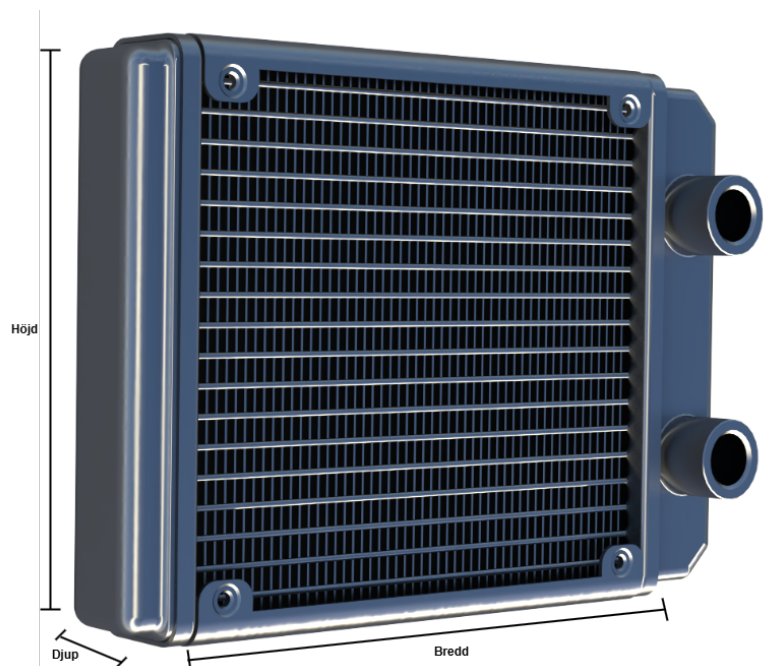


Figur 4.12: Flödesschema över itereringsprocessen för att utvärdera radiatorkonstruktioner.

Avsnitt 4.2.4 beskriver hur originalradiatoren togs fram i form av en CAD-modell. När CAD-modellen var framtagen simulerades originalradiatoren i Ansys enligt avsnitt 4.2.5. Ur simuleringen sammanställdes data som vidare användes som referensdata vid jämförelse mellan simuleringar, se tabell 5.3 för värden. Notera att förenklingar i modellen, se figur 4.10 för kärnans förenklade geometri, gör att värdena inte är representativa för den verkliga radiatoren, utan endast för en intern jämförelse mellan simuleringarna.

Sju olika konstruktioner gjordes där en parameter ändrades åt gången, dessa var bredden, höjden, djupet och en med ändrad placering på in- och utlopp, se figur

4.13. Varje parameter ökade först med 20% för att sedan reduceras med 20%. Syftet med att ändra en dimension åt gången var att tyda trender för att på så vis få riktlinjer i hur värmeöverföring och massa förändras i olika dimensioner och därmed kunna använda det vid senare delar av itereringsprocessen. I avsnitt 4.2.5 noterades att Ansys värde för $\dot{Q}$ togs fram på ett annat sätt än hos den teoretiska modellen och beräknades därför manuellt enligt ekvation 3.1. Värden togs enbart fram för temperatur vid in- och utflöde, massan och arean där majoriteten av värmeutbytet sker. Resultatet för en parameterändring jämfördes mot referensdatan innan vidare itereringar gjordes.



Figur 4.13: Måtten bredd, djup och höjd definieras.

Nästa steg i itereringsprocessen bestod av kombinationsgeometrier, där två parametrar ändrades åt gången, för att se hur resultaten ändrades vid olika förhållanden mellan parametrarna. En parameter som är gynnsam för att minska vikten kombinerades med en som är gynnsam för att förbättra värmeöverföringen. Vikten av radiatoren avser materialvikten, det vill säga utan vattenvolymen. Konstruktionerna simulerades och data togs fram och jämfördes återigen mot referensdatan. När ett resultat som uppnår målen eller är tillräckligt nära togs fram, utvecklades konstruktionen vidare. Tidigare resultat analyserades för att kunna dra slutsatser kring hur kommande ändringar borde göras för att konstruktionen ska uppnå önskat resultat.

5

Resultat

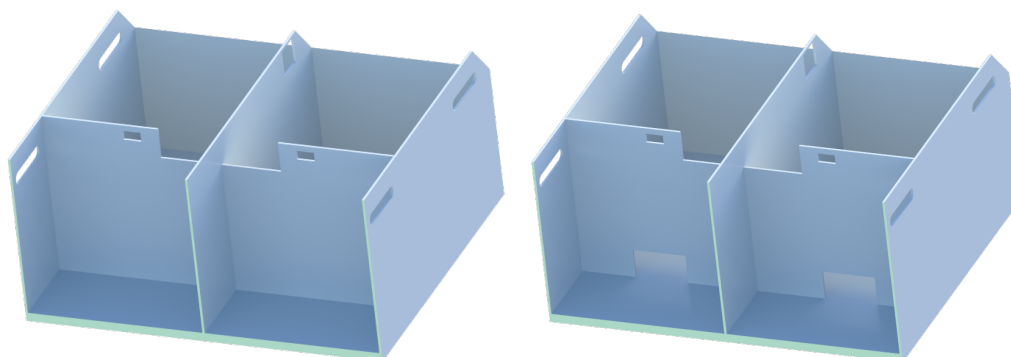
Avsnittet presenterar en sammanställning av resultaten som uppnåtts i följande arbete. Resultatet delas in i tre delrubriker, itereringsprocess, slutgiltig lösning samt resultatdiskussion.

5.1 Batteri

Uti från referenssimuleringen i avsnitt 4.1.4 framstod det att originallösningen inte uppfyller tävlingsregelns krav på max 60°C enligt T11.7.7 [1, s. 59], då maxtemperaturen vid 1,8 C uppgick till $75,8^{\circ}\text{C}$ och vid 3,0 C till $140,9^{\circ}\text{C}$. Möjliga förbättringar undersöktes för kylningen genom att iterera över två designparametrar, antalet inloppshål och utformningen av separationsväggarna.

5.1.1 Itereringsprocess

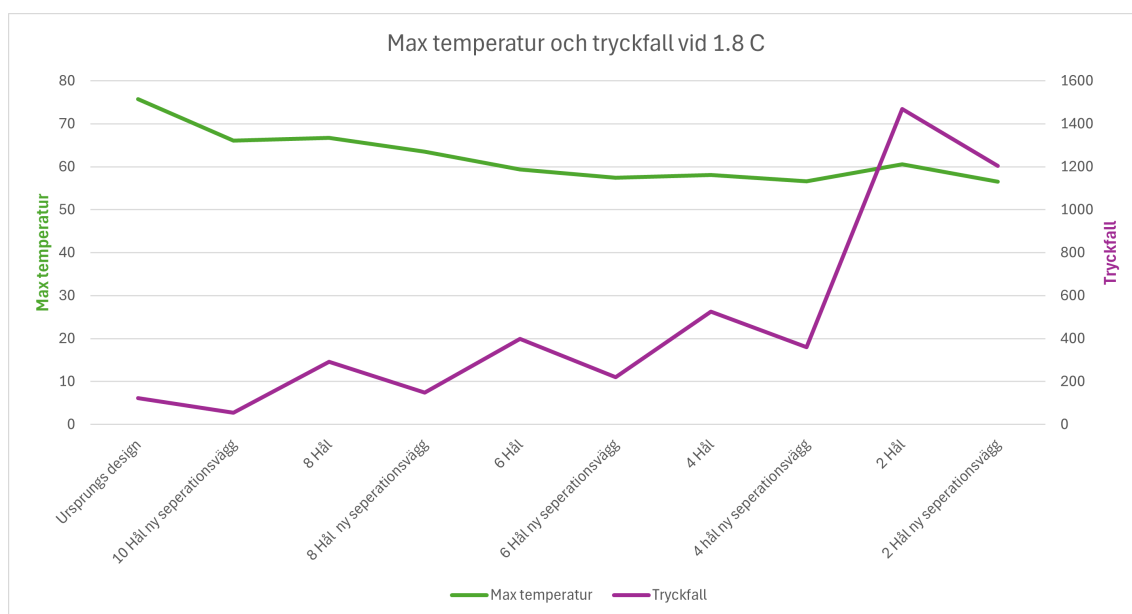
De första två ändringarna som testades var antalet inloppshål och utformningen av separationsväggarna, se figur 5.1, där hålen enbart var till för att koppla samman segmenten och inte för luftflödet. Ett annat problem med den ursprungliga lösningen var att luften inte tvingades ner till den nedre delen av lådan. En ny design av separationsväggarna togs därför fram, se figur 5.1b, för att möjliggöra luftflöde under segmenten. Den nya designen är ett extra hål i separationsväggsbotten i mitten på $45 \times 25 \text{ mm}$. Det ökade luftflödet i den nedre delen och simuleringsdata visade att maxtemperaturen sjönk.



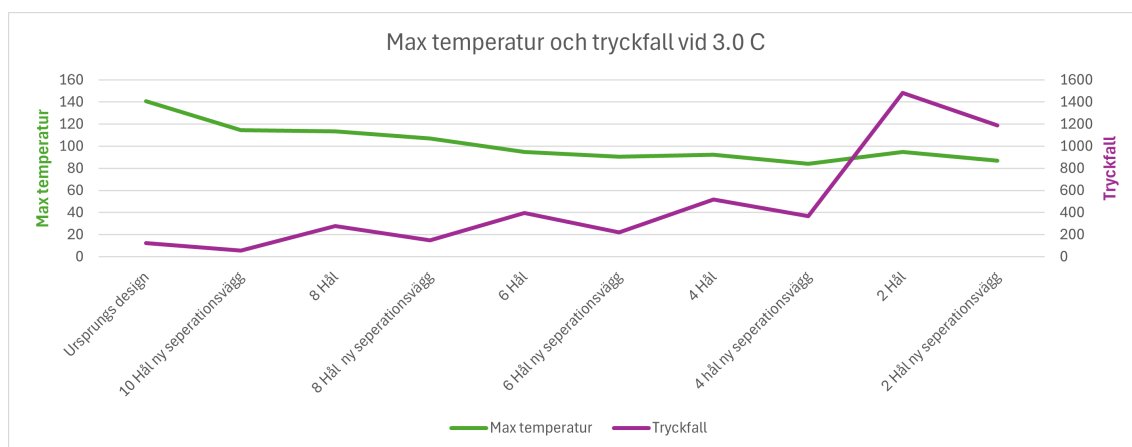
(a) Snittvy av batterilådan med (b) Snittvy av batterilådan med ny
ursprungliga separationsväggar. design av separationsväggar.

Figur 5.1: Jämförelse mellan olika separationsväggar.

Totalt utfördes simuleringar på tio olika designlösningar vid både 1,8 C och 3,0 C för att kunna jämföra med varandra, vilket redovisas i figur 5.2 och figur 5.3. Vid 1,8 C är temperaturskillnaden cirka 20 °C mellan ursprungsdesignen och den med lägst temperatur, medan tryckfallet ökar kraftigt mot lösningen med minst antal hål med en ökning på cirka 1300 Pa. Vid 3,0 C är temperaturdifferens cirka 60 °C mellan iterationerna, medan tryckskillnaden är lik den vid 1,8 C. Här är det tydligt att originalet med 10 inloppshål men med nya separationsväggar, har en temperaturskillnad på cirka 25 °C vid 3,0 C, som kan ses i figur 5.3. Den fullständiga simuleringsdatan för de tio designlösningarna kan ses i A.1.



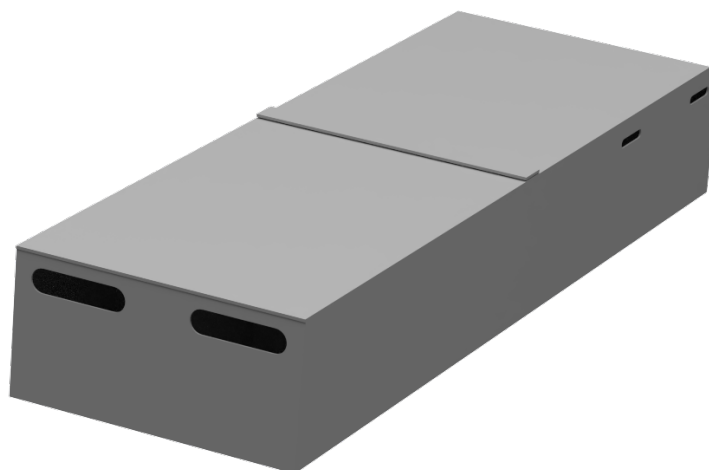
Figur 5.2: Maxtemperatur och tryckfallsdiagram vid 1,8 C i stationärt tillstånd.



Figur 5.3: Maxtemperatur och tryckfallsdiagram vid 3,0 C i stationärt tillstånd.

5.1.2 Slutgiltig lösning

Den slutgiltiga lösningen är den med 4 inloppshål i kombination med den nya designen av inloppshålen, se figur 5.4 och tabell 5.1.



Figur 5.4: Slutgiltig lösning med 4 inloppshål.

Tabell 5.1: Simuleringsvärde på lösningen med 4 inloppshål och ny design på separationsväggarna.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösningen med 4 inloppshål och ny design på separationsväggarna.

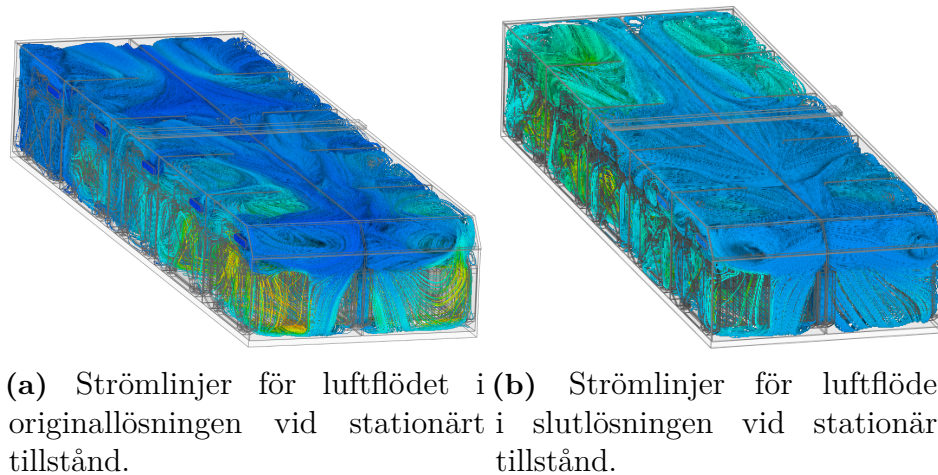
Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	360,633
Maxhastighet [m/s]	23,836
Maxtemperatur [°C]	56,647
Maxtemperatur fram [°C]	56,438
Medeltemperatur fram [°C]	44,924
Maxtemperatur bak [°C]	56,438
Medeltemperatur bak [°C]	44,924
Medeltemperatur segment 1 [°C]	53,52
Medeltemperatur segment 2 [°C]	54,332
Medeltemperatur segment 3 [°C]	55,869
Medeltemperatur segment 4 [°C]	49,629
Medeltemperatur segment 5 [°C]	52,293
Medeltemperatur segment 6 [°C]	50,844
Medeltemperatur segment 7 [°C]	50,417
Medeltemperatur segment 8 [°C]	54,390
Medeltemperatur segment 9 [°C]	52,513
Medeltemperatur segment 10 [°C]	52,513

(b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösningen med 4 inloppshål och ny design på separationsväggarna.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	367,094
Maxhastighet [m/s]	23,038
Maxtemperatur [°C]	84,027
Maxtemperatur fram [°C]	83,623
Medeltemperatur fram [°C]	54,816
Maxtemperatur bak [°C]	83,623
Medeltemperatur bak [°C]	54,816
Medeltemperatur segment 1 [°C]	78,779
Medeltemperatur segment 2 [°C]	78,942
Medeltemperatur segment 3 [°C]	82,220
Medeltemperatur segment 4 [°C]	66,594
Medeltemperatur segment 5 [°C]	73,972
Medeltemperatur segment 6 [°C]	71,601
Medeltemperatur segment 7 [°C]	68,784
Medeltemperatur segment 8 [°C]	80,222
Medeltemperatur segment 9 [°C]	76,627
Medeltemperatur segment 10 [°C]	76,627

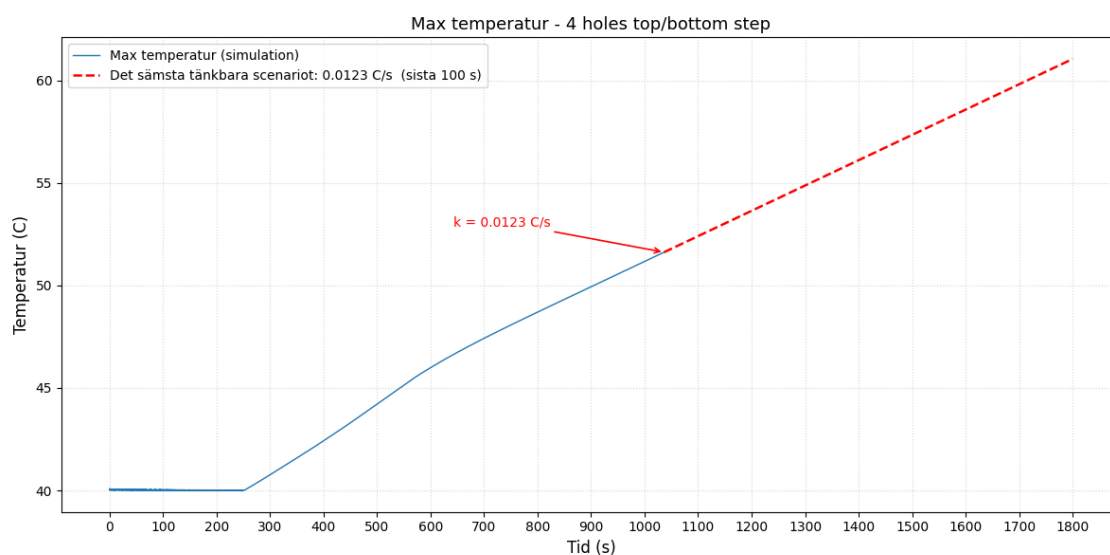
Temperaturen har sänkts med 56 °C vid 3,0 C jämfört med tabell 4.3. En jämförelse av strömlinjebilderna mellan originalet, se figur 5.5, visar hur den nya separationsväggsdesignen resulterar i ett jämnare luftflöde genom hela batteriet. Det

i sin tur sänker maxtemperaturen i lådan, men även antalet inloppshål har påverkat temperaturen som kan ses i figur 5.2 och figur 5.3.



Figur 5.5: Strömlinjer för luftflödet

Därefter gjordes en längre tidsberoende simulering på den nya design för att veta vilken temperatur batteriet kommer upp i under ett Endurance-lopp. Simuleringen sattes till att gå 1800 sekunder (30 minuter), för att täcka ett Endurance-lopp med marginal. Att simulera i 1800 sekunder är både tidskrävande och ställer höga krav på datorn som genomför simuleringen. På grund av detta kom simuleringen inte upp i 1800 sekunder utan fick brytas vid 1035 sekunder på grund av tidsbrist. Från det som simulerats gick det att utläsa att temperaturökningen avtog över tid men var relativt linjär, se 5.6. För att uppskatta vad temperaturen skulle bli vid 1800 sekunder togs lutningen där simuleringen avslutades fram och sluttemperaturen extrapolerades utifrån denna lutning. Det bortser dock från att lutningen troligen inte är linjär hela tiden, så metoden kan resultera i en högre temperatur än den faktiska sluttemperaturen. Utifrån simuleringsdata uppskattas sluttemperaturen på lösningen med fyra inloppshål till 61.04 °C som kan ses i figur 5.6. Övriga simuleringsvärden som också extrapolerades kan ses i tabell 5.2.



Figur 5.6: Tidberoende simulering på designen med fyra inloppshål.

Tabell 5.2: Simuleringsvärde av den tidsberoende simuleringen av 4 inloppshål vid 3,0 C.

Mätvärde	Värde
Tryckfall, Pa	497,366
Maxhastighet, m/s	26,565
Maxtemperatur, °C	61,041
Maxtemperatur fram, °C	42,242
Medeltemperatur fram, °C	40,395
Maxtemperatur bak °C	46,471
Medeltemperatur bak, °C	43,407
Medeltemperatur segment 1, °C	59,964
Medeltemperatur segment 2, °C	59,250
Medeltemperatur segment 3, °C	60,572
Medeltemperatur segment 4, °C	60,816
Medeltemperatur segment 5, °C	60,241
Medeltemperatur segment 6, °C	60,619
Medeltemperatur segment 7, °C	60,749
Medeltemperatur segment 8, °C	60,653
Medeltemperatur segment 9, °C	58,407
Medeltemperatur segment 10, °C	59,524

5.1.3 Resultatdiskussion

Den nya designen på separationsväggarna med 10 inloppshål sänkte maxtemperaturen i batteriet med cirka 25 grader, det syns vid jämförelse mellan designlösningarna i figur 5.3. Simuleringar utfördes på tio olika designlösningar för både 1,8 C och 3,0 C, med anledning att säkerställa att designen var den bästa och för att jämföra mot

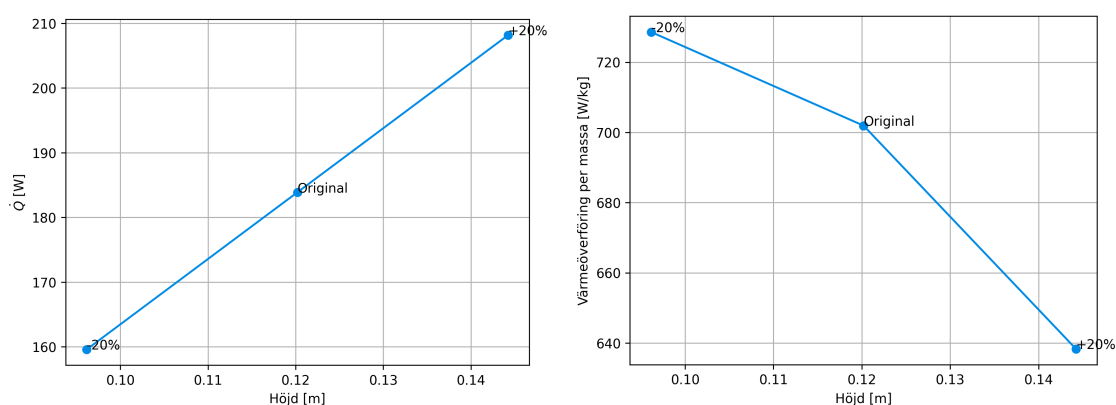
varandra, se figur 5.2 och 5.3. Utifrån figurerna är designen med 4 inloppshål med den nya designen av separationsväggar den bästa. Det gjordes en längre tidsberoende simulering på denna lösning, för att säkerställa att den inte bryter mot reglerna, speciellt regel T11.7.7 [1, s. 59]. Det noterades att temperaturen kommer överstiga 60 °C vid 1715.7 sekunder eller 28.6 minuter när den tidsberoende simulering extrapoleras, men som nämnts tidigare är detta det sämsta tänkbara scenariot och antaget att temperaturen ökar linjärt. Det som påverkar resultatet ytterligare är att det utfördes på en förenklad modell av den verkliga modellen, vilket gör att temperaturen också kan ökas eller sänkas. En annan aspekt är att CFS använder sig av regenerativ bromsning som är en endoterm reaktion, men på grund av att det sker under kort tid går det inte att anta att det kommer att ta upp stora mängder energi, utan det borde bli netto noll.

5.2 Radiator

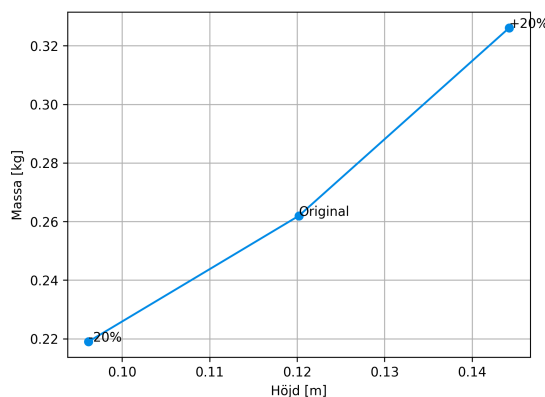
En itereringsprocess har genomförts där det har noterats att originalradiatorn kan effektiviseras. I avsnittet redovisas resultat från itereringsprocessen, den slutgiltiga lösningen presenteras och resultatet diskuteras.

5.2.1 Itereringsprocess

Avsnitt 4.2.6 beskrev hur en itereringsprocess genomfördes. Till en början gjordes itereringar med en parameterändring. Resultatet av en parameterändring i förhållande till passande variabler illustreras i figur 5.7 och 5.8.



(a) Påverkan av radiatorhöjd på den totala värmeöverföringen. (b) Påverkan av radiatorhöjd på värmeöverföring per massa.

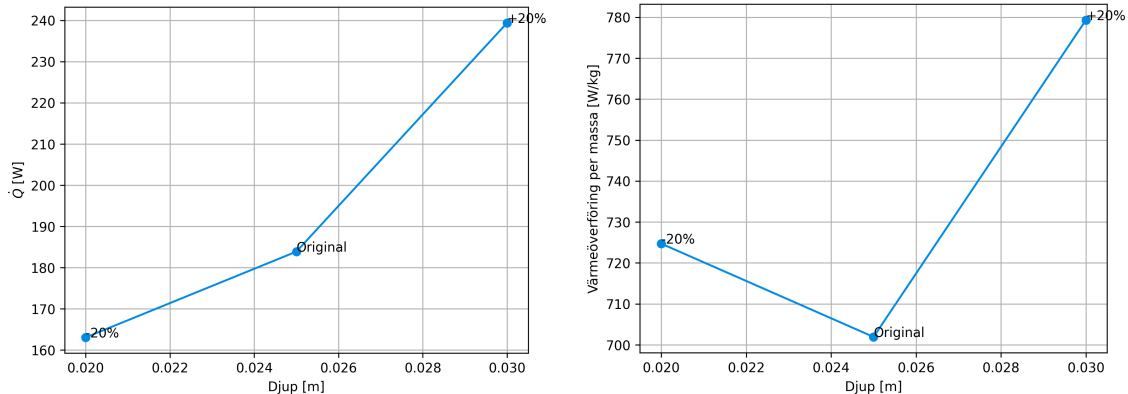


(c) Påverkan av radiatorhöjd på den totala massan.

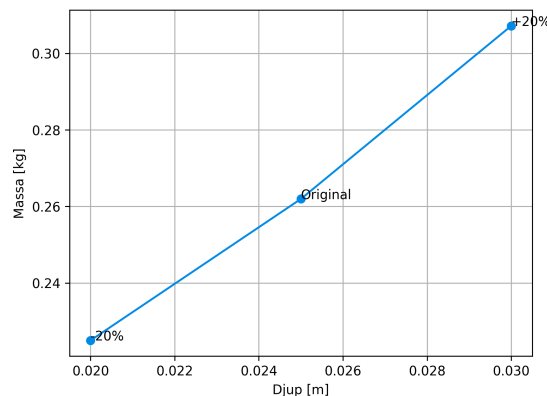
Figur 5.7: Grafer som illustrerar trender hos radiatorhöjden i förhållande till total värmeöverföring, massa och värmeöverföring per massa.

Resultatet visar att höjdändringar är den parameter som påverkar vikten mest och är därför intressant ur ett massreduktion-perspektiv. Figur 5.7 visar att reducering av höjden resulterar i lägre massa, men ger samtidigt en försämrad total värmeöverföring, både grafen för massan och $\dot{Q}$ ökar i princip linjärt med höjden. Figur 5.7b visar på

en trend av försämrad värmeöverföring per massa när höjden ökar, vilket innebär att konstruktionen blir mer ineffektiv med ökad höjd. Förändring i höjd kan därför inte motiveras ur ett termiskt perspektiv. Att värmeöverföringen per massa ökar vid reducerad höjd beror främst på den minskade massan snarare än högre kylförmåga. Av resultatet dras slutsatsen att höjden ensamt inte är en lönsam parameter att ändra hos den nuvarande radiatoren.



(a) Påverkan av radiatordjup på total värmeöverföring. (b) Påverkan av radiatordjup på värmeöverföring per massa.



(c) Påverkan av radiatordjup på den totala massan.

Figur 5.8: Grafer som illustrerar trender hos radiatordjupet i förhållande till total värmeöverföring, massa och värmeöverföring per massa.

Figur 5.8 visar hur ändrat djup som enda parameterändring påverkar total värmeöverföring, total massa och värmeöverföring per massa. Trenden för den här radiatorn är att större radiatordjup både ger bättre total prestanda och massutnyttjande. Ett fortsatt fokus läggs på hur ökat djup påverkar prestandan i kombination med en reduktion av en annan parameter, eftersom det kan möjliggöra en konstruktion som fungerar med den nuvarande placeringen och då den enligt graferna är fördelaktig både ur ett termiskt och mass-perspektiv.

Tabell 5.3 redovisar resultat från simuleringar för varje iteration av radiatorn, där en eller två parametrar ändras åt gången. Originalradiatorn används som en referensmall

vid jämförelse mellan olika geometrier/iterationer, se översta raden. Resultaten redovisas med avseende på A_{Ansys}/A_{erf} , värmeöverföring per massa $\dot{Q}/m$, total värmeöverföring $\dot{Q}$ och massa m .

Tabell 5.3: Framtagna jämförelsemått, total värmeöverföring och total massa, hos radiatorn där en eller två parametrar ändrats åt gången.

	A_{Ansys}/A_{erf}	$\dot{Q}/m$ [W/kg]	$\dot{Q}$ [W]	Massa [kg]
Original	1,0291	701,932	183,878	0,26196
-20% djup	0,9882	724,719	163,062	0,22500
+20% djup	0,9234	779,311	239,389	0,30718
-20% höjd	0,9612	728,599	159,592	0,21904
+20% höjd	1,1146	741,764	208,164	0,32611
-20% bredd	1,7608	472,051	93,674	0,19844
+20% bredd	1,0079	741,764	225,511	0,30402
-20% djup, +20% höjd	1,0612	693,644	183,878	0,26509
-20% djup, +20% bredd	1,1007	688,773	176,939	0,25689
-20% höjd, +20% djup	1,1297	633,503	159,592	0,25192
-20% höjd, +20% bredd	1,0730	692,246	173,470	0,25059
-20% bredd, +20% djup	0,9717	715,806	187,348	0,26173
-20% bredd, +20% höjd	0,9886	711,340	190,817	0,26825

Den högsta totala värmeöverföringen erhöles av +20% djup, där $\dot{Q}$ uppgick till 239,389 W, men har en ökad massa jämfört med originalet på cirka 0,045 kg. Lägst total värmeöverföring genererade -20% bredd på 93,674 W, men med en betydligt lägre vikt på 0,19844 kg. I de fall där en parameter ändrats är trenden för den totala värmeöverföringen att reducerad massa genererar ett lägre $\dot{Q}$ och tvärtom. När två parametrar ändras stabiliserar resultaten tydligare runt värdet för originalet.

Vid jämförelse av värmeöverföring per massa framgår det att flertalet geometrier genererar ett högre värde än originalet, trots att den totala värmeöverföringen i en del fall minskade. Det observeras hos bland annat -20% djup och -20% höjd och indikerar att massreduktionen är större i relation till minskning av värmeöverföring. Det framgår också att några kombinerade geometrier resulterar i både högre $\dot{Q}/m$ och $\dot{Q}$ jämfört med originalet, men med aningen förhöjd vikt. Det högsta värdet ges av +20% djup på 779,311 W/kg och det lägsta av -20% bredd på 472,051 W/kg.

Iterationer med en parameterändring visar på en större spridning i massa, jämfört med kombinationsgeometrier. Vid en parameterändring varierar massan mellan 0,19844-0,32611 kg, medan den varierar mellan 0,25059-0,26825 kg hos kombinationsgeometrierna, vilket ligger nära originalet. Den högsta massan uppnås av +20% höjd och den lägsta av -20% bredd.

Förhållandet A_{Ansys}/A_{erf} har en liten spridning, bortsett från +20% bredd som har ett avvikande värde på 1,7608. Närmst 1 ger +20% bredd, följt av -20% bredd/+20% höjd. Notera att jämförelsevärdet bygger på ett antal antaganden och används därmed

enbart vid validering och ej som exakta resultat. Utifrån värdena i tabellen kan slutsatsen dras att alla utom ökad bredd har ett rimligt intervall från 1 och kan därmed valideras med teorin.

En noterbar aspekt är att när bredden isolerat reduceras, minskar den värmeöverförande ytan, vilket leder till försämrad termisk prestanda. I kombination med en annan parameterändring såsom ökat djup eller ökad höjd, kompenseras den förlorade ytan, se tabell 5.3 för jämförelse. En kombinerad konstruktion gör att värmeöverföringsförmågan kan förbättras samtidigt som bredden reduceras och skapar en mer kompakt konstruktion. Det kan förklaras genom att minskad bredd resulterar i en mindre radiator, medan minskad bredd i kombination med en annan geometrisk ändring, leder till en radiator med omfördelad geometri.

Sett till resultatet i tabell 5.3 visar kombinationerna -20% bredd, +20% djup och -20% bredd, +20% höjd på bäst resultat i förhållande till originalet. Båda kombinationerna har parameterändringen -20% bredd, men olika parameterändringar utöver det. Från figurerna 5.7 och 5.8 drogs slutsatsen att den parameter som var bäst både ur ett termiskt och massutnyttjande perspektiv var att öka djupet, vilket också går att se i tabellen, där -20% bredd, +20% djup visar på högre massutnyttjande. Den totala värmeöverföringen är däremot högre för -20% bredd, +20% höjd, men på bekostnad av en högre massa. Jämförs -20% bredd, +20% djup med originalet, visar kombinationen på bättre resultat i samtliga kategorier, A_{Ansys}/A_{erf} , $\dot{Q}/m$, $\dot{Q}$ och massa.

En iteration som gjordes efter iterationerna i tabell 5.3 och innan den slutgiltiga lösningen, var en kombinationsgeometri där bredden minskade med 15%, djupet ökade med 15% och höjden minskade med ett rör och en fenrad för att se vad som händer om tre parametrar ändras. Resultatet blev en radiator med betydligt lägre massa, men med försämrade parametrar i övriga kategorier. Den minskade höjden reducerade massan avsevärt, men resulterade i betydligt lägre värmeöverföringsförmåga, troligt på grund av en minskad värmeöverförande area.

Det gjordes också en iteration med samma geometriska förhållande som originalet, fast med ändrat in- och utflöde. Placeringen innebar att flytta in- och utloppen till sidan av radiatorn, med tanken att flödet inte skulle behöva göra en 90 graders sväng i början. Det resulterade i ett försämrat flöde in i radiatorn, vattnet fick svårare att fördela sig jämnt mellan rören då flödet rörde sig som parallella spalter. Resultatet blev likt originalet men med lägre värden.

5.2.2 Slutgiltig lösning

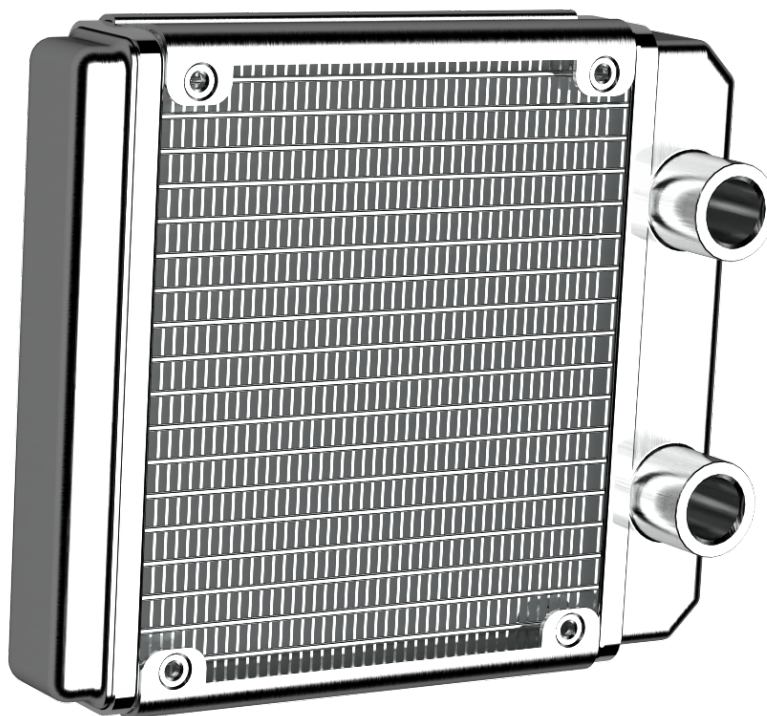
Resultatet från den slutgiltiga lösningen presenteras i tabell 5.4. Lösningen är baserad på iterationen -20% bredd, +20% djup, men modifierad. Istället för att göra hela radiatorn 20% djupare har djupet hos originalradiatorn behållits och rören har gjorts cirka 20% djupare. Massan ökar när rören görs större, men eftersom yttre komponenter behåller sin storlek från originalet reduceras den totala massan, se figur

5.9.

Tabell 5.4: Framtagna jämförelsemått, total värmeöverföring och total massa, hos den slutgiltiga lösningen med en jämförelse mot originalradiatorn.

	$\dot{Q}/m$ [W/kg]	$\dot{Q}$ [W]	$Massa$ [kg]
Original	701,932	183,878	0,26196
Slutgiltig lösning	729,531	183,878	0,25205
Procentuell skillnad	+3,93%	+0%	-3,78%

Den totala värmeöverföringen förblir densamma för originalet och slutlösningen, men värmeöverföringen per massa ökar med 3,93%. Det innebär en ökad effektivitet, trots att den totala värmeöverföringen inte har ökat. Massan har reducerats med 3,78% jämfört med originalet. Utöver värdena i tabellen uppgick areaförhållandet till 0,9969, vilket innebär att den faktiska värmeöverförande arean ligger nära den area som enligt teorin krävs för att överföra den önskade värmeeffekten.



Figur 5.9: CAD-modell av den slutgiltiga lösningen.

Lösningen innebär att radiatorn ej behöver byta placering i fordonet, eftersom frontarean minskar. Det blir ingen ökning av djupet jämfört med originalet, eftersom endast rören i konstruktionen görs djupare. Radiatorn har fått en mer kompakt konstruktion, med lägre massa och samma totala värmeöverföring, men där värmeöverföringen per massa ökar.

5.2.3 Resultatdiskussion

Förenklingar har gjorts i både den praktiska modellen av radiatorn samt i teoretiska beräkningar och antaganden. Resultatet ger därför inga exakta svar på hur radiatorn bör dimensioneras, men fungerar som en riktlinje och slutsatser kring hur olika dimensioner hos radiatorn påverkar olika egenskaper går att dra. Arbetet har baserats på resultat från simuleringar, vilket innebär att inga fysiska tester har genomförts. Med hjälp av resultatet går det däremot att identifiera samband, trender och vilka designriktningar som verkar mest lovande. I avsnitt 4.2.5 nämns det att fenorna behövde förenklas eftersom Ansys inte simulerade alla fenor, då det blev för små geometrier. Fenorna dimensionerades som tunna rätblock, vilket är stor kontrast till den verkliga geometriska utformningen. Det gör att den totala massan ökar jämfört med den verkliga radiatorn, men också att alla värden som tas fram avviker från verkligheten. Det går fortfarande att göra en intern jämförelse och för att göra jämförelsen enklare valdes samma upplägg av fenor hos samtliga iterationer, med fokus på hur det går att optimera radiatorn i olika mått-dimensioner.

Förenklingar har även gjorts i teoretiska beräkningar, dels genom att anta att luftsidan dominerar värdet på U och att $\eta_f = 1$, vilket inte är korrekt i verkligheten. Genom att anta $\eta = 1$ antas det att hela den värmeöverförande ytan är lika effektiv som basytan, alltså försummas fenverkningsgraden. Ytan antas utnyttjas perfekt, vilket resulterar i ett högre värde på U som i sin tur gör att A_{erf} underskattas. I verkligheten innebär det att det hade behövts en större fysisk area för att uppnå samma värmeöverföring.

I avsnitt 4.2.3 beräknas effektiviteten till ett värde av 0,14345 för originalradiatorn, en till synes låg effektivitet. Den låga effektiviteten beror rimligtvis dels på att radiatorn är liten, vilket gör att endast en begränsad mängd värme kan överföras innan fluiderna, vattnet och luften, lämnar radiatorn. Dels kan det bero på att flödet är högt, vilket innebär att radiatorn inte hinner utföra ett större värmeutbyte. Temperaturen för vattnet vid utflödet uppgår till cirka 44,5 °C, vilket är en ändring på 0,5 °C, se tabell A.9 i Appendix A.2. På grund av att vattnets temperatur enbart minskar med en halv grad, gör det att $\dot{Q}$ blir mycket mindre i relation till $\dot{Q}_{max}$. Radiatorn har alltså inte tillräcklig värmeöverföringsförmåga under aktuella omständigheter.

Ett exempel på en parameter som inte togs i beaktning och som är betydande för att kunna dra slutsatser kring en verklig radiators prestanda är tryckfallet. Värdena från Ansys ansågs inte tillförlitliga, eftersom fenorna har en design som inte motsvarar verkligheten. Tryckfallet är en parameter som är viktig att ha i åtanke vid fortsatt utveckling, eftersom ökat tryck leder till sämre prestanda. Ett ökat tryck innebär också att pumpen inte klarar av att pumpa vätskan genom radiatorn, vilket kan resultera i att en kraftigare pump behövs, som i sin tur kräver mer energi. Om pumpen inte klarar av att forcera flödet genom radiatorn minskar effekten, vilket gör att även kylningen försämras.

Den värmeöverförande arean som det har beräknats på avser fenor och rör, i

verkligheten är den värmeöverförande ytan hela radiatorn. Det gör att värden som total värmeöverföring inte är representativa för den fysiska radiatorn, men fungerar vid intern jämförelse för att analysera hur radiatorn kan konstrueras mer gynnsamt.

6

Slutsatser

I nedanstående avsnitt presenteras slutsatser som kan sammanställas efter genomfört projekt följt av framtida förbättringsmöjligheter.

6.1 Batteri

Slutsatsen är att den nya designen på batteriet har sänkt temperaturen kraftigt. Det syns hos de stationära simuleringsvärdena presenterade i figur 5.2 och figur 5.3. Den tidberoende simuleringen av den valda lösningen gick inte att fullborda, vilket medförde att resultatet behövde extrapoleras, som beskrivet i 5.1.2. Genom extrapoleringen framkom det att lösningen översteg 60 °C vid 1715.7 sekunder eller 28.6 minuter. Det bryter mot T11.7.7 [1, s. 59] som säger att temperaturen ej får överstiga 60 °C i mer än 1 sekund, men eftersom det extrapolerade värdet sannolikt är högre än den faktiska sluttemperaturen och att Endurance-loppet varar i cirka 25 minuter, innebär det att den nya designen bör klara av hela loppet. Teorin är baserad på förenklingar och antaganden vilket medför att slutresultatet inte kan garanteras med full säkerhet.

6.1.1 Framtida förbättringsmöjligheter

Förbättringar som bör göras för att få mer exakta resultat är att ta fram specifika värmekapaciteten och värmeledningsförmågan på battericellerna som används, försöka få tag på mer kvalitativ hårdvara för att kunna utföra fler tidsberoende simuleringar och att använda hela ursprungsmodellen för att få en mer verklighetstrogen simulering. Ytterligare en förbättring är att utföra fysiska tester och simulera ett Endurance lopp med de in- och urladdningar som sker i verkligheten, med temperaturer som kan uppstå under tävlingssammanhang. Fysiska tester kommer genomföras när det nya batteriet är redo i bilen, men har ej gått att genomföra inom omfattningen av detta kandidatarbete. På så sätt går det att säkerställa en godtagbar konstruktion.

6.2 Radiator

Slutsatsen är att det finns förbättringspotential med utgångspunkt i målen som definierats, det vill säga att minska vikten på radiatoren samtidigt som värmeöverföringsförmågan hålls densamma eller förbättras. Med direkt koppling till den slutgiltiga lösningen, beskrivet i avsnitt 5.2.2, togs en iterering fram som uppfyller projektets syfte. Det är alltså möjligt för CFS att internt framställa en

egen radiator, som är mer anpassad än den inköpta komponenten, med reducerad vikt samtidigt som kylningen kan förbättras.

Lösningen medförde att vikten på radiatoren minskade med cirka 10 gram, vilket innebär en procentuell viktnedgång på 3,78%. Den totala värmeöverföringen förblev oförändrad, men värmeöverföringen per massa ökade med 3,93%. Det som utmärkte itereringen, ur ett konstruktionsperspektiv, var att radiatorns bredd minskade med 20% samtidigt som rören kylarvätskan flödar genom har ett ökat djup på 20%. Resultaten från avsnitt 5.2.3 går inte att applicera direkt till verkligheten, främst för att flertal förenklingar gjorts både i geometrin för simuleringar, men även vid beräkningar. Det betyder inte att resultatet är oanvändbart, analysen visar på trender som kan bidra med ett underlag vid vidare förbättringsarbete. Interna jämförelser anses trovärdiga i förhållande till varandra, eftersom itereringarna bestod av samma förenklingar. Trenderna visar att det som har störst positiv påverkan på radiatoren sett till dess vikt och värmeöverföringsförmåga är att minska bredden och öka djupet. Följande analys av radiatoren kan användas som en utgångspunkt för vidare arbete men för att testa om trenderna visar på förbättrade värden är det nödvändigt att implementera fysiska tester. Framförallt för att faktorer som tryckfall, förenklingar av fenor och beräkningsantaganden ska kunna implementeras i analysen.

6.2.1 Framtida förbättringsmöjligheter

Istället för att göra en geometrisk förenkling av fenorna, vilket beskrivs i avsnitt 4.2.5, hade ett alternativ varit att använda mer avancerad Computational Fluid Dynamics (CFD). Fenpaketet kan ersättas med en förenklad zon, alltså behöver fenorna ej modelleras, med motsvarande värmeöverföring, area, flödesmotstånd, materialegenskaper med mera, som representerar den verkliga fenstrukturen. Det hade troligtvis gett ett mer realistiskt och representativt resultat, eftersom nuvarande resultat endast kan användas för intern jämförelse mellan simuleringarna som gjorts.

Litteraturförteckning

- [1] Formula Student Germany, *Formula Student Rules 2026*, 2026. URL: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2026/rules/FS-Rules_2026_v1.1.pdf.
- [2] F. Hassel, *Personlig kommunikation. Projekt ingenjör CFS26*, jan. 2026.
- [3] Zheng Panni, "The Design and Optimization of a Lithium-ion Battery Direct Recycling Process," diss., Master of Science In Mechanical Engineering, Blacksburg, juni 2019, s. 3–8. URL: <https://vtechworks.lib.vt.edu/server/api/core/bitstreams/ffb3b9be-5d1a-44a3-8fc4-82ad147e3c20/content>.
- [4] M. Lundin, *Personlig kommunikation. Projekt ingenjör CFS25*, jan. 2026.
- [5] W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett och Y. I. Cho, *Handbook of Heat Transfer*, 1st Edition. McGraw-Hill Education, 1998, ISBN: 9780070535558.
- [6] F. P. Incropera, *Incropera's principles of heat and mass transfer*, 8. edition. Hoboken, NJ : Wiley, 2017, 2017, s. xxi–978.
- [7] *Battery University | BU-206: Lithium-polymer: Substance or Hype?* URL: <https://www.batteryuniversity.com/article/bu-206-lithium-polymer-substance-or-hype/>.
- [8] *Li-air charge-discharge image*. URL: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Li-air-charge-discharge.jpg>.
- [9] I. ANSYS, "Heat Exchanger Analysis: Design and Performance," ANSYS, Inc., tekn. rapport, 2020, s. 1–17.
- [10] *Siemens Digital Industries [Software]*, 2025.
- [11] *ANSYS Inc., Ansys Discovery [Software]*. URL: <https://www.ansys.com/products/3d-design/ansys-discovery>.
- [12] A. L. Kazim och R. Syed, "Experimental Characterization of Li-ion Battery cells for Thermal Management in Heavy Duty Hybrid Applications," diss., Electric Power Engineering, Göteborg, 2017. URL: <https://hdl.handle.net/20.500.12380/252994>.
- [13] *Mitsubishi Chemical group, Nylatron 66 SA FR PA66*, 2023. URL: https://www.mcam.com/mam/datasheets/GEP-Nylatron%C2%AE%2066%20SA%20FR%20PA66_en_US.pdf.
- [14] M. g. Liu, Y. y. Ding och Q. Jin, "Effects of microchannel width on fluid flow and temperature uniformity," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, årg. 86, nr 3, s. 569–587, 2025, ISSN: 15210634. DOI: 10.1080/10407782.2023.2268830. URL: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/10407782.2023.2268830>.

- [15] Nantong Zhenhuan Trade Co., *Mikrokanal radiator*. URL: <https://www.zhenhuan-machine.com/htm/Pro13/160.html>.
- [16] H. Qiao, V. Singh, V. Aute och R. Radermacher, "Optimization of Fin Density for Air Cooled Heat Exchanger," tekn. rapport, 2010. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc>.
- [17] *Freeze Mod – Freeze Mod Watercooling*. URL: <https://freezemode.com/>.
- [18] ebm-papst, "Product Data Sheet 4114N/2H8PU," ebm-papst, tekn. rapport, jan. 2019, s. 1–16.

A

Appendix 1

A.1 Simuleringsvärden batteri

Tabell A.1: Simuleringsvärde på nuvarande lösning med ny segmentvägg.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på nuvarande lösning med ny segmentvägg. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på nuvarande lösning med ny segmentvägg.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	55,179
Maxhastighet [m/s]	10,364
Maxtemperatur [°C]	66,059
Maxtemperatur fram [°C]	66,019
Medeltemperatur fram [°C]	48,276
Maxtemperatur bak [°C]	66,019
Medeltemperatur bak [°C]	48,276
Medeltemperatur segment 1 [°C]	56,521
Medeltemperatur segment 2 [°C]	56,363
Medeltemperatur segment 3 [°C]	56,521
Medeltemperatur segment 4 [°C]	58,590
Medeltemperatur segment 5 [°C]	64,858
Medeltemperatur segment 6 [°C]	63,164
Medeltemperatur segment 7 [°C]	60,930
Medeltemperatur segment 8 [°C]	57,801
Medeltemperatur segment 9 [°C]	55,948
Medeltemperatur segment 10 [°C]	55,549

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	55,156
Maxhastighet [m/s]	10,370
Maxtemperatur [°C]	114,514
Maxtemperatur fram [°C]	114,406
Medeltemperatur fram [°C]	65,023
Maxtemperatur bak [°C]	114,406
Medeltemperatur bak [°C]	65,023
Medeltemperatur segment 1 [°C]	87,116
Medeltemperatur segment 2 [°C]	87,107
Medeltemperatur segment 3 [°C]	87,116
Medeltemperatur segment 4 [°C]	93,451
Medeltemperatur segment 5 [°C]	111,000
Medeltemperatur segment 6 [°C]	106,690
Medeltemperatur segment 7 [°C]	100,116
Medeltemperatur segment 8 [°C]	91,155
Medeltemperatur segment 9 [°C]	85,450
Medeltemperatur segment 10 [°C]	84,588

Tabell A.2: Simuleringsvärde på lösningen med 8 inloppshål.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 8 inloppshål. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 8 inloppshål.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	291,555
Maxhastighet [m/s]	21,034
Maxtemperatur [°C]	66,756
Maxtemperatur fram [°C]	66,707
Medeltemperatur fram [°C]	46,931
Maxtemperatur bak [°C]	66,707
Medeltemperatur bak [°C]	46,931
Medeltemperatur segment 1 [°C]	51,617
Medeltemperatur segment 2 [°C]	51,091
Medeltemperatur segment 3 [°C]	59,806
Medeltemperatur segment 4 [°C]	59,191
Medeltemperatur segment 5 [°C]	65,438
Medeltemperatur segment 6 [°C]	64,034
Medeltemperatur segment 7 [°C]	57,670
Medeltemperatur segment 8 [°C]	58,874
Medeltemperatur segment 9 [°C]	51,995
Medeltemperatur segment 10 [°C]	50,323

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	277,078
Maxhastighet [m/s]	20,742
Maxtemperatur [°C]	113,560
Maxtemperatur fram [°C]	113,403
Medeltemperatur fram [°C]	65,406
Maxtemperatur bak [°C]	113,403
Medeltemperatur bak [°C]	65,406
Medeltemperatur segment 1 [°C]	71,610
Medeltemperatur segment 2 [°C]	86,418
Medeltemperatur segment 3 [°C]	81,944
Medeltemperatur segment 4 [°C]	100,440
Medeltemperatur segment 5 [°C]	110,353
Medeltemperatur segment 6 [°C]	105,249
Medeltemperatur segment 7 [°C]	92,831
Medeltemperatur segment 8 [°C]	79,936
Medeltemperatur segment 9 [°C]	82,914
Medeltemperatur segment 10 [°C]	73,459

Tabell A.3: Simuleringsvärde på lösning med 8 inloppshål och ny design på segmentvägg.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 8 inloppshål med ny segmentvägg. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 8 inloppshål med ny segmentvägg.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	148,258
Maxhastighet [m/s]	13,451
Maxtemperatur [°C]	63,493
Maxtemperatur fram [°C]	63,425
Medeltemperatur fram [°C]	46,291
Maxtemperatur bak [°C]	63,425
Medeltemperatur bak [°C]	46,291
Medeltemperatur segment 1 [°C]	53,819
Medeltemperatur segment 2 [°C]	52,446
Medeltemperatur segment 3 [°C]	58,21
Medeltemperatur segment 4 [°C]	57,152
Medeltemperatur segment 5 [°C]	62,253
Medeltemperatur segment 6 [°C]	61,595
Medeltemperatur segment 7 [°C]	57,303
Medeltemperatur segment 8 [°C]	57,441
Medeltemperatur segment 9 [°C]	52,296
Medeltemperatur segment 10 [°C]	52,651

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	148,023
Maxhastighet [m/s]	13,387
Maxtemperatur [°C]	107,076
Maxtemperatur fram [°C]	106,959
Medeltemperatur fram [°C]	59,451
Maxtemperatur bak [°C]	106,959
Medeltemperatur bak [°C]	59,451
Medeltemperatur segment 1 [°C]	79,266
Medeltemperatur segment 2 [°C]	77,431
Medeltemperatur segment 3 [°C]	90,876
Medeltemperatur segment 4 [°C]	88,717
Medeltemperatur segment 5 [°C]	103,722
Medeltemperatur segment 6 [°C]	97,007
Medeltemperatur segment 7 [°C]	90,737
Medeltemperatur segment 8 [°C]	89,384
Medeltemperatur segment 9 [°C]	76,154
Medeltemperatur segment 10 [°C]	78,017

Tabell A.4: Simuleringsvärde på lösning med 6 inloppshål.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 6 inloppshål. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 6 inloppshål.

Mätvärde	textbfVärde
Tryckfall [Pa]	397,789
Maxhastighet [m/s]	22,902
Maxtemperatur [°C]	59,336
Maxtemperatur fram [°C]	59,276
Medeltemperatur fram [°C]	45,543
Maxtemperatur bak [°C]	59,276
Medeltemperatur bak [°C]	45,543
Medeltemperatur segment 1 [°C]	52,104
Medeltemperatur segment 2 [°C]	54,283
Medeltemperatur segment 3 [°C]	53,780
Medeltemperatur segment 4 [°C]	54,362
Medeltemperatur segment 5 [°C]	58,246
Medeltemperatur segment 6 [°C]	56,423
Medeltemperatur segment 7 [°C]	54,012
Medeltemperatur segment 8 [°C]	53,833
Medeltemperatur segment 9 [°C]	54,173
Medeltemperatur segment 10 [°C]	50,872

Mätvärde	textbfVärde
Tryckfall [Pa]	396,391
Maxhastighet [m/s]	22,668
Maxtemperatur [°C]	94,741
Maxtemperatur fram [°C]	94,632
Medeltemperatur fram [°C]	59,912
Maxtemperatur bak [°C]	94,632
Medeltemperatur bak [°C]	59,912
Medeltemperatur segment 1 [°C]	76,070
Medeltemperatur segment 2 [°C]	82,893
Medeltemperatur segment 3 [°C]	82,010
Medeltemperatur segment 4 [°C]	79,681
Medeltemperatur segment 5 [°C]	91,530
Medeltemperatur segment 6 [°C]	88,490
Medeltemperatur segment 7 [°C]	82,451
Medeltemperatur segment 8 [°C]	80,790
Medeltemperatur segment 9 [°C]	83,638
Medeltemperatur segment 10 [°C]	73,030

Tabell A.5: Simuleringsvärde på lösning med 6 inloppshål och ny design på segmentvägg.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 6 inloppshål med ny segmentvägg. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 6 inloppshål med ny segmentvägg.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	219,117
Maxhastighet [m/s]	15,544
Maxtemperatur [°C]	57,454
Maxtemperatur fram [°C]	57,381
Medeltemperatur fram [°C]	45,382
Maxtemperatur bak [°C]	57,383
Medeltemperatur bak [°C]	45,383
Medeltemperatur segment 1 [°C]	53,337
Medeltemperatur segment 2 [°C]	53,630
Medeltemperatur segment 3 [°C]	53,744
Medeltemperatur segment 4 [°C]	53,521
Medeltemperatur segment 5 [°C]	56,573
Medeltemperatur segment 6 [°C]	54,789
Medeltemperatur segment 7 [°C]	53,318
Medeltemperatur segment 8 [°C]	54,042
Medeltemperatur segment 9 [°C]	53,753
Medeltemperatur segment 10 [°C]	53,180

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	219,461
Maxhastighet [m/s]	15,296
Maxtemperatur [°C]	90,399
Maxtemperatur fram [°C]	90,296
Medeltemperatur fram [°C]	56,853
Maxtemperatur bak [°C]	90,296
Medeltemperatur bak [°C]	56,853
Medeltemperatur segment 1 [°C]	78,467
Medeltemperatur segment 2 [°C]	79,586
Medeltemperatur segment 3 [°C]	79,918
Medeltemperatur segment 4 [°C]	77,898
Medeltemperatur segment 5 [°C]	87,507
Medeltemperatur segment 6 [°C]	86,068
Medeltemperatur segment 7 [°C]	78,378
Medeltemperatur segment 8 [°C]	79,000
Medeltemperatur segment 9 [°C]	79,814
Medeltemperatur segment 10 [°C]	79,039

Tabell A.6: Simuleringsvärde på lösning med 4 inloppshål.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 4 inloppshål. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 4 inloppshål.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	525,867
Maxhastighet [m/s]	22,676
Maxtemperatur [°C]	58,087
Maxtemperatur fram [°C]	58,002
Medeltemperatur fram [°C]	45,400
Maxtemperatur bak [°C]	58,002
Medeltemperatur bak [°C]	45,400
Medeltemperatur segment 1 [°C]	53,956
Medeltemperatur segment 2 [°C]	56,479
Medeltemperatur segment 3 [°C]	54,729
Medeltemperatur segment 4 [°C]	48,944
Medeltemperatur segment 5 [°C]	53,222
Medeltemperatur segment 6 [°C]	51,455
Medeltemperatur segment 7 [°C]	48,994
Medeltemperatur segment 8 [°C]	53,992
Medeltemperatur segment 9 [°C]	57,411
Medeltemperatur segment 10 [°C]	53,525

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	518,5
Maxhastighet [m/s]	22,348
Maxtemperatur [°C]	92,268
Maxtemperatur fram [°C]	92,118
Medeltemperatur fram [°C]	56,739
Maxtemperatur bak [°C]	92,118
Medeltemperatur bak [°C]	56,739
Medeltemperatur segment 1 [°C]	82,055
Medeltemperatur segment 2 [°C]	88,168
Medeltemperatur segment 3 [°C]	81,151
Medeltemperatur segment 4 [°C]	66,051
Medeltemperatur segment 5 [°C]	75,409
Medeltemperatur segment 6 [°C]	74,065
Medeltemperatur segment 7 [°C]	67,192
Medeltemperatur segment 8 [°C]	80,328
Medeltemperatur segment 9 [°C]	90,325
Medeltemperatur segment 10 [°C]	81,043

Tabell A.7: Simuleringsvärde på lösning med 2 inloppshål.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 2 inloppshål. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 2 inloppshål.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	1468,688
Maxhastighet [m/s]	47,429
Maxtemperatur [°C]	60,553
Maxtemperatur fram [°C]	60,404
Medeltemperatur fram [°C]	47,249
Maxtemperatur bak [°C]	60,404
Medeltemperatur bak [°C]	47,249
Medeltemperatur segment 1 [°C]	52,272
Medeltemperatur segment 2 [°C]	57,028
Medeltemperatur segment 3 [°C]	58,401
Medeltemperatur segment 4 [°C]	60,004
Medeltemperatur segment 5 [°C]	47,638
Medeltemperatur segment 6 [°C]	47,399
Medeltemperatur segment 7 [°C]	58,860
Medeltemperatur segment 8 [°C]	57,718
Medeltemperatur segment 9 [°C]	56,704
Medeltemperatur segment 10 [°C]	52,089

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	1482,773
Maxhastighet [m/s]	45,023
Maxtemperatur [°C]	94,799
Maxtemperatur fram [°C]	94,382
Medeltemperatur fram [°C]	60,064
Maxtemperatur bak [°C]	94,382
Medeltemperatur bak [°C]	60,064
Medeltemperatur segment 1 [°C]	75,053
Medeltemperatur segment 2 [°C]	86,735
Medeltemperatur segment 3 [°C]	89,355
Medeltemperatur segment 4 [°C]	93,239
Medeltemperatur segment 5 [°C]	62,256
Medeltemperatur segment 6 [°C]	66,450
Medeltemperatur segment 7 [°C]	91,600
Medeltemperatur segment 8 [°C]	87,447
Medeltemperatur segment 9 [°C]	87,962
Medeltemperatur segment 10 [°C]	73,602

Tabell A.8: Simuleringsvärde på lösning med 2 inloppshål och ny design på segmentvägg.

(a) Simuleringsvärde vid 1,8 C på lösning med 2 inloppshål med ny segmentvägg. (b) Simuleringsvärde vid 3,0 C på lösning med 2 inloppshål med ny segmentvägg.

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	1204,68
Maxhastighet [m/s]	46,903
Maxtemperatur [°C]	56,488
Maxtemperatur fram [°C]	56,379
Medeltemperatur fram [°C]	45,123
Maxtemperatur bak [°C]	56,379
Medeltemperatur bak [°C]	45,123
Medeltemperatur segment 1 [°C]	53,472
Medeltemperatur segment 2 [°C]	54,159
Medeltemperatur segment 3 [°C]	55,109
Medeltemperatur segment 4 [°C]	54,976
Medeltemperatur segment 5 [°C]	47,145
Medeltemperatur segment 6 [°C]	47,220
Medeltemperatur segment 7 [°C]	52,787
Medeltemperatur segment 8 [°C]	55,870
Medeltemperatur segment 9 [°C]	54,448
Medeltemperatur segment 10 [°C]	53,139

Mätvärde	Värde
Tryckfall [Pa]	1186,633
Maxhastighet [m/s]	47,451
Maxtemperatur [°C]	87,064
Maxtemperatur fram [°C]	86,605
Medeltemperatur fram [°C]	56,197
Maxtemperatur bak [°C]	86,605
Medeltemperatur bak [°C]	56,197
Medeltemperatur segment 1 [°C]	81,050
Medeltemperatur segment 2 [°C]	80,119
Medeltemperatur segment 3 [°C]	85,951
Medeltemperatur segment 4 [°C]	81,931
Medeltemperatur segment 5 [°C]	59,814
Medeltemperatur segment 6 [°C]	61,306
Medeltemperatur segment 7 [°C]	81,585
Medeltemperatur segment 8 [°C]	84,450
Medeltemperatur segment 9 [°C]	82,079
Medeltemperatur segment 10 [°C]	78,437

A.2 Simuleringsvärden radiator

Tabell A.9: Utloppstemperaturer för kylarvätskan i radiatoren.

Radiatorkonstruktion	Utloppstemperatur [°C]
Original	44,47
-20% djup	44,53
+20% djup	44,31
-20% höjd	44,54
+20% höjd	44,40
-20% bredd	44,73
+20% bredd	44,35
-20% djup, +20% höjd	44,47
-20% djup, +20% bredd	44,49
-20% höjd, +20% djup	44,54
-20% höjd, +20% bredd	44,50
-20% bredd, +20% djup	44,46
-20% bredd, +20% höjd	44,45
Slutgiltig lösning	44,47

INSTITUTIONEN FÖR MEKANIK OCH MARITIMA VETENSKAPER

CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA

Göteborg, Sverige 2026

www.chalmers.se



CHALMERS