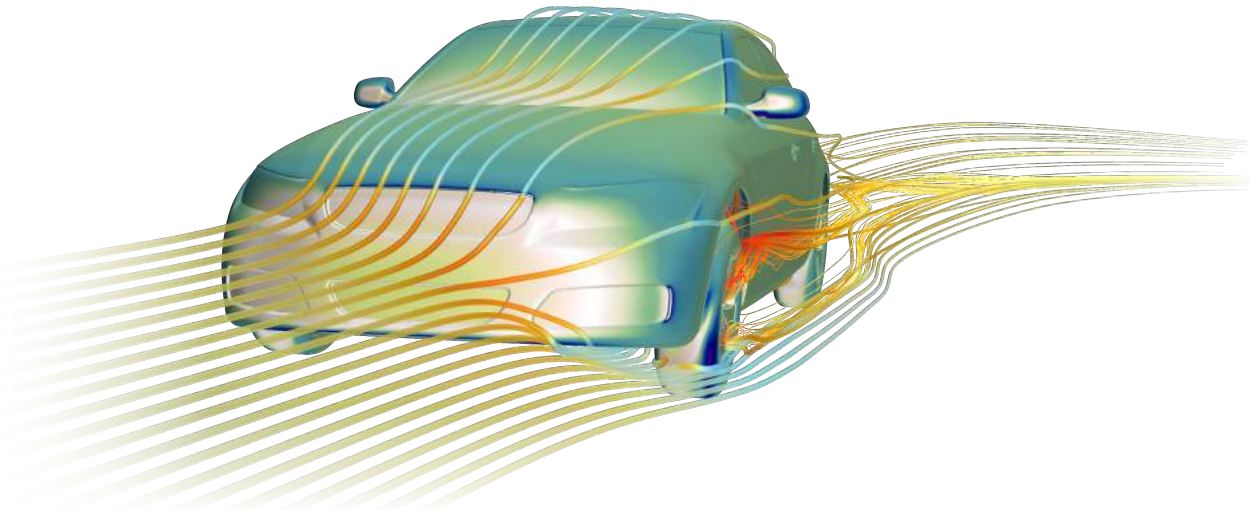
CHALMERS



# Numerisk beräkning av luftmotstånd på en personbil vid kurvtagning

Kandidatarbete i tillämpad mekanik

ALIKI BERNDTSSON
ROBIN HAGVALL
ERIK JOSEFSSON
FILIP LJUNGQVIST
MATTIAS PERSSON
LOVE ROOS

Institutionen för tillämpad mekanik
CHALMERS TEKNISKA HÖGSKOLA
Göteborg, Sverige 2017

Kandidatarbete 2017:05

# Numerisk beräkning av luftmotstånd på en personbil vid kurvtagning

ALIKI BERNDTSSON
ROBIN HAGVALL
ERIK JOSEFSSON
FILIP LJUNGQVIST
MATTIAS PERSSON
LOVE ROOS

CHALMERS

Institutionen för tillämpad mekanik
*Avdelningen för fordonsteknik och autonoma system*
Chalmers tekniska högskola
Göteborg, Sverige 2017

Numerisk beräkning av luftmotstånd på en personbil vid kurvtagning

ALIKI BERNDTSSON
ROBIN HAGVALL
ERIK JOSEFSSON
FILIP LJUNGQVIST
MATTIAS PERSSON
LOVE ROOS

© ALIKI BERNDTSSON, ROBIN HAGVALL, ERIK JOSEFSSON, FILIP LJUNGQVIST, MATTIAS PERSSON, LOVE ROOS, 2017.

Handledare: Magnus Urquhart, avdelningen för fordonsteknik och autonoma system
Examinator: Simone Sebben, avdelningen för fordonsteknik och autonoma system

ISSN 1654-4676
Kandidatarbete 2017:05
Institutionen för tillämpad mekanik
Avdelningen för fordonsteknik och autonoma system
Chalmers tekniska högskola
SE-412 96 Göteborg
Telefon +46 31 772 1000

Försättsblad: $C_D$ på ytan samt strömlinjer, färgade efter hastighet, längs DrivAer vid en kurvradie på 100 m.

Typsatt i LaTeX
Göteborg, Sverige 2017

# Sammandrag

Inom fordonsindustrin ligger idag stort fokus på att minska utsläpp från personbilar. Ett steg i detta är att minska bränsleförbrukning genom förbättring av fordonens aerodynamik. Bränsleförbrukningen mäts genom standardiserade körcykler som inte tar hänsyn till de aerodynamiska förlusterna som uppstår vid kurvtagning. Det är idag oklart huruvida detta ger en påtaglig inverkan på bränsleförbrukningen.

Syftet med den här studien är att skapa förståelse för hur luftmotståndet hos en personbil påverkas vid kurvtagning. Då industrin idag undersöker hur sidvind påverkar aerodynamiken genom att snedställa fordonet i en vindtunnel är det av stort intresse att undersöka om detta kan användas för att approximera kurvtagning. Studien inriktar sig därför främst på att, med hjälp av programvara för *Computational Fluid Dynamics* (CFD) och fordonsmodellen DrivAer, simulera och studera skillnaden mellan tre olika strömningsfall: körning på raksträcka, snedställning och kurvtagning.

Resultatet visar att luftmotståndet ökar vid kurvtagning jämfört med snedställning och att sidkraften riktas inåt kurvan, medan den vid snedställning riktas åt motsatt håll. Vidare visar det sig att öppna fälgar ger större påverkan på luftmotståndet vid kurvtagning än stängda fälgar. Dessutom konstateras att kraftkoefficienterna $C_D$, $C_L$ och $C_S$ är kraftigt beroende av kurvradien.

Det är tydligt att kurvtagning har stor påverkan på aerodynamiken. Exempelvis ökar $C_D$ med 11 % mellan rak körning och körning i en kurva med en radie på 200 m.

Nyckelord: CFD, aerodynamik, luftmotstånd, lyftkraft, sidkraft, kurvtagning, DrivAer, MRF

# Abstract

There is an aim in the vehicle industry to minimize pollution. One step towards accomplishing this is to minimize fuel consumption by improving the aerodynamics of vehicles. Fuel consumption is measured by standardized driving cycles which do not consider aerodynamic losses caused by cornering. It is uncertain whether or not cornering has a significant impact on fuel consumption.

The purpose of this study is to establish an understanding of how the drag force on a vehicle is affected by cornering. Since the industry examines how crosswind affect the aerodynamics by placing the vehicle at an angle in the wind tunnel, it is of great interest to investigate whether or not this method could be used to approximate cornering. Therefore, with the help of *Computational Fluid Dynamics* (CFD) and a vehicle model called DrivAer, this study mainly focuses on simulating and examining the difference between three cases: driving straight ahead, at angle to the flow and cornering.

The results show that the drag force increases when cornering, compared to placing the model at an angle. It also shows that the side force when cornering is directed inwards, while it by placing the vehicle at an angle, is directed in the opposite direction. It also shows that while cornering, open rims have a larger impact on the drag force than closed rims. Furthermore the studie shows that the force coefficients $C_D$, $C_L$ and $C_S$ are heavily dependent on the cornering radius.

The study makes it apparent that cornering affects the aerodynamics considerably, with an increase in $C_D$ of 11 % between driving in a straight line and in a corner of radius 200 m.



Keywords: CFD, aerodynamics, drag force, lift force, side force, cornering, DrivAer, MRF

# Tillkännagivanden

Vi vill rikta ett stort tack till Magnus Urquhart, doktorand i forskargruppen för fordonsaerodynamik, för handledning genom den här studien. Magnus har med sitt djupa kunnande, i kombination med en outtröttlig vilja att hjälpa och lära ut, varit en ovärderlig källa för kunskap och motivation.

Ett tack riktas också till Simone Sebben, docent och avdelningschef för fordonsteknik och autonoma system, för möjligheten att genomföra den här studien. Simone har gett inspirerande föreläsningar och har med sin erfarenhet kunnat ge nya intressanta infallsvinklar i studien.

Slutligen vill vi tacka Emil Ljungskog, doktorand i forskargruppen för fordonsaerodynamik, som genom sin expertis inom bland annat programvarorna ANSA och StarCCM+ har varit till stor hjälp.

Författarna, Göteborg, maj 2017

# Innehåll

**Nomenklatur och förkortningar** **xiii**

**Figurer** **xvii**

**Tabeller** **xix**

**1 Inledning** **1**
1.1 Bakgrund . . . 1
1.2 Syfte . . . 2
1.3 Mål . . . 2
1.4 Avgränsningar . . . 2

**2 Strömningsteori** **5**
2.1 Reynolds transportteorem . . . 5
2.1.1 Bevarande av massa . . . 5
2.1.2 Bevarande av rörelsemängd . . . 5
2.2 Reynoldstal . . . 6
2.3 Krafter till följd av aerodynamik . . . 6
2.4 Kraft- och tryckkoefficienter . . . 6
2.5 Newtonsk fluid . . . 7
2.6 Navier-Stokes ekvationer . . . 7
2.7 Gränsskikt . . . 7

**3 CFD-teori** **9**
3.1 Turbulensmodellering . . . 9
3.1.1 Reynolds-averaged Navier-Stokes . . . 9
3.1.2 Turbulensmodellen k-$\epsilon$ . . . 9
3.2 Väggmodellering . . . 10
3.3 Finita volymsmetoden . . . 10
3.4 Roterande referensramar . . . 10

**4 Fordonsdynamisk teori** **13**
4.1 Styrvinkel . . . 13
4.2 Slipvinkel . . . 14
4.3 Rollvinkel . . . 14

**5 Metod** **15**
5.1 Förbearbetning . . . 15
5.1.1 Val och bearbetning av DrivAer-modell . . . 15
5.1.2 Konstruktion av beräkningsdomäner . . . 17
5.1.2.1 Rak beräkningsdomän . . . 17
5.1.2.2 Kurvad beräkningsdomän . . . 17
5.1.3 Modellering av kurvtagning . . . 18
5.1.3.1 Modellering i kurvad beräkningsdomän . . . 18
5.1.3.2 Modellering i rak beräkningsdomän . . . 19
5.1.4 Roterande referensramar . . . 20
5.1.4.1 MRF för kurvtagning . . . 20
5.1.4.2 MRF för fälgar . . . 20
5.1.5 Mesh . . . 20
5.1.5.1 Meshgenerering . . . 20
5.1.5.2 Meshstudie och slutgiltigt meshresultat . . . 22
5.2 CFD-simulering . . . 22
5.2.1 Randvillkor . . . 22
5.2.1.1 Randvillkor för fall R . . . 22
5.2.1.2 Randvillkor för fallen SuS och SmS . . . 24
5.2.1.3 Randvillkor för fallen K100, K200, K400 och K800 . 24
5.2.2 Lösningsmodeller . . . 25
5.2.3 Konvergens . . . 25
5.3 Efterbearbetning . . . 25
5.3.1 Framtagning av krafter och kraftkoefficienter . . . 25
5.3.2 Visualisering av krafter och kraftkoefficienter . . . 26

**6 Resultat** **27**
6.1 Öppna fälgar . . . 27
6.1.1 Luftmotstånd . . . 27
6.1.2 Lyftkraft . . . 30
6.1.3 Sidkraft . . . 31
6.2 Stängda fälgar . . . 33
6.3 Varierande kurvradie . . . 36

**7 Diskussion** **41**
7.1 Metoddiskussion . . . 41
7.2 Luftmotstånd vid kurvtagning . . . 41
7.3 Snedställning som approximativ kurvtagning . . . 42
7.3.1 Simulering av kurvtagning utan slipvinkel . . . 42
7.3.2 Spegelvänd vakstruktur . . . 43
7.4 Olika kurvradier . . . 43
7.5 Kurvad luftmotståndskoefficient . . . 44
7.6 Jämförelse med tidigare forskning . . . 44
7.7 Vidare forskning . . . 44
7.7.1 Geometriförändringar . . . 45
7.7.2 Fler snedställningsvinklar . . . 45
7.7.3 Varför ökar $C_D$ för fall SuS när fälgarna stängs? . . . 45

7.7.4 Variation av flödeshastighet . . . . . 45
7.7.5 Krafters påverkan på körbarheten . . . . . 45
7.7.6 Kurvtagningens påverkan på en körcykel . . . . . 46

**8 Slutsats** **47**

**Litteraturförteckning** **49**

**A Field functions i StarCCM+** **I**

**B Beräkningsdomänens gränser** **III**

**C Uppdelning av DrivAer** **V**

**D Sidkraftskoefficient del för del** **VII**

**E Luftmotståndskoefficient del för del** **IX**

**F Illustration av $y^+$** **XI**

# Nomenklatur och förkortningar

**Strömningsteori**

| | |
|---|---|
| $\mu$ | Dynamisk viskositet [kg/s $\cdot$ m] |
| $\nu$ | Kinematisk viskositet [m$^2$/s] |
| $\rho$ | Densitet [kg/m$^3$] |
| $\tau$ | Skjuvspänning [N/m$^2$] |
| $\varepsilon_{ijk}$ | Levi-Civita tensorn |
| $a$ | Acceleration [m/s$^2$] |
| $A_p$ | Projicerad area [m$^2$] |
| $C_D$ | Luftmotståndskoefficient [-] |
| $C_L$ | Lyftkraftskoefficient [-] |
| $C_p$ | Tryckkoefficient [-] |
| $C_S$ | Sidkraftskoefficient [-] |
| $F_D$ | Luftmotstånd [N] |
| $F_L$ | Lyftkraft [N] |
| $F_S$ | Sidkraft [N] |
| $g$ | Tyngdacceleration [m/s$^2$] |
| $m$ | Massa [kg] |
| $p$ | Tryck [Pa] |

| | |
|---|---|
| $Re$ | Reynoldstal [-] |
| $u$ | Hastighetsfältets komposant i $x$-led [m/s] |
| $v$ | Hastighetsfältets komposant i $y$-led [m/s] |
| $w$ | Hastighetsfältets komposant i $z$-led [m/s] |
| $y^+$ | Dimensionslöst väggavstånd [-] |
| $\Phi_\infty$ | Värdet på godtycklig storhet $\Phi$ i friströmmen [$\Phi$] |
| $\bar{\Phi}$ | Tidsmedelvärderad storhet [$\Phi$] |
| $\Phi'$ | Fluktuation från tidsmedelvärdet [$\Phi$] |
| Count $C_i$ | 0,001 $C_i$ [-] |

**Fordonsdynamik**

| | |
|---|---|
| $\beta$ | Slipvinkel [°] |
| $\delta_f$ | Styrvinkel [°] |
| $\phi$ | Rollvinkel [°] |
| $\theta$ | Snedställningsvinkel utan slip [°] |
| $\varphi$ | Snedställningsvinkel med slip [°] |
| $r$ | Kurvradie [m] |
| $l$ | Axelavstånd [m] |
| $l_f$ | Avstånd mellan tyngdpunkt och framaxel [m] |
| $l_r$ | Avstånd mellan tyngdpunkt och bakaxel [m] |

**Programvaror**

| | |
|---|---|
| ANSA | Programvara för bearbetning av geometrier |
| MATLAB | Programvara för matematiska och tekniska beräkningar |
| StarCCM+ | Programvara för CFD |

### Förkortningar

| | |
|---|---|
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| FVM | Finita volymmetoden |
| MRF | Multiple Reference Frames |
| RANS | Reynolds-averaged Navier-Stokes equations |
| WLTP | Worldwide harmonised Light vehicles Test Procedures |

### Beteckningar för studerade fall

| | |
|---|---|
| K100 | Kurvkörning med radie 100 m |
| K200 | Kurvkörning med radie 200 m |
| K400 | Kurvkörning med radie 400 m |
| K800 | Kurvkörning med radie 800 m |
| R | Rak körning |
| SmS | Snedställd med slipvinkel |
| SuS | Snedställd utan slipvinkel |

# Figurer


1.1 Schematisk illustration av de simulerade fallen. Pilarna visar flödesriktningen. . . . . 2

2.1 Illustration av koordinatsystem samt de krafter som verkar på en bil. 6
2.2 Gränsskikt längs en plan platta. . . . . 8

4.1 Enkelspårig fysikmodell som visar styrvinkeln $\delta_f$ samt slipvinkeln $\beta$. . 13
4.2 Förhållande mellan tyngdpunkt och hjul. . . . . 14

5.1 Flödesschema över metod. . . . . 15
5.2 Vald konfiguration av DrivAer-geometrin. . . . . 16
5.3 Volymen mellan ekrarna före respektive efter bearbetning. De röda linjerna visar hur volymen beskärs. . . . . 17
5.4 Rak samt kurvad beräkningsdomän. . . . . 18
5.5 Snedställningsvinkeln $\theta$, för SuS och SmS. . . . . 20
5.6 Områden med volymförfiningar i meshen. . . . . 21
5.7 Slutgiltig mesh med 36 miljoner celler. . . . . 23
5.8 Vinkeln $\xi$ för kraftberäkning. . . . . 26

6.1 Totaltryckskoefficienten $C_{p,tot}$, i de olika fallen. . . . . 28
6.2 $C_{p,tot}$ 100 mm bakom DrivAer. . . . . 29
6.3 Ackumulerad plot av $C_D$ över bilens längd med öppna fälgar. . . . . 30
6.4 $C_p$ på bakändan av DrivAer. . . . . 30
6.5 Tryckkoefficienten $C_p$, på bilens undersida för fallen K200 och SmS. . 31
6.6 Tryckkoefficienten $C_p$, från sidan för jämförelse mellan SmS och K200. 32
6.7 Skillnaden mellan stängda och öppna fälgar för $C_D$, $C_L$ och $C_S$. . . . 33
6.8 $\Delta C_D$ mellan stängda och öppna fälgar. . . . . 34
6.9 Ackumulerad plot av $C_D$ med stängda fälgar. . . . . 34
6.10 Isoytor av $C_{p,tot}$. . . . . 35
6.11 Kraftkoefficienter som funktion av kurvradie. . . . . 36
6.12 Totaltryckskoefficienten $C_{p,tot}$, för olika kurvradier. . . . . 37
6.13 Ackumulerad plot av $C_D$ för olika kurvradier. . . . . 38
6.14 Tryckkoefficient $C_p$ under DrivAer för olika kurvradier. . . . . 38
6.15 Tryckkoefficient $C_p$ på bakändan av DrivAer för olika kurvradier. . . 39

B.1 Namn på beräkningsdomänernas gränser. . . . . III

C.1 Grupperna för vilka kraftkoefficienterna studeras. . . . . V

F.1 $y^+$ för fall R. . . . . XI

# Tabeller


5.1 Studerade fall med beteckningar. . . . . 16
5.2 Fordonsrelaterade parametrar. . . . . 18
5.3 Däckparametrar. . . . . 19
5.4 Vinklar och lateralacceleration för respektive kurvradie. . . . . 19
5.5 Specifikation för volymförfiningar i meshen. . . . . 21
5.6 Ytförfiningar i meshen. . . . . 22
5.7 Randvillkor och referensramar för fall R. . . . . 23
5.8 Randvillkor och referensramar för fall SuS och SmS. . . . . 24
5.9 Randvillkor och referensramar för fall K100, K200, K400 samt K800. 24
5.10 Modeller i StarCCM+. . . . . 25

6.1 Resultat för simuleringar med öppna fälgar. . . . . 27
6.2 Lyftkrafterna samt resulterande moment för de olika fallen med öppna fälgar. . . . . 31
6.3 Resultat för simuleringar med stängda fälgar. . . . . 33
6.4 Resultat för simuleringar med varierande kurvradie. . . . . 36

7.1 Skillnad mellan SmS och K200, öppna och stängda fälgar. . . . . 42
7.2 $\Delta C_D$, varierande kurvradie. . . . . 43
7.3 $\Delta C_L$, varierande kurvradie . . . . . 43
7.4 $C_D$ med och utan kurvtagningsbidrag samt $\Delta C_D$. . . . . 44

D.1 Sidkraftskoefficient för fallen SmS och K200. . . . . VII

E.1 Luftmotståndskoefficient för fall R. . . . . IX
E.2 Luftmotståndskoefficient för fall SuS. . . . . IX
E.3 Luftmotståndskoefficient för fall SmS. . . . . X
E.4 Luftmotståndskoefficient för fall K200. . . . . X

# 1
# Inledning

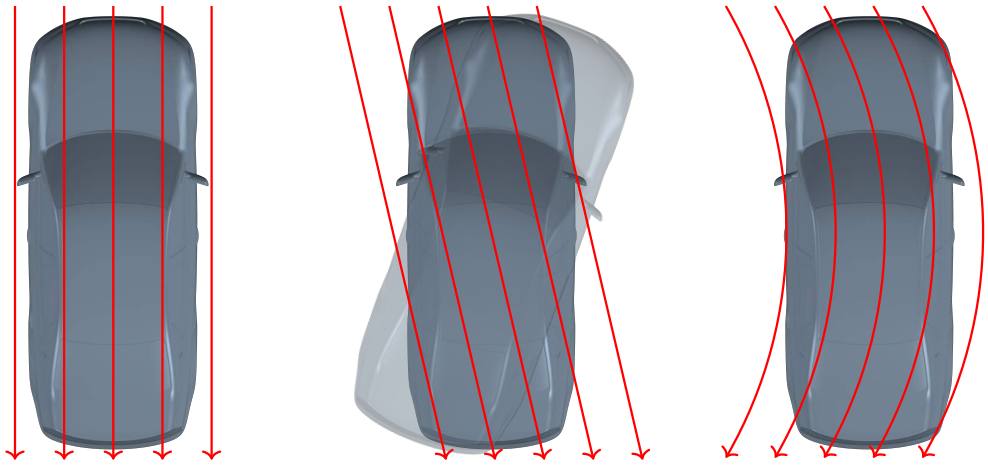
## 1.1 Bakgrund

Vägtransporter står idag för cirka en femtedel av EUs totala koldioxidemissioner [1]. Ett steg i att minska dessa utsläpp är att minska bränsleförbrukningen för personbilar. Då förbrukningen bland annat beror på luftmotstånd kan detta åstadkommas genom aerodynamiska förbättringar. I Europa mäts bränsleförbrukning genom körcykler såsom *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures* (WLTP). Sådana cykler behandlar dock enbart flöden i bilens rörelseriktning [2]. Då det tidigare konstaterats att aerodynamiken kring enkla geometrier kan påverkas vid kurvtagning är det av intresse att, för en personbil, analysera detta noggrannare och därmed möjliggöra aerodynamiska förbättringar för att minska emissioner [3].

I dagsläget undersöker industrin sidvind genom snedställning av fordon i vindtunnlar. Det vore fördelaktigt om detta kunde användas för att efterlikna effekterna av en verklig kurvtagning. Försök att efterlika kurvtagning har gjorts med exempelvis krökta vindtunnlar, vilket dock medför oönskade effekter så som tryckgradienter på väggarna [3].

Det är sedan tidigare känt att användning av öppna fälgar ger ett större luftmotstånd än stängda [4]. Det står dock inte klart hur luftmotståndet för respektive fälgtyp påverkas vid kurvtagning. Genom numeriska beräkningar för en bil som kör rakt, fall R, ett fall likt industrins snedställning med och utan slipvinkel, fall SuS och SmS, samt ett fall efterliknande kurvtagning, fall K200, kan en analys av resultaten ske. Samtliga fall visualiseras i figur 1.1 och simuleras med öppna respektive stängda fälgar för att sedan jämföras och analyseras. Slutligen undersöks hur olika kurvradier påverkar aerodynamiken.

Vid simuleringarna används den realistiska bilmodellen DrivAer, vilken är en kombination av BMW 3-serie och Audi A4 [5]. Modellen kan anpassas efter användarens önskemål. Valmöjligheterna innefattar bland annat ett realistiskt eller slätt underrede samt tre olika bakpartier. De bakpartier som finns att tillgå är *notchback*, vilket motsvarar en sedanmodell, *fastback* med längre sluttande bakruta samt *fullback* som motsvarar en kombimodell. Modellen är skapad av TU München. För mer information se [6].



(**a**) R (**b**) SuS och SmS (transparent) (**c**) K200

**Figur 1.1:** Schematisk illustration av de simulerade fallen. Pilarna visar flödesriktningen.

## 1.2 Syfte

Studien syftar till att skapa större förståelse för hur aerodynamiken hos en personbil påverkas vid kurvtagning. Inverkan av faktorer såsom olika kurvradier och användning av öppna respektive stängda fälgar ska undersökas. Utifrån detta utförs en analys över huruvida snedställning är en god approximation av kurvtagning.

## 1.3 Mål

Studien ska under vårterminen 2017, genom numeriska beräkningar, resultera i djupare förståelse för hur kurvtagning påverkar aerodynamiken för en personbil. Målet är att beräkna strömningsfälten för rak, snedställd samt kurvad vindriktning och sedan jämföra dessa.

## 1.4 Avgränsningar

Samtliga simuleringar utförs under antagande om stationär strömning. Detta innebär att varken bilens position eller storheter, så som hastighet och tryck, förändras med tiden. Antagandet är nödvändigt då studien har begränsad beräkningskapacitet och antaganden om instationär strömning skulle vara för tidskrävande [5]. Beräkningskapaciteten för studien är begränsad till 5000 coretimmar per månad på chalmersklustret Hebbe.

Diskretiseringen avgränsas till att maximalt omfatta 40 miljoner beräkningspunkter. Detta för att få en god balans mellan beräkningstid och noggrannhet.

Vidare försummas termodynamiska effekter på grund av förväntad liten påverkan i sammanhanget. Detta innebär bland annat att den turbulenta energin inte omvandlas till värme.

# 2

# Strömningsteori

*Detta kapitel beskriver den bakomliggande strömningsteori som används i samtliga simuleringar.*

## 2.1 Reynolds transportteorem

En kontrollvolym (*eng: control volume*), $CV$, är en godtyckligt vald volym som begränsas av kontrollytor (*eng: control surface*), $CS$. Låt $B$ beteckna en fluidegenskap, exempelvis massa, energi eller rörelsemängd, och låt $\beta$ beteckna mängden av $B$ per massenhet i ett godtyckligt fluidelement, det vill säga, $\beta = dB/dm$. Då gäller att [7]

$$\frac{d}{dt}\left(B_{\text{system}}\right) = \frac{d}{dt}\int_{CV} \beta\rho d\mathcal{V} + \int_{CS} \beta\rho\left(\mathbf{V}_r \cdot \mathbf{n}\right) dA, \tag{2.1}$$

där $\rho$ är fluidens densitet, $\mathbf{n}$ är kontrollvolymens utåtriktade normalvektor, $d\mathcal{V}$ är volymelementet och $\mathbf{V}_r$ är fluidens hastighet relativt kontrollvolymen. Eftersom $B$ kan beteckna alla olika fluidegenskaper, så kan alla grundläggande lagar skrivas på kontrollvolymsform.

### 2.1.1 Bevarande av massa

För ett slutet system gäller att massförändringen med avseende på tid $\dot{m} = 0$. Detta i kombination med att välja $B$ som massa i ekvation (2.1), ger att [7]

$$\left(\frac{dm}{dt}\right)_{\text{system}} = 0 = \frac{d}{dt}\int_{CV} \rho d\mathcal{V} + \int_{CS} \rho\left(\mathbf{V}_r \cdot \mathbf{n}\right) dA. \tag{2.2}$$

### 2.1.2 Bevarande av rörelsemängd

För att studera en fluids kraftbalans väljs $B$ i ekvation (2.1) till rörelsemängden $m\mathbf{V}$. Detta ger [7]

$$\frac{d}{dt}\left(m\mathbf{V}\right)_{\text{system}} = \sum \mathbf{F}_{\text{system}} = \frac{d}{dt}\int_{CV} \rho\mathbf{V} d\mathcal{V} + \int_{CS} \rho\mathbf{V}\left(\mathbf{V}_r \cdot \mathbf{n}\right) dA, \tag{2.3}$$

vilket beskriver kraftresultanten på en kontrollvolym.

## 2.2 Reynoldstal

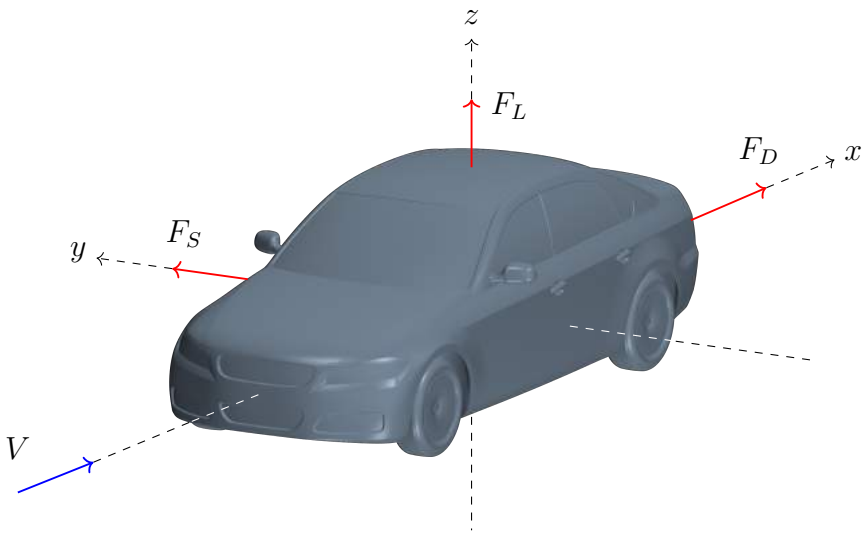
Reynoldstalet definieras som [7]

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu}, \tag{2.4}$$

där $L$ och $V$ är flödets karaktäristiska längd respektive hastighet och $\mu$ är den dynamiska viskositeten. Reynoldstalet är ett dimensionslöst tal som beskriver förhållandet mellan tröghetskrafter och viskösa krafter för newtonska fluider, och används för att karaktärisera olika flödesdomäner.

## 2.3 Krafter till följd av aerodynamik

För att beskriva de krafter som verkar på en kropp till följd av aerodynamiken projiceras krafterna på tre koordinataxlar enligt figur 2.1. Krafterna betecknas $F_D$, $F_S$ samt $F_L$, för luftmotstånd, sidkraft respektive lyftkraft, och är positiva i koordinataxlarnas positiva riktningar.




**Figur 2.1:** Illustration av koordinatsystem samt de krafter som verkar på en bil.

## 2.4 Kraft- och tryckkoefficienter

Kraftkoefficienterna för luftmotstånd, lyftkraft och sidkraft, $C_D$, $C_L$ respektive $C_S$, är dimensionslösa och definieras utifrån en kropps karaktäristiska area, $A_p$, vilken kan skilja sig mellan olika kroppar [7]. Kraftkoefficienternas storlek kan anges i *counts*, där 0,001 $C_{D,L,S} = 1$ count $C_{D,L,S}$.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2 A_p} \tag{2.5}$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2 A_p} \tag{2.6}$$

$$C_S = \frac{F_S}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2 A_p}. \tag{2.7}$$

Totaltryckskoefficienten är definierad som [7]

$$C_{p,tot} = \frac{p_{tot}}{\frac{1}{2}\rho V_\infty^2}, \tag{2.8}$$

där $p_{tot}$ består av det statiska samt det dynamiska trycket enligt

$$p_{tot} = p_{stat} + \frac{1}{2}\rho V^2. \tag{2.9}$$

## 2.5 Newtonsk fluid

En fluid med en skjuvspänning, $\tau$, som är proportionell mot hastighetsgradienten enligt ekvation (2.10) kategoriseras som en newtonsk fluid [7].

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \tag{2.10}$$

## 2.6 Navier-Stokes ekvationer

Navier-Stokes ekvationer används för att beskriva hastighet och tryck i en fluid. För en inkompressibel samt newtonsk fluid beskrivs flödet enligt White [7] av

$$\rho\left(\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V}\cdot\nabla)\,\mathbf{V}\right) = -\nabla p + \mu\nabla^2\mathbf{V} + \rho\mathbf{g}, \tag{2.11}$$

där $\mathbf{g}$ är tyngdaccelerationen. Exempelvis fås i $x$-led

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) + \rho g_x. \tag{2.12}$$

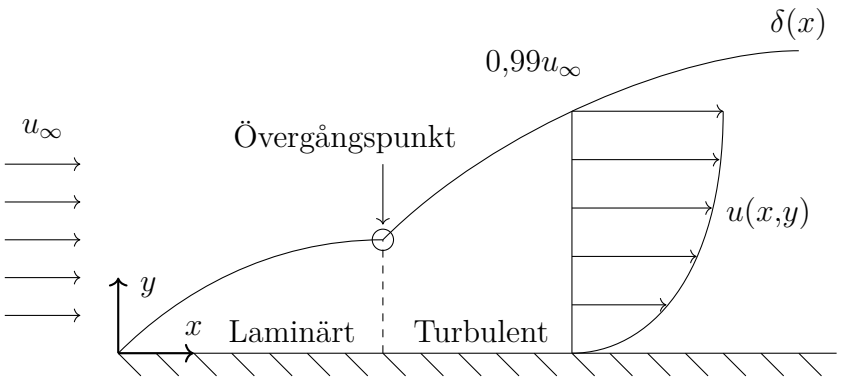
## 2.7 Gränsskikt

För ett flöde längs en plan platta med friströmshastighet $u_\infty$ bildas ett gränsskikt, vilket definieras av området där hastigheten $u < 0{,}99u_\infty$ [7], se figur 2.2. Gränsskiktet delas upp i ett laminärt och ett turbulent område, med övergångspunkt i $Re_x = 5 \cdot 10^5$. I det laminära området kan hastigheten beräknas och gränsskiktets tjocklek $\delta$ bestämmas till [7]

$$\frac{\delta}{x} \approx \frac{5{,}0}{\sqrt{Re_x}}, \tag{2.13}$$

där $Re_x$ är Reynoldstalet vid $x = L$. För det turbulenta området kan gränsskiktets tjocklek bestämmas av

$$\frac{\delta}{x} \approx \frac{0{,}16}{Re_x^{1/7}}. \tag{2.14}$$




**Figur 2.2:** Gränsskikt längs en plan platta.

# 3

# CFD-teori

*Vid CFD-simuleringar beräknas problem inom strömningsmekanik numeriskt. Nedan redovisas matematiska modeller samt metodik som är av intresse i denna studie.*

## 3.1 Turbulensmodellering

När Navier-Stokes ekvationer löses numeriskt kan modeller användas för att behandla turbulensen. De modeller som används i denna studie presenteras nedan.

### 3.1.1 Reynolds-averaged Navier-Stokes

Vid turbulent flöde gäller att fluidens tryck och hastighet varierar snabbt och slumpmässigt i tid och rum [7]. För att kunna modellera turbulent flöde krävs vissa förenkligar av aktuella hastighets-, tryck- och skjuvspänningstermer. Dessa delas därmed upp i tidsmedelvärderade och fluktuerande termer. Exempelvis fås för hastighetstermen i $x$-led att $u = \bar{u} + u'$, där $\bar{u}$ är den tidsmedelvärderade hastigheten och den fluktuerande termen $u'$ är hastighetens avvikelse från sitt medelvärde.

Insättning i Navier-Stokes ekvationer (2.12) resulterar i Reynolds-averaged Navier-Stoke (RANS). I $x$-led fås

$$\begin{aligned}\rho\left(\frac{\partial\bar{u}}{\partial t}+\bar{u}\frac{\partial\bar{u}}{\partial x}+\bar{v}\frac{\partial\bar{u}}{\partial y}+\bar{w}\frac{\partial\bar{u}}{\partial z}\right) = &-\frac{\partial\bar{p}}{\partial x}+\mu\left(\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial y^2}+\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial z^2}\right)\\ &-\rho\left(\frac{\overline{\partial\left(u'u'\right)}}{\partial x}+\frac{\overline{\partial\left(u'v'\right)}}{\partial y}+\frac{\overline{\partial\left(u'w'\right)}}{\partial z}\right),\end{aligned} \tag{3.1}$$

med analoga samband för $y$- och $z$-led. Högerledets sista term innehåller de så kallade turbulenta spänningarna, vilka kan modelleras med olika turbulensmodeller.

### 3.1.2 Turbulensmodellen k-$\epsilon$

En turbulensmodell som kan användas vid CFD-beräkningar är k-$\epsilon$. Denna löser för två variabler, där $k$ är den turbulenta kinetiska energin och $\epsilon$ är dissipationstakten för den kinetiska energin. Metoden lämpar sig för flöden kring komplexa, externa geometrier tack vare dess snabba konvergens samt låga krav på arbetsminne [8].

## 3.2 Väggmodellering

I ett turbulent flöde vid en vägg definieras tre regioner [7]. Närmast väggen dominerar viskösa skjuvspänningar och längst ut dominerar turbulenta skjuvspänningar. Mellan dessa två finns ett överlapp där både viskösa och turbulenta skjuvspänningar är viktiga. Där kan hastigheter beräknas enligt log-lagen, som säger att

$$\frac{u}{u^*} \approx \frac{1}{\kappa} \ln \frac{yu^*}{\nu} + B, \tag{3.2}$$

där $\kappa = 0{,}41$, $B = 5{,}0$, $y$ är avståndet från väggen och $u^*$ ges av

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}} \approx 0{,}05 u_\infty, \tag{3.3}$$

där $\tau_{wall}$ är skjuvspänningarna vid väggen. De olika skiktens avgränsningar bestäms av en dimenstionslös storhet $y^+$, som beräknas enligt

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu}, \tag{3.4}$$

där log-lagen gäller för $30 < y^+ < 200$. För $y^+ < 5$ gäller att den dimensionslösa hastigheten

$$u^+ = \frac{u}{u^*} = y^+. \tag{3.5}$$

För *buffertlagret*, $5 < y^+ < 30$, gäller ingen av dessa lagar, det är därför fördelaktigt att undvika beräkningar i det intervallet.

## 3.3 Finita volymsmetoden

Finita volymsmetoden (FVM) är en metod för att diskretisera partiella differentialekvationer och är en vanlig teknik för CFD. Beräkningsdomänen delas upp i ett ändligt antal kontrollvolymer (celler) där konservationsekvationerna integreras i varje enskild cell och sedan löses numeriskt. Detta är en iterativ process där lösningen interpoleras till närliggande celler tills önskad konvergens uppnås. Tillsammans utgör alla celler en *mesh*. FVM ger en konservativ lösning och konvergens kan bevisas enligt Lax-Wendroffteoremet [9]. För mer detaljer, se Versteeg och Malalasekera [10].

## 3.4 Roterande referensramar

Genom att använda flera referensramar, *Multiple Reference Frames* (MRF), kan rörelse hos en geometri simuleras med en stationär mesh [11]. Detta gör att vissa transienta förlopp kan simuleras med en stationär lösning. För en roterande referensram kan hastigheten i denna relateras till en stationär referensram enligt

$$\mathbf{V}_0 = \mathbf{V}_R + \mathbf{\Omega}_R \times \mathbf{r}, \tag{3.6}$$

där 0 och $R$ betecknar den stationära respektive roterande referensramen samt $\mathbf{\Omega}$ är rotationsvektorn. Insatt i ekvation (2.11) fås, under antagandet att rotationshastigheten är konstant, Navier-Stokes ekvationer transformerade till den roterande referensramen. Dessa kan med indexnotation enligt Ljungskog [12] skrivas som

$$\rho\left(\frac{\partial}{\partial x_j}\left(V_{R,i}V_{R,j}\right)+2\varepsilon_{ijk}\Omega_j V_{R,k}+\varepsilon_{ijk}\Omega_j\varepsilon_{klm}\Omega_m\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\mu\frac{\partial^2 V_{R,i}}{\partial x_j\partial x_j}. \tag{3.7}$$

Notera dock att modellering med MRF enbart ger en approximation av rörelse, vilket bör tas hänsyn till vid analys av resultaten.

# 4

# Fordonsdynamisk teori

*Detta kapitel redogör för de fordonsdynamiska samband som beaktas vid positionering av modellen i beräkningsdomänerna under stationära tillstånd. För mer djupgående läsning kring fordonsdynamik hänvisas till Jacobson [13]. Slip-, styr- och rollvinkel beräknas för en enkelspårig fysikmodell.*

## 4.1 Styrvinkel

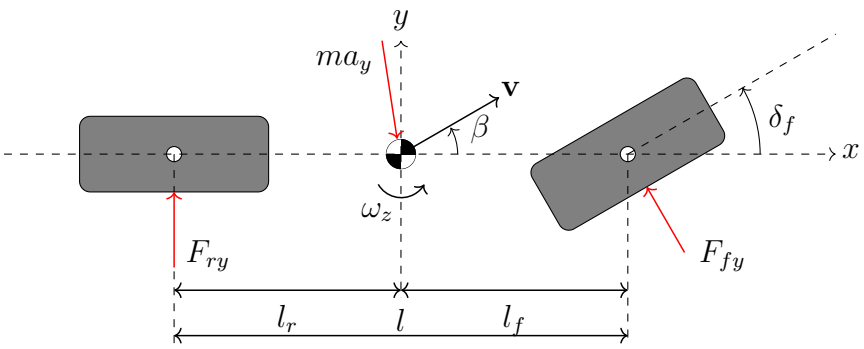
Hjulets styrvinkel, $\delta_f$, definieras som vinkeln mellan främre hjulets longitudaxel och fordonets longitudaxel, se figur 4.1. Vinkeln beräknas som

$$\delta_f = \frac{l}{r} + K_u \frac{m v_x^2}{r} \tag{4.1}$$

där understyrningsgradienten, $K_u$, definieras som

$$K_u = \frac{C_r l_r - C_f l_f}{C_f C_r l} \tag{4.2}$$

och beror på bak- och framdäckens respektive svängstyvhet, $C_r$ och $C_f$ (*eng: wheel cornering stiffness*). Koefficienterna är relaterade till friktionen mellan däck och vägunderlag [13].

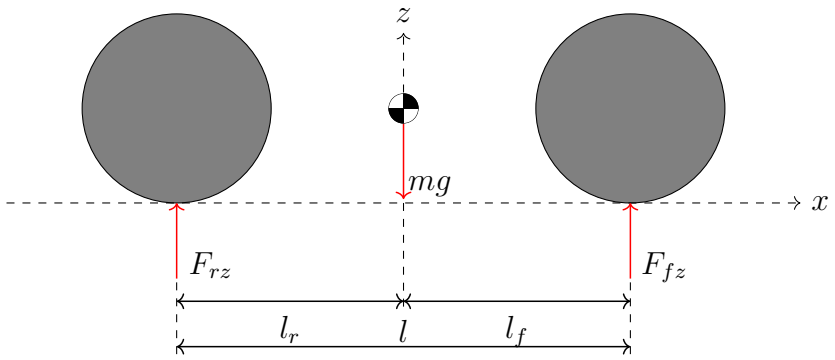



**Figur 4.1:** Enkelspårig fysikmodell som visar styrvinkeln $\delta_f$ samt slipvinkeln $\beta$.

Parametrarna $C_r$ respektive $C_f$ definieras enligt ekvation (4.3), där index $i$ betecknar bak- respektive framhjul, $r$ samt $f$ [14].

$$C_i = p_1 \cdot \sin\left[2 \cdot \arctan\left(\frac{F_{iz}}{p_2}\right)\right] \tag{4.3}$$

Kraften $F_{iz}$ beskriver hjulens respektive normalkrafter i stillastående tillstånd och beräknas genom att ta momentjämvikt kring tyngdpunkten enligt figur 4.2. Koefficienterna $p_1$ och $p_2$ betecknar däckens lastberoende svängstyvhet (*eng: tyre cornering stiffness load dependancy*).




**Figur 4.2:** Förhållande mellan tyngdpunkt och hjul.

## 4.2 Slipvinkel

Slipvinkeln $\beta$ definieras enligt figur 4.1, denna beror på hastighetskomposanterna $v_x$ samt $v_y$ och definieras som

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right), \tag{4.4}$$

där hastigheten $v_x$ är känd och $v_y$ kan beräknas utifrån [13]

$$\frac{v_y}{v_x \delta_f} = \frac{C_f C_r l_r l - C_f l_f m v_x^2}{C_f C_r l^2 - (C_f l_f - C_r l_r) m v_x^2}. \tag{4.5}$$

## 4.3 Rollvinkel

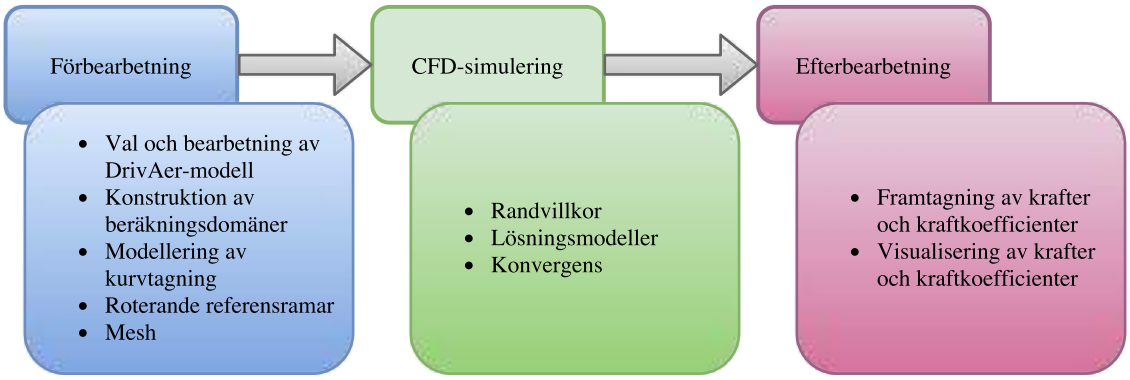
Rollvinkeln $\phi$ definieras som en vinkel runt den longitudinella axel fordonet roterar kring och beräknas med hjälp av rollgradienten $K_\phi$ [15]

$$K_\phi = \frac{\phi}{a_y}. \tag{4.6}$$

Här beräknas lateralaccelerationen som $a_y = v_x^2/r$. Rollgradienten $K_\phi$ kan vid stationär kurvtagning interpoleras ur experimentell data och finns i vissa fall tillgänglig i tabeller för olika fordonstyper [15], [16].

# 5
# Metod

*Följande kapitel behandlar de metoder som under studien används vid CFD-beräkningarna. Arbetsprocessen är strukturerad kring tre huvudområden, vilka följer i kronologisk ordning och framgår i figur 5.1.*




**Figur 5.1:** Flödesschema över metod.

Då syftet med studien är att finna och presentera eventuella tendenser till aerodynamisk påverkan som följd av kurvtagning betraktas ett antal olika strömningsscenarier. Dessa scenarier inkluderar varierande utformning av beräkningsdomäner, sned-ställningsvinklar, fälgkonfigurationer, hänsyn till fordonsdynamiska modeller samt kurvradier. Fallen som undersöks presenteras i tabell 5.1. Dessa studeras inledningsvis med öppna fälgar. Fall R, SuS, SmS samt K200 simuleras även med stängda fälgar.

## 5.1 Förbearbetning

Förbearbetningsmomentet behandlar de steg som måste utföras innan simuleringar kan genomföras. Momentet innefattar bearbetning av geometrier, konstruktion av beräkningsdomäner, modellering av strömningsfall samt konstruktion av mesh.

### 5.1.1 Val och bearbetning av DrivAer-modell

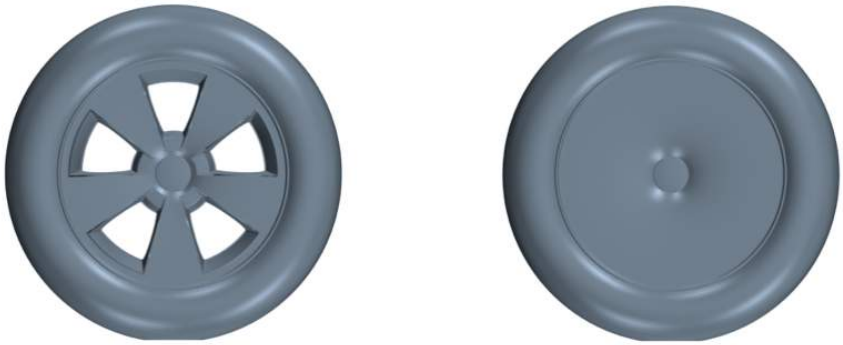
Av de utformningsalternativ som DrivAer-modellen möjliggör väljs sedanmodellen ut, vilken visas i figur 5.2a. Sedanmodellen väljs med förslutet motorutrymme och

**Tabell 5.1:** Studerade fall med beteckningar.

| Fall | Beteckning | Slipvinkel | Rollvinkel | Kurvradie r [m] |
|---|---|---|---|---|
| Rak | R | Nej | Nej | - |
| Snedställd | SuS | Nej | Ja | - |
| | SmS | Ja | | |
| Kurva | K100 | Ja | Ja | 100 |
| | K200 | | | 200 |
| | K400 | | | 400 |
| | K800 | | | 800 |

plant underrede. Anledningen till valet är de avgränsningar som gjorts angående försummande av termodynamiska effekter samt begränsningen om antal beräkningstimmar. Såväl öppna som stängda fälgar är av intresse, dessa visas i figur 5.2b.

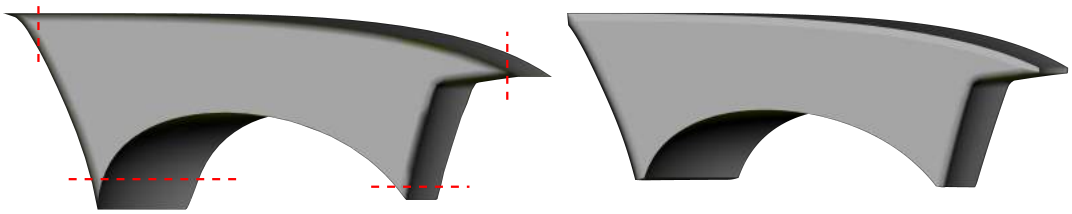
**(a)** Sedanmodell av DrivAer



**(b)** Öppna och stängda fälgar

**Figur 5.2:** Vald konfiguration av DrivAer-geometrin.

I volymerna mellan fälgarnas ekrar samt inuti däcken finns geometriytor som skär varandra. Detta kan orsaka problem vid konstruktion av mesh och kräver därmed åtgärd. Volymerna bearbetas i programvaran ANSA där hjulens innehåll töms och volymerna mellan ekrarna bearbetas enligt figur 5.3. Volymerna används vid modellering av roterande hjul med öppna fälgar, se avsnitt 5.1.4.2.



(**a**) Innan bearbetning (**b**) Efter bearbetning

**Figur 5.3:** Volymen mellan ekrarna före respektive efter bearbetning. De röda linjerna visar hur volymen beskärs.

### 5.1.2 Konstruktion av beräkningsdomäner

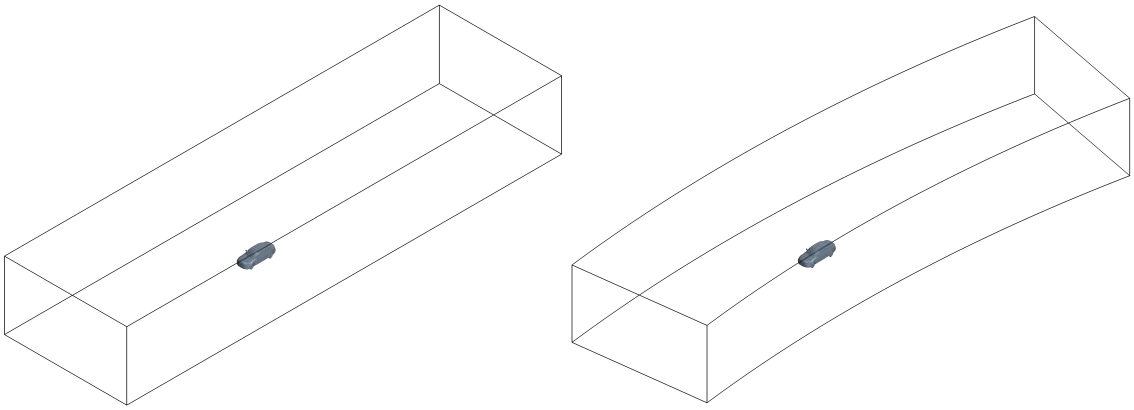
Beräkningsdomänerna är det område i vilka de numeriska beräkningarna utförs. Storleken på beräkningsdomänerna samt DrivAers placering i dessa konstrueras på ett sådant sätt att enbart försumbara gradienter uppstår i flödesriktningen längs ränderna.

#### 5.1.2.1 Rak beräkningsdomän

Vid fall R används beräkningsdomänen som visas i figur 5.4a. Denna domän används även vid fall SuS och SmS där infallsvinkeln hos flödet justeras, vilket förklaras noggrannare i avsnitt 5.1.3.2. Domänen konstrueras i form av ett rätblock med dimensionerna $64 \times 18 \times 10\,\mathrm{m}$ ($L \times B \times H$) i syfte att erhålla cirka fem billängders domän framför och åtta billängder bakom DrivAer-modellen. På det här sättet undviks gradienter i flödesriktningen längs ränderna [17].

#### 5.1.2.2 Kurvad beräkningsdomän

Simuleringarna utförs med friströmshastigheten 25 m/s, vilket motsvarar en bil som kör i 90 km/h. En domän konstrueras med en kurvradie på 200 m. Enligt europeisk vägstandard är detta en minimiradie för vägar med en hastighetsbegränsning på mellan 70 och 80 km/h [18]. Den valda kurvradien är alltså ett sällan förkommande extremfall som simuleras för att tydligare se kurvtagningens påverkan. För att möjliggöra analysering av effekterna från radiens inverkan skapas ytterligare domäner vars radier, utgående från 200 m, halveras och dubbleras. Dessa radier blir således 100 m, 400 m samt 800 m. Tvärsnittsdimensionerna på de kurvade domänenerna är desamma som för den raka. Längden av domänenernas centrumlinjer väljs även här till 64 m. Domänen med en radie på 200 m visas i figur 5.4b.



**(a)** Rak domän **(b)** Kurvad domän

**Figur 5.4:** Rak samt kurvad beräkningsdomän.

### 5.1.3 Modellering av kurvtagning

För att kunna presentera relevanta resultat som återspeglar verkliga aerodynamiska förhållanden krävs att bilens fordonsdynamiska tillstånd beaktas. Vissa uppskattningar av DrivAer-modellens fysikaliska egenskaper görs för att den fordonsdynamiska modelleringen ska kunna utföras. Av dessa är viktfördelningen mellan fram- och bakaxel samt fordonets massa uppskattade utifrån liknande fordonsmodeller. Dessa värden presenteras i tabell 5.2.

**Tabell 5.2:** Fordonsrelaterade parametrar.

| Parameter | Notation | Värde | Kommentar |
|---|---|---|---|
| Massa | m | 1500 kg | Uppskattad |
| Viktfördelning fram/bak | - | 52/48 | Uppskattad |
| Avstånd mellan fram- och bakaxel | $l$ | 2,786 m | Mätdata |

#### 5.1.3.1 Modellering i kurvad beräkningsdomän

Vid modellering i den kurvade beräkningsdomänen tas hänsyn till styr-, slip- och rollvinklar.

Styrvinkeln $\delta_f$, som tas fram genom ekvation (4.1), gäller i utgångspunkt enkelspåriga fordonsmodeller. Ett antagande görs därför om att båda framhjulen har samma styrvinkel. Då däckens lastberoende svängstyvheter $p_1$ och $p_2$ är okända hos DrivAer uppskattas dessa enligt Niessen et al. [14] utifrån maximalt och minimalt möjligt bidrag till styrvinkeln. Framtagna värden presenteras i tabell 5.3. Den slutgiltigt använda styrvinkeln vid respektive kurvradie ansätts till ett medelvärde av minimal och maximal möjlig styrvinkel vid respektive kurvradie och återfinns i tabell 5.4.

**Tabell 5.3:** Däckparametrar.

| Parameter | Notation | Bidrag, max/min [N/rad] |
|---|---|---|
| Lastberoende däckstyvhet | $p_1$ | 105 000 / 213 000 |
| Lastberoende däckstyvhet | $p_2$ | 32 500 / 10 500 |
| Svängstyvhet fram | $C_f$ | 46 846 / 202 760 |
| Svängstyvhet bak | $C_r$ | 43 581 / 197 290 |

Slipvinkeln $\beta$ beräknas utifrån ekvation (4.4). Då denna beror på däckstyvheterna $C_f$ och $C_r$ ansätts den på samma sätt som för $\delta_f$ till ett medelvärde vid respektive kurvradie. Ett antagande görs om att slipvinkelns rotationsaxel kan placeras genom DrivAer-modellens tyngdpunkt.

Rollvinkeln $\phi$ fås ur ekvation (4.6), där lateralaccelerationen är känd för de olika kurvradierna (se tabell 5.4). Rollgradienten $K_\phi$ bestäms utifrån rekommendationer av Milliken och Milliken [15] till $K_\phi = 5{,}0\,\mathrm{m/s^2}$. Detta överensstämmer i litteraturen med *domestic sport sedans*. Den laterala axeln, kring vilken rotationen sker, placeras horisontellt i höjd med framhjulsaxeln, en fjärdedels spårvidd in mot fordonets centrum från yttre hjulspåret.

**Tabell 5.4:** Vinklar och lateralacceleration för respektive kurvradie.

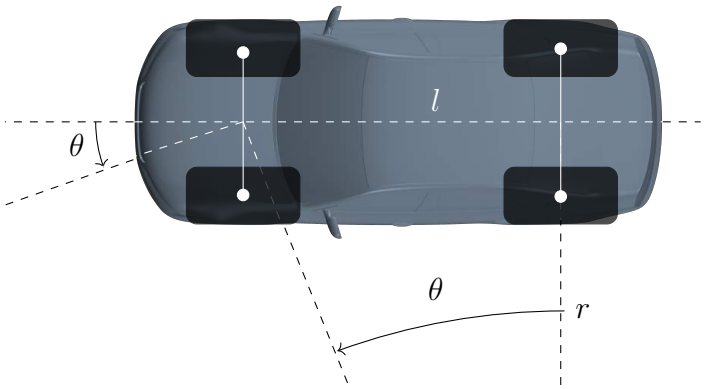
| **Kurvradie** $r$ [m] | **Styrvinkel** $\delta_f$ [°] | **Slipvinkel** $\beta$ [°] | **Rollvinkel** $\phi$ [°] | **Acceleration** $a_y$ [m/s²] |
|---|---|---|---|---|
| 100 | 1,65 | 3,07 | 3,00 | 6,3 |
| 200 | 0,83 | 1,50 | 1,50 | 3,1 |
| 400 | 0,41 | 0,77 | 0,75 | 1,6 |
| 800 | 0,21 | 0,39 | 0,38 | 0,8 |

#### 5.1.3.2 Modellering i rak beräkningsdomän

För modellering av fallen SuS och SmS i rak beräkningsdomän används en rollvinkel, $\phi$, samt en snedställningsvinkel, $\varphi = \theta + \beta$, där

$$\theta = \arctan\left(\frac{l}{r}\right). \tag{5.1}$$

Vinkeln $\theta$ visas i figur 5.5 och efterliknar en vinkel för riktningen hos ankommande flöde. För en kurvradie på 200 m är vinkeln $\theta = 0{,}83°$ och slipvinkeln $\beta$ är samma som för fallet med kurvad beräkningsdomän, den sistnämnda återfinns i tabell 5.4. Även rollvinkeln $\phi$ är densamma och återfinns i samma tabell. Vid implementering i StarCCM+ används snedställningsvinkeln som vinkel på det inkommande flödet i beräkningsdomänen.




**Figur 5.5:** Snedställningsvinkeln $\theta$, för SuS och SmS.

### 5.1.4 Roterande referensramar

Som beskrivs i avsnitt 3.4 kan roterande referensramar användas för att simulera rotationer trots att en stationär mesh används. För simuleringarna används två typer av MRF-zoner: en för att simulera kurvtagningen och en för att simulera fluiden i bilens fälgar.

#### 5.1.4.1 MRF för kurvtagning

Simuleringen av kurvtagning åstadkoms genom att bilen placeras i en roterande referensram, vilket i det stationära referenssystemet motsvarar att bilen rör sig och att fluiden står stilla. Referensramens rotationsaxel placeras i kurvans centrum och dess rotationshastighet beräknas enligt $\Omega = V/r$, där $V$ är den önskade hastigheten, $r$ är rotationsradien och $\Omega$ är rotationshastigheten.

#### 5.1.4.2 MRF för fälgar

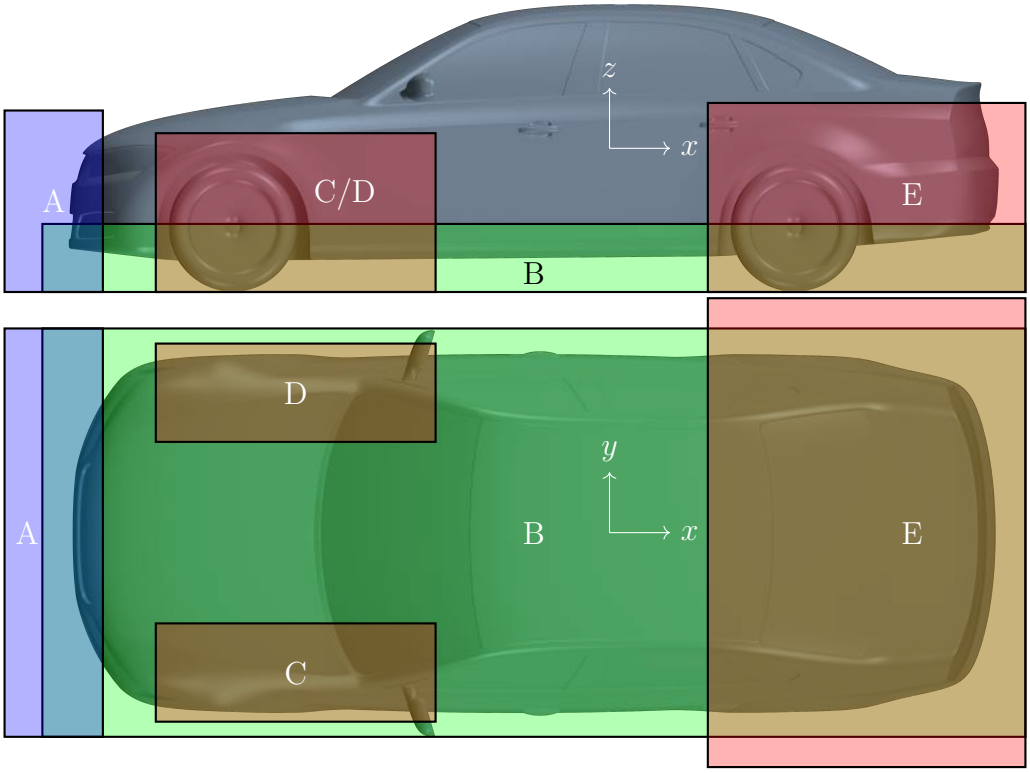
För att simulera fluidens rörelse i fälgarna skapas roterande referensramar motsvarande hjulens rotation. Dessa referensramar tilldelas därefter de volymer som visas i figur 5.3. För de fall där kurvtagning simuleras definieras fälgarnas referenssystem som roterande system relativt det redan roterande systemet, vilket beskrivs i avsnitt 5.1.4.1.

### 5.1.5 Mesh

Beräkningsdomänerna delas upp i ett ändligt antal celler som tillsammans utgör en mesh, se avsnitt 3.3. Beroende på geometrins, och därmed också flödets, komplexitet krävs olika upplösningar av celler i olika områden.

#### 5.1.5.1 Meshgenerering

Meshen skapas i StarCCM+ med volymceller av typen *trimmer mesh*. På så sätt eftersträvas sexsidiga rätblocksformade celler med minimal skevhet. Storleken från cell till cell kan endast fördubblas eller halveras [19]. Tillväxthastigheten som används gör att cellens storlek dubbleras var åttonde lager. När meshen genereras baseras




**Figur 5.6:** Områden med volymförfiningar i meshen.

val av cellstorlek på hur komplext flödet blir i det aktuella området, samt dess vikt för det slutgiltiga resultatet. Vid områden där högre gradienter förväntas används, till storleken, mindre celler. Storlekar definieras i $x$-, $y$- och $z$-riktning relativt en basstorlek, 100 mm, som är ett globalt definierat värde till vilket andra värden relateras.

Områden med specifika förfiningar visas i figur 5.6 och tabell 5.5. Utöver dessa skapas en vakförfining som ämnar att minska storleken på volymcellerna bakom bilen och hjulen för att fånga upp vaken där komplex flödesstruktur förväntas. Denna sträcker sig tre meter i positiv $x$-riktning och har en isotrop storlek 6,25 % relativt basstorleken med en spridningsvinkel 5°. Ytterligare en förfining, med isotrop storlek 25 % relativt basstorleken, täcker hela geometrin med tre billängders marginal i positiv $x$-riktning, 0,35 m marginal i positiv $z$-riktning och 0,7 m i övriga riktningar.

**Tabell 5.5:** Specifikation för volymförfiningar i meshen.

| **Index** | **% av basstorlek** | | |
|---|---|---|---|
| | **x** | **y** | **z** |
| A | 6,25 | 6,25 | 6,25 |
| B | 12,5 | 6,25 | 6,25 |
| C | 6,25 | 6,25 | 6,25 |
| D | | | |
| E | | | |

**Tabell 5.6:** Ytförfiningar i meshen.

| Yta | % av basstorleken | | Prismlager |
|---|---|---|---|
| | Målstorlek | Min.storlek | |
| Beräkningsdomän exkl. botten | 400 | 100 | 0 |
| Botten | 100 | 100 | 0 |
| DrivAer | 20 | 2 | 4 |
| Backspeglar | 2 | 0,2 | 4 |
| Hjul och hjulhus | 6,25 | 3,125 | 3 |

Cellstorleken på ytmeshen är också definierad relativt basstorleken och har storlek beroende på ytans geometriska komplexitet. Runt ytan, där gränsskikt bildas, konstrueras ett lager med *prismceller* som är ortogonala mot ytan [20]. Det är eftersträvansvärt att ligga i intervallet $30 < y^+ < 200$, se avsnitt 3.2, vilket beräknas för den första prismcellens mittpunkt. I detta fall ger $y = 2{,}2$ mm önskat värde på $y^+$, vilket bekräftas genom att studera $y^+$ på DrivAers yta. Detta illustreras i figur F.1, bilaga F. Prismcellernas storlek ökar med tillväxthastigheten 1,3 och antalet lager optimeras så att kollapsade celler undviks. För detaljer kring storlek på ytmesh och antal prismlager, se tabell 5.6.

#### 5.1.5.2 Meshstudie och slutgiltigt meshresultat

Vid simuleringar är antalet celler i meshen avgörande för noggrannheten i resultatet, men eftersom beräkningstiden ökar med antalet celler, så krävs en avvägning över beräkningskapacitet och nogrannhet. För att säkerställa en balans mellan dessa genomförs en meshstudie för fall R med stängda fälgar. Genom att iterativt öka respektive minska antalet celler i syfte att säkerställa meshkonvergens erhålls slutligen en mesh innehållandes 36 miljoner celler, vilken visas i figur 5.7. Den variabel som är av primärt intresse i meshstudien är $C_D$.

## 5.2 CFD-simulering

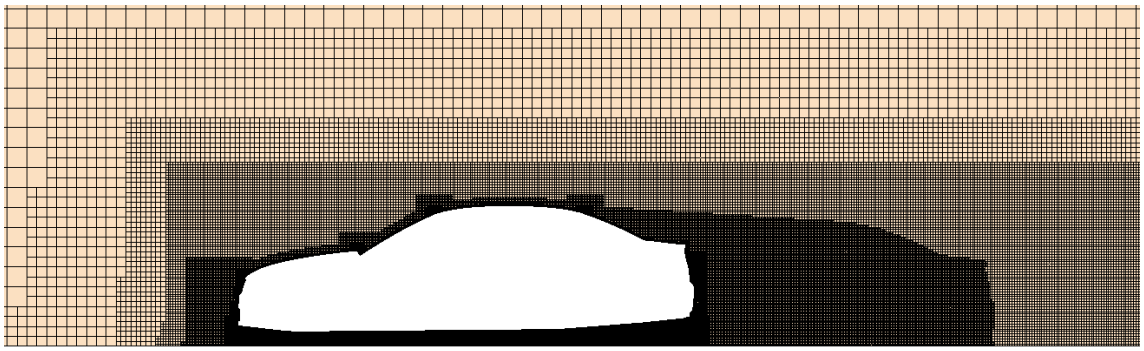
Samtliga CFD-simuleringar utförs i programvaran StarCCM+ i vilken beräkningar genomförs med FVM-metoden, beskriven i avsnitt 3.3. Randvillkor, referensramar och lösningsmodeller anges för de olika strömningsfallen.

### 5.2.1 Randvillkor

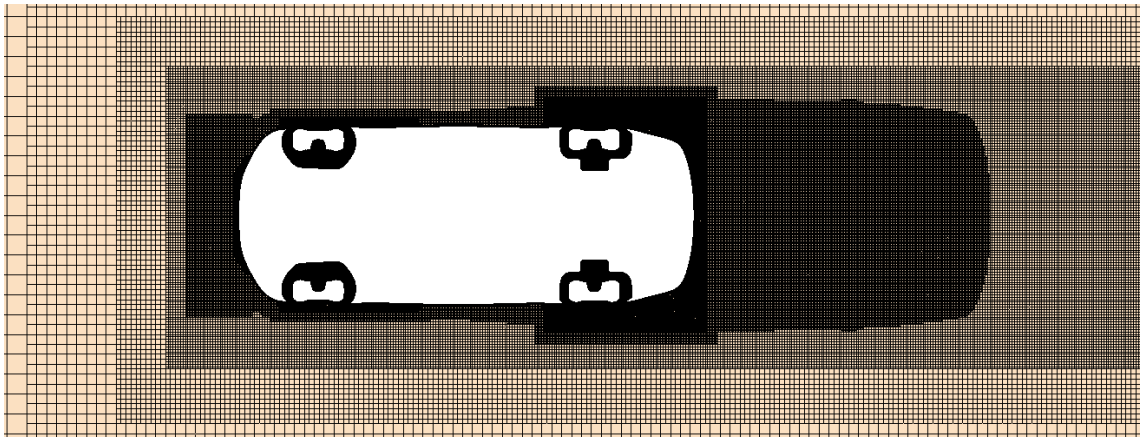
Randvillkor definieras för de olika ränderna i beräkningsdomänen samt på ytan hos DrivAer-modellen. Respektive inställningar presenteras nedan.

#### 5.2.1.1 Randvillkor för fall R

För simuleringen av fall R används den rätblocksformade beräkningsdomänen presenterad i figur 5.4a. DrivAer-modellen placeras parallellt $x$-axeln i domänen. Rand-



**(a)** Mesh sedd från sidan



**(b)** Mesh sedd ovanifrån

**Figur 5.7:** Slutgiltig mesh med 36 miljoner celler.

villkor och referensramar presenteras i tabell 5.7. Se figur B.1, bilaga B, för detaljer kring namn på beräkningsdomänernas ränder.

**Tabell 5.7:** Randvillkor och referensramar för fall R.

| **Rand** | **Randvillkor** | **Referensram** |
|---|---|---|
| Inlopp | Hastighetsinlopp $[25, 0, 0]$ m/s | Stationär |
| Utlopp | Tryckutlopp 0 Pa | Stationär |
| Vänster sida | Symmetri | Stationär |
| Höger sida | Symmetri | Stationär |
| Botten | Vägg, $[25, 0, 0]$ m/s | Stationär |
| Topp | Symmetri | Stationär |
| Däck och fälgar | Vägg, roterande kring hjulaxel, 78,5 rad/s | Stationär |
| MRF-zon fälgar | Vägg och gränsyta | Roterande kring hjulaxel |
| Resterande bil | Vägg | Stationär |

#### 5.2.1.2 Randvillkor för fallen SuS och SmS

Vid fallen SuS och SmS används den raka beräkningsdomänen presenterad i figur 5.4a. I dessa fall låts, utöver inloppet, även domänens vänstra rand vara ett hastighetsinlopp. Detta är att föredra framför en rotation av DrivAer kring en axel i $z$-led, då det underlättar konstruktionen av mesh och referensramar. Randvillkoren för dessa fall presenteras i tabell 5.8. I tabellen används snedställningsvinkeln $\varphi$, som beror på om fallet inkluderar slipvinkel $\beta$ eller ej. Denna slipvinkel beskrivs i avsnitt 5.1.3.2.

**Tabell 5.8:** Randvillkor och referensramar för fall SuS och SmS.

| **Rand** | **Randvillkor** | **Referensram** |
|---|---|---|
| Inlopp | Hastighetsinlopp, $25\,[\cos\varphi, \sin\varphi, 0]$ m/s | Stationär |
| Utlopp | Tryckutlopp, 0 Pa | Stationär |
| Vänster sida | Hastighetsinlopp, $25\,[\cos\varphi, \sin\varphi, 0]$ m/s | Stationär |
| Höger sida | Tryckutlopp, 0 Pa | Stationär |
| Botten | Vägg, $[25, 0, 0]$ m/s | Stationär |
| Topp | Symmetri | Stationär |
| Däck och fälgar | Vägg, roterande kring hjulaxel, 78,5 rad/s | Stationär |
| MRF-zon fälgar | Vägg och gränsyta | Roterande kring hjulaxel |
| Resterande bil | Vägg | Stationär |

#### 5.2.1.3 Randvillkor för fallen K100, K200, K400 och K800

Som nämnt ovan simuleras kurvtagningsfallen med hjälp av en roterande referensram. För detta används den kurvade beräkningsdomänen presenterad i figur 5.4b. DrivAer placeras i domänen med slip-, roll- och styrvinklar enligt tabell 5.4. Randvillkoren för dessa simuleringar presenteras i tabell 5.9.

**Tabell 5.9:** Randvillkor och referensramar för fall K100, K200, K400 samt K800.

| **Rand** | **Randvillkor** | **Referensram** |
|---|---|---|
| Inlopp | Hastighetsinlopp, 0 m/s | Stationär |
| Utlopp | Tryckutlopp, 0 Pa | Stationär |
| Inre vägg | Symmetri | Stationär |
| Yttre vägg | Symmetri | Stationär |
| Botten | Vägg, 0 m/s | Stationär |
| Topp | Symmetri | Stationär |
| Däck och fälgar | Vägg, roterande kring hjulaxel | Roterande kurva |
| MRF-zon fälgar | Vägg och gränsyta | Roterande kring hjulaxel i roterande kurva |
| Resterande bil | Vägg | Roterande kurva |

### 5.2.2 Lösningsmodeller

Det finns ett flertal olika kända beräkningsmetoder som används vid strömningsproblem. Dessa behandlar exempelvis vilken turbulensmodell och vilka numeriska beräkningsmetoder som används. I tabell 5.10 presenteras de modeller som används i studien.

**Tabell 5.10:** Modeller i StarCCM+.

| |
|---|
| Cell Quality Remediation |
| Constant Density |
| Coupled Flow |
| Exact Wall Distance |
| Gas |
| Gradients |
| K-Epsilon Turbulence |
| Realizable K-Epsilon Two-Layer |
| Reynolds-Averaged Navier-Stokes |
| Steady |
| Three Dimensional |
| Turbulent |
| Two-Layer All y+ Wall Treatment |

### 5.2.3 Konvergens

För att en simulering ska anses konvergerad antas att $C_D$ inte får variera mer än en count de sista 1000 iterationerna. Residualerna för den turbulenta dissipationshastigheten (*eng: turbulent dissipation rate*), den turbulenta kinetiska energin (*eng: turbulent kinetic energy*), rörelsemängderna och kontinuiteten övervakas för att säkerställa konvergens. Dessa bör sjunka fyra storleksordningar, här finns dock inga krav.

## 5.3 Efterbearbetning

I avsnittet nedan presenteras de metoder som används för att analysera resultaten.

### 5.3.1 Framtagning av krafter och kraftkoefficienter

Vid simuleringarna erhålls information om tryck och hastighet i varje enskild cell, där alla cellareor och deras respektive positioner är kända. Utifrån detta kan krafterna i cellerna beräknas enligt

$$F_i = PA_i + \tau_i|A| \tag{5.2}$$

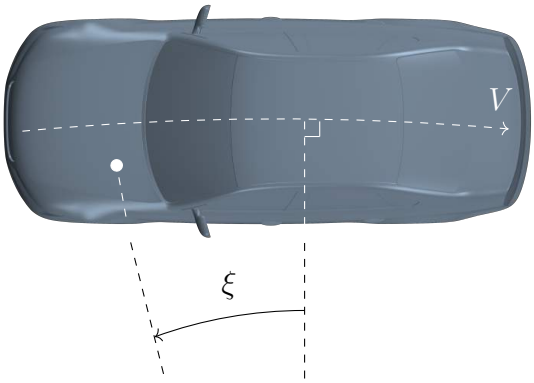
där index $i$ representerar kraftriktningen enligt avsnitt 2.3 och 2.4 och $A_p = 2{,}163\,\mathrm{m}^2$ är den projicerade arean i flödesriktningen för fall R. Samma area används för samtliga fall. För K200 varierar flödesriktningen längs med modellen, luftmotståndet blir

således

$$F_D = (PA_x + \tau_x|A|)\cos\xi + (PA_y + \tau_y|A|)\sin\xi, \tag{5.3}$$

med lyftkraft $F_L$ och sidkraft $F_S$ enligt ekvation (2.6) och (2.7) i avsnitt 2.4. Här representerar vinkeln $\xi$ en vinkel mellan en godtycklig cell och den punkt där flödesriktningen är parallell med DrivAer enligt figur 5.8.

Bidraget från varje cell summeras och ger de totala krafterna och kraftkoefficienterna. I StarCCM+ implementeras detta med funktionen *field functions* beskrivna i bilaga A.




**Figur 5.8:** Vinkeln $\xi$ för kraftberäkning.

Lyftkrafterna för respektive axelpar till följd av aerodynamisk påverkan, $F_{L,fram}$ och $F_{L,bak}$, tas fram genom en momentjämvikt kring godtycklig axel parallell $y$-riktningen.

### 5.3.2 Visualisering av krafter och kraftkoefficienter

Resultaten från simuleringarna efterbearbetas i mjukvarorna MATLAB och StarCCM+, där storheter av intresse visualiseras på olika sätt. MATLAB används huvudsakligen för att skapa ackumulerade plottar, vilka visar hur en vald storhet ackumuleras över DrivAer längs någon riktning. Ett exempel på detta är figur 6.3 som visar hur $C_D$ ackumuleras längs $x$-riktningen. I StarCCM+ plottas storheter på DrivAer-geometrin samtidigt som analys av flödet kring geometrin möjliggörs.

# 6
# Resultat

*I följande kapitel presenteras resultaten från CFD-simuleringarna, vilka samtliga har konvergerat enligt villkor i avsnitt 5.2.3. Inledningsvis presenteras resultaten för simuleringarna av R, SuS, SmS och K200 med öppna fälgar, vilket sedan följs av presentation av resultaten för motsvarande simuleringar med stängda fälgar. Kapitlet avslutas med resultaten från simuleringarna med en varierande kurvradie.*

## 6.1 Öppna fälgar

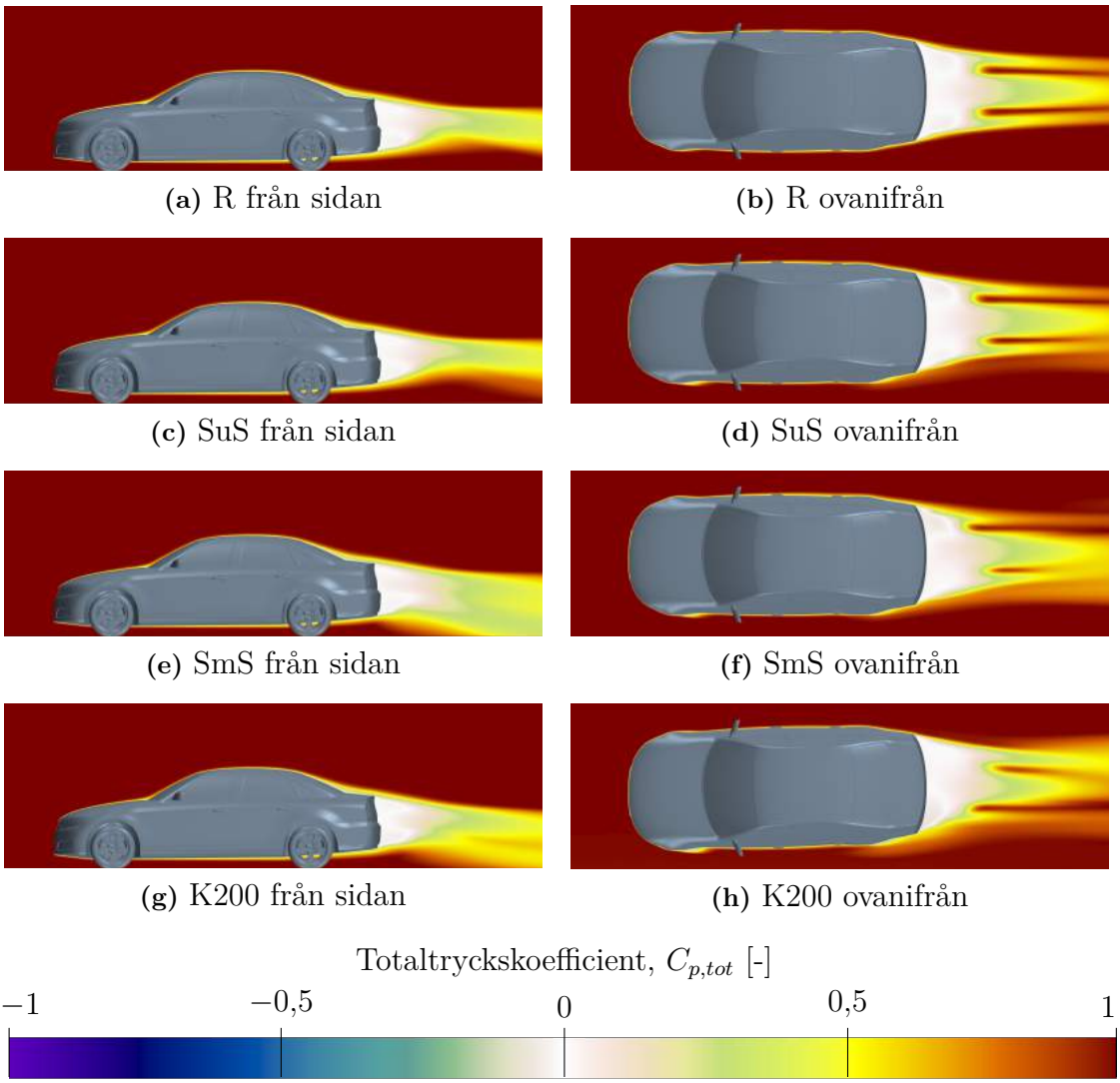
Resultaten från simuleringarna med öppna fälgar presenteras i tabell 6.1. Flödesstrukturen runt DrivAer för de olika fallen illustreras i figur 6.1, där tendenser kring strömningsfältet kan utläsas. Vidare syns hur vaken för fall R har en mindre spridning (se 6.1a & 6.1b) gentemot resterande fall. Planet som visar strömningsfältet ovanifrån är placerat 750 mm över marken. Flödet från sidan illustreras i ett plan som är placerat längs bilens mitt i $y = 0$. I figur 6.1 ses vidare att det är en stor skillnad i strukturen på vaken mellan fall SuS (se 6.1c & 6.1d) och fall SmS (se 6.1e & 6.1f). Vaken för fall SmS har en större spridning och kollapsar dessutom i större grad än vaken för SuS. Noterbart är även att vaken för K200 (se 6.1h) och vaken för SmS (se 6.1f) har en struktur som tenderar att vara spegelvända mot varandra. I figur 6.2, som visar totaltryckskoefficienten för ett plan placerat 100 mm bakom DrivAer, syns återigen att vaken för SmS (se 6.2c) har ett större förlustområde gentemot SuS (se 6.2b). Utöver detta kan det konstateras att vaken för fall R är symmetrisk till skillnad från vaken i de övriga fallen, vilket syns i både figur 6.1 och 6.2.

**Tabell 6.1:** Resultat för simuleringar med öppna fälgar.

| **Fall** | $\mathbf{C_D}$ [-] | $\mathbf{C_L}$ [-] | $\mathbf{C_S}$ [-] |
|---|---|---|---|
| R | 0,209 | −0,062 | 0 |
| SuS | 0,211 | −0,052 | 0,033 |
| SmS | 0,215 | −0,060 | 0,085 |
| K200 | 0,231 | −0,032 | −0,068 |

### 6.1.1 Luftmotstånd

Från resultaten i tabell 6.1 står det klart att fall R har lägst luftmotsåndskoefficient och att fall K200 överskrider det värdet med 10,7 %. I jämförelse med SuS och SmS




**(a)** R från sidan **(b)** R ovanifrån

**(c)** SuS från sidan **(d)** SuS ovanifrån

**(e)** SmS från sidan **(f)** SmS ovanifrån

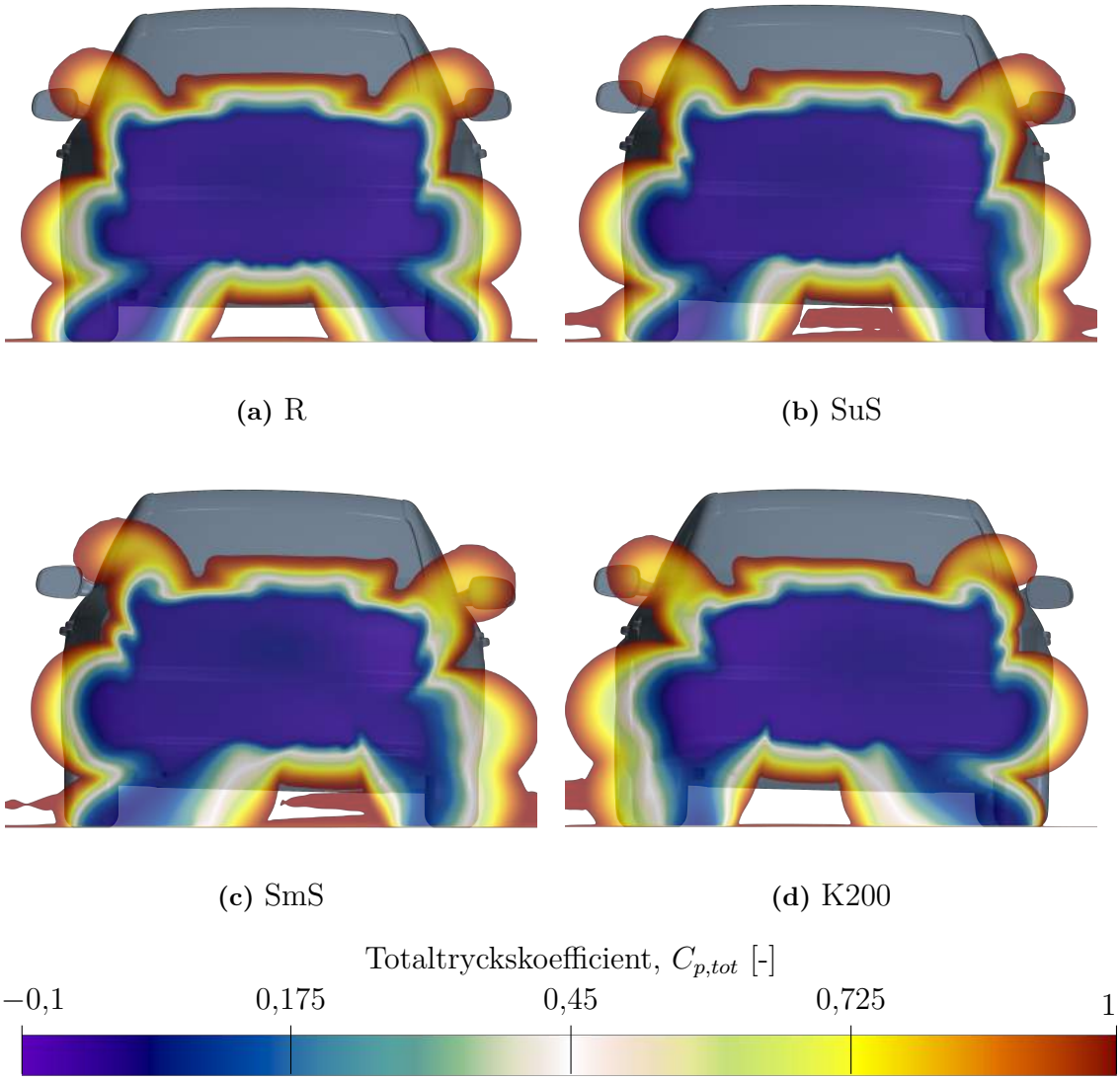
**(g)** K200 från sidan **(h)** K200 ovanifrån

**Figur 6.1:** Totaltryckskoefficienten $C_{p,tot}$, i de olika fallen.

har K200 ett $C_D$ som är 9,8 respektive 7,7 % högre. Som kan ses i figur 6.1 har K200 (se 6.1g & 6.1h) högre förluster i vaken gentemot SuS (se 6.1c & 6.1d) vilket bidrar till ett högre $C_D$. Detta syns även i figur 6.4, som visar $C_p$ på DrivAers bakända, där fall K200 (se 6.4d) har högre förluster än SuS (se 6.4b).

Från figur 6.1 anas att fall SmS (se 6.1e & 6.1f) har ett större förlustområde, och därmed högre luftmotstånd, än fall K200 (se 6.1g & 6.1h). Detta stämmer inte överens med data i tabell 6.1. För att undersöka detta vidare plottas $C_p$ på bakändan av DrivAer, se figur 6.4. Det noteras att förlustområdet är mindre för SmS (se 6.4c) än för K200 (se 6.4d), vilket förklarar tabelldatan. Det är noterbart att den spegelvända strömningstendensen förekommer även här.

Den huvudsakliga skillnaden i $C_D$ mellan fallen SmS och K200 byggs upp runt hjulhusen. Detta visualiseras i den ackumulerade plotten av $C_D$, vilken visas i figur 6.3. Vid undersökning av $C_D$ del för del på DrivAer (se bilaga E) konstateras att det



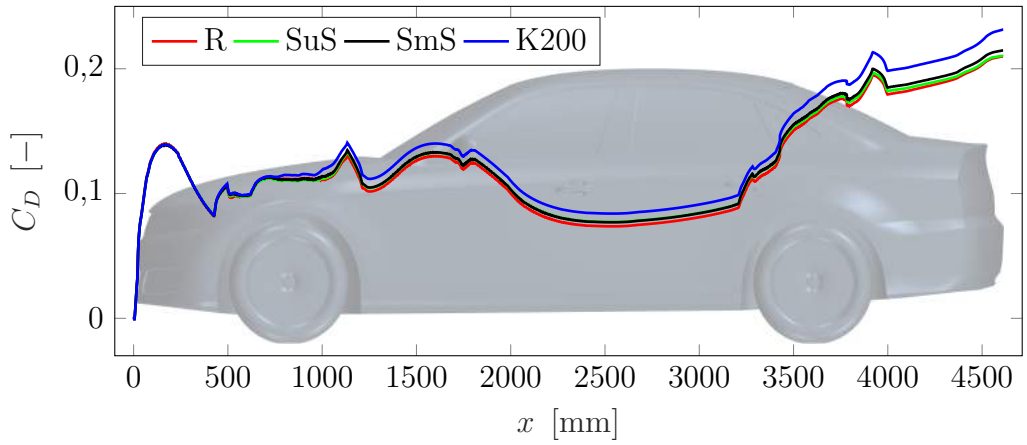

**(a)** R **(b)** SuS

**(c)** SmS **(d)** K200

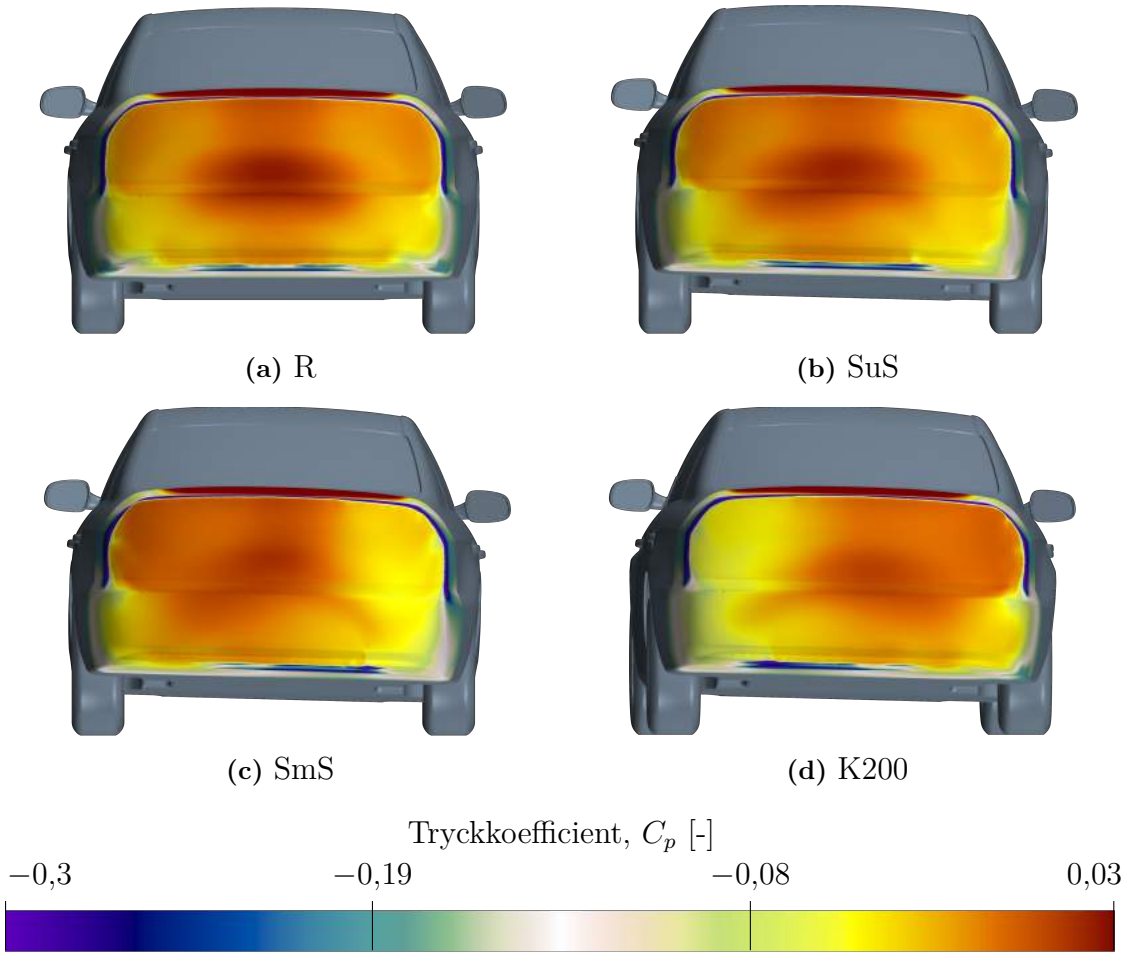
**Figur 6.2:** $C_{p,tot}$ 100 mm bakom DrivAer.

är det högra bakhjulet samt det vänstra framhjulet som orsakar störst skillnad i luftmotstånd. Det vänstra framhjulet har 19,9 % större $C_D$ för K200 jämfört med SmS. Det högra bakhjulet har 28,1 % större $C_D$ för K200.

SmS har ett luftmotstånd som, enligt tabell 6.1, är 1,9 % högre än luftmotståndet för SuS. Detta på grund av att slipvinkeln på SmS medför ett större förlustområde, vilket syns vid jämförelse av vaken för SmS (se 6.1e) och vaken för SuS (se 6.1c). Vid studie av $C_D$ del för del på DrivAer (se bilaga E) syns även att bakhjulen genererar störst skillnad i $C_D$ mellan de olika fallen. Höger bakhjul har ett $C_D$ som är 12,4 % högre för SmS gentemot SuS och det vänstra bakhjulet har ett $C_D$ som är 8,4 % högre för SmS.




**Figur 6.3:** Ackumulerad plot av $C_D$ över bilens längd med öppna fälgar.

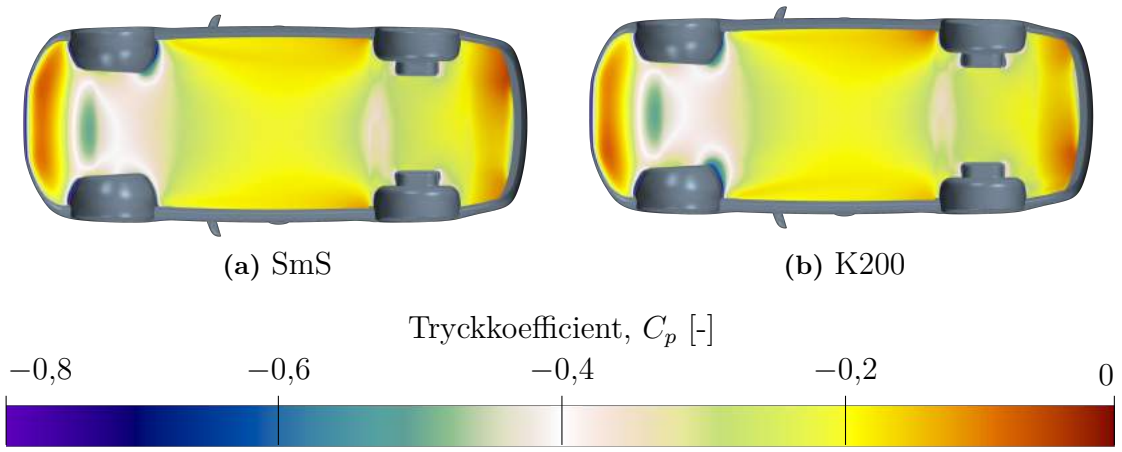



**(a)** R **(b)** SuS **(c)** SmS **(d)** K200

**Figur 6.4:** $C_p$ på bakändan av DrivAer.

### 6.1.2 Lyftkraft

Utöver lyftkraftskoefficienterna som presenteras i tabell 6.1 studeras också lyftkrafterna på fram- respektive bakaxeln, samt det resulterande momentet, $M$. Resultatet




**(a)** SmS **(b)** K200

**Figur 6.5:** Tryckkoefficienten $C_p$, på bilens undersida för fallen K200 och SmS.

av dessa undersökningar visas i tabell 6.2. Momentet är definierat kring den axel som går genom tyngdpunkten samt är riktat i positiv $y$-led enligt figur 2.1. Samtliga fall resulterar i en nedåtriktad kraftresultant, nedåtriktad kraft på framaxeln samt en uppåtriktad kraft på bakaxeln. Värt att notera är dock att fallet K200 skiljer sig avsevärt från de andra fallen, då lyftkraften i princip halveras för detta fall. Detta kan delvis förklaras genom att studera trycket på underredet. I figur 6.5 visas tryckkoefficienten $C_p$ på underredet för fallen SmS (se 6.5a) och K200 (se 6.5b). Observera att bilens hjul är dolda i bilden. Från figuren noteras bland annat tryckskillnader på underredets mitt, vilket förklarar en del av förändringen i lyftkraft.

**Tabell 6.2:** Lyftkrafterna samt resulterande moment för de olika fallen med öppna fälgar.

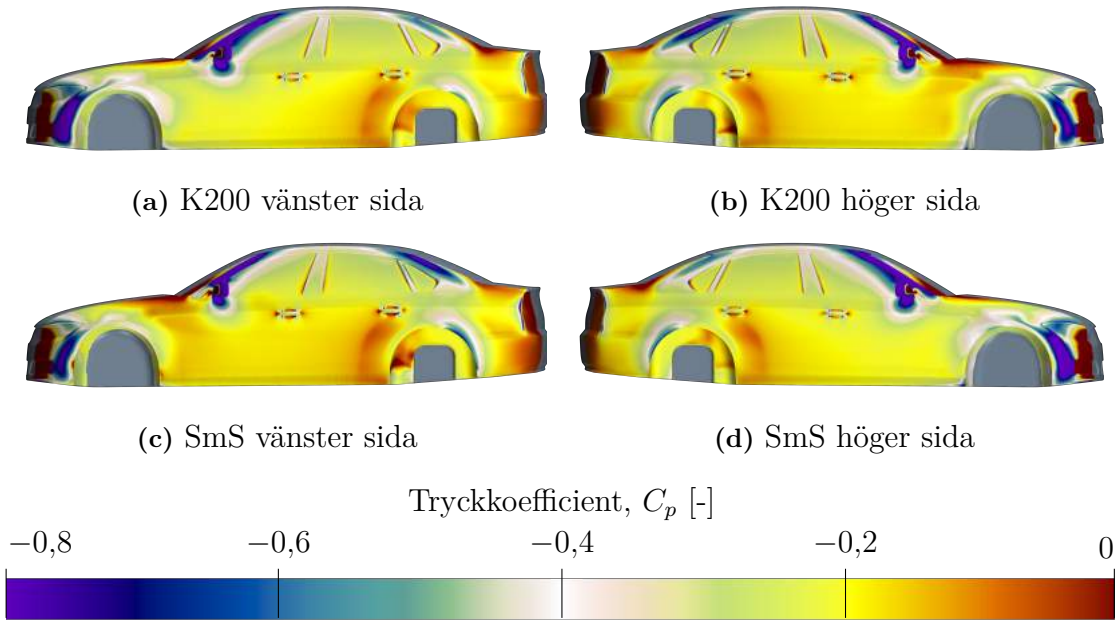
| **Fall** | **$C_L$ [-]** | **$C_{L,fram}$ [-]** | **$C_{L,bak}$ [-]** | **Moment, M [Nm]** |
|---|---|---|---|---|
| R | −0,062 | −0,142 | 0,080 | −244 |
| SuS | −0,052 | −0,141 | 0,089 | −254 |
| SmS | −0,060 | −0,138 | 0,078 | −238 |
| R200 | −0,032 | −0,128 | 0,096 | −248 |

### 6.1.3 Sidkraft

Sidkraften, $F_S$, är den kraft som uppstår i $y$-led. Denna förklaras i avsnitt 2.3 och framtagna kraftkoefficienter presenteras i tabell 6.1. I fall R är flödet symmetriskt kring $y = 0$, vilket gör att ingen sidkraft uppstår. Jämförelsen mellan SuS, SmS och K200 är desto mer intressant, då SuS och SmS har en sidkraft riktad ut från rotationscentrum (positiv $y$-led) medan K200 har en sidkraft riktad mot rotationscentrum (negativ $y$-led). Att sidkraften går i positiv riktning för SuS och SmS beror på att flödet har en komposant i positiv $y$-riktning som infaller likadant längs hela DrivAer. Att sidkraften är större för SmS än för SuS, det vill säga att slip medför en större sidkraft, beror på att DrivAer snedställs ytterligare mot inkommande flöde.

För K200 är resultatet av sidkraften inte lika uppenbar i och med att flödets infallsvinkel varierar längs DrivAer-modellen, i framändan med en komposant i positiv $y$-led och i bakändan med en komposant i negativ $y$-led. På grund av den slipvinkel som adderats, vilket gör att bakändan pressar undan flödet ut från rotationscentrum, resulterar denna simulering slutligen i en sidkraft inåt rotationscentrum.

I figur 6.6 visualiseras tryckkoefficienten längs höger och vänster sida av DrivAer. Ett lägre tryck på vänstersidan av K200 jämfört med dess högersida förklarar att sidkraften pekar inåt i kurvan, motsatsen gäller för SmS. Stora skillnader mellan dessa två fall uppstår runt hjulen samt sidans övre kant. Mellan K200 och SmS skiljer det 144 counts, där hjulen fram och ovansidan av DrivAer står för 90 % av förändringen. För en fullständig jämförelse del för del, se bilaga D.




**(a)** K200 vänster sida

**(b)** K200 höger sida

**(c)** SmS vänster sida

**(d)** SmS höger sida

**Figur 6.6:** Tryckkoefficienten $C_p$, från sidan för jämförelse mellan SmS och K200.

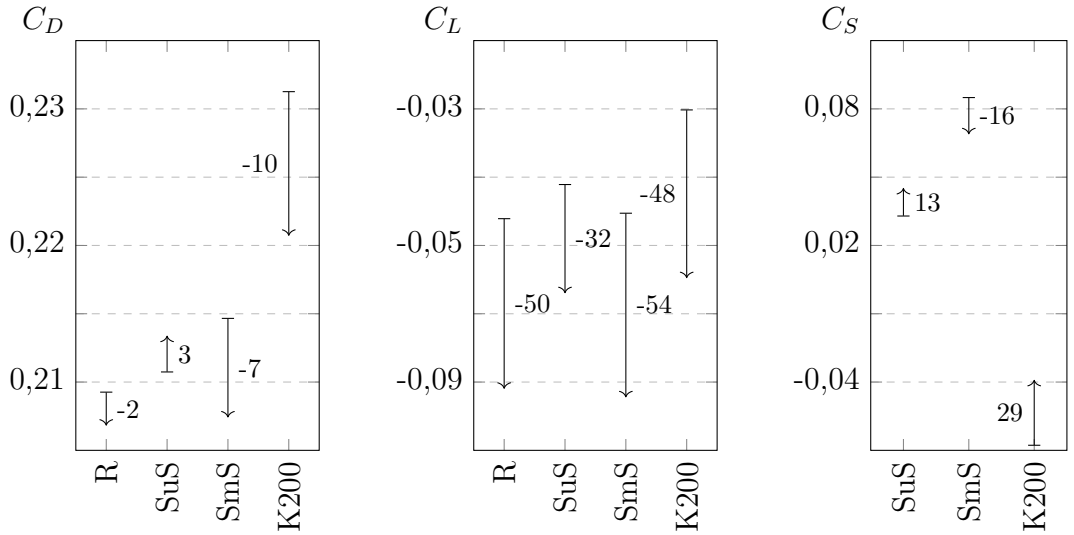
## 6.2 Stängda fälgar

Resultaten för simuleringarna med stängda fälgar presenteras i tabell 6.3. Det visar sig vara stor skillnad på $C_D$ för fall K200 jämfört med övriga fall, vilket stämmer överens med simuleringarna för öppna fälgar i tabell 6.1.

**Tabell 6.3:** Resultat för simuleringar med stängda fälgar.

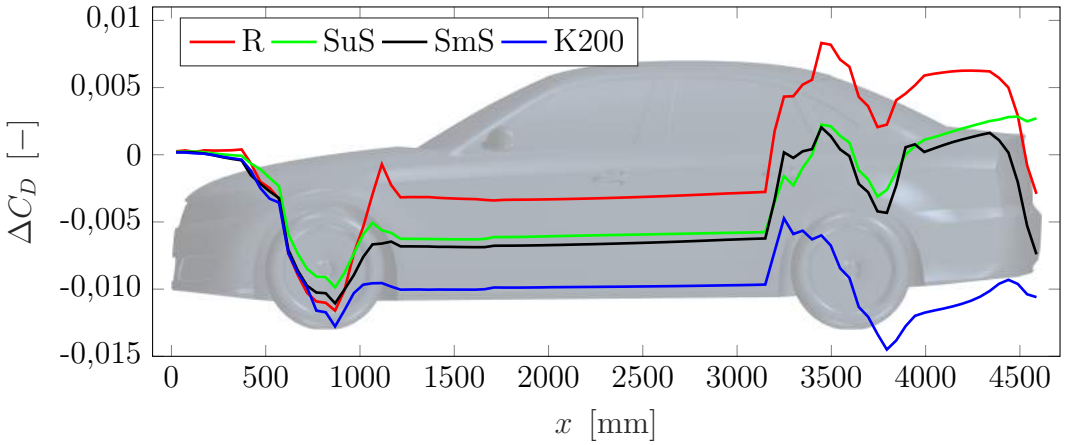
| **Fall** | $\mathbf{C_D}$ [-] | $\mathbf{C_L}$ [-] | $\mathbf{C_S}$ [-] |
|---|---|---|---|
| R | 0,207 | −0,112 | 0 |
| SuS | 0,213 | −0,084 | 0,045 |
| SmS | 0,207 | −0,114 | 0,069 |
| K200 | 0,221 | −0,080 | −0,039 |

I figur 6.7 visas skillnaderna hos kraftkoefficienterna mellan stängda och öppna fälgar. Respektive pil startar vid värdet för öppna fälgar och slutar vid värdet för stängda fälgar. Längden på pilarna representerar skillnaden, denna skrivs även ut i anslutning till respektive pil i counts. I figuren visas att $C_D$ sjunker för samtliga fall, förutom för SuS där $C_D$ istället ökar. Detta presenteras även i figur 6.8 där skillnaden på ackumulerad $C_D$ över hela bilen visas. Vidare syns i figur 6.7 att $C_L$ sjunker för samtliga fall, medan $C_S$ ökar för SuS och K200 men sjunker för SmS.



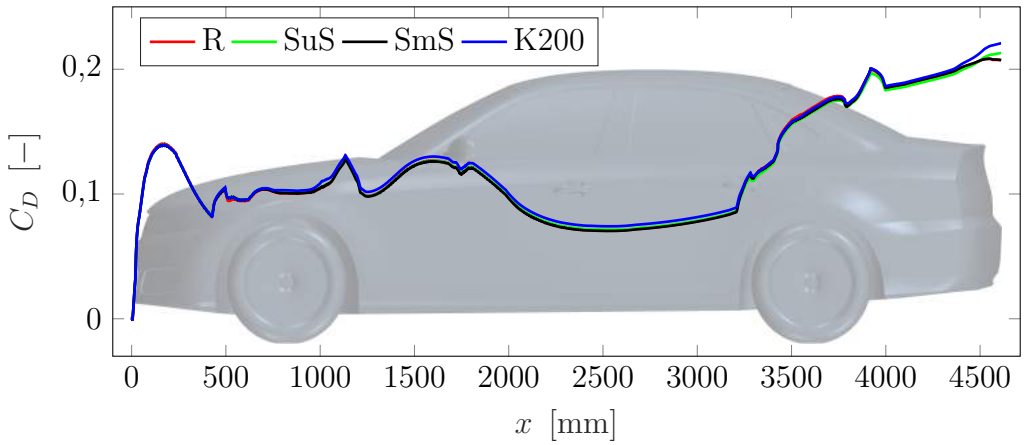

**(a)** $\Delta C_D$ **(b)** $\Delta C_L$ **(c)** $\Delta C_S$

**Figur 6.7:** Skillnaden mellan stängda och öppna fälgar för $C_D$, $C_L$ och $C_S$.



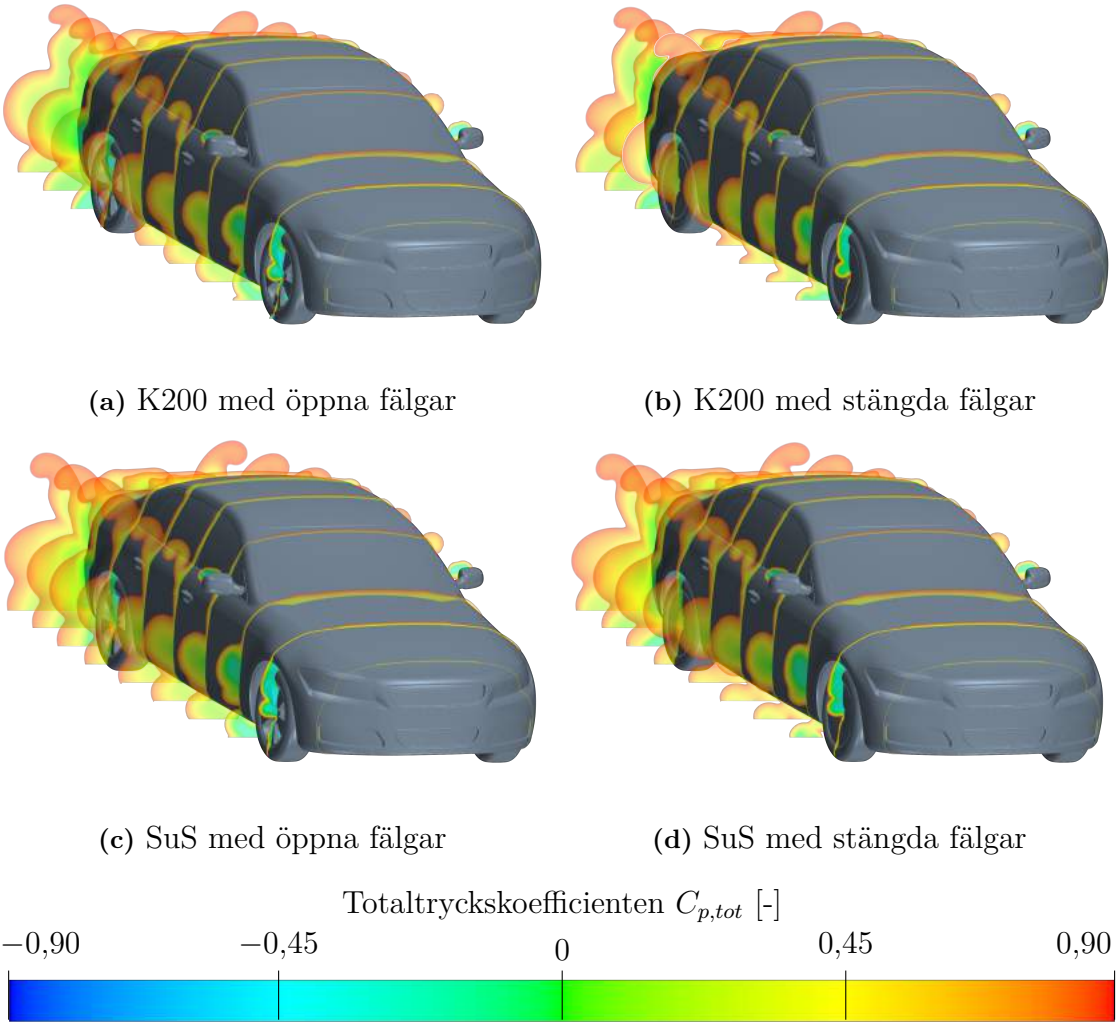

**Figur 6.8:** $\Delta C_D$ mellan stängda och öppna fälgar.

I figur 6.9 visas den ackumulerade luftmotståndskoefficienten för DrivAer med stängda fälgar, där de olika fallen följer varandra, med vissa skillnader vid hjulen och bakändan. Motsvarande resultat för fallen med öppna fälgar visas i figur 6.3 med skillnaden att ingen tydlig förändring sker på bakändan av bilen. Vid jämförelse av stängda respektive öppna fälgar i figur 6.8 är det tydligt att de största skillnaderna uppstår vid hjulhusen och bakändan. Små skillnader kan avläsas vid framändan medan fallen i princip är identiska mellan hjulhusen.




**Figur 6.9:** Ackumulerad plot av $C_D$ med stängda fälgar.

Vidare visas i figur 6.10 hur $C_{p,tot}$ förändras runt DrivAer för öppna respektive stängda fälgar, för K200 och SuS. Vid undersökning av skillnaden mellan K200 och SuS med öppna fälgar (se 6.10a & 6.10c) syns att förlustområdet är något mindre i vaken för SuS. Vidare ses att öppna fälgar har stor påverkan på hjulvaken. Dessutom noteras att vaken för K200 påverkas mer än vaken för SuS vid jämförelse av öppna och stängda fälgar.




**(a)** K200 med öppna fälgar

**(b)** K200 med stängda fälgar

**(c)** SuS med öppna fälgar

**(d)** SuS med stängda fälgar

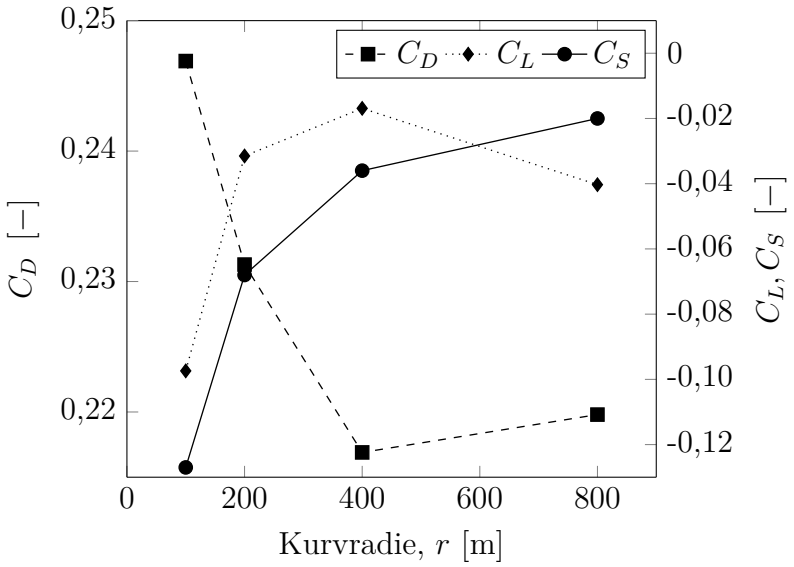
**Figur 6.10:** Isoytor av $C_{p,tot}$.

## 6.3 Varierande kurvradie

Kraftkoefficienter från simuleringarna av fall K100, K200, K400 och K800 visas i tabell 6.4.

**Tabell 6.4:** Resultat för simuleringar med varierande kurvradie.

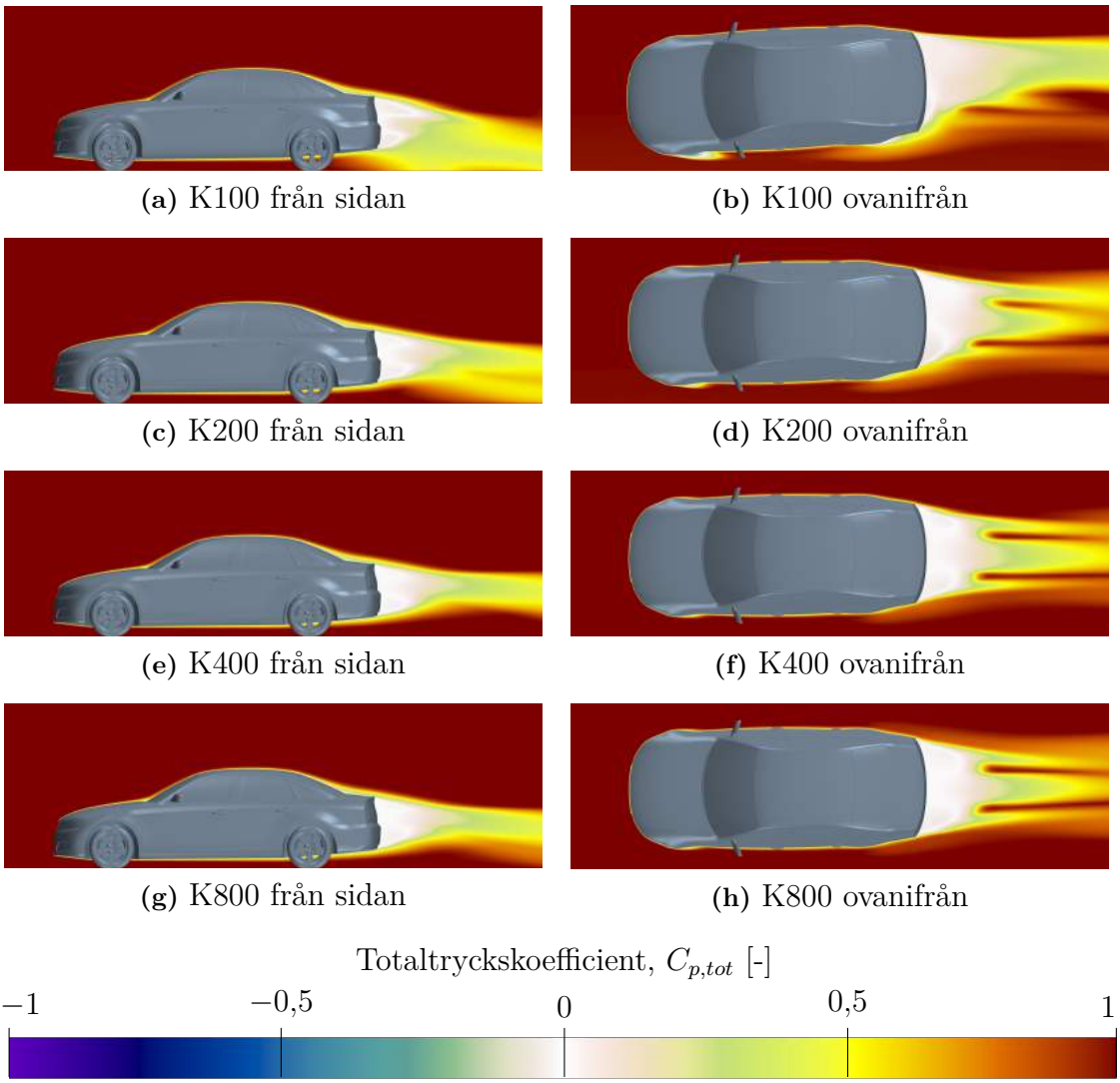
| Fall | $C_D$ [-] | $C_L$ [-] | $C_S$ [-] |
|---|---|---|---|
| K100 | 0,247 | −0,097 | −0,127 |
| K200 | 0,231 | −0,032 | −0,068 |
| K400 | 0,217 | −0,016 | −0,036 |
| K800 | 0,220 | −0,040 | −0,020 |




**Figur 6.11:** Kraftkoefficienter som funktion av kurvradie.

Som visas i tabell 6.4 är $C_S$ i samtliga kurvtagningsfall riktad mot rotationscentrum. I figur 6.11 visas $C_D$, $C_L$ och $C_S$ som funktion av kurvradien och det är tydligt att sidkraften minskar ju större kurvradien är. Detta beror delvis på att slipvinkeln för DrivAer blir mindre ju större kurvradien är, vilket i sin tur medför att bakändan med en pressas mot rotationscentrum med en lägre kraft.

I figur 6.11 syns att $C_D$ tenderar att minska med ökande kurvradie. En snävare kurva med större slipvinkel bidrar till att vaken i större grad kollapsar, vilket skapar ett större förlustområde bakom DrivAer. Detta syns i figur 6.12. Speciellt noteras dessa tendenser för fall K100 (se 6.12a & 6.12b) där vaken har ett större förlustområde gentemot fall K400 (se 6.12e & 6.12f). Vaken för K800 (se 6.12g & 6.12h) bryter dock trenden för förhållandet mellan kurvradie och $C_D$, då denna har aningen större spridning och därmed större förlustområde än vad K400 har. Det bör dock noteras att skillnaden mellan dessa enbart är tre counts, vilket är förhållandevis litet. I figur 6.15 visas $C_p$ på bakändan av DrivAer. I denna syns en skillnad i tryck




**(a)** K100 från sidan

**(b)** K100 ovanifrån

**(c)** K200 från sidan

**(d)** K200 ovanifrån

**(e)** K400 från sidan

**(f)** K400 ovanifrån

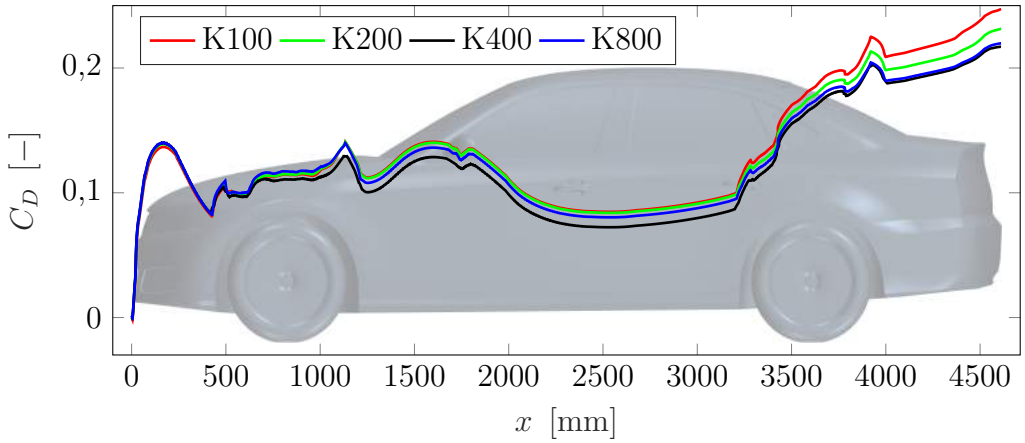
**(g)** K800 från sidan

**(h)** K800 ovanifrån

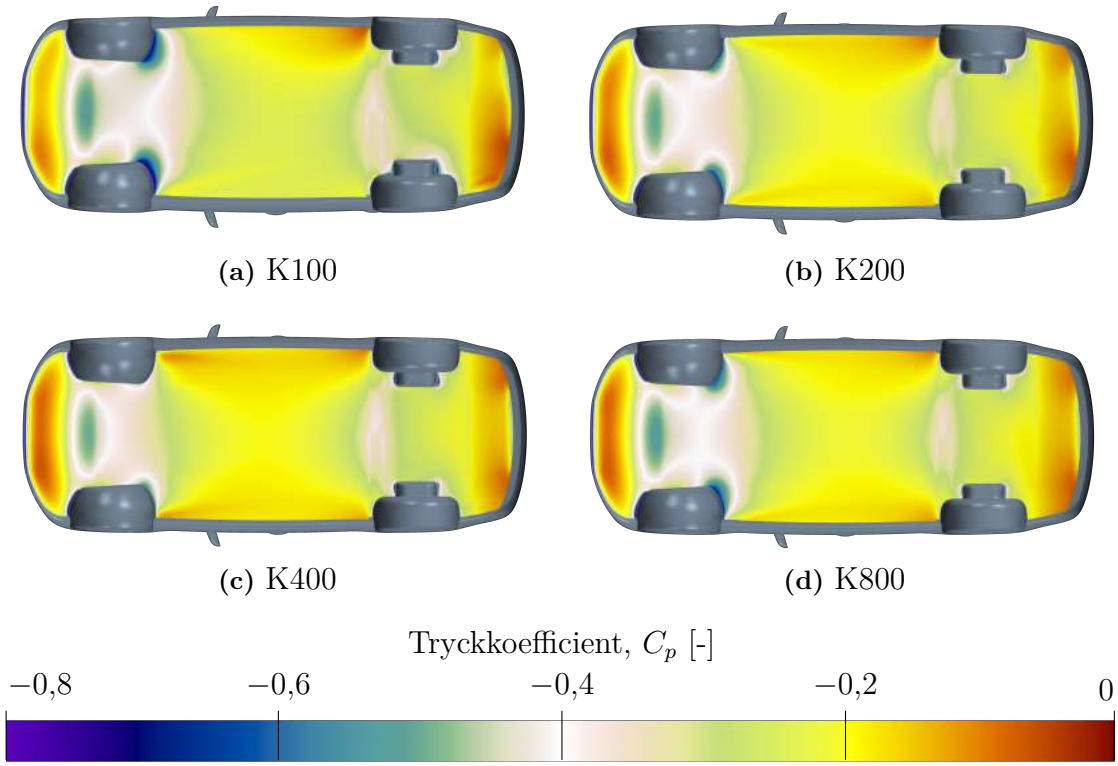
**Figur 6.12:** Totaltryckskoefficienten $C_{p,tot}$, för olika kurvradier.

mellan höger- respektive vänstersidan för fall K100 (se 6.15a) och K200 (se 6.15b). Dessa tendenser är inte lika klara för fall K400 (se 6.15c) och K800 (se 6.15d). Den största skillnaden i $C_D$ mellan de olika fallen genereras runt hjulen, vilket ses i figur 6.13.

I tabell 6.4 ses att $C_L$ är negativ i samtliga kurvtagningsfall. Från figur 6.11 blir det tydligt att den nedåtriktade kraften minskar med ökande kurvradie, vilket beror på att trycket under DrivAer ökar. Tryckökningen under DrivAer visas i figur 6.14 där denna syns tydligast mellan fall K100 och K400. Här ses att ett högre tryck sprider sig inåt mittpartiet, vilket medför att lyftkraften ökar. Även här sker ett trendbrott mellan K400 och K800, vilket beror på att trycket under DrivAer för fall K800 är lägre än för K400. Detta ses speciellt vid mittpartiet av underredet där det för K400 sprider sig ett område med högre tryck. Detta syns även bakom framhjulen.



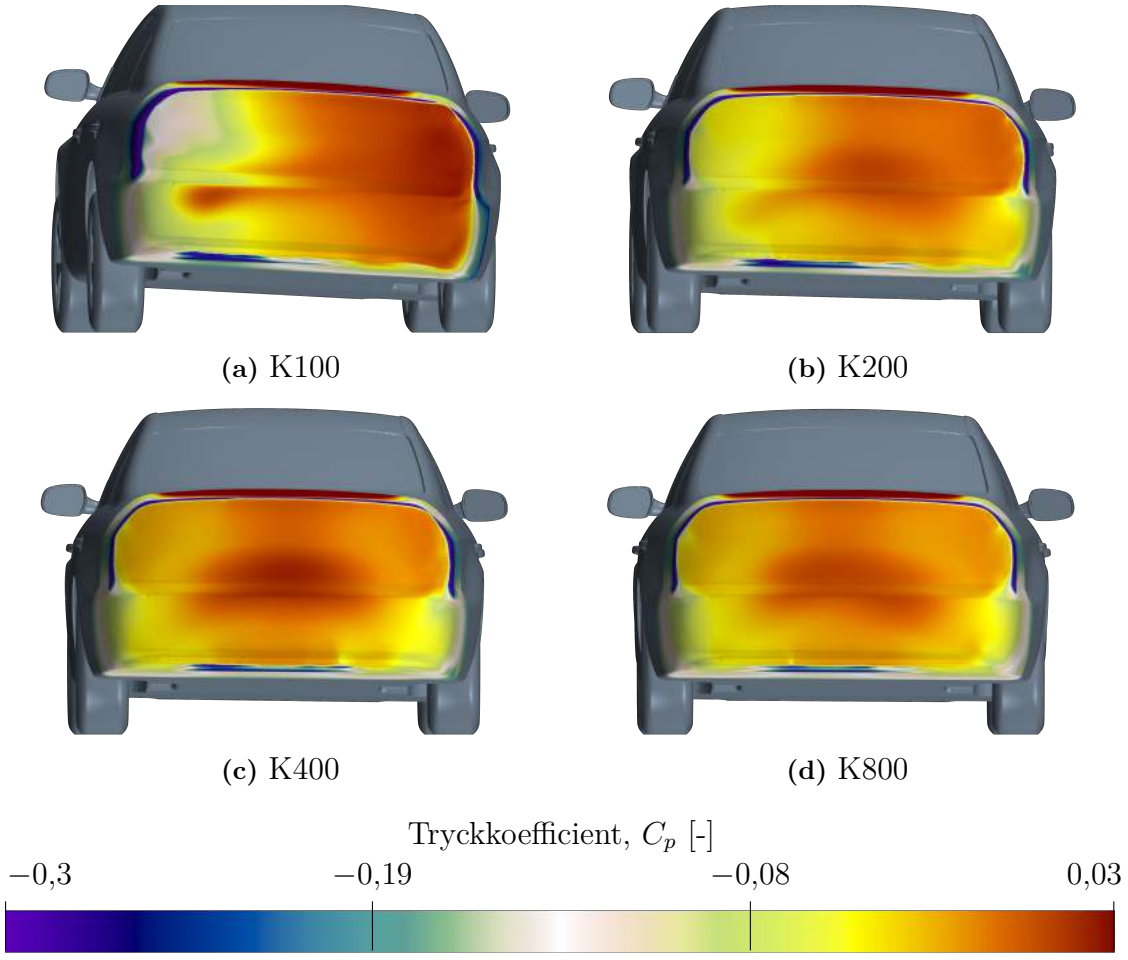

**Figur 6.13:** Ackumulerad plot av $C_D$ för olika kurvradier.




**(a)** K100 **(b)** K200

**(c)** K400 **(d)** K800

**Figur 6.14:** Tryckkoefficient $C_p$ under DrivAer för olika kurvradier.




(a) K100 (b) K200

(c) K400 (d) K800

**Figur 6.15:** Tryckkoefficient $C_p$ på bakändan av DrivAer för olika kurvradier.

# 7
# Diskussion

*Den här studien har resulterat i många intressanta resultat, vilka diskuteras nedan.*

## 7.1 Metoddiskussion

Vissa geometriförenklingar har gjorts under studien, detta påverkar reproducerbarheten av de framtagna resultaten. Bland annat har volymen mellan ekrarna i hjulen förminskats på grund av ytor som skär varandra. Andra förenklingar i geometrin var valet av plant underrede och förslutet motorutrymme. Detta har med säkerhet inverkan på det slutgiltiga resultatet, särskilt med avseende på $C_D$ och $C_L$, där underredet sannolikt har stor betydelse.

De randvillkor som definierades är inte fullt ut förenliga med verkligheten. På botten gäller no-slip-villkor, vilket innebär att ett gränsskikt kommer byggas upp längs beräkningsdomänen för de fall där golvets hastighet ej sammanfaller med friströmshastigheten. Detta inträffar för de snedställda fallen. Även MRF-zonerna som användes för att modellera kurvtagning och roterande hjul, är en approximation av verkligheten.

Antaganden om fordonsdynamiken begränsades till att omfatta slip- roll- och styrvinkel. Dessa beror bland annat på materialkonstanter för däcken, bilens vikt samt positionen för dess tyngdpunkt. För dessa gjordes uppskattningar utifrån bilar som liknar DrivAer, vilket kan påverka resultaten.

Vid undersökning av meshberoendet noterades komplicerade områden längst bak på DrivAer, precis där flödet släpper. I meshstudien halverades och fördubblades antalet celler, där luftmotståndet för dessa två fall låg nära varandra, medan den slutgiltiga meshen låg ett fåtal counts under. Att bygga upp meshen av typen trimmer kan möjligen vara en felkälla, då fluiden enbart transporteras vinkelrätt mot cellens sidor.

## 7.2 Luftmotstånd vid kurvtagning

Det syns tydligt i figur 6.1 att strömningsfältet kring DrivAer påverkas vid såväl SuS och SmS som för K200, i jämförelse med R. Detta syns inte minst i resultaten för $C_D$, visade i tabell 6.1, där det skiljer 22 counts mellan R och K200. Från detta kan man dra slutsatsen att det är av stor vikt att ta hänsyn till de aerodynamiska

effekterna som uppstår vid kurvtagning, då luftmotsåndet står för 53 % av den totala bränsleförbrukningen för en personbil som färdas i 90 km/h [21]. $C_D$ är 0,209 för R och 0,231 för K200. Detta motsvarar en ökning på 11 %, vilket under konstant kurvtagning skulle kunna medföra en total ökning på cirka 5 % i bränsleförbrukning.

## 7.3 Snedställning som approximativ kurvtagning

Då det inte går att testa kurvtagning i dagens vindtunlar vore det fördelaktigt att kunna approximera kurvtagning genom snedställning. Luftmotståndet skiljer enligt dessa simuleringar mellan 6 % och 10 % vid jämförelse av K200 och SmS, beroende på konfiguration. Den största skillnaden uppstår för öppna fälgar, se tabell 7.1. Eventuellt skulle det kunna finnas ett samband mellan snedställningsvinkeln och kurvradien som resulterar i realistiska luftmotstånd. Detta samband skulle dock vara beroende av bilgeometrin.

**Tabell 7.1:** Skillnad mellan SmS och K200, öppna och stängda fälgar.

| **Fälgar** | $\mathbf{C_{D,K200} - C_{D,SmS}}$ **[counts]** | **Ökning av** $\mathbf{C_D}$ **[%]** |
|---|---|---|
| Öppna | 17 | 10,1 |
| Stängda | 13 | 6,4 |

För sidkraften erhölls olika tecken mellan snedställnings- och kurvtagningsfallen. Detta innebär att snedställning i en vindtunnel inte ger en rättvis bild av sidkraften, vilket är en viktig aspekt för bilens stabilitet på vägbanan.

Lyftkraften halveras från SmS och SuS till K200, se tabell 6.2. Det handlar dock om en liten kraftskillnad (20 N) i förhållande till kraften från bilens egen tyngd (15 kN), vilket ger lyftkraften en minimal inverkan på prestandan, trots stora procentuella skillnader i $C_L$.

### 7.3.1 Simulering av kurvtagning utan slipvinkel

I avsnitt 6.1 påvisades skillnader i $C_D$, $C_L$ och $C_S$ för de olika simuleringsfallen med öppna fälgar. Stor vikt läggs på jämförelse av effekterna från snedställning och kurvtagning. I fallet K200 lades en slipvinkel på DrivAer-modellen för att efterlika en riktig kurvtagning. För att en rättvis jämförelse skulle ske lades denna slipvinkel även på snedställningsfallet vilket resulterade i fallet SmS. Med detta kan tyckas att fallet SuS och K200 ej är lämpliga att jämföra då slipvinkeln visat sig ha stor betydelse för flödet kring DrivAer. Istället hade det varit av intresse att skapa ytterligare ett fall av kurvtagning där slipvinkeln ej tas med i beaktning. Denna hade sedan på ett mer rättvist sätt kunnat jämföras med SuS.

### 7.3.2 Spegelvänd vakstruktur

Som presenteras i tabell 6.1 visar det sig att sidkraftskoefficienten har olika tecken för SmS och K200. Ytterligare ses i figur 6.2 tendenser till en i princip spegelvänd vakstruktur mellan dessa fall.

En förklaring till detta fenomen skulle kunna vara att approximationen av kurvtagning med snedställning inte nödvändigtvis är bra för alla delar av bilen. I den principiella skissen över strömningsfallen (se figur 1.1) noteras att approximationen stämmer relativt väl för bilens främre halva. Däremot noteras att flödet har motsatt riktning på bakändan, vilket kan förklara varför flödesstrukturerna är spegelvända.

## 7.4 Olika kurvradier

I avsnitt 6.3 nämns att trenden för $C_D$ respektive $C_L$ bryts vid ökning från 400 till 800 m kurvradie, se figur 6.11. Vidare undersökning av förhållandet och dess orsaker hade varit intressant, då det är relevant att undersöka om, och i så fall vid vilken radie, som effekterna från kurvtagningsfallet blir försumbara gentemot det raka fallet, R.

**Tabell 7.2:** $\Delta C_D$, varierande kurvradie.

| **Förändring av radie** | **$\Delta C_D$ [counts]** | **Förändring av $C_D$ [%]** |
|---|---|---|
| 100 m - 200 m | −16 | −6,3 |
| 200 m - 400 m | −14 | −6,2 |
| 400 m - 800 m | 3 | 1,3 |

Förändringen $\Delta C_D$ vid ökning av radien från 400 till 800 m är liten i jämförelse med $\Delta C_D$ för resterande radieökningar, se tabell 7.2. Detta, tillsammans med att det enbart rör sig om 3 counts, kan tyda på att konvergens är på väg att uppnås med hänsyn till $C_D$, vad gäller förändring av radie. Det vill säga, med en radie som ligger mellan 400 och 800 m kan eventuellt effekterna av kurvtagningen liknas vid effekterna från fall R vad gäller $C_D$.

För K400 ligger $C_D$ närmare R än vad K800 gör, vilket tyder på att DrivAer vid K800 sannolikt placerats i en vinkel där flödet kring hjulhusen påverkar luftmotståndet i högre grad. Detta syns i figur 6.13 där skillnaden i luftmotstånd för de olika kurvradierna genereras vid hjulhusen.

**Tabell 7.3:** $\Delta C_L$, varierande kurvradie

| **Förändring av radie** | **$\Delta C_L$ [counts]** | **Förändring av $C_L$ [%]** |
|---|---|---|
| 100 m - 200 m | 66 | 67,7 |
| 200 m - 400 m | 15 | 48,3 |
| 400 m - 800 m | −24 | −147,2 |

Från tabell 7.3 kan dock konstateras att trendbrottet vid radieökningen från 400 till 800 m inte tyder på någon konvergens vad gäller $C_L$. Här ses en procentuell förändring som är betydligt större än för resterande radieökningar.

## 7.5 Kurvad luftmotståndskoefficient

Keogh [22] konstaterar, för en inverterad vinga, att det $C_D$ som tar hänsyn till kurvtagning (se ekvation (5.2)) är mycket likt det som försummar kurvtagningen (se ekvation (2.5)). I tabell 7.4 presenteras skillnaden som fås för resultaten i denna studie, där $C_D^*$ betecknar den koefficient som ej tar hänsyn till kurvtagning. I tabellen noteras att skillnaden är mycket liten. Därmed konstateras att det även för mer avancerade geometrier än inverterade vingar skulle vara möjligt att försumma kurvtagningsbidraget till $C_D$.

**Tabell 7.4:** $C_D$ med och utan kurvtagningsbidrag samt $\Delta C_D$.

| **Kurvradie [m]** | $\mathbf{C_D}$ **[-]** | $\mathbf{C_D^*}$ **[-]** | $\mathbf{\Delta C_D}$ **[counts]** |
|---|---|---|---|
| 100 | 0,247 | 0,249 | 2 |
| 200 | 0,231 | 0,232 | 1 |
| 400 | 0,217 | 0,217 | 0 |
| 800 | 0,220 | 0,220 | 0 |

## 7.6 Jämförelse med tidigare forskning

En stor fördel med att undersöka DrivAer-modellen är att det finns mycket publicerat material kring den. Trots detta upplevdes vissa svårigheter kring att hitta material som var jämförbart med resultaten i denna studie. Detta berodde bland annat på att jämförelser endast bör göras mellan likvärdiga konfigurationer, i detta fallet en sedanmdell med plant underrede. Dessutom görs de flesta undersökningar i högre hastigheter än 90 km/h.

Tidigare studier av rak körning med DrivAer i vindtunnel har konstaterat att $C_D = 0{,}246$, vilket är 17,7 % högre än resultaten i denna studie. Värt att notera är dock att skillnaden är betydligt mindre om jämförelsen görs med andra CFD-simuleringar. Yazdani [5] simulerar $C_D$ mellan 0,212 och 0,217, vilket motsvarar en ändring mellan 1,4 och 3,8 % i relation till resultatet från denna studie. Denna skillnad är relativt liten. Värt att notera är dock att resultatet i denna studie är nära Yazdani resultat sett i relation till vindtunneldatan, detta trots att Yazdani använder mer avancerade beräkningsmetoder.

## 7.7 Vidare forskning

Nedan presenteras förslag på framtida undersökningsområden. Dessa förslag baseras på de idéer som diskuterats under studiens gång, men ej genomförts.

### 7.7.1 Geometriförändringar

Det hade varit intressant att undersöka andra bilgeometrier. Då resultaten antyder att bilens bakända påverkar sidkraften vore det naturligt att undersöka hur en kombimodell påverkas vid kurvtagning. Dessutom noterades att fälgarna kraftigt påverkar flödet på bilens undersida. Därför vore det intressant att studera flödet kring DrivAer med ett detaljerat underrede.

### 7.7.2 Fler snedställningsvinklar

För vidare forskning är det av intresse att studera trenderna för ytterligare snedställningsvinklar som motsvarar andra kurvradier. Dessa bör sedan ställas i jämförelse med motsvarande simulering likt en så verklig kurvtagning som möjligt. Genom dessa jämförelser kan en uppskattning göras om huruvida slutsatserna som dras i den här studien är unika för en kurvradie på 200 m eller om de gäller generellt. Wieser [23] har gjort en vindtunnelstudie som undersöker aerodynamiken för en skalmodell av DrivAer, med en varierande snedställningsvinkel. Denna utförs dock inte med roterande hjul, vilket gör den oanvändbar för jämförelse med den här studien.

### 7.7.3 Varför ökar $C_D$ för fall SuS när fälgarna stängs?

I Dimitriou [4] står det klart att öppna fälgar, vid rak körning, generellt ger ett högre $C_D$ än stängda. Detta visar sig, i avsnitt 6.2, även stämma för fall R, SmS och K200. Ett undantagsfall är dock fall SuS där stängda fälgar ger ett $C_D$ som är 3 counts högre än för motsvarande med öppna fälgar. Här blir avsaknaden av slipvinkel avgörande för utfallet på $C_D$, om man jämför med SmS, vilket gör det ytterst intressant att inför framtida studier nogrannt undersöka flödet kring hjulhusen för de här fallen.

### 7.7.4 Variation av flödeshastighet

Studien har, i samtliga simulerade fall, haft en friströmshastighet på 25 m/s. De trender och samband som har analyserats i studien är baserade enbart på den här flödeshastigheten, vilket gör det svårt att dra generella slutsatser. För att möjliggöra detta hade det varit av intresse att simulera samtliga fall med andra flödeshastigheter.

### 7.7.5 Krafters påverkan på körbarheten

Lyft- och sidkrafter som uppstår till följd av aerodynamisk påverkan vid kurvtagning kan påverka köregenskaperna hos en bil och eventuellt få denna att agera oförutsägbart, även om krafterna är små. Detta då egensvägning kan uppstå. Ur säkerhetssynpunkt vore det därför intressant att studera problemet under instationära förhållanden för att kunna upptäcka eventuella egensvägningstendenser.

### 7.7.6 Kurvtagningens påverkan på en körcykel

Den nya körcykelstandarden WLTP, som införs under hösten 2017 [24], förväntas ge värden på bränsleförbrukning och utsläpp som bättre stämmer överens med verkligheten. WLTP tar dock inte hänsyn till de aerodynamiska förlusterna som uppstår vid kurvtagning. Att luftmotståndet ökar vid konstant kurvtagning, jämfört med körning i rak färdriktning, är tydligt i den här studien men hur mycket av en genomsnittlig körning som består av kurvtagning är oklart. Det är därför intressant att undersöka hur stor inverkan kurvtagning har på verklig körning, för att avgöra huruvida kurvtagning borde implementeras i framtida körcykler.

# 8

# Slutsats

Syftet med studien har varit att skapa förståelse för hur en personbils aerodynamik påverkas vid kurvtagning. Det blev tydligt att kurvtagning har stor påverkan på flödet. Detta syntes i såväl vakens struktur som i storlek och riktning för de olika krafterna. Därtill konstaterades att det fanns stora skillnader mellan kurvtagning och snedställning. Bland annat noterades att krafterna skiljde sig till såväl storlek som riktning. Utifrån detta konstaterades att snedställning ej bör användas som approximation till kurvtagning.

Vidare konstaterades att fälgarna, för samtliga fall, hade stor inverkan på flödet kring DrivAer. Speciellt konstaterades att fälgarna hade anmärkningsvärt stor påverkan på luftmotståndet vid kurvtagning.

Slutligen konstaterades att kurvtagning skulle kunna påverka bränsleförbrukningen. Det är dock fortfarande okänt hur effekterna av detta blir vid verklig körning.

# Litteraturförteckning


[1] Road transport: Reducing co2 emissions from vehicles. Europeiska kommisionen. [Online]. Tillgänglig: `https://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles_sv` (Hämtad 2017-05-05).

[2] C. Favre, D. Bosteels, och J. May, "Exhaust Emissions from European Market-Available Passenger Cars Evaluated on Various Drive Cycles," *SAE Technical Papers*, vol. 6, 2013.

[3] J. Keogh, T. Barber, S. Diasinos, och G. Doig, "Techniques for Aerodynamic Analysis of Cornering Vehicles," *SAE Technical Paper*, 2015.

[4] S. K. Ioannis Dimitriou, "Aerodynamic Forces of Exposed and Enclosed Rotating Wheels as an Example of the Synergy in the Development of Racing and Passenger Cars," *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, vol. 229, 2006.

[5] R. Yazdani, "Steady and Unsteady Numerical Analysis of the DrivAer Model," Examensarbete, Chalmers University of Technology, 2015.

[6] Drivaer model. Technical University of Munich. [Online]. Tillgänglig: `http://www.drivaer.com/` (Hämtad 2017-02-02).

[7] F. M. White, *Fluid Mechanics*, 7:e uppl. New York: McGraw-Hill Education, 2011.

[8] W. Frei. (2013) Which turbulence model should i choose for my cfd application? Comsol. [Online]. Tillgänglig: `https://www.comsol.com` (Hämtad 2017-03-22).

[9] J. Peiró och S. Sherwin, *Finite Difference, Finite Element and Finite Volume Methods for Partial Differential Equations*. Springer Netherlands, 2005.

[10] H. K. Versteeg och W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, 2:a uppl. Harlow, UK: Persson Education Limited, 2007.

[11] Reference frames. Siemens. [Online]. Tillgänglig: `https://steve.cd-adapco.com` (Hämtad 2017-03-31).

[12] E. Ljungskog och U. Nilsson, "CFD for Underhood Modeling Development of an Efficient Method," Examensarbete, Chalmers University of Technology, 2014.

[13] B. Jacobson, *Vehicle Dynamics. Compendium for Course MMF062*. Chalmers Tekniska Högskola, 2015.

[14] N. B.C., J. S.T.H., B. I.J.M., S. A.J.C, och N. H., "An enhanced generic single track vehicle model and its parameter identification for 15 different passenger cars," *Presentation at the 11th international symposium on advanced vehicle control (AVEC '12)*, 2012.

[15] W. F. Milliken och D. L. Milliken, *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, Pa: SAE International, 1995.

[16] J. Brouwer, "Online Estimation of Roll Relevant Vehicle Parameters," Examensarbete, Eindhoven University of Technology, 2016.

[17] How big should the domain be around the car for an external aero case? Star. [Online]. Tillgänglig: https://thesteveportal.plm.automation.siemens.com (Hämtad 2017-03-20).

[18] F. Wegman, "Safety effects of road designs standars in Europe," in *International Symposium on Highway Geometric Design Practices*, Rotterdam, 1996, s. 10.

[19] Trimmed mesh. Star. [Online]. Tillgänglig: https://stevedocs.cd-adapco.com (Hämtad 2017-03-22).

[20] Prism layer mesher. Star. [Online]. Tillgänglig: https://stevedocs.cd-adapco.com (Hämtad 2017-03-22).

[21] J. Ljungberg, "CFD and Aerodynamics at Volvo Car Corporation," Stockholm, 2011. [Online]. Tillgänglig: https://www.mech.kth.se/courses/5C1211/Externals_2011/Ljungberg2.pdf

[22] J. Keogh, G. Doig, S. Diasinos, och T. Barber, "The influence of cornering on the vortical wake structures of an inverted wing," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 229, no. 13, s. 1817–1829, 2015.

[23] D. Wieser, H.-J. Schmidt, S. Müller, C. Strangfeld, C. Nayeri, och C. Paschereit, "Experimental Comparison of the Aerodynamic Behavior of Fastback and Notchback DrivAer Models," *SAE International Journal of Passanger Cars - Mechanical Systems*, s. 682–691, 2014. [Online]. Tillgänglig: http://www.sae.org/technical/papers/2014-01-0613

[24] Konsekvensutredning. Transportstyrelsen. [Online]. Tillgänglig: https://www.transportstyrelsen.se/globalassets/global/regler/remisser/vagtrafik/tsf-2016-192/konsekvensutredning-wltp.pdf (Hämtad 2017-05-05).

# A

# Field functions i StarCCM+

Field function för vinkeln $\theta$ (`UserFieldFunction_3`)

```
atan($$Centroid(@CoordinateSystem("Laboratory.ORIGO"))[0]/
$$Centroid(@CoordinateSystem("Laboratory.ORIGO"))[1])
```

Field function för $F_D$ i det raka fallet:

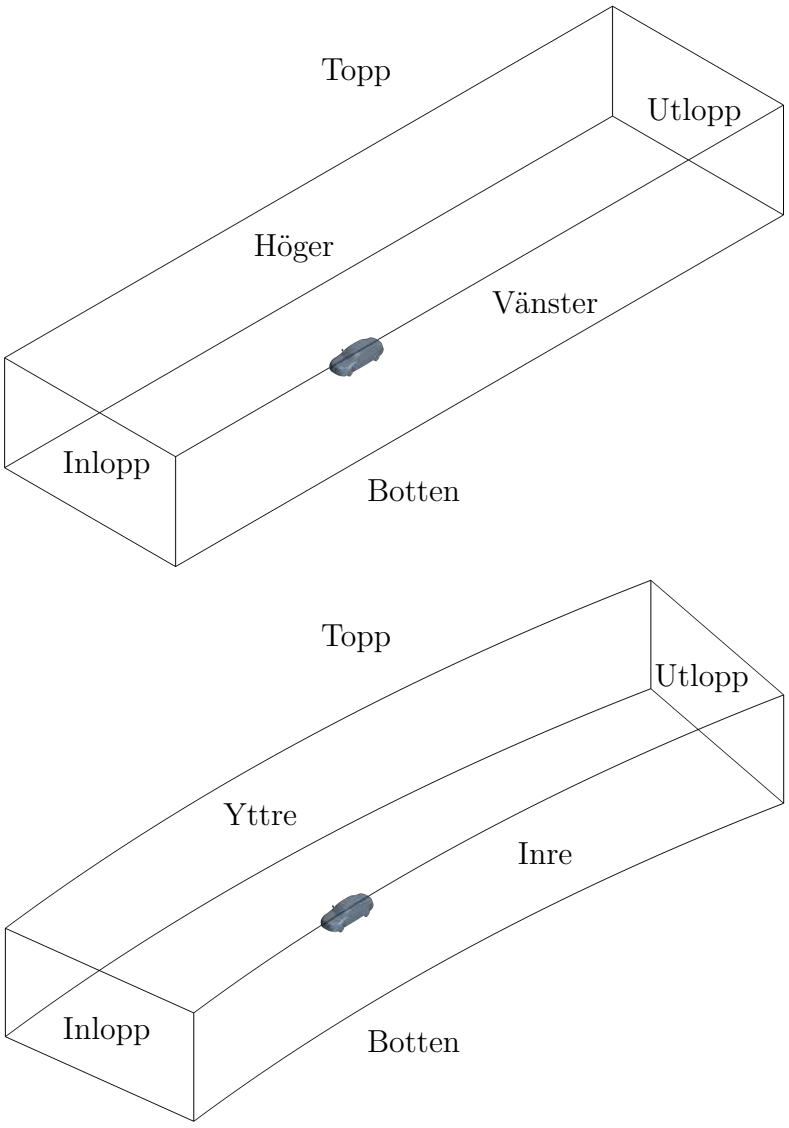
```
${Pressure}*$${Area}[0]+$${WallShearStress}[0]*mag($${Area})
```

Field function för $F_D$ i det kurvade fallet:

```
(${Pressure}*$${Area}[0]+$${WallShearStress}[0]*
mag($${Area}))*cos(${UserFieldFunction_3})+(${Pressure}*
$${Area}[1]+$${WallShearStress}[1]*mag($${Area}))*
sin(${UserFieldFunction_3})
```

# B

# Beräkningsdomänens gränser

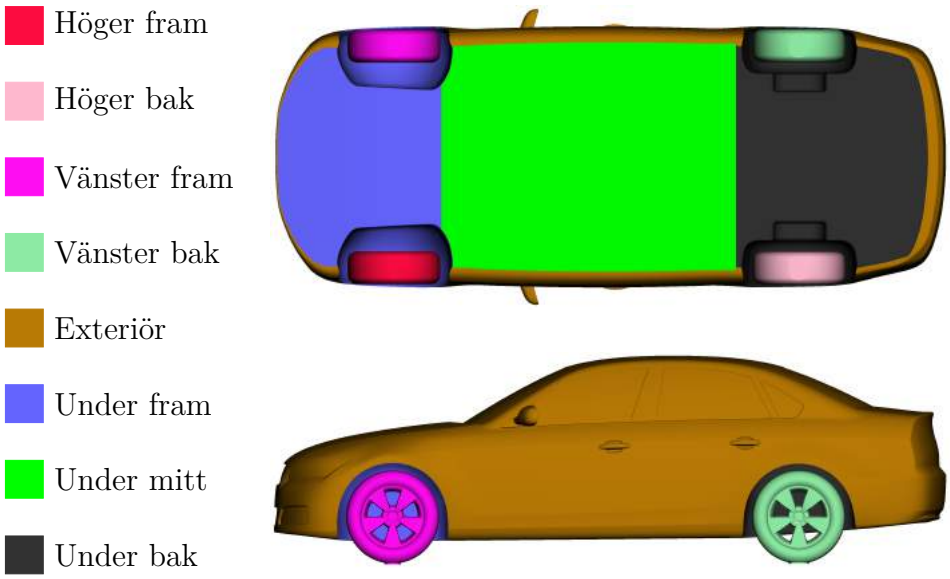



**Figur B.1:** Namn på beräkningsdomänernas gränser.

# C

# Uppdelning av DrivAer

I figuren nedan presenteras de olika grupper som används för att undersöka de olika kraftkoefficienterna.




**Figur C.1:** Grupperna för vilka kraftkoefficienterna studeras.

# D

# Sidkraftskoefficient del för del

I tabellen nedan presenteras sidkraftskoefficienten, $C_S$, för olika grupper i fallen SmS och K200. Resultaten presenteras i counts. Grupperna som används presenteras i figur C.1, bilaga C.

**Tabell D.1:** Sidkraftskoefficient för fallen SmS och K200.

| **Grupp** | **SmS** | **K200** | **Skillnad** |
|---|---|---|---|
| Höger fram | 23 | 11 | 12 |
| Höger bak | 1 | 2 | -1 |
| Vänster fram | -15 | -28 | 13 |
| Vänster bak | -2 | -5 | 3 |
| Exteriör | 84 | -28 | 112 |
| Under fram | 5 | -10 | 15 |
| Under mitt | -8 | -9 | 1 |
| Under bak | -2 | -2 | 0 |
| **Summa** | **85** | **-68** | **154** |

# E

# Luftmotståndskoefficient del för del

I tabellerna nedan presenteras luftmotståndskoefficienten, $C_D$, för olika grupper i fallen R, SuS, SmS och K200. Grupperna som används presenteras i figur C.1, bilaga C. Resultaten presenteras i counts.

**Tabell E.1:** Luftmotståndskoefficient för fall R.

| **R** | | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Grupp** | **Öppna fälgar** | **Stängda fälgar** | **$\Delta C_D$** | **Skillnad [%]** |
| Höger fram | 17 | 19 | 1 | 7 |
| Höger bak | 14 | 9 | -5 | -36 |
| Vänster fram | 17 | 19 | 1 | 7 |
| Vänster bak | 14 | 9 | -5 | -37 |
| Exteriör | 120 | 112 | -8 | -6 |
| Under fram | 3 | -3 | -6 | -232 |
| Under mitt | 8 | 8 | 0 | 3 |
| Under bak | 16 | 34 | 19 | 122 |
| **Summa** | **209** | **207** | **-2** | **-1** |

**Tabell E.2:** Luftmotståndskoefficient för fall SuS.

| **SuS** | | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Grupp** | **Öppna fälgar** | **Stängda fälgar** | **$\Delta C_D$** | **Skillnad [%]** |
| Höger fram | 19 | 19 | 0 | -1 |
| Höger bak | 12 | 10 | -2 | -16 |
| Vänster fram | 20 | 16 | -4 | -21 |
| Vänster bak | 15 | 9 | -6 | -38 |
| Exteriör | 121 | 122 | 1 | 1 |
| Under fram | 0 | -1 | -2 | -618 |
| Under mitt | 8 | 8 | 0 | 1 |
| Under bak | 17 | 32 | 15 | 90 |
| **Summa** | **211** | **213** | **3** | **1** |

**Tabell E.3:** Luftmotståndskoefficient för fall SmS.

| **SmS** | | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Grupp** | **Öppna fälgar** | **Stängda fälgar** | **$\Delta C_D$** | **Skillnad [%]** |
| Höger fram | 19 | 19 | 0 | 0 |
| Höger bak | 13 | 9 | -5 | -33 |
| Vänster fram | 20 | 16 | -4 | -22 |
| Vänster bak | 16 | 11 | -5 | -32 |
| Exteriör | 121 | 113 | -9 | -7 |
| Under fram | 1 | -1 | -2 | -242 |
| Under mitt | 8 | 8 | 0 | 3 |
| Under bak | 17 | 33 | 17 | 99 |
| **Summa** | **215** | **207** | **-7** | **-3** |

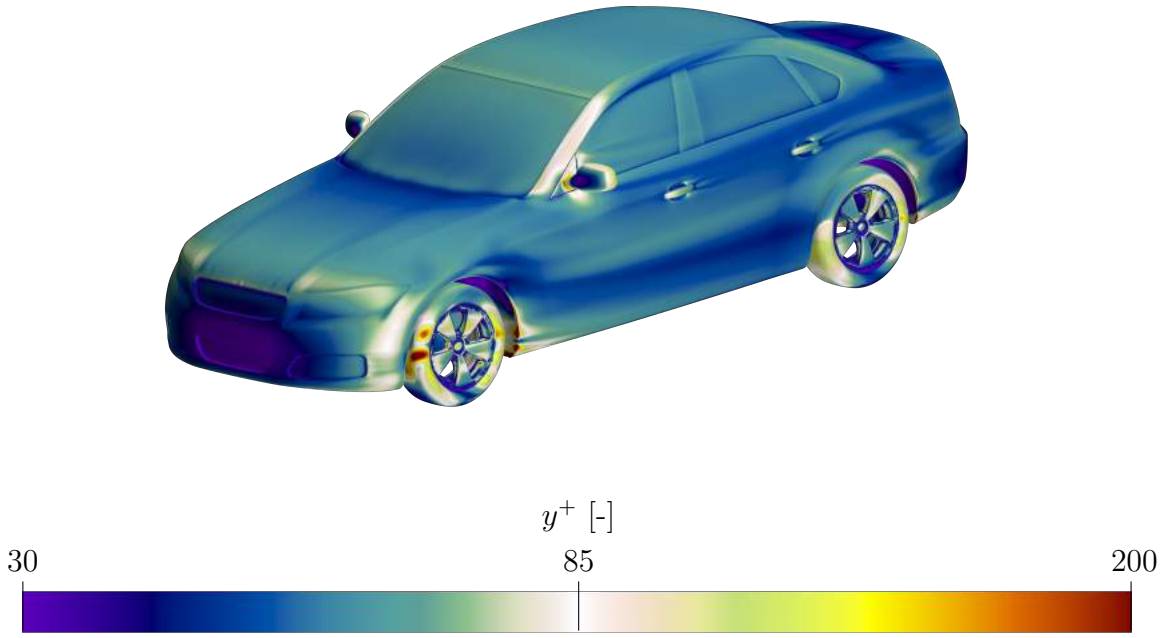
**Tabell E.4:** Luftmotståndskoefficient för fall K200.

| **K200** | | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Grupp** | **Öppna fälgar** | **Stängda fälgar** | **$\Delta C_D$** | **Skillnad [%]** |
| Höger fram | 19 | 17 | -1 | -7 |
| Höger bak | 17 | 11 | -6 | -38 |
| Vänster fram | 24 | 20 | -4 | -16 |
| Vänster bak | 17 | 8 | -9 | -54 |
| Exteriör | 125 | 125 | 0 | 0 |
| Under fram | 4 | 0 | -4 | -109 |
| Under mitt | 8 | 8 | 0 | 2 |
| Under bak | 18 | 32 | 14 | 78 |
| **Summa** | **231** | **221** | **-11** | **-5** |

# F

# Illustration av $y^+$

I figuren nedan visas $y^+$ för fall R.




**Figur F.1:** $y^+$ för fall R.