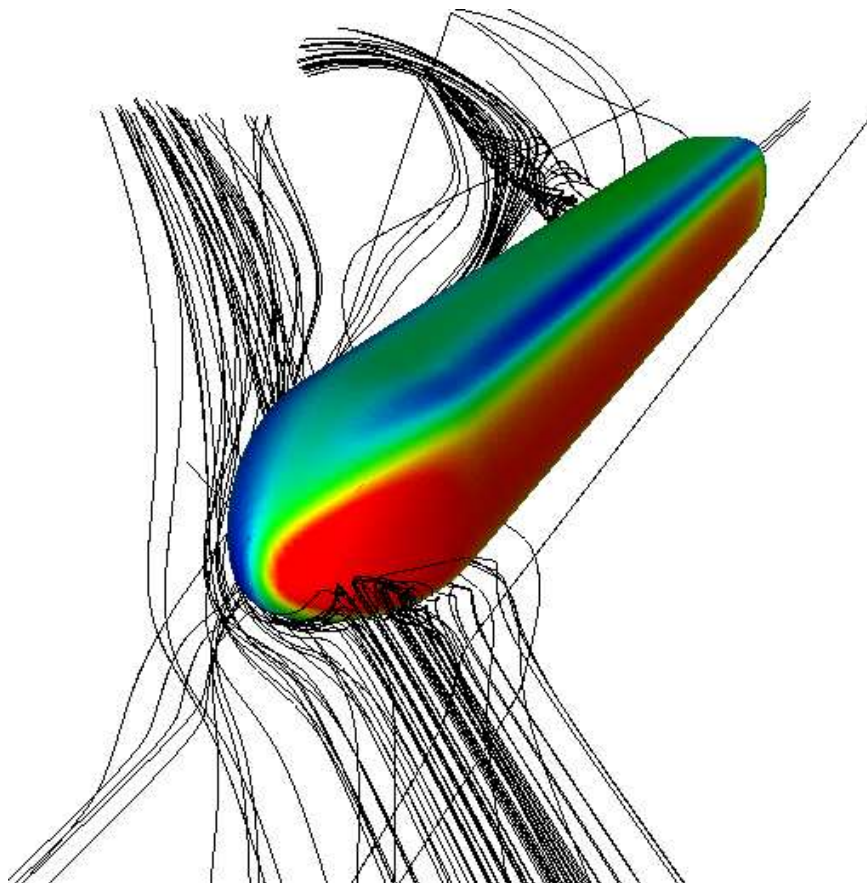


# Design av höghastighetståg för kraftiga sidovindar

Erik Bjerklund  
Johannes Emilsson  
Emil Hobroh  
Malin Johansson Lenngren  
Carina Norrgård  
Anders Rynell

Examinator: Docent Siniša Krajnović



Kandidatarbete TMEX02-16, vårterminen 2007  
Institutionen för Tillämpad mekanik  
Chalmers tekniska högskola, Göteborg

## Sammanfattning

Industrin för höghastighetståg arbetar konstant för att utveckla ännu snabbare och lättare, och därmed mer energisnåla, tåg. Med lättare tåg följer problem med kraftiga sidovindar som i värsta fall kan få tågen att spåra ur eller välta. Syftet med denna rapport var att undersöka hur ett tågs geometri påverkar de krafter som verkar på tågkroppen. I studien användes en förenklad modell av ett tåg utan fönster, dörrar, hjul etc. Datorsimuleringar genomfördes på nio olika geometriska former av tågen, där två designvariabler varierades. Från varje simulering erhöles lyft- och rollmomentskoefficient.

Vindens infallsvinkel och hastighet har en stor inverkan på tågets stabilitet. Denna studie behandlade två olika fall. I det första fallet användes ett stillastående tåg med sidovinden infallande vinkelrätt från sidan. Även i det andra fallet inföll sidovinden vinkelrätt från sidan men tåget rörde sig framåt i en hastighet av 200 km/h.

Optimering av simuleringsresultaten gav en Pareto-optimal front som visade den optimala relationen mellan koefficienterna.

**Nyckelord:** Höghastighetståg, Optimering, Responsytmetoden, Pareto-optimal front, Sidovindsstabilitet.

## Abstract

The high-speed train industry is constantly working to produce even faster and lighter, thus energy saving, trains. With lighter trains follow a problem with strong side winds which in the worst case may cause the train to derail or turn over. The aim of this report was to study how the geometry of the train influence the forces acting on the train body. Nine geometries were studied based on two design variables. Two coefficients were received from each simulation, lift and rolling moment coefficient.

The angle of incidence and velocity of the wind is of great importance concerning side wind stability. This report studies two different cases. In the first case a non-moving train with side wind perpendicular to the train was studied. In the second case the train was moving at 200 km/h which resulted in wind at an angle of incidence of 30°.

Optimization of the results from the simulations resulted in a Pareto-optimal front which showed the optimal relation between the coefficients.

**Keywords:** High-speed train, Optimization, Response Surface Method, Pareto-optimal front, Side wind stability.

## Förord

Denna tekniska rapport är en dokumentation av kandidatarbete TMEX02-16. Arbetet genomfördes vårterminen 2007 vid civilingenjörsprogrammet i Maskinteknik på Chalmers tekniska högskola, Göteborg, vid institutionen Tillämpad mekanik.

Vi vill tacka vår examinator docent Siniša Krajnović för möjligheten att genomföra detta projekt. Hans handledning och föreläsningar har hjälpt oss i vårt arbete samt skrivandet av denna rapport.

Vi vill även ta tillfället i akt att tacka vår handledare doktorand Hassan Nasr Hemida som har givit oss respons och hjälpt oss i det löpande arbetet.

Förståelse av denna rapport förutsätter att läsaren deltagit i en kurs i grundläggande strömningslära.

Arbete av Docent Siniša Krajnović i det här projektet stöddes av Banverket och projektet Gröna Tåget. Beräkningar inom projektet har delvis gjorts på C3SE (Center for scientific and technical computing at Chalmers).

Vi tackar också Fluent Sweden AB för de FLUENT-licenser som använts i projektet.



## Nomenklatur

$b$	nosens längd
$c$	halva höjden ( $\frac{h}{2}$ )
$C_l$	lyftkraftskoefficient
$C_m$	rollmomentskoefficient
$h$	höjd, bredd, 3 m
$n$	kurvaturkoefficient
$n_4$	$n = 4$
$n_5$	$n = 5$
$n_6$	$n = 6$
rollmoment	vridmoment kring axeln i tågets färdriktning
30°-fallet	tåg som rör sig i en hastighet av 200 km/h
90°-fallet	stillastående tåg

## Innehåll

<b>1</b>	<b>Inledning</b>	<b>1</b>
1.1	Bakgrund . . . . .	1
1.2	Syfte och avgränsningar . . . . .	2
1.3	Tillvägagångssätt . . . . .	3
<b>2</b>	<b>Teori</b>	<b>4</b>
2.1	Strömningsmekanikteori . . . . .	4
2.1.1	Turbulens . . . . .	4
2.1.2	Standard k- $\varepsilon$ -modell . . . . .	5
2.1.3	Gränsskiktmodellering . . . . .	6
2.2	Koefficienter . . . . .	8
2.2.1	Lyftkraftskoefficienten $C_l$ . . . . .	8
2.2.2	Rollmomentkoefficienten $C_m$ . . . . .	8
2.2.3	Tryckkoefficienten $C_p$ . . . . .	8
2.3	Optimering . . . . .	8
2.3.1	Responstymetoden . . . . .	9
2.3.2	Pareto-optimal front . . . . .	10
2.3.3	Kluster . . . . .	10
<b>3</b>	<b>Metod</b>	<b>11</b>
3.1	Geometrier . . . . .	11
3.1.1	Beräkningsdomän . . . . .	14
3.2	Beräkningsnät . . . . .	15
3.3	Beräkning . . . . .	20
3.3.1	Randvillkor för stillastående tåg . . . . .	21
3.3.2	Randvillkor för tåg i 200 km/h . . . . .	21
3.4	Postprocessing . . . . .	22
3.5	Optimering med responstymetoden . . . . .	22
<b>4</b>	<b>Resultat och diskussion</b>	<b>23</b>
4.1	Stillastående tåg . . . . .	23
4.1.1	Surrogatmodell . . . . .	28
4.1.2	Pareto-optimal front . . . . .	32
4.1.3	Optimal geometri . . . . .	34
4.2	Tåg i 200 km/h . . . . .	35
4.2.1	Surrogatmodell . . . . .	42
4.2.2	Pareto-optimal front . . . . .	44
4.2.3	Optimal geometri . . . . .	46
4.3	Jämförelse av fallen . . . . .	47

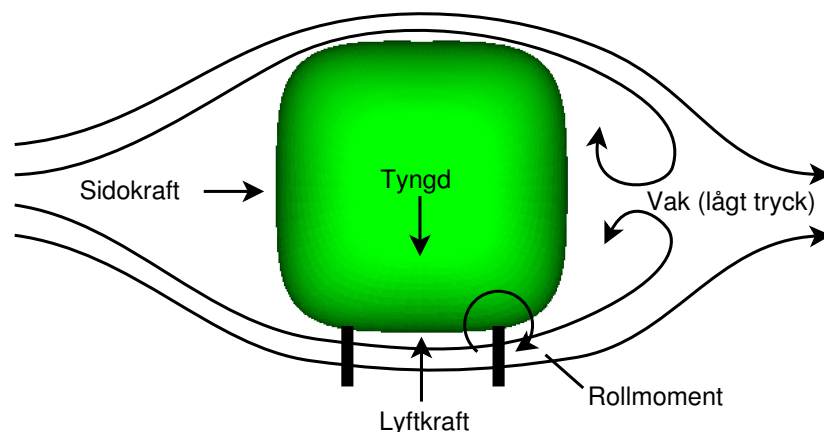
<b>5 Slutsats</b>	<b>48</b>
<b>Referenser</b>	<b>50</b>

# 1 Inledning

Denna rapport behandlar hur sidovindar ger upphov till olika krafter på tåg och hur tågens geometri påverkar dessa krafter. Genom att studera hur krafterna ändras beroende på tågets geometri kan dessa krafter reduceras.

## 1.1 Bakgrund

De snabbaste tågen i Sverige kan i dagsläget komma upp i en hastighet av ca 200 km/h. År 2005 startades ett projekt vid namn Gröna Tåget, som är ett samarbete mellan bland annat Chalmers tekniska högskola och företagen Bombardier och Banverket. En del av forskningen kring aerodynamiken runt tåget har förlagts till institutionen för tillämpad mekanik på Chalmers. Målet med projektet är att ta fram tåg som kan komma upp i hastigheter av 250 km/h och däröver, som dessutom är energisnåla. För att ett tåg skall vara snabbt och energisnålt måste vikten minimeras, vilket i sin tur medför att tåget blir känsligare för sidovindar. Problemet med sidovindar är störst då tåget i full hastighet lämnar en tunnel eller åker ut på en hög bro. Sidovindarna ger upphov till dels en lyftkraft, på grund av skillnaden i tryck på ovan och undersidan av tåget, och dels ett rollmoment (vridmoment kring axeln i tågets färdriktning) som uppkommer på grund av tryckskillnaden på ovan- och undersidan respektive sidorna av tåget, se figur 1. Viskösa skjuvkrafter bidrar också till dessa krafter, men är relativt små (ca 5% av totalt bidrag).



Figur 1: Lyftkraft och rollmoment.

Rollmomentet tillsammans med lyftkraften kan få tåget att spåra ur och i värsta fall välta (se figur 2 nedan). För att förhindra att sådana olyckor sker är det viktigt

att veta hur tågets geometriska form påverkar de lyftkrafter och rollmoment som uppstår så att dessa kan reduceras.



(a) Vindhastighet 45 m/s [1].

(b) Vindhastighet 33 m/s [2].

Figur 2: Tågolyckor på grund av kraftiga sidovindar.

## 1.2 Syfte och avgränsningar

Syftet med den här rapporten var att studera hur ett tågs geometri påverkar de lyftkrafter och rollmoment som uppkommer vid sidovindar och utifrån det ta fram den optimala formen på tåget för att reducera dessa krafterns inverkan. Tågets geometri optimerades med avseende på två variabler; noslängd och kurvaturkoefficient. Kurvaturkoefficienten är den potens som definierar kurvaturen på tvärsnittet. De tåggeometrier som studerades i detta projekt var symmetriska med avseende på bredden, höjden och längden.

I arbetet har en förenklad modell använts (eng. Generic model), det är en tågmodell utan boggi, fönster, dörrar etc. som annars skulle försvåra beräkningarna.

Två olika fall undersöktes, ett enklare fall där tåget var stillastående och vinden inföll från sidan med en vinkel på  $90^\circ$  och en hastighet på 25 m/s. Därefter studerades ett mer kritiskt fall där tåget rörde sig framåt i 200 km/h och vinden träffade tåget med  $90^\circ$  vinkel och med en hastighet på 32,3 m/s. Vindresultanten av tågets och sidovindens hastighet blev en hastighet på 64,7 m/s infallande med  $30^\circ$  vinkel, dvs. snett framifrån.

Denna rapport behandlar ej transienta beräkningar, dvs. hur strömningen ändras

med tiden. Stationära beräkningar är standard i industrin och transienta beräkningar skulle krävt alldeles för mycket tid och datorkapacitet.

### **1.3 Tillvägagångssätt**

Tågen optimerades med avseende på två designvariabler. Dessa två variabler antog tre värden var som kombinerades och gav nio olika tåggeometrier. Med hjälp av dessa geometrier utfördes strömningsberäkningar så att lyftkraft och rollmoment erhöles för varje tåg. Utifrån resultaten optimerades lyftkraften och rollmomentet med avseende på de två designvariablerna.

## 2 Teori

Computational Fluid Dynamics (CFD) innebär att lösa strömningsproblem med numeriska beräkningar. Ofta är dessa beräkningar väldigt omfattande och kräver stor datorkapacitet. CFD växer fort i dagens industri på grund av stor flexibilitet och lätthet att göra ändringar i modellen. Det är också en mycket lägre kostnad att simulera i förhållande till att köra verkliga modeller i vindtunnlar. I följande avsnitt presenteras den teori som ligger till grund för CFD-beräkningar samt den teori som användes för att optimera de lösningar som erhölls från simuleringarna. Det största kommersiella programmet för CFD-beräkningar är FLUENT, och är det program som användes i detta projekt.

### 2.1 Strömningsmekanikteori

För att få en tydligare överblick är teoriavsnittet indelat i tre kapitel. Nedan följer strömningsdelen som innehåller den viktigaste teorin inom strömningsmekanik.

#### 2.1.1 Turbulens

Turbulent strömning är ett komplext fenomen som karakteriseras av fluktuerande, oregelbundna och ickelinjära tredimensionella rörelser (virvlar) samt energiförluster. Virvlarna förekommer i olika storlekar och mindre virvlar tar energi från de större. I de minsta virvlarna uppstår dissipation som innebär att rörelseenergin övergår till en höjning i intern energi (värme). De största virvlarna bestäms av storleken på det objekt de strömmar kring och de mindre av viskositet och intern energi. Vid numeriska beräkningar av turbulent strömning är alla dessa egenskaper viktiga och gör att beräkningarna blir väldigt komplicerade. Reynoldstalet används för att karakterisera strömningen och definieras enligt ekvation (1) nedan.

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (1)$$

där  $u$  är strömningens karakteristiska hastighet,  $L$  är strömningens karakteristiska längdskala (exempelvis bredden på ett tåg som omströmmas) och  $\nu$  är den kinematiska viskositeten.

De fluktuerande rörelserna hos turbulent strömning kan förekomma i små längdskalor och höga frekvenser. Detta är ett problem då dagens datorer inte har den beräkningskraft som krävs för att lösa upp de minsta virvlarna i detalj. Ett tillvägagångssätt för att simulera turbulens är att använda Reynolds medelvärdesbildande Navier-Stokes metod, Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS).

RANS simulerar turbulens utan att lösa upp de minsta virvlarna. RANS-ekvationerna härleds ur Navier-Stokes ekvationer där hastigheten uttrycks i en medelvärdesterm och en fluktuationsterm enligt nedan:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2)$$

där  $\bar{u}$  betecknar medelvärdet och  $u'$  betecknar fluktuationer. För andra skalära kvantiteter som till exempel tryck och energi gäller samma uppdelning i en medelvärdesterm och en fluktuationsterm. RANS kan med hjälp av dessa uttryck bildas, vilka i kartesisk tensorform ges av

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (3)$$

och

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (4)$$

I ekvation (4) har den sista termen tillkommit som följd av tidsmedelvärdering. Denna term brukar benämnas Reynolds spänningstensor och representerar turbulensen som uppkommit på grund av fluktuationer kring hastighetsmedelvärdet. För att denna okända term skall kunna modelleras finns det i FLUENT olika turbulensmodeller att tillämpa. Den mest använda tvåekvationsmodellen av dessa är k- $\varepsilon$ -modellen. I FLUENT finns tre varianter av k- $\varepsilon$ -modellen, Standard-, RNG- (eng. Renormalization Group Theory) och Realizable k- $\varepsilon$ -modellen. Alla tre metoderna har samma uppbyggnad av ekvationerna för turbulenta kinetiska energin  $k$  och turbulenta dissipationen  $\varepsilon$ . Variabeln  $\varepsilon$  bestämmer graden av dissipation medan  $k$  bestämmer energin hos turbulensen. Då k- $\varepsilon$ -modellen tillämpas ersätts Reynolds spänningstensor med följande term:

$$\mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \quad (5)$$

där  $\mu_t$  är den turbulenta viskositeten.

### 2.1.2 Standard k- $\varepsilon$ -modell

Standard k- $\varepsilon$ -modellen är en semi-empirisk turbulensmodell och är den vanligaste av de tre ovan nämnda. Den är en tvåekvationsmodell, vilket betyder att två extra transportekvationer representerar de turbulenta egenskaperna hos strömningen.



Modellen tar hänsyn till tidigare effekter såsom konvektion och diffusion av turbulent energi. Den turbulenta kinetiska energin och dess grad av dissipation erhålls från följande transportekvationer

$$\frac{\partial \bar{u}_i k}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i \varepsilon}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} [c_{\varepsilon 1} P_k - c_{\varepsilon 2} \varepsilon] \quad (7)$$

Vänsterledet i ekvation (6) och (7) representerar konvektion. Termerna i högerledet hos ovanstående ekvationer representerar diffusion, produktion ( $P_k$ ) och dissipation ( $\varepsilon$ ). Den kinematiska viskositeten,  $\nu_t$ , beräknas genom att kombinera  $k$  och  $\varepsilon$  enligt ekvation (8) [3].

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

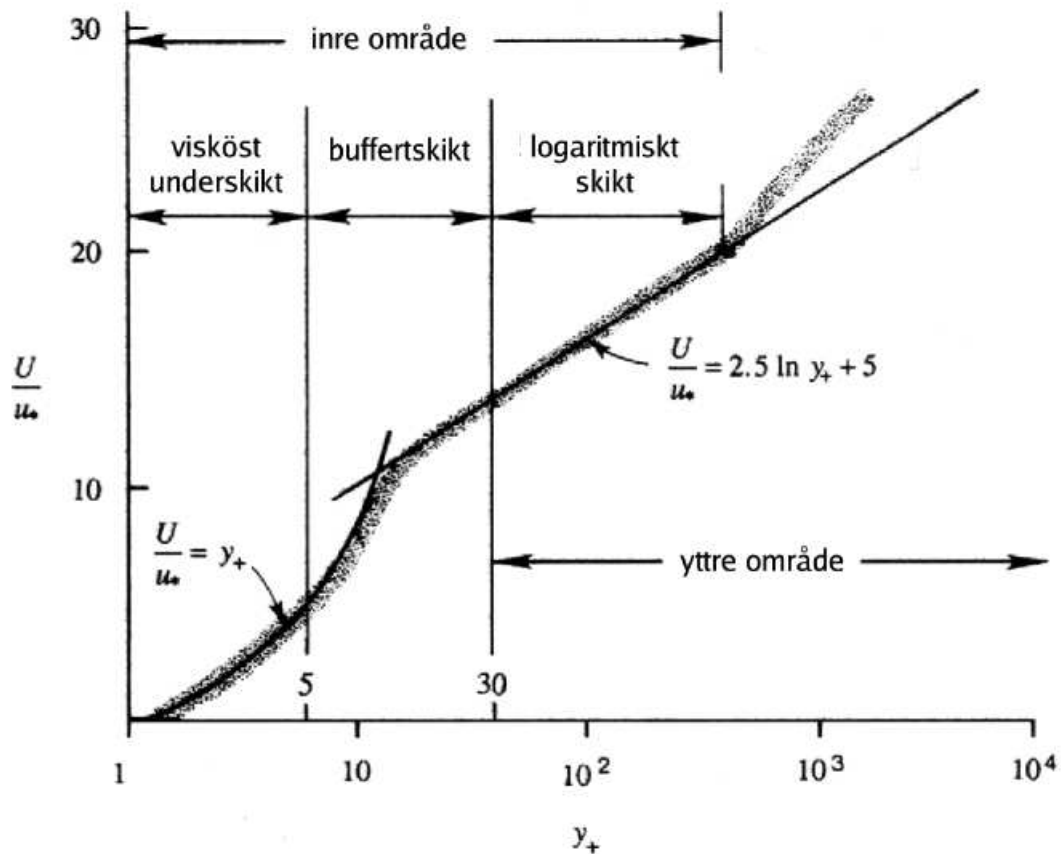
Konstanterna  $c_\mu$ ,  $c_{\varepsilon 1}$ ,  $c_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  och  $\sigma_\varepsilon$  är förinställda i FLUENT.

### 2.1.3 Gränsskiktsmodellering

Då fluid strömmar utmed en yta bildas ett gränsskikt på grund av att fluiden inte har någon hastighet på ytan. Ett gränsskikt delas in i följande tre delskikt:

1. Visköst underskikt
2. Buffertsikt
3. Logaritmiskt skikt

I det viskösa underskiktet, skiktet närmast ytan, har strömningen laminär karaktär. Där dominerar de viskösa krafterna i transporten av rörelsemängd och värme. I det logaritmiska skiktet dominerar turbulens och i regionen mellan dessa skikt finns buffertsiktet där övergången sker.



Figur 3: Hastighetsprofil nära ytan [3].

Då det krävs för mycket tid och datorkapacitet för att lösa upp gränsskiktet närmast väggen ( $y^+ < 1$ ) används väggfunktioner. Med väggfunktioner approximeras hastighetsfördelningen i gränsskiktet med hastighetsprofilen i det logaritmiska skiktet. Detta leder till att första cellen kan placeras så att  $30 < y^+ < 100$  istället för  $y^+ < 1$ . Hastigheten i den första cellen kan bestämmas från log-lagen [5]:

$$y^+ = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y u^*}{\nu} + B \quad (9)$$

där  $\kappa$  och  $B$  är dimensionlösa konstanter,  $y$  är avståndet från ytan och  $y^+$  är det dimensionslösa avståndet från ytan. Genom att använda väggfunktioner sparas be-

räkningstid eftersom ett grövre beräkningsnät kan konstrueras invid ytorna.

## 2.2 Koefficienter

I följande avsnitt presenteras koefficienter som varit väsentliga i detta projekt.

### 2.2.1 Lyftkraftskoefficienten $C_l$

En fast kropp utsätts för krafter om kroppen omströmmas av en fluid. Dessa krafter uppkommer på grund av tryck och friktionskrafter som verkar på kroppsytan. I detta projekt var kraften som verkar i vertikalled intressant, dvs. lyftkraften. Denna kraft skalades till en dimensionlös lyftkraftskoefficient  $C_l$  som användes för att kunna jämföra olika geometrier, oberoende av densitet, hastighet och storlek. Lyftkraftskoefficienten definieras enligt:

$$C_l = \frac{F}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (10)$$

där  $F$  är kraften som verkar på kroppen i vertikalled,  $\rho$  är luftens densitet,  $U$  är hastigheten, och  $A$  är den projicerade arean i strömningsriktningen.

### 2.2.2 Rollmomentkoefficienten $C_m$

Analogt med lyftkraftskoefficienten definieras den dimensionslösa rollmomentkoefficienten enligt:

$$C_m = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho U^2 AL}$$

där  $M$  är moment per areaenhet och  $L$  är referenslängden (tågets bredd).

### 2.2.3 Tryckkoefficienten $C_p$

Tryckkoefficienten definieras enligt:

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (11)$$

där  $p$  är absoluttrycket och  $p_\infty$  är referenstryck (trycket i den ostörda strömningen).

## 2.3 Optimering

Det finns en mängd olika metoder för aerodynamisk formoptimering. I detta avsnitt presenteras de metoder som använts i detta projekt.

### 2.3.1 Responstymetoden

Med responstymetoden anpassas ett polynom till de datavärden som ges vid simuleringar så att polynomet ger en bild över sambandet mellan de olika parametrarna. I de flesta fall används polynom av låg ordning (kvadratiska och kubiska) på grund av enkelheten vid beräkningar [9]. En allmän kvadratisk responstyma kan beskrivas med

$$\hat{y} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j=2}^n \sum_{j=2}^n \beta_{ij} x_i x_j \quad (12)$$

där  $\hat{y}$  är responsvärdet,  $x_i$  designvariabler och  $\beta_i$  polynomkoefficienterna som ska bestämmas. Felet mellan den approximativa responstyma  $\hat{y}$  och de riktiga  $y$ -värdena kan i varje datapunkt uttryckas som:

$$y_i = \hat{y}_i + \epsilon_i \quad (13)$$

För att minimera felet i varje punkt kombineras nu ekvationerna (12) och (13) för att få

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\epsilon} \quad (14)$$

Polynomkoefficienterna  $\beta_i$  bestäms med minstakvadratmetoden, vilket innebär att minimera summan av felen:

$$SS_E = \sum_{i=1}^n \epsilon_i^2 = \boldsymbol{\epsilon}^T \boldsymbol{\epsilon} = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) \quad (15)$$

vilket ger minstakvadratlösningen  $\mathbf{b}$  av polynomkoefficienterna  $\boldsymbol{\beta}$  som

$$\mathbf{b} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (16)$$

Kvalitén på lösningen kan bestämmas med statistiska metoder. De vanligaste är koefficienter för multipel bestämning,  $R^2$  och  $R$ -kvadrat justerad ( $R_a^2$ ), som definieras enligt ekvationerna [9]

$$R^2 = 1 - \frac{SS_E}{SS_T} \quad (17)$$

$$R_a^2 = 1 - \frac{SS_E/(n-p)}{SS_T/(n-1)} = 1 - \left( \frac{n-1}{n-p} \right) (1 - R^2) \quad (18)$$

$$SS_T = \sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n y_i \right)^2 \quad (19)$$

där  $p$  är antalet polynomkoefficienter. Dessa två mått bestämmer variationen kring medelvärdet av felen i modellen.  $R_a^2$  tar även hänsyn till antalet frihetsgrader och är därför allmänt mer pålitlig. Värden på  $R^2$  och  $R_a^2$  nära ett tas som en indikation på att modellen beskriver datapunkterna bra. Även om hela polynomet till en början används är det möjligt att det inte ger den bästa modellen. Det är möjligt att en modell baserad på färre polynomkoefficienter ger en bättre modell. I detta projekt användes en bakåtelimineringsprocedur baserad på t-statistik för att utesluta polynomkoefficienter och förbättra modellen. För koefficienter definieras t-statistik som dess värde dividerat med en uppskattning av standardavvikelsen för koefficienten. I varje steg raderas den koefficient som har t-statistik närmast 0, och därmed påverkar ytan mest. Förbättras  $R_a^2$  repeteras proceduren, om inte avbryts proceduren och det polynomet med det bästa  $R_a^2$  som kvarstår ersätter den ursprungliga surrogatmodellen.

### 2.3.2 Pareto-optimal front

En lösning är Pareto-optimal om det inte finns någon annan lösning, för vilken minst en parameter har ett bättre värde medan övriga parametrar är desamma eller bättre [8]. Pareto-optimal front motsvarar i detta projekt med två koefficienter en kurva som ger sambandet mellan hur de två koefficienterna förändras i förhållande till varandra. För att hitta den Pareto-optimala fronten användes en evolutionär algoritm som löser problem med flera parametrar (eng. multiobjective evolutionary algorithm). I detta projekt användes NSGA-II [10] [14] då det är den metod som är minst datorkrävande och dessutom är den vanligaste. Första steget i en evolutionär algoritm är att skapa en lösningsmängd med olika lösningar utifrån surrogatmodellen. Därefter jämförs lösningarna två och två varefter de bästa väljs ut. Nästa steg är att låta den nya lösningsmängden kombinera sig så att en dubbelt så stor lösningsmängd genereras. Denna procedur upprepas tills lösningsmängden konvergerat till Pareto-optimal front.

### 2.3.3 Kluster

Den Pareto-optimala fronten består av en mängd lösningar. För att konstruera ett överskådligt resultat så grupperades (klustrades) liknande lösningar och sedan plockades representativa lösningar ut. Den klustermetod som användes i detta projekt var en iterativ algoritm som minimerar summan av skillnaden mellan varje punkt och klustermedelvärdet för varje kluster (funktionen 'kmeans' i MATLAB) [13]. Antalet kluster väljs från fall till fall beroende på hur stor skillnad det är på lösningarna. Efter att lösningarna grupperades i kluster valdes den mest representativa lösningen ut, dvs. den som låg närmast medelvärdet för varje kluster.

### 3 Metod

I detta projekt optimerades tågets geometri med avseende på noslängden  $b$  och kurvaturkoefficienten  $n$ . Tre olika noslängder kombinerades med tre olika kurvaturkoefficienter så att totalt nio olika geometrier erhöles. De olika geometrierna samt deras beräkningsnät ritades upp med datorprogrammet ICEM-CFD. Därefter utfördes datorberäkningar av luftströmningen kring tåget med hjälp av datorprogrammet FLUENT. Optimeringsarbetet gjordes med hjälp av datorprogrammet MATLAB.

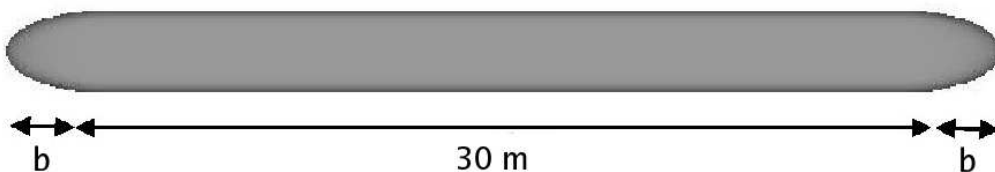
#### 3.1 Geometrier

Tågens geometrier skapades utifrån hur geometrin sett ut i tidigare simuleringar och experiment, med utgångspunkt från hur brittiska tåg ser ut [11] [12].

Grundgeometrin i de olika fallen utgjordes av ett mittparti med två nosar, en på vardera sida. Mittenpartiet hade en längd på 30 m medan nosens längd varierades beroende på designvariabeln  $b$ 's värde, se figur 4. Variabeln  $b$  antog följande värden:

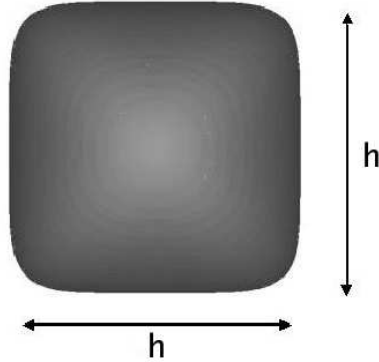
- $h \cdot 0,64$
- $h \cdot 0,96$
- $h \cdot 1,28$

där  $h$  är 3,0 m.



Figur 4: Tåg sett från sidan.

Tåget var symmetriskt med avseende på bredden och höjden, se figur 5.



Figur 5: Tåget sett framifrån.

Den andra designvariabeln var kurvaturkoefficienten  $n$  som beskrev hur tågets tvärsnitt såg ut, se ekvation (20). Då  $n \rightarrow \infty$  erhålls en kvadrat och då  $n = 2$  erhålls en cirkel. I detta projekt antog  $n$  värdena 4, 5 och 6, se figur 7. Utmed nosen minskades därefter kurvaturkoefficienten successivt och närmast spetsen av nosen hade  $n$  värdet 2 i alla tre fallen. Kurvaturkoefficienten minskades linjärt längs med nosen enligt ekvation (21)

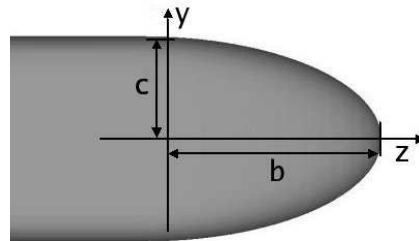
$$|x|^n + |y|^n = c^n \quad (20)$$

$$n = \frac{2 - q}{b}z + q \quad (21)$$

där  $q$  var det maximala värdet på  $n$  och  $b$  var nosens längd. Ekvation (21) tillsammans med ekvation (22) gav nosens profil enligt figur 6.

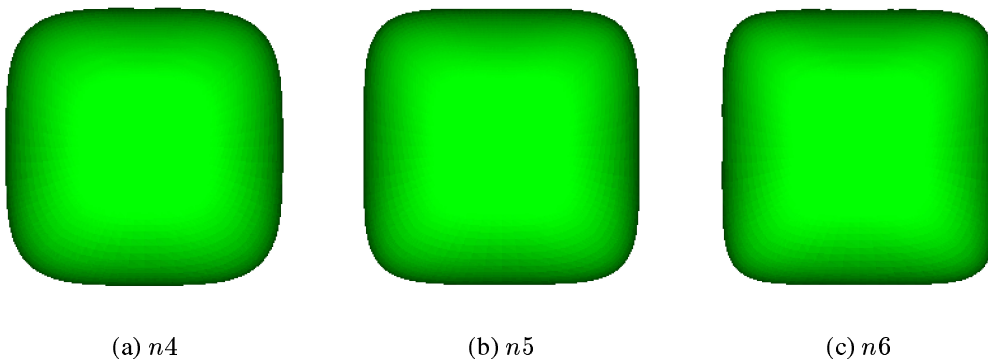
$$\frac{z^2}{b^2} + \frac{y^2}{c^2} = 1 \quad (22)$$

- $b$  = noslängden
- $c$  =  $h/2$



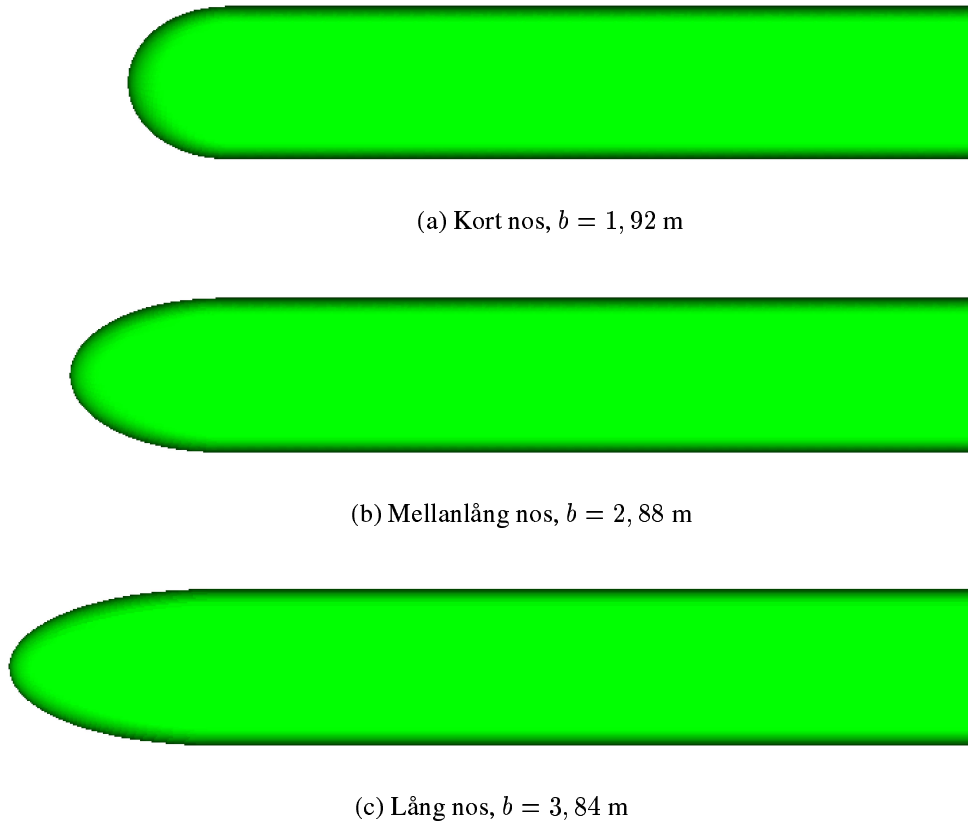
Figur 6: Nosen sedd från sidan.

De tre olika längderna  $b$ , tillsammans med kurvaturkoefficienterna  $n$ , definierade de nio olika geometrierna av tåget som senare simulerades. För att se hur  $b$  och  $n$  påverkade geometrin se figur 7-8 nedan.



Figur 7: Tågens olika tvärsnitt.





Figur 8: Nosens olika längder.

### 3.1.1 Beräkningsdomän

Utifrån beräkningsdomänen, dvs. den simulerade vindtunneln, konstruerades beräkningsnätet. Det var i varje cell i beräkningsnätet som de ingående differentialekvationerna (se ekvation (3)–(7) i kapitel 2) löstes med hjälp av randvillkoren specificerade på beräkningsdomänens rand. Randvillkoren beskrivs närmare under avsnitt 3.3.1. Beräkningsdomänen var tvungen att vara tillräckligt stor så att den inte inverkar på lösningen. Om tågets projicerade area hade upptagit mer än 10% av beräkningsdomänens projicerade area, eller om domänen legat för nära inpå tåget, hade luften accelererat på grund av de trängda utrymmena [16]. Tåget låg dock nära beräkningsdomänens undersida då detta återspeglade verkligheten när tåget färdades längs marken.

Den beräkningsdomän som användes i försöken med stillastående tåg ( $90^\circ$  vinkel)

kommer från brittiska experiment [12] [4]. Eftersom 90°-fallet var symmetriskt så användes endast halva tåget och halva beräkningsdomänen vid beräkningarna.

I det andra fallet inföll vinden relativt tåget med 30° vinkel. Denna beräkningsdomän hade formen av en halv cylinder för att enklare konstruera nätgeometrin. Detta fall var inte symmetriskt och därför simulerades hela tåget vid beräkningarna. Anledningen till att det användes en annan form på beräkningsdomänen var att inga tidigare mätningar fanns dokumenterade och tåget nu var vinklat längs med vindriktningen så att en bättre nätgeometri kunde erhållas med halvcyylinderformen.

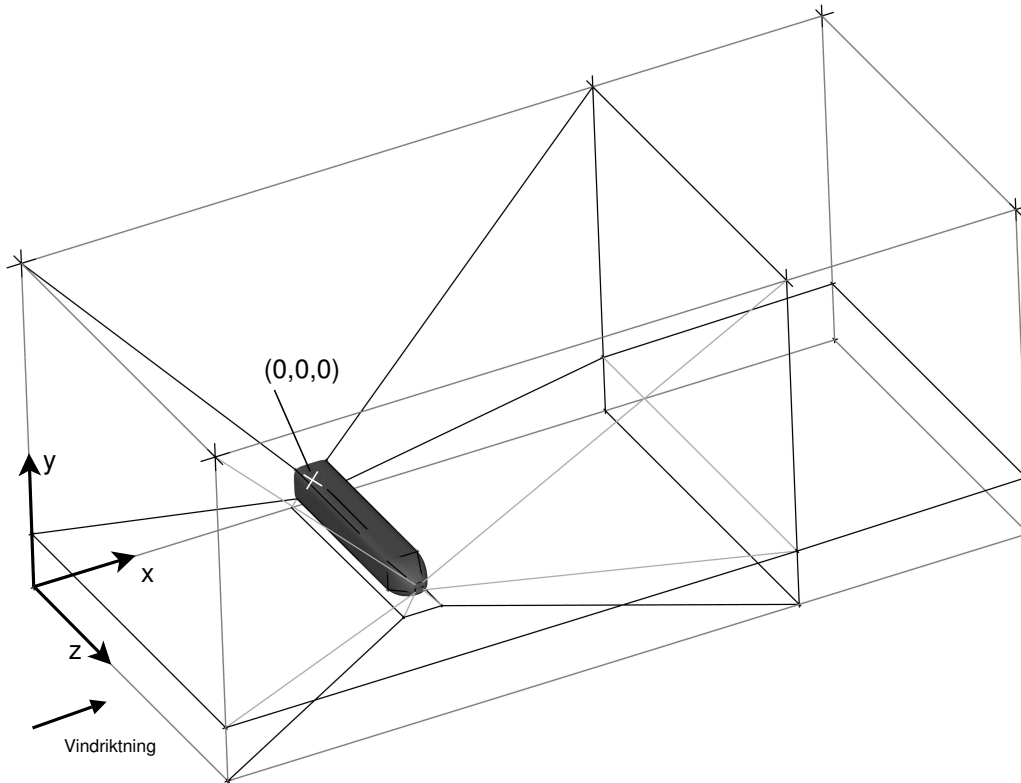
### 3.2 Beräkningsnät

För att kunna simulera strömningen runt tåget, och därmed kunna beräkna lyft- och rollmomentskoefficienten, konstruerades ett beräkningsnät runt tåget i programmet ICEM-CFD. Ett beräkningsnät är en volym som är uppdelad i en mängd delvolym (celler). Närmast tåget och längs golvet krävdes små celler för att bryta upp gränsskiktet. Små celler krävdes på alla ställen med höga gradienter. Högst gradienter erhöles längs tågets yta och utmed marken eftersom luften där accelererade från noll vid marken till den fria strömningens höga hastighet på ett kort avstånd. För att kontrollera att gränsskiktet var helt upplöst, så studerades  $y^+$  ( $y^+$  beskrivs i avsnitt 2.1.3) i alla celler som gränsade till tåget eller marken. Om  $y^+$  erhöles ett värde under 100 så var cellen i logskiktet och väggfunktionerna kunde tillämpas för att erhålla tryck och skjuvkrafter längs ytan. Som nämnts tidigare användes bara halva beräkningsdomänen vid simulering av 90°-fallet. I 30°-fallet behövdes dubbelt så många celler för att få samma upplösning och detta gjorde att datorberäkningarna blev mer krävande.

För att få ett fint nät som gav bra lösningar vid beräkningarna borde cellens vinklar vara så nära 90° som möjligt. Förhållandet  $\frac{V_i}{V_{i\pm 1}}$ , där  $V_i$  är volymen för den  $i$ :te cellen, bör vara  $\leq 2$  för att lösningen ska bli bra. Anledningen till detta är att FLUENT använder sig av en metod som integrerar ekvationer mellan kontrollvolym (dvs. cellerna) och därför bör inte storleken mellan cellerna skilja sig åt för mycket. Metoden heter Finita volymmetoden.

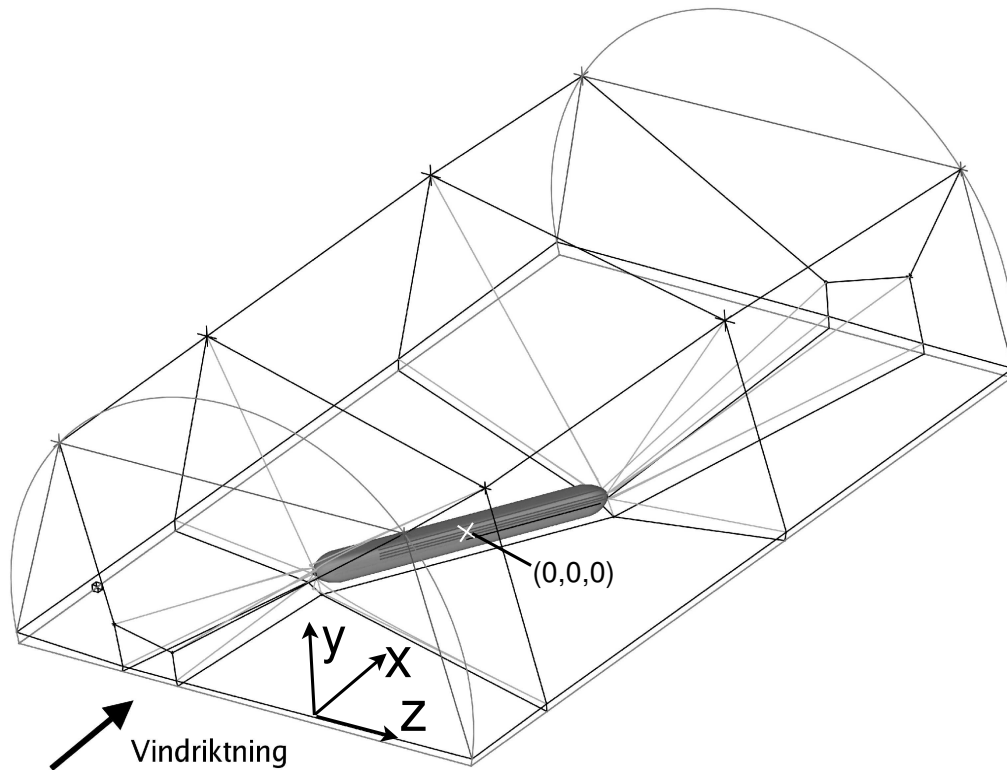
Konstruktionen av beräkningsnätet började med att beräkningsdomänen delades upp i block. Längs kanterna på varje block kunde fördelningen av celler justeras. I båda fallen gjordes ett block i samma storlek som tåget för att sedan kunna klippa ut det och på så sätt kunna simulera ett tåg som låg i strömningen. I 90°-fallet gjordes ett block på tågets högra sida (vak-sidan) för att få samma avstånd på vardera sida om tåget och därmed underlätta konstruktionen av beräkningsnätet,

se figur 9.



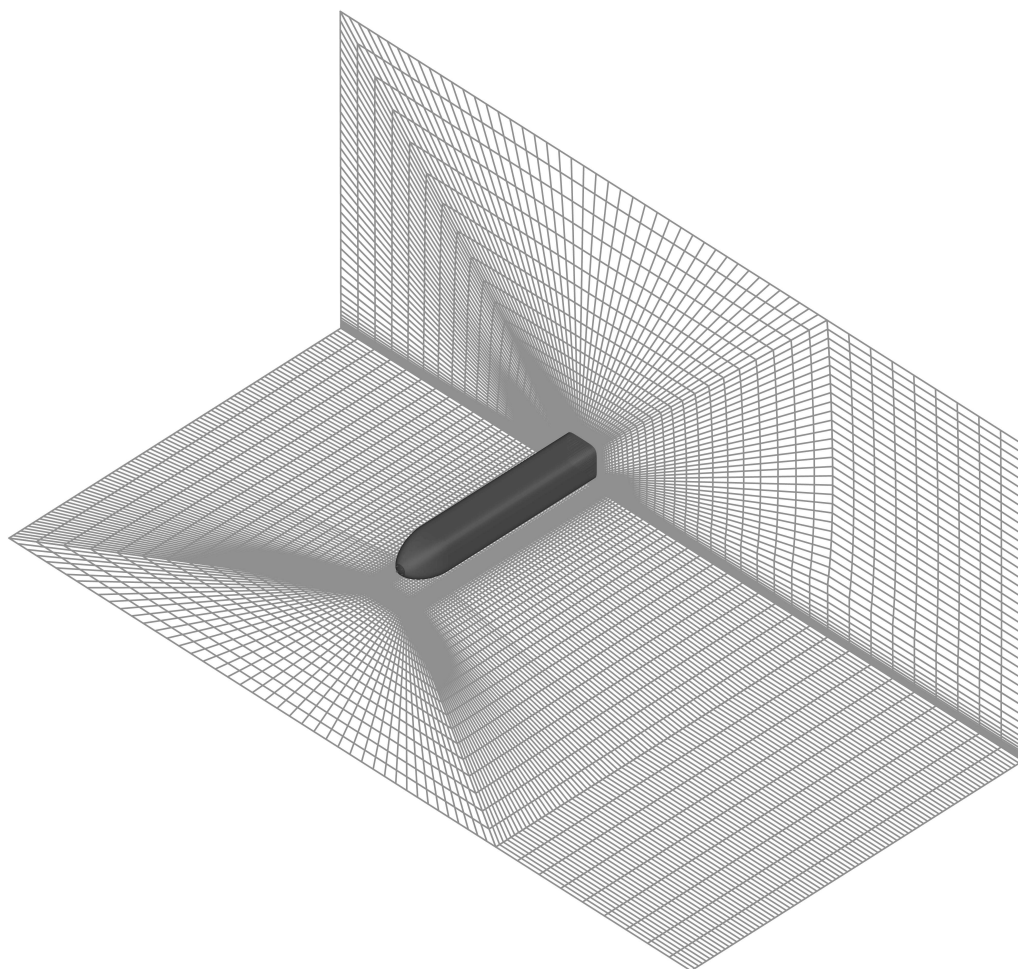
Figur 9: Beräkningsdomän och blockindelning för 90°-fallet.

Blockindelningen för 30°-fallet visas tillsammans med beräkningsdomänen i figur 10.

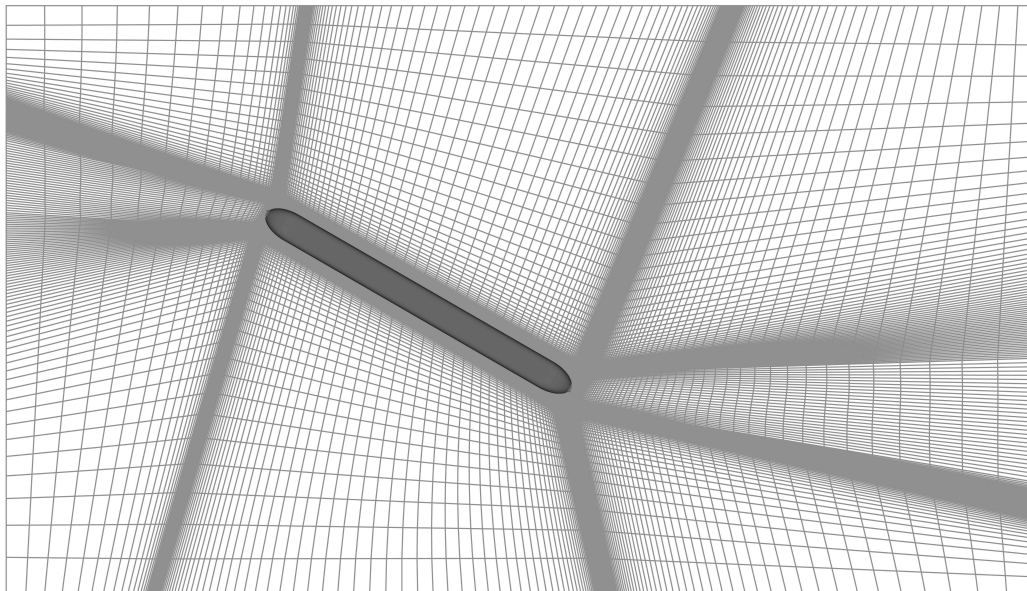


Figur 10: Beräkningsdomän och blockindelning för 30°-fallet

Utifrån dessa block genererades sedan nätet genom att ange antal celler och storleken på dessa. I första fallet användes 1,1 miljoner celler och i det andra fallet användes 2,4 miljoner celler, se figur 11 respektive 12 och 13. Beräkningsnätet finns i hela beräkningsdomänens volym men för att göra bilderna mer överskådliga visas bara ett eller två plan av beräkningsnätet i bilderna nedan.

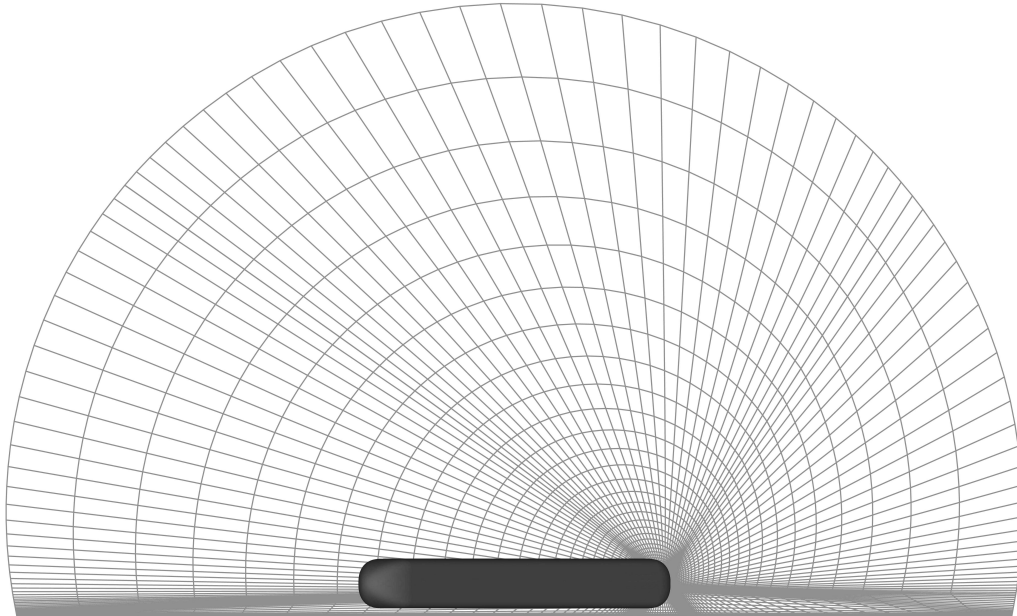


Figur 11: Beräkningsnät i  $xy$ -planet och  $xz$ -planet för  $90^\circ$ -fallet



Figur 12: Beräkningsnät sett uppifrån ( $xz$ -planet),  $30^\circ$ -fallet

Runt tågen gjordes en c-grid. C-griden gör att cellerna tillsammans bildar formen av ett C runt tåget vilket figur 13 visar.



Figur 13: Beräkningsnät sett från inloppet ( $yz$ -planet),  $30^\circ$ -fallet

### 3.3 Beräkning

Då ett beräkningsnät gjorts påbörjades beräkningen i datorprogrammet FLUENT. Desto fler celler i nätet desto längre tid tog varje iteration och desto fler iterationer behövdes innan lösningen konvergerat. Lösningen har konvergerat då hastighetsvektorernas residualer inte längre förändras. Residualerna beskriver det kvarstående felet mellan beräknad lösning och den riktiga lösningen. Då lösningen konvergerat togs lyftkraften och rollmomentet som verkade på tåggeometrin fram. För att få en rättvisande bild och kunna jämföra olika tåggeometrier skalades dessa krafter om till koefficienter. Detta gjordes i FLUENT genom att ange referensvärdet för friströmshastigheten och hur stor tågets projicerade yta var i vindriktningen. Rollmomentskoefficienten beräknades runt tågets egna axel. För att få fram rollmomentskoefficienten måste även en punkt anges som rollmomentet skulle beräknas kring. Denna punkt valdes där de bostersta hjulen sitter, med avseende på vinden. Positionen för de bostersta hjulen antogs vara 150 mm ovanför marken och 717,5 mm från tågets mitt (halva europeiska standardspårvidden). För det stillastående tåget var den egna axeln densamma som  $z$ -axeln då denna var tågets färdriktning. Direkt ur FLUENT kunde värdet på koefficienten i den punkten

plockas och runt den axeln. I 30°-fallet erhöles koefficienten enligt ekvation (23) eftersom koordinataxlarna i FLUENT inte sammanföll med tågets.

$$C_m = -\sin(30^\circ)C_{mz} - \cos(30^\circ)C_{mx} \quad (23)$$

För att kunna förklara variationerna i lyftkraftskoefficienten och rollmomentskoefficienten analyserades tryckkoefficienten,  $C_p$ , på tågets yta och strömningshastigheten i olika plan kring tåget. För att räkna ut  $C_p$  måste ett referenstryck anges enligt ekvation (11). Referenstrycket för  $C_p$  ligger i 90°-fallet i ena övre hörnet närmast inloppet. För 30°-fallet ligger referenstrycket högst upp vid inloppet.

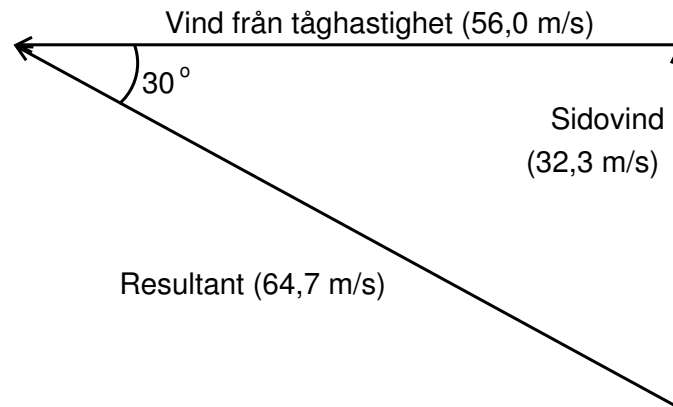
### 3.3.1 Randvillkor för stillastående tåg

Det första fallet som simulerades var ett stillastående tåg med vind infallande från 90° vinkel med en vidstyrka på 25,0 m/s. Randvillkoret *symmetry* används när geometrin, eller den förväntade strömningen, har en symmetrisk spegelbild, dvs. tak och sidoväggar. Randvillkoret *symmetry* gör att tryck- och hastighetsskillnaden mellan de celler som ligger på vardera sida om väggen är noll. För att avgränsa fluida och solida regioner, dvs. skilja tåget från fluiden, användes randvillkoret *wall*. Detta medförde att *no-slip* gällde på väggen, dvs. att fluidhastigheten var noll på väggen. För utflödet bakom tåget användes randvillkoret *pressure outlet*. Detta randvillkor förutsätter en specifikation av övertrycket vid utflödet, vilket i detta fall var noll (atmosfärstryck). För att definiera luftens strömningshastighet användes randvillkoret *velocity inlet* vid inflödet [3].

### 3.3.2 Randvillkor för tåg i 200 km/h

I 30°-fallet simulerades att tåget rörde sig i 200 km/h samt hade en infallande sidovind med en hastighet av 32,3 m/s. Resultanten av vindhastigheten, som uppkom av tågets framfart samt sidovindens hastighet, blev 64,7 m/s med infallsvinkeln 30°, se figur 14. Eftersom marken rörde sig relativt tåget togs detta med i beräkningarna genom att ge golvet i beräkningsdomänen samma hastighet som tåget, fast i motsatt riktning. Randvillkoret *wall* med *no-slip* gällde dock fortfarande. I övrigt användes samma randvillkor i 30°- och 90°-fallet.





Figur 14: Resultanten av tågets vindmotstånd och sidvinden

### 3.4 Postprocessing

För att få fram kurvor på hur tryckkoefficienten varierade runt tågets tvärsnitt användes postprocessingprogrammet Enight 8.2. Detta program användes med fördel även till att skapa övriga bilder på t.ex. strömningshastighet, för att få tydligare och bättre bilder än i FLUENT.

### 3.5 Optimering med responsytmetoden

För att optimera tåget användes responsytmetoden (se 2.3.1) där en responsyta tjänar som surrogatmodell. Denna modell var lämplig i detta projekt eftersom den inte är alltför datorkrävande. Surrogatmodellen skapades utifrån data från de nio olika fallen. Designvariablerna parametriserades, så att den längsta nosen gavs värdet 1, den kortaste -1 och den mittersta 0, och på respektive sätt för kurvaturkoefficienten. Detta gjordes eftersom metoden är generell och skall fungera oberoende av storlek och enhet. En surrogatmodell togs fram för vardera  $C_l$  och  $C_m$ . Då surrogatmodellen tagits fram justerades modellen genom användning av statistiska metoder (se 2.3.1) där vissa koefficienter i polynomet togs bort så att modellen beskrev punkterna bättre [17].

Därefter minimerades lyftkraftskoefficienterna och rollmomentskoefficienterna. För att kunna dimensionera tåget optimalt så skapades en Pareto-optimal front. Den metod som användes för detta var NSGA-II [17][10][14].

## 4 Resultat och diskussion

Detta kapitel är uppdelat i två delar, första delen behandlar 90°-fallet, efterföljande del behandlar 30°-fallet och kapitlet avslutas med en jämförelse mellan de två fallen.

Den infallande vinden gav upphov till ett rollmoment som tenderade att välta tåget av rälsen. Detta rollmoment uppkom från två delbidrag, tryck som verkade vinkelrätt mot tågkroppen och skjuvkrafter som verkade längs med tågets ytor. Lyftkraftens storlek berodde på tryckskillnaden mellan över- och undersidan på tåget och de skjuvkrafter som uppstod på tågets sidor. Skjuvkrafterna utgjorde dock endast ca 5% av det totala rollmomentet respektive lyftkraften, och därför valdes att fokusera resultaten kring tryckskillnaderna på tågkroppen.

Efter simuleringarna i FLUENT konstaterades att den högsta strömningshastigheten kring tåget uppgick till 95 m/s. För att kunna anta att strömningen var inkompressibel måste hastigheten ligga under Mach 0,3. Vid 20°C är ljudets hastighet 343,4 m/s och det maximala Machtalet ( $Ma$ ) kring tåget kan beräknas enligt (24):

$$Ma = \frac{u}{u_{ljud}} \quad (24)$$

där  $u$  fluidhastigheten och  $u_{ljud}$  är ljudets hastighet.

En fluidhastighet på 95 m/s gav  $Ma \approx 0,3$ , alltså kunde inkompressibel strömning antas, vilket betydde att densitetsskillnaderna kring tåget var små (under 5%) och densitetsvariationer kunde försummas i beräkningarna.

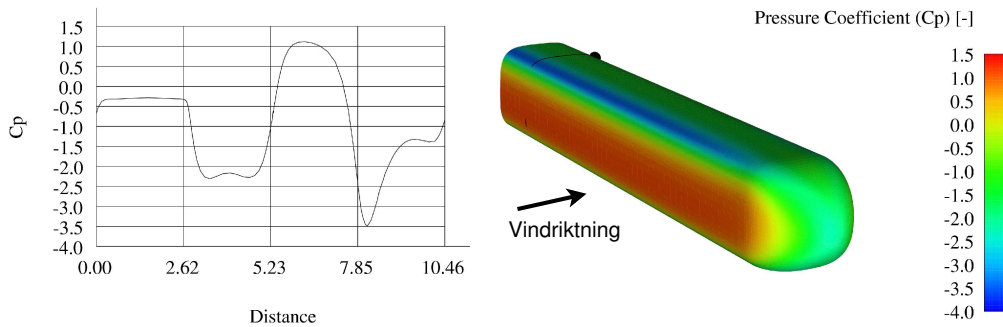
### 4.1 Stillastående tåg

Efter strömningssimuleringar i FLUENT erhöles följande värden på rollmoment- och lyftkraftskoefficienter.

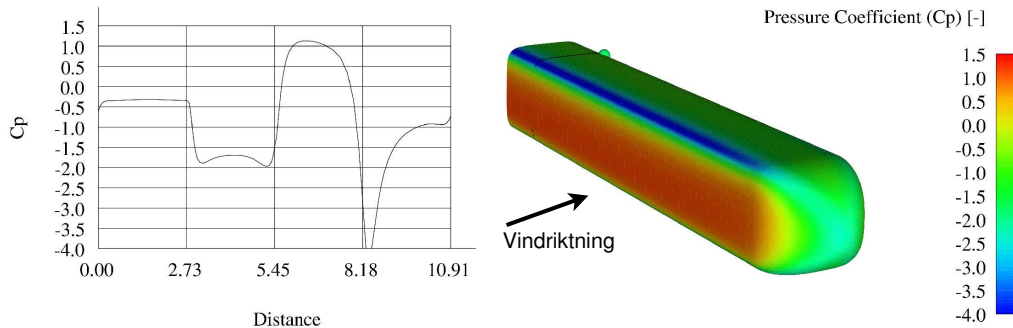
Tabell 1:  $C_l$  och  $C_m$  från CFD samt parametrering.

Fall	$n$	$b[m]$	$x_1 (n)$	$x_2 (b)$	$C_l$	$C_m$
1	4	1,92	-1	-1	0,04406315	-0,29876574
2	5	1,92	0	-1	0,00568727	-0,32685578
3	6	1,92	1	-1	-0,05720102	-0,34679067
4	4	2,88	-1	0	0,01795036	-0,29203050
5	5	2,88	0	0	0,00371790	-0,32605751
6	6	2,88	1	0	-0,05192916	-0,34824889
7	4	3,84	-1	1	0,02291715	-0,29306031
8	5	3,84	0	1	-0,00443140	-0,32395031
9	6	3,84	1	1	-0,05153087	-0,34705286

Tabell 1 visar att variabeln  $n$  påverkade lyftkraften och rollmomentet i mycket större utsträckning än variabeln  $b$ . På grund av detta diskuteras resultatet till större del utifrån variabeln  $n$ . I figur 15 och 16 nedan visas tryckkoefficienten som funktion av avståndet runt tågets kropp enligt den svarta linjen i figuren. Diagrammet startar i punkten på tågets övre borte hörn och går medurs riktning. Varje vertikal linje i diagrammet avgränsar en sida av tågkroppen.



Figur 15: Tryckkoefficienten  $C_p$  som funktion av avståndet i meter runt tågkroppen för  $n=4$  och  $b = 1,92$  m.

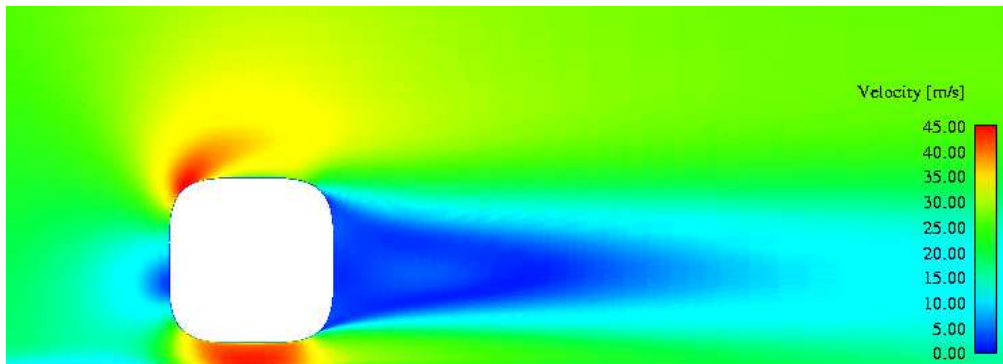


Figur 16: Tryckkoefficienten  $C_p$  som funktion av avståndet i meter runt tågkroppen för  $n6$  och  $b = 1,92$  m.

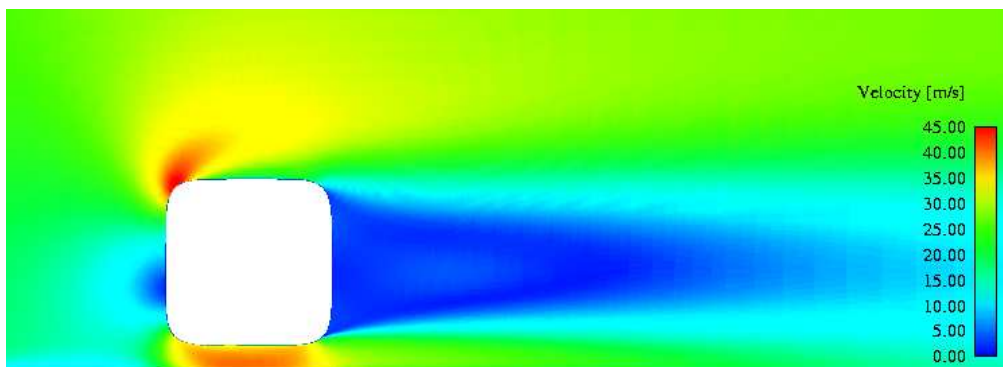
Ett mer avrundat tåg (enligt figur 15 ovan) gav en något högre lyftkraft men ett lägre rollmoment. Det maximala trycket på det rundaste tågets framsida,  $n4$ , var ungefär samma som för det mest kantiga tåget,  $n6$ . Dock var trycktoppen bredare i fallet  $n6$  och det höga trycket verkar således på en större yta, vilket bidrog till det större rollmomentet. Även trycket på baksidan av tåget verkade på en något större yta i fall  $n6$ .

Lyftkraftens storlek berodde främst på tryckskillnaden mellan över- och undersidan på tåget. En jämförelse av figur 15 och 16 visar att det är en djupare dal på ovansidan av tåget i fall  $n6$ , vilket borde ge mer lyftkraft. Dock vägde bidraget från resten av ovansidan upp för detta tryckfall längs med hörnet. På undersidan av tåget registrerades ett lägre värde i fall  $n4$ , vilket var positivt, eftersom tåget då trycks ner mot marken. Dock var kurvan på undersidan av fall  $n6$  bredare och trycket verkade således på en större yta. Det totala bidraget från ovan- och undersida gav en lägre lyftkraft i fall  $n6$  än i fall  $n4$  (det erhöles totalt sett en nedåtriktad kraft i fall  $n6$ ).

Anledningen till tryckvariationerna runt tågets kropp var strömningens utseende kring tågkroppen i aktuell punkt. På tågets framsida uppstod ett högt tryck på grund av stagnation. Figur 17 och 18 visar att hastigheten var noll vid stagnationspunkten. Separation erhöles vid tågets övre och undre bakre hörn. Detta medförde att en vak med lågt tryck bildas bakom tåget. Separationen inträffade senare i fall  $n4$  på grund av den mer avrundade geometrin, vilket medförde en mindre vak.



Figur 17: Strömningshastigheten kring tvärsnittet i mitten av tåget,  $n4$ .



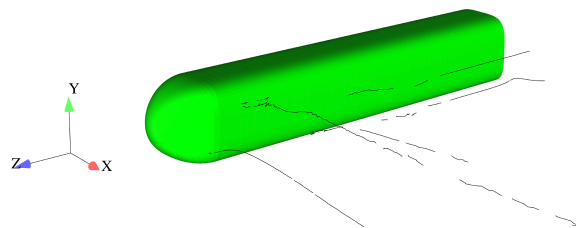
Figur 18: Strömningshastigheten kring tvärsnittet i mitten av tåget,  $n6$ .

Figur 18 visar varför ett högre tryck registrerades på ovansidan av tåget i fall  $n6$ . Det berodde på att luften följde ovansidan av tåget i högre utsträckning i fall  $n4$  och hade alltså högre hastighet och lägre tryck. På grund av den något skarpare kanten i fall  $n6$  kunde inte strömningen följa tåget lika väl som i fall  $n4$ . Detta gav en lägre hastighet ovanför tåget och därmed uppstod ett högre tryck. Anledningen till att ett lägre maximalt tryck erhöles på undersidan i fall  $n4$  berodde på den högre hastighet som visas i figur 17. Att en högre hastighet uppkom i fall  $n4$  än i fall  $n6$  berodde på att mellanrummet under tåget smalnade av närmre mitten i fall  $n4$  och forcerade således in mer luft under tåget och tvingade den att accelerera.

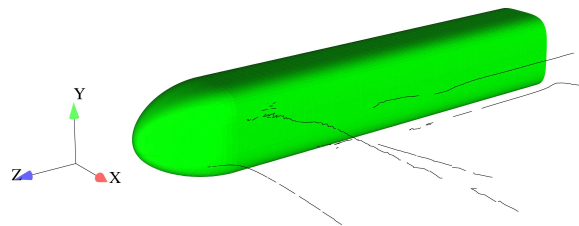
Tåget med  $n5$  har självklart också studerats men behandlas ej ovan eftersom re-

sultatet var ett mellanting av  $n4$  och  $n6$ .

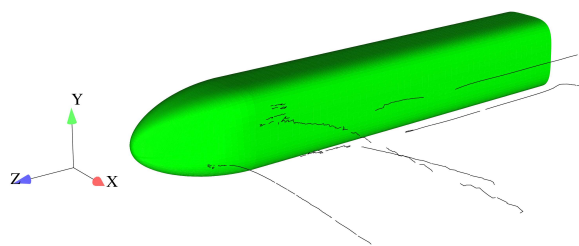
I figur 19 nedan visas centrumlinjerna för de virvlar som uppstod kring tågen. Som bilderna visar var det liten skillnad i resultat mellan de olika noslängderna. Vid nosen uppstod virvlarna som fortsatte i vindriktningen med endast en liten avböjning, men även virvlar som följde hela tågkroppen.



(a) Kort nos



(b) Mellanlång nos

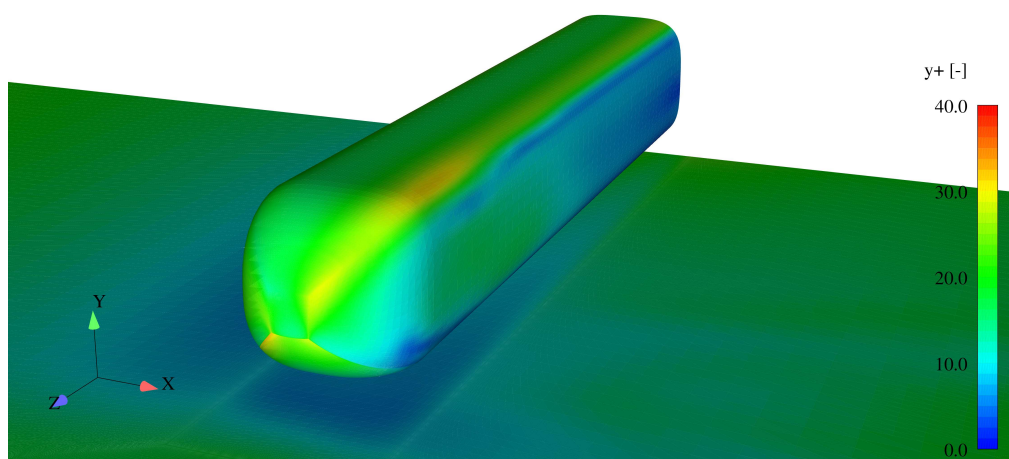


(c) Lång nos

Figur 19: Centrumlinje för virvlar som uppstår runt tågen.

I figur 20 visas  $y^+$  på tågets yta och golvet under. Det högsta värdet för  $y^+$  var ca 40, men större delen av ytorna hade ett  $y^+$  på ungefär 20. Eftersom samma

topologi användes i samtliga fall var skillnaden i  $y^+$  liten och därför visas bara ett av fallen i figur 20 nedan.



Figur 20:  $y^+$  på tågets yta och golvet under.

#### 4.1.1 Surrogatmodell

Vid skapandet av surrogatmodellen användes de statistiska metoder som beskrivs i avsnitt 2.3.1. Tabeller 2, 3, 4 och 5 visar resultatet av bakåtelimineringsproceduren och de slutgiltiga surrogatmodellerna kan ses i ekvationerna (25) och (26).

Tabell 2: Bakåteliminering för  $C_l$ .

Borttagen koefficient	$R^2$	$R_a^2$
-	0.9862	0.9632
$b_1$	0.8222	0.6443

Tabell 3: t-statistik för  $C_l$ .

Koefficient	t-statistikvärden	
$b_1$	-0.1073	-
$b_2$	-14.1358	-4.5498
$b_3$	-1.4732	-0.4742
$b_4$	1.8904	0.6084
$b_5$	-2.8472	-1.2113
$b_6$	0.6655	0.2483

$$f_{C_l} = -0.0006 - 0.0409 \cdot x_1 - 0.0043 \cdot x_2 + 0.0067 \cdot x_1 x_2 - 0.0143 \cdot x_1^2 + 0.0033 \cdot x_2^2 \quad (25)$$

Tabell 4: Bakåteliminering för  $C_m$ .

Borttagen koefficient	$R^2$	$R_a^2$
-	0.9975	0.9933
$b_6$	0.9973	0.9946
$b_5$	0.9952	0.9923

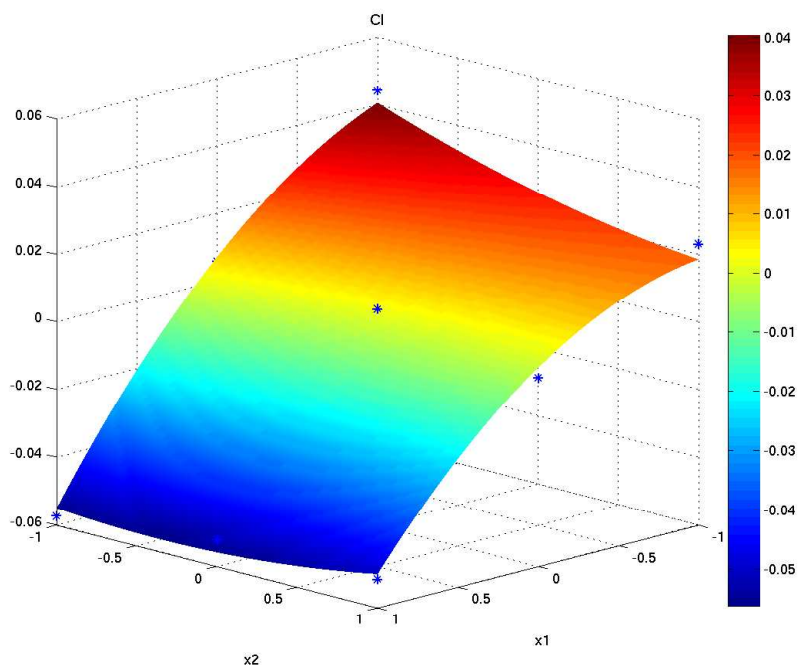
Tabell 5: t-statistik för  $C_m$ .

Koefficient	t-statistikvärden		
$b_1$	-230.8356	-332.3311	-279.0576
$b_2$	-34.1780	-38.0651	-31.9632
$b_3$	1.8033	2.0084	1.6864
$b_4$	-1.5787	-1.7582	-
$b_5$	3.4641	3.8580	3.2396
$b_6$	-0.4741	-	-

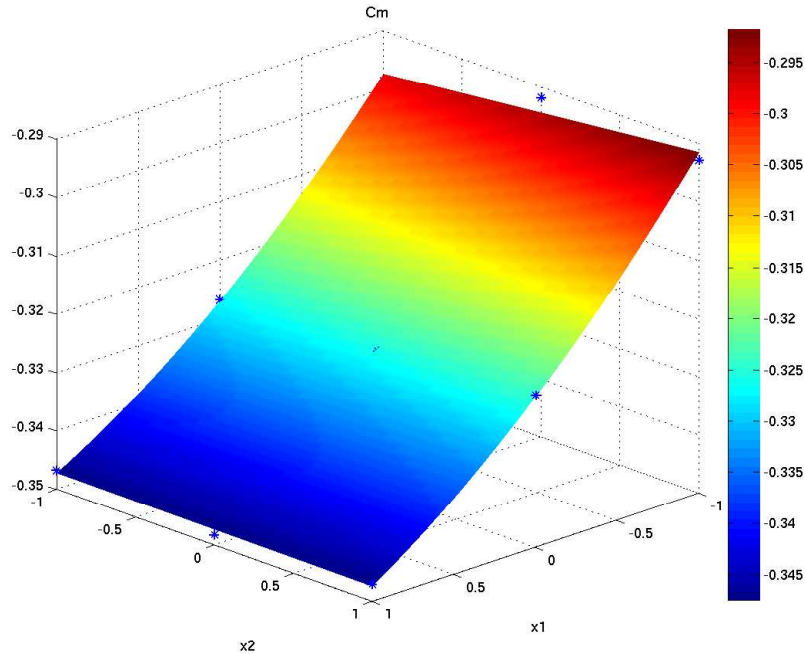
$$f_{C_m} = -0.3256 - 0.0264 \cdot x_1 + 0.0014 \cdot x_2 - 0.0015 \cdot x_1 x_2 + 0.0046 \cdot x_1^2 \quad (26)$$



Tabeller 2, 3, 4 och 5 visar att den modifierade surrogatmodellen beskrev punkterna bra och borde ge korrekta värden på ett simulerat tåg. I figur 21 och 22 visualiseras surrogatmodellerna och hur väl de överensstämde med de simulerade värdena.



Figur 21:  $C_l$ 's nio värden och surrogatmodell.

Figur 22:  $C_m$ 's nio värden och surrogatmodell.

För att bekräfta surrogatmodellens trovärdighet skapades ett nytt tåg med ett  $n$  och  $b$  som inte tidigare simulerats. Resultaten av simuleringarna jämfördes med surrogatmodellen och det relativa felet beräknades, se tabell 6 nedan. De  $n$  och  $b$  som användes för att testa  $90^\circ$ -fallets surrogatmodell var  $n = 4,015$  och  $b = 3,520$  m.

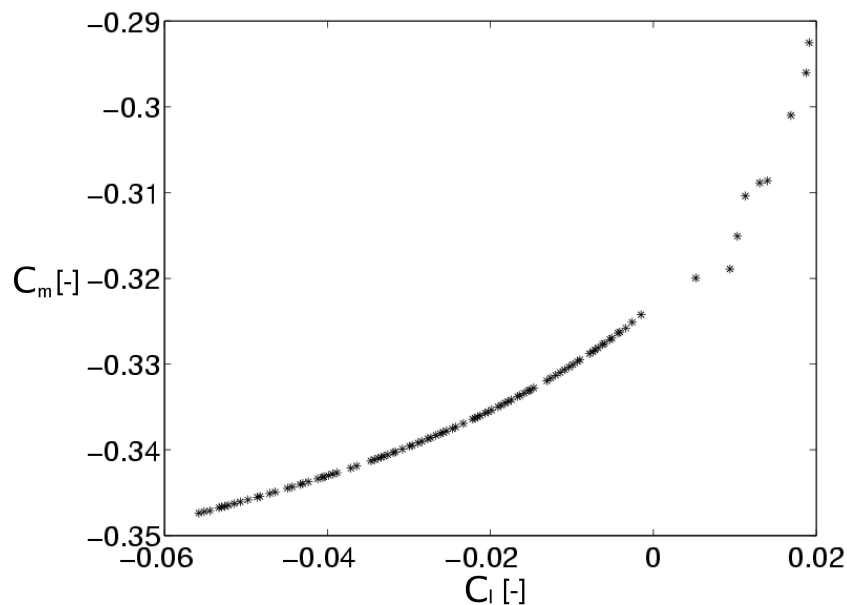
Tabell 6: Relativt fel för surrogatmodell.

Koefficient	Simulerat värde	Surrogatmodellsvärde	Relativt fel %
$C_l$	0.01915	0.0203	6.56
$C_m$	-0.2955	-0.2933	0.75

Det relativa felet för  $C_l$  var betydligt större än för  $C_m$  och detta återspeglar även  $R_a^2$  i tabell 2.

#### 4.1.2 Pareto-optimal front

För att direkt kunna välja vilket av  $C_l$  och  $C_m$  som ska begränsas och sedan er-hålla ett optimalt tåg skapades en Pareto-optimal front. Den Pareto-optimala fron-ten skapades med en evolutionär algoritm, se avsnitt 2.3.2. I detta fall användes en population på 100 individer som regenererades 100 gånger. Ur detta skapades Pareto-optimala lösningar med 100 olika optimala tåg. Figur 23 visar de 100 op-timala lösningarna. Den Pareto-optimala fronten är den linje som sammanbinder lösningarna.



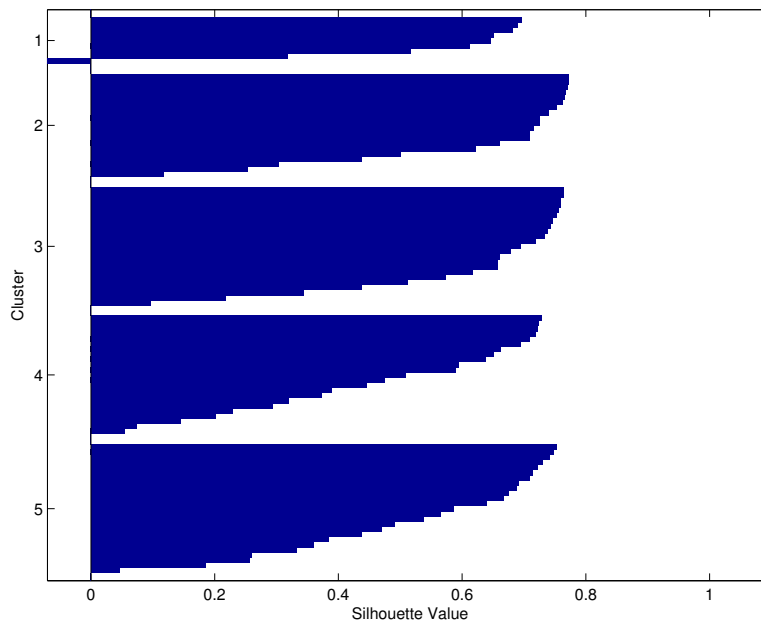
Figur 23: Pareto-optimal front för  $C_l$  och  $C_m$ .

För att kontrollera att den Pareto-optimala fronten verkligen beskrev hur den ena koefficienten förbättrades på bekostnad av att den andra försämrades, beräknades korrelationskoefficienten.

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} 1.0000 & -0.9387 \\ -0.9387 & 1.0000 \end{pmatrix}$$

R-matrisen gav korrelationen mellan de olika koefficienterna och eftersom  $R(i,j)$  låg väldigt nära -1 så motverkade variablerna varandra [15].

Eftersom den Pareto-optimala fronten bestod av en stor mängd lösningar så klustrades dessa för att få ett fåtal signifikativa lösningar (se 2.3.3). Klusteruppdelningen visas i figur 24.



Figur 24: Olika lösningar klustrade.

Ur varje kluster valdes sedan den mest representativa lösningen ut (se 2.3.3) och resultatet visas i tabell 7.

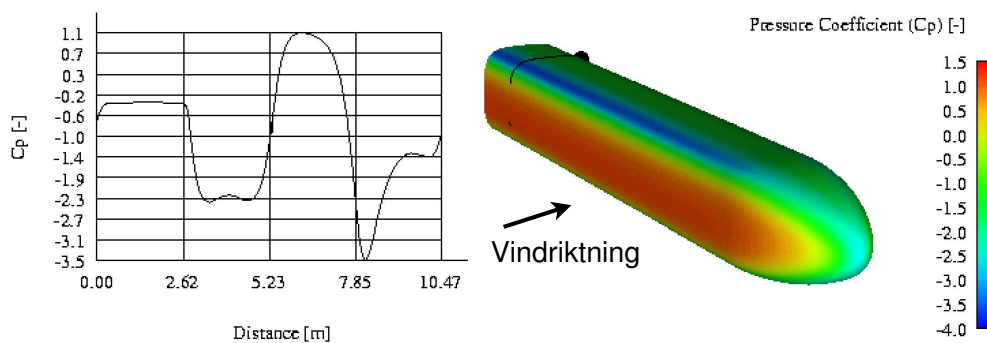
Tabell 7: Representativa lösningar för den Pareto-optimala fronten.

$C_l$	$C_m$	kluster	n	b
0.0131	-0.3089	1	4.4744	3.6067
-0.0502	-0.3459	2	5.9162	2.7890
-0.0072	-0.3284	3	5.1353	3.4729
-0.0334	-0.3409	4	5.6619	3.2491
-0.0203	-0.3356	5	5.4280	3.4939

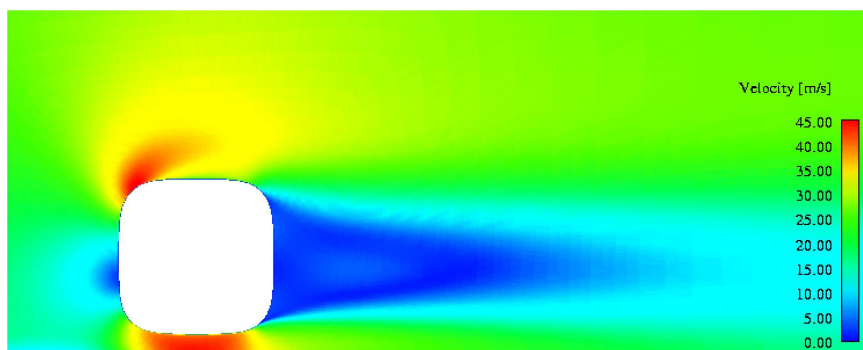
### 4.1.3 Optimal geometri

Eftersom  $C_l$  och  $C_m$  motverkade varandra och olika tåg tillverkare kommer vikta koefficienterna gick det inte att peka ut endast en optimal tåggeometri. Därför togs fem geometrier fram som representerar fall där koefficienterna värderas olika, enligt avsnitt 4.1.2. Av dessa fem valdes en,  $n4$  och  $b = 3,5$  m, som simulerades i FLUENT för att bekräfta att  $C_l$  och  $C_m$  inte avvek för mycket från resultatet av optimeringen. En skillnad på 0,75% för  $C_m$  och 6,56% för  $C_l$  erhöles vilket ansågs acceptabelt.

Eftersom geometrin hade samma tvärsnitt ( $n4$ ) som en av de tidigare geometrierna så var strömningen och trycket kring tågets mittendelar i princip identiskt med geometrin  $n4$  i avsnitt 4.1, vilket kan ses i figur 25 och 26 nedan.

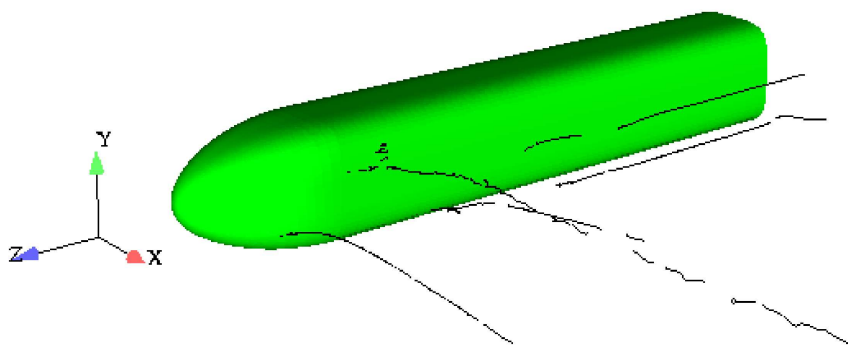


Figur 25: Tryckkoefficient som funktion av avstånd kring tågets tvärsnitt.



Figur 26: Hastighetsfält kring tvärsnitt nära tågets mitt.

Figur 27 visar centrumlinjer för virvlar som uppstod kring tåget. Skillnaderna mellan virvlarna för olika noslängder var liten vilket innebär att strömningens beroende på noslängd var oväsentlig. Detta kan även ses i tabell 1.



Figur 27: Centrumlinjer för virvlar som uppstår kring tåget.

## 4.2 Tåg i 200 km/h

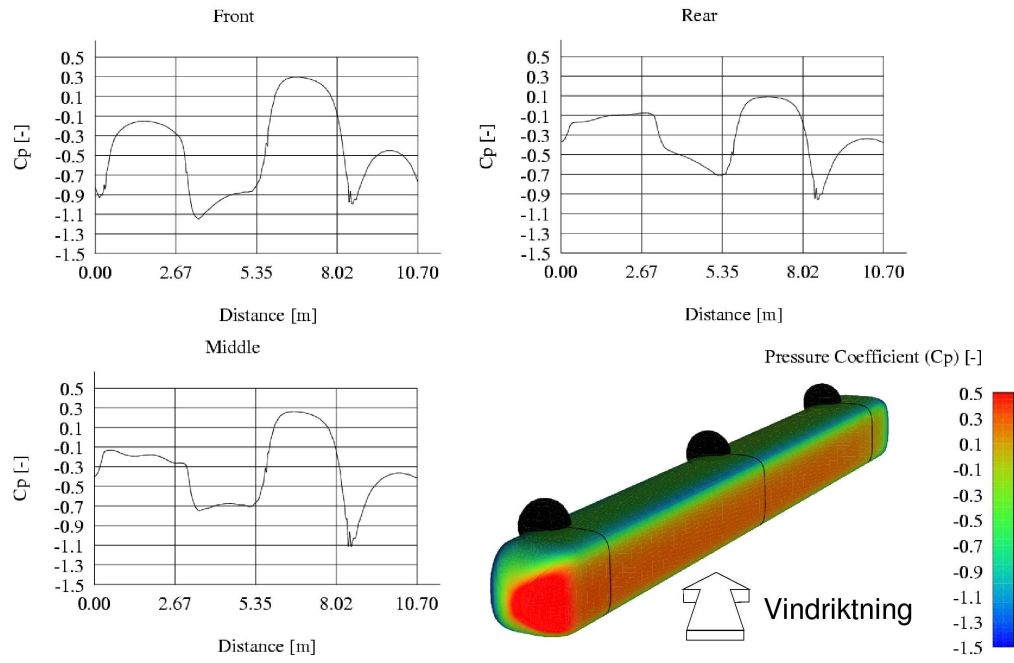
Efter strömningssimuleringar i FLUENT erhöles värdena i tabell 8 för rollmoment- och lyftkraftskoefficienter.

Tabell 8:  $C_l$  och  $C_m$  från CFD samt parametrisering.

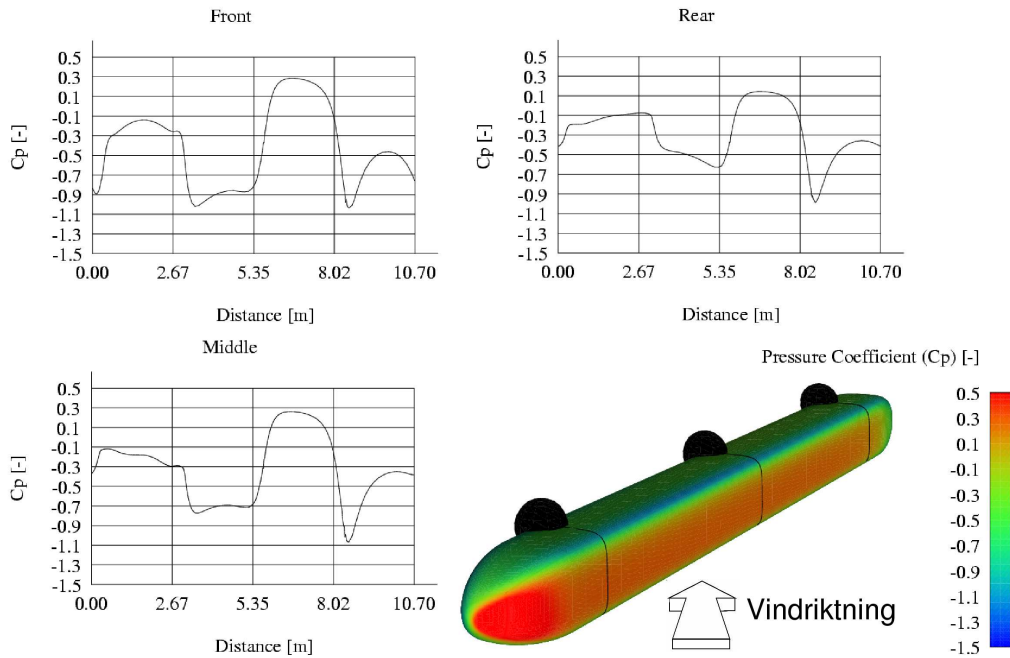
Fall	$n$	$b[m]$	$x_1 (n)$	$x_2 (b)$	$C_l$	$C_m$
1	4	1,92	-1	-1	-0.13064293	-0.18292250
2	5	1,92	0	-1	-0.12978845	-0.21067440
3	6	1,92	1	-1	-0.11863689	-0.23077904
4	4	2,88	-1	0	-0.11072562	-0.18987345
5	5	2,88	0	0	-0.10689365	-0.21445028
6	6	2,88	1	0	-0.10101848	-0.23779838
7	4	3,84	-1	1	-0.08834684	-0.19717286
8	5	3,84	0	1	-0.08895572	-0.22085996
9	6	3,84	1	1	-0.08849214	-0.24175213

Precis som i 90°-fallet parametriserades  $n$  och  $b$ . Tabell 8 visar att variabeln  $n$  påverkade  $C_m$  i mycket större utsträckning än variabeln  $b$ . Nosen hade större inverkan i detta fall än i 90°-fallet och det var tydliga variationer mellan de olika noslängderna. Noslängden,  $b$ , hade i detta fall större inverkan på  $C_l$  än vad variabeln  $n$  hade.  $C_m$  berodde mestadels på  $n$ , då ett kantigare tåg gav en större yta som utsattes för tryck vilket resulterade i ett större rollmoment.

Tryckkoefficienten  $C_p$  visas i figur 28 och 29.  $C_p$ -diagrammen börjar vid den svarta punkten och går längs tågets rand i moturs riktning. Vid jämförelse av figurerna 28 och 29 är det liten tryckskillnad mellan kort och lång nos. Det som går att urskilja är att i 'front' och 'rear' diagrammen (tågets främre respektive bakre del) var trycket lägre på undersidan av tåget för den kortare nosen. Däremot var trycket lika i mittensnittet vilket betyder att trycket berodde på noslängden. Kurvaturkoefficienten  $n$  var samma i båda figurerna. I och med att trycket var lägre på undersidan av den kortare nosen blev det en lägre lyftkraft och ett lägre rollmoment vilket är precis vad tabell 8 visar.

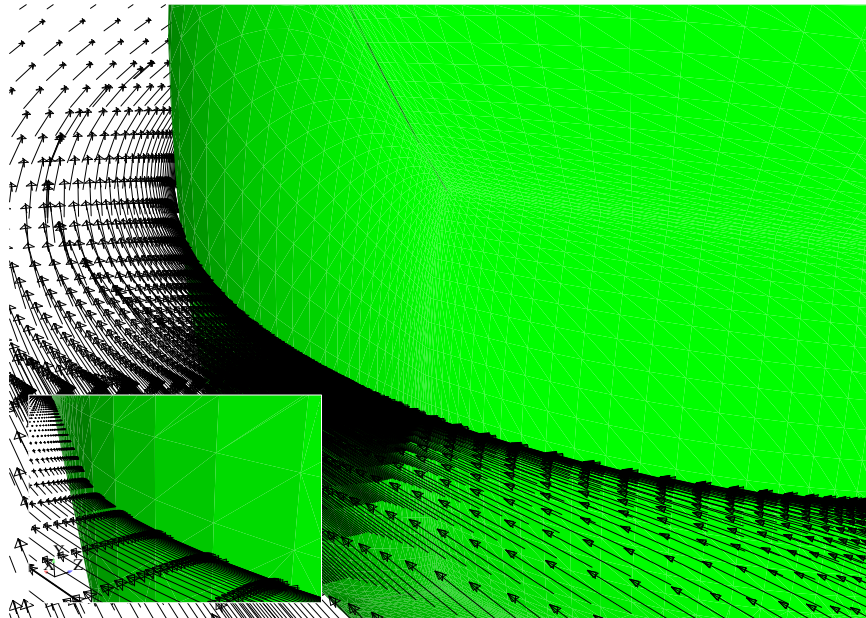
Figur 28:  $C_p$  för tåg med  $n_5$  och  $b = 1,92$  m.





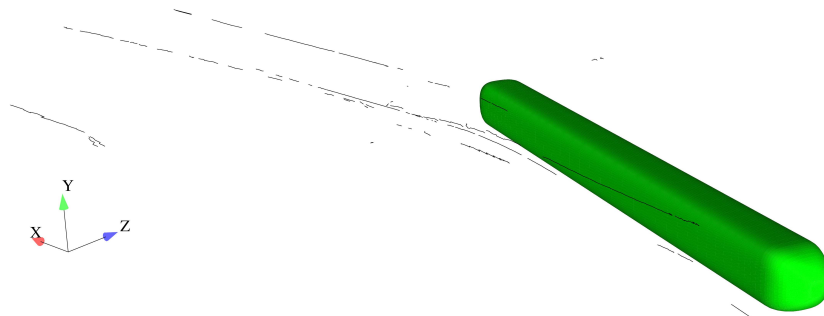
Figur 29:  $C_p$  för tåg med  $n_5$  och  $b = 3,84$  m.

Vidare kan fluidhastigheten kring tågen analyseras. I figur 30 nedan visas hastighetsvektorer runt nosen i plan  $y = 0$  för tåg med  $n_4$  och  $b = 1,92$  m. Figuren visar området precis bakom tågets nos, där separation kunde förväntas. Dock observerades att fluiden följde tågkroppen längs med hela nosen och vidare på baksidan av tåget. Tåggeometrierna med längre nos studerades också, men även i de fallen följde fluiden tåget utan att separera.

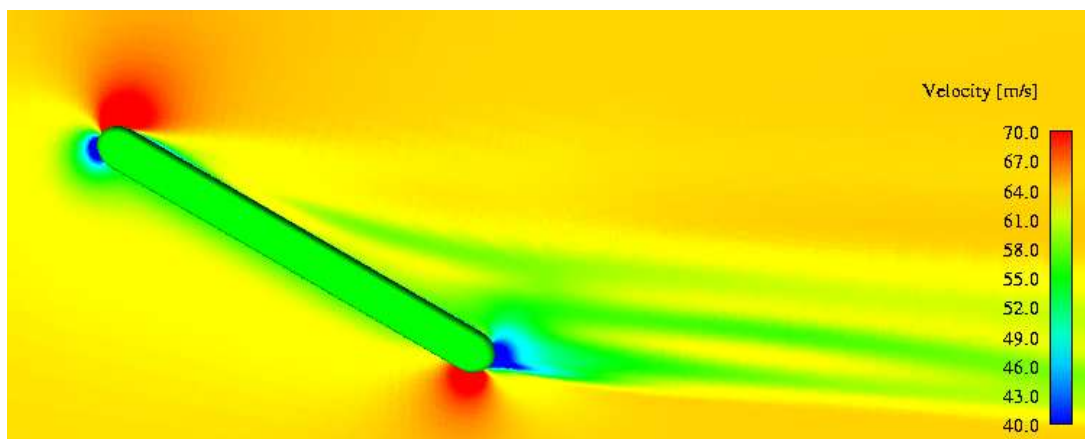


Figur 30: Hastighetsvektorer kring nosen i plan  $y = 0$  för tåg med  $n_4$  och  $b = 1,92$  m. Den mindre bilden tar vid där den större slutar och visar baksidan av tåget.

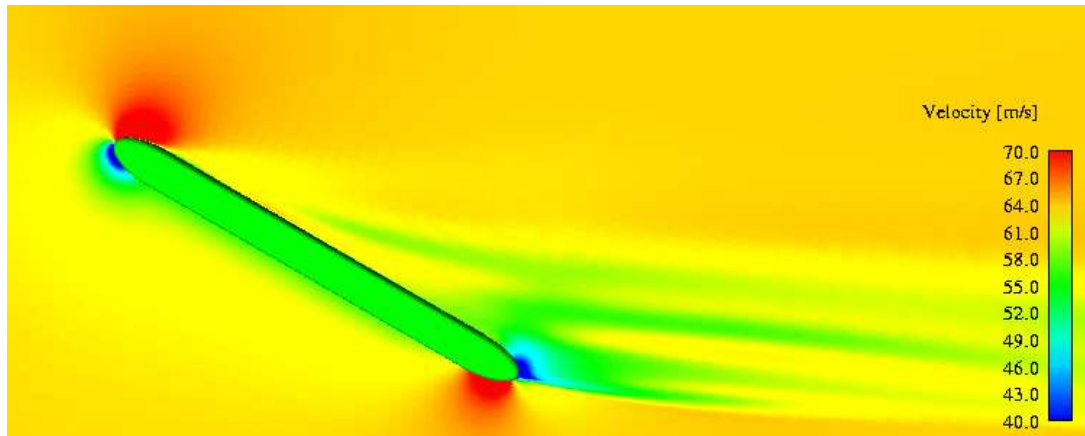
För att få en uppfattning om hur vaken skapades bakom tåget studerades virvlarnas uppkomst och utseende. Figur 31 visar virvlarnas centrumlinjer runt tåget och figur 32 och 33 visar de tre stora virvlarna som startade vid tågets bakre del. Virvlarnas centrumlinjer representeras av de grönafälten med lägre hastighet. Luften i virvelns periferi representeras av de mellanliggande gulafälten med högre hastighet. Fallet med längre nos (figur 33) visar att de gulafälten dominerade över de gröna i jämförelse med den kortare nosen (figur 32). Detta betyder att virvlarna hade högre hastighet för tåget med längre nos. Virvlar med högre hastighet medför lägre tryck, och detta var en bidragande orsak till att längre nos gav ett något högre rollmoment på tåget.



Figur 31: Virvlarnas centrumlinjer för tåg med  $n4$  och  $b = 1,92$  m.

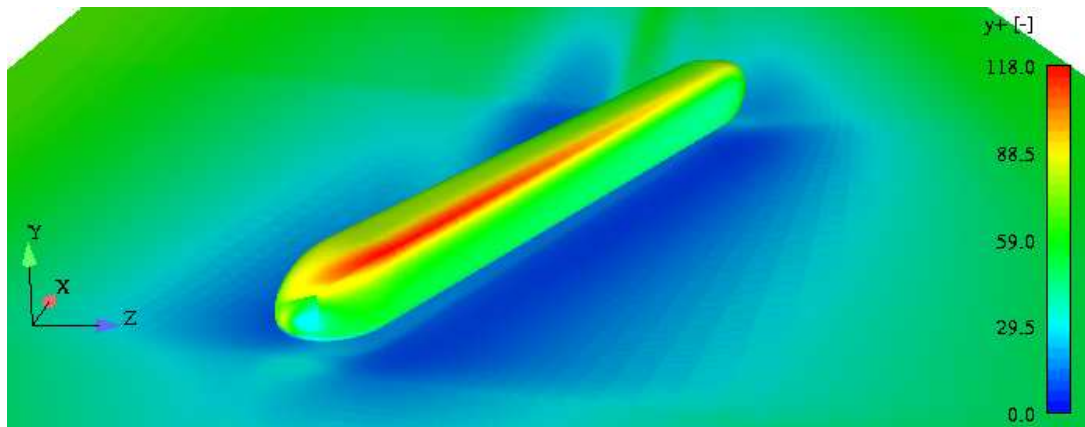


Figur 32: Hastighetsfält i planet  $y = 0$  för  $n4$  och  $b = 1,92$  m.



Figur 33: Hastighetsfält i planet  $y = 0$  för  $n4$  och  $b = 3,84$  m.

I figur 34 visas  $y^+$  på tågets yta och golvet under. Det högsta värdet för  $y^+$  var 118, men större delen av ytorna hade ett  $y^+$  på ungefär 60. Eftersom samma topologi användes i alla fallen var skillnaden i  $y^+$  liten och därför visas bara ett av fallen i figur 34.



Figur 34:  $y^+$  på tågets yta och golvet under.

### 4.2.1 Surrogatmodell

Tabeller 9, 10, 11 och 12 visar resultatet av bakåtelimineringsproceduren och vilken de slutgiltiga surrogatmodellerna blev, ekvation (27) och (28).

Tabell 9: Bakåteliminering för  $C_l$ .

Borttagen koefficient	$R^2$	$R_a^2$
-	0.9942	0.9844
$b_6$	0.9928	0.9855
$b_5$	0.9884	0.9814

Tabell 10: t-statistik för  $C_l$ .

Koefficient	t-statistikvärden		
$b_1$	-68.5826	-92.5273	-139.4831
$b_2$	4.1792	4.3335	3.8241
$b_3$	21.9482	22.7586	20.0835
$b_4$	-2.8836	-2.9901	-2.6386
$b_5$	1.5005	1.5558	-
$b_6$	-0.8487	-	-

$$f_{C_l} = -0.1085 + 0.0036 \cdot x_1 + 0.0189 \cdot x_2 - 0.003 \cdot x_1 x_2 + 0.0022 \cdot x_1^2 \quad (27)$$

Tabell 11: Bakåteliminering för  $C_m$ .

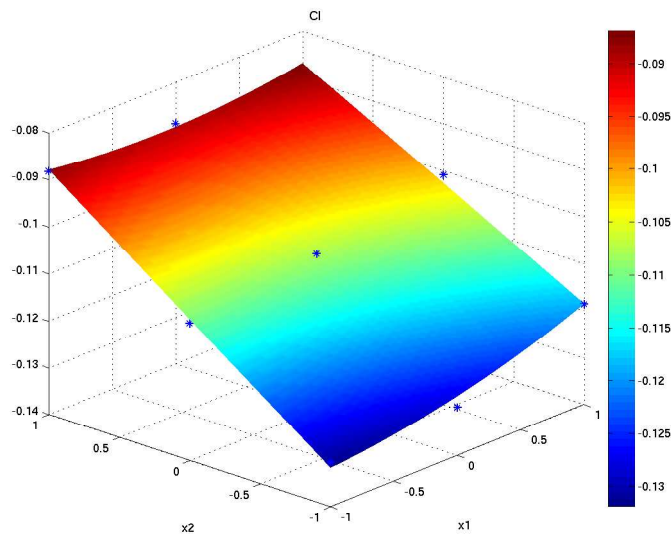
Borttagen koefficient	$R^2$	$R_a^2$
-	0.9987	0.9964
$b_6$	0.9987	0.9973
$b_4$	0.9965	0.9944

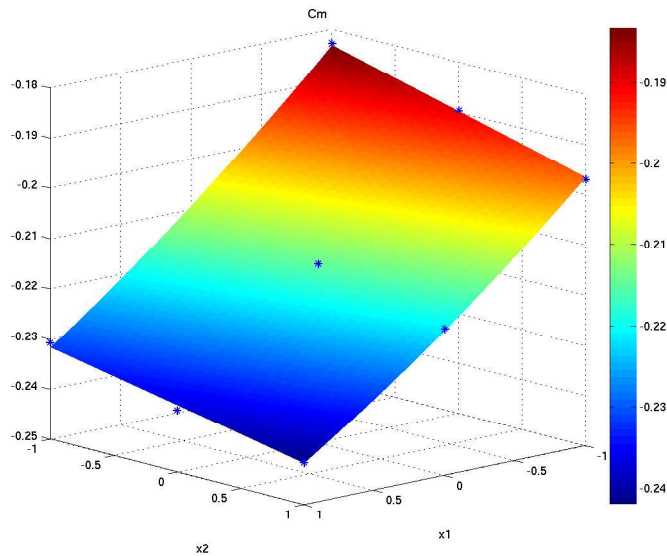
Tabell 12: t-statistik för  $C_m$ .

Koefficient	t-statistikvärden		
$b_1$	-230.7088	-343.8916	-306.7800
$b_2$	-45.7592	-52.8360	-47.1341
$b_3$	-11.5437	-13.3290	-11.8906
$b_4$	1.3085	1.5109	-
$b_5$	2.1967	2.5365	2.2627
$b_6$	0.0157	-	-

$$f_{C_m} = -0.2153 + -0.0234 \cdot x_1 + -0.0059 \cdot x_2 + 0.0008 \cdot x_1 x_2 + 0.0019 \cdot x_1^2 \quad (28)$$

Tabeller 9, 10, 11 och 12 visar att den modifierade surrogatmodellen beskrev punkterna mycket bra och borde ge korrekta värden på ett simulerat tåg. I figur 35 och 36 visualiseras surrogatmodellerna och hur väl de överensstämde med de simulerade värdena.

Figur 35:  $C_l$ 's nio värden och surrogatmodell.

Figur 36:  $C_m$ 's nio värden och surrogatmodell.

Precis som i  $90^\circ$ -fallet skapades ett nytt tåg med ett  $n$  och  $b$  som inte tidigare simulerats. Detta för att bekräfta surrogatmodellernas trovärdighet. Resultaten av simuleringarna jämfördes med surrogatmodellen och det relativa felet beräknades. De värden på  $n$  och  $b$  som användes var 4, 545 respektive 3, 363.

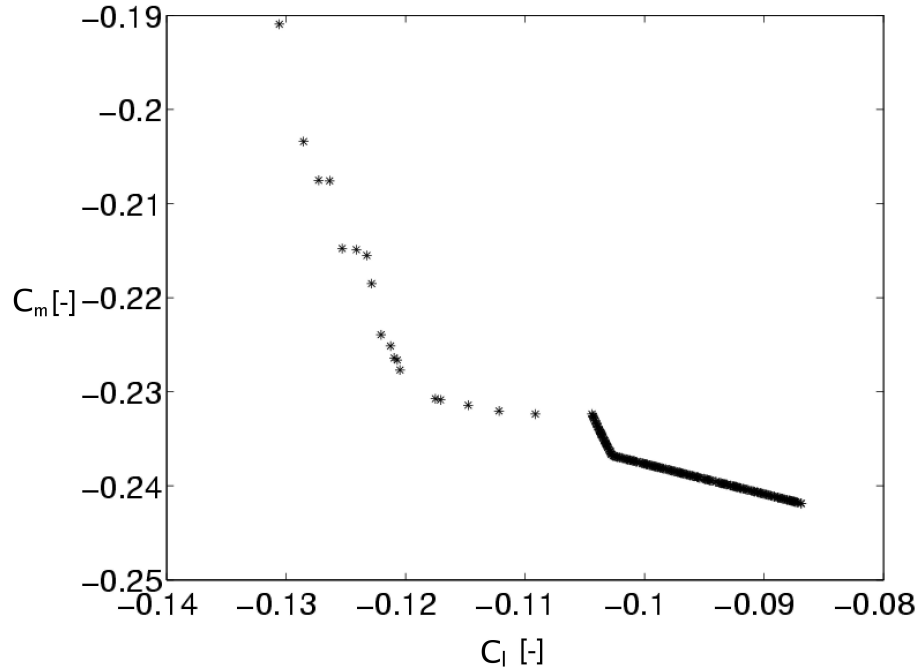
Tabell 13: Relativt fel för surrogatmodell.

Koefficient	Simulerat värde	Surrogatmodellsvärde	Relativt fel %
$C_l$	-0.0985	-0.0999	1.46
$C_m$	-0.6236	-0.6219	0.26

Felmarginalen var väldigt liten och detta säger att surrogatmodellen beskrev relationen mellan de två designvariablerna väldigt väl så att surrogatmodellen med stor noggrannhet kunde användas.

#### 4.2.2 Pareto-optimal front

Liksom för  $90^\circ$ -fallet skapades en Pareto-optimal front. I detta fall användes en population på 200 individer som regenererades 500 gånger. Ur detta skapades Pareto-optimala lösningar med 200 olika optimala tåg, se figur 37.



Figur 37: Pareto-optimal front för  $C_l$  och  $C_m$ .

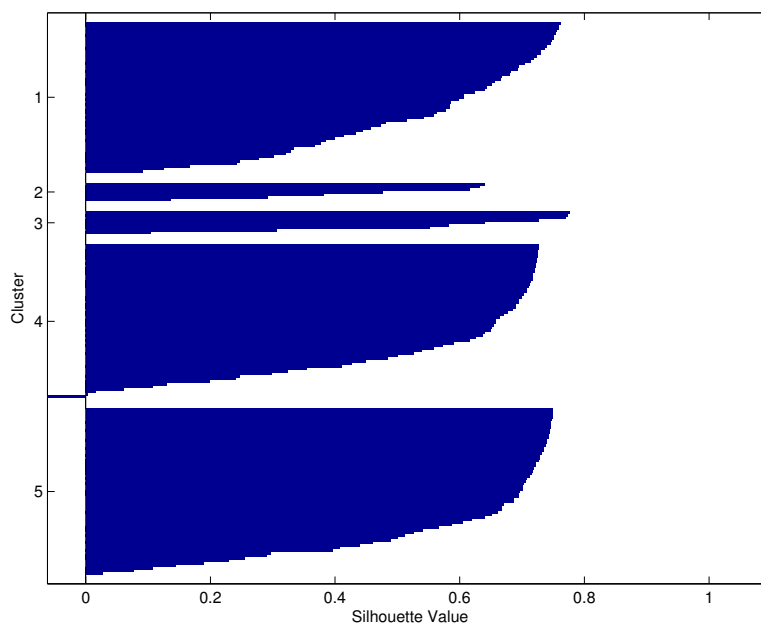
För att kontrollera så att den Pareto-optimala fronten verkligen beskrev hur den ena koefficienten förbättrades på bekostnad av att den andra försämrades beräknades korrelationskoefficienten.

$$\mathbf{R} = \begin{pmatrix} 1.0000 & -0.8962 \\ -0.8962 & 1.0000 \end{pmatrix}$$

Även i detta fall visade det sig att koefficienterna verkligen motverkade varandra.

Liksom i 90°-fallet klustrades lösningarna för att ge ett redovisbart resultat, se figur 38.





Figur 38: Olika lösningar klustrade.

Ur varje kluster valdes sedan den mest representativa lösningen ut (se 2.3.3) och resultatet visas i tabell 14.

Tabell 14: Representativa lösningar för den Pareto-optimala fronten.

$C_l$	$C_m$	kluster	n	b
-0.0972	-0.2385	1	5.9952	3.2339
-0.1264	-0.2076	2	4.9042	1.9655
-0.1207	-0.2266	3	5.7466	1.9148
-0.1032	-0.2356	4	5.9384	2.8841
-0.0903	-0.2408	5	6.0024	3.6629

### 4.2.3 Optimal geometri

Redan ur simuleringsvärdena kunde slutsatsen dras att den optimala geometrin ur sidovindsstabilitetssynpunkt var det rundaste tåget med kortaste nosen, dvs.  $n_4$  och  $b = 1,92$  m. Detta beroende på att den tåggeometrin gav minst rollmoment

och minst lyftkraft, dvs. högst tryckkraft mot rälsen. Optimering av resultaten från simulering kunde alltså inte ge någon ny information. Detta då optimering inte kan extrapolera till värden utanför största och minsta värde för variablerna  $b$  och  $n$ . Det optimala fallet är redan analyserat ingående tidigare i detta kapitel, och finns beskrivet i avsnitt 4.2.

### 4.3 Jämförelse av fallen

I 90°-fallet hade inte nosen så stor inverkan på  $C_m$  och  $C_l$  utan skillnaderna berodde till största del på kurvaturkoefficienten  $n$ . I 30°-fallet däremot hade noslängden stor inverkan på  $C_l$ . Detta berodde på att vinden inföll snett framifrån och att strömningen runt tåget påverkades mer av nosens längd.

I 30°-fallet blev alla lyftkraftskoefficienter negativa vilket motsvarar en kraft nedåt. I 90°-fallet erhöles både positiva och negativa värden för  $C_l$ , som dessutom låg närmare noll. Även om  $C_l$  var skalad mot hastigheten så berodde den lägre lyftkraften i 30°-fallet på den annorlunda strömningen som uppstod vid en högre friströms-hastighet, t.ex. att luften accelererades mer under tåget.  $C_m$  var negativ i båda fallen men större (större rollmoment) i 90°-fallet. Negativa värden anger rollmomentets riktning och beror på z-axelns riktning. Att rollmomentet var mindre i 30°-fallet berodde på att strömningen där följde tågkroppen mycket bättre än i 90°-fallet, det blev alltså mindre tryckskillnad mellan tågets sidor.

Den Pareto-optimala fronten skiljde sig åt i de två fallen. I 90°-fallet erhöles en linje där de två koefficienterna motverkade varandra och gav därför flera olika optimala geometrier. I 30°-fallet var koefficienterna minimerade i samma punkt och gav därför en optimal geometri.

## 5 Slutsats

I 90°-fallet visade det sig att ett mer avrundat tåg ( $n4$ ) gav större lyftkraft men mindre rollmoment, ett mindre avrundat tåg ( $n6$ ) gav större rollmoment men mindre lyftkraft. I 30°-fallet däremot erhöles både lägst lyftkraft och lägst rollmoment för ett rundare tåg. Den designvariabeln som hade störst inverkan på resultatet var kurvaturkoefficienten  $n$ . Både lyftkraft och rollmoment påverkades mest av denna i 90°-fallet. Däremot hade nosens längd större inverkan på  $C_l$  än vad variabeln  $n$  hade i 30°-fallet.

Den optimala geometrin för 30°-fallet blev  $s4$ . Då detta var den kortaste nosen skulle det varit intressant att testa en ännu kortare nos och studera resultatet. Däremot är det mycket troligt att ett tåg med kortare nos har högre luftmotståndskoefficient än tåg med längre nos. Detta är viktigt att tänka på då luftmotstånd är en av de viktigaste parametrarna vid t.ex. design av energisnåla tåg.

Kraften som trycker tåget nedåt blev väldigt hög på grund av hög acceleration av luften på tågets undersida, vilket medförde lågt tryck. Vid simulering var avståndet från tåget till marken 0,45 m, vilket kan tänkas vara väl högt för ett höghastighetståg. Troligtvis kommer den höga accelerationen av luft på tågets undersida inte ske i verkligheten vilket alltså leder till en lyftkraft istället för tryckkraft.

Den optimala geometrin i 30°-fallet gav en negativ lyftkraftskoefficient. Den nedåtriktade kraften som detta motsvarar är positiv ur sidovindsstabilitetssynpunkt. Ur andra perspektiv bör denna kraft inte vara för stor då det ger ökat friktionsmotstånd mot rälsen. Ur detta resonemang kan antas att ett så lågt rollmoment som möjligt sökes utifrån en begränsning av tryckkraften. En sådan beräkning där  $C_l \leq -0,1$  gav  $\min(C_m) = -0,24$  med  $n6$  och  $b = 0,34$  m. Ur en sådan beräkning förändras den optimala geometrin avsevärt.

Simuleringarna genomfördes med standard  $k - \varepsilon$  modellen vilken ej är tillräckligt exakt för att dra alltför starka slutsatser av optimeringsresultatet. För att verifiera resultaten krävs att den optimala designen simuleras med hjälp av en mer korrekt tidsberoende teknik som LES (Large Eddy Simulation) eller DES (Detached Eddy Simulation) [4].

Rekommendationer för vidarestudier inom detta projekt:

- Transienta beräkningar, dvs. hur strömningen ändras med tiden
- Använda riktig tågmodell med dörrar, fönster, boggie etc.

- Utöka intervallet på designvariablerna så att en bättre surrogatmodell erhålls
- Tittat på fler designvariabler som inverkar på hur tåggeometrin utformas
- Fler vindriktningar och olika vindstyrkor
- Undersöka tyngdpunktens inverkan på hur lätt ett tåg välter
- Simulera med högre tåghastigheter, dvs. över 250 km/h som är målet med Gröna Tåget
- Luftmotståndsberäkningar i tågets längdriktning tillsammans med sidovindsberäkningar
- Testa en annan turbulensmodell än  $k - \varepsilon$  modellen

## Referenser

- [1] Rolén. C, Rung. T. m.fl. (2004) *Computational modelling of cross-wind stability of high speed trains*. European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering, ECCOMAS, 2004
- [2] Hoyt. D. (2004) *Strong winds cause massive train derailment near Wright*. Dodge City Daily Globe
- [3] *FLUENT 6.2.16* (User's Guide Index)
- [4] Nasr Hemida, Hassan (2006), *Large-Eddy Simulation of the Flow around Simplified High-Speed Trains under Side Wind Conditions*. Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology
- [5] M. White, Frank (2003), *Fluid Mechanics (Fifth edition)*. University of Rhode Island, New York
- [6] K. Kundu, Pijush m.fl. (2004), *Fluid Mechanics (Third edition)*. University of Pennsylvania, Philadelphia
- [7] V. Queipo, Nestor m.fl. (2005), *Surrogate-based analysis and optimization*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Florida, Gainesville, FL, USA
- [8] Goel, Tushar m.fl., *Response surface approximation of Pareto optimal front in multi-objective optimization*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Florida, Gainesville, FL, USA
- [9] B. Marjavaara, Daniel m.fl., *Turbine Diffuser Shape Optimization by Multiple Surrogate Model Approximations of Pareto Fronts*. Div. of FLUENT Mechanics, Luleå University of Technology
- [10] Seshadri, Aravind , *Multi-objective optimization using evolutionary algorithms (MOEA)*
- [11] T. W. Chui (1995) *Prediction of the aerodynamic loads on a railway in a cross-wind at large yaw angles using an integrated two- and three-dimensional source/vortex panel method*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 57 19-39
- [12] T. W. Chui, L. C. Squire (1992), *An experimental study of the flow over a train in a crosswind at large yaw angles up to 90°*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 45, 47-74

- [13] The MathWorks (2006), *MATLAB Help*.
- [14] K. Deb, S. Agrawal, A. Pratap, and T. Mayarivan. (2000) *A fast and elitist multiobjective genetic algorithm for multi-objective optimization: Nsga-ii*. In *Parallel problem solving from nature VI conference*, Paris, pp. 849-858.
- [15] Milton, Susan J., Arnold, Jesse C. (2003), *Introduction to probability and statistics*. McGraw-Hill
- [16] Hucho, Wolf-Heinrich m.fl. (1998), *Aerodynamics of Road Vehicles*. Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, Pa.
- [17] Krajnović, Siniša (2007), *Aerodynamic Optimization of Vehicles Using Computational Fluid Dynamics and Response Surface Methodology*, in *Proceedings of the XXI International Automotive Conference SCIENCE & MOTOR VEHICLES Beograd 2007. Paper NMV0724*, 2007.