

Simulering av turbulent swirlstrømning gjennom et dobbelt rørbend

Kjetil Birkeland Moe

Master i produktutvikling og produksjon
Oppgaven levert: Juni 2010
Hovedveileder: Helge Ingolf Andersson, EPT

Oppgavetekst

Gjennomgang av relevant litteratur om rørstrømning med swirl.

Simulere swirlstrømning i rør og rørbend ved hjelp av simuleringsverktøyet OpenFoam.

Undersøke og vurdere bruken av forskjellige turbulensmodeller. Sammenligne beregningsresultatene med eksperimentelle data fra litteraturen.

Kartlegge hvilke geometriske parametre som har størst innflytelse på strømningsforholdene.

Undersøke mulighetene for trykktapreduksjon på grunn av swirl og vurdere eventuell praktisk nytteverdi.

Oppgaven gitt: 18. januar 2010

Hovedveileder: Helge Ingolf Andersson, EPT

EPT-M-2010-44

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Kjetil Birkeland Moe

Våren 2010

Simulering av turbulent swirlstrømning gjennom et dobbelt rørbend

Simulation of turbulent swirl flow in a double bend

Bakgrunn

Strømning med swirl vil påvirkes kraftig av et 90° bend så vel når det gjelder turbulensforholdene som trykktapet over bendet. Det er uvisst i hvilken grad oppstrøms swirl vil overleve gjennom to 90° bend og om tilstedeværelsen av swirl vil kunne bidra til å redusere trykktapet over bendene.

Mål

Ved hjelp av numeriske strømningsberegninger analysere strømningsforholdene gjennom en dobbeltbend konfigurasjon med swirl. Identifisere de viktigste parametrene som påvirker strømmingen og kartlegge hvordan disse influerer på strømmingen nedstrøms og trykktapet over bendene.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter:

1. Gjennomgang av relevant litteratur om rørstrømning med swirl.
2. Simulere swirlstrømning i rør og rørbend ved hjelp av simuleringsverktøyet OpenFoam.
3. Undersøke og vurdere bruken av forskjellige turbulensmodeller. Sammenligne beregningsresultatene med eksperimentelle data fra litteraturen.
4. Kartlegge hvilke geometriske parametre som har størst innflytelse på strømningsforholdene.
5. Undersøke mulighetene for trykktapsreduksjon på grunn av swirl og vurdere en eventuell praktisk nytteverdi.

” _ ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig

ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og eventuelt figurnummer.

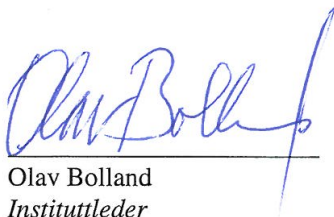
Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosesssteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater og data til undervisnings- og forskningsformål, samt til fremtidige publikasjoner.

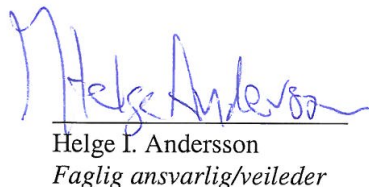
Ett -1 komplett eksemplar av originalbesvarelsen av oppgaven skal innleveres til samme adressat som den ble utlevert fra. Det skal medfølge et konsentrert sammendrag på maksimalt én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter).

Til Instituttet innleveres to - 2 komplette kopier av besvarelsen. Ytterligere kopier til eventuelle medveiledere/oppgavegivere skal avtales med, og eventuelt leveres direkte til de respektive. Til instituttet innleveres også en komplett kopi (inkl. konsentrerte sammendrag) på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende.

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 12. januar 2010



Olav Bolland
Instituttleder



Helge I. Andersson
Faglig ansvarlig/veileder

0.1 Forord

Swirl er en strømnings samtidige dreining om en akse. Denne oppgaven går nærmere inn på bruken av swirl til det formål å redusere trykktapet over rørbend. Spesielt vektlegges bruken av to påfølgende bend – heretter kalt *dobbeltbend* – og da hvilken effekt swirl har på strømningsbildet. Idéen som ligger til grunn baserer seg på at swirl påvirker hastighetsfeltet over et tverrsnitt på en måte som kan redusere områder med separasjon.

Opgaven går i detalj rundt bruken av swirl i dobbeltbend, og benytter simuleringverktøyet OpenFOAM til å skaffe numeriske data. Da denne typen rørstrømning har et komplisert strømningsbilde, brukes det også tid på å validere delresultater og selve oppbyggingen av simuleringen. Dette gjøres av den årsak at det ikke finnes eksperimentelle data for swirl i dobbeltbend til å validere sluttresultatene.

Jeg ønsker å takke veileder prof. Helge I. Andersson for god oppfølging under arbeidet med denne oppgaven. Jeg ønsker også å rette en takk til student Florian Krause ved ETH, Zürich og prof. Håkan Nilsson ved Chalmers, Göteborg, for gode innspill til bruk av simuleringprogramvaren.

Trondheim, 22. juni 2010



Kjetil Birkeland Moe

Innhold

| | | |
|----------|---|-----------|
| 0.1 | Forord | i |
| 0.2 | Sammendrag | vii |
| 0.3 | Abstract | vii |
| 0.4 | Bakgrunn | ix |
| 1 | Anvendelse av swirl | 1 |
| 1.1 | Swirl i rørbend | 1 |
| 1.2 | Tilnærming til undersøkelsene | 2 |
| 1.3 | Gjennomføre simuleringer | 2 |
| 2 | Turbulensmodeller | 5 |
| 2.1 | $k - \epsilon$ -modellen | 5 |
| 2.1.1 | Varianter av $k - \epsilon$ -modellen | 6 |
| 2.2 | Reynolds Stress Models (<i>RSM</i>) | 7 |
| 3 | Verifisere simulering | 9 |
| 3.1 | Stegvis oppbygging | 9 |
| 3.2 | Rett rørstrømning | 10 |
| 3.2.1 | Mesh og simulering | 10 |
| 3.2.2 | Resultater, $Re = 5300$ | 11 |
| 3.2.3 | Feil og avvik for $Re = 5300$ | 13 |
| 3.2.4 | Resultater, $Re = 44000$ | 14 |
| 3.3 | Rør med bend, $Re = 50000$ | 18 |
| 3.3.1 | Resultater | 18 |
| 3.4 | Swirl | 20 |
| 3.4.1 | Valg av turbulensmodell | 21 |
| 3.4.2 | Fremgangsmåte | 21 |
| 3.4.3 | Simuleringsresultater | 21 |
| 3.5 | Erfaringer | 23 |
| 4 | Dobbelt-bend | 25 |
| 4.1 | Forberedelser og forutsetninger | 26 |
| 4.1.1 | Sammenligningsgrunnlag | 26 |
| 4.1.2 | Initialbetingelser | 26 |
| 4.1.3 | Rørgeometri | 26 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4.2 | Undersøkelser | 27 |
| 4.2.1 | To direkte påfølgende bend | 27 |
| 4.2.2 | Fast høyde, variabel vertikalt rørstykke | 30 |
| 4.2.3 | Statisk swirlgenerator | 31 |
| 4.2.4 | Statisk swirlgenerator + serie av dobbeltbend | 35 |
| 4.2.5 | Swirl gjennom 2 bend i forskjellige plan | 37 |
| 5 | Konklusjon | 39 |
| 5.1 | Videre arbeid | 40 |
| | Symboler | 41 |
| A | Plott | 42 |
| A.1 | Verifiseringskjøring, bend | 43 |
| A.1.1 | Aksiellhastighet, W | 43 |
| A.1.2 | Turbulent kinetisk energi, k | 44 |
| A.2 | Verifiseringskjøring, bend + swirl | 45 |
| A.2.1 | Aksiellhastighet, W | 45 |
| A.2.2 | Tangentiell hastighet | 46 |
| A.2.3 | Turbulent kinetisk energi, k | 47 |
| B | Tekniske merknader til gjennomføring | 48 |
| B.1 | Dataverktøy | 48 |
| B.1.1 | 3D-modellering | 49 |
| B.2 | Feil pga. perfekt symmetri | 49 |
| B.3 | Presentasjon av data | 49 |
| C | Mesh-skript | 51 |
| D | Referanser | 58 |

Figurer

| | | |
|------|---|----|
| 3.1 | Mesh for rett rørstrømning | 10 |
| 3.2 | Hastighetsprofil (<i>lineært</i>) for $Re_D = 5300$ | 11 |
| 3.3 | y^+ / u^+ for rett rørstrømning, $Re_D = 5300$ | 12 |
| 3.4 | y^+ / k^+ for rett rørstrømning, $Re_D = 5300$ | 13 |
| 3.5 | Hastighetsprofil (<i>lineært</i>) for $Re_D = 44000$ | 14 |
| 3.6 | y^+ / u^+ for rett rør, $Re_D = 44000$ | 15 |
| 3.7 | k over tverrsnittsradius r for $Re_D = 44000$ | 16 |
| 3.8 | y^+ / k^+ for rett rørstrømning $Re_D = 44000$ | 17 |
| 3.9 | Rørgeometri for Anwers eksperimenter | 18 |
| 3.10 | Tverrsnitt av mesh produsert av meshskript (eng. <i>O-grid</i>) | 18 |
| 3.11 | Aksiellhastighet $W / W_{\text{gjennomsn.}}$ for 3 målepunkter, sammenlignet med Anwers resultater | 19 |
| 3.12 | k for 3 målepunkter, sammenlignet med Anwers resultater | 19 |
| 3.13 | tangentiell hastighet for 3 ulike typer swirl | 20 |
| 3.14 | Aksiellhastighet $W / W_{\text{gjennomsn.}}$ for 3 målepunkter (m/swirl), sammenlignet med Anwers resultater | 22 |
| 3.15 | Tangentiellhastighet $V_t / W_{\text{gjennomsn.}}$ for 3 målepunkter (m/swirl), sammenlignet med Anwers resultater | 22 |
| 3.16 | k for 3 målepunkter (m/swirl), sammenlignet med Anwers resultater | 23 |
| 4.1 | Mesh uten ekstra vertikalt rørstykke | 27 |
| 4.2 | Kvalitative resultater $Re_D = 63300$. Hastighet og trykk i rørstrømning, med og uten swirl. Bendradius = $1D$, $N_s = 1$ | 28 |
| 4.3 | Statisk stykk, to direkte påfølgende bend | 28 |
| 4.4 | Forhold mellom rett og swirlstrømning for $Re_D = 63300$ og $Re_D = 312000$ | 29 |
| 4.5 | Illustrasjon av oppsett for fast høyde, variabel vertikalt stykke | 30 |
| 4.6 | Statisk trykk for dobbeltbend med fast høyde, ulike swirltall N_s | 30 |
| 4.7 | Rør med statisk swirlgenerator | 31 |
| 4.8 | Swirlgenerator design | 32 |
| 4.9 | Tangentielt hastighetsprofil for rør med statisk swirlgenerator | 33 |
| 4.10 | Strømlinjer gjennom statisk swirlgenerator | 33 |
| 4.11 | Rør med statisk swirlgenerator og påfølgende serie av 4 dobbeltbend | 35 |

| | |
|---|----|
| 4.12 Hastighet (<i>magnitude</i>) for strømning i serie av dobbeltbend, med og uten swirl. | 36 |
| 4.13 Totaltrykk for strømning i serie av dobbeltbend, med og uten swirl. | 36 |
| 4.14 Geometri for gjennomkjøring av bend i 2 plan. | 37 |
| 4.15 Tangentialhastighet V_t for swirlstrømning gjennom bend i to forskjellige plan. | 38 |
| | |
| A.1 Aksialhastighet $W/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend | 43 |
| A.2 k for 10 målepunkter i rør med bend | 44 |
| A.3 Aksialhastighet $W/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend + swirl. | 45 |
| A.4 Tangentialhastighet $V_t/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend + swirl | 46 |
| A.5 k for 10 målepunkter i rør med bend + swirl | 47 |
| | |
| B.1 Originale talldata fra simulering | 49 |
| B.2 Octave-/Matlabkode for presentasjon av hastighetsdata i 180° bend | 50 |

Tabeller

| | | |
|-----|---|----|
| 3.1 | Beregnet u_τ for rett rørstrømning $Re_D = 44000$ | 16 |
| 4.1 | Initialbetingelser for dobbeltbendsimulering. | 26 |
| 4.2 | Mål for statisk swirlgenerator. | 31 |
| 4.3 | Sammenligning av resultater fra 3D-modellert swirlgenerator. Mål er gjort over tverrsnitt $0.1D$ fra inn-/utløp. | 33 |
| 4.4 | Sammenligning av resultater fra 3D-modellert swirlgenerator med serie av dobbeltbend. Mål er gjort over tverrsnitt $0.1D$ fra inn-/utløp. | 35 |
| 4.5 | Mål for geometri til simulering av swirl i to plan. | 37 |

0.2 Sammendrag

Numeriske simuleringer blir utført for å undersøke hvordan swirlstrømning kan bidra til trykktapsreduksjon over rørbend. Fire individuelle sammenligninger gjøres først mot publiserte eksperimentelle data av Eggels, Wu & Moin, og Anwer & So, hvor strømningene har fellestrekk med denne oppgaven. Dette av den grunn at det ikke eksisterer tall-data for swirlstrømning i dobbeltbend, samt til den hensikt å skaffe til veie erfaring rundt oppsett av numeriske skjema og turbulensmodeller for denne typen strømning. Det gjennomføres simuleringer for swirlltall $N_s = 0.5$ og $N_s = 1$, og for ordinær rett rørstrømning, for bendradier $\frac{3}{4}D$, D , $\frac{3}{2}D$, $2D$ og $3D$, for henholdsvis $Re_D = 63300$ og $Re_D = 316000$. Det utformes også en intern statisk swirlgenerator med 6 blader og 102° vridning. Resultatene viser at det er en korrelasjon mellom swirl og reduksjon av trykktap, ved at innsnevringer og områder med tilbakestrømning, som oppstår i en ordinær rett rørstrømning, reduseres betydelig. Total trykktapsreduksjon sammenlignet med rett rørstrømning, oppnås best i rørsystemer med flere påfølgende bend. Det vises også at bevaring av tangentiell hastighet gjennom dobbeltbend i to plan er avhengig av swirlretning og rørgometriens retning i forhold til denne.

0.3 Abstract

Numerical simulations are applied to investigate how swirling flow possibly can reduce pressure drops in pipe bends. Four individual case comparisons are performed with published experimental data by Eggels, Wu & Moin, and Anwer & So, where the flow has properties similar to the case in this thesis. This is based on the fact that no data exists on swirling flow in double bends, and is also to acquire knowledge and best-practice in setting up numerical schemes and turbulence models for this specific kind of flow. Simulations are performed for swirling numbers $N_s = 0.5$ og $N_s = 1$, and ordinary straight pipe flow, with pipe bend radii $\frac{3}{4}D$, D , $\frac{3}{2}D$, $2D$ og $3D$, at $Re_D = 63300$ and $Re_D = 316000$. An internal static swirl generator is also designed, having 6 blades and a 102° twist. The results show that there is a correlation between swirl and pressure drop reduction, where contractions and regions of backflow, common for straight pipe flow, are reduced significantly. Total pressure reduction compared to straight pipe flow, is best achieved in pipe systems with multiple bends. It is also demonstrated that sustaining tangential velocity through pipe bends placed in two orthogonal planes, depends on swirl direction and pipe geometry related to this.

0.4 Bakgrunn

Temaet for denne masteroppgaven har sitt opphav flere år tilbake i tid. Det var i 2. klasse på NTNU, i en forelesningstime i fluidmekanikk i auditorie VE1 våren 2007 at idéen oppsto for første gang. Den grunnleggende tanken bak å kombinere swirl med et rør-scenario, er at strømning på denne måten kanskje vil transporteres „bedre”, analogt med rotasjonen som settes på prosjektiler for å oppnå stabilitet, og inspirert av veibaners dossering og den spesielle *cork screw* i berg-og-dalbaner. For en ordinær rørstrømning oppstår det gjerne innsnevring og områder med tilbakestrømning, som igjen er en direkte årsak til trykktap og også tapt energi (f.eks til pumpekraft eller reduksjon av strømningens hastighet).

Etter 2.klasse ble fordypning valgt innen strømningsteknikk og numerikk, og et utvekslingsopphold på UBC i Kanada introduserte for første gang CFD, eksperimentelle teknikker, og også programvaren OpenFOAM, som siden har vært grunnlaget for simuleringene i denne oppgaven.

Det var først i sammenheng med valg av masteroppgave at idéen virkelig ble realisert. Den ble presentert for professor Helge I. Andersson ved semesterstart våren 2010, støttet av noen enkle simuleringresultater som viste en viss sammenheng mellom swirl og trykktapsreduksjon. Og på bakgrunn av dette ble selve oppgaveteksten utformet.

Det er et stort potensiale og nytteverdi i å redusere trykktap i en rørstrømning, spesielt sett i lys av det store antall mulige anvendelsesområder i industrien. Muligheten til å kunne studere dette nærmere og til en viss grad bidra med nytenkning i denne sammenheng, var grunn nok til å velge dette som ramme for masteroppgaven.

Kapittel 1

Anvendelse av swirl

Swirl er en egenskap ofte omtalt som *sekundær strømming*, og er som regel dominert av en aksial hastighetskomponent. Den kan i det daglige observeres som en innløps-effekt til avløp og sluk, og er for eksempel et *uønsket* bidrag i design av Francis løpe-hjul for vannkraft. Men av andre anvendelser er swirl allerede kjent for å ha god effekt for *drag*-reduksjon i rette rør [17, 18], innen forbrenning, og for separasjon av flerfase-strømninger.

Det er også kjent at swirl har egenskap av å vedvare selv under transport over relativt lange strekninger. Kreith & Sønju [16] antyder allerede i 1965 at over en rørlengde på 50 diametre, vil swirlbidraget (den tangentielle hastigheten) tapes med kun mellom 10 – 20%.

1.1 Swirl i rørbend

I de fleste tilfeller hvor rør benyttes til transport av et medie, finner vi også rørbend. Rørbend er et nødvendig onde, for de representerer samtidig et tap – mye avhengig av bendets vinkel, samt forholdet mellom rørdiameter og bendradius. Det eksisterer en rekke sammenhenger over tap i rørbend [1, s. 387]. Tapene som et bend påfører en strømning kan gjenspeiles i tilsvarende økt nødvendig pumpekraft for å opprettholde en viss volumstrøm, eller reduksjon av selve volumstrømmen hvis systemet drives uten direkte pumpekraft.

En enkel betraktning rundt sammenhengen av trykk, tap og hastighet i rør for en ordinær rett inkompressibel rørstrømning kan gjøres på denne måten:

$$\left(\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho}\right)_1 = \left(\frac{v^2}{2} + gz + \frac{p}{\rho} + h_{\text{tap}}\right)_2 \quad (1.1)$$

For et stasjonært tilfelle vil hastigheten være konstant over dette kontrollvolumet, og h_{tap} være den største bidragsyteren til trykkforskjellen $\frac{\Delta p}{\rho}$.

Denne oppgaven vil heretter dreie seg om bruken av swirl gjennom bend og dobbeltbend, og hvilken effekt dette kan ha på strømningsforholdene i røret. Hypotesen som det arbeides ut i fra er at swirl nettopp vil kunne bidra til å *redusere trykktapet* over disse bendene. Riktig nok krever swirl også energi for å oppstå, og undersøkelser rundt disse sammenhengene vil spille en viktig rolle i det videre arbeidet.

1.2 Tilnærming til undersøkelsene

Ved gjennomføring av denne masteroppgaven var det ikke kjent noen forsøk eller publikasjoner som kunne gi ytterligere informasjon om prinsippet om trykktapsreduksjon ved aktivt å påføre swirl til en strømning. Det er allerede nevnt at strømning i et rett rør som har en akserotasjon i forhold til rørvegg, vil ha en positiv effekt på reduksjon av drag. Men disse publikasjonene dreier seg derimot om de viskøse krefter i regioner svært nær rørveggen, noe som antageligvis vil ha mindre å si for trykktapene som oppstår over et fysisk hinder som rørbend.

Av den grunn at det mangler et godt sammenligningsgrunnlag for dobbeltbend, og for å sørge for at simuleringresultatene som skal produseres også med en viss sikkerhet skal kunne antas som rimelige, blir første del av denne oppgaven å gjennomføre og sammenligne simuleringresultater med andre tilgjengelige eksterne data. Disse dataene må da inneha visse felles strømningssegenskaper for at de skal kunne regnes som relevante.

Å bygge opp simuleringen på denne måten vil også være viktig for å undersøke numerikk og turbulensmodeller, hvilket regnes for å være *spesielt* krevende for strømninger som har sekundære strømninger, slik som swirl.

1.3 Gjennomføre simuleringer

Simuleringene i denne oppgaven blir utført med programvarepakken OpenFOAM, som benytter *finite volume method* (FVM) og er basert på åpen kildekode skrevet i C++.

Innen numeriske beregninger har man nå valg når det gjelder anvendelse av de gjeldende ligninger (eng. *governing equations*). Transient beregning betyr å følge strømmingen fra et start- til et sluttidspunkt, og resultatene vil være øyeblikksbilder på strømningsvariable som u , p og T . Transiente beregninger er i tillegg sårbar for små celler/kontrollvolum i nettverket, og man bruker gjerne CFL-betingelsen som rettesnor

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} < 1 \quad (1.2)$$

CFL-betingelsen medfører at tidssteget kan bli tvunget til å settes svært lavt hvis celledørrelsen er liten og hastighetene høye. For $C < 1$ angir at informasjon ikke skal kunne passere gjennom *flere* kontrollvolumer på ett tidssteg. Som regel settes C til en verdi godt under 1.

I mange tilfeller er det i stedet ønskelig å se på hvilken strømningskarakteristikk som oppnås over tid. Dette er også en forenkling av ligningene hvor de tidsderiverede leddene ikke tas med, og medfører at gjennomkjøringene er kjappere og ofte mer stabil. Dette kalles *stasjonære* beregninger.

Alle simuleringer i denne oppgaven benytter i tillegg *inkompressible* løsningsmetoder. I første del av benyttes en modifisert versjon av `piSoFoam`, som er transient, mens for resten av simuleringene benyttes `simpleFoam`, som er stasjonær. Ytterligere detaljer rundt simuleringssystemet er beskrevet i Appendix B.

Kapittel 2

Turbulensmodeller

I de fleste praktiske nytteområder vil strømning karakteriseres som turbulent og for en rørstrømning vil dette være tilfelle ved Reynoldstall $Re_D > 2300$. Som en følge av diskretisering av volumet og de numeriske metodene som benyttes for å simulere strømninger, vil det være behov for å modellere (*gjenskape*) komplekse strømningstilfeller som for eksempel er av en så liten skala at de ikke godt nok kan beregnes direkte. En DNS-simulering med godt oppløst nettverk (*mesh*) vil på den annen side ikke ha behov for turbulensmodellering, da ingen tilnærminger eller forenklinger gjøres, og alle strømningsvariable beregnes direkte.

Generelt finnes det flere ulike overordnede tilnærminger innen turbulensmodellering:

RANS Reynolds-averaged Navier–Stokes

Tilnærmer strømningsvariabler til ett gjennomsnitt- og ett fluktasjonsbidrag (f.eks \bar{u} og u'). Innenfor dette segmentet finnes turbulensmodeller som $k - \epsilon$, $k - \omega$ og Spalart-Allmaras.

LES Large Eddy Simulation

Kun de største virvler beregnes direkte, og de mindre tas vekk og må modelleres basert på andre beregnede strømningsvariabler.

RSM Reynolds Stress Models

Baserer seg beregning av alle 6 Reynoldsspenninger, og bruker dette for å løse RANS-impulslikningen. Men ulikt RANS-metoden bruker den ikke μ_t (*eddy viscosity*).

2.1 $k - \epsilon$ -modellen

I 1972 ble $k - \epsilon$ foreslått som turbulensmodell basert på RANS, og siden har denne blitt mye anvendt, kanskje spesielt til industrielle formål på grunn av den reduserte kjøretiden. Dette er en modell som baserer seg på to ligninger; én for turbulent kinetisk energi

k , og én for dissipasjon ϵ . Modellen har også blitt forsøkt forbedret en rekke ganger, for å gi bedre resultater ved for eksempel lavere Reynoldstall. Modellen er opprinnelig beskrevet på denne måten:

For k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (2.1)$$

For ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{3\epsilon} P_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (2.2)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, P_b = \mu_t S^2, S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}, \beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$$

hvor de fem konstantene kan settes til

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3 \quad (2.3)$$

Senere i denne oppgaven vises resultater ved bruk av denne turbulensmodellen. Denne modellen er riktignok ikke regnet for å være egnet alle typer anvendelsesområder; dels på grunn av avhengighet av å vite *turbulent length scale*, samt at de fem konstantene (2.3) er tilpasset visse strømninger, og kan justeres for å fremskaffe andre (og noen ganger bedre) resultater. Dette gjør modellen lite universell.

2.1.1 Varianter av $k - \epsilon$ -modellen

$k - \epsilon$ har 5 parametre som er bestemt delvis empirisk, og viser seg ikke alltid egnet som turbulensmodell ved for eksempel lavere Reynoldstall. Det er derfor blitt foreslått egne turbulensmodeller for denne typen strømninger, gjerne basert på selve $k - \epsilon$ -modellen. Eksempler er Launder & Sharma, Chien og Lam & Bremhorst.

2.2 Reynolds Stress Models (RSM)

Denne typen turbulensmodell ble først presentert av Launder, Reece & Rodi [6] i 1975, og i motsetning til andre RANS-modeller beregnes her Reynoldsspenninger i alle seks retninger. Dette gir deretter grunnlaget for å løse RANS-impulslikningen, og videre beregning av strømningsvariabler.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = & - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + p' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta \left(g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta} \right) \\ & + p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$- 2\rho\Omega_k \left(\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm} \right) + S_{kilde} \quad (2.5)$$

Til tross den mer grundige tilnærmingen benyttet i denne turbulensmodellen, og som krever mer regnekraft, finnes det også varianter av denne – spesielt for bruk ved strømninger med lavere Reynoldstall (Hanjalić [8]).

Kapittel 3

Verifisere simulering

Simulering og CFD innebærer bruk av tilnærminger ved inndeling i kontrollvolumer, bruk av numeriske skjema og for turbulensmodeller. Dette gir rom for feiltrinn og avvik, og det er derfor i størst mulig grad ønskelig å verifisere resultatene med eksisterende og publiserte eksperimenter – eventuelt også med høyoppløselige DNS-data.

3.1 Stegvis oppbygging

Swirlstrømning innebærer som nevnt større sekundærstrømninger (tangentielt, i tillegg til aksielt) som kan være utfordrende for ordinære numeriske skjemaer og turbulensmodeller, og potensielt kunne gi uriktige resultater. Det finnes heller ikke noen eksperimentelle resultater å basere seg på for nettopp swirlstrømning i dobbeltbend. Av denne grunn blir det nå i denne oppgaven initielt gjennomført 4 individuelle gjennomkjøringer for publiserte forsøk hvor data er tilgjengelig og som har visse fellestrekk. Disse gjennomkjøringene har følgende karakteristika:

1. Rett rørstrømning (Lave Reynoldstall)
2. Rett rørstrømning (Høye Reynoldstall)
3. Rett rør med bend (180°)
4. Rett rør med bend (180°) + swirl

De fire gjennomføringene bør demonstrere gode nok resultater for at sluttresultatene for dobbeltbendet skal antas som rimelige.

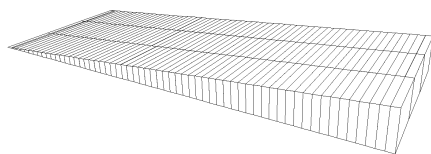
3.2 Rett rørstrømning

Strømning i rette rør er gjennom historien blitt undersøkt grundig, og det eksisterer gode grunnlag med detaljerte data. I de kommende avsnittene er det blitt anvendt DNS-data fra Eggels [5] for tilfeller med lave Reynoldstall ($Re_D = 5300$), og av Wu & Moin [10] for høye Reynoldstall ($Re_D = 44000$).

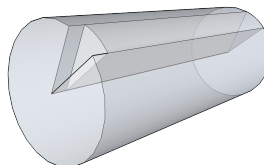
3.2.1 Mesh og simulering

En rett rørstrømning kan forenkles mye på grunn av sin aksesymmetri. Dette er gunstig for å korte ned kjøretid for simuleringene, og for denne gjennomkjøringen ble det i henhold til brukermanual [21] utformet et 5° „kakestykke” som eneste geometri. Meshet vises i fig. 3.1a. I simuleringsprogrammet ble grensebetingelsene satt slik at geometrien tolkes som et sirkulært rør.

Den aktuelle stasjonære løsningsmetoden støtter ikke nevnte aksesymmetriske mesh, og den transiente metoden `pisoFoam` må i stedet benyttes. Men i tillegg kan volumet utformes med periodiske grensebetingelser for innløp og utløp, for å tilsvare et uendelig langt rør og bli mest mulig likt et stasjonært tilfelle. Da OpenFOAM er basert på åpen kildekode og skrevet i C++, lot løsningsmetoden `pisoFoam` seg modifisere til å ta inn en trykkdifferanse for å opprettholde hastigheten over tid.



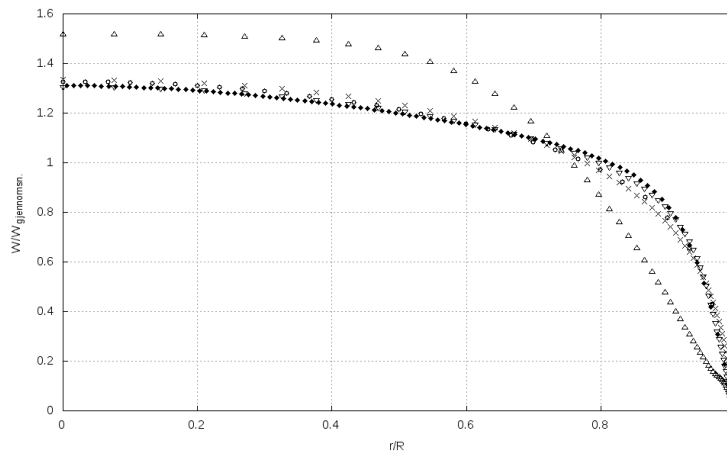
(a) faktisk mesh brukt i OpenFOAM.



(b) utsnitt av mesh – illustrerer symmetri og periodiske grensebetingelser.

Figur 3.1: Mesh til bruk for rett rørstrømning

Meshet er 3 celler tykt i akseretning for å kunne benytte sentraldifferanser, og det er i simuleringene blitt benyttet sentraldifferanser for både tid- og romdifferensialer.

3.2.2 Resultater, $Re\ 5300$ 

Figur 3.2: Hastighetsprofil, akseretning \diamond (fylt): Eggels DNS-data. Øvrige simuleringer gjort med 60 celler, størrelsesforhold 1:100. ∇ ; Launder Sharma $k-\epsilon$. Δ ; realizable $k-\epsilon$. \times : Launder Gibson RSM (LG). \circ : Launder Sharma $k-\epsilon$, 60 celler, 1:1.

Resultatene som presenteres i figurene 3.2, 3.3 og 3.4 er alle gjort med 60 cellepunkter fra rørsenter til rørvegg. I tillegg er forhold mellom cellene nærmest cellen og ved rørsenter 1:100. Dette er gjort for at det skal bli høyest oppløsning nær rørveggen og dermed også antatt bedre resultater i denne regionen. Ett eneste unntak er grafene merket med “ \circ ”, som angir avstandsforhold 1:1. Resultatene viser at *Launder Sharma $k-\epsilon$* gir best overensstemmelse med Eggels’ DNS-data – ved at den har små avvik. Denne turbulensmodellen er tilpasset lavere Reynoldstall, og er dermed også forventet å gi gode resultater. I området $0.8 < r/R < 0.9$ finner vi de største avvikene, hvilket også er karakteristisk feil for de andre grafene. Likeledes kan det observeres at ordinær $k-\epsilon$ -modellen (her er *Realizable $k-\epsilon$* benyttet) gir de største avvikene, og synes derfor ikke godt egnet til akkurat den type lav- Re -strømning.

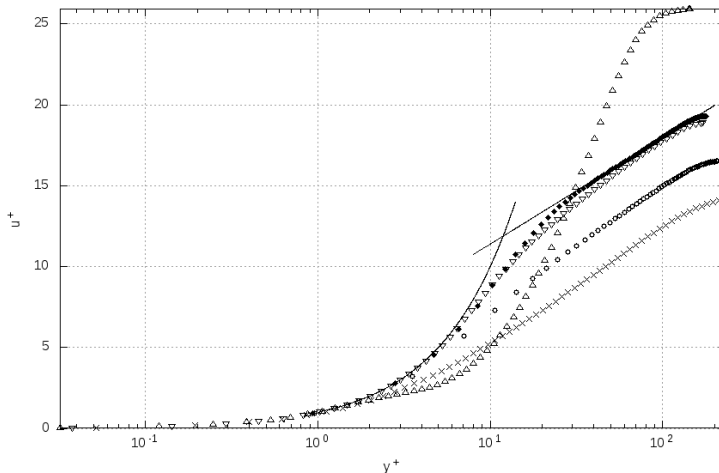
I figur 3.3 er hastighetsprofilet plottet som funksjon av y^+ og u^+

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (3.1)$$

hvor y er avstand til rørveggen. Friksjonshastigheten u_τ uttrykkes ved

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{\text{vegg}}}{\rho}} \quad (3.2)$$

og er en funksjon av veggskjærspenningen τ_{vegg} og mediets tetthet ρ . u^+ er u normalisert på u_τ . I figur 3.3 vises mye av det samme som det ordinære lineære hastighetsprofilet i fig. 3.2. Til forskjell blir de ulike nivåene i grensesjiktet synligere; *viscous sublayer*,



Figur 3.3: y^+ plottet mot u^+ . \diamond (fylt): Eggels DNS-data. Simuleringer gjort med 60 celler, størrelsesforhold 1:100. ∇ ; Launder Sharma $k-\epsilon$. Δ ; realizable $k-\epsilon$. \times : Launder Gibson RSM (LG). \circ : Launder Sharma $k-\epsilon$, 60 celler, 1:1. Trukne linjer: $u^+ = y^+$, og $u^+ = 2.86 \log y^+ + 4.8$.

buffer layer, *log-law region*, og *outer layer*. De heltrukne linjene angir *viscous sublayer* og *log-law region*. Grafene for de forskjellige turbulensmodellene synes å slutte på forskjellige y^+ -verdier; dette har årsak i den beregnede veggspenning u_τ , som ved for store forskjeller vil forskyve grafen både horisontalt og vertikalt i forhold til de andre som blir representert i samme diagram.

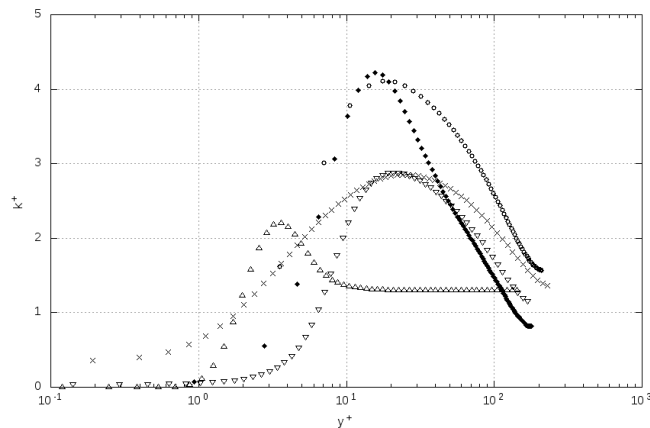
Det er interessant å legge merke til hvordan tilfellet med cellestørrelse 1:1 kommer vesentlig dårligere ut i u^+ -diagrammet (fig. 3.3) enn for det ordinære hastighetsprofil (fig. 3.2). Videre er resultatene fra bruk av Launder Gibson RSM enda dårligere. Begge disse kommer dårlig ut i fig. 3.3 på grunn av den beregnede u_τ .

Turbulent kinetisk energi (k) brukes i turbulensmodellene sammen med ϵ som utgangspunkt å beregne strømningsvariablene. Denne k kan også være et godt mål på hvilken grad turbulensmodellen lykkes i å modellere turbulensen, og uttrykkes ved

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{(u'_1)^2} + \overline{(u'_2)^2} + \overline{(u'_3)^2} \right) \quad (3.3)$$

og beregnes fra hastighetsfeltets fluktasjoner i tre dimensjoner. I diagrammet benyttes k^+ , som er gitt av k/u_τ^2 .

Resultatene fra denne simuleringen viser at k er vanskelig å få til å stemme godt overens med eksperimentelle data, og er svært avhengig av turbulensmodell og ikke minst mesh/nettverk. Simuleringene med Launder Gibson RSM og Launder Sharma $k-\epsilon$ finner samme maksimalverdi for k , men RSM-modellen synker ikke like hurtig mot rør-



Figur 3.4: y^+ plottet mot k^+ . Rutesymbol: Eggels DNS-data. Simuleringer gjort med 60 celler, størrelsesforhold 1:100. ∇ ; Launder Sharma $k-\epsilon$. Δ ; realizable $k-\epsilon$. \times : Launder Gibson RSM. \circ : Launder Sharma $k-\epsilon$, 60 celler, 1:1.

sentrum. Det er også interessant at simuleringen med lik celleavstand (1:1) kommer best ut blant k^+ , men derimot ikke spesielt bra i y^+/u^+ (fig. 3.3).

3.2.3 Feil og avvik for $Re = 5300$

I dette tilfellet har det blitt sett nærmere på rørstrømning ved lave Reynoldstall, og Launder Sharma $k-\epsilon$ kom som forventet best ut. Denne modellen er tilpasset lavere Reynoldstall, da spesielt ved at veggfunksjoner (beregning av k , ϵ og μ_t) er gjort forskjellig. RSM-modellene er også antatt å skulle gi gode resultater på grunn av færre tilnærminger, men i dette første tilfellet kommer RSM-modellen dårligst ut av alle turbulensmodellene; generelt sett er grafene som produseres av RSM-modellene mye glattere og avrundet enn de tilsvarende variantene av for eksempel $k-\epsilon$. For det lineære hastighetsprofilen (fig. 3.2) er den aksielle hastigheten høyere, og er i tillegg en del lavere ved $r/D = 0.4$.

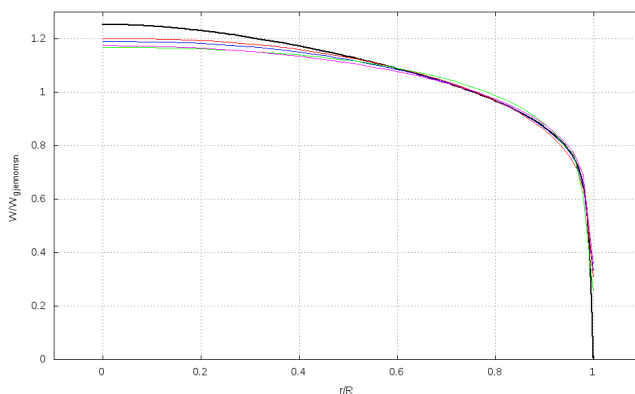
I OpenFOAM er RSM-modellene *Launder-Gibson* og *Launder-Reece-Rodi* tilgjengelig, og kun førstnevnte er benyttet her grunnet at denne benytter „wall reflection”. For lavere Reynoldstall finnes det imidlertid andre modeller som er antatt å gi bedre resultater ved nettopp lave Reynoldstall, jmf. „Launder-Sharma”-varianten av $k-\epsilon$. En av disse kan være *Hanjalić-Jakirlić low-Reynolds-numberRSM*[11, 8].

3.2.4 Resultater, $Re\ 44000$

Wu & Moin[10] sine DNS-resultater stammer fra 2008, og ble gjennomført på et nettverk med 630 millioner celler. Til sammenligning er simuleringen i denne oppgaven vesentlig forenklet ved bruk av RANS, og nettverket er ved bruk av symmetri og periodiske grensebetingelser på knappe 500 celler.

En turbulent rørstrømning som dette vil ha et hastighetsprofil som er forskjellig fra et tilsvarende med lavere Reynoldstall; nær rørveggen vil W øke i verdi raskere. Dette medfører større vanskeligheter å gjøre en vellykket simulering:

- Veggfunksjoner for k , ϵ og μ_t medfører ofte en *nedre begrensning* for minste cellestørrelse (y^+) nær veggen. I noen sammenhenger, som for den kommersielle CFD-programvaren Fluent, blir y^+ -verdien angitt å skulle ligge mellom 30 og 100. Det nevnes også at den i andre sammenhenger kan gå så lavt som til y^+ mellom 4 og 11. Dette er programkodeavhengig. I disse gjennomkjøringene kom de beste resultatene ved $y^+ > 5$.
- Det er ønskelig med størst mulig oppløsning, også nær veggen – for at simuleringsresultatene skal bli nøyaktig nok. Dette vil igjen si at *celletettheten* blir høyest mulig, ofte laget slik at cellene øker i størrelse mot rørsentrum.

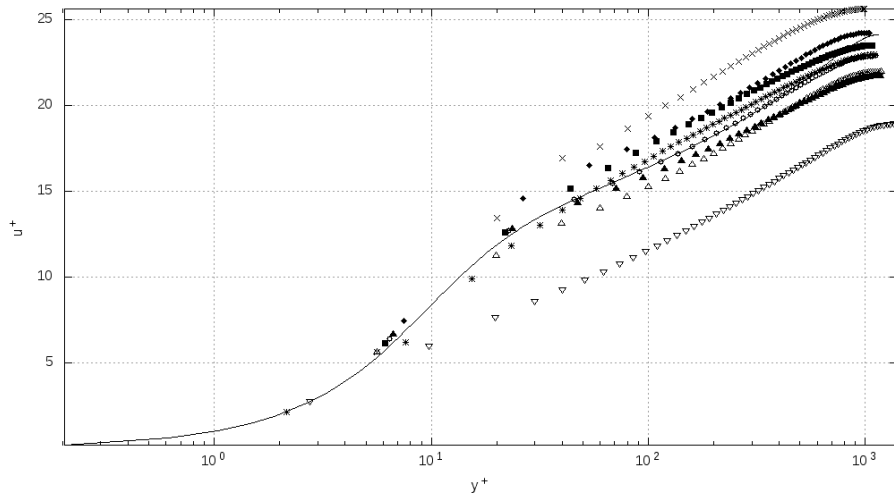


Figur 3.5: Lineært hastighetsplott for $Re_D = 44000$. Svart: Wu og Moin DNS-data. Blå: Realizable $k-\epsilon$, 50 celler, 1:1. Rød: Realizable $k-\epsilon$, 60 celler, 1:1. Grønn: Launder Gibson RSM, 50 celler, 1:1. Magenta: (vanlig) $k-\epsilon$, 50 celler, 1:1.

Kombinert gir disse to punktene et utgangspunkt inndeling av nettverket, hvor innerste celle må være *større* enn laveste angitte y^+ -verdi. Fig. 3.5 viser sammenhengen mellom ulike simuleringer.

For det lineære hastighetsprofilen i fig. 3.5 følger det at både RANS- og RMS-modellene DNS-dataene tilfredsstillende frem til $r/R \approx 0.6$. Frem mot midten av rørstrømmen øker aksialhastigheten, og Realizable $k-\epsilon$ viser seg å være marginalt bedre. RSM-modellen er eneste tilfelle som overskyter DNS-dataene, da mellom $r/R = 0.6$ og $r/R = 0.9$. Her

er avviket aller størst – mot Wu & Moins $W/W_{\text{gjennomsn.}} = 1.25$, blir forskjellen til simuleringene hele 4 – 5%. Sett mot resultatene for lave Reynoldstall i avsnitt 3.2.2, kommer (Realizable) $k - \epsilon$ best ut for hastighetsprofilen. På samme måte som den tilpassede Launder-Sharma-modellen for $Re_D = 5300$ er Realizable $k - \epsilon$ også en tilpasset modell. RSM-modellen Launder Gibson gir bedre resultater for hastighet nær veggen for høye enn for lave Reynoldstall.



Figur 3.6: y^+ plottet mot W^+ (her u^+ for notasjonens skyld). Trukket linje: Wu og Moin DNS-data. \diamond (fylt); Realizable $k - \epsilon$, 40 celler, 1:1. \circ ; Realizable $k - \epsilon$, 50 celler, 1:1. \triangle ; Realizable $k - \epsilon$, 60 celler, 1:1. \times : Launder Gibson RSM, 50 celler, 1:1. ∇ : Realizable $k - \epsilon$, 60 celler, 5:1. \square (fylt): $k - \omega$, 50 celler, 1:1. $*$: $k - \omega$, 60 celler, 5:1. \blacktriangle (fylt): (vanlig) $k - \epsilon$, 50 celler, 1:1.

Friksjonshastighetene er også avgjørende for disse diagrammene, og varierer mellom de ulike simuleringene. Wu & Moin finner u_τ til å være 0.05191.

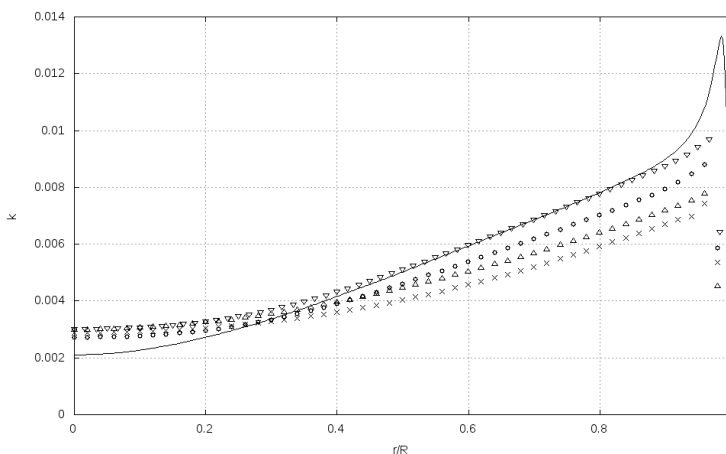
I fig. 3.6 er avvik for friksjonshastigheten utslagsgivende for grafenes plassering over/under DNS-dataene fra Wu & Moin, og gir derfor forskjellige resultater fra det lineære hastighetsprofilen, fig. 3.5. Det er imidlertid interessant å legge merke til at det er forskjell på $k - \epsilon$ -modellene, da ved at Realizable $k - \epsilon$ er vesentlig bedre ved høyere y^+ enn ordinær $k - \epsilon$ -modell. RSM-modellen ligger også her høyere enn Wu & Moin, som også var tilfellet ved $Re_D = 5300$. Avviket for friksjonshastigheten for RSM-modellen er også høyest blant alle modellene som her er sammenlignet. Til forskjell fra flere av de andre resultatene som (*) og (∇), markerer likevel RMS-modellen godt knekken ved $y^+ \approx 10^{1.3}$, dog er den noe forskjøvet mot venstre.

Selv om den beste simuleringen fra fig. 3.5 synes å være ved bruk av 60 celler, er de minste forskjellene finnes ved Realizable $k - \epsilon$ med 50 celler og celleforhold 1:1, og for $k - \omega$ SST med 60 celler og celleforhold 5:1, hvor beregnet u_τ er under 1% i forskjell. Det kan riktignok observeres at $k - \omega$ -modellen ikke følger DNS-dataene like godt som $k - \epsilon$ -modellen. For Realizable $k - \epsilon$ med 60 celler 1:1, som hadde best resultat for beregning

| Turbulensmodell | Antall celler | Celleforhold (senter/vegg) | Beregnet u_τ |
|---------------------------|---------------|----------------------------|-------------------|
| Realizable $k - \epsilon$ | 40 | 1:1 | 0.04845 |
| | 50 | 1:1 | 0.05190 |
| | 60 | 1:1 | 0.05465 |
| | 60 | 5:1 | 0.06571 |
| | 60 | 20:1 | 0.03248 |
| Lauder Gibson RSM | 50 | 1:1 | 0.04556 |
| (Vanlig) $k - \epsilon$ | 50 | 1:1 | 0.05396 |
| $k - \omega$ SST | 50 | 1:1 | 0.04962 |
| | 60 | 5:1 | 0.0515 |

Tabell 3.1: Beregnet u_τ for rett rørstrømning $Re_D = 44000$

av aksial hastighet jmf. fig. 3.5, er u_τ høyere enn Wu & Moins.

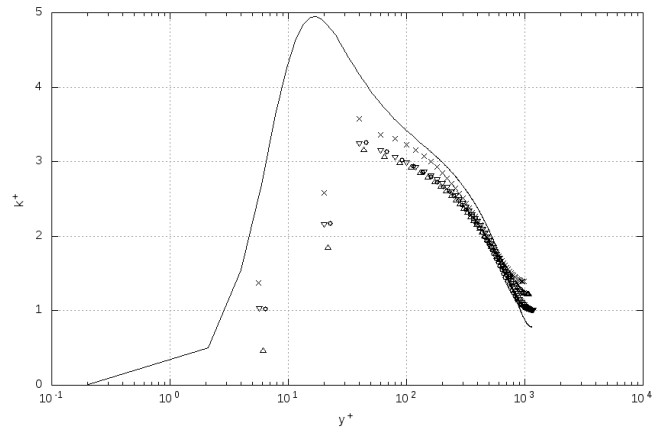


Figur 3.7: r/k for $Re_D = 44000$. Heltrukket linje: Wu og Moin DNS-data. \circ : Realizable $k - \epsilon$, 50 celler, 1:1. \times : Launder Gibson RSM, 50 celler, 1:1. ∇ : Realizable $k - \epsilon$, 60 celler, 1:1. Δ : $k - \omega$ SST, 50 celler, 1:1.

Det er også tydelig at $k - \epsilon$ -modellene kommer dårligere ut når første celle slutter ved $y^+ < 10^{0.2} = 1.6$. Gjennomføringen med 60 celler og celleforhold 5:1 gir vesentlig dårligere resultat, og enda tydeligere for celleforhold 20:1 (ikke vist grafisk, kun oppført i tab. 3.1). $k - \omega$ -modellen ser også ut til å beregne en bedre veggskjærspenning, og dermed friksjonshastighet, på tross av celle nær $y^+ = 10^{0.2} = 1.6$.

Som i fig. 3.5 kommer 60 cellers Realizable $k - \epsilon$ også best ut i fig. 3.7, som er k uten å være normert på friksjonshastigheten. Både RANS- og RSM-modellene ender på omtrent samme verdi for k ved rørsentrum – dog her er 50-cellers Realizable $k - \epsilon$ nærmest

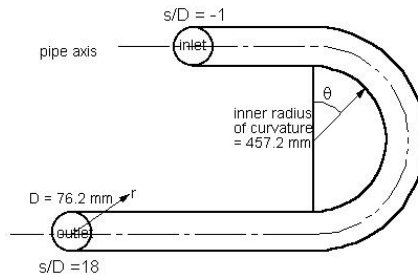
– og ingen av dem greier å nærme seg mer enn mellom 61 – 76% (fig. 3.7) av toppverdien av k beregnet fra Wu & Moins DNS-data.



Figur 3.8: y^+ / k^+ for $Re_D = 44000$. Heltrukket linje: Wu og Moins DNS-data. \circ : Realizable $k-\epsilon$, 50 celler, 1:1. \times : Launder Gibson RSM, 50 celler, 1:1. ∇ : Realizable $k-\epsilon$, 60 celler, 1:1. \triangle : $k-\omega$ SST, 50 celler, 1:1.

3.3 Rør med bend, $Re = 50000$

For å undersøke simuleringsnøyaktighet i rørbend, ble det tatt utgangspunkt i eksperimentelle data fra Anwer & So [12]. Fordelen med å anvende disse dataene er at det for denne rørgemetrien i tillegg ble gjort undersøkelser med swirl, hvilket på grunn av geometrilikheter vil gjøre det enklere å foreta sammenligninger og feilsøking senere i denne oppgaven.



Figur 3.9: Rørgemetri for eksperimentelle data fra Anwer & So[12].

Av denne grunn, og med tanke på kommende arbeid, er det på dette tidspunkt ikke lenger tilstrekkelig med et forenklet mesh, slik som det har vært anvendt frem til dette punkt. Videre må et fullstendig 3D-mesh opprettes, og da av *hele* rørgemetrien.

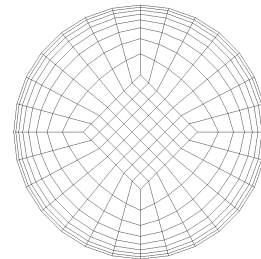
Til dette formålet har det for denne oppgaven blitt utviklet et script som lager 3D-rørgemetri i OpenFOAM sitt eget mesh-format `blockMesh`. Skriptet er modulbasert, er begrenset til fast rørdiameter, har bevegelsesfrihet i *ett* plan og er skrevet i PHP. Mesh-skriptet har følgende moduler:

1. **Rett rørstykke.** Parametre: *lengde*.
2. **Bend.** Parametre: *retning* (høyre/venstre for akseretning), *bend-radius*, *bend-vinkel*.

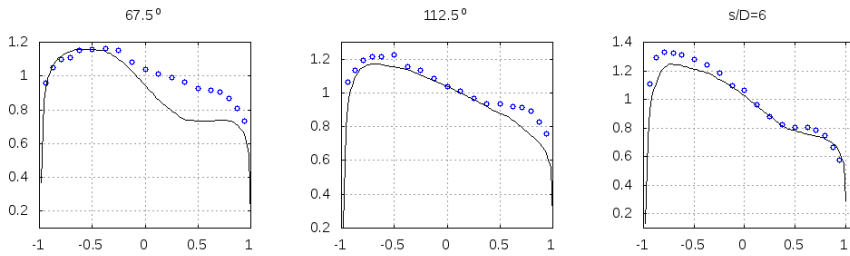
Skriptet står beskrevet i detalj i Appendiks C.

3.3.1 Resultater

Totalt er det hentet data fra 10 målepunkter; 1 oppstrøms selve bendet (ved $s/D = -1$), 4 punkter i bendet på henholdsvis 22.5° , 67.5° , 112.5° og 157.5° , og 4 nedstrøms (ved $s/D = 1, 6, 10$ og 18 diametre). Dette er også felles for swirl-kjøringene i avsnitt 3.4.3, hvor det i tillegg er et ekstra målepunkt oppstrøms, ved $s/D = -4$. Fullstendige plott og sammenligninger finnes i Appendiks A.1.

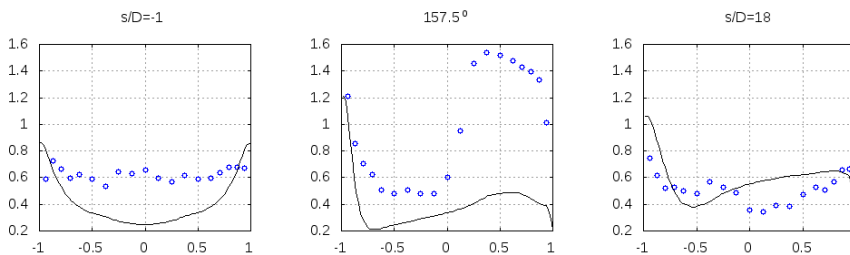


Figur 3.10: Tverrsnitt av mesh produsert av mesh-skript (eng. *O-grid*)



Figur 3.11: Aksialhastighet W for 3 målepunkter. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, sentraldifferanser, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

Sett i sammenheng med foregående sammenligninger med rett rørstrømning, har resultatene ved introduksjon av rørbend større avvik fra de eksperimentelle data. Hastighetsplottet i fig. 3.11 antyder dette. Mest tydelig er dette ved 67.5° , selv om grafenes form likevel tydelig sammenfaller. Forskjellen er størst fra rørsenter $r/R = 0$ mot innervegg $r/R = 1$. Forskjellene utjevnes etter dette, hvilket kan observeres ved $s/D = 6$. Da disse avvikene ble oppdaget, ble flere forskjellige interpolasjonsskjemaer forsøkt, som `upwind` og `linearUpwind`¹, men gav kun marginale forskjeller.



Figur 3.12: Turbulent kinetisk energi k for 3 målepunkter. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, sentraldifferanser, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

Det er overraskende at turbulent kinetisk energi k i fig. 3.12 viser store avvik, allerede oppstrøms bendet. En fullstendig oversikt over måleresultater finnes i Appendiks A.2. Anwer & Sos resultater antyder et nærmest uniformt aksialprofil ($s/D = -1$). Ettersom disse dataene kan regnes å være like som for et rett rør, burde disse samsvare med tidligere resultater fra Moin ($Re_D = 44000$) og fig. 3.7, hvilket ikke synes å være tilfelle.

¹intern navngiving i OpenFOAM, angir 2. grads upwind

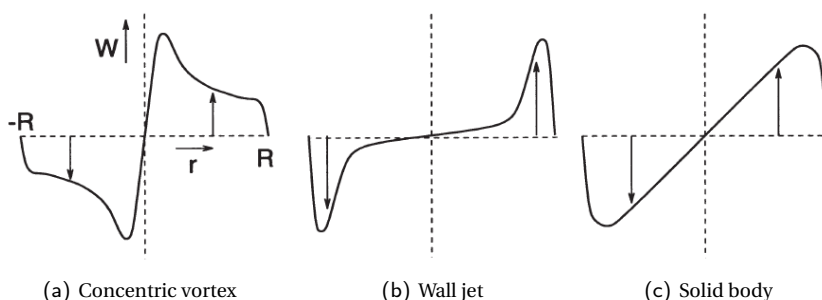
3.4 Swirl

Swirl kan beskrives i tre forskjellige karakteristiske strømningsbilder, avhengig måten den fremskaffes på:

Concentric vortex Strømning styres radielt, men skjevt, inn mot midten av røret og danner et aksielt hastighetsprofil som er størst ved rørsenter, omgitt av en annulus av lavere hastighet.

Wall-jet Strømning med tangentiell hastighet ledes inn langs kanten av røret, og senterregionen av rørstrømningen oppnår kun en liten tangentiell komponent.

Solid body Denne typen swirl utvikles gjerne ved bruk av helixformet ledeapparat (eng. *tapered*) eller en roterende seksjon i røret som direkte påfører den tangentielle hastigheten til den passerende rørstrømningen.



Figur 3.13: Tangentiell hastighetsprofil for 3 ulike typer swirl. Hentet fra [19].

De to første swirl-tilfellene som nevnes er de mest anvendte i publikasjoner. Men det eksisterer eksperimentelle data for alle tre swirltyper – og Anwer & So[12], Kitoh og Steenbergen[13] kan i denne sammenheng nevnes som gode eksempler. Når det kommer til simulering av dette og bruk av grensebetingelser, særlig i OpenFOAM, er *solid body* det mest trivielle å sette opp. *OpenFOAM Special Interest Group* (OSIG) innen turbomaskiner har utviklet verktøyet *addSwirlAndRotation*, som kan legge til denne typen hastighetsfelt ved kontrollvolumgrenser.

I ERCOFTAC-databasene er Anwer sine resultater tilgjengelig, som også viste seg å ha data for rørbend *uten* swirl. I likhet med bend-sammenligningene i avsnitt 3.3 vil også Anwer sine eksperimentelle resultater benyttes her, men nå for resultatene hvor det ble anvendt swirl. Disse eksperimentene er basert på swirltall[7] $N_s = 1$, og er gitt ved

$$N_s = \frac{r\Omega}{W_0} \quad (3.4)$$

hvor W_0 er gjennomsnittets aksialhastighet.

3.4.1 Valg av turbulensmodell

Med bakgrunn i de erfaringer som er gjort tidligere i oppgaven hvor RSM-modellene har vist å ikke gi fullgode resultater, ble det med bakgrunn i publikasjonen til Escue & Cui[14] og OSIG valideringscase[4] for swirlstrømning i diffusor, i stedet tatt utgangspunkt i turbulensmodellen RNG $k-\epsilon$.

3.4.2 Fremgangsmåte

Etter gjentatte forsøk ble funnet en fremgangsmåte som gir gode resultater for fremstilling av swirlstrømning, basert på de muligheter som simuleringsprogrammet OpenFOAM gir, og hvor verktøyet `addSwirlAndRotation` benyttes for å sette tillegg til tangentiell hastighet til et eksisterende hastighetsfelt – i dette tilfellet for innløpet:

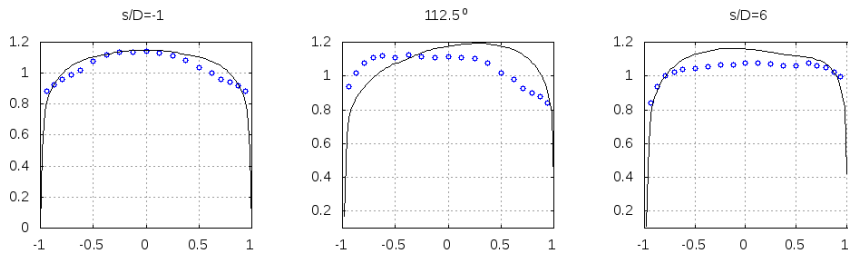
1. Swirlgeneratoren i Anwers eksperiment er plassert $6D$ (*diameter*) oppstrøms bendet. I OpenFOAM-simuleringen må dette bli stedet hvor den tangentielle hastigheten legges til. Da Anwers eksperimentelle fremgangsmåte benytter rør med lengde $96D$ for å skaffe en fullt utviklet rørstrømning før bendet (inkl. lengden av swirlgenerator), må også selve simuleringen tilrettelegges til å ta i bruk en fullt utviklet strømning – og ikke et uniformt. For å få til dette settes derfor opp en separat simulering som kun har som formål å fremskaffe et initialfelt for innløpet til swirl-simuleringen. Et rett rør settes med samme intern meshing som for det kommende bend-simuleringen, og lengden på dette rette røret settes til $80D$.
2. W , k og ϵ fra initialsimuleringen benyttes som innløpsbetingelser for hovedsimuleringen.
3. Verktøyet `addSwirlAndRotation` brukes deretter for å sette swirlen til $\Omega = 272 \text{ rad/s}$, jmf. Anwer. Aksialhastigheten berøres ikke.
4. Simuleringen startes, nå med utgangspunkt i et initielt hastighetsfelt som allerede er utviklet, og kjøringen stoppes når residualene når størrelsesorden 10^{-6} .

3.4.3 Simuleringsresultater

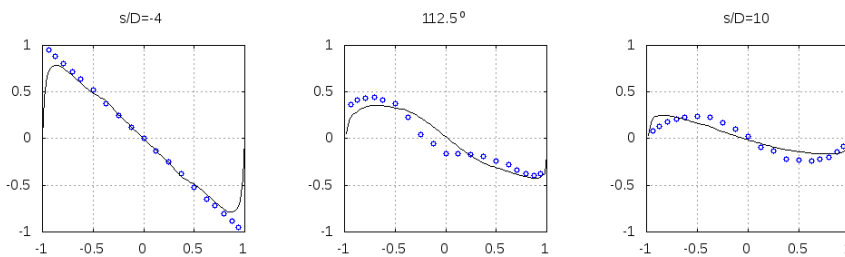
Denne gjennomkjøringen er nesten identisk med den tilsvarende uten swirl i avsnitt 3.3. Denne har til forskjell vesentlig sekundære strømnings, og viser seg å gi svært vekslende resultater avhengig av interpolasjonsskjema og turbulensmodell.

En fullstendig oversikt over alle 10 målepunkter finnes i Appendiks A.3. Som for gjennomkjøringen i bend uten swirl, samsvarer også disse hastighetsprofilene godt. Initielt, her vist ved $s/D = -1$, er senterhastigheten lik, mens det avviker mot rørvæggen.

En interessant observasjon for de fire målepunktene i bendet, er at aksialhastighetsprofilen holder seg nesten uendret og vesentlig mer uniformt enn *uten* swirlbidraget (fig. 3.11). For simuleringene er maksimalhastigheten å finne nær innerveggen i bendet – for de eksperimentelle dataene er dette i stedet nær ytterveggen. Dette fører også til



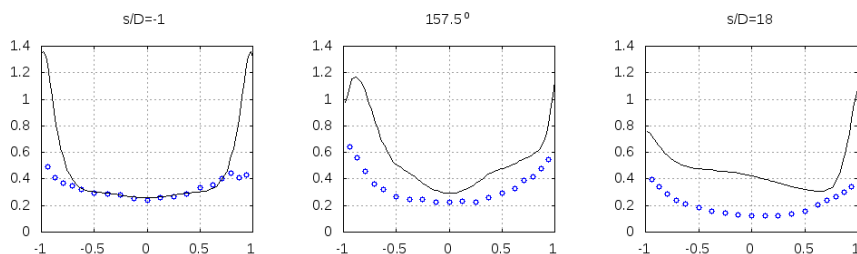
Figur 3.14: Aksialhastighet $W/W_{gjennomsn.}$ for 3 målepunkter. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringresultater, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.



Figur 3.15: Tangentiellhastighet $V_t/W_{gjennomsn.}$ for 3 målepunkter. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringresultater, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

Den tangentielle hastigheten, som angir rotasjonen om rørraksen, har god samstemmighet gjennom hele røret. Dette kan sees av fig. 3.15 (fullstendig oversikt i Appendiks fig. A.4). Initielt ved $s/D = -4$ vises at swirlen er svært lik. Det er påfallende at de eksperimentelle dataene, til tross for å ha $96D$ rett innløp og et hastighetsfelt med utviklede grensesjikt, viser en hastighet som øker hele veien mot rørvæggen. Dette er betenkelig og heller ikke typisk for en rørstrømning, da hastigheten nær veggen vil være lavere. Det er også interessant at det etter swirlen stabiliserer seg som en sinuskurve om rørsenter. På dette stedet, ved $s/D = 10$ er simuleringen fremdeles omtrent like kraftig, men ikke lenger symmetrisk om aksesentrum.

Diagrammene for k er også vesentlig bedre her enn de var for rett rørstrømning gjennom tilsvarende geometri. Årsaken til dette vites ikke, men det kan mistenkes at datasettet fra Anwer, som det sammenlignes med her, inneholder feil. Dette har vist seg å være tilfelle for minst én av de andre strømningsvariablene også.



Figur 3.16: k for 3 målepunkter. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, RNG $k - \epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

3.5 Erfaringer

Denne delen har vektlagt simuleringsprosessen og hvordan denne settes opp i simuleringsprogrammet. Tilgangen på informasjon og erfaringer fra tilsvarende arbeid har til tider vært liten, og viktige kilder har vist seg til dels å være OpenFOAMs interne eksempler (*tutorials*), samt enkelte publikasjoner som beskriver fremgangsmåter og benyttede numeriske skjemaer. Men grunnet programvarens mangel på entydig dokumentasjon, har nettstedet CFD-online[23] vært en hovedressurs i arbeidet med å sette opp simuleringene.

For hver av eksemplene nevnt i dette kapitlet, er mellom 10 og 20 individuelle gjennomkjøringer utført. Dette av den grunn å finne ut hvilke endringer, om så i grensebetingelser, numeriske skjemaer eller turbulensmodeller, som skal til for å komme nærmere de eksperimentelle resultatene. Tilgangen på eksperimentelle/DNS-data har vært god og det har vært mulig å gjenskape og sammenligne viktige strømningsegenskaper som hastighetsfelt og turbulent kinetisk energi. ERCOFTAC-databasen kan spesielt trekkes frem som en god ressurs hvor et stort utvalg data er samlet, og er fritt tilgjengelig. Forfattere av publikasjoner som i arbeidet med denne oppgaven har blitt kontaktet, har villig svart på henvendelser. Osami Kitoh ved Nagoya Institute of Technology, Japan, hadde ikke sine swirl-data tilgjengelig elektronisk, men sendte disse i stedet per brevpost. Dessverre viste det seg i ettertid at Kitohs eksperimenter ikke var blitt gjennomført med *solid body swirl* – som var en forutsetning for de numeriske simuleringene.

For de første valideringsgjennomkjøringene ble det kun sett strømning i et rett rør. Valg av turbulensmodell viste seg svært viktig, og spesielt avhengig av strømningens Reynoldstall. I disse tilfellene ble det også benyttet et volum som tok fordel av symmetrieffekter i radiell retning hvor kun 5° var påkrevd, samt periodiske grensebetingelser. Med en aksiell tykkelse på kun 3 celler – et minimum for bruk av sentraldifferanser – medførte dette at simuleringen var svært rask. Som nevnt av Hanjalić[11] ble det i tilfellene med rett rør også brukt sentraldifferanser, for samtlige strømningsvariabler.

Når rørbendet ble introdusert i avsnitt 3.3, måtte fremgangsmåten endres på flere måter; symmetrieffekter kunne potensielt blitt tatt i bruk for gjennomkjøringen uten swirl.

Men da samme geometri senere skulle brukes også for swirl, ble en fullstendig 3D-geometri valgt for begge gjennomkjøringer. I tillegg var det nødvendig å fremskaffe et fullstendig utviklet rørstrømning, noe det eksperimentelle datasettet hadde brukt $96D$ (*diametre*) på. For denne simuleringen ble det i stedet valgt det litt kortere $80D$. W , k og ϵ ble siden satt som innløpsbetingelser for selve bend-geometrien. Også her var det i størst mulig grad ønskelig å bruke sentraldifferanser, men dette viste seg svært vanskelig og samtidig oppnå konvergens. Første grads upwind ble i stedet valgt.

Meshet som i denne sammenheng blir benyttet består av et kvadratisk senterstykk på 7×7 celler, som er knyttet til et ytre mesh med 7-8 cellers radiell tetthet og cellestørrelseforhold på 1:5 fra ytterst til innerst.

Ved introduksjon av bend kom også de første store avvikene fra eksperimentelle resultater. Frem til dette punkt hadde disse stemt *svært* bra overens med simuleringresultatene. Dataene til Anwer & So stammer fra 1993 og synes ikke helt nøyaktige – eksempelvis er aksialhastighetsprofilen for det rette rørstykket ikke fullstendig symmetrisk. For gjennomkjøringen uten swirl er resultatene sammenfallende, om enn ikke helt nøyaktig. Strømningsbildet i dette tilfellet er også en del forskjellig fra en rett rørstrømning.

Årsaken til de større avvikene ved introduksjon av bend til den rette rørstrømningen, kan spesielt ha med å gjøre at det her benyttes eksperimentelle data som ikke er fremskaffet fra DNS, hvilket er forskjellig fra dataene fra Eggels og Moin. Dette kan gi en større mulighet for feil. Spesielt kan det trekkes frem at de eksperimentelle dataene til Anwer & So benytter en ordinær mekanisk vifte til å drive strømmingen, og derav vil kunne introdusere et initielt hastighetsfelt forskjellig med store fluktasjoner. Simuleringer vil være fri for denne typen variasjoner ved innløp.

For den siste gjennomkjøringen, som er den avsluttende og avgjørende sammenligningen mot eksperimentelle data, er det viktig med så korrekte resultater som mulig. På samme tid viser denne seg som den mest krevende, da den innbefatter å legge til tangentiell hastighet til en eksisterende utviklet rørstrømning. Det kom samtidig frem at swirlstrømningen er svært sårbar for numerikken, blant annet medfører første grads upwind at den tangentielle hastigheten ebber ut mye raskere enn eksperimentelle data skulle tilsi. I tillegg ble turbulensmodellen RNG $k - \epsilon$ valgt, da denne ifølge Escue & Cui [14] er overlegen RSM for swirl-tall $N_s \leq 1$, og Anwer sine data var basert på $N_s = 1$.

RSM-modellene har også gitt påfallende dårlige resultater. Til tross anbefalinger om å ha tatt utgangspunkt i en eksisterende kjøring fra en $k - \epsilon$ -gjennomføring, har hverken LRR- eller LaunderGibson-modellen gitt gode resultater. Dette stemmer også overens med beskrivelsen av RSM-modeller gjort i Versteeg & Malalasekera[15] og kommentar fra OpenFOAM-utvikler [24], hvor det hevdes at RSM-modeller ikke egnest for aksesymmetriske geometrier.

Kapittel 4

Dobbelt-bend

Til nå har hovedfokus vært å se på hvilke simuleringsmetoder som gir gode resultater sammenlignet med tilsvarende eksperimentelle data. Dette har vist seg å gi forskjellige resultater og føringer, mye avhengig av hvilken type strømningsbilde og Reynoldstall som er involvert. Dette er nå grunnlaget for å gå videre til å studere swirlstrømning i dobbeltbend. Denne type bend er typisk i en industriell sammenheng som prosessanlegg eller inneklime, hvor man finner komplekse og kompakte rørsystemer som skjelden har frihet til å velge enkleste vei.

Det vil i dette kapittelet bli sett på ulike situasjoner hvor det kan bli anvendt dobbeltbend:

1. Dobbeltbend som løper direkte fra bend til bend uten ekstra rørstykke mellom.
2. Dobbeltbend med en fast vertikal avstand, hvor bendradius er eneste justerbare parameter.
3. Dobbeltbend med statisk swirlgenerator.
4. Serie av dobbeltbend med statisk swirlgenerator.
5. Dobbeltbend i to plan.

4.1 Forberedelser og forutsetninger

4.1.1 Sammenligningsgrunnlag

Resultatene som fremstilles i denne delen av oppgaven er utelukkende basert på simuleringer. Med bakgrunn i de erfaringer som er gjort i kapittel 3 og den nøyaktighet som er oppnådd i den sammenheng, er det på bakgrunn av dobbeltbendets likheter med foregående geometrier og grensebetingelser å forvente at disse resultatene også vil kunne være av samme kvalitet.

I mangel av eksterne publiserte data på denne typen strømning, benyttes i stedet to ulike typer gjennomkjøringer som sammenligningsgrunnlag, henholdsvis *med* og *uten* swirl.

4.1.2 Initialbetingelser

For begge kjøringene benyttes de samme initial- og grensebetingelser:

| Størrelse | Verdi | Benevnning | Beskrivelse |
|------------|----------------------|------------|--------------------------------------|
| W | 1 | m/s | Aksiellhastighet |
| D | 1 | m | Rørdiameter |
| ν | $1.58 \cdot 10^{-5}$ | m^2/s | Kinematisk viskositet |
| k | 0.002421 | m^2/s^2 | Turb. kinetisk energi |
| ϵ | 0.0002796 | m^2/s^3 | Dissipasjonsrate |
| p | 0 | m^2/s^2 | Trykk (utløp), normalisert på ρ |

Tabell 4.1: Initialbetingelser for dobbeltbendsimulering.

4.1.3 Rørgeometri

I et dobbeltbend hvor swirl er involvert, er det 3 faktorer som vil kunne spille en viktig rolle, hvorav 2 er direkte knyttet til rørets fysiske utforming:

1. Bendets radius
2. Vertikal avstand
3. Swirltall

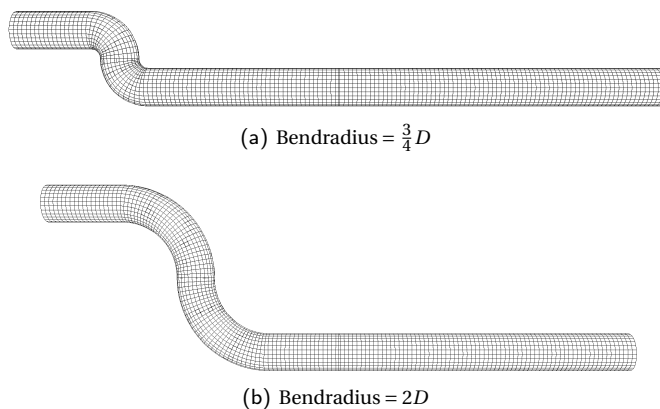
For en ordinær rett rørstrømning varierer tapene gjennom rørbend med forholdet r_{bend}/D [1], og dette vil derfor være viktig å undersøke avhengigheten av kontra swirlstrømning. På samme tid er vertikal avstand og swirltall avgjørende for hvilken virkning swirlen vil komme til å ha. For å opprette disse ulike geometriene brukes mesh-skriptet til å variere innstillingene.

4.2 Undersøkelser

Det er viktig å understreke at for de første avsnittene her vil det reduserte trykktapet for swirl egentlig *være høyere* – det er en *kostnad* ved å fremskaffe selve swirlen. Gjennomføringer med en intern statisk swirlgenerator gjøres først i avsnittene 4.2.3 og 4.2.4.

4.2.1 To direkte påfølgende bend

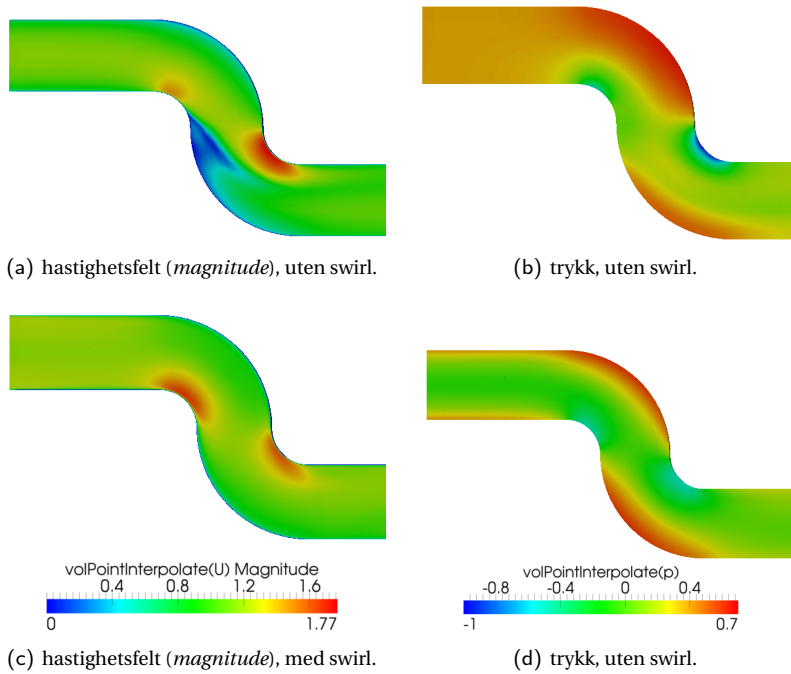
Dobbeltbendet vil i noen tilfeller være uten et ekstra rørstykke som skiller bendene fra hverandre. Sett i sammenheng med swirl er dette nærmest et spesialtilfelle hvor akse-hastigheten kun “forskyves” parallelt over en relativt kort avstand.



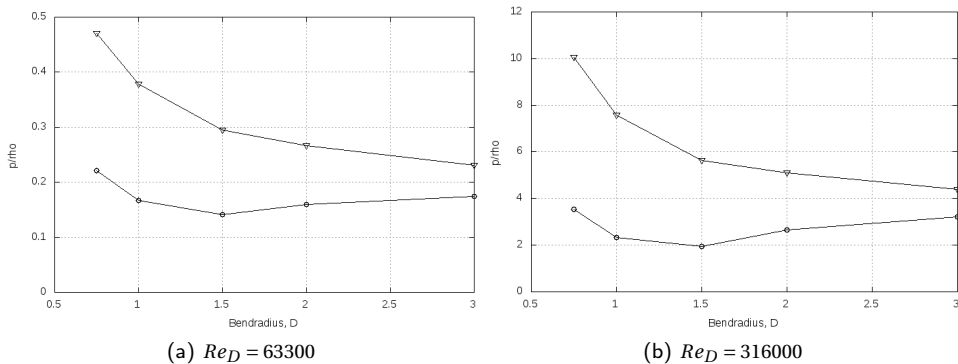
Figur 4.1: Eksempler på mesh for rørgemetriene uten ekstra vertikalt stykke. Total rørlengde er den samme.

Det har her blitt sammenlignet to ulike Reynoldstall, henholdsvis $Re_D = 63300$ og $Re_D = 316000$, og 5 ulike radier for rørbend; $\frac{3}{4}D$, D , $\frac{3}{2}D$, $2D$ og $3D$. Disse blir sammenlignet med tall for ordinær rørstrømning (uten påsatt swirl). For at trykkene skal kunne være sammenlignbare, er også *total* rørlengde den samme for alle gjennomkjøringer, se fig. 4.1.

Trykkresultatene, som ble målt over tverrsnittet $0.1D$ innenfor innløpet, angir store forskjeller for tilfellene med og uten swirl. Ved utløpet er grensebetingelsen satt for trykk satt til 0, slik at trykket som gjengis her er det dynamiske trykket ($\frac{\rho}{2}v^2$) som beregnes på bakgrunn av strømningsforholdene gjennom rørgemetrien. Som det kommer frem av fig. 4.3 har gjennomføringene med swirl har vesentlig lavere trykk ved innløpet enn tilsvarende uten swirl. Det er igjen viktig å påpeke at resultatene hvor det anvendes swirl, er tilført tangentiell hastighet *uten* at dette gjenspeiles direkte i trykkdiagrammene. En mer virkelighetsnær og sann gjennomføring hvor swirlen også blir dannet som en del av rørgemetrien, gjøres i avsnittene 4.2.3 og 4.2.4.



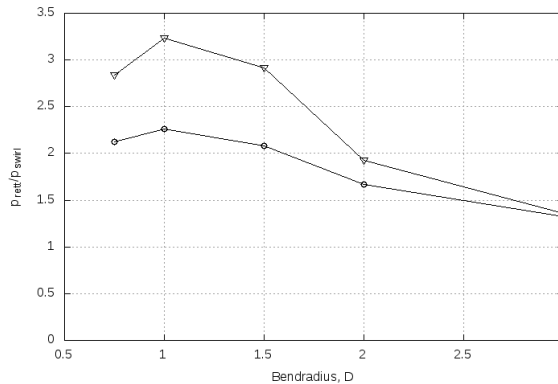
Figur 4.2: Kvalitative resultater $Re_D = 63300$. Hastighet og trykk i rørstrømning, med og uten swirl. Bendradius = $1D$, $N_s = 1$. Innløp til venstre.



Figur 4.3: statisk trykk ved tverrsnitt $z = 0.1D$, med (\circ) og uten (∇) swirl.

Simuleringsresultatene og de påfølgende sammenligningene med gjennomkjøringer uten swirl, viser at det er en klar korrelasjon mellom swirl/ikke-swirl og trykktapet. Kvalitativt kan det sees av plottene i fig. 4.2 at strømningsbildet blir svært forskjellig ved introduksjon av swirl. Kvantitativt kan det vises at trykkforholdene sammenlignet med

ordinær rett rørstrømning også avhenger svært mye av benderadiusen, hvor større bend gir mindre forskjeller mellom de to gjennomkjøringene. Fig. 4.3 viser at trykkforholdene som grafene representerer, har de samme karakteristika ved de to ulike Reynoldstallene. Den relative forskjellen mellom trykkforholdene for tilfellene med og uten swirl, illustreres i fig. 4.4, og viser at de største trykkforskjellene for strømning med og uten swirl for *ett* bestemt Reynolds- og swirltall er størst ved benderadius $1D$.



Figur 4.4: $(p/p_{swirl})_{statisk}$ for $Re_D = 63300$ (o) og $Re_D = 312000$ (∇).

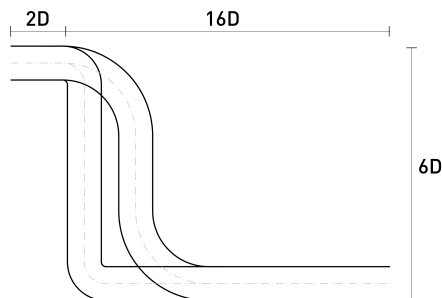
Ved økende benderadius er det tydelig at forskjellen mellom swirl/ikke-swirl blir stadig mindre. Ved benderadius $3D$ er innløpstrykket for disse to gjennomføringene nesten like.

Trykkene som er representert i disse diagrammene viser statisk trykk, og ikke totaltrykket P_{tot} . Det er rimelig å anta at det vil være mindre forskjell mellom en tilsvarende grafer som 4.3 og 4.4 hvis totaltrykket er representert, da swirlgjennomføringene vil ha et høyere dynamisk trykk som følge av den tangentielle hastighetskomponenten V_t .

I dette avsnittet kommer det for første gang frem at en strømning med swirl kan føre til vesentlig reduksjon i trykktap for en rørstrømning, og at disse positive effektene øker ved høyere Reynoldstall. De beste resultatene sammenlignet med en ordinær rett rørstrømning er fremskaffet ved swirltall $N_s = 1$ og benderadius $1D$.

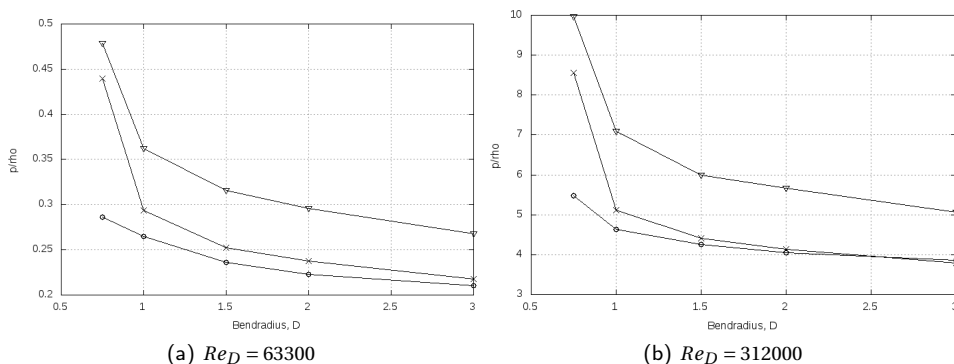
4.2.2 Fast høyde, variabel vertikalt rørstykke

Et annet scenario for et dobbeltbend, er en fast vertikal høyde. I dette tilfellet er eneste parameter som kan justeres for geometrien selve benderadiusen. Ulikt forrige avsnitt har ikke alle gjennomføringene her lik rørlengde; i stedet skal strømmingen føres fra $6D$ vertikalt og $18D$ horisontalt, med en gitt benderadius og innenfor de begrensninger som ligger for et dobbeltbend, nemlig 90° bend. Fig. 4.5 illustrerer dette.



Figur 4.5: Oppsett for fast høyde og variabelt vertikalt stykke.

I disse simuleringene er det blitt gjennomført tilsvarende undersøkelser som i avsnitt 4.2.1, men nå også i tillegg med to forskjellige swirltall, $N_s = 1$ og $N_s = 0.5$. Swirltall $N_s = 1$ har gitt gode resultater tidligere, og derfor undersøkes det ikke for høyere tall, hvilket da vil være mer energikrevende.



Figur 4.6: Statisk trykk for dobbeltbend med fast høyde. ∇ ; ordinær rett strømning. \times ; swirl $N_s = 0.5$. \circ ; swirl $N_s = 1$.

Som det kommer frem av fig. 4.6 er trykkforskjellen synkende med høyere benderadius. Dette er tilfelle for begge swirltilfellene og for den rette strømmingen uten swirl. Det er interessant at for swirltall $N_s = 0.5$ ligger resultatene svært nær rett rørstrømning ved kort benderadius. Men allerede ved benderadius $> 1D$ blir forskjellen større, og den nærmer seg resultatene for swirltall $N_s = 1$. I fig. 4.6b kommer $N_s = 0.5$ bedre ut enn $N_s = 1$ for høy benderadius.

4.2.3 Statisk swirlgenerator

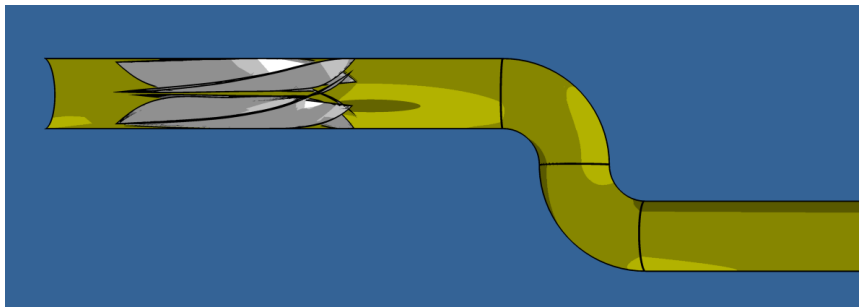
For å få et mer realistisk bilde på hvordan trykkforholdene blir i et rørsystem med dobbeltbend, er det blitt utformet en statisk swirlgenerator. Denne har til hensikt å sette tilføre en *solid body*-swirl til et eksisterende aksielt hastighetsprofil. Designet av swirlgeneratoren er blitt gjort i Autodesk Inventor, og består av 6 blader med økende vridning. Bladenes vridning er designet for i størst mulig grad å tilsvare swirltall $N_s = 1$, og rørets design er $1D$ i benderadius og uten ekstra vertikalt rørstykke – tilsvarende den høyeste trykkforskjellen i fig. 4.4.

Rørsystemet mål for swirlgeneratoren er beskrevet i tabell 4.2.

| Komponent | Størrelse |
|--|-------------|
| Rett rørstykke (<i>innløp</i>), med swirlgenerator | $6.459D$ |
| Avstand fra swirlgenerator til første bend | $2D$ |
| Swirlgenerators lengde | $3D$ |
| Antall blader | 6 |
| Bladenes vridning (ytterpunkt) | 102° |
| Antall bend | 2 |
| Bend, radius | $1D$ |
| Rett rørstykke (<i>utløp</i>) | $10D$ |

Tabell 4.2: Mål for statisk swirlgenerator.

For denne simuleringen, og tilsvarende for den som det sammenlignes med uten swirl, blir det benyttet et *uniformt hastighetsprofil for innløpet*, og ikke et fullt utviklet profil som i tidligere avsnitt. Grunnen til dette har å gjøre med at det for denne typen avansert 3D-geometri benyttes et uordnet nettverk, og et fullt utviklet profil lar seg ikke påsettes initielt som tidligere.



Figur 4.7: Rør med swirlgenerator (6 blader), normal størrelse.

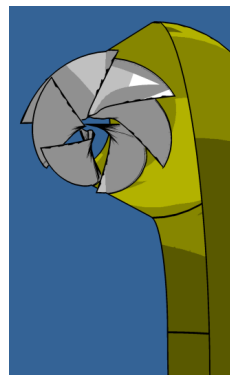
Utformingen av bladene i swirlgeneratorene er forholdsvis enkle, og utvikling av en slik swirlgenerator var i utgangspunktet heller ikke et av formålene med oppgaven. Grunnleggende innføring i denne typen swirlgenerator ble hentet fra Bharat Krishna & Ganesan [20], og utover dette har følgende viktige prinsipper lagt til grunn for utformingen:

1. Med tanke på kraften som bladene utfører på strømmingen tangentielt over en begrenset akseavstand, og med hensyn til å minimere tapene over swirlgeneratoren, er det ønskelig at kraften påføres *skånsomt* som mulig – selv ved høye Reynoldstall. Av denne grunn er det ønskelig med en så lang swirlgenerator som mulig. Likevel har denne blitt begrenset til en størrelse som vil kunne være fornuftig og realiserbar – og $3D$ er satt som en passende lengde.
2. Ettersom målet er en *solid body*-swirl må hele hastighetsfeltet akselereres likt tangentielt. Bladene har dermed fått en vridning som ikke øker lineært, men som får økende utslag mot slutten av swirlgeneratoren. I tillegg er det valgt å bruke 6 blader, som er et forholdsvis høyt antall med tanke på at bladene på samme tid stjeler viktig rørvolum. Til gjengjeld vil dette medføre god fysisk kontroll over strømmingen, og hindre separasjon.
3. Bladene møtes ikke i senter av røret. Dette vil medføre at aksialhastigheten, som er størst ved rørsenter, vil opprettholdes bedre. Videre er swirlen ved senter av røret svært liten sammenlignet med swirlen langs rørveggen.

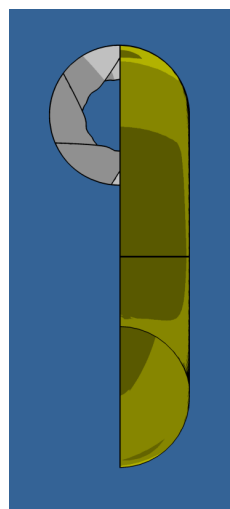
Swirlgeneratordesignet viste seg å være svært effektivt, selv ved gjennomkjøringen for høye Reynoldstall $Re = 316000$, og produserer overraskende lite turbulens ved utløpet. Likeledes blir det generert en swirl som samstemmer godt med en *solid body*-swirl, se fig 4.9. Av denne figuren fremkommer det at hastighetsfeltet mot rørveggen avtar mer enn i avsnitt 3.4.3 og fig. 3.15, men disse swirlhastighetene ble til gjengjeld påsatt ved innløp, ikke fremskaffet i en swirlgenerator. Gjennomsnitts aksialhastighet er $W = 5\text{ m/s}$, og et swirltall $N_s = 1$ medfører av lign. (3.4) at den tangentielle hastigheten ytterst mot rørveggen skal være av lik størrelse som aksialhastigheten.

Ettersom bladdesign i utgangspunktet ikke er en del av denne oppgaven, regnes resultatene fra dette designet som gode nok, og blir benyttet videre i denne oppgaven.

Resultatene fra denne simuleringen, presentert i tab. 4.3, viser at introduksjon av swirl ikke gir bedre trykkforhold enn for en ordinær rett rørstrømning. Disse resultatene

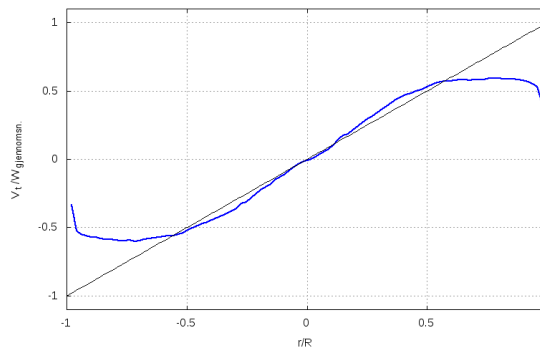


(a) lange blader



(b) korte blader

Figur 4.8: Swirlgeneratordesign



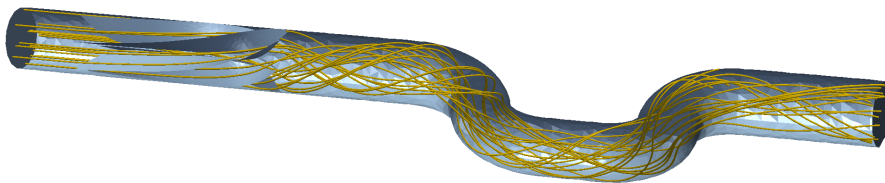
Figur 4.9: Tangentielt hastighetsprofil $V_t/W_{gjennomsn.}$ målt $0.1D$ etter swirlgenerator. Svart linje er idealhastighetsprofil som tilsvarer swirltall $N_s = 1$.

| Gjennomføring | $\frac{\Delta p_{statisk}}{\rho}$ | $\frac{\Delta p_{tot.}}{\rho}$ |
|------------------------|-----------------------------------|--------------------------------|
| Swirlgenerator | 10.27 | 9.73 |
| Rett strømning u/swirl | 7.06 | 6.81 |
| Forskjell | +43% | +45% |

Tabell 4.3: Sammenligning av resultater fra 3D-modellert swirlgenerator. Mål er gjort over tverrsnitt $0.1D$ fra inn-/utløp.

antyder faktisk en forskjell på nesten 50% i disfavør av swirltilfellet. Det kan antydes at store deler av trykket som går med til å skape selve swirlen, men at mye av den anvendte trykkenergien på samme tid er overflødig. Det idéelle for *ett* enkelt dobbeltbend ville være, som for en Francisturbin, at energien som er i strømningen blir fullt utnyttet gjennom hinderet.

Et swirlgenerator design med kortere blader ble også utformet, se fig. 4.8b, men forskjellene i ytelse var svært marginale og tas ikke med her.



Figur 4.10: Strømmlinjer gjennom swirlgenerator. Utsnitt av geometri anvendt i avsnitt 4.2.4, swirlgenerator er den samme.

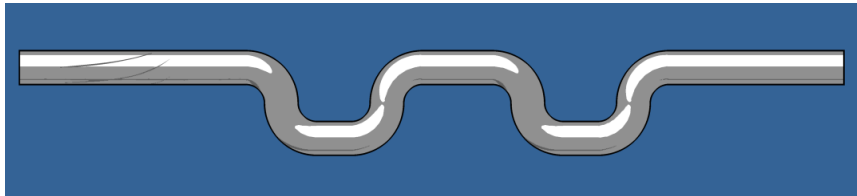
Av undersøkelsene i 4.2.2 antyder resultatene at gode trykkforhold kan oppnås også ved lavere swirltall (foruten ved *svært* lave bendradier). Dette vil derfor være en justerbar

parameter ved videre design av swirl(generator). Av tidshensyn blir det derimot ikke utformet en ny swirlgenerator til bruk i denne oppgaven.

Av disse resultatene kan det konkluderes med at en swirlgenerator er lite egnet for kun *ett* enkelt dobbeltbend. Anvendelsen av swirl og flere påfølgende dobbeltbend tas opp i neste avsnitt.

4.2.4 Statisk swirlgenerator + serie av dobbeltbend

Undersøkelsene i avsnitt 4.2.3 viste at gevinsten ved bruk av swirl totalt sett ikke ble bedre enn for en ren rett rørstrømning *uten* swirl. Det er mye swirlbevegelse igjen i strømmingen selv etter et dobbeltbend, og nå blir det i stedet sett nærmere på virkningen av swirl i en *serie* av dobbeltbend.



Figur 4.11: Swirlgenerator med påfølgende serie av 4 dobbeltbend.

Geometrien i fig. 4.11, inkl. swirlgenerator, er tilsvarende den i avsnitt 4.2.3, og swirltallet som produseres er omtrent $N_s = 1$. Det samme gjelder innstillinger og initialbetingelser. De rette rørstykkene etter første dobbeltbend har følgende størrelsesforhold: $1D$, $2D$, $1D$ og $5D$.

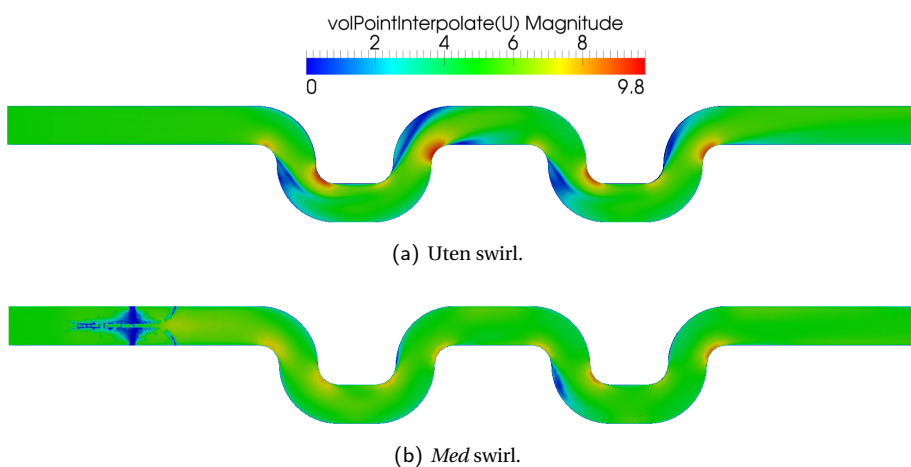
Resultatene fra denne gjennomkjøringen er for swirlgjennomkjøringen nærmere den rette rørstrømningen enn tidligere, nå ca. 14% fra. Dette er et positivt resultat, tatt i betraktning resultatene for ett enkelt dobbeltbend, jmf. tab. 4.3.

| Gjennomføring | $\frac{\Delta p_{\text{statisk}}}{\rho}$ | $\frac{\Delta p_{\text{tot.}}}{\rho}$ |
|------------------------|--|---------------------------------------|
| Swirlgenerator | 19.36 | 18.48 |
| Rett strømning u/swirl | 16.49 | 16.25 |
| Forskjell | +17% | +14% |

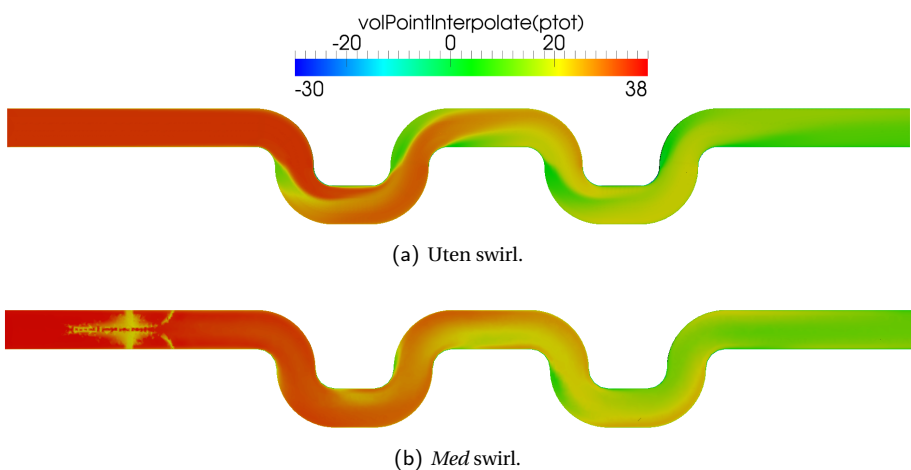
Tabell 4.4: Sammenligning av resultater fra 3D-modellert swirlgenerator med serie av dobbeltbend. Mål er gjort over tverrsnitt $0.1D$ fra inn-/utløp.

Som det kommer frem av fig. 4.12 og 4.13 er det store forskjeller i strømningsbildet og trykkforholdene for en serie med dobbeltbend. Noe av det mest åpenbare er at områdene med tilbakestrømning, markert med blå farge, er sterkt redusert for tilfellene med swirl. På samme tid er også hastigheten innerst i rørbendene redusert, markert i rødt. Reduksjonen av intensiteten i disse områdene vil kunne antas å være hovedkilden til tilsvarende reduksjon av trykktap for swirltilfellene. *Merk:* illustrasjonene har et snitt som går tvers igjennom swirlgeneratoren, hvilket skaper de noe plutselige fargeovergangene for trykk og hastighet like etter innløpet.

Dette samsvarer godt med de erfaringer som ble gjort i de tidligere avsnitt, spesielt 4.2.3. Forskjellen i totaltrykket mellom swirl/ikke-swirl reduseres fra 45% til 14%, hvilket gir grunn for å anta at enda bedre ytelse er mulig å oppnå for mer komplekse eller lengre



Figur 4.12: Hastighet (*magnitude*) for strømning i serie av dobbeltbend, med og uten swirl.



Figur 4.13: Totaltrykk for strømning i serie av dobbeltbend, med og uten swirl.

rørsystemer, sett i sammenheng med de modifikasjoner som ble gjort på geometrien fra avsnitt 4.2.3 til 4.2.4. Dette blir imidlertid ikke undersøkt videre i denne oppgaven.

4.2.5 Swirl gjennom 2 bend i forskjellige plan

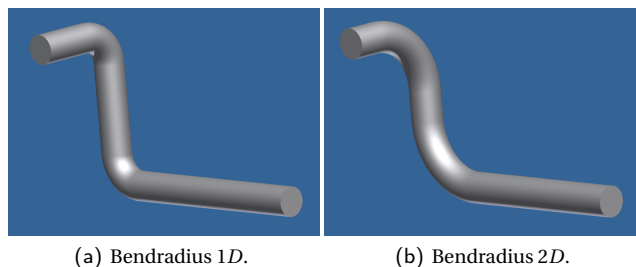
Det har vært hevdet at swirl kan fremskaffes ved å lede en strømning gjennom rørstrykker som går i hver av de tre hovedakseretningene¹. På samme måte er det interessant å kunne se på hvilken effekt dette da vil ha på en strømning som allerede er påsatt swirl; om bendets retning vil ha noen positiv eller negativ effekt på selve swirlen.

Det har ikke lyktes å skaffe til veie publikasjoner rundt denne typen swirlgenerator, og det har derfor kun blitt laget en rørgometri basert på de erfaringer som har vært gjort for swirl i bend så langt. Målene til dette rørdesignet er oppgitt i tab. 4.5.

| Akseretning | Lengde (D) |
|-------------|------------|
| X | 3 |
| Y | -5 |
| Z | ± 10 |

Tabell 4.5: Mål for geometri til simulering av swirl i to plan.

Frem til bendet for siste rørstykke er rørgemetrien symmetrisk, og betegnelsen “ \pm ” antyder i hvilken retning geometrien nå tar. Fig. 4.14 angir størrelsesforholdene for simuleringen. Initialbetingelsene er her $Re_D = 63300$, og det har heller ikke vært mulighet for å sette på et ferdig utviklet hastighetsfelt. Videre har swirlen, sett fra innløpet, akserotasjon *mot urviseren*.



Figur 4.14: Geometri for gjennomkjøring av bend i 2 plan.

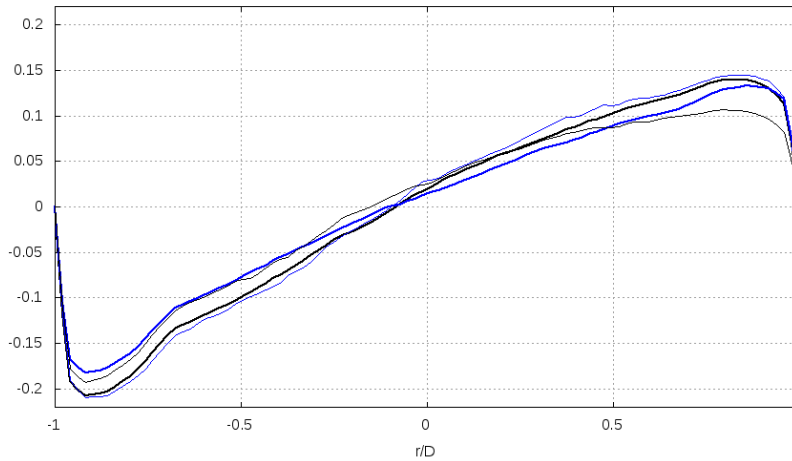
Resultatene fra disse gjennomkjøringene viser at swirlen påvirkes av rørgemetriens utforming i to plan. Av fig. 4.15 vises det at for stor bendradius ($2D$) er det fordelaktig at det tredje rette rørstykket går i positiv z-retning. Dette kan observeres ved at hastighetsprofilen for V_t har et høyere stigningstall og større absoluttverdi for maksutslagene nær veggen.

Der imidlertid oppsiktsvekkende at det motsatte gjelder for rør med kortere diameter, her $1D$. Denne antyder at negativ z-retning gir størst bevaring av V_t . Forskjellene mel-

¹Pålitelige muntlige kilder antyder dette, men det har ikke lyktes forfatteren å skaffe til veie publikasjoner som kan greie ut detaljene rundt dette.

lom disse er store nok til at det vil kunne ha en betydning for design av swirlgeneratorer og ytelser på rørsystemer med serier av bend i flere plan.

Årsaken til disse forskjellene er ikke kjent. Det kan spekuleres i at dette har med periodiske effekter i strømmingen å gjøre, på grunn av varierende lengder rette rørstrykker som de justerbare benderadiene medfører.



Figur 4.15: Tangentialhastighet V_t for swirlstrømning gjennom bend i to forskjellige plan. Benderadius $2D$ med tykk strek, benderadius $1D$ med tynn. Svart farge angir rør i retning $+z$ (som i fig. 4.14), blå linje $-z$.

Kapittel 5

Konklusjon

Denne oppgaven har gått i dybden på simulering av rørstrømning og et frem til nå lite undersøkt anvendelsesområde for swirlstrømning i rør. Første del av oppgaven går ut på å fremskaffe gode metoder for bruk av simuleringsprogramvaren, da i form av å sammenligne simuleringsresultater for relativt enkle rørstrømninger med kjente data fra eksperimenter eller DNS. Dette var en verdifull, nyttig og i ettertid også *nødvendig* del av oppgaven; de første beregningene som ble presentert for veileder (nevnt i avsnitt „Bakgrunn”) ved semesterstart, kunne på ingen måte blitt brukt videre i denne oppgaven – fremgangsmåten (*best practice*), spesielt numerikken, som ble gjort i denne sammenheng og har blitt anvendt videre i alle simuleringer i denne oppgaven, er svært mye bedre enn de opprinnelig var.

Resultatene fra undersøkelsene rundt swirl i dobbeltbend viser at det er en korrelasjon mellom swirl og reduksjon av trykktap, og er avhengig av både swirltall, forskyvning normalt på initiell akseretning, og bendradius. Swirltall $N_s = 1$ har vist å gi gode resultater, selv om også undersøkelser antyder at lavere swirltall kan ha positiv effekt for bend med radius $> 1.5D$.

I beregningene gjort for bend uten en statisk swirlgenerator, er “gevinsten” for statisk trykktap for swirl kontra ordinær rett rørstrømning på det meste nær størrelsesorden 3 ganger i reduksjon.

Men igangsetting av swirl er et trykktap i seg selv, og kun relativt enkle og et fåtall sammenligninger er gjort for akkurat denne typen. Design av swirlgenerator var opprinnelig ikke en del av oppgaveteksten, men ble på et tidspunkt likevel valgt grunnet praktisk relevans og betydningen for å kunne sammenligne med ordinær rett rørstrømning. Beregningene som er gjort for denne typen viser at forskjellen minsker mellom ordinær rett rørstrømning og swirlstrømning når det settes på flere bend. En serie på totalt 4 dobbeltbend ble i denne sammenheng undersøkt, og viste en trykkforskjell på kun +14% ved innløpet. Bruk av swirlgenerator med kortere blader gav kun marginale forskjeller.

Sett under ett viser dette at swirlstrømning i et større rørsystem med en serie av bend,

kan ha en positiv effekt på reduksjon av trykktap. Med justeringer på swirlgenerator og swirltall, er det ikke usannsynlig at dette i fremtiden vil kunne medføre *bedre* resultater enn for en ordinær rett rørstrømning.

5.1 Videre arbeid

Resultatene i denne oppgaven har vist at forskjellene ikke er store mellom en ordinær rett rørstrømning og en strømning hvor swirl genereres i røret, til tross for tapet som går med på å utvikle selve swirlen for sistnevnte. Spesielt ser dette ut for å gjelde rørsystemer med en rekke påfølgende bend; swirlgeneratoren ilegger en stor tangentiell hastighet som ytterst ved rørvæggen i et idéelt tilfelle (fig. 4.9) hadde tilsvart størrelsen på aksehastigheten. Fremtidig arbeid bør se nærmere på bruken av swirlgeneratorer som produserer lavere swirltall (og av den grunn har lavere trykktap over denne), da denne oppgaven kun veldig kort har berørt bruken av swirlgeneratorer. Det vil også kunne være nødvendig å ta i bruk rørsystemer med enda flere bend, og se på effekten av dette i mer enn bare ett plan, hvilket har vært begrensningen i denne oppgaven.

På grunn av begrensninger i simuleringsprogramvaren og anvendelsen av et ustrukturert mesh, tar beregningene for den statiske swirlgeneratoren ikke utgangspunkt i en fullt utviklet rørstrømning, hvilket har vært gjort for andre gjennomføringer i denne oppgaven. Dette vil kunne medføre visse avvik og bør undersøkes nærmere effekten av.

Symboler

Latinske bokstaver

| | | |
|----------|---------------------------|------------------|
| D | diameter | m |
| k | turbulent kinetisk energi | m^2/s^2 |
| N_s | swirltall | - |
| p | trykk | $kg/m \cdot s^2$ |
| r | radius | m |
| R | $D/2$ | m |
| Re | Reynoldstall | - |
| u'_i | hastighetsfluktasjon | m^2/s^2 |
| u_τ | friksjonshastighet | m^2/s^2 |
| V_t | tangentiellhastighet | m/s |
| W | hastighet i akseretning | m/s |

Greske bokstaver

| | | |
|------------|-----------------------|----------------|
| ϵ | dissipasjonsrate | m^2/s^3 |
| μ | (dynamisk) viskositet | $kg/m \cdot s$ |
| μ_t | turbulent viskositet | m^2/s^3 |
| ν | kinematisk viskositet | m^2/s |
| Ω | rotasjonshastighet | rad/s |
| ρ | tetthet | kg/m^3 |
| τ_w | veggskjærspenning | m/s |

Senkede bokstaver

i indeks, om akseretningene x , y og z

Appendiks A

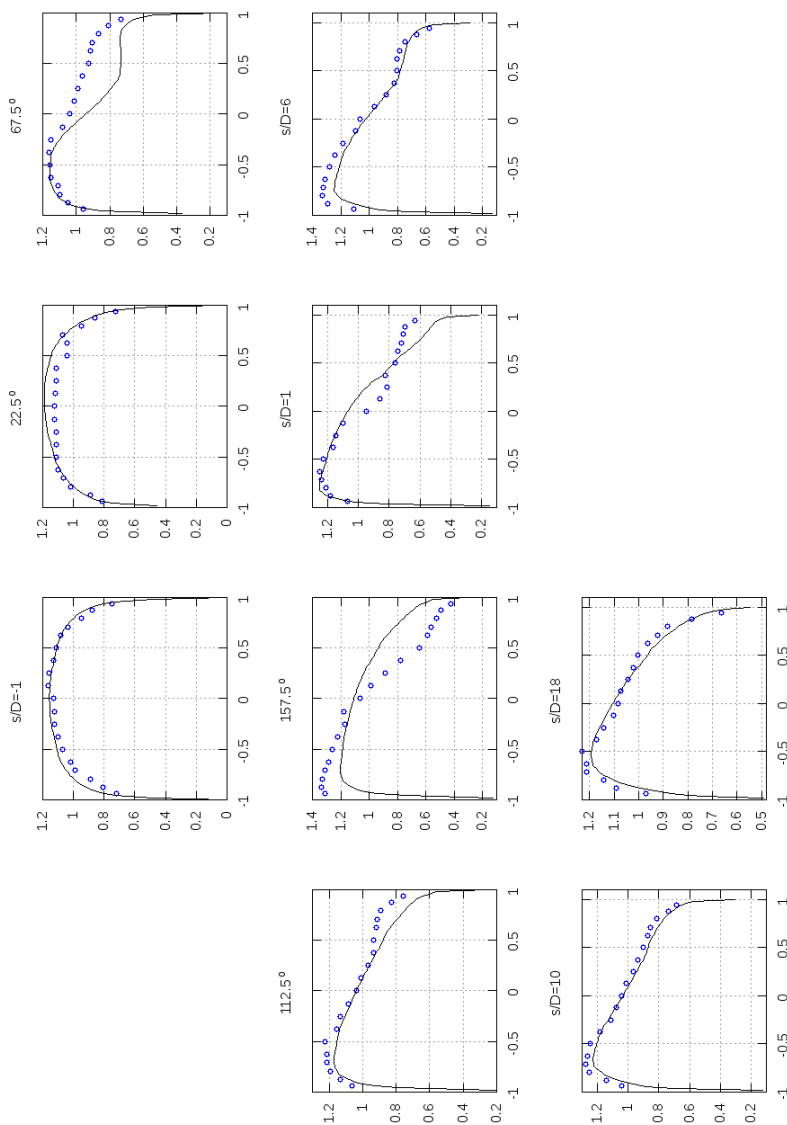
Plott

I dette appendikset følger fullstendige plott for rørgemetriene som er undersøkt, og som av plasshensyn er lagt ved her.

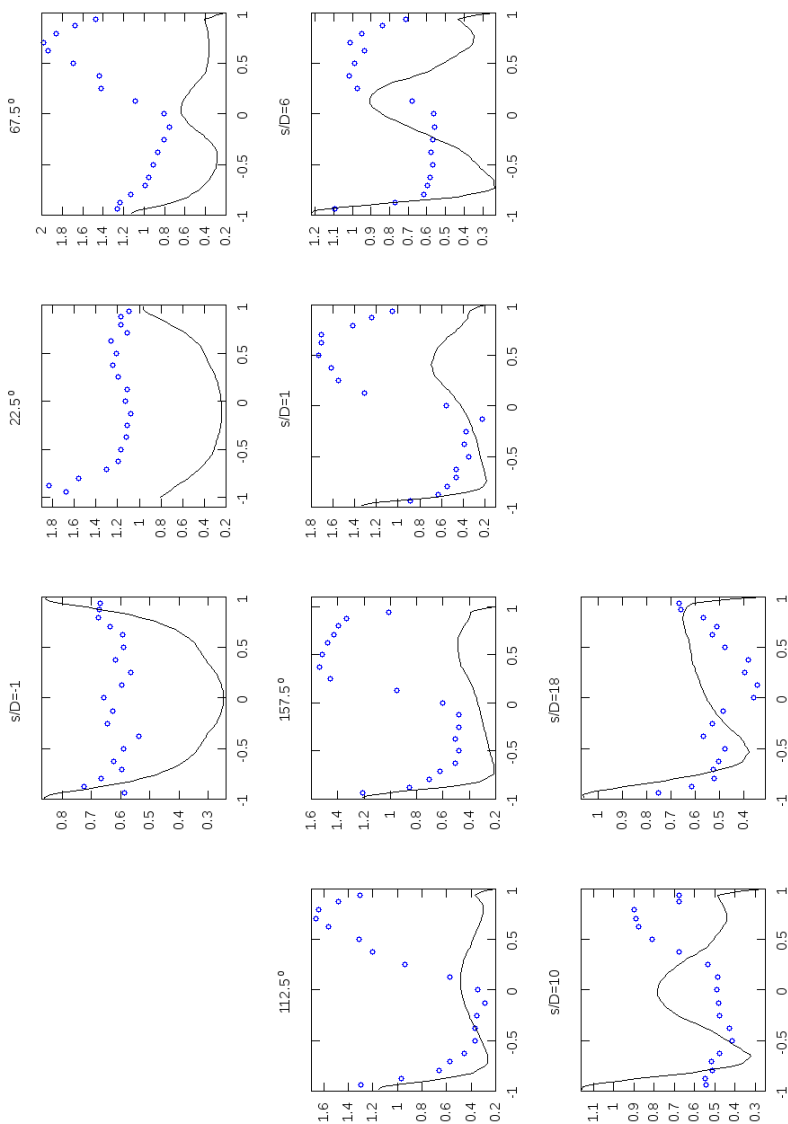
Noen av plottene synes å “mangle” det første diagrammet. Dette skyldes at de eksperimentelle kildene ikke har data for alle målepunkter for swirl/ikke-swirl. Oppsettet er likevel valgt slik at hvert målepunkts diagram kan finnes på samme sted på siden.

A.1 Verifiseringskjøring, bend

A.1.1 Aksiellhastighet, W



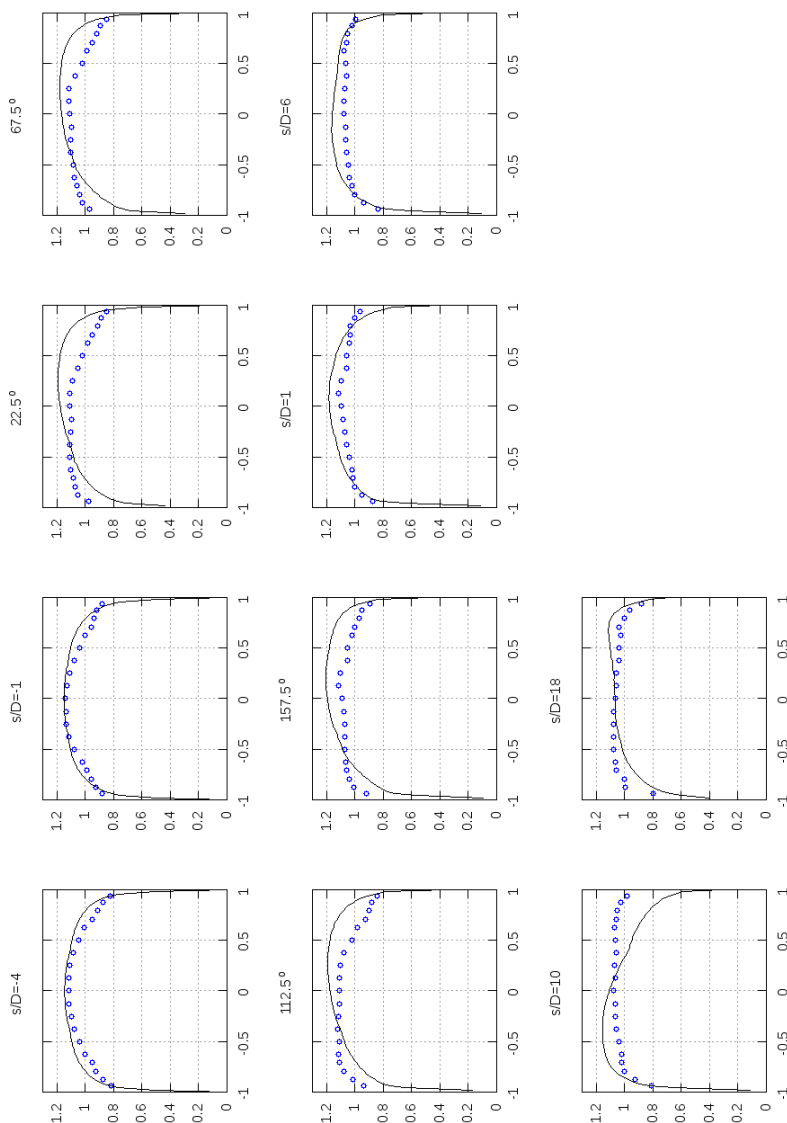
Figur A.1: Aksiellhastighet $W/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, sentraldifferanser, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

A.1.2 Turbulent kinetisk energi, k 

Figur A.2: k for 10 målepunkter i rør med bend. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, sentralfinns, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

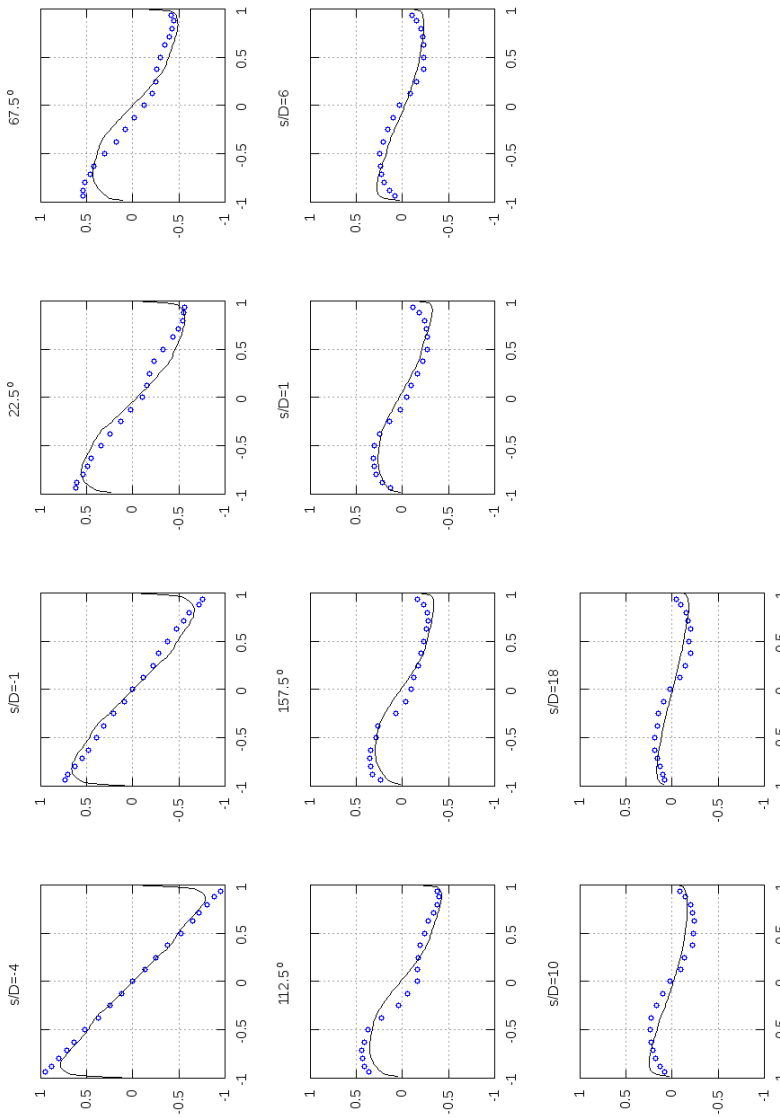
A.2 Verifiseringskjøring, bend + swirl

A.2.1 Aksjellhastighet, W

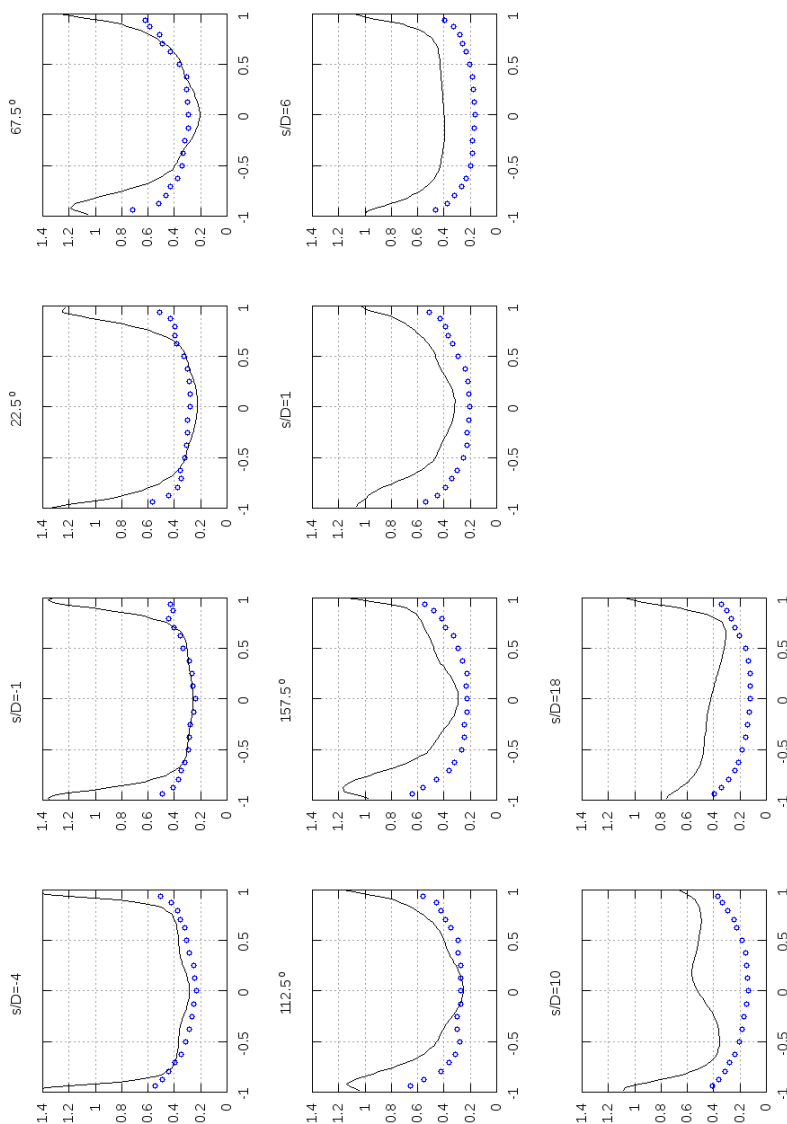


Figur A.3: Aksjellhastighet $W/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend + swirl. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

A.2.2 Tangentiell hastighet



Figur A.4: Tangentiellhastighet $V_t/W_{\text{gjennomsn.}}$ for 10 målepunkter i rør med bend + swirl. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringsresultater, RNG $k-\epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

A.2.3 Turbulent kinetisk energi, k 

Figur A.5: k for 10 målepunkter i rør med bend + swirl. \circ : eksperimentelle data Anwer & So. Heltrukken linje er simuleringresultater, RNG $k - \epsilon$. X-akse er r/R , negativ rørets ytterkant.

Appendiks B

Tekniske merknader til gjennomføring

B.1 Dataverktøy

Simuleringer i denne oppgaven er utført med hjelp av OpenFOAM 1.6.x og er en relativt ny simuleringsprogramvare basert på åpen kildekode. Versjon 1.6.x medfører at originale kildekoder må lastes ned fra GIT (et revisjonskontrollsystem for programvare), og siden at programvaren må kompileres før bruk. Et linux operativsystem må anvendes, og til dette ble Ubuntu 9.10 valgt – og denne kjøres henholdsvis på en virtuell datamaskin (VirtualBox) under Windows 7. Selve datamaskinen har 2 fysiske prosessorer, men er noe VirtualBox dessverre ikke klarer å utnytte til det fulle – simuleringer har derfor ikke vært mulig å kjøre parallelt.

Talldata fra simuleringer hentes ut enten i etterbehandlingsverktøyet paraView, eller numerisk gjennom verktøyet sample i OpenFOAM, basert på geometriske koordinater og oppgitte ønskede variabler.

Grafer er visualisert og presentert med Octave 3.2, et Linux-alternativ til Matlab. Etterbehandling av data har vært krevende, spesielt for geometrier med bend hvor data hentes fra tverrsnitt som ikke faller direkte på én av akseretningene. Dette gjelder også utregning av 'k', hvor RMS-verdier (hastighetsfluktasjoner) for de tre akseretningene ikke er målt på nøyaktig samme sted, og interpolasjon mellom disse 3 verdiene for alle verdier over hele tverrsnittet er nødvendig for å gi en nøyaktig representasjon. Se avsnitt B.3 under for mer informasjon om plotting.

B.1.1 3D-modellering

Swirlgenerator og rørgemetrien i 2 plan ble utført i Autodesk Inventor 2010. Disse ble eksportert til .iges-format, og lastet inn i Ansys Workbench hvor mesh ble laget ved hjelp av CFX. OpenFOAM har en rekke muligheter for å importere eksterne mesh, men ikke direkte fra Ansys. Derimot kan Ansys eksportere til Fluent-mesh, men dette gjøre ikke bra nok, slik at OpenFOAM mislykkes import. Men ved å legge dette inn i Gambit, som er Fluent sitt eget meshverktøy, blir meshet *reparert* ved åpning. Når dette så lagres er det i så bra stand at OpenFOAM kan importere det. Deretter må filen constant/polymesh/boundary i case-mappen endres slik at wall for innløp og utløp i stedet blir satt til patch. Etter dette kan OpenFOAM kjøre simulering på vanlig måte, og meshet åpnes og etterbehandle resultater i paraFoam (paraView).

B.2 Feil pga. perfekt symmetri

Ettersom Mesh-skriptet (som er utviklet til denne oppgaven) har frihetsgrader kun i to dimensjoner og samtidig produserer et ordnet nettverk, gir denne også ut *perfekte* symmetriske resultater. Kombinert med uniforme initialbetingelser kan dette igjen gi *svært* ukorrekte resultater.

Et eksempel på dette er kjøringen for å skaffe initialbetingelser, hvor et nettverk bestående av et rett rør med ca. 90000 celler gav *identiske* resultater (talldata) for hver tverrsnittskvadrant over utløpet.

Løsningen var å sette hastighetsfeltet internt til en retning som ikke var symmetrisk om akseretningen. Forskjellen i resultater ved å initialisere på denne måten var på opp til 15% avvik.

B.3 Presentasjon av data

En utfordring har vært å presentere simuleringsdata på en tilfredsstillende måte. For å finne aksialhastigheten i simuleringene som sammenligner resultater med Anwer[12], avsnitt 3.3, er eksempelvis programkoden for å plote *ett enkelt* målepunkt for hastighet gjennom bendet (fig. 3.9) vist nedenfor i fig. B.2. Her vises beregninger for målepunkt ved 112.5°.

| | | | | | |
|----------|----------|---|---------|----------|---------|
| 0.098812 | 0.948578 | 0 | 0.27098 | -2.308 | 1.95923 |
| 0.698518 | 0.947867 | 0 | 7.21769 | -2.89595 | 2.3646 |
| 0.698224 | 0.947156 | 0 | 7.71278 | -3.11273 | 2.64028 |
| 0.69793 | 0.946444 | 0 | 7.99779 | -3.19922 | 2.82532 |
| 0.697636 | 0.945733 | 0 | 8.2745 | -3.29209 | 3.08777 |
| 0.697342 | 0.945022 | 0 | 8.49133 | -3.35768 | 3.14904 |
| 0.697048 | 0.944311 | 0 | 8.68487 | -3.41927 | 3.27841 |

Figur B.1: Originale talldata fra simulering. De tre første kolonnene er romkoordinater, de tre siste er hastigheter i tilsvarende retninger.

```

R = 0.0762/2;
bendR = 0.4572;

subplot(1,3,2);
hold on

plot(f_g112_5(:,1),f_g112_5(:,2),stil0);

senter = [(bendR+R)*(1-cos(deg2rad(112.5))) ((bendR+R)*sin(deg2rad(112.5)) + ystart)]
plot(sqrt((U14(:,1) - senter(1)).^2 + (U14(:,2) - senter(2)).^2)/-R.*sign(U14(:,1)-senter(1)), ...
      sqrt((U14(:,4).^2 + U14(:,5).^2)/U),stil1);

axis tight;
grid on;
title('112.5^o');
axis tight;

hold off

```

Figur B.2: Octave-/Matlabkode for presentasjon av hastighetsdata i 180° bend. Her ved målepunkt 112.5°.

Fremgangsmåten kan beskrives slik:

- Det finnes to `plot()`, den første er Anwers eksperimentelle data og hentes fra matrisen `f_g112_5`, som inneholder både målepunkter over tverrsnittet samt aksiehellhastigheten. Den andre `plot()` er for simuleringresultatene fra OpenFOAM, og er for anledningen lagret i vektor `U14`.
- Fra simuleringen kan kun x - og y -komponenter hentes ut, og aksiehellhastigheten W må beregnes over tverrsnittet. Målepunktene er i tillegg globale, og må også gjøres om til å gjenspeile punkter over tverrsnittet.
- Som utgangspunkt for plasseringen over tverrsnittet benyttes senterpunktet i røret. Denne kan beregnes ut i fra benderadius `bendR` og rørets radius `R`, og senterpunktets koordinater er lagret i vektoren `senter`. Denne vektoren er generell nok til at den gir riktige senterdata for alle målepunktene $-22.5^\circ, 67.5^\circ, 112.5^\circ, 157.5^\circ$, med hensyn til at vinklene er stigende *med urviseren*.
- Målepunktets plassering over tverrsnittet beregnes så, hvor `U14(:,1) - senter(1)` er x -plasseringen, og fratrekkes senterpunktet, for å få verdier som er mellom $-R$ og R . Denne plasseringen normaliseres så på R , og blir i tillegg korrigert slik at $-R$ alltid er yttervegg, jmf. Anwers data.
- Aksiehellhastigheten blir deretter beregnet på vanlig måte, basert på komponentene i x - og y -retning, og normalisert på U som er gjennomsnittshastigheten (innløpshastigheten) for den aktuelle gjennomkjøringen.

Resultatet av disse beregningene finnes blant annet i Appendiks A.

Appendiks C

Mesh-skript

Å kunne bruke OpenFOAM sine egne rutiner for meshing er fordelaktig for lett å kunne trekke buede linjer, justere celleekspansjon i ønskede retninger, og konstruere et kvadratisk midtstykke for å unngå små vinkler ved rørsentrum og mulige singulariteter. Med utgangspunkt i et tilsvarende skript som ble laget for en vertikal diffusorgeometri for prosjektarbeidet i 5. semester, ble et nytt skript laget til denne oppgaven, med følgende spesifikasjoner:

- Utgangspunkt for rørgometri kan settes til fritt valgt antall grader (mellom 0° og 360°). I all hovedsak er dette interessant for visning og etterarbeid av data, og da for justering langs hovedaksene, enten rett horisontalt eller vertikalt.
- Meshet utformes i 3D, men har kun 2 frihetsgrader; rørets senterlinje vil *alltid* ligge i samme plan.
- Rørgometrien kan bestå av entet rette stykker eller bend.
- I tilfelle for bend tas det inn 3 parametre; retning (høyre eller venstre for akseretning), bend-radius, og antall grader.

Av årsak til undersøkelse av forskjellige rørgometrier som denne oppgaven har fokusert på, har bruken av dette skriptet vært essensiell for å opprette gode mesh effektivt.

På de neste 4 sidene er skriptet vist, de påfølgende 2 i utelukkende svart tekst er resultatfilen som OpenFOAM kan lese.

```
<pre>/*-----* C++ *-----*\
=====
  \ \ / / F i e l d           OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
  \ \ / / O p e r a t i o n       Version: 1.6
  \ \ / / A n d                   Web: http://www.OpenFOAM.org
  \ \ / / M a n i p u l a t i o n
-----*/
FoamFile
{
  version      2.0;
  format       ascii;
  class        dictionary;
  object       blockMeshDict;
}
// * * * * *
//convertToMeters 1;
</php
```

```
// blockMeshDict-skript
// "For lett å opprette røgeometrier".
// --Kjetil Birkealand Moe
////////// INNSTILLINGER //////////

$D = 1;
define('D', $D);
$R = D/2;
$fmidten = 0.45*$R; //forhold midten
$tetthet = 7; // Meshets tetthet (celler i midtfirkant)
$tetthet_rad = 8; // Radiell tetthet
$sirk_eksp = 0.2; // Ekspansjon
$ bend_ztetthet = 1;

$block[] = array(6.459,0,0,0);
$block[] = array(0,-1,45,D);
$block[] = array(0,-1,45,D);
$block[] = array(0,1,45,D);
$block[] = array(0,1,45,D);
$block[] = array(2*D,0,0,0);

$retning0 = 0; //definerer utgangsretning
$retning = $retning0;

setglob($retning0);
$xv20 = $xv2;
$yv20 = $yv2;

$plan = array($xv, $yv);

$runde = 2*M_PI;
$steg = $runde/4;

$rundt = range(0,$runde-$steg,$steg);
$rundt1 = range($steg/2,$runde,$steg);
$punkter = array();

$f = array(0,0); // Romkoordinater for start

for ($i = 0; $i < count($block); $i++) { //Går igjennom hver block (rørdel)
  $b = $block[$i];

  if ($i == 0) { // Spesialtilfelle for innløp
    punkter(0,0,$xv2,$yv2); // Skriver punkter til global liste
  }

  if ($b[0] > 0) { // Avgjør om block er rett rørstykke eller bend. Kun
    // rørstykker har verdi på $b[0]

    $l = $b[0]; //lengde
    $frem = array($f[0] + $l*$xv,$f[1] + $l*$yv); // Senterpunkt, fremover. Kun
    // x & y nødvendig
    punkter($f[0],$f[1],$xv2,$yv2); // Skriver punkter til global liste
  }
}

```

```

} else {

    $norm = array((cos(deg2rad($retning)+deg2rad($b[1]*90)),
    (sin(deg2rad($retning)+deg2rad($b[1]*90))),acos($xv),asin($yv)); // Finner normalen

    $rsenter = array($f[0]+$norm[0]*$b[3],$f[1]+$norm[1]*$b[3]); // Setter rørsenter

    $glob_vinkel = -$b[1]*(deg2rad(90)-deg2rad($b[2]))+deg2rad($retning);
    // Bestemmer vinkel, som en global referanse

    $glob_vinkel_m = -$b[1]*(deg2rad(90)-deg2rad($b[2]/2))+deg2rad($retning);
    // Samme som over, men kun halvveis på bend-buen

    $nypos = array($rsenter[0]+$b[3]*cos($glob_vinkel),
    $rsenter[1]+$b[3]*sin($glob_vinkel)); // Bestemmer nytt endepunkt for rør
    $nypos_m = array($rsenter[0]+$b[3]*cos($glob_vinkel_m),
    $rsenter[1]+$b[3]*sin($glob_vinkel_m)); // Bestemmer punkt halvveis på bend-bue

    $nyvinkel = ($retning+$b[1]*$b[2]); // Beregner ny global vinkel,
    // til neste block

    settglob($nyvinkel);

    punkter($f[0],$f[1],$xv2,$yv2); // Skriver punkter til global liste

    $xvm = cos(deg2rad($retning/2-$b[1]*$b[2]/2)); //justerer plan;
    $yvm = sin(deg2rad($retning/2-$b[1]*$b[2]/2));
    $xvm2 = (cos(deg2rad($retning+90-$b[1]*$b[2]/2))); //justerer plan;
    $yvm2 = (sin(deg2rad($retning+90-$b[1]*$b[2]/2)));

}

//Lage blokker, del av mesh-fil

$ztett = floor($b[0] == 0 ? deg2rad($b[2])*$b[3]/D*4 : $l/D*3 ) * 3; // Beregner
celletetthet i akseretning for bend og rette stykker

$hex[] = 'hex (' . implode(' ',range(2*4*$i,2*4*$i+3)) . ' ' . implode(' ',range(2*4*(
+i),2*4*(+i+3)) . ' ' . $tetthet . ' ' . $tetthet . ' ' . $ztett . ') simpleGrading (1 1
1)'; // Definerer sentervolumet for et 0-grid

    $k = range(2*4*$i,2*4*$i+3);
    $k2 = range(2*4*$i+8,2*4*$i+3+8);

    $s = range(2*4*$i+4,2*4*$i+7);
    $s2 = range(2*4*$i+8+4,2*4*$i+7+8);

if ($i == 0) {
    $inlet[] = '(' . implode(' ', $k) . ')'; // Unntak for innløp, definere 'patch'
}
if ($i == count($block)-1) {
    $outlet[] = '(' . implode(' ', $k2) . ')'; // Unntak for utløp, definere 'patch'
}

// Nullstiller interne tellere, og lagrings-arrays
$k[] = reset($k);
$k2[] = reset($k2);
$s[] = reset($s);
$s2[] = reset($s2);
unset($psirkel);
unset($pkvadrat);

//Oppretter volumer rundt kvadratisk senterstykke
for ($j = 0; $j < 4; $j++) {

    $hex[] = 'hex (' . implode(' ', array_merge(array($k[$j],$s[$j],$s[$j+1],$k[$j
+1]),array($k2[$j],$s2[$j],$s2[$j+1],$k2[$j+1]))) .
    ' ' . $tetthet_rad . ' ' . $tetthet . ' ' . $ztett . ') simpleGrading (' .
    $sirk_eksp . ' 1 1)';

    if ($i == 0) {

        $sarc[] = 'arc ' . $s[$j] . ' ' . $s[$j+1] . ' (' . round($R*sin($rundt1[$j])*
$xv20,8) . ' ' .

```

```

        round($R*sin($rundt1[$j])*$yv20,8) . ' ' . round(-$R*cos($rundt1[$j]),8) .
    ');

        $sinlet[] = '(' . implode(' ',array($s[$j],$s[$j+1],$k[$j+1],$k[$j])) . ')';
    }
    if ($i == count($block)-1) {
        $outlet[] = '(' . implode(' ',array($s2[$j],$s2[$j+1],$k2[$j+1],$k2[$j])) .
    ');
    }

    if ($b[0] == 0) { //For bend

        $runde = 2*M_PI;
        $steg = $runde/4;
        $mrundt = range(0,2*$runde,$steg);

        $psirkel[] = '(' . round($nypos_m[0]+$R*sin($mrundt[$j])*$xvm2,8) . ' ' .
round($nypos_m[1]+$R*sin($mrundt[$j])*$yvm2,8) . ' ' . round(-$R*cos($mrundt[$j]),8) .
    ');
        // punkter for sirkel-stykke

        $pkvadrat[] = '(' . round($nypos_m[0]+$fmidten*sin($mrundt[$j])*$xvm2,8) . '
' . round($nypos_m[1] + $fmidten*sin($mrundt[$j])*$yvm2,8) . ' ' . round(-$fmidten*cos($mrundt
[$j]),8) . ')'; // punkter for kvadrat-stykke

        $sarc[] = 'arc ' . $s[$j] . ' ' . $s2[$j] . ' ' . $psirkel[$j] . ' // <-
s'; // Skriver lagrings-array, sirkel
        $karc[] = 'arc ' . $k[$j] . ' ' . $k2[$j] . ' ' . $pkvadrat[$j] . ' // <-
kv.'; // Skriver lagrings-array, kvadrat

    }

        $sarc[] = 'arc ' . $s2[$j] . ' ' . $s2[$j+1] . ' (' . round($f[0]+$R*sin($rundt1[$j])*$xv2) .
' ' . round($f[1]+$R*sin($rundt1[$j])*$yv2) . ' ' . round(-$R*cos($rundt1[$j]),8) . ')'; // Lagrer kurvede
linjer
        $swall[] = '(' . implode(' ',array($s[$j],$s[$j+1],$s2[$j+1],$s2[$j])) . ')'; // Lagrer
veggoverflater
    }
}

// funksjon for oppretting av punkter (vertices)
function punkter($fx,$fy,$xv,$yv) {
global $punkter, $R, $fmidten;

    $runde = 2*M_PI;
    $steg = $runde/4;
    $rundt = range(0,$runde-$steg,$steg);

    for ($i = 0; $i < 4; $i++) {

        $sirkel[] = '(' . round($fx+$R*sin($rundt[$i])*$xv,8) . ' ' . round($fy+$R*sin($rundt
[$i])*$yv,8) . ' ' . round(-$R*cos($rundt[$i]),8) . ')';
        $kvadrat[] = '(' . round($fx+$fmidten*sin($rundt[$i])*$xv,8) . ' ' . round($fy +
$fmidten*sin($rundt[$i])*$yv,8) . ' ' . round(-$fmidten*cos($rundt[$i]),8) . ')';
    }

    $punkter = array_merge($punkter,$kvadrat,$sirkel);
}

function settglob($v) {

    global $xv, $yv, $xv2, $yv2, $retning;

    $retning = $v;

    $xv = cos(deg2rad($v)); // justerer plan;
    $yv = sin(deg2rad($v));

    $xv2 = (cos(deg2rad($v+90))); // justerer plan;
    $yv2 = (sin(deg2rad($v+90)));

}

```

```
echo 'vertices
(
' . implode("\n",$punkter) . '
);

';

echo 'blocks
(
' . implode("\n",$hex) . '
);

';

echo 'edges
(
' . @implode("\n",$arc) . '
);

';

echo 'patches
(
wall pipewall (
' . implode("\n",$wall) . '
)

patch inlet (
' . implode("\n",$inlet) . '
)

patch outlet (
' . implode("\n",$outlet) . '
)

);

';

?>

mergePatchPairs
(
);

</pre>
```

```

/*-----*- C++ -*-----*\
|=====|
| \ \ / / | F ield | OpenFOAM: The Open Source CFD Toolbox
| \ \ / / | O peration | Version: 1.6
| \ \ / / | A nd | Web: http://www.OpenFOAM.org
| \ \ / / | M anipulation |
|-----*\
*/

```

```

FoamFile
{
    version      2.0;
    format       ascii;
    class        dictionary;
    object       blockMeshDict;
}
// * * * * *

```

```
//convertToMeters 1;
```

```

/**/**/
vertices
(
( 0 0 -0.017145)
( -0.017145 0 -0)
( -0 0 0.017145)
( 0.017145 -0 0)
( 0 0 -0.0381)
( -0.0381 0 -0)
( -0 0 0.0381)
( 0.0381 -0 0)
( 0 6.096 -0.017145)
( -0.017145 6.096 -0)
( 0 6.096 0.017145)
( 0.017145 6.096 0)
( 0 6.096 -0.0381)
( -0.0381 6.096 -0)
( 0 6.096 0.0381)
( 0.0381 6.096 0)
);

```

```

blocks
(
hex (0 1 2 3 8 9 10 11) (7 7 240) simpleGrading (1 1 1)
hex (0 4 5 1 8 12 13 9) (8 7 240) simpleGrading (0.1 1 1)
hex (1 5 6 2 9 13 14 10) (8 7 240) simpleGrading (0.1 1 1)
hex (2 6 7 3 10 14 15 11) (8 7 240) simpleGrading (0.1 1 1)
hex (3 7 4 0 11 15 12 8) (8 7 240) simpleGrading (0.1 1 1)
);

```

```

edges
(
arc 4 5 (-0.02694077 0 -0.02694077)
arc 12 13 (-0.0269407683632 6.096 -0.0269407683632)
arc 5 6 (-0.02694077 0 0.02694077)
arc 13 14 (-0.0269407683632 6.096 0.0269407683632)
arc 6 7 (0.02694077 -0 0.02694077)
arc 14 15 (0.0269407683632 6.096 0.0269407683632)
arc 7 4 (0.02694077 -0 -0.02694077)
arc 15 12 (0.0269407683632 6.096 -0.0269407683632)
);

```

```

patches
(
wall pipewall (
(4 5 13 12)
(5 6 14 13)
(6 7 15 14)
(7 4 12 15)
)
)

```

```

patch inlet (
(0 1 2 3)
(4 5 1 0)
(5 6 2 1)
)

```



```
(6 7 3 2)  
(7 4 0 3)  
)
```

```
patch outlet (  
(8 9 10 11)  
(12 13 9 8)  
(13 14 10 9)  
(14 15 11 10)  
(15 12 8 11)  
)
```

```
);
```

```
mergePatchPairs  
(  
);
```

Appendiks D

Referanser

- [1] Frank M. White
Fluid Mechanics, 6th edition. 2008
- [2] Martin Olldag Bay
Development of Transient One-Dimensional Solver for Severe Slugging Simulation.
Masteroppgave, Aalborg University Esbjerg
2008
- [3] P.-Å. Krogstad
Forelesningsnotater, TEP 4545:
Turbulente bevegelsesligninger med grensesjiktapproksimasjoner
- [4] OpenFOAM Special Interest Group – Turbomachinery
ERCOFTAC conical diffuser
openfoamwiki.net/index.php/Sig_Turbomachinery/_ERCOFTAC_conical_diffuser
- [5] J. G. M. Eggels
Fully developed turbulent pipe flow: a comparison between direct numerical simulation and experiment
1993
- [6] B. E. Launder, G. J. Reece, W. Rodi
Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulent Closure
Journal of Fluid Mechanics, Vol. 68(3), pp. 537-566
1975
- [7] N. A. Chigier, J. M. Beér
Velocity and Static-Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing from Annular and Divergent Nozzles
J. Basic Eng. 788-796, December
1964

- [8] Hanjalić , K., and Jakirlić , S.
Contribution Towards the Second Moment Closure Modeling of Separating Turbulent Flows
Computers and Fluids, Vol. 22, No. 2, pp. 137–156
1998
- [9] Mark V. Zagarola, Alexander J. Smits
Mean-flow scaling of turbulent pipe flow
J. Fluid Mech. , vol. 373, pp. 33–79
1998
- [10] Xiahua Wu, Parviz Moin
A direct numerical study on the mean velocity characteristics in turbulent pipe flow
J. Fluid Mech., vol. 608, pp. 81-112
2008
- [11] S. Jakirlić, K. Hanjalić, C. Tropea
Modeling Rotating and Swirling Turbulent Flows: A Perpetual Challenge
AIAA JOURNAL, Vol. 40, No. 10, October
2002
- [12] M. Anwer, R. M. C. So
Swirling turbulent flow through a curved pipe
Experiments in Fluids 14, 85-96
1993
- [13] W. Steenbergen
Turbulent pipe flow with swirl
Doktorgradsavhandling, Eindhoven University of Technology
1995
- [14] Andrew Escue, Jie Cui
Comparison of turbulence models in simulating swirling pipe flows
Applied Mathematical Modelling 34
2009
- [15] H. K. Veerstedeg, W. Malalasekera
An introduction to Computational fluid dynamics, second edition
Pearson, Prentice Hall
2007
- [16] F. Kreith, O. K. Sønju
The decay of a turbulent swirl in a pipe
J. Fluid Mech., vol. 22, part 2, p p . 257-271
1965
- [17] P. Orlandi, M. Fatica
Direct simulations of turbulent flow in a pipe rotating about its axis
J. Fluid Mech., vol. 343, pp. 43–72.
1997

- [18] F. Nygård, H. I. Andersson
DNS of swirling turbulent flow
Int. J. Numer. Meth. Fluids
2009
- [19] W. Steenbergen, J. Voskamp
The rate of decay of swirl in turbulent pipe flow
Flow Measurement and Instrumentation 9 67–78
1998
- [20] S. Bharat Krishna, V. Ganesan
CFD Analysis of Flow through Vane Swirlers
IE (I) Journal, vol. 86, April
2005
- [21] OpenFOAM 1.6 user's manual
foam.sourceforge.net/doc/Guides-a4/UserGuide.pdf
- [22] OpenFOAM 1.6 programmer's manual
foam.sourceforge.net/doc/Guides-a4/ProgrammersGuide.pdf
- [23] *CDF-online.com forum, OpenFOAM*
www.cfd-online.com/Forums/openfoam/
- [24] OpenFOAM developer comment on RSM in pipe geometries
www.cfd-online.com/Forums/openfoam-solving/59787-boundary-conditions-rstm.html