

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

TUM SCHOOL OF ENGINEERING AND DESIGN

Numerische und experimentelle Untersuchung der Radumströmung am Pkw

Lukas Alexander Haag

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

genehmigten Dissertation.

Vorsitz:	Prof.	Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer
Prüfer der Dissertation:	1. apl. Prof.	Dr.-Ing. Thomas Indinger
	2. Hon.-Prof.	Dr.-Ing. Thomas Schütz

Die Dissertation wurde am 08.03.2021 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 17.08.2021 angenommen.

In bunten Bildern wenig Klarheit,
Viel Irrtum und ein Fünkchen Wahrheit,
So wird der beste Trank gebraut,
Der alle Welt erquickt und auferbaut.

Johann Wolfgang v. Goethe
Faust. Der Tragödie erster Teil.



Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik der Technischen Universität München in Kooperation mit der Abteilung Entwicklung Aerodynamik und Aeroakustik der AUDI AG in Ingolstadt. Für das entgegengebrachte Vertrauen sowie die fachliche und überfachliche Betreuung bedanke ich mich bei apl. Prof. Dr.-Ing. Thomas Indinger. Prof. Dr.-Ing. Nikolaus A. Adams möchte ich für die Möglichkeit danken, dieses Forschungsprojekt am Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik der TU München durchzuführen. Für die Finanzierung dieses Forschungsvorhabens, das hervorragende Arbeitsumfeld und den Zugang zu Arbeitsressourcen, wie sie für ein Promotionsprojekt selten sind, bedanke ich mich bei Dr. Moni Islam von der AUDI AG. Dank gilt auch Dr.-Ing. Thomas Blacha für die fachliche Betreuung auf Seiten der AUDI AG. Hon.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Schütz danke ich für die Übernahme des Koreferats zur Prüfung dieser Dissertation.

Meinen Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik, insbesondere Dr.-Ing. Marco Kiewat, Dr.-Ing. Christopher Collin, Steffen Mack, Daiki Matsumoto, Dr.-Ing. Martin Peichl und Jan Reiß, danke ich für den immer willkommenen fachlichen und überfachlichen Austausch und die gegenseitige Motivation. Für die technische Unterstützung beim Modellbau und den Windkanalmessungen am Lehrstuhl für Aerodynamik bedanke ich mich bei Wolfgang Lützenburg und seinem Team. Für den fachlichen und überfachlichen Austausch möchte ich auch allen Kollegen der Abteilung Entwicklung Aerodynamik und Aeroakustik der AUDI AG danken. Besonders bedanke ich mich bei Dr.-Ing. Fabian Rösler für die Unterstützung bei der Erarbeitung der Simulationsmethodik. Gleichermäßen gebührt allen Werkstattmitarbeitern, Messtechnikern und Operatoren des Audi-Aeroakustik-Windkanals Dank für die Unterstützung bei der Vorbereitung und Durchführung der Messungen.

Auch meiner gesamten Familie und meinen Freunden gebührt ein großes Dankeschön. Sie haben mich stets ermutigt, sorgten für Zerstreung, wenn es nötig war und stehen immer hinter mir. Ihr wisst wer Ihr seid!

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Eltern Marlene und Otmar und meiner Schwester Dorothee, die von Anfang an bis heute an meiner Seite stehen und mit ihrer bedingungslosen Unterstützung einen großen Anteil am Gelingen dieser Arbeit tragen. Maj-Britt, Du musstest während der Entstehung dieser Dissertation wohl die größten Entbehrungen hinnehmen. Danke für Deine Geduld, den unglaublichen Rückhalt und Dein unendlich großes Herz das Glück in meinen Tag bringt.

München, im August 2020

Lukas Haag

Kurzfassung

An einem modernen Pkw verursachen die Räder bis zu 25% des Luftwiderstands. Folglich ist die Umströmung der Räder und Radhäuser sowohl im akademischen Kontext als auch insbesondere für industrielle Anwendungen in der Fahrzeugaerodynamik von großer Bedeutung. Die Radumströmung ist jedoch komplex und bisher nicht vollumfänglich verstanden. Diese Arbeit liefert Erkenntnisse zu Wechselwirkungen zwischen Rad- und Gesamtfahrzeugumströmung und leistet damit einen Beitrag zum besseren Verständnis der Aerodynamik von Pkw-Rädern.

Unter Verwendung der *Sliding-Mesh-Methode* wird eine CFD-Simulationsmethodik für drehende Fahrzeuräder entwickelt. Im Zuge dessen zeigen Untersuchungen an generischen Testfällen den Einfluss von Modellspezifika (z.B. Berechnungsnetz und Lösungsalgorithmus) auf die Qualität des Berechnungsergebnisses. Eine umfassende Validierung der Simulationsmethodik erfolgt anhand der integralen Luftkräfte und der Strömungsfelder im Abgleich mit Windkanalexperimenten im Modellmaßstab, sowohl an einem rotierenden Einzelrad- als auch an einem Gesamtfahrzeugmodell. Dabei zeigt sich für die Modellierung der Radrotation mittels *Sliding-Mesh-Methode*, im Vergleich zum weitverbreiteten *Multiple-Reference-Frame-Modell* eine deutlich bessere Prognosegenauigkeit. Die Anforderungen hinsichtlich des Simulationsaufwands für die Anwendung im industriellen Entwicklungsfeld werden bei der Entwicklung der Simulationsmethodik stets berücksichtigt.

Mithilfe der entwickelten Simulationsmethodik und komplementären Windkanalexperimenten werden unterschiedliche Einflussfaktoren auf die Radumströmung und ihre Wechselwirkungen im Modellmaßstab untersucht. An einem rotierenden Einzelrad beeinflussen unterschiedliche Felgengeometrien das entstehende Wirbelsystem um das Rad. Die Simulationsergebnisse ermöglichen bei der Anwendung am rotierenden Einzelrad ein verbessertes Verständnis der Wirkmechanismen, die am isolierten Einzelrad zu höheren Widerstandsbeiwerten für offene Felgengeometrien führen, beispielsweise deren Einfluss auf den Ringwirbel im Radnachlauf. Am DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell belegen die Simulations- und Messergebnisse unterschiedliche Wechselwirkungen zwischen der Fahrzeugheckform (z.B. Stufenheck, Fließheck, Vollheck) und unterschiedlichen Felgengeometrien. Zudem zeigen sich Wechselwirkungen zwischen Motorraumdurchströmung und Radumströmung, die zu Unterschieden im Widerstandsbeiwert verschiedener Felgengeometrien bei variiertem Kühlluftkonfiguration führen.

An einem Serienfahrzeug im Realmaßstab zeigen simulative und experimentelle Untersuchungen den Effekt unterschiedlicher Speichenformen von Felgen auf die Radumströmung. Anhand der Simulationsergebnisse werden Optimierungspotenziale für die Speichenform abgeleitet, deren Wirksamkeit im Windkanalexperiment bestätigt wird. Weiterhin zeigen die Simulations- und Messergebnisse einen Einfluss der Ventilationsrichtung verschiedener Felgengeometrien auf Luftwiderstand und Ventilationsmoment. Weitere Untersuchungen zeigen einen Einfluss der Motorraumdurchströmung auf die Radumströmung. Letztgenannte Ergebnisse bestätigen die Beobachtungen zu den Wechselwirkungen zwischen Motorraumdurchströmung und Radumströmung aus den Untersuchungen am DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell.

Abstract

In modern day passenger vehicles the wheels cause up to 25% of the aerodynamic drag. Consequently, the flow around the wheels and the wheelhouses is of significant interest for academia and especially for industrial applications in the field of vehicle aerodynamics. However, the flow around the wheels is complex and not yet fully understood. The presented work gives insights on the interaction of the flow around the wheels and the vehicle body, and therefore contributes to an improved comprehension of the aerodynamics of passenger vehicle wheels.

A CFD simulation methodology for rotating wheels is developed by applying the *Sliding Mesh Method*. Within the course of this development, investigations on generic test cases reveal the effect of specific characteristics of the simulation setup on the quality of the computational results (e.g. computational mesh and solution algorithm). A thorough validation of the simulation methodology is performed in comparison to aerodynamic force and flow field measurements in model-scale wind tunnel experiments on an isolated rotating single wheel as well as an entire vehicle model. The results show that modeling the wheel rotation by applying the *Sliding Mesh Method* leads to improved prediction accuracy compared to the widely used *Multiple Reference Frame Model*. The requirements with respect to computational effort for the application in an industrial development context are considered throughout the entire development process of the simulation methodology.

By using the newly developed simulation methodology and complementary model-scale wind tunnel experiments, various effects on the flow around the wheels and its interactions are investigated. Different rim geometries affect the vortex structures around an isolated rotating single wheel setup. For the test case of an isolated rotating single wheel, the simulation results enable a better understanding of the effects that cause an increase of aerodynamic drag for open rim configurations on an isolated rotating single wheel e.g. the effect on the ring vortex in the wheel wake. Regarding an entire vehicle setup, experiments and simulations with the DrivAer reference body indicate a variation in the interaction between different rear end types (notchback, fastback, estate back) and different rim geometries. Additionally, the interaction of the flow around the wheels and the engine bay flow induces variations in the aerodynamic drag for different rim geometries in combination with varied cooling air configurations.

On a full-scale production vehicle, experimental and simulative investigations show the effect of different spoke shapes of the rims on the flow around the wheels. Based on simulation results, different potentials for the aerodynamic optimisation of the spoke geometry are identified and verified by wind tunnel experiments. Furthermore, simulation and experimental results indicate an effect of the direction of the ventilation induced by the different rim geometries on the aerodynamic drag and the ventilation moment. Additionally, the investigations indicate an effect of the engine bay flow on the flow around the wheels. The latter mentioned results confirm the observations made with the model scale DrivAer reference body entire vehicle setup.



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einführung und Motivation	1
1.2	Forschungsstand	3
1.3	Zielsetzung der vorliegenden Arbeit	21
2	Fluidmechanische Grundlagen, Werkzeuge und Methoden	23
2.1	Relevante Strömungsgrößen und Definitionen	23
2.1.1	Allgemeine Größen und Kennzahlen der Strömungsmechanik	23
2.1.2	Relevante Strömungsgrößen der Fahrzeugaerodynamik	26
2.2	Numerische Simulation in der Fahrzeugaerodynamik	27
2.3	Untersuchte Modelle und Fahrzeuge	29
2.3.1	Isoliertes Einzelrad	30
2.3.2	DrivAer-Referenzkörper	30
2.3.3	Serienfahrzeug	32
2.4	Prüfstände	33
2.4.1	Windkanal A der TU München	33
2.4.2	Audi-Aeroakustik-Windkanal (AAWK)	35
2.5	Messtechnik	37
2.5.1	Oberflächendruckmessung	38
2.5.2	Feldmessung	38
2.6	Grundlagen der numerischen Strömungssimulation	42
2.6.1	Grundgleichungen der Strömungsmechanik	42
2.6.2	Verwendete Berechnungsmethode	44
2.6.3	Behandlung der Radrotation	51
2.6.4	Simulationseinstellungen im Berechnungsprogramm	57
3	Entwicklung der Simulationsmethodik	59
3.1	Generische Testfälle	59
3.1.1	Rotierender Zylinder	60
3.1.2	Abgehobenes rotierendes Einzelrad	68
3.2	Validierung mittels Vergleich zum Experiment	72
3.2.1	Rotierendes Einzelrad in Bodenkontakt	72
3.2.2	DrivAer-Referenzmodell	89
3.2.3	Aspekte zur Prozessintegration der erarbeiteten Simulationsmethodik	96

4	Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Radumströmung	101
4.1	Rotierendes Einzelrad mit Bodenkontakt	101
4.1.1	Einfluss unterschiedlicher Felgengeometrien	101
4.1.2	Geometrievariationen am rotierenden Einzelrad	110
4.2	DrivAer-Referenzkörper	115
4.2.1	Einfluss unterschiedlicher Heckformen	115
4.2.2	Einfluss der Motorraumdurchströmung	119
4.3	Studien am Serienfahrzeug	125
4.3.1	Einfluss der Felgengeometrie	125
4.3.2	Untersuchungen zur Kühlluftdurchströmung	140
5	Schlussfolgerungen und Potenziale	145
	Literaturverzeichnis	149
	Abkürzungsverzeichnis	159
	Anhang	164
A	Herleitungen numerischer Modelle	165
A.1	Tensorrechnung	165
A.2	Wandmodellierung durch Modifikation der turbulenten Viskosität . . .	166
A.3	Mathematische Herleitung des MRF-Modells	169
A.3.1	Die materielle Ableitung in einem rotierenden Bezugssystem . .	169
A.3.2	Navier-Stokes-Gleichungen in einem rotierenden Bezugssystem .	172
A.3.3	Die Geschwindigkeit im Inertialsystem als Transportgröße . . .	174
B	Geschwindigkeitsfelder des Testfalls rotierender Zylinder	177
C	Simulationssetup für die Studien im Modellmaßstab	183
D	Messebenen der Einzelradkonfigurationen	187
E	Strömungsfeldvergleich für verschiedene Sturzwinkel	227

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematische Darstellung des freien Ablösepunktes auf der Radoberseite (<i>MRS-Singularität</i>) nach Fackrell (1974), Abbildung 1-19.	4
1.2	Wirbelsysteme im Nachlauf des stehenden (a) und drehenden (b) isolierten Einzelrades (Wäschle (2006), Abb. 9.1, S. 115).	9
1.3	Wirbelsysteme am stehenden (a) und drehenden (b) Vorderrad eines Pkw (Wäschle (2006), Abb. 9.6, S. 123 und Abb. 9.7, S. 125).	10
1.4	Optimierungsschritte einer Speichengeometrie auf der Basis von CFD-Simulationsergebnissen (Link (2016), Abb. 82, S. 68).	20
2.1	Messaufbau für das isolierte Einzelrad im Windkanal.	30
2.2	DrivAer-Referenzfahrzeuggeometrie mit den drei unterschiedlichen Heckformen Fließheck (rot), Stufenheck (weiß) und Vollheck (blau) (Collin et al. (2016)).	31
2.3	Versuchsfahrzeug Audi A4 2,0L TDI Limousine im Audi-Aeroakustik-Windkanal.	33
2.4	Schematische Darstellung des <i>Modellwindkanals A</i> (WKA) der TU München mit Laufbandsystem (nicht maßstabsgetreu).	34
2.5	Schematische Darstellung des Full-Scale <i>Audi-Aeroakustik-Windkanals</i> (AAWK) (nach Wickern und Lindener (2000), nicht maßstabsgetreu, ohne Werkstatt-, Lager- und Büroräume).	35
2.6	Schematische Darstellung des Bodensimulationssystems des AAWK inklusive der Schwellerstützen und Radantriebseinheiten (nach Wickern und Lindener (2000), nicht maßstabsgetreu).	36
2.7	PIV-System seitlich der 3/4-offenen Messstrecke des <i>Modellwindkanals A</i> (WKA) der TU München.	39
2.8	Illustration der elf PIV-Messebenen im Nachlauf des Einzelrades im WKA.	40
2.9	Versuchsaufbau der Mehrlochsonde im AAWK.	41
3.1	Skizze des generischen Testfalls <i>unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder</i> (vgl. Haag et al. (2017b)).	60
3.2	Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder.	61
3.3	Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders, PISO Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).	62

3.4	Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders, PIMPLE Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).	63
3.5	Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders mit verschiedenen Diskretisierungsschemata ohne SMM.	66
3.6	Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders mit verschiedenen Diskretisierungsschemata mit SMM (SMM-Int1, PIMPLE-Algorithmus).	67
3.7	Lage der drei unterschiedlichen <i>Interface</i> -Positionen für den generischen Testfall des abgehobenen rotierenden Einzelrades (vgl. Haag et al. (2017b)).	69
3.8	Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen x -Positionen stromab des rotierenden Rades, PISO-Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).	70
3.9	Die vier untersuchten Modellradgeometrien (vlnr.): Geschlossene generische Felge (GGF), offene generische Felge (OGF), DrivAer-Felge (DAF) und Q5-Aerofelge (Q5F).	73
3.10	Ausschnitt des Berechnungsnetzes für die Simulation des rotierenden Einzelrades in Bodenkontakt für alle Felgenre geometrien (hier: Q5F-Geometrie).	74
3.11	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene 250mm stromab der Radachse zum Vergleich zwischen Experiment und Simulation für die stehende und rotierende GGF-Geometrie.	76
3.12	Position des <i>Sliding-Mesh-Interface</i> (links) und des MRF-Volumens (rechts).	80
3.13	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene 250mm stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die vier untersuchten Felgenre geometrien.	81
3.14	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene 250mm stromab der Radachse aus den Simulationsergebnissen unter Anwendung der SMM für die vier untersuchten Felgenre geometrien.	82
3.15	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene 250mm stromab der Radachse aus den Simulationsergebnissen unter Anwendung des MRF-Modells für die vier untersuchten Felgenre geometrien.	83
3.16	Vergleich der Druckverläufe im Mittelschnitt zwischen Messung und Simulation für das DrivAer-Modell mit Motorraumdurchströmung, DAF-Felgenre geometrie und den unterschiedlichen Heckformen.	92

3.17	Vergleich der Felgendeltas der integralen Kraftbeiwerte zwischen Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer-Modell mit Stufenheck und Motorraumdurchströmung. Die GGF-Felge dient als Referenz. . . .	94
3.18	Verteilung des statischen Druckbeiwerts ($c_{p,stat}$) auf den Radarmen am DrivAer-Modell (Fahrerseite) und „Fußabdruck“ der Aufstauwirkung der Radarme auf den Felgen.	95
3.19	Vergleich des Berechnungsaufwands für die unterschiedlichen Zwischenschritte und Anpassungen während der Entwicklung der Simulationsmethodik. Die Standardsimulation ohne <i>Sliding-Mesh-Methode</i> dient als Referenz.	97
4.1	Wirbelsystem im kompletten Radnachlauf für die vier untersuchten Felgengeometrien, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit, Ansicht von schräg hinten.	102
4.2	Wirbelsystem auf der Radaußenseite für die vier untersuchten Felgengeometrien, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit.	103
4.3	Wirbelsystem auf der Radinnenseite für die vier untersuchten Felgengeometrien, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit.	104
4.4	Verteilung des statischen Druckbeiwerts ($c_{p,stat}$) auf der Leeseite (Basis) des frei angeströmten Einzelrades für die vier untersuchten Felgengeometrien.	106
4.5	Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt bei $y=0mm$ für die vier untersuchten Felgengeometrien.	108
4.6	Einbauposition der Modellbremsscheibe im Windkanalmodell und Schnittansicht der montierten Bremsscheibe in Konstruktionslage.	110
4.7	Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit bzw. ohne Bremsscheibe in unterschiedlichen x -Schnitten.	112
4.8	Illustration eines positiven Radsturzes von $+5^\circ$ (rot) sowie eines negativen Radsturzes von -5° (blau) um die Nulllage (schwarz) am isolierten Einzelrad.	113
4.9	Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Widerstandsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers (oben) und der Räder (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Motorraumdurchströmung. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.	116

4.10	Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Auftriebsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers an der Vorderachse (oben) und der Hinterachse (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Motorraumdurchströmung. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.	117
4.11	Einfluss der Kühlluft auf die Felgendeltas der integralen Widerstandsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers (oben) und der Räder (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Stufenheck. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.	120
4.12	Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Auftriebsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers an der Vorderachse (oben) und der Hinterachse (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Stufenheck. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.	121
4.13	Deltaplot des statischen Druckbeiwerts zwischen der Konfiguration „Kühlluft auf“ und der Konfiguration „Radhäuser zu“ im vorderen Radhaus auf der Fahrerseite für die unterschiedlichen Felgengeometrien ($\Delta c_{p,stat} = c_{p,stat,RH zu} - c_{p,stat,K Lauf}$).	123
4.14	Modularer Radbaukasten bestehend aus Trägerrad und Felgeneinleger.	125
4.15	CAD-Modell des optisch vermessenen unverformten Reifens (schwarz) und der statischen Radlatschverformung (rot) zur Berücksichtigung im Simulationsmodell.	126
4.16	Felgengeometrien zur Untersuchung des Einflusses der Speichenform.	128
4.17	Speichenquerschnitte der untersuchten Felgengeometrien, bestehend aus Trägerfelge (grau) und Felgeneinleger (rot).	128
4.18	Differenz des Widerstandsbeiwerts für die vier Felgen mit unterschiedlichen Speichenformen zur Basiskonfiguration Vollblende.	129
4.19	Messergebnis für $c_{p,tot}$ und die projizierten Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene hinter dem linken Vorderrad für die verschiedenen Felgen.	130
4.20	Simulationsergebnis für $c_{p,tot}$ und die projizierten Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene hinter dem linken Vorderrad für die verschiedenen Felgen.	131
4.21	Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen des linken Vorderrades mit den verschiedenen Speichenquerschnitten.	133
4.22	Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen des linken Hinterrades mit den verschiedenen Speichenquerschnitten.	133
4.23	Elliptische und Tragflügelfelgengeometrie mit Abrissleisten auf den Speichen.	134
4.24	Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen der Räder auf der linken Fahrzeughälfte für elliptische und Tragflügelfelgengeometrie mit Abrisskanten (VA: Vorderachse, HA: Hinterachse).	134

4.25	Ventilatorfelge mit Förderwirkung abhängig von der Drehrichtung zur Untersuchung des Effekts der Luftförderung nach innen (zum Fahrzeug hin) bzw. nach außen (vom Fahrzeug weg).	135
4.26	Differenz des Widerstandsbeiwerts für die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen mit Förderwirkung nach innen (rein) und nach außen (raus) im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende.	137
4.27	Differenz des Ventilationsbeiwerts für die verschiedenen Speichenformen und Ventilatorfelgenkombinationen zur Basiskonfiguration Vollblende.	138
4.28	Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Differenz des Widerstandsbeiwerts im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende für die vier unterschiedlichen Speichenformen (oben) und die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen (unten).	141
4.29	Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Differenz des Vorderachsauftriebsbeiwerts im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende für die vier unterschiedlichen Speichenformen (oben) und die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen (unten).	143
A.1	Selbstähnliches dimensionsloses Wandgeschwindigkeitsprofil u^+ einer turbulenten Grenzschicht über einer ebenen Platte in Abhängigkeit vom dimensionslosen Wandabstand y^+ (nach Ferziger und Peric (2008), S. 352).	167
A.2	Skizze des Inertialsystems I (schwarz) und des rotierenden Bezugssystems R (blau) mit Rotationsvektor ω_i (rot) ausgehend vom gemeinsamen Koordinatenursprung für die Transformation der Erhaltungsgleichungen (vgl. Haag (2013)).	170
B.1	Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder unter Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus.	179
B.2	Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder unter Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus.	181
C.1	Skizze der Seitenansicht der Simulationsdomain für die Untersuchungen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.	184
C.2	Skizze der Draufsicht der Simulationsdomain für die Untersuchungen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.	184
C.3	Ergebnisse für die simulierten Grenzschichtprofile in der leeren Messstrecke des WKA bei stehendem Laufband im Vergleich zu Messergebnissen von Mack et al. (2012b).	185
C.4	Ergebnisse für die simulierten Grenzschichtprofile in der leeren Messstrecke des WKA bei bewegtem Laufband im Vergleich zu Messergebnissen von Mack et al. (2012b).	185

D.1	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die geschlossene generische Felgenreometrie bei stehendem Rad.	190
D.2	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation für die geschlossene generische Felgenreometrie bei stehendem Rad.	193
D.3	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die geschlossene generische Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	196
D.4	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der RWBC für die geschlossene generische Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	199
D.5	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die offene generische Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	202
D.6	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die offene generische Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	205
D.7	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die offene generische Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	208
D.8	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die DrivAer-Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	211
D.9	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die DrivAer-Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	214
D.10	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die DrivAer-Felgenreometrie bei rotierendem Rad.	217
D.11	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die Q5-Aerofelgenreometrie bei rotierendem Rad.	220

D.12	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die Q5-Aerofelgengeometrie bei rotierendem Rad.	223
D.13	Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die Q5-Aerofelgengeometrie bei rotierendem Rad.	226
E.1	Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,2^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.	228
E.2	Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,4^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.	229
E.3	Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,5^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.	230

Tabellenverzeichnis

2.1	Basis-Simulationseinstellungen im Berechnungsprogramm OpenFOAM.	58
3.1	<i>Interface</i> -Positionen und berechnete Widerstandsbeiwerte für den Testfall <i>unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder</i> mit dem PISO- und dem PIMPLE-Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).	61
3.2	Berechnete Unterschiede im Widerstandsbeiwert für den Testfall <i>unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder</i> für verschiedene Diskretisierungsschemata im Vergleich zu den Basis-Simulationseinstellungen (vgl. Tabelle 2.1) ohne bzw. mit Anwendung der SMM.	67
3.3	Berechnete Widerstandsbeiwerte für das abgehobene rotierende Einzelrad mit dem PISO-Lösungsalgorithmus.	71
3.4	Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation berechneten c_W -Werte für die GGF-Geometrie in stehender und rotierender Konfiguration und der Bodensimulations-Deltas durch die Raddrehung.	77
3.5	Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten c_W -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.	86
3.6	Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung des MRF-Modells berechneten c_W -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.	86
3.7	Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten Felgendeltas (Δc_W) zur geschlossenen generischen Felge (GGF) für die drei offenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.	87
3.8	Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung des MRF-Modells berechneten Felgendeltas (Δc_W) zur geschlossenen generischen Felge (GGF) für die drei offenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.	88
3.9	Ergebnisse für die integralen Kraftbeiwerte an Fahrzeuggrundkörper und Rädern des DrivAer-Modells mit Motorraumdurchströmung und DAF-Geometrie. Vergleich der Absolutwerte und Heckdeltas zwischen Windkanalexperiment (WKA) der CFD-Simulation (CFD) mit den unterschiedlichen Heckformen Stufenheck (SH), Fließheck (FH) und Vollheck (VH).	90

4.1	Vergleich der in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten c_A -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.	107
4.2	Vergleich der im WKA gemessenen c_W -Werte für die Q5F-Geometrie mit verschiedenen Sturzwinkeln.	114
C.1	Randbedingungen für die Simulationen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.	183

1 Einleitung

Im einleitenden Kapitel werden der thematische Rahmen, die Relevanz und das Ziel der vorliegenden Arbeit zur Radumströmung am Pkw dargelegt. Zunächst wird die Bedeutung der aerodynamischen Optimierung von Fahrzeugrädern für die Forschung und die industrielle Anwendung herausgestellt. Anschließend wird der Stand der aktuellen Forschungs- und Entwicklungsergebnisse erörtert. Abgeleitet davon werden die Ziele für die Untersuchungen in dieser Arbeit formuliert.

1.1 Einführung und Motivation

Die Automobilindustrie befindet sich in dem tiefgreifendsten Wandel ihrer Geschichte. Laut einer Studie der Unternehmens- und Strategieberatung *McKinsey* stehen aus technologischer Sicht, neben autonomem Fahren und Konnektivität, in der Elektrifizierung rasante Entwicklungen bevor (Mohr et al. (2016)). Essenziell für die breite Kundenakzeptanz von Elektromobilität ist und bleibt die elektrische Reichweite der Fahrzeuge. Technologische Schlüsselfaktoren für die elektrische Reichweite sind einerseits die Batteriekapazität und andererseits der am Fahrzeug wirkende Fahrwiderstand. Eine große Batteriekapazität ist sehr kostspielig – selbst bei den prognostizierten sinkenden Batteriepreisen bis zu unter $200\$/kWh$ (s. ebd.) – und treibt zugleich das Fahrzeuggewicht nach oben. Demnach ist es für die elektrische Reichweite von enormer Bedeutung, den Fahrwiderstand am Pkw zu reduzieren.

Der Gesamtfahrwiderstand setzt sich aus mehreren Einzelfahrwiderständen zusammen: Luftwiderstand, Rollwiderstand, Hangabtriebskraft und Beschleunigungskraft. Der Luftwiderstand ist dabei der entscheidende Faktor für die elektrische Reichweite. Die Gründe: Hangabtriebskraft und Beschleunigungskraft sind reversibel (Woll (2013), S. 140). Das heißt, die zu ihrer Überwindung aufgebrauchte Energie kann beim elektrifizierten Fahrzeug zurückgewonnen werden. Gleichzeitig übersteigt bei einer konstanten Autobahnfahrt mit einer Geschwindigkeit von $120km/h$ der Luftwiderstand den Rollwiderstand, beispielsweise bei einem Mercedes Benz B-Klasse-Fahrzeug, um das Dreifache (s. ebd., S. 144). Genau bei diesem Anwendungsfall ist die Reichweite des Fahrzeugs für den Fahrer jedoch am wichtigsten, im Gegensatz zu Stadtfahrten. Ein geringer Luftwiderstand ist dementsprechend für Elektrofahrzeuge von enormer Bedeutung.

Es ist jedoch, trotz des zunehmenden Angebots von Elektrofahrzeugen, ebenso davon auszugehen, dass in ländlichen Regionen und in Form von Hybridfahrzeugen auch der Verbrennungsmotor über das Jahr 2030 hinaus im Pkw eine Rolle spielen wird (Mohr et al. (2016)). Für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotoren sehen die ver-

schiedenen Gesetzgeber in unterschiedlichen Märkten immer strengere Emissions- und Verbrauchsgrenzwerte vor. So verpflichtet beispielsweise die Europäische Union die Fahrzeughersteller ab dem Jahr 2020 den durchschnittlichen CO₂-Ausstoß ihrer Neuwagenflotte unter 95g/km zu senken (Woll (2013), S. 173). Gelingt dies nicht, muss für jedes abgesetzte Fahrzeug, abhängig von der Höhe der Überschreitung des Grenzwertes, eine Strafzahlung entrichtet werden. Auch die USA verschärfen seit einigen Jahren die Verbrauchsgrenzwerte dahingehend, dass Neuwagen ab 2025 im Schnitt mindestens eine Reichweite von 54,4mpg erreichen müssen. (Umgerechnet entspricht dies einem Verbrauch von 4,3l/100km oder einem CO₂-Ausstoß von ca. 109g/km.) In China gilt je nach Fahrzeuggewicht ein Verkaufsverbot für Fahrzeuge oberhalb einer korrespondierenden Verbrauchsgrenze (s. ebd., S. 174). Auch für Fahrzeuge mit Verbrennungsmotor kommt es daher auf eine gute Aerodynamik an: Bei einem Mittelklassefahrzeug (Stirnfläche ca. $A=2,2m^2$) mit Ottomotor lässt sich der Verbrauch bzw. CO₂-Ausstoß im WLTP-Zyklus (WLTP: *Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure*) durch die Optimierung des Luftwiderstands von $\Delta c_W = -0,020$ um ca. 0,1l/100km bzw. ca. 2g/km senken. Reichweite, Verbrauch und Emissionen sind dadurch treibende Faktoren für immer ambitioniertere Aerodynamikziele der Fahrzeughersteller.

Die aerodynamische Optimierung beim Pkw gestaltet sich jedoch zusehends schwierig. Mitte des 20. Jahrhunderts wurden große Fortschritte durch die generelle Formoptimierung der Fahrzeuge erzielt. Um weitere Potenziale zu heben, stützen sich Fahrzeughersteller in den letzten Jahren vermehrt auf Detailoptimierungen. Gemeinsam mit konfligierenden Anforderungen aus dem Maßkonzept und gesteigerten Kühlluftanforderungen aufgrund zunehmender Motorleistung wird es immer schwieriger, zusätzliche aerodynamische Potenziale zu identifizieren. Die erreichten c_W -Werte nähern sich asymptotisch einem Grenzwert an (s. ebd., S. 139). Weiteres Optimierungspotenzial liegt aber im Umfeld der Räder. Es ist belegt, dass die Räder und die Rad- bzw. Radhausumströmung bis zu 25% des Luftwiderstands eines Pkw ausmachen können (Wickern et al. (1997)), trotz ihres verhältnismäßig geringen Anteils an der Fahrzeugstirnfläche. Zudem ist die komplexe Strömungstopologie im Bereich der Fahrzeugräder bis heute nicht vollumfänglich verstanden. Es ist somit folgerichtig, dass viele Fahrzeughersteller seit Ende der 1990er-Jahre große Anstrengungen in der aerodynamischen Optimierung im Bereich der Räder und des Radhauses unternehmen. Dabei geht es nicht nur um die reine c_W -Optimierung, sondern auch verstärkt um die Weiterentwicklung der Computersimulationsmethoden mit dem Ziel, ein tiefgreifendes Verständnis der Radumströmung herbeizuführen.

Neben der allgemeinen aerodynamischen Optimierung rücken die Räder aus einem weiteren Grund in den Fokus von Forschungs- und Entwicklungsbemühungen. Mit der europaweiten Einführung des neuen Zulassungsverfahrens nach WLTP-Standard im Herbst 2018 werden verbrauchsrelevante Sonderausstattungen bei der Zulassung für jedes einzelne Neufahrzeug in seinen Reichweiten-, Verbrauchs- und Emissionsangaben berücksichtigt. Die Räder sind für die meisten Hersteller eine wichtige Sonderausstattungsoption. Durch ihren hohen Anteil am und den großen Einfluss auf den aerodynamischen Fahrwiderstand wirkt sich jedes verkaufte Sonderausstattungsrad auf den Flottenverbrauch der Hersteller aus. Aufgrund der neuen Gesetzgebung ist es somit

wichtig, nicht nur ein einzelnes Basisrad aerodynamisch zu optimieren, sondern, im Sinne des Flottenverbrauchs, das gesamte Räderportfolio aerodynamisch günstig zu gestalten. Dies stellt für die Fahrzeughersteller einen großen Zusatzaufwand dar, dem nur mit fortschrittlichen Entwicklungswerkzeugen und einem fundierten Verständnis der aerodynamischen Effekte im Bereich der Räder begegnet werden kann. Die virtuellen Simulationsmethoden müssen daher für diesen Zweck ertüchtigt werden.

Die verbrauchsrelevanten Sonderausstattungen müssen darüber hinaus von den Fahrzeugherstellern hinsichtlich ihrer aerodynamischen Auswirkungen bewertet werden. Nur wenn das erfolgt ist, können sie homologiert und verkauft werden. Diese Bewertung kann in Form von Windkanalmessungen geschehen. Die Prüfstandskapazitäten sind jedoch begrenzt und werden zudem auch für die Entwicklung von zukünftigen Fahrzeugen benötigt. Der Messaufwand für die Fahrzeughersteller könnte erheblich reduziert werden, wenn es möglich wäre den Einfluss unterschiedlicher Felgen virtuell durch Simulationen zu bewerten. Diese Bewertung ist mit den heutigen Simulationsmethoden für Räder noch nicht prozesssicher möglich. Hier besteht demnach ebenfalls Bedarf für die Weiterentwicklung der virtuellen Methoden.

Den vorangegangenen Ausführungen folgend, ist es notwendig, ein tiefgreifenderes Verständnis der Radumströmung am Pkw herbeizuführen, Gesetzmäßigkeiten abzuleiten und Optimierungspotenziale zu identifizieren. Ebenso wichtig ist es, die virtuellen Entwicklungsmethoden in Form von Simulationswerkzeugen weiterzuentwickeln und deren Aussagekraft im Abgleich zum Experiment zu verifizieren.

1.2 Forschungsstand

Seit den 1970er-Jahren gibt es eine Vielzahl an Untersuchungen zum Einfluss der Radumströmung auf die Fahrzeugaerodynamik. Wegen dieser Vielzahl an Untersuchungen kann und soll in diesem Kapitel kein Anspruch auf Vollständigkeit bezüglich aller Vorerkenntnisse und Veröffentlichungen zum Thema Radumströmung gestellt werden. Zudem wurden in themenverwandten Arbeiten, zum Beispiel von Wittmeier (2015), Schnepf (2016) oder von Hobeika (2018), umfangreiche Zusammenfassungen vieler Voruntersuchungen gegeben. An dieser Stelle wird darum auf eine Auswahl der für diese Arbeit unmittelbar relevanten Voruntersuchungen und Erkenntnisse eingegangen.

Bereits in den 1950er-Jahren wurde von Freiherr König-Fachsenfeld (1951) (S. 197) der starke Effekt der Umströmung drehender Räder auf das Gesamtfahrzeug und die Wichtigkeit einer korrekten Abbildung der Radrotation (ebd. S. 106) identifiziert. Aufgrund des hohen messtechnischen Aufwands vergingen jedoch nahezu 20 Jahre bis Morelli (1969), Stapleford und Carr (1969) und Fackrell (1974) genauere Untersuchungen hinsichtlich der Umströmung drehender Räder anstellten. Sie untersuchten allesamt frei angeströmte Einzelradkonfigurationen. Zwei Gründe waren dafür ausschlaggebend: erstens ist der Versuchsaufbau gegenüber einem Gesamtfahrzeug einfacher; zweitens waren diese Arbeiten vor allem durch den Monoposto-Rennsport motiviert. Beim Monoposto-Rennsport sind die Räder nicht durch ein Radhaus umschlossen und die Vorderräder wurden, zumindest zur damaligen Zeit, noch nahezu ungestört angeströmt.

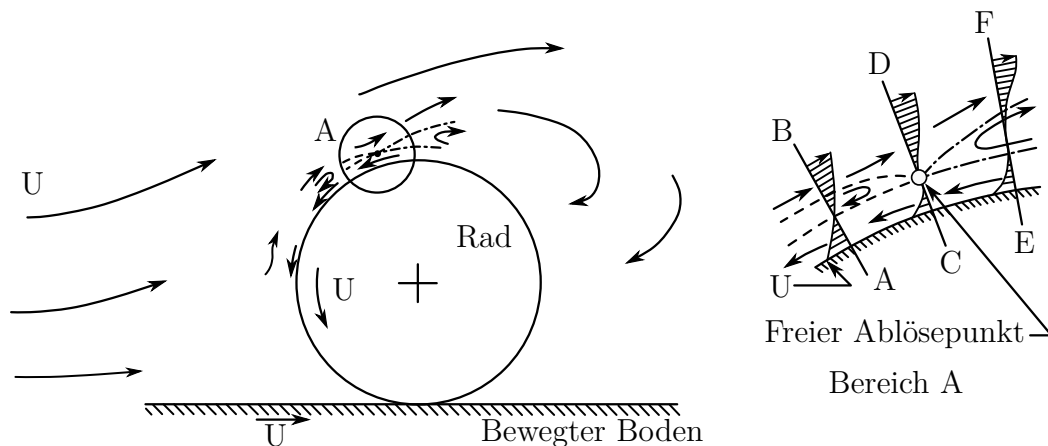


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung des freien Ablösepunktes auf der Radoberseite (*MRS-Singularität*) nach Fackrell (1974), Abbildung 1-19.

In den beiden erstgenannten Arbeiten wurden Versuchsanordnungen verwendet, bei denen das rotierende Rad nicht in direktem Kontakt mit dem Boden stand. Vielmehr wurden die Untersuchungen dort durch einen festen Abstand zum stehenden Boden (Morelli (1969)) bzw. variablen Abstand zum bewegten Boden (Stapleford und Carr (1969)) vereinfacht. Mit diesen Aufbauten wurden bereits richtige Erkenntnisse bezüglich des Einflusses der Raddrehung im Vergleich zum stehenden Rad erlangt, etwa, dass die Radrotation den Luftwiderstand und den Auftrieb senkt. Als einen Schwachpunkt dieser Untersuchungen identifizierte Fackrell (1974) (S. 21ff.) den Abstand zum Boden. Ein Indiz dafür ist der Vorzeichenwechsel des Auftriebes, wenn der Spalt zwischen Boden und Rad verschlossen wird. Dies weist auf eine fundamentale Änderung in der Umströmung hin.

Vor diesem Hintergrund war es Fackrell (1974), der als erster ein rotierendes Rad in Kontakt mit bewegtem Boden untersuchte. Er identifizierte am rotierenden Rad einige Strömungsphänomene, deren Auftreten noch heute bestätigt wird. Dabei ist zunächst das *Jetting*-Phänomen zu nennen: An der Vorderseite des Rades wird Luft durch die Rotation des Rades und die Bewegung des Bodens in den keilförmig zusammenlaufenden Bereich bis zur Kontaktfläche zwischen Rad und Boden transportiert. Dies führt zu einem Druckanstieg auf der Lauffläche bis zu $c_p=2$. Die transportierte Luft entweicht kurz vor der Kontaktfläche zur Seite, was zu hohen Lateralgeschwindigkeiten von der Radmitte nach außen führt. Weitere Eigenschaften der Umströmung des isolierten Einzelrades sind ein nach unten verschobener Staupunkt an der Vorderseite des Rades und ein nach vorne verschobener, freier Ablösepunkt auf der Radoberseite. Letzterer ist ein Beleg für die Schleppwirkung der Radoberfläche auf die Luft entgegen der freien Anströmung. Später wurde dieser freie Ablösepunkt z.B. von Schiefer (1993) (S. 74f.) als *MRS-Singularität* bezeichnet (MRS: *Moore, Rott, Sears*; sie beschrieben dieses Phänomen als erste unabhängig voneinander). Dieser Mechanismus ist in Abbildung 1.1 schematisch dargestellt.

Cogotti (1983) bestätigte in seiner Arbeit am isolierten Einzelrad zunächst, dass

bereits ein geringer Spalt zwischen Rad und Untergrund die Strömungsverhältnisse um das Rad erheblich beeinflusst. Da in seinen Untersuchungen kein Laufbandsystem zur Simulation des bewegten Bodens zur Verfügung stand, konnte er diesen Modellierungsfehler nicht auflösen. Dennoch generierte er in seinen Untersuchungen noch heute gültige Erkenntnisse. So identifizierte er beispielsweise, dass Schräganströmung eine widerstandserhöhende Wirkung auf das Rad besitzt. Weiterhin zeigen die Ergebnisse seiner Studie, dass verschlossene Felgen zu geringeren Luftwiderständen führen als offene Felgengeometrien. Er erarbeitete zudem ein Modell des Wirbelsystems um das Rad, bestehend aus einem Fußwirbelpaar und einem Schulterwirbelpaar. Ein ähnliches Wirbelsystem wird auch in den Ergebnissen der vorliegenden Arbeit am frei angeströmten Einzelrad beobachtet. Im selben Zuge führte Cogotti (1983) Untersuchungen an einem 50%-Modell eines Gesamtfahrzeugs durch, bei dem er eine Widerstandsreduktion durch die Raddrehung beobachtete. Durch den auch in seiner Untersuchung vorhandenen Spalt zwischen Rädern und Windkanalboden fiel diese Widerstandsreduktion mit $\Delta c_W = -0,005$ jedoch nach heutigem Kenntnisstand zu gering aus.

Zum Ende der 1980er und zu Beginn der 1990er Jahre wurden immer mehr industrielle Windkanäle mit Laufbändern zur Bodensimulation nachgerüstet oder neu aufgebaut. Dies führte in einem ersten Schritt zu zahlreichen Veröffentlichungen zum technischen Aufbau und ersten Erfahrungen mit diesen Systemen (vgl. Bearman et al. (1988), Mercker und Knappe (1989), Cogotti (1995) und Wickern und Lindener (2000)). Die technischen Weiterentwicklungen führten in ihrer Konsequenz dazu, dass im zweiten Schritt auch die Zahl an Untersuchungen zur Radumströmung am rotierenden Einzelrad und nun vor allem am Gesamtfahrzeug sprunghaft anstieg.

Mercker und Berneburg (1992) fassten den bisherigen Forschungsstand zusammen und erzeugten in Verbindung mit ihren eigenen Ergebnissen ein dreidimensionales Modell der Umströmung des rotierenden Einzelrades. Auch sie identifizierten, wie Cogotti (1983) zuvor, ein Fußwirbelpaar in Bodennähe und ein Schulterwirbelpaar im oberen Bereich des Radnachlaufs. Sie korrigierten jedoch die von Cogotti (1983) angenommene Drehrichtung des Fußwirbelpaars im unteren Bereich des Radnachlaufs. Zudem identifizierten sie ein Sekundärwirbelpaar auf Höhe der Radachse, welches durch die beiden eben genannten Wirbelpaare gespeist wird und seinen Ursprung in der Radmitte hat. Einer ihrer Hauptanalysepunkte war die Wechselwirkung zwischen dem *Jetting*-Phänomen und dem Wirbelsystem um das Rad. Dabei generierten sie folgende Erkenntnisse: Das Fußwirbelpaar wird durch das *Jetting* und die Radrotation gespeist und liegt dadurch eng am Rad an. Weiterhin sorgt das *Jetting* dafür, dass das Fußwirbelpaar an der Radrückseite wieder eingezogen wird. Dieser Vorgang wird als *Entrainment* bezeichnet. Im Zuge dieser Erkenntnisse und auf Basis ihrer Messergebnisse stellten Mercker et al. (1991) in einer weiteren Veröffentlichung ein Modell für die Radumströmung am Gesamtfahrzeug auf. Dazu teilten sie die Radumströmung in zwei Bereiche ein: einen unteren, frei angeströmten Bereich und einen oberen, durch das Radhaus abgeschirmten Bereich. Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die Strömungstopologie im unteren Bereich weitestgehend dem zuvor erwähnten Modell des frei angeströmten Rades entspricht. Im oberen Bereich bewirkt die Abschirmung durch das Radhaus, abhängig von der Radhausgeometrie, eine Störung bzw. Unterbindung

der Symmetrie des Schulterwirbelpaars. Weitere entscheidende Ergebnisse dieser Studie sind der Einfluss von Reifenprofilierung und Reifenschultergeometrie auf den Widerstandsbeiwert sowie die widerstandserhöhende Wirkung von breiteren Reifen und eines größeren Schiebewinkels bei der Anströmung der Vorderräder. Zudem zeigten Mercker et al. (1991), dass eine Änderung der Kühlluftdurchströmung Auswirkungen auf den Anströmwinkel der Vorderräder hat. Die Kühlluftdurchströmung nimmt dadurch einen ähnlichen Einfluss auf die Radumströmung wie ein geänderter Schiebewinkel der Anströmung. Die Untersuchungen von Mercker et al. (1994) und Wiedemann (1996) bestätigen diese Beobachtungen. Der Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Radumströmung wird in der vorliegenden Arbeit am DrivAer-Referenzmodell untersucht.

Potthoff und Fiedler (1995) und Wickern et al. (1997) konnten nachweisen, dass Reifenform, Profilierung und Schiebewinkel der Anströmung auch an einem isolierten Einzelrad einen Einfluss auf die Umströmung besitzen. In beiden Untersuchungen zeigte sich, dass die Widerstandserhöhung durch den Schiebewinkeleinfluss bei einem rotierenden Rad stärker ausgeprägt ist als bei einem stehenden Rad. Bei Schiebewinkeln von mehr als 10° führt dieser höhere Widerstandsanstieg unter Raddrehung dazu, dass das drehende Rad einen höheren Widerstand erfährt als das stehende Rad. Erklärt wird dieser Effekt durch eine stärker ausgeprägte Ablösung auf der Radaußenseite im Falle des rotierenden Rades (Pfadenhauer (1995), zitiert nach Wickern et al. (1997)). Durch diese Ergebnisse festigte sich die Erkenntnis, dass eine Optimierung der Fahrzeugaerodynamik in vielen Fällen nur unter korrekter Nachbildung der Radrotation und der Relativbewegung von Fahrzeug und Straße sinnvoll ist. Die Ergebnisse von Wiedemann und Settgest (1995) zeigen beispielsweise, dass sich Optimierungsmaßnahmen bei stehenden und rotierenden Rädern mit unterschiedlichem Vorzeichen auf den Luftwiderstand auswirken können.

Wickern et al. (1997) identifizierten in ihren Untersuchungen ein rückstellendes Moment entgegen der Radrotation: das Ventilationsmoment. Dieses Ventilationsmoment wird durch aerodynamische Kräfte am Rad verursacht, genauer gesagt durch die Druckverteilung um das Rad und die Scherkräfte an der Radoberfläche. Es liefert zwar keinen Beitrag zur aerodynamischen Widerstandskraft, da es sich um ein internes Moment handelt, erhöht aber durch seine Wirkrichtung entgegen der Radrotation den aerodynamischen Fahrwiderstand.

Schiefer (1993) (S. 72f.) bestätigte in seinen Untersuchungen weitestgehend den aktuellen Kenntnisstand zur Umströmung des isolierten Einzelrades und konnte diese durch den Einsatz mehrerer Methoden zur Strömungsmessung und -visualisierung noch verfeinern. So zeigen seine Untersuchungsergebnisse von Hitzdrahtmessungen in Schnittebenen im Radnachlauf, dass das Fußwirbelpaar die dominierende Strömungsstruktur am Einzelrad darstellt und dass das Schulterwirbelpaar sehr rasch dissipiert. Ebenso konnte er die durch Fackrell (1974) identifizierten Phänomene des *Jetting* und der *MRS-Singularität* bestätigen.

Ende der 1990er-Jahre untersuchten Axon et al. (1998) und Skea et al. (1998) als erste die Umströmung des isolierten Einzelrades mittels numerischer Strömungssimulation. Beide modellierten das Rad durch eine einfache Zylindergeometrie ohne Felgentonne und verglichen ihr Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen der Grundsatzunter-

suchungen von Fackrell (1974). Axon et al. (1998) versuchten dabei die abgerundete Reifenkontur nachzubilden, während Skea et al. (1998) eine scharfkantige Kontur verwendeten. Beide wendeten zur Turbulenzmodellierung ein RANS-Modell (RANS: engl. *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) an und hatten im Vergleich zu heutigen Maßstäben minimale Rechenleistung zur Verfügung. Die widerstands- und auftriebssenkende Wirkung der Radrotation konnte in beiden Fällen reproduziert werden. Es gab aber in den Absolutbeträgen größere Abweichungen im Vergleich zum Referenzexperiment. Positiv hervorzuheben sind die gute qualitative Übereinstimmung der Druckverteilung an der Radoberfläche und die Nachbildung des *Jetting*-Phänomens in den Simulationsergebnissen. Axon (1999) erweiterte seine Untersuchungen zusätzlich auf ein generisches Rad in einem generischen Radhaus (S. 124) und verglich sie mit experimentellen Daten. Dadurch konnte er zeigen, dass ein rotierendes Rad mehr Luftwiderstand am generischen Radhaus verursacht als ein stehendes Rad. Zudem zeigen die Ergebnisse, dass der Luftwiderstand durch einen geringeren Bodenabstand des generischen Radhauses und einen Radspoiler verringert werden kann. Ebenso weisen die Ergebnisse auf die Existenz eines Optimums bei der Spoilerhöhe hin. All diese Effekte gehen übereinstimmend sowohl aus den Simulations- als auch aus den Messergebnissen hervor. Das Optimum für die Spoilerhöhe erklärt Axon (1999) auf Basis seiner Simulationsergebnisse durch eine Ablöseblase hinter dem Spoiler, die das Radhaus im Idealfall bis zum Rad nach unten verschließt. Den größeren Luftwiderstand am generischen Radhaus unter Radrotation führt er auf eine Wirbelbildung hinter dem Rad im Radhaus zurück, die im Falle des rotierenden Rades stärker ausgeprägt ist. Größere Abweichungen zwischen Simulations- und Windkanalergebnissen zeigen sich bei der Auftriebsänderung durch die Raddrehung. Die Simulationsergebnisse prognostizieren eine Auftriebserhöhung, während ein die Messergebnisse einen geringeren Auftrieb zeigen. Zudem weichen die Widerstandsbeiwerte zwischen Simulation und Experiment, vor allem im rotierenden Fall (bis zu 10%), voneinander ab. Ebenso zeigen die Ergebnisse größere Abweichungen in einigen Druckmessungen. Dennoch motivierten diese Untersuchungen zahlreiche weitere Arbeiten mit dem Ziel, die CFD-Simulation (CFD: engl. *Computational Fluid Dynamics*, numerische Strömungssimulation) für die Untersuchung der Umströmung rotierender Räder zu ertüchtigen. Fortan wurden experimentelle und simulative Untersuchungen, auch unter dem Aspekt der Validierung, oft gemeinsam durchgeführt.

Knowles (2005) untersuchte, abermals angetrieben durch den Formelsport, in seiner Dissertation und den entsprechenden Vorveröffentlichungen (vgl. z.B. Knowles et al. (2002a) und Knowles et al. (2002b)) sowohl isolierte Formel 1- und Champ Car-Modellräder als auch Formel 1-Räder am Fahrzeugmodell. Die Untersuchungen wurden anhand numerischer Simulationen und Windkanalexperimenten durchgeführt. Experimentell wurden Kraftmessungen und Strömungsfeldmessungen mittels *Laser-Doppler-Anemometrie* (LDA) durchgeführt. Bei der numerischen Simulation wurde das RANS-Modell zur Turbulenzmodellierung und eine Geschwindigkeitsrandbedingung (RWBC: engl. *Rotating Wall Boundary Condition*) zur Radrotationsmodellierung verwendet (vgl. Kapitel 2.6.3). Neben der Validierung der Berechnungsmethode, lag das Hauptaugenmerk auf der Untersuchung der Nachlaufstruktur des isolierten Einzelrades, der Durchströmung durch die Felge und des Einflusses von umgebenden Geometrien z.B.

Radarm oder Fahrzeug auf den Radnachlauf. Hinsichtlich der Kraftbeiwerte zeigen die Ergebnisse vergleichsweise geringe Abweichungen zwischen Simulation und Experiment. Dies ist vor dem Hintergrund der aus heutiger Sicht geringen Rechenressourcen und der einfachen Modellierung der Radrotation bemerkenswert. Auch die Ergebnisse der Nachlaufstrukturen stimmen zwischen CFD-Simulation und LDA-Messung qualitativ gut überein, wenngleich sich größere Abweichungen hinsichtlich der Geschwindigkeiten quer zur Anströmung zeigen. Das wesentliche Ergebnis dieser Untersuchung ist der starke Einfluss der Radaufhängung auf den Massenstrom durch die Felge und damit die Ausbildung der Wirbelstruktur im oberen Nachlaufbereich. Im Gegensatz zu den Untersuchungen von Cogotti (1983) und Mercker und Berneburg (1992) konnte Knowles (2005) keinen Wirbel identifizieren, der seinen Ursprung im Bereich der Radnabe hat. Abhängig von der Radaufhängung zeigen die Ergebnisse jedoch einen oder zwei Schulterwirbel, die sich stromab des Rades mit dem dominierenden bodennahen Wirbelpaar vereinen. Daraus entstand der Vergleich der Nachlaufstruktur mit der Gestalt eines kopfstehenden T (J). Außerdem zeigen die Ergebnisse von Knowles et al. (2002a), dass bei einer Änderung des Radsturzes von 0° auf 4° der Widerstandsbeiwert eines isolierten Einzelrades um ca. 10% ansteigt.

Die Radumströmung am Serienfahrzeug untersuchte Riederer (2004). Dabei beschränkte er sich auf die Vorderräder und verwendete, unter Annahme symmetrischer Strömungsverhältnisse auf beiden Fahrzeugseiten, für seine Versuche im Realmaßstab die linke Seite eines Vorderwagens bis zur A-Säule. Die Oberflächendrücke im Radhaus und auf der Reifenlauffläche wurden mittels instationärer Drucksensoren erfasst. Zudem wurden Feldmessungen mittels einer Hitzdrahtsonde durchgeführt. Seine Ergebnisse bestätigen abermals die widerstands- und auftriebsreduzierende Wirkung der Radrotation. Auch weisen sie die Schräganströmung der Räder durch die Verdrängungswirkung des Fahrzeugbugs und die daraus resultierende Wirbelausbildung im Latschbereich des Rades nach. In seinen CFD-Simulationen verwendete Riederer (2004) eine stark vereinfachte Eingangsgeometrie mit geschlossenen Rädern, ohne Achsen und ohne Ausströmung der Kühlluft in die Radhäuser. Dadurch konnten im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen kaum weitere Erkenntnisse gewonnen werden. Ebenso ist die Übereinstimmung zwischen Simulations- und Windkanalergebnissen nicht immer gegeben.

Eine umfassende experimentelle und simulative Untersuchung zur Radumströmung am Einzelrad und am Pkw lieferte Wäschle (2006) in seiner Dissertation. Zunächst untersuchte er, wie zuvor Knowles (2005), mittels LDA-Messungen und CFD-Simulationen auf Basis der *Finite-Volumen-Methode* (FVM) ein frei angeströmtes isoliertes Formel 1-Rad im Maßstab 1:3. Dies diente vor allem zur Auswahl eines geeigneten RANS-Turbulenzmodells und zur Validierung der Radrotationsmodellierung mit Hilfe des *Multiple-Reference-Frame-Modells* (MRF-Modell) (vgl. Kapitel 2.6.3). In den Ergebnissen, in denen sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment zeigt, werden abermals die widerstands- und auftriebssenkenden Auswirkungen der Radrotation deutlich. Die Ergebnisse bestätigen zudem die Nachlaufgestalt des isolierten Einzelrades in Form eines kopfstehenden T (J). Durch seine umfassenden Simulationsergebnisse konnte Wäschle (2006) ein detailliertes Modell für die

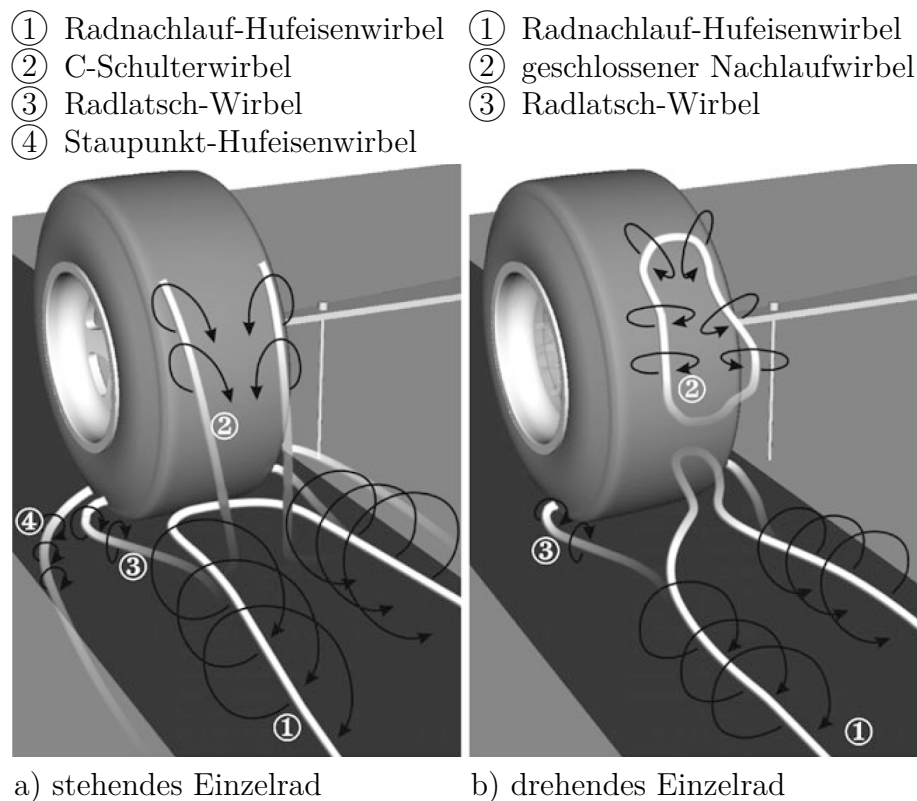


Abbildung 1.2: Wirbelsysteme im Nachlauf des stehenden (a) und drehenden (b) isolierten Einzelrades (Wäschle (2006), Abb. 9.1, S. 115).

Wirbelstruktur im Nachlauf des isolierten Einzelrades erarbeiten (s. Abbildung 1.2). Er identifizierte insbesondere einen geschlossenen Nachlaufwirbel im oberen Bereich des drehenden Rades, der impulsreiche Luft zur Basis transportiert. Mit dieser Strömungsstruktur kann der geringere Widerstand (Reduktion um ca. 10%) und der geringere Auftrieb (Reduktion bis zu 66%) des drehenden Rades begründet werden. Seine entwickelte Simulationsmethodik wendete Wäschle (2006) dann auf Gesamtfahrzeuge im 1:4-Modellmaßstab sowie im Realmaßstab an. In den Ergebnissen zeigt sich, dass im Falle rotierender Räder die Nachläufe der Räder im Vergleich zu stehenden Rädern deutlich kleiner ausfallen. Dadurch kann beispielsweise ein Heckdiffusor besser wirken. Der widerstands- und auftriebssenkende Einfluss der Raddrehung wirkt sich dadurch nicht nur an den Rädern selbst aus, sondern auch am Fahrzeuggrundkörper. Dies stellt sogar den größeren Einfluss auf die integralen Kräfte am Gesamtfahrzeug dar. Weiterhin erarbeitete Wäschle (2006) das in Abbildung 1.3 dargestellte Modell für das umgebende Wirbelsystem am Vorderrad. Daraus geht hervor, dass die Raddrehung vor allem in dem Bereich einen großen Einfluss auf die Strömung hat, der durch das Radhaus abgeschirmt ist. Dies legten zuvor schon die Ergebnisse von Axon (1999) nahe. Eine weitere Erkenntnis besteht darin, dass instationäre CFD-Simulationen, auch unter Verwendung der *Sliding-Mesh-Methode* (SMM), aufgrund des numerischen Aufwands zum damaligen Zeitpunkt für nicht durchführbar erachtet wurden (s. Wäschle (2006),

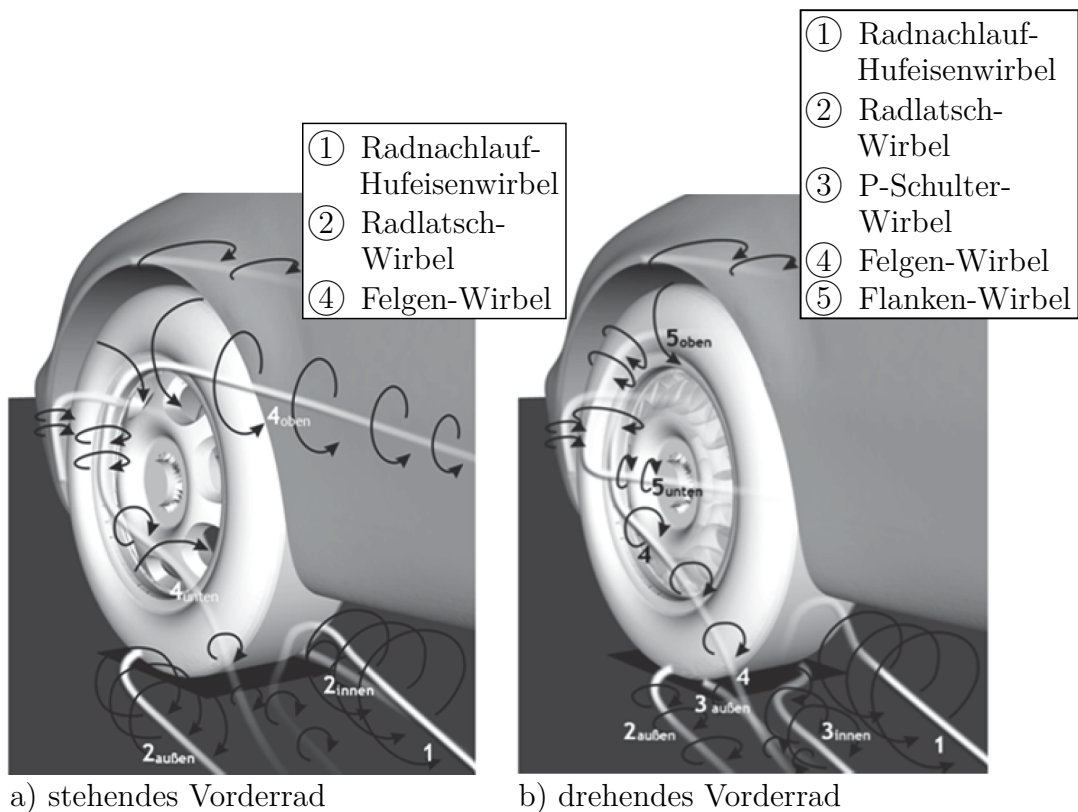


Abbildung 1.3: Wirbelsysteme am stehenden (a) und drehenden (b) Vorderrad eines Pkw (Wäschle (2006), Abb. 9.6, S. 123 und Abb. 9.7, S. 125).

S. 58ff.). Wegen der guten qualitativen Übereinstimmung zwischen den stationären Simulations- und den Messergebnissen unter Verwendung des MRF-Modells wurde dieser Mehraufwand zunächst auch nicht für notwendig befunden.

Im selben Jahr lieferten Dimitriou und Klusmann (2006) eine umfassende Untersuchung der Druckverteilung auf der Lauffläche eines 50%-Modellrades im isolierten Zustand, aber auch am linken Vorderrad eines Formel 1-Wagens und eines Pkw. Sie erhöhten dabei den Detaillierungsgrad im Vergleich zu den Einzelraduntersuchungen von Wäschle (2006), indem sie die Lauffläche des Rades mit Längsrillen versahen. Dies geschah zusätzlich zu Untersuchungen mit glatter Lauffläche. Dadurch konnte gezeigt werden, dass das *Jetting*-Phänomen nur bei glatter Lauffläche auftritt. Es wird durch die Längsrillen abgeschwächt. Die Saugspitze hinter der Kontaktfläche zwischen Reifen und Straße tritt jedoch in beiden Fällen auf. Diese Ergebnisse lassen die Schlussfolgerung zu, dass die Abbildung der Längsrillen einen wesentlichen Einfluss auf die Umströmung drehender Räder besitzt. Weiterhin bestätigen die Untersuchungen, dass der Widerstand und der Auftrieb an einem Rad sinken, wenn es am Fahrzeug montiert ist. Darüber hinaus zeigt sich in den Ergebnissen eine große Abhängigkeit der Druckverteilung auf der Lauffläche des Rades von der Grenzschichtbehandlung der Bodensimulation im Windkanal.

Auf der Basis von CFD-Simulationsergebnissen leiteten Modlinger et al. (2008) einige

Optimierungsmaßnahmen für die Radumströmung ab. Ähnlich wie zuvor Wäschle (2006) stellten sie dazu in einer vorangegangenen Veröffentlichung Validierungsuntersuchungen zur Simulationsmethodik an (vgl. Modlinger et al. (2007)). Jedoch verwendeten sie einen CFD-Code auf Basis der instationären *Lattice-Boltzmann-Methode* (LBM). Sie validierten ihre Simulationsergebnisse jedoch nicht anhand von Feldmessungen, sondern beschränkten sich auf Kraftmessungen im Windkanal und auf Widerstandsmessungen auf einem Rollenprüfstand. Auch in den Ergebnissen dieser Studien zeigt sich, dass die Modellierung der Radrotation unter Anwendung des MRF-Modells (in diesem Fall *Local-Rotating-Reference-Frame-Modell* (LRRF-Modell) genannt) zur besseren Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation führt als die Anwendung einer Geschwindigkeitsrandbedingung (vgl. Kapitel 2.6.3). Die Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und den experimentellen Werten konnten auf bis zu 2% reduziert werden. Neben Widerstandseinflüssen durch die Form der Reifenschulter und der Profilierung konnten sie auch Optimierungen im Bereich des Radhauses erzielen. Sie identifizierten in der CFD-Simulation eine Luftströmung vom vorderen Radspoiler zum hinteren Radhausbereich des Vorderrads, deren Ablenkung durch ein Leitblech im Experiment zu einer Widerstandsreduktion führt. In erster Linie wurden jedoch, ebenfalls anhand der Simulationsergebnisse, Druck- bzw. Saugspitzen an den Vorder- und Rückseiten der Felgenspeichen und das dadurch generierte Ventilationsmoment identifiziert. Zwar hat dieses als internes Moment keinen Einfluss auf den Widerstandsbeiwert des Fahrzeugs, erhöht aber dennoch den aerodynamischen Fahrwiderstand. Das Ventilationsmoment kann erheblich reduziert werden, indem ein Anlaufkörper an der Speichenvorderseite im äußeren Bereich hin zum Felgenbett hinzugefügt und die Speichen abgerundet werden. Diese Maßnahmen machen sich bereits ab Geschwindigkeiten über 100km/h im Fahrwiderstand bemerkbar und können den Leistungsbedarf bei 250km/h um über 1kW reduzieren. Diese Fahrwiderstandsreduktion entspricht einer Luftwiderstandsreduktion von bis zu 4%. Allerdings erfordert diese Optimierung eine drehrichtungsgebundene Montage der Felge auf der richtigen Fahrzeugseite.

Im Zuge immer größer werdender Simulationsressourcen verglichen Damiani et al. (2004) und Regert und Lajos (2007) die Ergebnisse von stationären und instationären RANS-Simulationen an einer generischen Rad-/Radhaus-Konfiguration. Die untersuchten Geometrien waren sehr ähnlich zu der Geometrie von Axon (1999). Trotz der starken zeitlichen Fluktuationen in der Strömung konnten keine wesentlichen Unterschiede in den Ergebnissen zwischen stationären und instationären Simulationen identifiziert werden. Die identifizierten Strömungsstrukturen entsprechen dabei weitestgehend denen, die Axon (1999) zuvor identifizierte. Hierbei ist jedoch zu erwähnen, dass beide lediglich stark vereinfachte Radgeometrien in Form von rotationssymmetrischen Zylindern ohne Felgengeometrie untersuchten, bei denen die Radrotation mittels Geschwindigkeitsrandbedingung physikalisch korrekt modelliert werden kann.

In der Arbeit von Mlinaric (2007) werden umfassende Untersuchungsergebnisse zum Einfluss der dynamischen Reifenverformung unter Rotation und deren korrekter Berücksichtigung in der CFD-Simulation gezeigt. Auch er verwendete in seinen Simulationen das MRF-Modell und stellte weitere Untersuchungen zu dessen Validierung an. Erstmals zeigen diese Untersuchungen, dass das MRF-Modell im Falle einer ungestörten, paralle-

len Anströmung zu überschüssigem Impulseintrag führt (s. ebd. S. 26). Daraus lässt sich schließen, dass das Berechnungsgebiet, in dem das MRF-Modell angewandt wird, lokal so klein wie möglich zu halten ist. Ebenso wurde der Vergleich zu Ergebnissen mit der *Sliding-Mesh-Methode* (vgl. Kapitel 2.6.3) angestellt. Aufgrund des großen numerischen Aufwands wurde aber von der praktischen Anwendung abgesehen. In den Simulationsergebnissen zeigt sich, dass der Luftwiderstand durch die dynamische Verformung und dem daraus resultierenden vertikalen Versatz des Reifens im Radhaus beeinflusst wird. Bei einem maximalen Versatz von 20mm in z -Richtung wurde ein Widerstandsunterschied von $\Delta c_W = +0,010$ berechnet. Dieser wurde als „eher gering“ eingestuft (s. ebd., S. 47). Bei gängigen Widerstandsbeiwerten eines Pkw kann dies jedoch bereits 3-4% des Luftwiderstands entsprechen. Ein noch größerer Einfluss wurde auf die Auftriebsbeiwerte festgestellt. Auch durch die Nachbildung der realistischen Reifenlatschverformung zeigten sich Einflüsse bis zu $\Delta c_A = -0,050$ (ebd., S. 60). Diese wurden aber ebenfalls als vernachlässigbar eingestuft. Es bleibt festzuhalten, dass diese Untersuchung an vollständig unprofilierten Reifen durchgeführt wurde und die Ergebnisse aus heutiger Sicht keine Allgemeingültigkeit besitzen.

Aufbauend auf den Ergebnissen von Mlinaric (2007) führte Landström (2011) weitere umfassende Untersuchungen zur Radumströmung am Pkw durch. In seiner Dissertation kondensierte er die wesentlichen Erkenntnisse aus seinen Vorveröffentlichungen. Abermals wurde ein großer methodischer Fokus auf die Bodensimulation im Windkanal und die Validierung eines CFD-Simulationssetups gelegt. Hinsichtlich der Mess- und Simulationsmethodik wies er abermals auf die bereits bekannte Bedeutung einer realitätsnahen Bodensimulation hin. Wie zuvor Wäschle (2006), konnte auch er eine Verkleinerung des Radnachlaufgebiets bei Radrotation und eine dadurch veränderte Umströmung des Fahrzeuggrundkörpers zeigen. Ähnlich wie Wickern et al. (1997) zeigte auch Landström (2011) einen nichtlinearen Einfluss der Radrotation bei großen Schiebewinkeln (8° - 18°). Dort kehrte sich die Widerstandssenkung durch die Radrotation in eine Widerstandserhöhung um. Die Ursache dieses Effekts wurde dabei teilweise der veränderten Grenzschichtausbildung infolge des Schiebewinkels des Fünfbandsystems zur Anströmung zugeschrieben. Hinsichtlich der Simulationsmethodik wurde auch in diesen Untersuchungen aufgrund der Praktikabilität die Modellierung der Radrotation mittels MRF-Modell angewandt. Jedoch zeigen die Simulationsergebnisse einige Abweichungen zu den Messergebnissen sowie eine große Abhängigkeit von der Orientierung der Felge im Simulationssetup. Diese Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von den Eingabeparametern und die bessere Übereinstimmung von ebenfalls durchgeführten transienten Sliding-Mesh-Simulationen mit den Messergebnissen führten zu folgender Schlussfolgerung: Die Sliding-Mesh-Methode liefert verlässlichere Ergebnisse für die Untersuchung der Radumströmung. Jedoch werden hierfür deutlich größere Rechenressourcen benötigt. Den zweiten Schwerpunkt legte Landström (2011) auf die Untersuchung des Einflusses der Felgegeometrie auf die Radumströmung und die integralen Kraftbeiwerte am Fahrzeug. Mittels eines Modulrades und modularen Einlegeteilen aus dem *Rapid-Prototyping-Verfahren* (RP-Verfahren) wurden Parameter wie Öffnungsgrad, Speichenform und die Form des Felgenhorns variiert. Hierbei zeigen die Ergebnisse, im Gegensatz zu den Ergebnissen von Modlinger et al. (2007) und den

später gezeigten Ergebnissen aus der vorliegenden Arbeit, dass die Speichenform keinen signifikanten Einfluss auf die integralen Kraftbeiwerte hat. Optimierungen wurden hingegen durch das ringförmige Verschließen der Felge im Bereich des Felgenhorns und die komplette Reduktion des Öffnungsgrades erreicht. Letzteres war zum Zeitpunkt der Untersuchungen bereits bekannt und führt zudem in der Regel zu einer Erhöhung der Auftriebsbeiwerte. Neu war hingegen die Erkenntnis, dass eine entkoppelte, stehende äußere Felgenabdeckung zu einer weiteren Widerstandsreduktion von $\Delta c_W = -0,002$ im Vergleich zur voll verschlossenen Felge führt. Dieser Effekt bleibt bestehen, wenn diese stehende äußere Felgenabdeckung teilweise geöffnet wird, jedoch zeigen sich auch in diesen Ergebnissen deutliche Anstiege in den Auftriebsbeiwerten. Mit diesen und weiteren DoE-basierten (DoE: engl. *Design of Experiments*) Windkanalergebnissen wurde unter Berücksichtigung der Parameter Verschließungsgrad, Speichenform und Speichenradius ein lineares Regressionsmodell kalibriert. Damit ließen sich Vorhersagen hinsichtlich der integralen Kraftbeiwerte von unterschiedlichen Felgengeometrien am Pkw treffen. Während die Ergebnisse auf eine, in erster Näherung zufriedenstellende Vorhersagegüte für Widerstands- und Vorderachsauftriebsbeiwerte hinweisen, zeigt sich hinsichtlich des Hinterachsauftriebs keine Übereinstimmung zwischen Vorhersage und Messergebnis. Der dritte Untersuchungsschwerpunkt lag auf dem Reifeneinfluss. Zunächst wurde mit Messungen zum Einfluss der statischen und dynamischen Reifenverformung die Ergebnisse von Mlinaric (2007) bestätigt, der Effekt aber nicht länger als vernachlässigbar eingestuft. Die Ergebnisse zeigen einen größeren Einfluss der Reifengeometrie an den Vorderrädern als an den Hinterrädern. Ebenso streuen Reifen unterschiedlicher Hersteller mit den gleichen Nennmaßen hinsichtlich des Widerstandsbeiwerts um bis zu $\Delta c_W = \pm 0,009$. Dies lässt sich auf die unterschiedliche Reifenform und mehr noch auf die unterschiedlichen Reifenbreiten innerhalb des Toleranzbandes zurückführen. Insgesamt liefert die Dissertation von Landström (2011) viele Erkenntnisse aus experimentellen Ergebnissen, während die Aussagekraft der Simulationsergebnisse aufgrund des angewandten MRF-Modells dahinter zurückbleibt. In Summe sind Landströms Untersuchungen weitestgehend als Parameterstudie mit akademischem Hintergrund anzusehen.

Im Gegensatz dazu führten zunächst Duncan et al. (2010) sowie später Kandasamy et al. (2012) und D'Hooge et al. (2012) Untersuchungen zum aerodynamischen Einfluss von Felgendesigns an Serienfahrzeugen im Fahrzeugentwicklungsprozess durch. Dies geschah mittels numerischer Strömungssimulationen unter Verwendung eines kommerziellen CFD-Codes auf Basis der *Lattice-Boltzmann-Methode*. Zur Modellierung der Felgenrotation wurden die unterschiedlichen Methoden RWBC, MRF-Modell und die SMM verwendet, während die Reifenrotation unter Vernachlässigung der Reifenprofilierung immer mit einer RWBC abgebildet wurde. Die Anwendung der SMM zeigt sich in diesen Untersuchungen zum ersten Mal als praktikabel, da die *Lattice-Boltzmann-Methode* eine zwingend transiente Simulationsmethode ist. Dadurch können keine stationären Annahmen getroffen werden und der numerische Mehraufwand für die SMM besteht ausschließlich aus der Netzrotation und der Interpolation. Die Ergebnisse von Duncan et al. (2010) legen zunächst noch nahe, dass die Radrotationsmodellierung sowohl mit der RWBC als auch mit der *Sliding-Mesh-Methode* in guter Näherung

die Unterschiede im Luftwiderstand vorhersagen können. Basis für diese Schlussfolgerung sind Vergleiche zwischen den Simulationsergebnissen und Ausroll- und früheren Windkanalmessungen an vier verschiedenen Felgengeometrien. Kandasamy et al. (2012) kamen auf Basis einer größeren Stichprobe an Fahrzeugen mit unterschiedlichen Heckformen zu einem anderen Schluss. In ihren Ergebnissen ist die Prognosegüte unter Anwendung der SMM mit einer Abweichung zum Experiment von mehrheitlich $<1\%$ im Widerstandsbeiwert und $\Delta c_A < 0,010$ für den Auftrieb sehr gut. Die Ergebnisse für das MRF-Modell weichen um mehr als 5% ab und die Anwendung der RWBC resultiert in noch größeren Abweichungen. Daher empfehlen sie ausschließlich die Anwendung der *Sliding-Mesh-Methode*. D’Hooge et al. (2012) folgten dieser Empfehlung.

Hinsichtlich der eigentlichen Radumströmung geht aus den Ergebnissen von Duncan et al. (2010) hervor, dass an der untersuchten Fahrzeugkonfiguration eine konvexe Vollblende den geringsten Luftwiderstand verursacht. Aus der Menge der Serienkonfigurationen stellt eine Stahlfelge mit Radzierblende die widerstandsgünstigste Option dar. Die getestete Aluminiumfelge in Fünfspeichenoptik erhöht im Vergleich dazu den Luftwiderstand um $\Delta c_W = +0,010$ (Ausrollversuch $\Delta c_W = +0,008$). Als ungünstigste Konfiguration geht die Stahlfelge ohne Radzierblende aus den Ergebnissen hervor. Insgesamt zeigten sich die Autoren auf Basis ihrer Ergebnisse zuversichtlich, dass mit Hilfe der Simulationsmethodik bereits in der frühen Entwicklungsphase eines Fahrzeugs Erkenntnisse zum aerodynamischen Einfluss einzelner Felgengeometrien gewonnen werden können. Auch für die Optimierung von Felgengeometrien empfehlen die Autoren diese Methodik. Sie begründen dies durch die umfassenden Informationen zum Strömungsfeld, die aus den Simulationsergebnissen hervorgehen.

Genau diesem Ansatz folgten D’Hooge et al. (2012), um die Radumströmung an einem Elektrofahrzeug zu optimieren. Untersucht wurden verschiedene Designkonzepte mit profilmförmigen Speichen, Ventilator-konzepte und Felgen mit hohem Verschleißungsgrad. Auch in dieser Untersuchung zeigt sich, dass eine Felge mit hohem Verschleißungsgrad an der Außenseite den niedrigsten Luftwiderstand erreicht. Jedoch können auch mit dem Ventilator-konzept und den profilierten Speichen Verbesserungen erzielt werden. Erwähnenswert ist an dieser Stelle, dass in dieser Untersuchung nicht eine Vollblende, sondern eine Felge mit fünf schlitzförmigen Öffnungen am Felgenhorn das aerodynamische Optimum darstellt. Als Optimierungsergebnis entstand eine Felgengeometrie mit einer zylindrischen Schottplatte im Zentrum der Felge und fünf konvexen Speichen. So wird eine Luftwiderstandsoptimierung von $\Delta c_W = -0,018$ erzielt. Auch in dieser Untersuchung führten die Autoren Validierungsexperimente in Form von Ausroll- und Windkanalmessungen durch, die diese Verbesserung in ihrer Grundtendenz bestätigen. Quantitativ konnte aufgrund der mangelnden Messgenauigkeit allerdings keine Aussage getroffen werden.

Parallel zu diesen seriennahen Untersuchungen am Pkw führte Axerio-Cilies (2012) in seiner Dissertation und den entsprechenden Vorveröffentlichungen neue Untersuchungen an einem frei angeströmten Formel 1-Rad mit deformierbarem Reifen und geführter Bremsenkühlluft im 60%-Modellmaßstab durch. Das Hauptaugenmerk lag in diesen Untersuchungen auf der Erarbeitung, Validierung und Bewertung eines CFD-Simulationsmodells, der Analyse des Nachlaufs der Einzelradkonfiguration sowie der

Untersuchung des Einflusses von Schräganströmung und Bremsenkühlluft. Für die Simulation wurden verschiedene Turbulenzmodelle angewandt und die Ergebnisse mit PIV-Messungen (PIV: engl. *Particle Image Velocimetry*) verglichen. Aufgrund des numerischen Aufwands wurde auf die Verwendung der SMM verzichtet und stattdessen das MRF-Modell angewandt. Aus diesen Untersuchungen geht hervor, dass die Felgendurchströmung mit der geführten Bremsenkühlluft im Zusammenspiel mit Radsturz und Latschverformung zu einer starken Asymmetrie im Radnachlauf führt. So zeigt sich in den Ergebnissen, abweichend von der bisher bekannten Nachlaufstruktur des kopfstehenden T (J), ein L-förmiger Nachlauf. Dieser Nachlauf wird unter Verwendung von (instationären) RANS-Turbulenzmodellen ungenauer vorhergesagt als bei der Anwendung eines LES-Modells (LES: engl. *Large Eddy Simulation*, Grobstruktursimulation) (ebd., S. 221). Weiterhin wird die Vernachlässigung der Längsprofilierung des Reifens mit einem Einfluss von 3% auf den Widerstandsbeiwert quantifiziert. Der widerstandssteigernde Einfluss des Radsturzes (bis zu 4°) kann durch eine Änderung des Ablösepunktes und einem damit vergrößerten Nachlaufgebiet erklärt werden (ebd., S. 222). Insgesamt zeigt sich in diesen Untersuchungen, dass die Nachlaufstruktur am frei angeströmten Einzelrad stark abhängig von Geometrieparametern wie Radlatschverformung, Spur- und Sturzwinkel sowie Luftführung der Bremsenkühlluft ist.

Mit den Einflüssen verschiedener Geometrieparameter von Pkw-Reifen beschäftigte sich Wittmeier (2015) in seiner Dissertation. Reifen sind für Fahrzeughersteller ein klassisches Zukaufteil, daher standen sie bis zu diesem Zeitpunkt nicht vorrangig im Fokus der aerodynamischen Optimierung. Wittmeier identifizierte jedoch drei Reifenparameter, die insgesamt zu einer Verbesserung von $\Delta c_W = -0,010$ führen können. Diese sind (ebd., S. 76):

1. Ausnutzung des Toleranzbandes innerhalb einer Reifengrößenklasse zugunsten eines möglichst schmalen Reifens
2. Großer Schulterradius an der Reifenaußenseite und die Vermeidung von Ecken und Kanten
3. Beschriftungen sind durch Einprägungen, statt mit erhabenen Buchstaben auszuführen

Weiterhin zeigt sich in den Untersuchungsergebnissen, dass diese Potenziale nicht nur im Windkanalversuch am realen Fahrzeug, sondern auch in Ersatzversuchen identifiziert werden können. Diese Versuche können in Form eines generischen Radhausmodells im 1:1-Maßstab durchgeführt werden oder am skalierten Fahrzeugmodell im 1:4-Modellwindkanal mit korrekter Nachbildung der Reifengeometrie, selbst ohne Berücksichtigung der Radlatschverformung. Für letzteren Fall wurde ein parametrierbares Reifenmodell entwickelt, an dem unterschiedliche Reifenschulterradien untersucht werden können (ebd., S. 90). Im Rahmen seiner Arbeit führte Wittmeier auch CFD-Simulationen durch. Die daraus entstandenen Ergebnisse bestätigen den Effekt der Optimierungsmaßnahmen qualitativ. Eine quantitative Übereinstimmung wurde nicht erzielt, was aber auch nicht zu erwarten war. Die Felgenrotation wurde durch die

Anwendung des MRF-Modells nachgebildet und die Reifenprofilrotation mittels RWBC. Die vorher genannten Forschungsergebnisse haben bereits gezeigt, dass beide Modelle nur bedingt geeignet sind, um diese Effekte in der Simulation korrekt nachzubilden. Zum Teil wurde die Reifenprofilierung in Wittmeiers Untersuchung auch gänzlich vernachlässigt. Daran wird deutlich, dass trotz der klaren Empfehlung von Kandasamy et al. (2012) zur Anwendung der *Sliding-Mesh-Methode*, aufgrund des höheren Rechenaufwands auch später noch davon Abstand genommen werden musste.

Der Fragestellung hinsichtlich der korrekten Modellierung der Radrotation wandten sich Lewis et al. (2014) in ihrer Untersuchung zu. Sie verwendeten jedoch keinen kommerziellen Strömungslöser auf Basis der LBM, sondern den freien Strömungslöser OpenFOAM[®]¹, der auf der *Finite-Volumen-Methode* (FVM) beruht. Für die Turbulenzmodellierung wurde das *Delayed-Detached-Eddy-Simulation-Modell* (DDES-Modell) verwendet. Diese Konfiguration entspricht der Simulationsmethodik, die auch für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit verwendet wird. Wie zuvor auch Wäschle (2006) und Landström (2011), verglichen sie Ergebnisse aus Simulationen mit dem MRF-Modell mit Ergebnissen von SMM-Simulationen. Auch sie folgerten auf Basis ihrer Ergebnisse, dass es zwischen den beiden Modellen zwar Unterschiede in der Vorhersagegüte gibt, dass diese jedoch hinsichtlich des Widerstandsbeiwerts nicht groß genug seien, um den zusätzlichen Rechenaufwand zu rechtfertigen. Der zusätzliche Rechenaufwand beträgt für ihre Untersuchung ca. 45%. Starke Unterschiede im Massenstrom durch die Felge und bei den Auftriebsbeiwerten bleiben bei diesem Urteil unberücksichtigt. Ein Schwachpunkt der Studie von Lewis et al. (2014) ist, dass keine Messergebnisse zur Beurteilung der relativen Vorhersagegüte zwischen den beiden Radrotationsmodellen vorlagen.

Mit derselben Problemstellung beschäftigte sich Hobeika in mehreren Untersuchungen (s. z.B. Hobeika et al. (2014) oder Hobeika und Sebben (2018)), die er in seiner Dissertation zusammenfasst (Hobeika (2018)). Für seine CFD-Simulationen verwendete er den kommerziellen Strömungslöser Star-CCM+, der ebenfalls auf der FVM basiert. Aufbauend auf den Ergebnissen von Mlinaric (2007) zeigte er zunächst an weiteren Testfällen, dass sowohl RWBC als auch das MRF-Modell nicht die komplette Physik von rotierenden Körpern erfassen können (Hobeika et al. (2014)). Daher sieht auch er es als notwendig an, die Felgenrotation mit der SMM zu modellieren. Gleichzeitig erweiterte er die Untersuchungen von der Felgenrotation auch auf die Reifenrotation. Dazu führte er einen Zwischenschritt ein, das so genannte MRFg-Modell (engl: *Multiple Reference Frame grooves*, MRF-Modell für Reifenprofil). Dabei wird in den Profilrillen des Reifens das MRF-Modell angewandt. Grundsätzlich, so argumentiert er, wäre dort ebenfalls eine Simulation mittels *Sliding-Mesh-Methode* notwendig, jedoch ist dies aufgrund des Kontakts zwischen Reifen und Boden nicht praktikabel. Auf Basis der Untersuchungsergebnisse für ein um wenige Millimeter angehobenes Fahrzeug und dem Vergleich zwischen SMM- und MRFg-Ergebnissen wird jedoch eine gute Prognosegenauigkeit für das MRFg-Modell abgeleitet. Weiterhin zeigen die Untersuchungen eine

¹OpenFOAM[®] ist ein eingetragenes Warenzeichen von OpenCFD Limited, Hersteller und Vertreiber der OpenFOAM Software auf www.openfoam.com.

Abhängigkeit der Simulationsergebnisse mit der SMM von der Größe des rotierenden Netzgebiets. Die Ursache dieser Beobachtungen konnte er nicht final klären. In der vorliegenden Arbeit wird diese Abhängigkeit in Kapitel 3.1.1 aufgelöst. Seine rein numerisch generierten Ergebnisse konnte Hobeika später auch experimentell bestätigen (Hobeika und Sebben (2018)). Insgesamt empfiehlt Hobeika (2018) die Berücksichtigung der Felgenrotation mittels SMM und der Reifenprofilierung mittels MRFg. Hinsichtlich der Radumströmung bestätigen die Simulations- und Messergebnisse den bereits bekannten, widerstands- und auftriebssenkenden Effekt der Längsrillen. Dies wird mit einer Ausgleichsströmung im Bereich der Radaufstandsfläche und einem Druckanstieg an der Rückseite des Rades begründet (s. ebd., S. 46). Durch die Querrillen kann eine lokale Widerstandserhöhung im Bereich der Vorderräder beobachtet werden, die jedoch stark abhängig von der Felgengeometrie ist (s. ebd., S. 52).

Umfassende Untersuchungen zur Radumströmung am Pkw lieferte Schnepf (2016) in seiner Dissertation und den entsprechenden Vorveröffentlichungen (s.a. Schnepf et al. (2013), Schnepf et al. (2015a) und Schnepf et al. (2015b)). Die dort gezeigte Vorgehensweise dient teilweise auch als Grundschema für die Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit. Das Hauptaugenmerk von Schnepfs Arbeit lag auf der Erarbeitung und Validierung eines CFD-Simulationsprozesses auf Basis der LBM zur aerodynamischen Bewertung unterschiedlicher Räder im Serienentwicklungsumfeld eines Automobilherstellers. Für die Modellierung der Radrotation wurde ausschließlich die SMM verwendet. Dies begründete Schnepf (2016) einerseits mit den zuvor geschilderten Erkenntnissen zur besseren Vorhersagegüte, andererseits mit dem geringen numerischen Mehraufwand gegenüber dem MRF-Modell bei Simulationen mit der LBM (s. ebd., S. 38). Weiter standen geometrische Einflussfaktoren auf die Radumströmung im Fokus. Diese wurden Anhand von Experimenten in unterschiedlichen Windkanälen, in Fahrversuchen sowie mittels der entwickelten Simulationsmethode an einem Pkw und an einem isolierten Einzelrad im Realmaßstab mit Serienreifen untersucht. Bezüglich der Simulationsmethodik konnten im Vergleich zu den Validierungsexperimenten zahlreiche Erkenntnisse gewonnen werden. Beispielsweise reproduziert die entwickelte Simulationsmethodik den Einfluss verschiedener Felgen auf den integralen Kraftbeiwert am Gesamtfahrzeug korrekt. Dafür ist es allerdings notwendig, die Zellweite im Bereich der Räder auf ein Viertel der Zellweite des Standardprozesses anzupassen. Dies führt zu einer Verdreifachung der Rechenzeit (s. ebd., S. 67). Der Einfluss verschiedener Reifenfabrikate auf den Widerstandsbeiwert, den zuvor bereits Landström (2011) identifizierte, kann mittels der CFD-Simulationsmethode nur unzureichend erfasst werden. Mit einer abermals erhöhten Auflösung wird zwar das geänderte Ablöseverhalten durch Geometrieunterschiede an der Seitenwand der Reifen abgebildet, der Einfluss der Profilierung wird anhand der Simulationsergebnisse jedoch nicht korrekt erfasst (s. Schnepf (2016), S. 77). Am isolierten Einzelrad zeigen die Ergebnisse weiterer Prinzipuntersuchungen, dass sich die Vorhersage des Effekts der Rotation des kompletten Einzelrades in der Simulation als schwierig darstellt. Trotz erfolgreicher Validierung des grundsätzlichen Simulationssetups am stehenden Einzelrad, zeigen sich größere Ungenauigkeiten im rotierenden Fall. An einem abgehobenen Einzelrad zeigen die Untersuchungen, dass diese Ungenauigkeiten mit größerem Abstand des *Sliding-Mesh-Interface* zur Radoberfläche

abnehmen. Eine Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von der Größe des rotierenden Netzgebiets steht im Einklang mit den Ergebnissen von Hobeika (2018) und der vorliegenden Arbeit. Jedoch führt in den Ergebnissen von Schnepf (2016) eine Vergrößerung des rotierenden Netzgebiets zu verbesserten Simulationsergebnissen. Diese Beobachtung ist gegensätzlich zu der von Hobeika (2018) und den später gezeigten Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit. Aufgrund des unterschiedlichen physikalischen Simulationsansatzes zwischen LBM und FVM kann der Einfluss der Größe des rotierenden Netzgebiets nicht zwangsläufig mit den in Kapitel 3.1.1 gezeigten Untersuchungen erklärt werden. Für das rotierende Einzelrad in Bodenkontakt zeigen die Ergebnisse von Schnepf (2016) eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen im Radnachlauf gemessenen Strömungsfeldern und der Prognose mittels CFD. Dabei ist eine korrekte geometrische Abbildung der Reifenprofilierung (Slick, Längsrillen, Vollprofil) und der Latschverformung eine wichtige Voraussetzung. Bei vollprofilierten Reifen zeigen die Ergebnisse größere Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Wie bereits von Hobeika (2018) identifiziert, kann in diesem Fall die RWBC die Reifenrotation nicht korrekt abbilden und die SMM entsprechend nicht angewandt werden. Der Versuch, die Querrillen durch eine Lauffläche mit erhöhter Oberflächenrauheit zu modellieren, liefert eine Verbesserung der Übereinstimmung zum Experiment (Schnepf (2016), S. 134), die jedoch nicht restlos überzeugt. Hinsichtlich des physikalischen Einflusses der Radumströmung zeigen die Ergebnisse von Schnepf (2016), dass sich durch die dynamische Reifenverformung, aerodynamische Auftriebskräfte und die Abstützung der Antriebsmomente in der realen Straßenfahrt andere Standhöhen ergeben als im Windkanalexperiment. Dies führt zu einer Änderung der integralen Kraftbeiwerte, nicht jedoch zu Unterschieden im Felgendelta zwischen Straßenfahrt und Windkanalmessung (s. ebd., S. 67). Zudem zeigen die Untersuchungsergebnisse, dass Anbauteile im Bereich des Radhauses und unterschiedliche Felgengeometrien keinen erheblichen Einfluss auf den Unterschied zwischen Reifen verschiedener Fabrikate besitzen (s. ebd., S. 77). Schnepf nennt den äußeren Bodenwirbel an den Vorderrädern als wesentliche verantwortliche Strömungsstruktur für die Unterschiede zwischen den Widerstandsbeiwerten sowohl für verschiedene Felgengeometrien als auch für verschiedene Reifenfabrikate (s. ebd., S. 135). Aus den Ergebnissen am isolierten Einzelrad zeigt sich, dass der Einfluss der Querprofilierung auf die Radumströmung größer ist als die der Längsrillen. Die Querrillen besitzen dabei eine Förderwirkung, die die Ausbildung des inneren Bodenwirbels im Vergleich zum unprofilierten Reifen verhindert. Zudem wird die vertikale Ausdehnung des Nachlaufs vergrößert (s. ebd., S. 136).

Aufbauend auf den Simulations- und Messergebnissen von Schnepf (2016) untersuchten Lew et al. (2017) eine neue Simulationsmethodik am gleichen isolierten Einzelradaufbau. Ihr Ziel war es, den Effekt der Querprofilierung des Reifens durch die Anwendung der *Immersed-Boundary-Methode* (IBM) besser erfassen zu können als mit einer erhöhten Oberflächenrauheit. Diese *Rotating Tread* genannte Methodik liefert grundsätzlich plausible Ergebnisse für die Strömung im und um den Latschbereich eines voll profilierten Reifens. Im globalen Strömungsfeld des Radnachlaufs lässt sich jedoch keine eindeutige Verbesserung gegenüber den Ergebnissen von Schnepf (2016) (S. 121ff.) unter Anwendung einer Oberflächenrauheit erkennen. Weiterhin machten Lew et al.

(2017) keine Angaben zum numerischen Zusatzaufwand für ihre Methode. Sie verwiesen lediglich darauf, dass noch Arbeiten zur Integration in eine Simulationsumgebung für den Gesamtfahrzeugentwicklungsprozess ausstünden. Dies lässt den Schluss zu, dass die Anwendung des *Rotating Tread* zu einem erheblichen Mehraufwand führt.

Auch Jungmann (2020) griff erneut die Arbeit von Schnepf (2016) auf. Wenngleich der Fokus von Jungmanns Untersuchungen auf der Erarbeitung einer Simulationsmethodik zur Bewertung des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Pkw bei einem Überholvorgang mit einem Sattelkraftfahrzeug lag, führte er am gleichen Serienfahrzeug wie zuvor Schnepf (2016) Validierungsuntersuchungen einer CFD-Simulationsmethodik unter Verwendung der SMM durch. Er verwendete hierfür ebenfalls ein kommerzielles Simulationstool, das aber, anders als in Schnepfs Untersuchungen, auf der Finite-Volumen-Methode (FVM) basiert. Für die Turbulenzmodellierung wurde die (I)DDES-Methode mit dem $k-\omega$ SST-RANS-Modell im wandnahen Bereich angewandt. Die Wahl des RANS-Modells basierte auf zusätzlichen Validierungssimulationen im Vergleich zu Windkanalexperimenten an einem DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell mit stehenden Rädern (Jungmann (2020), S. 89). Zusätzlich berücksichtigte Jungmann (2020) bei seinen Validierungsuntersuchungen am Serienfahrzeug auch Schräganströmung unter einem Schiebewinkel von -10° . Sowohl für gerade Anströmung, als auch für Schräganströmung stimmen die integralen Widerstands- und Seitenkraftbeiwerte und die Druckbeiwerte an ausgewählten Messstellen in Simulation und Referenzmessung gut überein (s. ebd., S. 111ff.). Geringfügig erhöhte Abweichungen in den Auftriebsbeiwerten führt Jungmann (2020) auf die Vernachlässigung der Profilquerrillen und der Reifenverformung in der Simulation zurück (S. 112). Obwohl diese Vermutung naheliegt, weisen die simulierten Druckbeiwerte im Bereich der Räder keine signifikanten Abweichungen zu den Messwerten auf. Mit den dargestellten Ergebnissen ist die CFD-Simulationsmethodik auf Basis eines kommerziellen FVM-Simulationstools unter Anwendung der (I)DDES-Methode und der SMM gemäß Jungmanns Ausführungen aber insgesamt erfolgreich validiert. Trotz dieser erfolgreichen Validierung auch bei Schräganströmung verzichtete Jungmann (2020) in seiner finalen Anwendung zur aerodynamischen Untersuchung des Überholvorgangs zwischen Pkw und Sattelkraftfahrzeug auf die Verwendung der SMM. Stattdessen untersuchte er diesen Anwendungsfall mit Verweis auf den zu großen numerischen Zusatzaufwand durch die SMM ausschließlich mit geschlossenen Felgengeometrien unter Anwendung der RWBC (s. ebd., S. 70 und S. 82ff.).

Dem Ventilationsmoment bzw. -widerstand, einem Teilaspekt der Aerodynamik drehender Räder, widmete sich Link (2016) in seinen Untersuchungen. Dazu führte er Messungen in Modell- und Realmaßstabwindkanälen sowie Simulationen an Prinzipkörpern, aber auch an Einzelrad- und Gesamtfahrzeugkonfigurationen durch. Zunächst entwickelter er eine Messmethodik zur zuverlässigen und reproduzierbaren Bestimmung des Ventilationsmoments (s. ebd., S. 56). Mittels dieser Methodik konnte Link (2016) zeigen, dass der Verschleißungsgrad einer Felge, die Speichengeometrie, die Anzahl der Speichen und ihre Förderwirkung zum Fahrzeug hin bzw. davon weg einen Einfluss auf das Ventilationsmoment haben. Dabei wirken sich eine Verschleißung des Außenradius und die Abrundung scharfkantiger Speichen senkend auf das Ventilationsmoment aus.

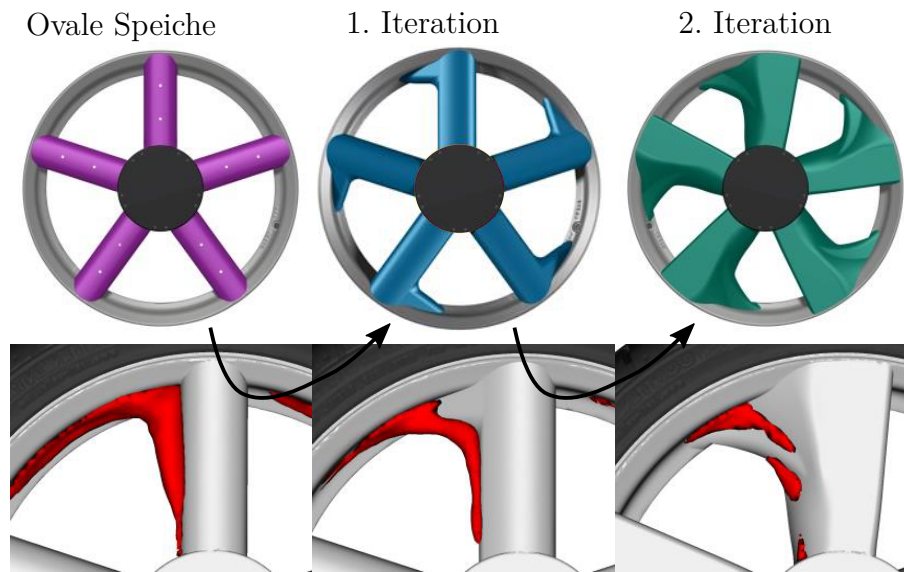


Abbildung 1.4: Optimierungsschritte einer Speichengeometrie auf der Basis von CFD-Simulationsergebnissen (Link (2016), Abb. 82, S. 68).

Bei der Förderwirkung der Felgen sowie der Speichenanzahl gibt es jedoch Gegenläufigkeiten zwischen Ventilationsmoment an den Rädern und dem Luftwiderstand des Gesamtfahrzeugs. Beispielsweise sinkt der Luftwiderstand bei einer schrittweisen Erhöhung der Speichenanzahl, während das Ventilationsmoment steigt (s. ebd., S. 80ff.). Daraus kann abgeleitet werden, dass bei einer aerodynamischen Felgenoptimierung stets das Zusammenspiel zwischen integralem Luftwiderstand und Ventilationsmoment zu beachten ist. Weiterhin zeigen die Simulationsergebnisse, dass das Ventilationsmoment abhängig von der Fahrzeuganströmung ist: wird das Ventilationsmoment der rotierenden Räder am Fahrzeug im Windkanal mit Anströmung gemessen, ist der Betrag des Ventilationsmoments anhängig vom Rotationswinkel der Räder; werden hingegen nur die Räder ohne Anströmung rotiert, hat das Ventilationsmoment unabhängig vom Rotationswinkel einen konstanten Betrag. Dabei unterscheidet sich der Mittelwert des Ventilationsmoments im Fall mit Anströmung vom konstanten Wert der Konfiguration ohne Anströmung. Link (2016) leitete daraus ab, dass das korrekte Ventilationsmoment nur mit realen Anströmbedingungen im Windkanal oder in der Simulation und nicht auf einem Rollenprüfstand bestimmt werden kann (s. ebd., S. 73). Anhand der Simulationen, die mit einem kommerziellen Strömungslöser auf Basis der LBM unter Anwendung der *Sliding-Mesh-Methode* durchgeführt wurden, optimierte Link (2016) in mehreren Entwicklungsschritten iterativ eine Speichengeometrie hinsichtlich ihres Ventilationswiderstands. Die Optimierungsschritte sind in Abbildung 1.4 dargestellt. Die Reduktion des Ventilationswiderstands anhand der Simulationsergebnisse konnte im Windkanalexperiment bestätigt werden (s. ebd., S. 69). Ein ähnliches Vorgehen hinsichtlich des integralen Luftwiderstands wird in der vorliegenden Arbeit in Kapitel 4.3.1 angewandt.

Die Ergebnisse von Link (2016) zeigen jedoch auch, dass die messtechnische Erfassung des Ventilationsmoments aufwendig ist und sich die Ergebnisse im Absolutwert abhängig vom verwendeten Prüfstand und der verwendeten Messtechnik unterscheiden können (s. ebd., S. 58). Vor diesem Hintergrund konnte Zhang (2018) zeigen, dass das von Link (2016) im 1:4-Modellwindkanal verwendete Messverfahren zur Erfassung des Ventilationsmoments über die Hauptwaage auch in 1:1-Windkanalmessungen am Serienfahrzeug im Realmaßstab zu einer verbesserten Messgenauigkeit führen kann (Zhang (2018), S. 26). Ebenso bestätigen die Ergebnisse von Zhang (2018), dass sich das Ventilationsmoment von Felgen im Vergleich zur Windkanalmessung bei geeigneter Berücksichtigung der Radrotation mittels SMM in der Simulation gut vorhersagen lässt (s. S. 70ff.). Die verwendete Simulationsmethodik entspricht dabei dem zuvor von Schnepf (2016) und Link (2016) gezeigten Setup. Vor diesem Hintergrund führt Zhang (2018) ebenfalls simulative Parameterstudien zur Speichengeometrie und -anzahl sowie deren Einfluss auf das Ventilationsmoment durch. Die Beobachtungen, Wirkmechanismen und Optimierungsvorschläge entsprechen dabei im Wesentlichen den bereits bei Link (2016) herausgearbeiteten Ansätzen. Der Einfluss des Ventilationsmoments wird vor dem Hintergrund der Erfahrungen von Link (2016) und Zhang (2018) in der vorliegenden Arbeit ebenfalls simulativ in Kapitel 4.3.1 näher betrachtet.

1.3 Zielsetzung der vorliegenden Arbeit

Aus den erwähnten Untersuchungen geht hervor, dass bereits einige Gesetzmäßigkeiten für die Umströmung von Pkw-Rädern erarbeitet werden konnten. So gilt beispielsweise eine widerstandssenkende Wirkung der Radrotation am Gesamtfahrzeug im Vergleich zu stehenden Rädern als allgemein bekannt. Zudem führt in der Regel eine komplett verschlossene Felge sowohl zum geringsten Luftwiderstand als auch zum geringsten Ventilationswiderstand an einer Gesamtfahrzeugkonfiguration. Viele Wechselwirkungen der Radumströmung, beispielsweise mit der Motorraumdurchströmung oder der Heckform eines Fahrzeugs sind dagegen bis heute nicht vollumfänglich verstanden. Für die Simulation drehender Räder gilt die *Sliding-Mesh-Methode* als die Methode mit der höchsten Prognosequalität zur Erfassung der Radrotation. Sie wurde für Strömungslöser auf Basis der *Lattice-Boltzmann-Methode* bereits in Simulationsworkflows integriert und erprobt, die im industriellen Fahrzeugentwicklungsumfeld genutzt werden. Für Strömungslöser auf Basis der *Finite-Volumen-Methode* ist dies in einem solchen Umfang noch nicht geschehen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll dementsprechend eine Simulationsmethodik zur CFD-Simulation drehender Pkw-Räder auf Basis der FVM erarbeitet werden. Um kompensierende Effekte zu isolieren, liegt dabei das Hauptaugenmerk auf den Felgen. Der Einfluss des Reifens wird bewusst ausgespart. Die entwickelte Methodik soll im Abgleich zu Windkanalexperimenten validiert und hinsichtlich ihrer Eignung in der industriellen Fahrzeugentwicklung überprüft und ertüchtigt werden. Anhand der erarbeiteten Methodik wird im Anschluss, in Verbindung mit Windkanalexperimenten, der Einfluss unterschiedlicher Felgengeometrien auf die Einzelrad- und die

Gesamtfahrzeugumströmung im Modell- und Realmaßstab untersucht. Auf Basis dieser Untersuchungen soll der aktuelle Kenntnisstand hinsichtlich der Radumströmung am Pkw erweitert werden. Ziel ist es zudem, auf der Basis von Simulations- und Windkanalergebnissen Erkenntnisse bezüglich der Wechselwirkungen zwischen Radumströmung und Fahrzeugheckform bzw. Motorraumdurchströmung zu gewinnen. In diesem Zusammenhang soll auch auf Grenzen der entwickelten Simulationsmethodik hingewiesen und weitere Entwicklungspotenziale identifiziert werden.

2 Fluidmechanische Grundlagen, Werkzeuge und Methoden

Zur Untersuchung der Radumströmung am Pkw ist die Klärung einiger fluidmechanischer Grundlagen und charakteristischer Strömungsgrößen notwendig. Manche wurden im Kapitel 1.2 bereits verwendet und sollen an dieser Stelle näher erläutert werden, andere werden im Folgenden eingeführt. Aus dem Forschungsstand in Kapitel 1.2 wird deutlich, dass seit Ende der 1990er-Jahre nicht mehr nur experimentelle Untersuchungen durchgeführt werden, auch die numerische Strömungsberechnung ist ein wichtiges Werkzeug für Untersuchungen in der Fahrzeugaerodynamik. Bevor die theoretische Basis der numerischen Strömungssimulation in Kapitel 2.6 erläutert wird, soll daher im zweiten Teil dieses Kapitels (Kapitel 2.2) zunächst kurz auf Art und Maß der Verwendung von CFD-Simulationen im industriellen Kontext der Fahrzeugentwicklung eingegangen werden. Darauf folgend werden die verwendete Messtechnik, die Prüfstände, die untersuchten Fahrzeug- bzw. Fahrzeugteilgeometrien und die Simulationsmethodik erläutert. Sie wurden zu Teilen bereits in früheren Publikationen durch den Autor (Haag et al. (2017a)), (Haag et al. (2017b)) oder unter Mitwirkung des Autors (Matsumoto et al. (2017)) verwendet. Der Aufbau sowie die Mess- und Simulationsmethodik für die Untersuchungen am Serienfahrzeug werden hier erstmals dargelegt.

2.1 Relevante Strömungsgrößen und Definitionen

An dieser Stelle werden die für die vorliegende Arbeit relevanten Größen und Kennzahlen definiert. Zunächst wird auf allgemeingültige Größen der Strömungsmechanik und ihre Bedeutung im Rahmen der Untersuchungen der vorliegenden Arbeit eingegangen (Kapitel 2.1.1). Aus ihnen haben sich im Laufe der Zeit Ziel- und Einflussgrößen für die Fahrzeugaerodynamik abgeleitet, die in Kapitel 2.1.2 definiert und erläutert werden.

2.1.1 Allgemeine Größen und Kennzahlen der Strömungsmechanik

Reynoldszahl Entsprechend den Ausführungen von Hucho (2012) ist die *Reynoldszahl* (Re) eine Kennzahl für das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften. Sie ist dabei wie folgt definiert:

$$Re = \frac{U_{\infty} L}{\nu} . \quad (2.1)$$

Die *Reynoldszahl* berechnet sich damit aus drei charakteristischen Größen des betrachteten Strömungsproblems: dem Geschwindigkeitsbetrag der ungestörten Anströmung U_∞ , einer charakteristischen Länge L und der kinematischen Viskosität ν . Als charakteristische Länge L wird in der Fahrzeugaerodynamik meist die Länge des Fahrzeugs gewählt. In der vorliegenden Arbeit werden auch isolierte Einzelräder betrachtet. In diesem Fall wird als charakteristische Länge der Raddurchmesser D verwendet. Dies ist an den betreffenden Stellen explizit gekennzeichnet.

Ist die *Reynoldszahl* klein, dann überwiegen in der Strömung die Reibungskräfte. Die Strömung ist dann laminar. Bei großen *Reynoldszahlen* überwiegen die Trägheitskräfte und die Strömung ist turbulent. In der Fahrzeugaerodynamik sind *Reynoldszahlen* im Bereich von $Re \approx 1,2 \cdot 10^7$ typisch (s. Hucho (2012), S. 24). Es handelt sich damit um vollturbulente Strömungen. Um Ergebnisse aus Untersuchungen im Modellmaßstab auf den Realmaßstab übertragen zu können, muss die *Reynoldszahl* stets konstant gehalten werden. Bei gleichem Medium ($\nu = \text{konstant}$) muss daher die Anströmgeschwindigkeit um denselben Faktor erhöht werden, um den das Modell verkleinert wurde. Dies ist bei den in der vorliegenden Arbeit verwendeten Prüfständen nicht uneingeschränkt möglich. Die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit können daher in Studien im Modellmaßstab (Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2) und Studien im Realmaßstab am Serienfahrzeug (Kapitel 4.3) abgegrenzt werden. Da die *Reynoldszahlen* auch für die Studien im Modellmaßstab im vollturbulenten Bereich liegen, sind auch bei weiterer Anhebung der *Reynoldszahl* keine grundlegenden Änderungen an der Strömungstopologie zu erwarten. Demnach haben auch die Ergebnisse aus den Modellversuchen eine gewisse Allgemeingültigkeit und lassen sich auf ein reales Fahrzeug übertragen.

Machzahl Die *Machzahl* (Ma) setzt Trägheits- und elastische Kräfte ins Verhältnis (s. Hucho (2012), S. 425). Sie ist definiert als:

$$Ma = \frac{U}{a} . \quad (2.2)$$

Dabei sind U der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit und a die Schallgeschwindigkeit im Medium. Ist die *Machzahl* Ma_∞ , gebildet mit dem Betrag der ungestörten Anströmgeschwindigkeit U_∞ , ausreichend klein ($Ma_\infty \leq 0,2$), kann die Strömung für stumpfe Körper in erster Näherung als inkompressibel betrachtet werden (s. ebd., S. 428). Dies ist in der Fahrzeugaerodynamik, abgesehen vom Hochleistungsrennsport, in der Regel der Fall und führt vor allem bei der numerischen Simulation der Rad- und Fahrzeugumströmung zu einer deutlichen Vereinfachung (s.a. Kapitel 2.6.1).

Péclet-Zahl Die *Péclet-Zahl* (Pe) ist im strömungsmechanischen Kontext ein Maß für das Verhältnis zwischen konvektiven und diffusiven Transportvorgängen. Ferziger und Peric (2008) (S. 76) definieren sie folgendermaßen:

$$Pe = \frac{\rho UL}{\Gamma} . \quad (2.3)$$

In diesem Fall sind ρ die Dichte des Fluides, U der Geschwindigkeitsbetrag, L eine charakteristische Länge und Γ der Diffusionskoeffizient. Für kleine *Péclet-Zahlen* ($Pe < 1$) ist die Strömung diffusionsdominiert und die Konvektion kann vernachlässigt werden. Im Gegensatz dazu können bei konvektionsdominierten Strömungen ($Pe \gg 10$) Diffusionsvorgänge vernachlässigt werden. In der Fahrzeugaerodynamik sind die Strömungen in der Regel konvektionsdominiert. Die *Péclet-Zahl* ist zudem zur Beurteilung der Konvergenz von Berechnungsschritten in der numerischen Strömungsmechanik relevant. In diesem Kontext werden oft lokale *Zell-Péclet-Zahlen* gebildet, mit der Zellweite Δx als charakteristisches Längenmaß und der Relativgeschwindigkeit zwischen Strömung und Zelle ($u_i - u_i^b$) (s. Ferziger und Peric (2008), S. 79):

$$Pe_Z = \frac{\rho (u_i - u_i^b) \Delta x}{\Gamma}. \quad (2.4)$$

In dieser Definition sind die lokalen *Zell-Péclet-Zahlen* auch für die vorliegende Arbeit relevant (s. Kapitel 3.1.1 und 3.1.2).

Kraftbeiwerte In vielen Anwendungsfällen sind die strömungsmechanischen Kräfte auf Körper und Bauteile die entscheidende Ziel- bzw. Auslegungsgröße. Diese sind jedoch stark abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und den räumlichen Dimensionen im speziellen Anwendungsfall. Um die aerodynamischen Eigenschaften eines Körpers unabhängig von dessen Größe oder der Anströmgeschwindigkeit bewerten zu können, werden daher dimensionslose Kraftbeiwerte für jede Raumrichtung (c_i) wie folgt definiert (vgl. Hucho (2012), S. 10):

$$c_i = \frac{F_i}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A}. \quad (2.5)$$

Dabei werden, neben den bereits zuvor erwähnten Größen Dichte (ρ) und dem Geschwindigkeitsbetrag der freien Anströmung (U_∞), die Kraft F_i in die Raumrichtung i und eine charakteristische Bezugsfläche A zur Berechnung verwendet.

Druckbeiwerte Aus ähnlichen Überlegungen wie zuvor für die Kraftbeiwerte lassen sich dimensionslose Druckbeiwerte definieren. Sie dienen zur Bewertung der Druckverhältnisse in der Strömung, bzw. an Körperoberflächen, unabhängig von der Anströmgeschwindigkeit. Für den statischen (p_{stat}), den dynamischen (q) und den Totaldruck (p_{tot}) sind die dimensionslosen Beiwerte ($c_{p,stat}$, $c_{p,dyn}$, $c_{p,tot}$) definiert als (vgl. Hucho (2012), S. 16):

$$\begin{aligned} c_{p,stat} &= \frac{p_{stat} - p_\infty}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2}, & c_{p,dyn} &= \frac{q}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2}, \\ c_{p,tot} &= c_{p,stat} + c_{p,dyn} = \frac{p_{stat} + q - p_\infty}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

Dabei berechnet sich der dynamische Druck immer aus dem lokalen Geschwindigkeitsbetrag ($q = 1/2 \rho U^2$). Die Bezugsgröße für die Beiwertberechnung ist der dynamische

Druck in der ungestörten Anströmung ($q_\infty = 1/2 \rho U_\infty^2$). Der statische Druck wird dabei jeweils zum Umgebungsdruck p_∞ referenziert. In der Fahrzeugaerodynamik ist im Wesentlichen die Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche relevant. Dort herrscht infolge der Haftbedingung $q=0$. Daher wird der statische Druckbeiwert oft verkürzt mit c_p bezeichnet.

2.1.2 Relevante Strömungsgrößen der Fahrzeugaerodynamik

Im Kapitel 1.1 ist bereits dargelegt, dass der Luftwiderstand eine relevante Zielgröße in der Fahrzeugaerodynamik darstellt. Die Auftriebs- und Seitenkräfte sowie die Momente um alle drei Raumrichtungen sind für die Fahrdynamik jedoch ebenso relevant. Für diese Kräfte und Momente lassen sich, analog zu den allgemeinen Kraftbeiwerten, für die Fahrzeugaerodynamik spezifische Kraft- und Momentenbeiwerte definieren.

In der Fahrzeugentwicklung wird das Koordinatensystem in der Regel fahrzeugfest mit dem Koordinatenursprung in der vertikalen Symmetrieebene auf Höhe der vorderen Fahrzeugachse definiert. Dabei zeigt die x -Achse von der Fahrzeugfront zum -heck, die z -Achse nach oben und die y -Achse in Richtung der Beifahrerseite. Diese Konvention wird auch in dieser Arbeit verwendet. Die Widerstandskraft F_W zeigt dementsprechend in x -Richtung, die Seitenkraft F_S in y -Richtung und die Auftriebskraft (F_A) in z -Richtung. Die Momente um die drei Raumachsen werden als Rollmoment (x -Achse, M_R), Nickmoment (y -Achse, M_N) und Giermoment (z -Achse, M_G) bezeichnet. Hierbei ist zu beachten, dass der Momentenbezugspunkt nicht im Koordinatenursprung, sondern in der vertikalen Symmetrieebene in der Mitte der Achsen auf Fahrbahnniveau liegt. Den Ausführungen von Schütz et al. (2013b) (S. 184) entsprechend werden daher die Kraft- und Momentenbeiwerte wie folgt definiert:

$$c_W = \frac{F_W}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x}, \quad c_S = \frac{F_S}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x}, \quad c_A = \frac{F_A}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x}, \quad (2.7)$$

$$c_{M,R} = \frac{M_R}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0}, \quad c_{M,N} = \frac{M_N}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0}, \quad c_{M,G} = \frac{M_G}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0}. \quad (2.8)$$

Als Bezugsfläche zur Beiwertberechnung hat sich die Verwendung der projizierten Stirnfläche des Fahrzeuges in x -Richtung A_x durchgesetzt. Für die Einzelraduntersuchungen wird in dieser Arbeit, sofern nicht explizit anders vermerkt, die projizierte Stirnfläche des Einzelrades in x -Richtung als Bezugsfläche verwendet. Zur Entdimensionierung der Momente wird ein zusätzliches charakteristisches Längenmaß benötigt. Dafür wird in der Regel auf den Radstand l_0 zurückgegriffen.

Aufgrund der weitgehenden Symmetrie von Fahrzeugen zur xz -Ebene, sind Seitenkraft, Rollmoment und Giermoment bei gerader Anströmung im zeitlichen Mittel meist gering. Die unterschiedliche Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche längs der x -Achse und die nicht im Momentenbezugspunkt angreifende Widerstandskraft F_W sorgen jedoch für ein erhebliches Nickmoment. Dieses Nickmoment hat gemeinsam mit der Gesamtauftriebskraft einen Einfluss auf die Radaufstandskraft und damit die Fahrdynamik. Um den Einfluss dieser Kräfte bzw. Momente auf die Fahrdynamik quantifizieren

zu können, werden Auftriebskraft und Nickmoment über den Momentenbezugspunkt in eine Auftriebskraft an der Vorderachse F_{Av} und eine Auftriebskraft an der Hinterachse F_{Ah} umgerechnet. Diese wirken sich unmittelbar auf die Radaufstandskräfte an den Fahrzeugrädern aus und berechnen sich wie folgt:

$$F_{Av} = \frac{F_A}{2} + \frac{M_N}{l_0}, \quad F_{Ah} = \frac{F_A}{2} - \frac{M_N}{l_0}. \quad (2.9)$$

Auch diese Kräfte lassen sich mit dem Staudruck der freien Anströmung ($\rho/2 U_\infty^2$) und der projizierten Stirnfläche A_x zu den Achsauftriebsbeiwerten c_{Av} (Vorderachse) und c_{Ah} (Hinterachse) entdimensionieren:

$$\begin{aligned} c_{Av} &= \frac{F_{Av}}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0} = \frac{1}{2} \frac{F_A}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x} + \frac{M_N}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0}, \\ c_{Ah} &= \frac{F_{Ah}}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0} = \frac{1}{2} \frac{F_A}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x} - \frac{M_N}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_x l_0}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

Aus Gleichung 2.10 geht in Verbindung mit Gleichung 2.7 hervor, dass $c_A = c_{Av} + c_{Ah}$ gelten muss. Ebenso können die Bruchausdrücke in Gleichung 2.10 durch die Kraft- und Momentenbeiwerte aus den Gleichungen 2.7 und 2.8 ersetzt werden. Damit lassen sich die Achsauftriebsbeiwerte auch direkt aus ebendiesen berechnen:

$$c_{Av} = \frac{c_A}{2} + c_{M,N}, \quad c_{Ah} = \frac{c_A}{2} - c_{M,N}. \quad (2.11)$$

Entsprechend den ausgeführten Definitionen werden auch in dieser Arbeit die Kraftbeiwerte c_W , c_{Av} und c_{Ah} als Hauptbewertungsgrößen herangezogen. Zudem ist in der Fahrzeugaerodynamikentwicklung eine Auslegung der relevanten Beiwerte auf eine Genauigkeit bis zur dritten Stelle nach dem Komma üblich. Im Sprachgebrauch der aerodynamischen Fahrzeugentwicklung hat sich als „Währung“ für die Änderung eines aerodynamischen Beiwerts von einem Tausendstel ($c_i = 0,001$) das Synonym „Punkt“ etabliert (s. Schütz et al. (2013b), S. 185). Dementsprechend werden auch in der vorliegenden Arbeit die Beiwerte mit einer Genauigkeit bis zu einem Tausendstel betrachtet.

2.2 Numerische Simulation in der Fahrzeugaerodynamik

Die numerische Strömungsberechnung (CFD-Simulation) hat in den vergangenen 20 Jahren eine schnelle Entwicklung von einer akademisch-theoretischen Untersuchungsmethode hin zum festen und eigenständigen Entwicklungswerkzeug in der Fahrzeugaerodynamik durchschritten. Wie in Kapitel 1.2 am Beispiel der Radumströmung dargestellt, wurde die umfassend erprobte und bewährte Methodik der Windkanalmessung auch im Gesamtfahrzeugkontext durch die numerische Strömungssimulation ergänzt. Die wesentlichen Treiber dieser Entwicklung kommen dabei aus zwei Richtungen: Einerseits stellt die steigende Anzahl an Modellvarianten die Entwicklungsabteilungen der

Fahrzeughersteller vor große Herausforderungen, denn verkürzte Entwicklungszyklen bei sinkenden Entwicklungskosten erfordern flexiblere Entwicklungswerkzeuge. Diese Flexibilität kann aufgrund der begrenzt verfügbaren Messkapazitäten im Windkanal nicht alleine im Experiment sichergestellt werden (vgl. Schütz (2011) und Schütz et al. (2013a), S. 967). Gleichzeitig fordern die stetig steigenden Anforderungen an die aerodynamischen Zielgrößen c_W , c_{Av} und c_{Ah} immer detailliertere Untersuchungen und aufwendigere Optimierungen. Andererseits sorgten die rasanten Entwicklungen in den Bereichen Supercomputing und Softwareentwicklung mit schnelleren Rechenzeiten und steigenden Speicherressourcen dafür, dass CFD-Simulationen von Anwendungsfällen im industriellen Maßstab möglich wurden. Damit ist es nicht länger notwendig, vereinfachende Annahmen zu treffen, wie beispielsweise Reibungs- oder Drehungsfreiheit, um technische Strömungen überhaupt simulieren zu können. Dies beeinflusste die Ergebnisqualität in der Vergangenheit negativ (s. Schütz et al. (2013a), S. 972). Heute können zudem weitere Details, wie eine komplette Berücksichtigung des Motorraumes oder eine erhöhte Netzauflösung zur Verbesserung der Genauigkeit in kritischen Strömungsbereichen realisiert werden (vgl. Schütz (2011)).

Bis vor wenigen Jahren beruhte der Stand der Technik von industriellen CFD-Simulation weitestgehend auf der Lösung der *Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen* (RANS-Gleichungen) oder der *Lattice-Boltzmann-Gleichung*. Dort werden entweder instationäre und bzw. oder turbulente Effekte großer und mittlerer räumlicher Ausdehnung modelliert. Trotz zahlreicher Validierungsarbeiten (vgl. z.B. Wäschle (2006) und Modlinger et al. (2007)) konnten aufgrund dieser Vereinfachungen quantitative Auswirkungen auf den Widerstandsbeiwert im Bereich von $\Delta c_W = \pm 0,001$ nicht sicher vorhergesagt werden. Die Optimierungsarbeit in der Fahrzeugaerodynamik bewegt sich jedoch in diesem Genauigkeitsbereich (Schütz et al. (2013a), S. 970). Um weitere Verbesserungen hinsichtlich der Ergebnisqualität zu erzielen, stellten Islam et al. (2009) einen Berechnungsprozess auf Basis der *Delayed Detached Eddy Simulation (DDES)* vor. Dieser berechnet sowohl instationäre als auch groß und mittelskalige Turbulenzeffekte und modelliert nur kleinskalige Turbulenzeffekte und solche nahe der Wand. Erste Validierungsergebnisse zeigten für diese Simulationsmethodik gute Übereinstimmungen zwischen Simulation und Windkanalexperiment (vgl. Islam et al. (2009) und Schütz (2011)), sodass die DDES für viele weitere Untersuchungen verwendet wurde (vgl. u.a. Lewis et al. (2014) und Hobeika (2018)) und neben der *Lattice-Boltzmann-Methode* mit erhöhter Auflösung heute als Stand der Technik in der Fahrzeugaerodynamik angesehen werden kann.

Die gesteigerte Rechengenauigkeit macht es bereits heute möglich in Teilbereichen auch quantitative Aussagen zu aerodynamischen Zielgrößen zu treffen. Die CFD-Simulation eignet sich daher besonders gut für die frühe Fahrzeugentwicklungsphase, wenn unterschiedliche Proportions- und Designmodelle miteinander verglichen werden sollen. In dieser Phase sind in der Regel noch keine Prototypen oder 1:1-Windkanalmodelle vorhanden. Weiterhin liefert die CFD-Simulation zusätzlich zu den Kraftbeiwerten alle relevanten physikalischen Größen im gesamten Strömungsfeld. Diese sind im Windkanalversuch nur durch zusätzliche, aufwendige Messtechnik zu erfassen. Die CFD-Simulation wird dadurch besonders für Detailuntersuchungen angewandt. Die

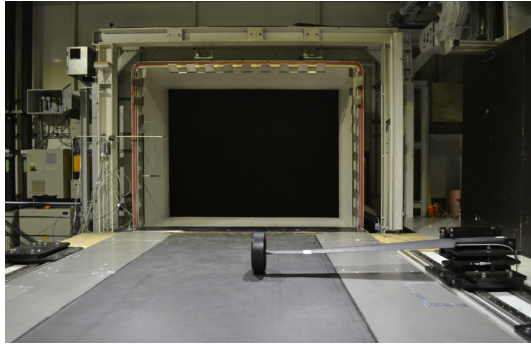
Anwendung der CFD-Simulation als Entwicklungswerkzeug kann und soll dabei den Windkanalversuch nicht ersetzen. Dies wird vor allem daran deutlich, dass zahlreiche OEMs in der jüngeren Vergangenheit neue, große Windkanäle nach neuestem Stand der Technik gebaut und in Betrieb genommen haben (vgl. z.B. Schwartekopp (2015) und Stumpf et al. (2015)). So eignet sich der Windkanalversuch bei entsprechender Vorbereitung deutlich besser für Parameterstudien an einzelnen Bauteilen als die CFD-Simulation. Weiterhin werden auch abschließende Messungen für Zulassungs- und Pressewerte am Ende der Fahrzeugentwicklungsphase vorwiegend im Windkanal durchgeführt. Der Einsatz von Windkanalmessungen hat sich also ans Ende der Entwicklungsphase verlagert, während die CFD-Simulation vermehrt in der frühen Entwicklungsphase zur Anwendung kommt (Schütz et al. (2013a), S. 967).

Ein wichtiger Aspekt für die praktische Anwendung von CFD-Simulationen im Entwicklungsprozess bleibt dabei der Berechnungsaufwand. Laut Schütz (2011) stellt der Zeitaufwand durch Preprocessing, Berechnung und Postprocessing der Simulationsdaten mit dreieinhalb bis viereinhalb Tagen im Simulationsprozess schon seit einigen Jahren nicht mehr den Hauptanteil des Zeitaufwands dar, denn demgegenüber stehen bis zu fünf Tage für die Aufbereitung der CAD-Daten. Aus heutiger Sicht hat sich die eigentliche Berechnungszeit, infolge gesteigerter Rechengeschwindigkeiten, zusätzlich auf weniger als die Hälfte im Vergleich zum damaligen Stand reduziert. Dementsprechend ist es sinnvoll, weitere Modellierungsansätze aus dem Simulationsprozess zu entfernen und die Strömungsphänomene detailliert zu berechnen. Bezüglich der Raddrehung wird dieser Schritt, wie von Schütz (2011) vorgeschlagen und in Kapitel 1.2 bereits dargestellt, gerade vollzogen. Die vorliegende Arbeit soll unter anderem einen Beitrag zur Überführung dieser Vorgehensweise auf die Simulation der Radumströmung leisten. Auf die zugrundeliegenden theoretischen und mathematischen Zusammenhänge der numerischen Strömungsberechnung wird in Kapitel 2.6 im Detail eingegangen.

2.3 Untersuchte Modelle und Fahrzeuge

Um ein grundlegendes Verständnis für die Strömungsvorgänge am Pkw-Rad zu entwickeln und die numerischen Methoden zu validieren, hat es sich als sinnvoll erwiesen, zunächst Teilkomponenten oder vereinfachte Fahrzeuggeometrien zu betrachten (s. Kapitel 1.2). Dieser Argumentation folgend wird auch in der vorliegenden Arbeit zunächst ein frei stehendes, isoliertes Einzelrad betrachtet, um anschließend die Radumströmung an einem vereinfachten Referenzfahrzeug zu untersuchen. Die Experimente dazu finden im Windkanal A der *Technischen Universität München* (TU München) statt. Im finalen Schritt wird ein vollständiges Serienfahrzeug hinsichtlich des Einflusses der Radumströmung betrachtet. Dafür werden Messergebnisse aus dem Aeroakustik-Windkanal der Audi AG herangezogen.

(a) Blick in Richtung Düse.



(b) Blick in Richtung Kollektor.



Abbildung 2.1: Messaufbau für das isolierte Einzelrad im Windkanal.

2.3.1 Isoliertes Einzelrad

Das isolierte Einzelrad stellt die einfachste aller untersuchten Konfigurationen dar. Es handelt sich um ein auf 40% der Originalgröße skaliertes Modellrad. Die ursprünglichen Nennmaße des Rades sind 225/45 R17. Dies entspricht einer Reifenbreite von 225mm, einem Reifenquerschnittsverhältnis von 45% und einem Felgendurchmesser von 17". Das Rad wird seitlich von einem Radarm gehalten und ist an dessen Ende auf einer Achse drehbar gelagert. Angetrieben wird das Modellrad durch das Laufband, auf dem es steht.

Der Reifen des Modellrades ist aus kohlefaserverstärktem Kunststoff (CFK) gefertigt und damit nicht verformbar. Dies ist sinnvoll, um den gewünschten hohen Abstraktionsgrad für diese Grundsatzuntersuchungen zu erhalten. Zudem besitzen die Räder eine glatte Lauffläche. Es wird also für diese Geometrien kein Reifenprofil berücksichtigt.

Da keine Verformung modelliert werden soll, muss durch den Radarm auch keine verformende Vertikalkraft auf das Rad ausgeübt werden. Dadurch muss der Radarm lediglich die Vertikalkraft abstützen, die ein Abheben des Rades durch aerodynamische Kräfte verhindert. So kann kein Schlupf zwischen antreibendem Laufband und Rad entstehen. Der Radarm, ebenfalls aus CFK gefertigt, kann dadurch in Form eines strömungsgünstigen, schlanken Tragflügelprofils ausgelegt werden. Er beeinflusst die Strömung dadurch nur minimal. Am Ende des Radarmes ist die Radachse an einer RUAG 270-1 Einkomponentenwaage befestigt, um die Widerstandskraft des Rades zu messen. Die Einzelradkonfiguration im Messaufbau ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Mit diesem Messaufbau lassen sich unterschiedliche Felgegeometrien untersuchen, die im Kapitel 3.2.1 genauer beschrieben werden.

2.3.2 DrivAer-Referenzkörper

Der DrivAer-Referenzkörper ist eine Fahrzeuggeometrie, die in der Fahrzeugaerodynamik für Prinzipuntersuchungen verwendet wird. Er wurde an der TU München in Zusammenarbeit mit Audi und BMW entwickelt (Heft et al. (2012)). Laut Heft et al. (2012) zielt dieser Referenzkörper darauf ab, die Lücke zwischen stark abstrahierten



Abbildung 2.2: DrivAer-Referenzfahrzeuggeometrie mit den drei unterschiedlichen Heckformen Fließheck (rot), Stufenheck (weiß) und Vollheck (blau) (Collin et al. (2016)).

Prinzipkörpern, zum Beispiel dem SAE-Körper oder dem Ahmed-Körper, und Serienfahrzeugen zu schließen. Die Geometrie dieses Referenzfahrzeuges ist frei zugänglich. Sie eignet sich daher besonders für die allgemeinen Grundlagenuntersuchungen der Radumströmung als Zwischenschritt zwischen einem isolierten Einzelrad und einem Serienfahrzeug.

Der DrivAer-Referenzkörper ist modular aufgebaut, sodass er mit drei unterschiedlichen Heckformen ausgestattet werden kann: Stufenheck, Fließheck und Vollheck. Diese sind in Abbildung 2.2 dargestellt. Zudem können unterschiedliche Unterbodengeometrien verwendet werden. Die Varianten sind ein realitätsnaher, strukturierter Unterboden und ein generischer, glatter Unterboden. Als weitere Abstraktionsmöglichkeit können die Spiegel entfernt und die Räder geschlossen oder ebenfalls entfernt werden (Heft et al. (2012)). Die Vereinfachung eines glatten Unterbodens ist für die hier gezeigten Untersuchungen nicht sinnvoll, da eine realitätsnahe Radanströmung simuliert werden soll. Ebenso werden die Varianten ohne Spiegel und ohne Räder nicht betrachtet. Für die Untersuchungen am DrivAer-Modell werden die gleichen Modellräder verwendet wie bei der Einzelraduntersuchung (s. Kapitel 2.3.1). Dementsprechend werden auch dort weder Reifenverformung noch Reifenprofil berücksichtigt.

Neben der Unterbodengeometrie ist es zu erwarten, dass auch die Motorraumdurchströmung einen Einfluss zumindest auf die Umströmung der Vorderräder besitzt und umgekehrt. Eine Motorraumgeometrie ist im ursprünglich veröffentlichten DrivAer-Referenzkörper jedoch nicht enthalten. Um der Wechselwirkung zwischen Motorraum- und Radumströmung Rechnung zu tragen, wurde daher ein generischer Motorraum für das DrivAer-Modell konzipiert. Dies erfolgte in Zusammenarbeit mit der *Forschungsstelle für Kraftfahrwesen Stuttgart* (FKFS) (Wittmeier und Kuthada (2015)). Die neu entwickelte Motorraumgeometrie enthält ein Kühlerpaket mit Lüftergehäuse, einen generischen Motorblock mit Abgassystem und ein generisches Getriebe. Der Hauptunterschied zu der von Mack et al. (2012a) bereits für interne Forschungszwecke

verwendeten Motorraumgeometrie ist, dass das Strömungsvolumen des Motorraums durch eine geometrisch definierte Motorraumeinhausung abgeschlossen ist. Zudem ist der Detaillierungsgrad von Abgassystem und Getriebemodell ausgeprägter, als bei der zuvor vorhandenen Geometrie. Insgesamt entspricht das Abstraktionsniveau der neuen Motorraumgeometrie und deren Komponenten dem des gesamten Fahrzeugmodells. Die einströmende Luft kann dabei sowohl in den Getriebetunnel als auch in die vorderen Radhäuser entweichen.

Die Untersuchungen am DrivAer-Referenzkörper werden an einem skalierten Modell durchgeführt. Wie beim Einzelrad beträgt der Maßstab 1:2,5. Das Fahrzeugmodell wurde von Mack et al. (2012a) im Zuge eines vorangegangenen Projekts gefertigt und instrumentiert. Die wichtigsten Eigenschaften des Modells werden an dieser Stelle der Vollständigkeit wegen kurz wiedergegeben. Von oben wird das Modell in der Messstrecke durch ein Schwert fixiert. Die vier Räder werden seitlich durch vier Radarme entsprechend dem Einzelradaufbau aus Kapitel 2.3.1 gehalten. Zur Messung der aerodynamischen Kräfte und Momente am Modell befindet sich zwischen Fahrzeug und Schwert eine RUAG 188-6 Sechskomponentenwaage. Die Widerstandskräfte der entkoppelten Räder werden wiederum durch RUAG 270-1 Einkomponentenwaagen zwischen den Radarmen und den Radachsen gemessen. Zur Messung der statischen Oberflächendrücke an der Fahrzeugaußenhaut sind an der Modelloberfläche ca. 400 Druckbohrungen angebracht. Für weitere Informationen bezüglich des Fahrzeugmodells und der Instrumentierung sei an dieser Stelle auf die Veröffentlichung von Mack et al. (2012a) verwiesen.

Die Eigenschaften und die Instrumentierung der neu entwickelten Motorraumgeometrie wurden bereits durch Collin et al. (2017) beschrieben. Der Kühler und der Antriebsstrang sind mit weiteren 34 Druckbohrungen ausgestattet. Zudem kann das Kühlerpaket mit unterschiedlichen Kühlerverblockungen ausgestattet werden, um den Massenstrom und damit den Druckverlust zu beeinflussen. Dabei ist ein geringerer Druckverlust mit einem höheren Massenstrom verknüpft. Um einen möglichst signifikanten Einfluss auf die Radumströmung bei abgedecktem (MockUp) im Vergleich zum offenem Kühlluft eintritt zu erhalten, wird daher die Kühlerkonfiguration aus der Arbeit von Collin et al. (2017) angewandt, die den geringsten Druckverlust produziert.

2.3.3 Serienfahrzeug

Das untersuchte Serienfahrzeug ist eine Audi A4 2,0l TDI Limousine aus dem Modelljahr 2015. Dabei handelt es sich um eine Mittelklasse-Limousine aus dem Premiumsegment, deren Vorgängermodell mit als Vorlage für den DrivAer-Referenzkörper diente. Somit eignet sich dieses Fahrzeug sehr gut für die Untersuchungen zur Radumströmung auch in Bezug auf die vorhergehenden Prinzipuntersuchungen.

Das Versuchsfahrzeug besitzt einen *steuerbaren Kühlluft einlass* (SKE), wodurch sich der Kühlluftmassenstrom unterbinden lässt. Es ist zu erwarten, dass dies einen Einfluss auf die Radumströmung hat. Weitere wichtige Bauteile hinsichtlich der Radumströmung sind die Radspoiler vor den Rädern, der Radhausvorspoiler am Fahrzeugbug und der seitlich auf Höhe der Radachse durchströmte Stoßfänger. Das Versuchsfahrzeug im



Abbildung 2.3: Versuchsfahrzeug Audi A4 2,0L TDI Limousine im Audi-Aeroakustik-Windkanal.

Windkanal ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

Alle Untersuchungen zur Felgenreometrie werden mit denselben Nennmaßen und demselben Reifen durchgeführt. Das Nennmaß der untersuchten Räder beträgt 225/50 R17. Die eingesetzten Reifen sind vom Fabrikat Hankook Ventus S1 evo². Da es sich in diesem Fall um ein Serienfahrzeug in Kombination mit einem Serienreifen handelt, tritt in diesem Fall eine Reifenlatschverformung auf. Zudem sind die Reifen profiliert.

2.4 Prüfstände

Der klassische Prüfstand zur Untersuchung von aerodynamischen Eigenschaften ist der Windkanal. Die unterschiedlichen Maßstäbe zwischen Einzelrad- bzw. generischem Fahrzeugmodell und Serienfahrzeug stellen naturgemäß unterschiedliche Anforderungen an die Größenverhältnisse eines Windkanals. Dementsprechend wurden die Versuchsträger im Modellmaßstab im großen Modellwindkanal A der TU München untersucht. Die Versuche am Serienfahrzeug wurden im Aeroakustik-Windkanal der AUDI AG durchgeführt. Im Folgenden werden die beiden Prüfstände kurz beschrieben.

2.4.1 Windkanal A der TU München

Der *Windkanal A* (WKA) der TU München ist ein Windkanal mit geschlossener Strömungsrückführung, das heißt, er entspricht der sogenannten *Göttinger Bauart*. Die Düsenaustrittsfläche beträgt $4,32\text{m}^2$. Für die Untersuchungen der vorliegenden

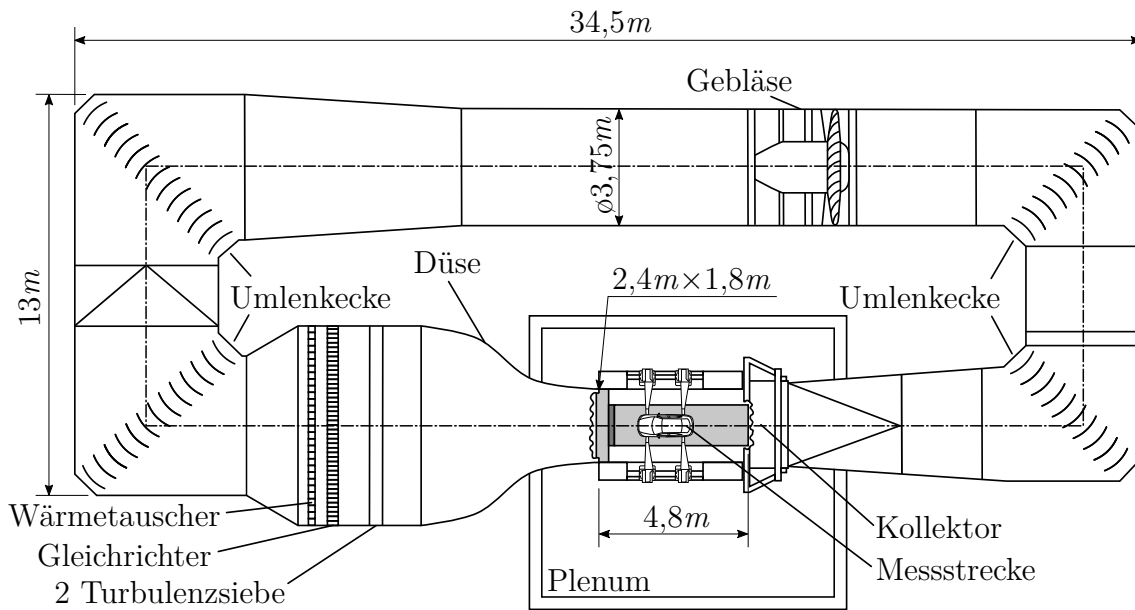


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des *Modellwindkanals A* (WKA) der TU München mit Laufbandsystem (nicht maßstabsgetreu).

Arbeit wird der Windkanal mit einer 3/4-offenen Messstrecke betrieben, deren Länge $4,8\text{m}$ beträgt. Turbulenzsiebe und Gleichrichter vor der Düse sorgen für eine sehr gute Strömungsqualität in der Messstrecke. Der Turbulenzgrad ist für diese Konfiguration mit $Tu_{x/y/z} < 0,4\%$ im Kern des Strahls sehr klein. Gleiches gilt für die Abweichung der Strahlrichtung von der Längsachse der Messstrecke mit $\Delta\alpha/\beta < 2^\circ$. Die maximale Windgeschwindigkeit des WKA beträgt 65m/s .

Damit die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Straße berücksichtigt werden kann, ist der WKA mit einem Laufbandsystem zur Bodensimulation ausgestattet. Dabei handelt es sich um ein Einbandsystem, bei dem das Laufband nahezu doppelt so breit ist wie das skalierte Fahrzeugmodell. Zusammen mit der passiven Grenzschichtabscheidung in der Düse hat dies den Vorteil, dass die Anströmung der Fahrzeugräder realitätsnah nachgebildet wird. Demgegenüber stehen die Nachteile einer aufwendigen Modellfixierung im Windkanal von oben und der Räder von der Seite. Es ist zu erwarten, dass die seitlichen Radarme einen Einfluss auf die Radumströmung haben. Eine schematische Darstellung des Windkanals zeigt Abbildung 2.4. Weiterführende Informationen über den WKA der TU München und das verwendete Laufbandsystem haben Mack et al. (2012b) im Zuge der Installation und Inbetriebnahme des Laufbandes veröffentlicht.

Die Länge des Laufbandes ist mit $4,53\text{m}$ etwas kürzer als die der gesamten Messstrecke. Um ein Abheben des Laufbandes durch die Kanalströmung zwischen dem Unterboden eines Fahrzeugmodells und dem Laufband zu verhindern, kann das Laufband durch sechs separate Unterdruckkammern an die Bodenplatte gesaugt werden. Die dadurch entstehende Reibung führt zu einer erhöhten Wärmeentwicklung, der mit einer Wasserkühlung der Bodenplatten entgegengewirkt wird. Die passive Grenzschicht-

abscheidung findet ca. 85mm vor dem Austritt der Strömung aus der Düse über eine Höhe von 54mm und über die gesamte Düsenbreite statt. Damit reduziert sich die Düsenaustrittsfläche auf $4,19\text{m}^2$. Das ist ausreichend, um mit dem Einzelrad und dessen Modellhalterung stark unterhalb sowie mit dem DrivAer-Modellfahrzeug und dessen Modellhalterung knapp unterhalb der von Kopp und Frank (2013) (S. 665) empfohlenen 10% Versperrung der Düsenaustrittsfläche zu bleiben. Die Maximalgeschwindigkeit des Laufbandes beträgt 50m/s , wobei für die hier präsentierten Untersuchungen meist eine Wind- und damit Laufbandgeschwindigkeit von 45m/s angewandt wird.

2.4.2 Audi-Aeroakustik-Windkanal (AAWK)

Die Messungen des Serienfahrzeugs werden im *Audi-Aeroakustik-Windkanal* (AAWK) durchgeführt. Dabei handelt es sich ebenfalls um einen Windkanal nach *Göttinger Bauart* und einer 3/4-offenen Messstrecke. Der AAWK ist seit 1999 in Betrieb und war zum damaligen Zeitpunkt der fortschrittlichste Prüfstand dieser Art in Deutschland, sodass er noch heute dem Stand der Technik entspricht. Die genauen Spezifikationen und erste Validierungsergebnisse des Windkanals wurden von Schneider et al. (1998)

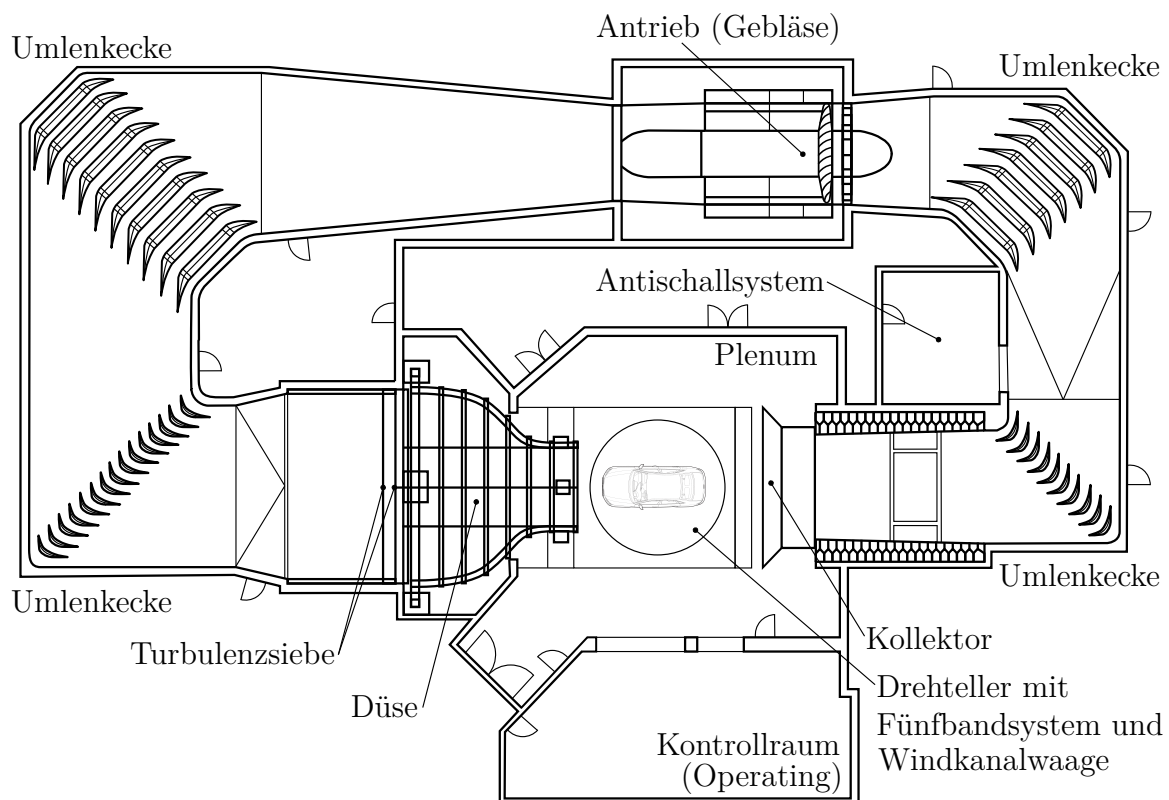


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des Full-Scale *Audi-Aeroakustik-Windkanals* (AAWK) (nach Wickern und Lindener (2000), nicht maßstabsgetreu, ohne Werkstatt-, Lager- und Büroräume).

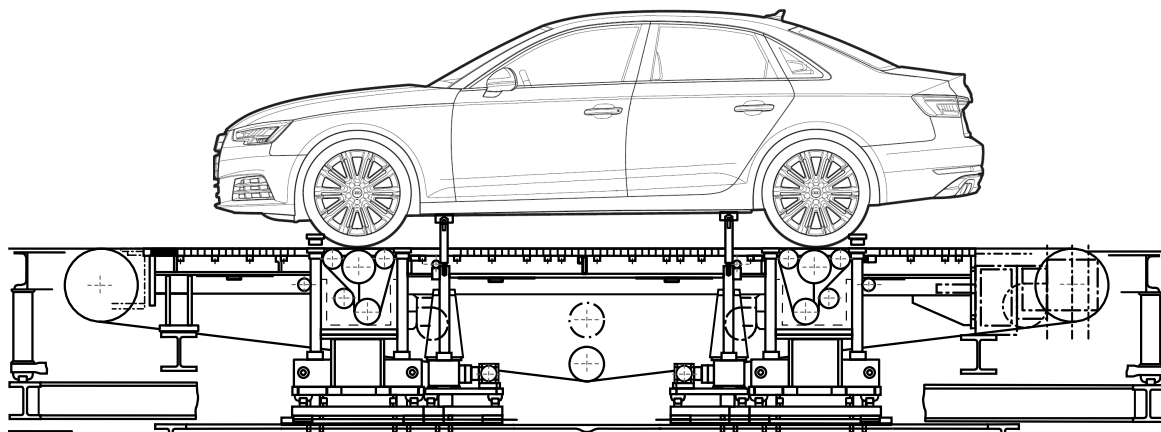


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Bodensimulationssystems des AAWK inklusive der Schwellerstützen und Radantriebseinheiten (nach Wickern und Lindener (2000), nicht maßstabsgetreu).

und Wickern und Lindener (2000) veröffentlicht. Die relevanten Größen für die in der vorliegenden Arbeit präsentierten Untersuchungen werden an dieser Stelle kurz wiedergegeben.

Mit einer variablen Messstreckenlänge von 9-10m und einer Düsenaustrittsfläche von $11m^2$ ist der AAWK verhältnismäßig kompakt dimensioniert. Die verhältnismäßig geringe Größe des Prüfstands wurde unter Abwägung aerodynamischer und aeroakustischer Qualitätskriterien sowie der Betriebskosten bewusst gewählt. Sie führt jedoch zu einer Versperrung der Düsenaustrittsfläche für das untersuchte Serienfahrzeug von ca. 20%. Dieser Wert überschreitet den in Kapitel 2.4.1 genannten Richtwert von 10% deutlich. Dennoch kann der AAWK aufgrund seiner selbstkorrigierenden Eigenschaften und der großen Kollektorquerschnittsfläche von $37,5m^2$ für die hier angestellten Untersuchungen verwendet werden (vgl. Wiedemann et al. (1993) und Wickern und Lindener (2000)). Wie der WKA ist auch der AAWK mit Turbulenzsieben und Gleichrichtern in der Düsenvorkammer ausgestattet, um einen Turbulenzgrad von $Tu_{x/y/z} < 0,3\%$ und damit eine sehr gute Strömungsqualität zu erreichen. Die maximale Windgeschwindigkeit von $83,3m/s$ ($=300km/h$) kann aus dem Stillstand in ca. 20s erreicht werden.

Die Simulation der Radrotation und der Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Straße sind auch für die Untersuchung der Radumströmung am Serienfahrzeug essentiell. Anders als der WKA ist der AAWK dafür mit einem sogenannten *Fünfbandsystem* ausgestattet. Dabei handelt es sich um fünf separate Laufbänder: ein großes Mittenlaufband und vier kleine Laufbänder unter den Rädern. Das Mittenlaufband hat eine Breite von 1m und eine Länge von 5,5m. Es läuft zwischen den Rädern des Fahrzeugs, um die Unterbodenströmung realitätsnah abzubilden. Die vier kleinen Laufbänder, sogenannte *Radantriebseinheiten*, laufen unter den vier Fahrzeigrädern. Sie treiben diese abgestimmt auf die entsprechende Windgeschwindigkeit an, um deren Einfluss auf die Um- und Anströmung möglichst korrekt wiederzugeben. Diese Laufbänder sind 0,34m lang und 0,28m breit. Bis zur Maximalgeschwindigkeit des Mittenlaufbandes von $65,3m/s$

(=235km/h) können alle 5 Laufbänder synchron mit der Anströmgeschwindigkeit der freien Anströmung in der Messstrecke betrieben werden. Die Maximalgeschwindigkeit der Radantriebe beträgt 69,4m/s (=250km/h). Analog zum WKA ist auch im AAWK ein Ansaugsystem mit Wasserkühlung verbaut, um ein Abheben des Mittenlaufbandes vom Boden unterhalb des Fahrzeugs zu verhindern.

Die Bodensimulation mittels Fünfbandsystem bietet gegenüber dem Einbandsystem des WKA sowohl Vor- als auch Nachteile: Einerseits müssen in Bezug auf die realitätsgetreue Nachbildung der Straßenfahrt bei einem Fünfbandsystem leichte Abstriche gemacht werden, da sich nicht der komplette Untergrund relativ zum Fahrzeug bewegt. Dies geschieht nur in den Bereichen, die durch die fünf Laufbänder abgedeckt werden. Andererseits ist bei dieser Bodensimulationsmethode der Aufwand hinsichtlich der Fixierung des zu untersuchenden Fahrzeugs deutlich geringer. Das Fahrzeug wird an den Schwellern mittels der vorhandenen Wagenheberaufnahmen auf Schwellerstützen fixiert. Diese können zudem das Fahrzeug für etwaige Räderwechsel vom Boden abheben. Weiterhin gibt es im AAWK eine Hebevorrichtung an den Rädern, die das Fahrzeug um bis zu ca. 1,8m anheben kann. So können Anpassungen am Unterboden des Fahrzeugs vorgenommen werden. Dies ist in erster Linie in der Aerodynamikentwicklung von Serienfahrzeugen relevant, erleichtert aber auch das Modellhandling für die hier gezeigten Untersuchungen erheblich. Zudem müssen die Räder nicht durch Radarme von der Seite gehalten werden, sondern sind an der Serienradaufhängung montiert. Die Strömung auf Achshöhe an der Radaußenseite wird dadurch deutlich realitätsgetreuer abgebildet.

Zur Messung der aerodynamischen Kräfte ist eine externe Sechskomponentenwaage im Keller des AAWK eingelassen. Diese misst die Kräfte auf eine Rahmenkonstruktion, mit der sowohl die Schwellerstützen als auch die Radantriebseinheiten verbunden sind. Auf diese Weise ist der Rollwiderstand eine interne Kraft und es werden nur die drei Kräfte in und die drei Momente um die drei Raumrichtungen gemessen. Eine schematische Darstellung des Prüfstandes zeigt Abbildung 2.5. Eine Detailansicht des Bodensimulationssystems ist in Abbildung 2.6 zu sehen. Weitere Details zum Prüfstandsaufbau und Validierungsergebnisse sind in den bereits genannten Veröffentlichungen von Schneider et al. (1998) und Wickern und Lindener (2000) zu finden.

2.5 Messtechnik

Neben der Messung der integralen Kräfte, ob mit modellinternen Waagen im WKA oder einer externen Windkanalwaage wie im AAWK, ist es aufschlussreich, weitere Informationen über Strömungsfelder zu gewinnen, die sich um die untersuchten Konfigurationen ausbilden. Zu diesem Zweck werden am DrivAer-Modellfahrzeug Oberflächendruckmessungen durchgeführt. Für den Einzelradaufbau und das Serienfahrzeug werden unterschiedliche Feldmessungsmethoden angewendet. Die verwendete Messtechnik wird im Folgenden kurz erläutert.

2.5.1 Oberflächendruckmessung

In Kapitel 2.3.2 wurde bereits auf die ca. 400 Druckbohrungen an der Modelloberfläche sowie die 34 Druckbohrungen an der Kühler- und Motorraumgeometrie des DrivAer-Fahrzeugmodells hingewiesen. Dem Messaufbau von Mack et al. (2012a) folgend, werden die Druckbohrungen mit drei Scanivalve ZOC33/64PX-2.5psid Druckmessmodulen (ZOC-Module) zu je 64 pneumatischen Eingängen verbunden. Diese sind im Fahrzeugmodell angebracht und besitzen einen Messbereich von bis zu 17.200Pa Differenzdruck (2,5psid) bei einer Messgenauigkeit von $\pm 0,10\%$ ($\Delta c_p = \pm 0,015$) und einer maximalen Abtastrate von bis zu 45kHz (Scanivalve Corp. (2011b)). Es werden jedoch lediglich die zeitgemittelten statischen Druckwerte verwendet.

Die ZOC-Module werden von einem Scanivalve DSM3400-Versorgungsmodul (DSM) außerhalb des Fahrzeugs gesteuert. Die Verbindungen für den Steuerdruck und die Datenübertragung zwischen DSM- und ZOC-Modulen sowie die Referenzdruckversorgung für die ZOC-Module erfolgen im Inneren des Schwerts zur Modellfixierung im Windkanal. Das DSM3400 kann im Normalbetrieb („Normal Mode“) 625 Messwerte pro Sekunde und Kanal aufnehmen und fungiert als Analog-/Digitalwandler zwischen den ZOC-Modulen und dem Messrechner. Das ZOC-Modul ist über eine Ethernet-Verbindung mit dem Messrechner verbunden (Scanivalve Corp. (2011a)). Dieser Aufbau ermöglicht demnach die Durchführung der statischen Oberflächendruckmessung an 192 Druckmesspunkten in einer Messung.

2.5.2 Feldmessung

Die durchgeführten Feldmessungen werden entsprechend der unterschiedlichen Prüfstands-ausrüstung im WKA und AAWK mit zwei verschiedenen Methoden durchgeführt. Für die Einzelradkonfiguration wird das Strömungsfeld in mehreren Schnittebenen im Radnachlauf mittels *Particle Image Velocimetry* (PIV) aufgezeichnet. Am Serienfahrzeug wird eine Schnittebene durch das Strömungsfeld im Nachlauf des linken Vorderrades mit Hilfe einer Mehrlochsonde vermessen.

Particle Image Velocimetry (PIV)

Im WKA der TU München ist ein modernes Stereo-PIV-System der Firma LaVision zur Messung des Geschwindigkeitsfeldes in einer Strömung verfügbar. Dieses System fand bereits in Untersuchungen von Hövelmann (2016) und Grawunder (2017) Anwendung und wird hier analog verwendet. Bei der *Stereo-PIV* handelt es sich um ein optisches Messverfahren, bei dem kleinste Partikel, *Seeding* genannt, in die Strömung eingebracht werden. Die Position dieser Partikel wird mittels zweier Kameras aus unterschiedlichen Positionen zweimal mit kurzem Zeitversatz aufgezeichnet. Die Partikel bewegen sich mit der Strömung und beeinflussen diese aufgrund ihrer geringen Größe (hier ca. $1\mu m$) nicht. Die Aufzeichnung dieser Bewegung ermöglicht es mit Hilfe von statistischer Auswertung auf den Geschwindigkeitsvektor im Strömungsfeld zu schließen. Der große Vorteil dieser Methodik besteht darin, dass die Messtechnik nicht direkt in die Strömung

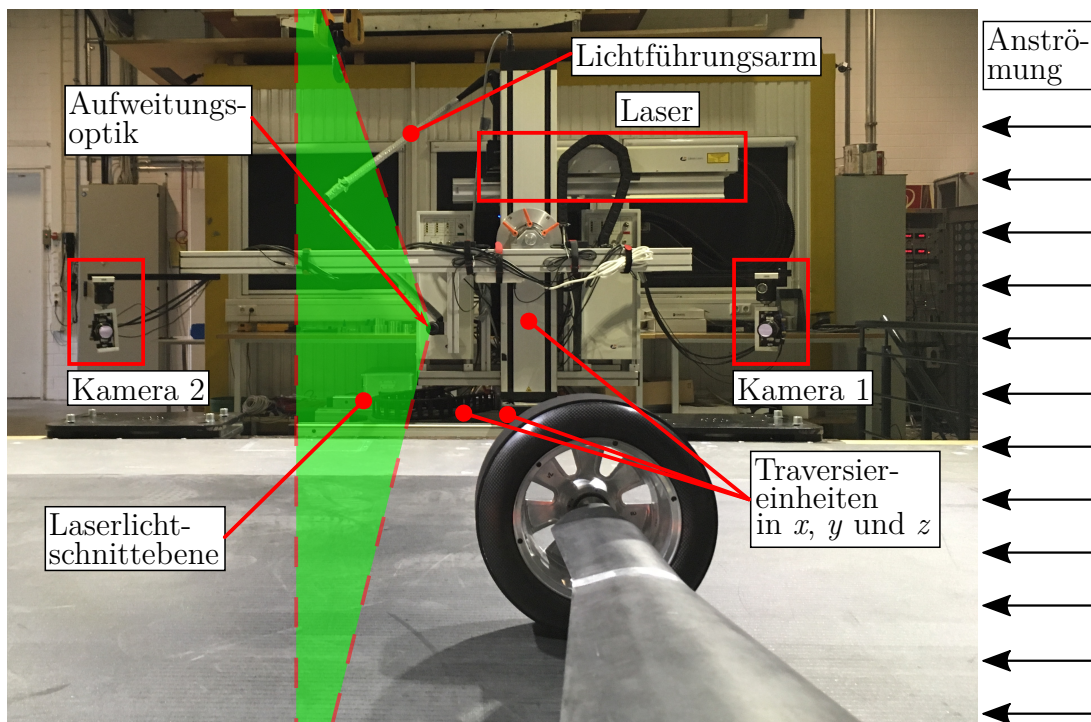


Abbildung 2.7: PIV-System seitlich der 3/4-offenen Messstrecke des *Modellwindkanals A* (WKA) der TU München.

eingbracht wird. Die Strömung wird somit nicht beeinflusst.

Für die hier präsentierten Untersuchungen ist das PIV-System seitlich der 3/4-offenen Messstrecke angebracht und auf den Nachlauf des Einzelrades ausgerichtet. Als *Seeding* wird zerstäubtes *Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat* (DEHS) verwendet. Die DEHS-Partikel werden in der abgedunkelten Messstrecke durch einen doppelt gepulsten Laserlichtschnitt beleuchtet und streuen dieses Licht zurück. Der Lichtschnitt ist senkrecht zur Anströmung ausgerichtet (s. Abbildung 2.7). Kamera 1 ist dabei stromauf des Lichtschnittes auf diesen gerichtet und Kamera 2 stromab des Lichtschnittes. Auf diese Weise lassen sich aus den Doppelbildpaaren im ebenen, zweidimensionalen Lichtschnitt alle drei Komponenten des Geschwindigkeitsvektors in den drei Raumrichtungen bestimmen (*Two-dimensional three-component: 2D3C*).

Zur Erzeugung des Laserstrahls wird ein Nd:Yag-Laser mit einer Leistung von 325mJ pro Lichtpuls verwendet. Der zeitliche Versatz zwischen den Lichtpulsen beträgt $12\mu\text{s}$. Das abgegebene Licht hat eine Wellenlänge von 532nm und ist damit als grünes Licht sichtbar. Am Ende der Lichtführung befindet sich eine Aufweitungsoptik, die den Lichtschnitt erzeugt. Zur Bilderfassung werden zwei *sCMOS-Kameras* mit einer Auflösung von $2.560 \times 2.160\text{px}$ und Linsen mit einer Brennweite von 135mm und einer Blendenöffnung von 2,8 verwendet.

Mit diesem Messaufbau werden in jeder Messung 400 Doppelbildpaare und damit das Geschwindigkeitsfeld in der Schnittebene mit einer Frequenz von 12Hz aufgezeichnet. Durch die Mittelung über diese Geschwindigkeitsfelder lässt sich die mittlere Strömungs-

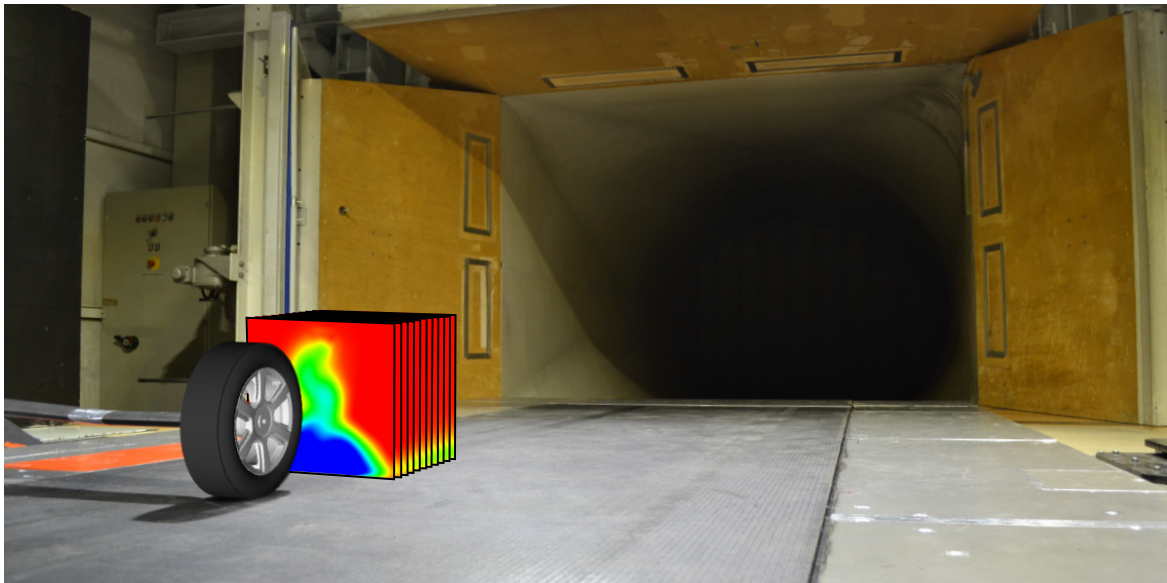


Abbildung 2.8: Illustration der elf PIV-Messebenen im Nachlauf des Einzelrades im WKA.

geschwindigkeit in der Schnittebene in einem Mittelungsintervall von 33,33s aufzeichnen. So werden für vier Felgengeometrien je elf Ebenen im Nachlauf des Einzelradaufbaus vermessen (s. Abbildung 2.8).

Mehrlochsonde

Zur Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Felgengeometrien auf die Umströmung eines Serienfahrzeuges wird das Strömungsfeld im Nachlauf des linken Vorderrades mit einer Mehrlochsonde vermessen. Dazu wird eine 7-Loch-Sonde der Firma Aeroprobe verwendet. Bei der 7-Loch-Sonde handelt es sich um eine Totaldrucksonde, deren konischer Sondenkopf mit sieben Druckmessbohrungen versehen ist. Dabei ist eine Druckbohrung an der Kegelspitze angebracht. Die sechs restlichen Druckbohrungen sind kreisförmig und äquidistant auf der Mantelfläche des konischen Sondenkopfs verteilt. Aus den sieben Druckmesswerten lassen sich mithilfe der vom Sondenhersteller bereitgestellten Kalibrationsmatrix Totaldruck, dynamischer Druck und Strömungswinkel berechnen. Für den Strömungswinkel gibt der Hersteller eine Genauigkeit von $0,5^\circ$ an. Für die Strömungsgeschwindigkeit liegt die Genauigkeit bei 1% (Aeroprobe Corp. (2003)).

Gemäß den Herstellerangaben besitzt die hier verwendete 7-Loch-Sonde einen Sondenöffnungswinkel von 70° - 75° (Aeroprobe Corp. (2003)). In Voruntersuchungen mittels numerischer Simulationen wurde für die ausgewählte Messebene zunächst verifiziert, dass die Strömung nicht außerhalb dieses Messbereichs auf die Sonde trifft. Diese Verifizierung erfolgte für das gemittelte Strömungsfeld sowie für einzelne ausgewählte instantane Strömungsfelder. Um den Messbereich mit einem weiteren Sicherheitsfaktor auszustatten, wurde der Sondenkopf in den Messungen um 15° zur Längsachse

(a) Einspannung der Mehrlochsonde.



(b) Lage der Messebene.

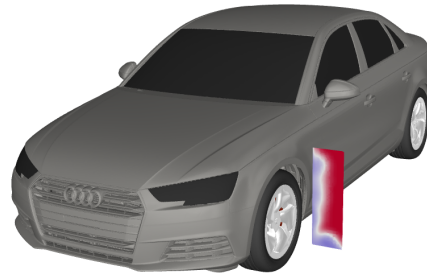


Abbildung 2.9: Versuchsaufbau der Mehrlochsonde im AAWK.

(x -Achse) der freien Anströmung angestellt. So erhöht sich der Messbereich in negativer y -Richtung auf 85° - 90° und verringert sich in positiver y -Richtung auf 55° - 60° . Da die Strömung in der Messebene aber durch den Fahrzeugbug in negative y -Richtung abgelenkt wird, wirkt sich diese Maßnahme insgesamt positiv auf den Messbereich der Sonde aus.

Um die Messpunkte in der Messebene aufzuzeichnen, wird die Mehrlochsonde am Ende der Traversiereinheit des AAWK eingespannt (s. Abbildung 2.9.(a)). Die untersuchte Messebene liegt, wie in Abbildung 2.9.(b) dargestellt, ca. 440mm hinter der Vorderachse in x -normaler Richtung. Die Messpunkte liegen auf einem äquidistanten Messgitter mit einem Abstand von 20mm . Die Messebene hat eine Ausdehnung von 220mm x 680mm (Breite x Höhe) und beginnt 15mm über dem Boden. Bei der verwendeten Mehrlochsonde ist mit einer verminderten Messgenauigkeit zu rechnen, falls der Sondenkopf näher als 4-5 Kopfdurchmesser an festen Wände positioniert wird (Aeroprobe Corp. (2003)). Da der Sondenkopfdurchmesser 3mm beträgt ist es nicht sinnvoll, Messpunkte näher als 15mm am Boden aufzuzeichnen. Ebenfalls aus diesem Grund und damit die Sondenhalterung nicht mit der vorderen Seitenwand des Fahrzeugs kollidiert, wird ab einer Höhe von 215mm über dem Boden der fahrzeugnächste Messpunkt ausgespart.

An jedem Messpunkt wird eine Messung über 4s mit einer Frequenz von 100Hz durchgeführt. Für den Verfahrweg und zur Beruhigung der Strömung nach dem Verfahren der Sonde wird eine Haltezeit von 2s zwischen den Messungen vorgehalten. Für die Messungen am Serienfahrzeug werden ein ZOC33/64PX-2.5psid Druckmessmodul und ein DSM4000-Versorgungsmodul der Firma Scanivalve verwendet. Der Messbereich dieser Konfiguration liegt in der verwendeten Kalibrierung bei bis zu 6.900Pa Differenzdruck (1psid) bei einer Messgenauigkeit von $\pm 0,12\%$ ($\Delta c_p = \pm 0,009$) (vgl. Scanivalve Corp. (2011b) und Scanivalve Corp. (2017)). Die maximale Abtastrate liegt auch hier bei 625Hz (vgl. Scanivalve Corp. (2017)).

2.6 Grundlagen der numerischen Strömungssimulation

Neben den Windkanalexperimenten liegt ein starker Fokus der vorliegenden Untersuchungen auf der Anwendung der numerischen Strömungssimulation (engl. *Computational Fluid Dynamics*, CFD-Simulation) zur Untersuchung der Radumströmung. Mittels CFD-Simulationen lassen sich strömungsmechanische und thermische Vorgänge in einem Strömungsfeld berechnen. Dieses kann aus einem oder mehreren Fluiden bestehen. Für die hier präsentierten CFD-Simulationen wird das Simulationsprogramm OpenFOAM in der Version v16.06 verwendet. OpenFOAM wird von ESI-OpenCFD unter der *GNU General Public License* (GPL) vertrieben. Das heißt, es ist frei verfügbar und bei der Verwendung fallen keine Lizenzgebühren an. Auf die wesentlichen Punkte der strömungsmechanischen Grundgleichungen und der verwendeten numerischen Lösungsmethode wird im Folgenden kurz eingegangen. Für Detailinformationen zur numerischen Strömungssimulation sei u.a. auf die Grundlagenwerke von Ferziger und Peric (2008), Pletcher et al. (2016) und Lomax et al. (2003) verwiesen.

2.6.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Es gibt zwei Möglichkeiten, die fluidmechanischen Grundgleichungen herzuleiten (s. Pletcher et al. (2016), S. 247ff.). Zum einen durch einen phänomenologischen Ansatz, bei dem das Fluid als Kontinuum betrachtet wird. Zum anderen durch einen Ansatz aus der kinetischen Gastheorie mittels Betrachtung des Fluides auf der Teilchenebene. Letzterer bildet die Grundlage für die *Lattice-Boltzmann-Methode*, die in der Fahrzeugaerodynamik in Form von kommerzieller Software weitverbreitet ist. Der Strömungslöser OpenFOAM, der in dieser Arbeit Anwendung findet, basiert jedoch auf der *Finite-Volumen-Methode*, sodass an dieser Stelle die phänomenologische Betrachtung verwendet wird. Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik basieren dabei auf den Erhaltungsprinzipien für Masse, Impuls und Energie. Sie ergeben sich, Ferziger und Peric (2008), (S. 3ff.) folgend, in kartesischer Form und in Tensorschreibweise unter Verwendung der Einstein'schen Summenkonvention folgendermaßen:

Kontinuitätsgleichung Die Massenerhaltung an einem infinitesimal kleinen Kontrollvolumen führt zur Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.12)$$

Für eine inkompressible Strömung ($\rho = \text{konstant}$) vereinfacht sich Gleichung 2.12 zu:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.13)$$

Ohne einen signifikanten Fehler zu begehen, kann man für geringe *Mach-Zahlen* von $Ma_\infty \leq 0,3$ in der ungestörten Anströmung eine inkompressible Strömung annehmen

(s. Ferziger und Peric (2008), S. 15 und Hucho (2012), S. 425). Für die Umströmung stumpfer Körper kann sich diese Grenze durch Übergeschwindigkeiten am Körper auf $Ma_\infty \leq 0,2$ verringern (Hucho (2012) (S. 428)). Für Pkw-Umströmungen sind die *Mach-Zahlen* in der Regel geringer als 0,2 und damit wird für die hier angestellten Betrachtungen Gleichung 2.13 verwendet. In der Rennsportaerodynamik ist jedoch zu beachten, dass Flügel- und Luftleitelemente zu Übergeschwindigkeiten und damit lokal zu *Mach-Zahlen* $Ma \geq 0,2$ führen können. In diesem Fall kann nicht generell eine inkompressible Strömung angenommen werden.

Impulsgleichung Wendet man das zweite Newton'sche Axiom auf ein Fluid an, das durch ein infinitesimal kleines Kontrollvolumen strömt, lässt sich die Impulsgleichung herleiten:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (2.14)$$

In Gleichung 2.14 ist mit dem zweiten Term auf der linken Seite der Gleichung, dem sogenannten *Konvektionsterm*, eine quadratische Nichtlinearität enthalten. Er beschreibt wichtige Phänomene, wie beispielsweise die Wechselwirkung zwischen Wirbeln oder die Turbulenz. Vor allem aber ist er der Grund dafür, dass noch keine geschlossene analytische Lösung der Grundgleichungen der Strömungsmechanik gefunden wurde. Für eine inkompressible Strömung ($\rho = \text{konstant}$) lässt sich Gleichung 2.14 unter Berücksichtigung von Gleichung 2.13 zur inkompressiblen Impulsgleichung umformen:

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (2.15)$$

Für inkompressible Strömungen kann zum Zweck der Reduktion der Faktoren weiterhin der statische Druck p in Gleichung 2.15 durch den dichtebezogenen kinematischen Druck p_{kin} ersetzt werden:

$$p_{kin} = \frac{p}{\rho} \quad (2.16)$$

Damit vereinfacht sich Gleichung 2.15 zu:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p_{kin}}{\partial x_i} + f_i \quad (2.17)$$

Diese Form der Impulsgleichung wird im inkompressiblen Strömungslöser des Berechnungstools OpenFOAM verwendet.

Energiegleichung Für kompressible Strömungen vervollständigt die Energiegleichung den Satz der Grundgleichungen der Strömungsmechanik. Sie kann durch die Anwendung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik auf ein Fluid, das durch ein infinitesimal kleines Kontrollvolumen strömt, hergeleitet werden. Für die hier untersuchten inkompressiblen Strömungen ohne Wärmeübergang und Temperaturänderungen liefert sie aber keine Zusatzinformationen und wird darum an dieser Stelle nicht näher betrachtet. Für die Formulierung der Energiegleichung wird auf Ferziger und Peric (2008) (S. 11) oder Pletcher et al. (2016) (S. 248) verwiesen.

2.6.2 Verwendete Berechnungsmethode

Für den Satz der Grundgleichungen der Strömungsmechanik konnte bisher keine universelle, geschlossene, analytische Lösung gefunden werden (vgl. Kapitel 2.6.1). Um das Gleichungssystem dennoch zu lösen, bedient man sich numerischer Methoden. Das heißt, die Differentialquotienten aus den Gleichungen 2.12 und 2.14, die die Änderung der Strömungsgrößen im kontinuierlichen Berechnungsraum sowie in der Zeit wiedergeben, werden durch Differenzenquotienten approximiert. Diese geben die Änderungen der Variablen lediglich auf diskreten Punkten im Berechnungsraum wieder. Dafür ist es notwendig den Berechnungsraum in eine endliche Anzahl von Berechnungspunkten aufzuteilen, an denen die Grundgleichungen der Strömungsmechanik gelöst werden. Im Bereich zwischen den Berechnungspunkten kann die Lösung durch Interpolation der Lösungen von den umliegenden Berechnungspunkten approximiert werden.

Zum Aufstellen eines diskretisierten partiellen Differentialgleichungssystems gibt es mehrere Möglichkeiten. Zu den bekanntesten gehören die *Finite-Differenzen-Methode* (FDM), die *Finite-Volumen-Methode* (FVM) und die *Finite-Elemente-Methode* (FEM). Diese unterscheiden sich hinsichtlich mathematischem Ansatz, Berechnungsaufwand, Anforderungen an die räumliche Diskretisierung und Eignung für bestimmte Probleme. Für strömungsmechanische Probleme ist die FVM aufgrund ihrer zugrundeliegenden Logik am weitesten verbreitet. In OpenFOAM ist ebenfalls die FVM implementiert.

Entsprechend den Ausführungen von Ferziger und Peric (2008) (S. 83) muss für die Anwendung der FVM der Berechnungsraum in endlich große, sich nicht schneidende Volumenelemente aufgeteilt werden. Dadurch entsteht ein Berechnungsnetz. Man unterscheidet zwischen strukturierten Netzen aus regelmäßigen Hexaedern und unstrukturierten Netzen aus beliebigen Polyeder-Zellen, meist jedoch Tetraedern. Für die hier präsentierten Simulationen wird als Berechnungsnetz eine Mischform aus mehrheitlich Hexaeder-Zellen mit vereinzelt Polyeder-Zellen angewandt. So sollen einige Vorteile beider Methoden verbunden werden. In der Nähe von Körperoberflächen wird durch die Verwendung von Polyeder-Zellen eine bessere Geometrieprepräsentation erzielt. Im freien Strömungsfeld kann durch die Verwendung von Hexaeder-Zellen eine bessere Zellqualität und dadurch eine höhere Rechengenauigkeit erreicht werden. Weiterhin können direkt an Körperoberflächen Prismen-Zellen verwendet werden, um die dort entstehende Grenzschicht aufzulösen. Die diskreten Berechnungspunkte zur Lösung der Erhaltungsgleichungen befinden sich dabei im Zentrum der Volumenelemente (s. ebd.).

Die Erhaltungsgleichungen lassen sich an den einfachen Volumenelementen in integraler Form lösen. Dabei werden die Volumenintegrale an den Elementen mit Hilfe des *Gauß'schen Integralsatzes* in Oberflächenintegrale überführt. Die integrale Form der zuvor eingeführten Massen- (Gleichung 2.12) und Impulsgleichung (Gleichung 2.14) an einem Volumenelement mit dem Volumen V und der Oberfläche S ergeben sich beispielsweise wie folgt:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho u_i n_i dS = 0 \quad (2.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dV + \int_S \rho u_i u_j n_j dS = \int_S \tau_{ij} n_j dS - \int_S p i_{ij} n_j dS + \int_V \rho f_i dV \quad (2.19)$$

Durch die Anwendung des *Gauß'schen Integralsatzes* wird aus Gleichung 2.19 deutlich, dass es möglich ist, an einem finiten Volumenelement Massen- oder Impulsflüsse zu bilanzieren. Besteht die Oberfläche des Volumenelements aus mehreren Seitenflächen, ergibt sich der Fluss durch das Volumenelement aus der Summe der Flüsse über dessen Seitenflächen (s. ebd., S. 84). Die Volumen- und Oberflächenintegrale aus Gleichung 2.18 und Gleichung 2.19 müssen nun noch numerisch, zum Beispiel mittels *Gauß-Quadratur*, approximiert werden. Daraus ergibt sich für ein beliebiges Volumenelement X mit m Seitenflächen das Gleichungssystem:

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho V]_X + \sum_m [u_i n_i A]_m = 0 \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\rho u_i V]_X + \sum_m [\rho u_i u_j n_j A]_m = \sum_m [\tau_{ij} n_j A]_m - \sum_m [p i_{ij} n_j A]_m + [\rho f_i V]_X \quad (2.21)$$

Die Werte auf den Seitenflächen A sind dabei nicht bekannt und müssen daher aus den umliegenden Berechnungspunkten in den Zellmittelpunkten interpoliert werden. Abhängig vom Berechnungsnetz und dem betrachteten Strömungsproblem entstehen dabei unterschiedliche Anforderungen an die Ordnung der Interpolationsmethode, also an die Größe des numerischen Abbruchfehler-Terms (s. ebd., S. 88 ff.). Für die Volumenelemente, die am Rand des Berechnungsgebietes liegen, sind für diese Seitenflächen keine Nachbarzellen für die Interpolation vorhanden. An diesen Stellen müssen Randbedingungen vorgegeben werden. In der Regel werden dafür physikalisch sinnvolle, feste Werte für die Variablen vorgegeben (*Dirichlet-Randbedingung*) oder der Gradient von Zellmittelpunkt zur Seitenfläche festgelegt (*Neumann-Randbedingung*) (s. ebd.).

Die zeitlichen Ableitungen aus Gleichung 2.20 und Gleichung 2.21 können als weitere Dimension des Strömungsproblems angesehen werden. Das betrachtete Zeitintervall muss also in eine endliche Anzahl von Zeitschritten diskretisiert werden. Im Gegensatz zu den räumlichen Dimensionen, bei denen sich alle benachbarten Berechnungspunkte gegenseitig beeinflussen, wird die zeitliche Dimension nur durch die vorhergehenden Berechnungspunkte (Zeitpunkte) beeinflusst. Daher wird in dieser Arbeit das von Jasak (1996) (S. 91) vorgestellte *Backward-Differencing-Scheme* (auch *Drei-Ebenen-Verfahren*, s. Ferziger und Peric (2008) S. 165f.) angewandt. Hierbei handelt es sich um ein implizites Schema zweiter Ordnung (s.a. OpenCFD Ltd. (2016), S. 81), bei dem die Größen im neuen Zeitschritt (ϕ_n) aus den beiden vorhergehenden Zeitschritten (ϕ_{n-1} und ϕ_{n-2}) und der Zeitschrittweite (Δt) nach folgender Formel berechnet werden (Jasak (1996), S. 91):

$$\frac{\partial}{\partial t} \phi_n = \frac{1}{\Delta t} \left(\frac{3}{2} \phi_n - 2\phi_{n-1} + \frac{1}{2} \phi_{n-2} \right) \quad (2.22)$$

Gemäß den weiteren Ausführungen von Ferziger und Peric (2008) (S. 194ff.) entsteht bei der Lösung der inkompressiblen *Navier-Stokes-Gleichungen*, wie sie in dieser Arbeit angewandt werden, ein Problem: Die Dichte wird nicht aus der Kontinuitätsgleichung

berechnet, sondern als konstant angenommen. Daher macht es keinen Sinn aus ihr, mit Hilfe einer Zustandsgleichung, den Druck zu bestimmen. Der Geschwindigkeitsvektor lässt sich aus der Impulsgleichung berechnen, in der lediglich der Druckgradient enthalten ist. Der Druck selbst ist aber nicht in den Gleichungen enthalten. Daher wird zur Bestimmung des Drucks die Divergenzfreiheit des Geschwindigkeitsfeldes aus der Massenerhaltung als kinematische Bedingung mit der Impulsgleichung kombiniert. Auf diese Weise lassen sich Druck und Geschwindigkeit zu einer *Druck-Poisson-Gleichung* koppeln:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} \right) = - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial (\rho u_j u_i)}{\partial x_j} \right) \quad (2.23)$$

Zur Lösung der diskretisierten inkompressiblen *Navier-Stokes-Gleichungen* wird in der numerischen Strömungsmechanik in der Regel ein iterativer Lösungsalgorithmus angewandt. Für diese Arbeit wird der von Issa (1986) eingeführte PISO-Algorithmus (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*) verwendet. Gemäß Pletcher et al. (2016) (S. 645) wird dabei in jedem Zeitschritt aus einer Startlösung des Drucks, entweder des vorherigen Zeitschritts oder der Anfangsbedingung, die Impulsgleichung in einem Prädiktorschritt implizit gelöst. Unter expliziter Verwendung dieser Lösung wird im darauffolgenden Korrektorschritt die Druck-Poisson-Gleichung (Gleichung 2.23) gelöst. Ziel ist es, ein korrigiertes Druckfeld zu erhalten, das die kinematische Bedingung der Divergenzfreiheit erfüllt. Mit diesem neu berechneten Druckfeld lässt sich wiederum ein divergenzfreies Geschwindigkeitsfeld berechnen. Danach wird ein zweiter, fast identischer Korrektorschritt durchgeführt. Bei diesem wird das neue, divergenzfreie Geschwindigkeitsfeld zur expliziten Lösung der Druck-Poisson-Gleichung und anschließender Geschwindigkeitskorrektur verwendet. In der Software OpenFOAM können beliebig viele Korrektorschritte durchgeführt werden. Laut Issa (1986) sind jedoch zwei Korrektorschritte ausreichend (s. Pletcher et al. (2016), S. 646).

In den Gleichungen der FVM hat jede diskretisierte Größe eine physikalische Bedeutung. Somit kann sie sowohl für strukturierte als auch für unstrukturierte Berechnungsnetze angewandt werden. Aus diesem Grund wird sie in vielen Strömungslösern zur Berechnung von technischen Strömungsproblemen angewandt (s. Ferziger und Peric (2008) S. 34).

Turbulenzmodellierung

Bei technisch relevanten Strömungen, wie etwa in der Fahrzeugaerodynamik, handelt es sich in der Regel um turbulente Strömungen. Um für solche Strömungen die *inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen* numerisch zu lösen, müssen alle in dieser Strömung vorkommenden zeitlichen und räumlichen Skalen erfasst werden. Das heißt, die zeitliche und die räumliche Auflösung müssen sich nach den kleinsten Strukturen richten. Ist dies der Fall, spricht man von einer *Direkten Numerischen Simulation* (DNS). Für technische Strömungen ist das Spektrum der zeitlichen und räumlichen Skalen im Allgemeinen jedoch so breit, dass eine DNS zu einem enormen Berechnungsaufwand führen würde. Daher ist die Durchführung einer DNS in der Regel nicht möglich (Ferziger

und Peric (2008), S. 316). Um technische Strömungen dennoch zu berechnen, wird der Effekt der Turbulenz, der für diesen Umstand weitestgehend verantwortlich ist, durch Modellansätze berücksichtigt. Die Turbulenzmodellierung ist bis heute Objekt der Forschung und Details hierzu können beispielsweise Ferziger und Peric (2008), Wilcox (2006) oder Pope (2000) entnommen werden.

Die gängigen Methoden zur Berücksichtigung der Turbulenz lassen sich anhand ihres Modellierungsgrades und des Berechnungsaufwandes differenzieren. In dieser Arbeit wird die *Delayed-Detached-Eddy-Simulation-Methode* (DDES-Methode) verwendet. Sie ist eine hybride Methode, die Eigenschaften aus zwei grundlegenden Methoden kombiniert: erstens die der *Reynolds-Averaged-Navier-Stokes-Methode* (RANS-Methode) mit hohem Modellierungsgrad bei geringem Berechnungsaufwand und zweitens der *Large-Eddy-Simulation-Methode* (LES-Methode) mit moderatem Modellierungsgrad bei erhöhtem Berechnungsaufwand. Die wesentlichen Prinzipien dieser Methoden werden, Ferziger und Peric (2008) folgend, kurz dargelegt.

LES-Methode Das Prinzip der LES-Methode basiert auf der Annahme, dass großskalige turbulente Strukturen energiereicher sind als kleinskalige Bewegungen und damit der wesentliche Träger der Erhaltungsgrößen (s. ebd., S. 331). Diese großskaligen Strukturen werden im Wesentlichen durch die Strömungstopologie, also in der Fahrzeugaerodynamik durch die Fahrzeuggeometrie, bestimmt. Es ist daher sinnvoll, nur diese zu berechnen und die kleinskaligen Bewegungen als universell anzunehmen und zu modellieren. Um dies zu erreichen, wird eine *Filterung* (= räumliche Mittelung) der Strömungsgrößen durchgeführt. Am Beispiel einer Geschwindigkeitskomponente u_i berechnet sich die gefilterte Größe \hat{u}_i wie folgt (s. ebd.):

$$\hat{u}_i(x) = \int G(x, x') u_i(x') dx' \quad (2.24)$$

Dabei ist $G(x, x')$ ein beliebiger Filterkern, dem sich eine Filterweite Δ_F zuordnen lässt. Es werden somit alle Skalen größer als Δ_F berechnet und die kleineren modelliert. Wendet man diese Filterung auf die inkompressiblen *Navier-Stokes-Gleichungen* 2.13 und 2.15 an, erhält man (s. ebd.):

$$\frac{\partial (\rho \hat{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial (\rho \hat{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \hat{u}_i \hat{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}^S}{\partial x_j} - \frac{\partial \hat{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.26)$$

In $\tau_{ij}^S = -\rho (\widehat{u_i u_j} - \hat{u}_i \hat{u}_j)$, den sogenannten *Kleinskalen-Reynolds-Spannungen*, ist die Wirkung der nicht aufgelösten Strukturen auf die gefilterten Größen enthalten. Allerdings kann der Term $\widehat{u_i u_j}$ nicht aus den gefilterten Größen berechnet werden. Es entstehen also zusätzliche Unbekannte ohne zusätzliche Gleichungen; das sogenannte *Schließungsproblem* entsteht. Zur Lösung dieses *Schließungsproblems* wird der Effekt der kleinskaligen Turbulenz modelliert. Dieser Effekt besteht hauptsächlich aus erhöhtem Transport und Dissipation. Der Ansatz von Smagorinsky (1963) (zitiert nach Ferziger

und Peric (2008), S. 332) beruht darauf, dies durch eine zusätzliche Wirbelviskosität μ_t zu berücksichtigen. Dies führt zu folgender Modellannahme (s. ebd.):

$$\tau_{ij}^S - \frac{1}{3}\tau_{kk}^S\delta_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} \right) = 2\mu_t \hat{S}_{ij} \quad (2.27)$$

Die Wirbelviskosität berechnet sich dabei aus den lokal aufgelösten Größen $|\hat{S}|=(\hat{S}_{ij}\hat{S}_{ji})^{1/2}$, der Gitterweite Δ_G und einer zu bestimmenden Modellkonstante C_S zu:

$$\mu_t = C_S^2 \rho \Delta_G^2 |\hat{S}| \quad (2.28)$$

RANS-Methode Für verlässliche Ergebnisse sind auch bei LES-Simulationen, vor allem in der Nähe fester Wände, noch sehr feine räumliche und zeitliche Auflösungen nötig. Eine Alternative dazu stellt die bereits zuvor erwähnte RANS-Methode dar. Die Idee hinter der RANS-Methode ist, dass für technische Strömungen oft nur zeitlich gemittelte Größen von Interesse sind, während die instationären Schwankungen vernachlässigt werden können. Von Interesse ist dabei in erster Linie die stationäre Lösung der *Navier-Stokes-Gleichungen*. Um diese zu erhalten, werden die Strömungsgrößen $(\phi(x_i, t))$ in einen zeitgemittelten Wert $\bar{\phi}(x_i)$ und die Schwankung um diesen Wert $\phi'(x_i, t)$ wie folgt zerlegt (s. Ferziger und Peric (2008), S. 345):

$$\phi(x_i, t) = \bar{\phi}(x_i) + \phi'(x_i, t) \quad (2.29)$$

Angewandt auf die *inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen* aus Gleichung 2.13 und Gleichung 2.15 führt diese Mittelung zu den RANS-Gleichungen (s. ebd., S. 346):

$$\frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.30)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.31)$$

Dabei ist die Ähnlichkeit zu den LES-Gleichungen aus Gleichung 2.25 und Gleichung 2.26 augenscheinlich. Abermals ist ein zusätzlicher Term $\tau'_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j}$, die *Reynolds-Spannungen* (oft auch *turbulente Scheinspannungen*), enthalten. Dieser enthält den Effekt der instationären Turbulenz und lässt sich nicht aus den gemittelten Größen berechnen; abermals ein *Schließungsproblem*. Dementsprechend muss auch dieser Term modelliert werden. Für die Turbulenzmodellierung gibt es unterschiedliche Ansätze. Naheliegender ist, wie bei der LES-Methode, die Turbulenzeffekte durch eine erhöhte Viskosität (*Boussinesq-Hypothese*) wie folgt zu modellieren (s. ebd., S. 347):

$$\tau'_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (2.32)$$

Dabei ist $k = \overline{u'_i u'_i} / 2$ die *turbulente kinetische Energie* (TKE) und μ_t die (*dynamische*) *Wirbelviskosität*. Diese zusätzlichen Größen müssen bestimmt werden. Im von Spalart

und Allmaras (1992) eingeführten *Spalart-Allmaras-Modell* (S-A-Modell), das in der vorliegenden Arbeit Verwendung findet, wird dafür eine Transportgleichung für die Hilfsgröße $\tilde{\nu}$ mittels eines empirischen Ansatzes postuliert, aus der sich die Wirbelviskosität $\mu_t = \rho f_{v1} \tilde{\nu}$ berechnen lässt. Da es sich um ein sogenanntes *Eingleichungsmodell* handelt, kann die TKE nicht bestimmt werden. Sie wird mit der Begründung der Vernachlässigbarkeit für Anwendungen auf dünne Scherströmungen weggelassen (s. ebd.). Die Transportgleichung lautet wie folgt (s. ebd., Gleichung 11):

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + u_j \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = c_{b1}(1 - f_{t2})\tilde{S}\tilde{\nu} + \frac{1}{\sigma} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right) + c_{b2} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \right] \dots \\ \dots - \left[c_{w1} f_w - \frac{c_{b1}}{\kappa^2} f_{t2} \right] \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 + f_{t1} \Delta U^2 \end{aligned} \quad (2.33)$$

wobei gilt	d :	Abstand des Berechnungspunktes zur nächsten Wand als turbulente Längenskale
	c_{b1}, c_{b2}, c_{w1} :	Modellkonstanten
	κ :	<i>von-Kármán-Konstante</i>
	$f_{v1}, f_{t1}, f_{t2}, \tilde{S}, f_w$:	Modellfunktionen, teilweise mit weiteren Modellfunktionen und -konstanten
	ΔU^2 :	Norm der Geschwindigkeitsdifferenz vom Berechnungspunkt zum turbulenten Umschlagspunkt

Die Werte der Konstanten und die Formulierung der Modellfunktionen können bei Spalart und Allmaras (1992), Pope (2000) (S. 385f.) oder Versteeg und Malalasekera (2007) (S. 89f.) nachgelesen werden. Bei Letzteren findet sich zudem eine verständliche ingenieurmäßige Interpretation der einzelnen Terme. Für die ursprüngliche Transportgleichung wurden inzwischen zahlreiche Modifikationen entwickelt (vgl. u.a. Spalart (2000), Aupoix und Spalart (2003) oder Spalart und Rumsey (2007)). Im angewandten Berechnungstool OpenFOAM wird das S-A-RANS-Modell ohne die Transitionsfunktionen f_{t1} und f_{t2} verwendet.

Nach Ferziger und Peric (2008) (S. 365) sind in der Fahrzeugaerodynamik fluktuierende und periodische Strömungsereignisse von Bedeutung, die größer als das turbulente Spektrum sind. Diese können mit der stationären RANS-Methode nicht erfasst werden. Es ist allerdings möglich, die RANS-Gleichungen instationär, mit einem Zeitschritt größer als das turbulente Zeitmaß, aber kleiner als die Periode der fluktuierenden Strömungsereignisse zu lösen. Man spricht dann von *Unsteady-RANS* (URANS).

DDES-Methode In der vorliegenden Arbeit wird die DDES-Methode, eine Kombination aus (U)RANS und LES, verwendet. Die grundlegende Idee wurde von Spalart et al. (1997) als *Detached-Eddy-Simulation* (DES) beschrieben. In wandnahen Bereichen erfordert eine Simulation unter Verwendung der LES-Methode eine sehr feine räumliche Auflösung. Deshalb wird dort stattdessen die RANS-Methode mit einem

S-A-Turbulenzmodell verwendet. In Bereichen stark abgelöster Strömung wird hingegen die LES-Methode angewandt. Das dort genutzte Feinstruktur-Turbulenzmodell ähnelt dabei dem zuvor erläuterten Ansatz von Smagorinsky. Ein Beispiel für eine Strömungstopologie mit großen Bereichen stark abgelöster Strömungen ist der Nachlauf eines Fahrzeugs. Bei der DDES-Methode handelt es sich um einen Kompromiss für technische Strömungen, zum Beispiel Fahrzeugumströmungen, um eine LES zumindest in Teilbereichen zu ermöglichen. Um diese zonale Anwendung unterschiedlicher Turbulenzmodelle zu erreichen, wird der Wandabstand d aus Gleichung 2.33 durch einen modifizierten Wandabstand \tilde{d} ersetzt, der wie folgt definiert ist (s. ebd.):

$$\tilde{d} = \min(d, C_{DES}\Delta_G) \quad (2.34)$$

Dabei ist C_{DES} eine zu kalibrierende Modellkonstante und Δ_G die größte Gitterweite in alle drei Raumrichtungen ($\Delta_G = \max[\Delta x, \Delta y, \Delta z]$). In der Nähe von festen Wänden, das heißt im Bereich anliegender und ablösender Grenzschichten ($d \ll \Delta_G$), wird somit ein unverändertes S-A-RANS-Modell gemäß Gleichung 2.33 verwendet.¹ In Bereichen abgelöster Strömungen und in Bereichen weit entfernt von festen Wänden ($\Delta_G \gg d$) zeigt die DES-Methode ein ähnliches Verhalten wie das LES-Modell von Smagorinsky mit der Filterweite Δ_G ($\mu_t \sim \Delta_G^2 |\hat{S}|$). Spalart et al. (1997) weisen bereits in ihrer ursprünglichen Veröffentlichung auf ein mögliches Problem in Bereichen von $d \approx \Delta_G$, der sogenannten *Grauzone* (engl. *grey area*), und damit auf eine Gitterabhängigkeit hin. Um dieses Problem zu umgehen modifizieren Spalart et al. (2006) die ursprüngliche DES-Methode zu einer abgewandelten DDES-Methode. Dies geschieht mittels einer Änderung in der Berechnung des modifizierten Wandabstands \tilde{d} :

$$\tilde{d} = d - f_d \max(0, d - C_{DES}\Delta_G) \quad (2.35)$$

Mit f_d enthält diese Formulierung eine Art *Schutzfunktion*, die so ausgelegt ist, dass ein verfrühtes Umschalten von RANS zu LES auch bei großen Grenzschichtdicken verhindert wird. Sie enthält neben Größen aus dem Berechnungsnetz auch Strömungsgrößen und macht die Methode so unabhängiger vom Berechnungsnetz und damit vom Anwender. Für die genaue Formulierung von f_d sei an dieser Stelle auf Spalart et al. (2006) verwiesen. Die DDES-Methode ist in der Anwendung der Fahrzeugaerodynamik mittlerweile verhältnismäßig weitverbreitet. Als Anwendungsbeispiele mit sehr guten Validierungsergebnissen seien die Arbeiten von Islam et al. (2009) und Schütz (2011) genannt. Auf Erfahrungen aus diesen beiden Untersuchungen wird auch für das Basis-Simulationssetup der vorliegenden Arbeit zurückgegriffen. Weiterhin wurde die DDES-Methode von Shur et al. (2008) um die Möglichkeit der LES mit Wandmodellierung erweitert. Diese *Improved-DDES* (IDDES) genannte Methode wird hier nicht angewandt. Die möglichen Netzauflösungen bei Fahrzeugsimulationen sind in der Regel nicht ausreichend, um die Vorteile der IDDES effektiv zu nutzen.

¹An dieser Stelle wird im angewandten Berechnungstool OpenFOAM nun auch die Transitionsfunktion f_{t2} verwendet, da diese den modifizierten Wandabstand \tilde{d} und damit eine wesentliche Komponente der DES-Methode enthält.

Wandbehandlung In den vorangegangenen Absätzen ist beschrieben, dass der Effekt der Turbulenz über die turbulente Viskosität ν_t berücksichtigt wird. Dieser Ansatz beruht auf der Annahme isotroper Turbulenz in alle Raumrichtungen. Allerdings führen die Haftbedingung und die Einschränkung der senkrechten Strömungsbewegung an festen Wänden nach Ferziger und Peric (2008), (S. 352) zu einer starken Anisotropie und Dämpfung der Turbulenz in der Wandgrenzschicht. Die Grenzschicht und damit dieser Effekt lassen sich mit Berechnungsnetzen, wie sie in der Fahrzeugaerodynamik verwendet werden in der Regel nicht auflösen.

Es ist jedoch möglich zu zeigen, dass turbulente Grenzschichten an ebenen Wänden ohne Druckgradient ein selbstähnliches Geschwindigkeitsprofil über den entdimensionierten Abstand normal zur Wand aufweisen. Durch Entdimensionierung der Geschwindigkeit (u^+) und des Wandabstandes (y^+) lässt sich in der Grenzschicht ein formaler Zusammenhang zwischen diesen beiden Größen herleiten ($u^+=f(y^+)$), das sogenannte *Wandgesetz* (s. Versteeg und Malalasekera (2007), S. 57 und Schlichting und Gersten (2006), S. 522). Dieser Zusammenhang lässt sich zur Berücksichtigung des Einflusses der festen Wand auf die turbulente Viskosität wie folgt nutzen (Die Herleitung dieses Zusammenhangs kann Anhang A.2 entnommen werden):

$$\nu_t^* = \nu \left(\frac{\rho y^+}{u^+(y^+)} - 1 \right) \quad (2.36)$$

In der vorliegenden Arbeit wird für das Wandgesetz eine vereinheitlichte Gleichung nach Spalding (1961) verwendet:

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left[e^{\kappa u^+} - 1 - \kappa u^+ - \frac{\kappa u^{+2}}{2!} - \frac{\kappa u^{+3}}{3!} \right]^2 \quad (2.37)$$

Dabei ist κ die *von-Kàrmàn-Konstante* und E eine Modellkonstante abhängig von der Wandrauigkeit. Gleichung 2.37 lässt sich bei einem bekannten dimensionslosen Wandabstand y^+ der ersten Zelle durch Umformung in eine Form $u^+=f(y^+)$ bringen. Für bewegte Wände, so zum Beispiel an den drehenden Rädern, können Wandmodelle ebenfalls verwendet werden. Es muss lediglich bei der Berechnung der dimensionslosen Wandgeschwindigkeit u^+ die relative Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich zur Wandgeschwindigkeit $u_i^{rel}=u_i-u_i^w$ verwendet werden (s. Versteeg und Malalasekera (2007), S. 278).

2.6.3 Behandlung der Radrotation

Für die simulative Untersuchung der Radumströmung ist die Behandlung der Radrotation ein entscheidender Faktor. Ähnlich wie bei der Turbulenzmodellierung (s. Kapitel

²Die ursprüngliche Formulierung von Spalding (1961) enthält noch einen Term vierter Ordnung. Er weist jedoch schon selbst darauf hin, dass dieser bei gleichbleibender Genauigkeit vernachlässigt werden kann. Dementsprechend ist dieser Term in der Implementierung in OpenFOAM nicht berücksichtigt.

2.6.2), gibt es auch für die Radrotation unterschiedliche Ansätze, die sich in Berechnungsaufwand und Modellierungsgrad unterscheiden. Die Ansätze, die im Berechnungsprogramm OpenFOAM implementiert sind, werden hier kurz vorgestellt.

Geschwindigkeitsrandbedingung Der einfachste Ansatz, die Radrotation in der Simulation zu berücksichtigen, ist die Geschwindigkeitsrandbedingung (engl. *Rotating Wall Boundary Condition* (RWBC)). Wie in Kapitel 2.6.2 bereits erwähnt, benötigt man zur Lösung der diskretisierten *Navier-Stokes-Gleichungen* Randbedingungen für die Erhaltungsgrößen. Für die Geschwindigkeit kann an festen Wänden die Haftbedingung angenommen werden. An bewegten Körpern lässt sich der Geschwindigkeitsvektor an der Oberfläche daher aus der Bewegung des Körpers bestimmen, so auch auf den Radoberflächen. Der Geschwindigkeitsvektor an den Berandungsflächen der Rechenzellen direkt an einem rotierenden Rad berechnet sich dabei durch das Vektorprodukt von Rotationsvektor und Ortsvektor des Zellmittelpunkts ($u_{RWBC,Wand,i} = \epsilon_{ijk} \omega_j x_{Wand,k}$). Diese Methode bringt keinen zusätzlichen Rechenaufwand mit sich, da Randbedingungen für die Geschwindigkeit in CFD-Simulationen ohnehin notwendig sind. Sie ist jedoch nur dann korrekt, wenn der resultierende Geschwindigkeitsvektor an der gesamten Radoberfläche tangential zur Wand ist. Dies ist lediglich für komplett rotationssymmetrische Radgeometrien gegeben. Für Räder mit Reifenlatschverformung oder offene Felgenreometrien, beispielsweise solche mit Speichen, ist dies nicht der Fall. Hier produziert die zuvor beschriebene Vektoroperation Geschwindigkeitskomponenten normal zur Wand und damit unphysikalische Materieflüsse durch feste Wände.

Um unphysikalische Randbedingungen zu verhindern, kann die wandnormale Geschwindigkeitskomponente auf 0 gesetzt werden. Diese Vorgehensweise bildet die Realität zwar nicht vollständig ab, verhindert aber Materieflüsse durch feste Wände. Für leichte Abweichungen von der Rotationssymmetrie, beispielsweise einer Radlatschverformung, kann diese geringe Simulationsungenauigkeit akzeptiert werden. Um die Speichen einer Felge stellt sich durch die Radrotation allerdings ein Druckfeld ein, dessen Impulseintrag durch diese Vereinfachung weitestgehend vernachlässigt wird. Diese Ungenauigkeit ist für die Untersuchung der Radumströmung eine zu große Vereinfachung. Daher wird in dieser Arbeit die RWBC nur auf der Reifenoberfläche und für komplett rotationssymmetrische, geschlossene Felgen angewandt.

Multiple-Reference-Frame-Modell Eine Möglichkeit, den Impulseintrag infolge der Rotation der Speichen einer Felge zu berücksichtigen, stellt das *Multiple-Reference-Frame-Modell* (MRF-Modell) dar. Von Luo und Gosman (1994) zur Berechnung eines Rührkessels eingeführt, beruht diese Methode auf einer Koordinatentransformation der Erhaltungsgleichungen. Sie werden in ein rotierendes Bezugssystem transformiert, das sich gegenläufig zum rotierenden Objekt dreht. Die Bewegung wird also vom Objekt auf das Bezugssystem übertragen. Das umströmte, rotierende Objekt wird damit im Berechnungsnetz eingefroren. Aus diesem Grund wird die Methode auch oft als *Frozen-Rotor-Ansatz* bezeichnet.

Durch die Koordinatentransformation entstehen in den Erhaltungsgleichungen *Zen-*

tripetal- und *Coriolisbeschleunigungsterme*, die den zusätzlichen Impulseintrag, zum Beispiel durch die Umströmung der Speichen von Rädern, berücksichtigen. Mithilfe einer Rücktransformation der Geschwindigkeit als Transportgröße in der Impulsgleichung können die zusätzlichen Beschleunigungsterme in einen einzigen *Quellterm* ($\rho \epsilon_{ijk} \omega_j u_k$) in der Impulsgleichung zusammengezogen werden. Die komplette Herleitung des MRF-Modells ist in Anhang A.3 durchgeführt.

Der Quellterm kann in CFD-Simulationen in lokal begrenzten Gebieten mit in die Erhaltungsgleichungen einberechnet werden; beispielsweise in dem Bereich, der durch die Speichen der Räder überstrichen wird. Der zusätzliche Impulseintrag geschieht dann nur in diesem lokal begrenzten MRF-Gebiet um die Räder. Es werden also für Räder und Fahrzeug mehrere, unterschiedliche Bezugssysteme verwendet (engl. *Multiple Reference Frame*). Bei dem Quellterm handelt es sich um eine einfache Vektoroperation mit der Transportgröße der Impulsgleichung. Daher verursacht das MRF-Modell kaum zusätzlichen Rechenaufwand.

Für Strömungen axial zur Rotationsrichtung des MRF-Gebiets und mit einer rotationssymmetrischen Umgebung kann dieses Modell die Physik weitestgehend korrekt abbilden. Deshalb wird es in der Turbomaschinenentwicklung oft angewandt. Für Anströmungen radial zur Rotationsrichtung des MRF-Gebiets haben Hobeika et al. (2014) anhand generischer Testfälle unphysikalische Ergebnisse durch zu starken Impulseintrag nachgewiesen. Bei der Simulation drehender Räder ist eine radiale bis diffuse Anströmung der MRF-Gebiete zu erwarten. Zudem sind die MRF-Gebiete an den Rädern vom Rest des Fahrzeugs umgeben. Die Umgebung ist also nicht rotationssymmetrisch. Damit sind wichtige Voraussetzungen für die korrekte Berücksichtigung der Strömungseigenschaften nicht erfüllt. Weiterhin wird durch die eingefrorene Radposition die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Rad unzureichend erfasst. Trotz dieser Einschränkungen ist das MRF-Modell, aufgrund des verhältnismäßig geringen Berechnungsaufwandes und weil es für stationäre Simulationen angewandt werden kann, in der Fahrzeugaerodynamik weitverbreitet. Daher wird es bei der Entwicklung der Simulationsmethodik (Kapitel 3.2.1) als Vergleichsmodell herangezogen. Für die detaillierte Betrachtung der Radumströmung scheint das MRF-Modell aber aufgrund der dargelegten Eigenschaften nicht optimal.

Sliding-Mesh-Methode Um sich von den Nachteilen des MRF-Modells zu befreien ist es notwendig, die rotierenden Räder eines Fahrzeugs auch in der Simulation tatsächlich rotierend zu betrachten. Dies ist mit der *Sliding-Mesh-Methode* (SMM) möglich. Dafür wird das Berechnungsnetz während der Simulation in einem bestimmten Bereich um die Räder entsprechend der Radrotation tatsächlich bewegt.

Durch die Anwendung der SMM wird sowohl der Einfluss der Radrotation auf die Strömung als auch die Relativbewegung zwischen Rad und Fahrzeug korrekt erfasst. Um ein bewegtes Berechnungsnetz zu erlauben, muss eine Simulation naturgemäß zeitaufgelöst, das heißt instationär sein. Bei der Verwendung der DDES-Methode ist dies ohnehin erforderlich und stellt damit keine zusätzliche Anforderung dar. Dennoch ist die SMM deutlich rechenintensiver als die RWBC und das MRF-Modell. In Anbetracht

steigender Rechenkapazitäten und Anforderungen an die Simulationsergebnisse wird die SMM in der Fahrzeugaerodynamik dennoch zunehmend eingesetzt.

Bei der SMM wird das Berechnungsgebiet in ein stehendes Fahrzeug- oder Windkanalnetz und in drehende Rädernetze unterteilt. Die Trennflächen (engl. *Interfaces*) zwischen den Netzen müssen dabei rotationssymmetrisch zur jeweiligen Rotationsachse der Räder sein. Daher kann nicht das komplette Rad inklusive des Reifens als rotierend betrachtet werden. In diesem Fall würden die Kontaktfläche mit dem Boden und die Radlatschverformung ebenfalls durch das Berechnungsgebiet rotieren. Daher wird in den Simulationen nur die Felge mit der SMM behandelt. Abgesehen davon können die *Interfaces* aber beliebig durch das Berechnungsgebiet verlaufen. Die rotierenden Netze gleiten dann in jedem Zeitschritt an den *Interfaces* am festen, stehenden Umgebungsnetz ab (daher engl. *Sliding Mesh*). Für die Anwendung der SMM sind prinzipiell drei veränderte bzw. zusätzliche Berechnungsschritte und Anpassungen notwendig:

- Anpassungen der Erhaltungsgleichungen

Die integrale Form der Erhaltungsgleichungen für ein Volumenelement V mit der Oberfläche S (vgl. Gleichung 2.18 und Gleichung 2.19) lässt sich gemäß den Ausführungen von Demirdžić und Perić (1990) für ein bewegtes Volumenelement wie folgt formulieren (s.a. Ferziger und Perić (2008), S. 449ff.):

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho(u_i - u_i^b)n_i dS = 0 \quad (2.38)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho u_i dV + \int_S \rho u_i(u_j - u_j^b)n_j dS &= \int_S \tau_{ij}n_j dS - \int_S p i_{ij}n_j dS \dots \\ &\dots + \int_V \rho f_i dV \end{aligned} \quad (2.39)$$

Dabei ist u_i^b der Geschwindigkeitsvektor der Volumenoberfläche (Gittergeschwindigkeit). Dieser resultiert aus der Netzbewegung. Die Flüsse über die Volumenoberfläche können dementsprechend relativ zur Gittergeschwindigkeit berechnet werden ($u_i - u_i^b$). Für sich verformende oder mit veränderlicher Geschwindigkeit bewegende Gitter muss zusätzlich ein sogenanntes Raumerhaltungsgesetz (engl. *Space Conservation Law*, vgl. Demirdžić und Perić (1988)) erfüllt werden.³

- Berechnung der Netzbewegung

Bei der SMM werden die bewegten Netze mittels einer Starrkörperrotation rotiert. Das heißt, die Zellen werden nicht deformiert und die Netztopologie

³Nach Ferziger und Perić (2008) (S. 457) können für das angewandte Zeitdiskretisierungsverfahren (*Backward-Differencing-Scheme*) auch die unveränderten Gleichungen 2.18 und 2.19 verwendet werden. Dafür sind eine Umdefinition der Zeitableitung und des konvektiven Terms notwendig. Da OpenFOAM aber auch Zeitdiskretisierungen niedrigerer Ordnung zulässt, wird in diesem Simulationsprogramm die Variante gemäß den Gleichungen 2.38 und 2.39 verwendet (vgl. Jasak (2009)).

bleibt unverändert. Wenngleich beides mit OpenFOAM möglich ist (vgl. Jasak (2009)), kann so die aufwendige Lösung zusätzlicher Gleichungssysteme vermieden werden. Für die Stützpunkte des Netzes muss lediglich ein Verschiebevektor berechnet werden, indem der Rotationsvektor über das Zeitintervall der Simulation integriert wird. Aus der Ursprungsposition und dem Verschiebevektor lassen sich die Positionen der Stützpunkte im neuen Zeitschritt einfach bestimmen. Um den Rotationsvektor einmalig zu bestimmen, müssen Rotationsachse und Rotationsgeschwindigkeit als Simulationsrandbedingung vorgegeben werden (s. ebd.). Zudem kann aus dem Verschiebevektor und dem verwendeten Zeitschritt direkt die Gittergeschwindigkeit abgeleitet werden.

- Interpolation an den *Interfaces*

An den *Interfaces* findet der Materieaustausch zwischen rotierenden Netzen und dem stehenden Umgebungsnetz statt. Da die Zellflächen der Netze zu beiden Seiten eines *Interface* nicht genau übereinanderliegen müssen, sind die Strömungsgrößen zwischen den beiden Netzen am *Interface* zu interpolieren. In OpenFOAM wird diese Interpolation mittels eines sogenannten *Arbitrary Mesh Interface* (AMI) basierend auf der Methode von Farrell und Maddison (2011) durchgeführt. Sie basiert auf einer *lokalen Galerkin Projektion*. *Galerkin Projektion* bedeutet, dass die Konservativität für eine Größe ϕ , die vom Spendernetz (s) zum Empfängernetz (e) übertragen wird, in einer schwachen Formulierung, also nur über ein Gebiet Ω (das *Interface*) integriert, erfüllt wird:

$$\int_{\Omega} \phi^s dV = \int_{\Omega} \phi^e dV \quad (2.40)$$

Lokal bedeutet in diesem Fall, dass auf dem *Interface* durch Triangulation aus den überlappenden Einzelnetzen ein übergeordnetes Netz erstellt wird, auf dem die Strömungsgrößen lokal stetig sind. Dies erfolgt ungeachtet der Tatsache, ob sie es auch auf den überlappenden Einzelnetzen sind. Somit kann die *lokale Galerkin Projektion* auf stetige und unstetige Felder angewandt werden. Zudem zeigen Farrell und Maddison (2011), dass der Berechnungsaufwand lediglich linear mit der Anzahl der Berechnungselemente skaliert. Dies kann als vorteilhaft im Hinblick auf den Simulationsaufwand für die SMM gesehen werden.

Insgesamt wird aus diesen Ausführungen deutlich, dass für die Anwendung der SMM ein erheblicher zusätzlicher Rechenaufwand in Kauf genommen werden muss. Dass dieser Aufwand zur Beurteilung der Radumströmung am Pkw notwendig ist und wie dieser sich gegebenenfalls in einem tolerierbaren Rahmen halten lässt, wird in Kapitel 3.2.3 gezeigt.

Overset-Mesh-Methode Eine Alternative zur SMM stellt die *Overset-Mesh-Methode* (OMM) dar. Sie besitzt einige Gemeinsamkeiten mit der SMM, jedoch gibt es auch

entscheidende Unterschiede, die sie in ihren Einsatzmöglichkeiten etwas flexibler machen. Die Grundidee der von Benek et al. (1983) erstmals für die Anwendung mit der *Finite-Differenzen-Methode* vorgeschlagenen OMM ist es, die Netzerstellung für komplexe Geometrien oder Geometrieverbunde zu vereinfachen. Dies geschieht, indem Teilgeometrien mit separaten Berechnungsnetzen vernetzt werden. Diese werden dann zu einem Gesamtberechnungsnetz für das Simulationsgebiet überlagert. Im Bereich der Überlagerung mehrerer Netze werden die Strömungsgrößen zwischen sich überschneidenden Zellen interpoliert. Befinden sich Berechnungszellen eines Netzes innerhalb der vernetzten Geometrie eines anderen Berechnungsnetzes, so werden sie bei der Berechnung ausgespart. Sie werden sozusagen aus dem Netz herausgeschnitten. Dieser Schritt wird daher als *Hole-Cutting* bezeichnet (vgl. Petersson (1999)).

Durch die geometrische Entkoppelung einzelner Teilbereiche im Berechnungsnetz lässt sich die Grundidee der OMM vergleichsweise einfach auf bewegte Geometrien anwenden (Ferziger und Peric (2008), S. 34). So müssen für bewegte Geometrien bzw. deren Teil-Berechnungsnetze lediglich die zuvor anhand der SMM geschilderten Anpassungen der Erhaltungsgleichungen und die Berechnung der Netzbewegung durchgeführt werden. Eine zusätzliche Interpolation zwischen bewegtem Netz und stehendem Hintergrundnetz ist nicht nötig, da diese für die Anwendung der OMM ohnehin inhärent ist. Lediglich die zu interpolierenden Zellen und die Interpolationsgewichte müssen im Falle von Netzbewegungen neu berechnet werden. Ebenso muss das *Hole-Cutting* für jede Netzbewegung erneut durchgeführt werden.

Durch die Berücksichtigung einer Geometriebewegung in Form einer Netzbewegung ist eine OMM-Simulation ebenso wie eine SMM-Simulation zwangsläufig zeitaufgelöst bzw. instationär. Der entscheidende Unterschied zur SMM besteht damit in der Interpolation zwischen den bewegten Teilnetzen und dem stehenden Hintergrundnetz. Diese wird nicht an einem zwingend rotationssymmetrischen *Interface*, sondern in den Überlappungsbereichen der Volumennetze durchgeführt. In diesen Bereichen werden für jede Zelle des Netzes auf das eine Strömungsgröße ϕ interpoliert wird (*Empfängernetz*, e) die Strömungsgrößen aus mehreren Zellen des *Spendernetzes* (s) wie folgt berechnet (s. Chesshire und Henshaw (1990), S. 28):

$$\phi^e = \sum_n \alpha_n \phi_n^s \quad (2.41)$$

Dabei sind n die Anzahl der für die Interpolation betrachteten Zellen des Spendernetzes und α_n die jeweils dazugehörigen Interpolationsgewichte. Für die Identifikation der betrachteten Zellen gibt es mehrere Möglichkeiten, beispielsweise all diejenigen Zellen des Spendernetzes, deren Volumen sich mit dem der Empfängerzelle überlappen. Ebenso können zur Bestimmung der Interpolationsgewichte mehrere Verfahren verwendet werden, so zum Beispiel eine Gewichtung auf Basis des Abstands der Zellmittelpunkte der Spenderzellen zu dem der Empfängerzelle. Ein wichtiger Aspekt bei der Wahl des Interpolationsverfahrens ist die Konservativität. Auf Probleme mit nicht-konservativen Interpolationsverfahren weisen bereits Benek et al. (1983) in ihrer ersten Einführung der OMM hin.

Durch die Interpolation von überlagerten Volumennetzen ist für die OMM kein vordefiniertes *Interface* zwischen bewegtem Netz und stehendem Hintergrundnetz notwendig. So können sich Geometrien, im Gegensatz zur Anwendung der SMM, in allen sechs räumlichen Freiheitsgraden durch das Hintergrundnetz bewegen und die Bewegung ist nicht auf eine Rotation begrenzt (Ferziger und Peric (2008), S. 459). Speziell für die Anwendung bei rotierenden Fahrzeugrädern ist dies zwar nicht entscheidend, jedoch ergibt sich hier ein zusätzlicher Vorteil: Dadurch, dass keine zwangsläufig rotationssymmetrischen *Interfaces* verwendet werden müssen, kann nicht nur die Felgenreotation, sondern auch die Rotation eines profilierten Reifens erfasst werden. Das Rad mit Reifen kann komplett als rotierende Teilgeometrie vernetzt werden und den Boden durchdringen. Für diejenigen Zellen, die im jeweiligen Zeitschritt durch den Boden blockiert sind, wird lediglich das *Hole-Cutting* der OMM durchgeführt.

Eine derartige Erhöhung des Detaillierungsgrades im Bereich der Räder verspricht eine bessere Simulationsgenauigkeit für die Anwendung am Fahrzeug mit realen Reifen und scheint damit für die hier gezeigten Untersuchungen zunächst wünschenswert. Im verwendeten Berechnungsprogramm OpenFOAM Version v16.06 ist eine Funktionalität für OMM-Simulationen jedoch nicht enthalten. Eine manuelle Integration einer solchen Funktionalität ist vor dem Hintergrund des Untersuchungsschwerpunkts auf dem Einfluss der Felgenreometrie auf die Radumströmung nicht verhältnismäßig. In einer späteren Softwareversion des Simulationsprogramms OpenFOAM Version v17.06 ist eine solche Funktionalität integriert. Erste Anwendungsversuche zeigen aber, dass mit dieser ersten Implementierung Probleme hinsichtlich Simulationsgenauigkeit und Berechnungsstabilität auftreten. Ebenso ist der Berechnungsaufwand im Vergleich zur SMM noch einmal um ein Vielfaches höher. Für das Ziel eine Simulationsmethodik für die industrielle Fahrzeugentwicklung zu ertüchtigen ist diese Implementierung somit unpraktikabel. Aus diesen Gründen wird im Rahmen dieser Arbeit auf eine Anwendung der OMM verzichtet.

2.6.4 Simulationseinstellungen im Berechnungsprogramm

Die in Kapitel 2.6.2 dargelegten Methoden und Modelle sind im Berechnungsprogramm OpenFOAM hinterlegt und werden entsprechend verwendet. Die Basiseinstellungen für die hier gezeigten Berechnungen sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst. Sollte in speziellen Fällen davon abgewichen oder zusätzlich relevante Simulationseinstellungen verwendet werden, wird an den betreffenden Stellen gesondert darauf hingewiesen. Für nähere Informationen zu einzelnen Diskretisierungsschemata und Lösungsalgorithmen aus Tabelle 2.1 sei an dieser Stelle auf weiterführende Literatur, beispielsweise Ferziger und Peric (2008) (S. 50ff.) bzw. 107ff. oder Versteeg und Malalasekera (2007) (S. 136ff.), verwiesen.

Tabelle 2.1: Basis-Simulationseinstellungen im Berechnungsprogramm OpenFOAM.

Lösungsalgorithmus	PISO, inkompressibel, 2 Druckkorrekturen, 1 Nichtorthogonalitätskorrektor
Zeitdiskretisierung	Backward-Differencing-Scheme, implizit, 2. Ordnung
Turbulenzmethode	DDES
Turbulenzmodell	S-A
Wandmodell	ν_t Spalding Eingleichungswandgesetz
Geschwindigkeitslöser	Symmetrisches Gauß-Seidel-Verfahren, Steuerung auf Basis des absoluten Residuums
Drucklöser initial	Geometrisch-Algebraische Mehrgittermethode (GAMG), Steuerung auf Basis der relativen Residuenreduktion
Drucklöser final	Geometrisch-Algebraische Mehrgittermethode (GAMG), Steuerung auf Basis des absoluten Residuums
Gradientenschemata ($\partial a_i / \partial x_j$)	Je nach Strömungsgröße
p	Zentraldifferenzen mit Gauß'scher Volumenintegration, 2. Ordnung
$u_i, \tilde{\nu}$	Zellbegrenzte Zentraldifferenzen mit Gauß'scher Volumenintegration, 2. Ordnung
Konvektionsschemata ($\partial a_i / \partial x_i$)	Je nach Transportgröße
u_i	Zentraldifferenzen, 2. Ordnung überblendet mit Aufwindifferenzen, 1. Ordnung. Überblendungsverhältnis auf Basis lokaler <i>Courant-Zahl</i> (Co)
$\tilde{\nu}$	Zellbegrenzte Zentraldifferenzen mit Gauß'scher Volumenintegration, 2. Ordnung
Laplaceschema ($\partial^2 a_j / \partial x_i^2$)	Zentraldifferenzen mit Gauß'scher Volumenintegration und begrenzter Nichtorthogonalitätskorrektur, 2. Ordnung
Interpolationsschema Zellmittelpunkt zu Seitenflächen	Zentraldifferenzen, 2. Ordnung

3 Entwicklung der Simulationsmethodik

Für die Simulation drehender Fahrzeugräder stehen, wie in Kapitel 2.6.3 dargestellt, unterschiedliche Methoden zur Modellierung der Radrotation zur Wahl. Die Geschwindigkeitsrandbedingung (RWBC) und das *Multiple-Reference-Frame-Modell* (MRF-Modell) entsprechen weitestgehend dem Stand der Technik (s. Kapitel 1.2). Mit der *Sliding-Mesh-Methode* (SMM) sind die Erfahrungen im industriellen Anwendungsfeld der Fahrzeugaerodynamik noch begrenzt, vor allem unter Verwendung der *Finite-Volumen-Methode* (FVM). Für die Entwicklung der Simulationsmethodik ist es demnach notwendig, zunächst die grundsätzliche Eignung der SMM an zwei generischen Testfällen zu untersuchen. Im darauffolgenden Schritt werden alle drei Methoden einander am Einzelrad gegenübergestellt und die finale Simulationsmethodik am Gesamtfahrzeugmodell validiert. Die Untersuchungsergebnisse, die im Folgenden dargestellt sind, wurden zu Teilen bereits durch den Autor in früheren Arbeiten (vgl. Haag et al. (2017a) und Haag et al. (2017b)) publiziert.

3.1 Generische Testfälle

An den generischen Testfällen *rotierender Zylinder* und *abgehobenes, rotierendes Einzelrad* sollen drei Fragen bezüglich der SMM geklärt werden:

1. Kann mit der SMM die Rotation eines Körpers im Rahmen der Genauigkeit der verwendeten Berechnungsmethode korrekt abgebildet werden?
2. Hat die Position des *Interface* zwischen rotierendem und ortsfestem Netz, d.h. die Interpolation zwischen den beiden Netzen, einen signifikanten Einfluss auf das Simulationsergebnis?
3. Bestehen Wechselwirkungen zwischen der Anwendung der SMM und den verwendeten numerischen Diskretisierungsverfahren?

Diese Fragestellungen sind für die grundsätzliche Anwendung der SMM, aber auch für den spezifischen Simulationsaufbau für drehende Fahrzeugräder von wesentlicher Bedeutung.

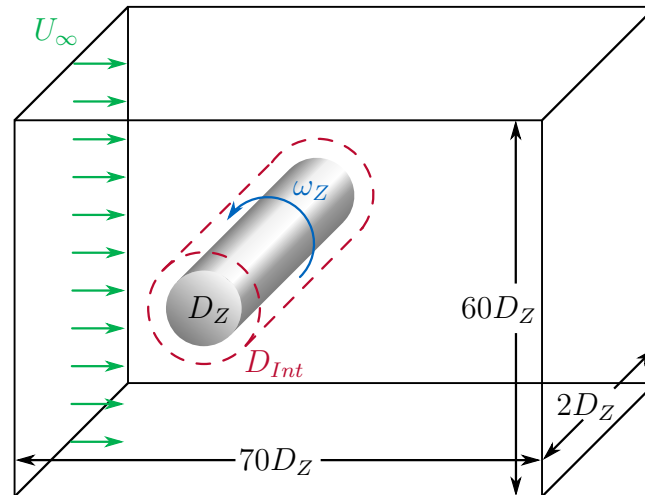


Abbildung 3.1: Skizze des generischen Testfalls *unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder* (vgl. Haag et al. (2017b)).

3.1.1 Rotierender Zylinder

Der rotierende Zylinder eignet sich zur Untersuchung der zuvor genannten Fragestellungen aus mehreren Gründen. Grundsätzlich kann die Rotation des Zylinders in diesem Anwendungsfall durch die SMM simuliert werden. Aufgrund seiner Rotationssymmetrie um die Zylinderachse kann die Rotationsbewegung aber durch die RWBC ebenso physikalisch korrekt erfasst werden. Die RWBC kann daher unter Anwendung der identischen Berechnungsmethoden und -modelle zur Generierung von Referenzergebnissen verwendet werden. Unter diesen Voraussetzungen besteht der einzige Unterschied zwischen den Simulationen dann in der Modellierung der Zylinderrotation. Weiterhin kann bei einer Anwendung der SMM die Position des *Interface* zum rotierenden Zylinder variiert werden. Dazu ist lediglich eine Variation des Durchmessers *Interface*-Geometrie notwendig, die in diesem Fall ebenfalls zylindrisch ist. Durch die komplexen Strömungsverhältnisse aus druckinduzierter Strömungsablösung und turbulentem Nachlauf können die Effekte verschiedener Diskretisierungsschemata auf das Berechnungsergebnis analysiert werden. In dem einfachen Testfall werden dreidimensionale Effekte vernachlässigt. Dies basiert auf der Annahme eines unendlich ausgedehnten rotierenden Zylinders.

Eine Skizze des untersuchten Testfalls ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Durch das Aufprägen einer Symmetriestandbedingung an den seitlichen Begrenzungen des Berechnungsgebiets wird die unendliche Ausdehnung des Zylinders modelliert. Die obere und untere Begrenzung werden als reibungsfreie Wände betrachtet, während an Ein- bzw. Auslass feste Werte für Geschwindigkeit bzw. Druck aufgeprägt werden. Die Reynoldszahl der ungestörten Anströmung beträgt $Re_{D_Z} = 5 \cdot 10^5$. Das Berechnungsgebiet wird mit ca. $1,25 \cdot 10^6$ Volumenelementen diskretisiert. Die Rotationsgeschwindigkeit ω_Z des Zylinders wird, analog zu einem drehenden Fahrzeugrad, so angepasst, dass die Umfangsgeschwindigkeit an der Zylinderoberfläche der Geschwindigkeit der freien Anströmung entspricht. Die Simulationen werden zunächst mit dem PISO-Lösungsalgorithmus

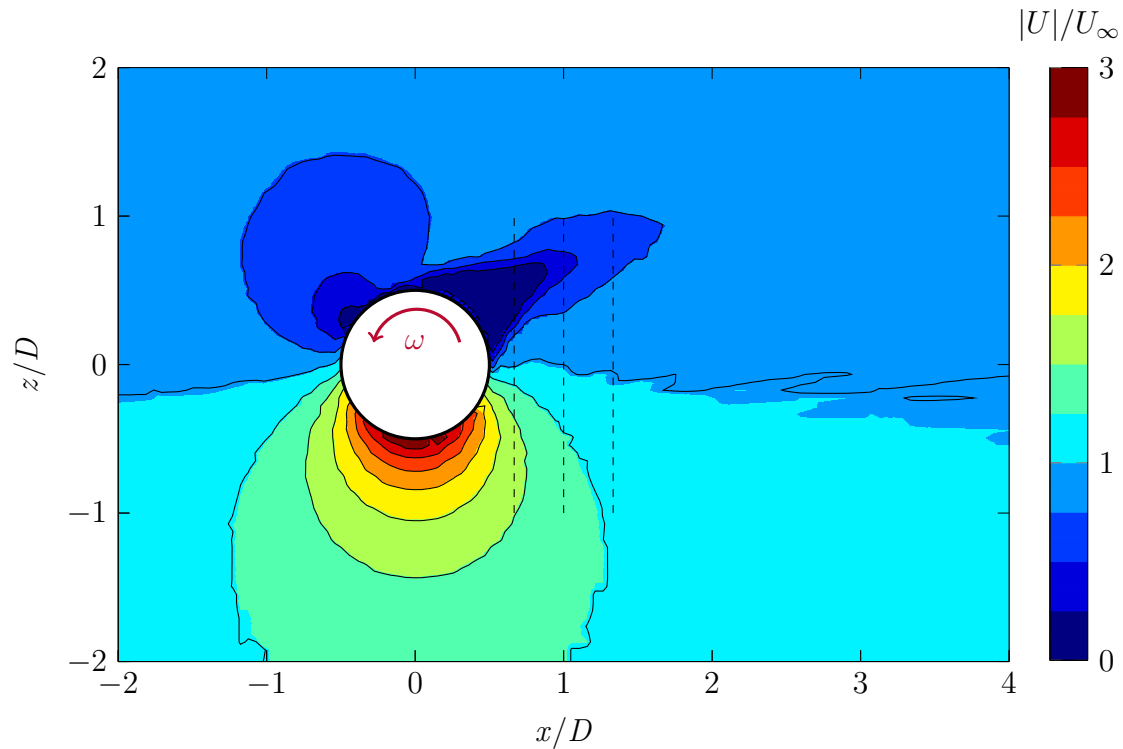


Abbildung 3.2: Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder.

durchgeführt (vgl. Kapitel 2.6.2).

Neben dem RWBC-Referenzfall werden drei weitere SMM-Testfälle mit unterschiedlichen Positionen des *Interface* betrachtet. Die verschiedenen Abstände der *Interfaces* zum rotierenden Zylinder ergeben sich aus dem Durchmesser Verhältnis (D_{Int}/D_Z) der *Interface*-Geometrie (D_{Int}) und des rotierenden Zylinders (D_Z). Diese können für die einzelnen Testfälle aus Tabelle 3.1 entnommen werden.

Ein Ausschnitt des berechneten dimensionslosen Geschwindigkeitsfeldes des Referenzfalles ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die obere Bildhälfte zeigt deutlich die

Tabelle 3.1: *Interface*-Positionen und berechnete Widerstandsbeiwerte für den Testfall *unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder* mit dem PISO- und dem PIMPLE-Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).

Testfall	D_{Int}/D_Z	$c_{x,PISO}$	$c_{x,PIMPLE}$
Referenz (RWBC)	-	0,248	-
SMM-Int1	16/15	0,522	0,239
SMM-Int2	7/6	0,398	0,204
SMM-Int3	5/3	0,458	0,223

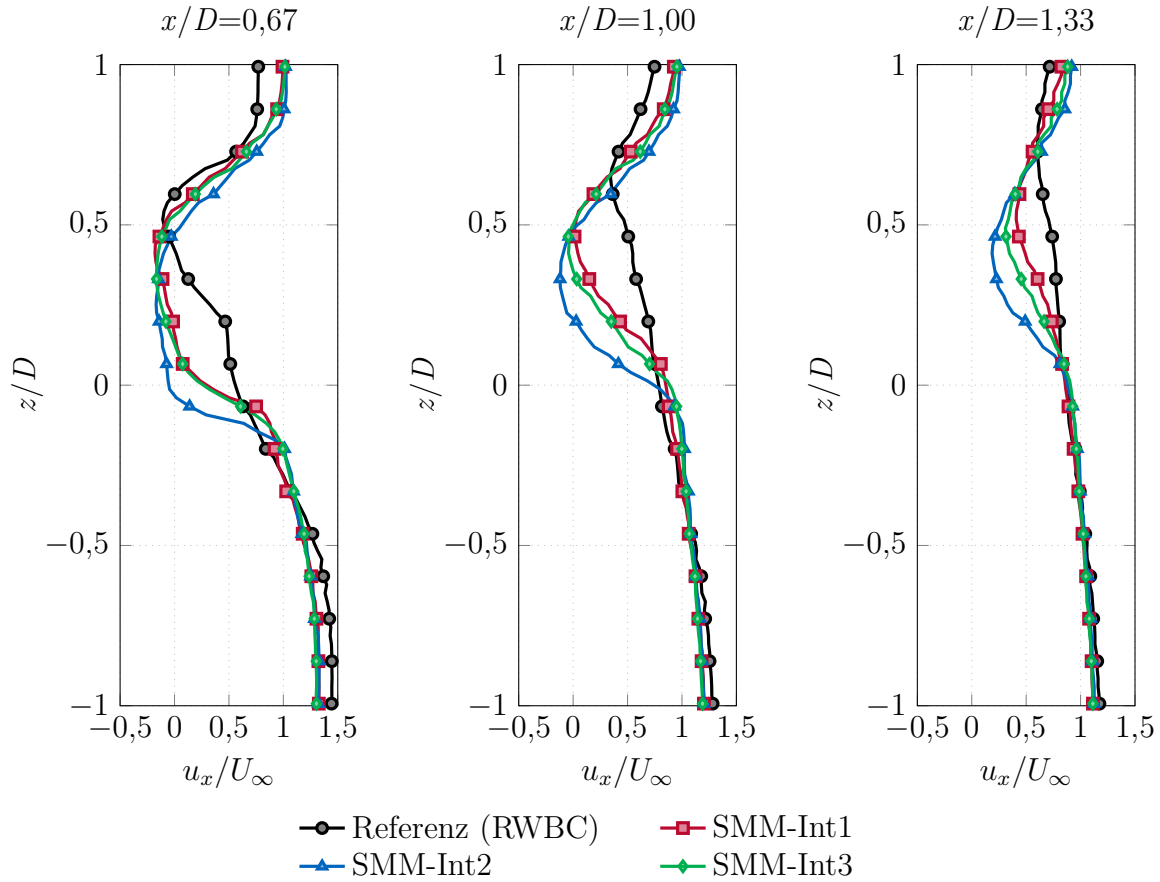


Abbildung 3.3: Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders, PISO Lösungsverfahren (vgl. Haag et al. (2017b)).

Verzögerung der ankommenden Strömung durch die gegenläufige Zylinderrotation. Ebenso ist das Ablösegebiet an der strömungsabgewandten Seite zu sehen. Es wird durch die Zylinderrotation nach oben abgelenkt. Im unteren Bildbereich hingegen wird die Strömung mit der Zylinderrotation geschleppt und durch dessen Verdrängungswirkung zusätzlich beschleunigt. Um das Ergebnis des Referenzfalls und die Ergebnisse der Testfälle unter Anwendung der SMM vergleichen zu können, wird die entdimensionierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung herangezogen. Dabei wird nicht das komplette Simulationsgebiet betrachtet, sondern der Geschwindigkeitsverlauf über drei vertikale Linien im Zylindernachlauf. Diese Linien sind in Abbildung 3.2 durch die vertikalen Strichlinien dargestellt. Die Ergebnisse der entdimensionierten Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung für die unterschiedlichen Testfälle zeigt Abbildung 3.3. Für die kompletten berechneten dimensionslosen Geschwindigkeitsfelder der SMM-Testfälle sei auf Anhang B verwiesen.

Die Ergebnisse aus Abbildung 3.3 zeigen für die Anwendung der SMM bei allen drei *Interface*-Positionen deutliche Abweichungen vom RWBC-Referenzergebnis. Das

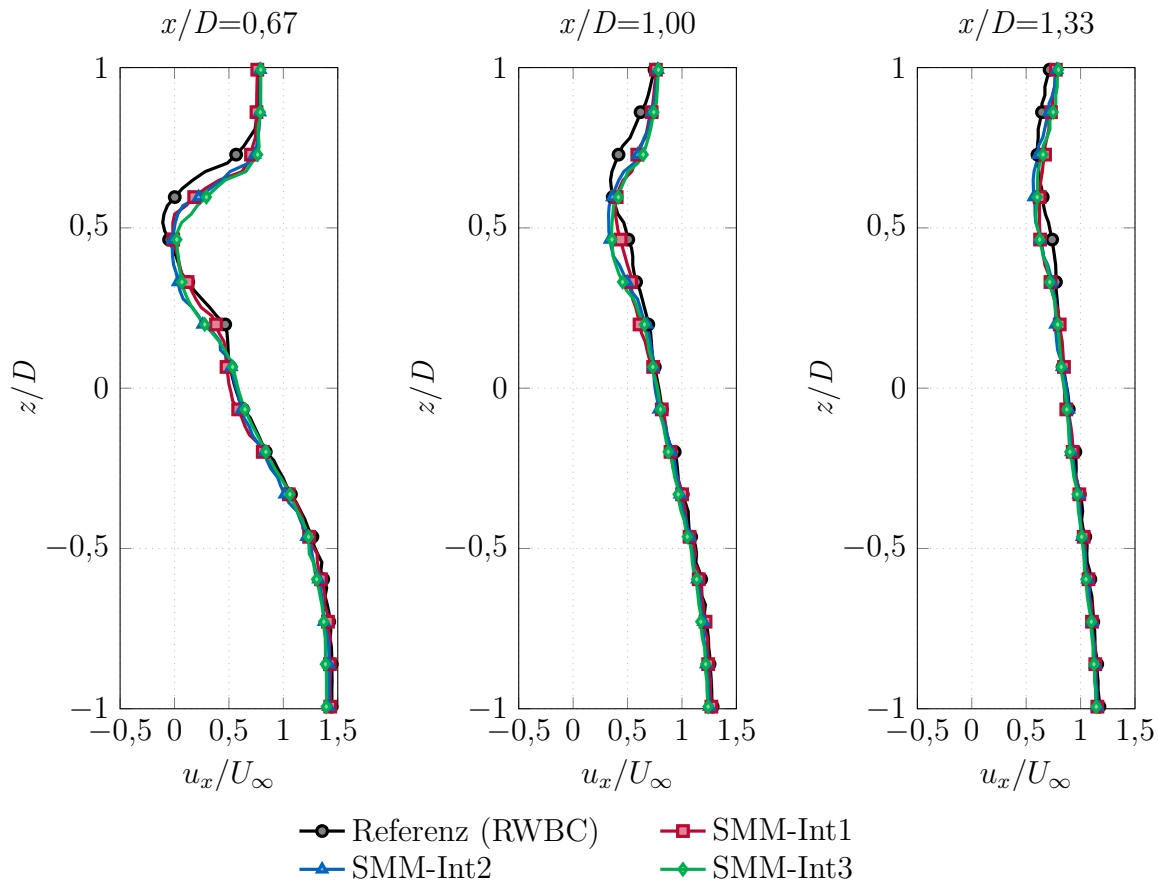


Abbildung 3.4: Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders, PIMPLE Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).

Geschwindigkeitsdefizit in Hauptströmungsrichtung wird deutlich überschätzt, während die vertikale Ablenkung des Zylindernachlaufs nach oben deutlich zu gering vorhergesagt wird. Darüber hinaus hat die Position des *Interface* einen verhältnismäßig großen Einfluss auf das Simulationsergebnis, was eine starke Abhängigkeit des Simulationsergebnisses vom Simulationssetup bedeutet. Diese Beobachtung sowie die große Diskrepanz zwischen Referenzergebnis und den untersuchten SMM-Konfigurationen wird auch im berechneten Widerstandsbeiwert deutlich (s. Tabelle 3.1, Mitte). Die Ergebnisse unter Anwendung der SMM überschätzen den Widerstand im Vergleich zum Referenzergebnis um den Faktor 1,6 bis 2,1. Diese Abweichungen sind für die Anwendung zur aerodynamischen Bewertung drehender Fahrzeugräder nicht tolerierbar. Die SMM scheint mit dem verwendeten Simulationssetup zunächst unbrauchbar.

Diese unzureichende Vorhersagegenauigkeit der SMM kann mit der Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus erklärt werden. An der Unterseite des rotierenden Zylinders bewegen sich die Zellen des Berechnungsnetzes infolge der Rotationsbewegung gleichförmig mit der Anströmung. Das führt dazu, dass der Ausdruck für die Re-

lativgeschwindigkeit der Strömung zur Berechnungszelle $u_i - u_i^b$ aus Gleichung 2.39 sehr klein wird. Diese geringe Relativgeschwindigkeit resultiert in einer lokalen Reduktion der *Péclet-Zahlen* (vgl. Kapitel 2.1.1) in den betroffenen Zellen. In diesen Zellen wechselt die Simulation für einige Berechnungszellen von einem konvektionsdominierten in einen lokalen pseudo-diffusionsdominierten Zustand. Die einmalige Druck-Geschwindigkeitskopplung des PISO-Lösungsalgorithmus reicht nicht aus, um in jedem Zeitschritt eine konvergierte Lösung zu berechnen.

Dieses Problem lässt sich durch die Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus beheben. Die Bezeichnung PIMPLE beruht darauf, dass es sich bei diesem Lösungsalgorithmus um eine Kombination aus dem bisher verwendeten PISO-Algorithmus und einem ihm verwandten SIMPLE-Algorithmus (engl. *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) für stationäre Strömungen handelt (s. Pletcher et al. (2016), S. 643). Beim PIMPLE-Lösungsalgorithmus wird die Abfolge des PISO-Algorithmus in jedem Zeitschritt mehrfach durchlaufen bis Konvergenz erreicht wird. In jedem neuen Durchlauf wird das Ergebnis des vorherigen Durchlaufs als Startlösung verwendet. Diese sogenannten *äußeren Korrekturschleifen* führen zu einer mehrmaligen Druck-Geschwindigkeitskopplung in jedem Zeitschritt.

Die Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus in Verbindung mit der SMM führt zu einer deutlich besseren Übereinstimmung zwischen dem RWBC-Referenzfall und den SMM-Lösungen. Sowohl die Verläufe der entdimensionierten Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung aus Abbildung 3.4 als auch die berechneten Widerstandsbeiwerte, gezeigt in Tabelle 3.1, rechts, stimmen deutlich besser mit den Referenzergebnissen überein. Darüber hinaus sind zwischen den SMM-Ergebnissen unter Verwendung verschiedener *Interface*-Positionen nahezu keine Unterschiede erkennbar. Damit führt die Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus nicht nur zu einem deutlich verbesserten Berechnungsergebnis, sondern vermeidet auch die zuvor erwähnte Abhängigkeit des Ergebnisses vom Simulationssetup.

Ebenso wie beim Lösungsalgorithmus sind auch für die Diskretisierungsschemata zur numerischen Lösung der *Navier-Stokes-Gleichungen* Wechselwirkungen mit der SMM denkbar. Daher werden an dieser Stelle, zusätzlich zu den in Tabelle 2.1 dargestellten Basis-Simulationseinstellungen, drei weitere Diskretisierungsschemata für die konvektiven Terme und deren Einfluss auf das Berechnungsergebnis jeweils ohne und mit Anwendung der SMM untersucht. Sie werden auf den Testfall des *unendlich ausgedehnten rotierenden Zylinders* angewandt. Die *Interface*-Position entspricht SMM-Int1 und für die Simulationen wird der PIMPLE-Lösungsalgorithmus angewandt. Dieses Setup ergibt gemäß den zuvor gezeigten Ergebnissen die beste Übereinstimmung zwischen den Simulationen ohne SMM (Referenz, RWBC) und mit SMM. Es eignet sich daher am besten zur Analyse des Effekts der Diskretisierungsschemata. Die zusätzlich untersuchten Diskretisierungsschemata sind:

1. Upwind: Aufwindifferenzen 1. Ordnung sind oft numerisch stabiler als Diskretisierungsverfahren höherer Ordnung und verringern numerische Oszillationen. Sie führen jedoch auch häufig zu einer falschen, künstlichen Diffusion und damit zu einem größeren numerischen Fehler als Diskretisierungsschemata höherer Ordnung

(vgl. Ferziger und Peric (2008), S. 53).

2. Linear-Upwind Stabilised Transport (LUST): Wie beim Diskretisierungsschema in den Basis-Simulationseinstellungen werden Zentralknoten 2. Ordnung mit Aufwindknoten 1. Ordnung überblendet. Dies dient dem Zweck einer numerischen Stabilisierung durch Aufwindknoten bei gleichzeitiger Reduzierung des numerischen Fehlers durch Zentralknoten. Anders als im Basis-Setup wird das Überblendungsverhältnis jedoch nicht anhand der lokalen Strömungsverhältnisse berechnet, sondern steht immer im Verhältnis von 75% Zentralknoten zu 25% Aufwindknoten (vgl. OpenCFD Ltd. (2016), S. 81).
3. Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws (MUSCL): Das Diskretisierungsschema 2. Ordnung gehört zu der Klasse der Schemata zur Reduzierung der Gesamtänderung (*engl. Total-Variation Diminishing*, TVD-Verfahren). TVD-Verfahren wurden entwickelt, um glatte Lösungen ohne numerische Oszillationen in der Nähe von Unstetigkeiten zu erhalten. Daher werden sie oft zur Berechnung von kompressiblen Strömungen und Stößen angewandt (s. Ferziger und Peric (2008), S. 368). Da es auch bei Simulationen unter Verwendung der SMM an *Interface* zu Unstetigkeiten infolge der Interpolationen zwischen den Berechnungsnetzen kommen kann, ist der Einfluss der Anwendung eines TVD-Verfahrens von Interesse für die in dieser Arbeit untersuchten Anwendungsfälle.

Abbildung 3.5 zeigt die Ergebnisse der entdimensionierten Geschwindigkeitskomponente über die bereits zuvor betrachteten vertikalen Linien im Zylindernachlauf mit den verschiedenen Diskretisierungsschemata ohne die Anwendung der SMM (Zylinderrotation mittels RWBC). Die Ergebnisse zeigen einen deutlichen Einfluss des Upwind-Diskretisierungsschemas: Das Geschwindigkeitsdefizit im Zylindernachlauf im Vergleich zum Basis-Setup ist stark erhöht. Dies kann auf den erhöhten numerischen Fehler infolge der geringeren Ordnung (1. Ordnung) und die daraus entstehende künstliche numerische Diffusion zurückgeführt werden. Im Gegensatz dazu zeigt das Berechnungsergebnis mit dem LUST-Schema kaum Abweichungen zum Referenzergebnis. Das heißt, dass sich für den einfachen, generischen Anwendungsfall des *unendlich ausgedehnten rotierenden Zylinders* ein festes Überblendungsverhältnis zwischen Zentralknoten 2. Ordnung und Aufwindknoten 1. Ordnung nicht negativ auf das Berechnungsergebnis auswirkt. Für das MUSCL-Schema ergeben sich im oberen Bereich des Zylindernachlaufs ($0,25 \leq z/D \leq 0,75$) geringe Abweichungen zur Referenz. Diese können darauf zurückgeführt werden, dass die inkompressible Umströmung ohne Unstetigkeiten oder Stöße kein klassischer Anwendungsfall für ein TVD-Verfahren ist.

Im Vergleich dazu sind in Abbildung 3.6 die Berechnungsergebnisse der entdimensionierten Geschwindigkeitskomponente mit den zusätzlichen Diskretisierungsschemata und mit Anwendung der SMM dargestellt. Das Berechnungsergebnis mit Basis-Setup ohne SMM bildet weiterhin das Referenzergebnis. Auch für die Anwendung der SMM zeigen die verschiedenen Diskretisierungsschemata ein sehr ähnliches Verhalten gegenüber den zuvor geschilderten Ergebnissen ohne SMM. Das Geschwindigkeitsdefizit im Zylindernachlauf ist für das Upwind-Schema stark erhöht. Jedoch ist der Effekt

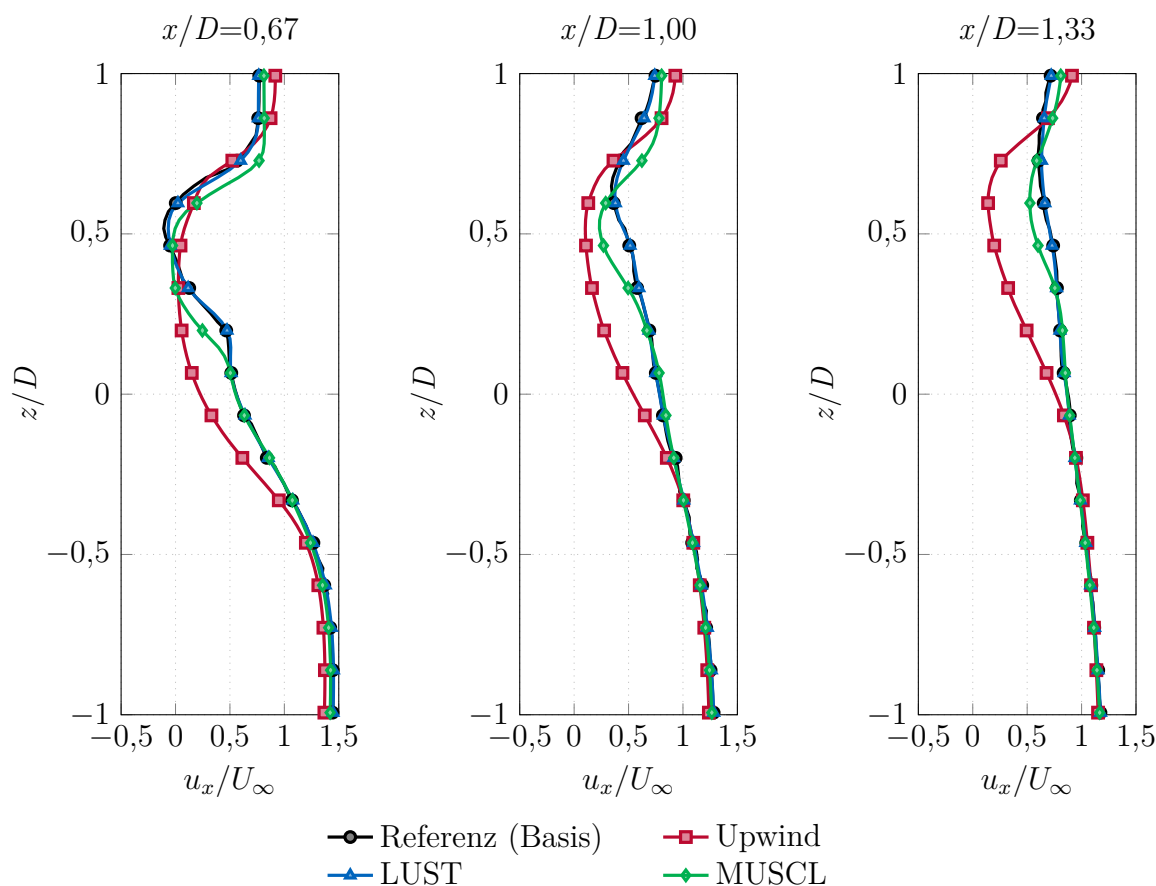


Abbildung 3.5: Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders mit verschiedenen Diskretisierungsschemata ohne SMM.

nicht ganz so gravierend wie im Simulationsergebnis ohne SMM. Es ist denkbar, dass die Interpolation am *Interface* bei der SMM zusätzliche Störungen einbringt, die den Effekt der künstlichen numerischen Diffusion etwas kompensieren. Da sich in diesem Fall zwei Ungenauigkeiten aufheben, kann nicht von einer Verbesserung des Berechnungsergebnisses ausgegangen werden. Für die Ergebnisse mit dem LUST- und dem MUSCL-Schema sind die Abweichungen gering und abermals auf den oberen Bereich des Zylindernachlaufs begrenzt ($0,25 \leq z/D \leq 0,75$). Das berechnete Geschwindigkeitsdefizit fällt dort etwas geringer aus als im Referenzergebnis. Dies ist jedoch bereits im Berechnungsergebnis mit dem Basis-Diskretisierungsschema unter Anwendung der SMM mit SMM-Int1 und PIMPLE-Algorithmus zu beobachten (vgl. Abbildung 3.4). Daher stellt diese Beobachtung keine Wechselwirkung zwischen dem verwendeten Diskretisierungsschema und der SMM dar. Es kann allenfalls bemerkt werden, dass die Abweichungen der Berechnungsergebnisse zum Referenzergebnis mit dem MUSCL-Schema, wie zuvor ohne SMM, geringfügig größer ausfallen als mit dem LUST-Schema. Dies kann auf den bereits zuvor angeführten Grund zurückgeführt werden. Das TVD-Verfahren zeigt

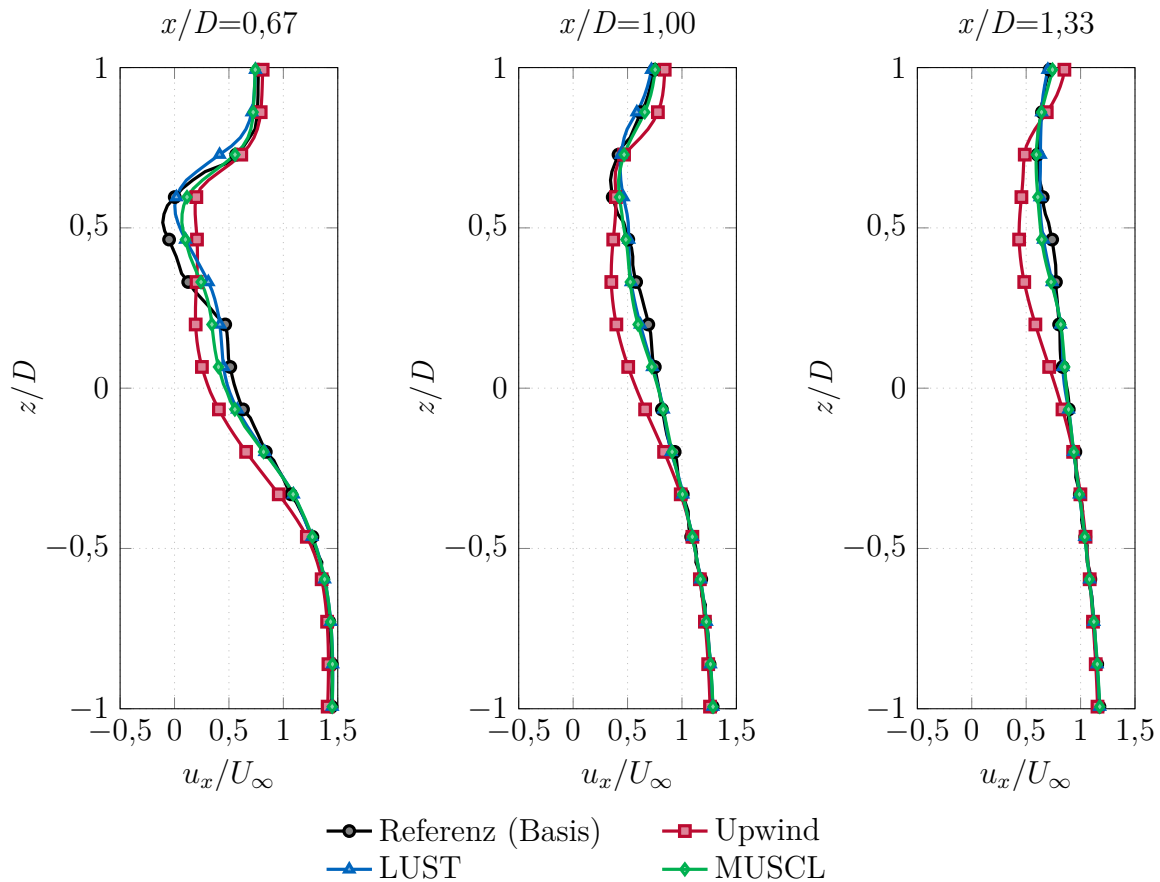


Abbildung 3.6: Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen Positionen stromab des Zylinders mit verschiedenen Diskretisierungsschemata mit SMM (SMM-Int1, PIMPLE-Algorithmus).

damit keine Vorteile bei der Berechnung in Verbindung mit Unstetigkeiten am *Interface*.

Die Schlussfolgerungen aus den Analysen der berechneten Strömungsfelder können anhand der berechneten Unterschiede in den Widerstandsbeiwerten für die verschiedenen Diskretisierungsschemata im Vergleich zu den Basis-Simulationseinstellungen bestätigt

Tabelle 3.2: Berechnete Unterschiede im Widerstandsbeiwert für den Testfall *unendlich ausgedehnter rotierender Zylinder* für verschiedene Diskretisierungsschemata im Vergleich zu den Basis-Simulationseinstellungen (vgl. Tabelle 2.1) ohne bzw. mit Anwendung der SMM.

Diskretisierungsschema	$\Delta c_{x,ohneSMM}$	$\Delta c_{x,mitSMM}$
Upwind	+0,577	+0,480
LUST	-0,011	-0,008
MUSCL	+0,061	+0,024

werden (s. Tabelle 3.2). Die starke Überschätzung des Geschwindigkeitsdefizits im Nachlauf mit dem Upwind-Schema führt auch im Widerstandsbeiwert zu einer Abweichung um einen Faktor von mehr als 2. Mit Anwendung der SMM ist die Differenz etwas geringer, aber dennoch sehr groß. Für die Diskretisierungsverfahren höherer Ordnung ist die Abweichung zum Berechnungsergebnis mit den Basis-Simulationseinstellungen gering, wenngleich das MUSCL-Schema aus den zuvor genannten Gründen etwas erhöhte Abweichungen zeigt.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass für Diskretisierungsverfahren niedriger Ordnung (Upwind, 1. Ordnung) Wechselwirkungen zwischen der Anwendung der SMM und der Diskretisierung entstehen können. Für Diskretisierungsverfahren höherer Ordnung sind keine Wechselwirkungen zwischen SMM und Diskretisierung zu beobachten, die über den Einfluss der Anwendung der SMM selbst hinausgehen. Dieser Effekt ist um ein Vielfaches geringer als beispielsweise der zuvor untersuchte Einfluss des Lösungsalgorithmus. Darum werden im Folgenden ausschließlich die in Tabelle 2.1 dargestellten Basis-Simulationseinstellungen verwendet. Diese wurden auch von Islam et al. (2009) für den Einsatz zur Berechnung von Fahrzeugumströmungen validiert. Um eine Abhängigkeit der Berechnungsergebnisse vom Simulationssetup zu vermeiden, müssten diese Einstellungen grundsätzlich in Kombination mit dem PIMPLE-Lösungsalgorithmus angewandt werden.

Für die hier gezeigten Ergebnisse wurden im PIMPLE-Lösungsalgorithmus drei zusätzliche äußere Korrekturschleifen angewandt. Dies erhöht den Rechenaufwand im Vergleich zur Anwendung des PISO-Algorithmus um den Faktor 2 bis 3,5. Bei der ohnehin schon aufwendigen Anwendung der SMM für die Raddrehung in einer Gesamtfahrzeugsimulation ist dieser Mehraufwand nicht akzeptabel. In weiterführenden Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass schon eine einzige äußere Korrekturschleife im PIMPLE-Algorithmus genügt, um eine vergleichbare Genauigkeit zu erzielen. Bereits diese eine äußere Korrekturschleife führt jedoch zu einer Erhöhung der Berechnungszeit um einen Faktor von 1,5 bis 1,8 im Vergleich zur Anwendung des PISO-Algorithmus. Auch das stellt eine Anwendung für Gesamtfahrzeugsimulationen in Frage. Eine Prüfung, ob das Problem der lokal reduzierten *Péclet-Zahlen* auch für die Anwendung an drehenden Rädern auftritt, liegt dementsprechend nahe.

3.1.2 Abgehobenes rotierendes Einzelrad

Der Effekt der lokal reduzierten *Péclet-Zahlen* tritt, wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, nur in den Zellen auf, die sich durch die Netzrotation mit der freien Anströmung mitbewegen. Bei der Anwendung für rotierende Räder werden diese nicht komplett von einem *Sliding-Mesh-Interface* umschlossen, da der Reifen auf dem Boden steht. Wäre dies der Fall, würde ein Teil des Bodens durch das Berechnungsgebiet rotiert werden. Daher wird im Anwendungsfall die Position des *Interface* so gewählt, dass nur die rotierende Felge durch das *Interface* eingeschlossen ist. In dieser Konfiguration wird das *Interface* durch den Reifen von der ankommenden Strömung abgeschirmt und es gibt keine Zellen, die sich gleichförmig mit der Anströmung bewegen. Dadurch könnte dem Problem der schlechten Konvergenz bei der Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus

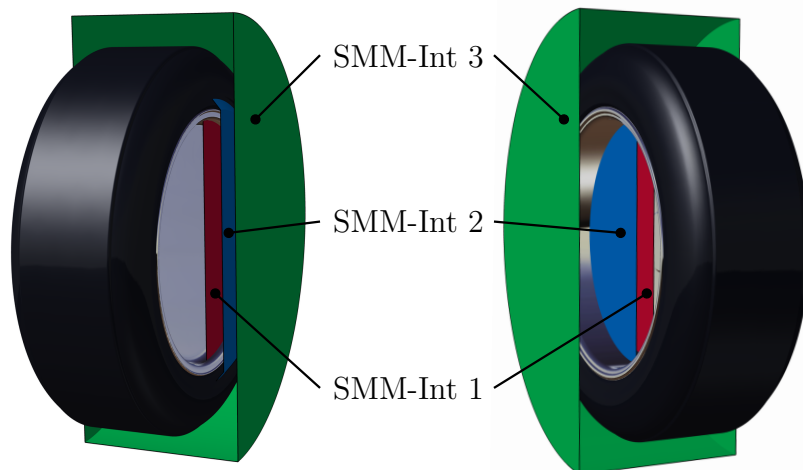


Abbildung 3.7: Lage der drei unterschiedlichen *Interface*-Positionen für den generischen Testfall des abgehobenen rotierenden Einzelrades (vgl. Haag et al. (2017b)).

vorgebeugt werden. Damit kommt die Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus, anstatt des aufwendigeren PIMPLE-Algorithmus, für den Anwendungsfall rotierender Fahrzeugräder möglicherweise infrage.

Um diese Vermutung zu verifizieren, wird für ein abgehobenes rotierendes Einzelrad eine ähnliche Untersuchung angestellt, wie zuvor in Kapitel 3.1.1 für den unendlich ausgedehnten rotierenden Zylinder. Das untersuchte Rad ist eine generische, geschlossene Radgeometrie, die auch für Validierungs- und Modelluntersuchungen genutzt wird (s. Kapitel 3.2, Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2). Diese Radgeometrie ist rotationssymmetrisch. Daher kann, wie zuvor für den rotierenden Zylinder, eine Simulation mit Anwendung der RWBC zur Berücksichtigung der Radrotation als Referenzergebnis verwendet werden. Weiterhin werden für die Anwendung der SMM ebenfalls drei unterschiedliche *Interface*-Positionen untersucht:

1. Die Lage des ersten untersuchten *Interface* (SMM-Int1) stellt ein Minimalbeispiel dar und ist nur für diese spezielle generische Geometrie anwendbar, da sie einen großen Rücksprung unterhalb des Felgenhorns besitzt. Solch ein Rücksprung kommt bei modernen Leichtmetallfelgen praktisch nicht vor.
2. Das zweite *Interface* (SMM-Int2) schneidet das Rad in der Nähe des Felgenhorns und ist in dieser Form für die meisten Serienräder anwendbar. Es stellt das Zieldesign für ein *Interface* im späteren Simulationssetup dar.
3. Das dritte *Interface* (SMM-Int3) umschließt das komplette Rad. Es wird zum Abgleich mit dem Rotierenden-Zylinder-Testfall untersucht. Für diesen Fall ist eine ähnlich geringe Übereinstimmung zwischen RWBC-Referenzergebnis und SMM-Ergebnis wie am rotierenden Zylinder zu erwarten.

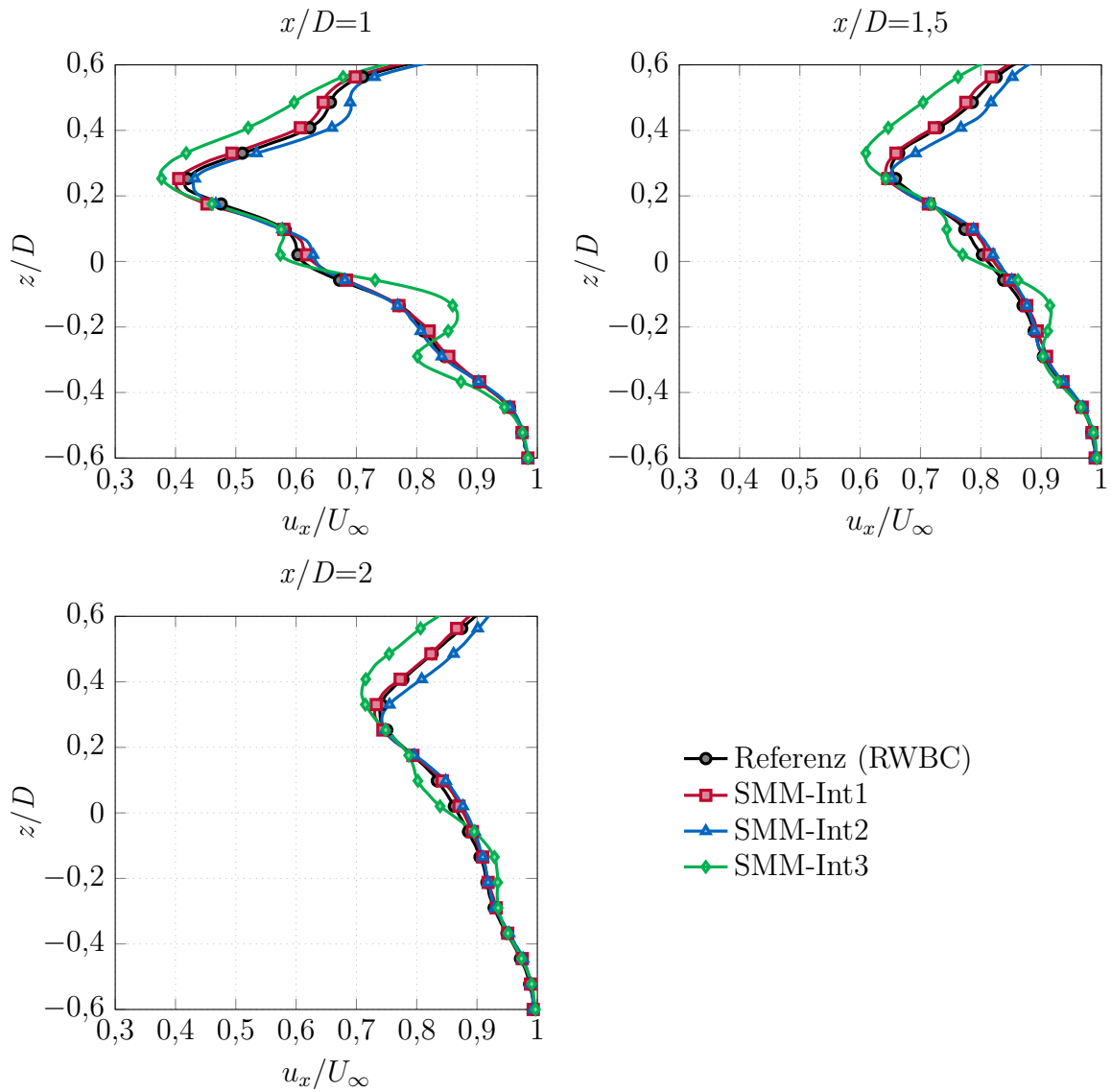


Abbildung 3.8: Normalisierte Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung im Mittelschnitt an drei unterschiedlichen x -Positionen stromab des rotierenden Rades, PISO-Lösungsalgorithmus (vgl. Haag et al. (2017b)).

Die unterschiedlichen *Interface*-Positionen sind in Abbildung 3.7 dargestellt. Die Reynoldszahl der ungestörten Anströmung beträgt $Re_{D_{Rad}}=7,4 \cdot 10^5$. Die Rotationsgeschwindigkeit des abgehobenen Rades ω_{Rad} wird entsprechend so eingestellt, dass die Umfangsgeschwindigkeit auf der Lauffläche der Geschwindigkeit der freien Anströmung entspricht. Diese im Vergleich zum rotierenden Zylinder höhere Reynoldszahl entspricht den Anströmbedingungen, wie sie auch bei den Untersuchungen von Einzelrad und Gesamtfahrzeug im Modellmaßstab herrschen (s. Kapitel 3.2, Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2). Das Rechengebiet wird mit ca. $21 \cdot 10^6$ Volumenelementen diskretisiert, wobei um das Rad herum lokale Verfeinerungsregionen (engl. *Volume of Refined Resolution*, kurz:

Tabelle 3.3: Berechnete Widerstandsbeiwerte für das abgehobene rotierende Einzelrad mit dem PISO-Lösungsalgorithmus.

Testfall	c_x (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	c_x (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
Referenz (RWBC)	0,490	0,032
SMM-Int1	0,488	0,032
SMM-Int2	0,483	0,032
SMM-Int3	0,517	0,034

VRES) in das Berechnungsnetz eingebracht werden. Die Berechnungen werden mit dem PISO-Lösungsalgorithmus durchgeführt.

Bei Betrachtung der mit der Anströmgeschwindigkeit normalisierten Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung in Abbildung 3.8 wird deutlich, dass die Berechnungsergebnisse der SMM-Simulationen mit den *Interface*-Positionen SMM-Int1 und SMM-Int2 in guter Übereinstimmung zum RWBC-Referenzergebnis liegen. Vor allem für das Minimalbeispiel des SMM-Int1 sind keine Abweichungen erkennbar. Die Anwendung der Konfiguration SMM-Int3 führt jedoch zu deutlichen Abweichungen vom Referenzergebnis in großen Bereichen des Radnachlaufs. Die größten Abweichungen treten im unteren Bereich ($z/D < 0$) auf.

Im Bereich $-0,4 < z/D < -0,5$ wird die Strömung zu stark verzögert, während sie im Bereich $-0,25 < z/D < 0$ im Vergleich zum Referenzergebnis weniger stark verzögert wird. Diese Beobachtung korreliert mit der Ursache von lokal reduzierten *Péclet-Zahlen*, die unterhalb des Rades auftreten. Dort befinden sich die Zellen des rotierenden Teils des Berechnungsnetzes, die sich gleichförmig mit der Anströmung bewegen. Jedoch ist auch im oberen Bereich des Nachlaufs eine zu starke Verzögerung der Strömung zu beobachten. Diese ist zudem in allen drei Positionen stromab des Rades in ähnlicher Ausprägung vorhanden. Aus Tabelle 3.3 geht weiterhin hervor, dass mit ca. 6% die Abweichung des berechneten Widerstandsbeiwertes für die *Interface*-Position SMM-Int3 am größten ist. Wie aus den Ergebnissen am rotierenden Zylinder (Kapitel 3.1.1) hervorgeht, müsste der PIMPLE-Lösungsalgorithmus angewandt werden, um diesen numerischen Fehler zu vermeiden. Wie aber bereits begründet wurde, ist eine solche *Interface*-Position für die Simulation drehender Räder in Bodenkontakt nicht geeignet. Insgesamt lässt sich feststellen, dass die Abweichungen vom Referenzergebnis geringer sind als zuvor beim unendlich ausgedehnten rotierenden Zylinder. Der Grund hierfür ist in der Dreidimensionalität der Umströmung des rotierenden Rades zu sehen. Aufgrund dieser Dreidimensionalität entstehen an der Unterseite des rotierenden Rades Geschwindigkeitskomponenten quer zur Anströmung, was die gleichförmige Bewegung von Berechnungsnetz und Strömung mindert.

Für die Konfigurationen SMM-Int1 und SMM-Int2 sind sowohl die Berechnungsergebnisse für die dimensionslosen Geschwindigkeitsverläufe als auch die berechneten Widerstandsbeiwerte aus Tabelle 3.3 in sehr guter Übereinstimmung mit den RWBC-

Referenzergebnissen. Lediglich für die *Interface*-Position SMM-Int2, die für die meisten Serienräder angewandt werden kann, sind im oberen Nachlaufbereich (Abbildung 3.8, $z/D > 0,3$) leichte Abweichungen vom Referenzergebnis erkennbar. Diese sind aber, genau wie die Abweichungen im Widerstandsbeiwert ($< 1\%$), gering. Um die Eignung für fahrzeugaerodynamische Anwendungsfälle zu beurteilen, ist es sinnvoll, den Widerstandsbeiwert bezüglich einer Fahrzeugstirnfläche anstatt der Radstirnfläche zu berechnen. Diese Berechnung ist in Tabelle 3.3 (rechts) mit der Stirnfläche des DrivAer-Fahrzeugmodells durchgeführt. Dabei zeigt sich, dass bereits für die anwendungsnahe Konfiguration SMM-Int2 die Abweichung zur Referenzsimulation weniger als ein Tausendstel ($\Delta c_x < 0,001$) beträgt und in der Rundung verschwindet. Diese Genauigkeit ist für eine Gesamtfahrzeugsimulation mehr als ausreichend. Diese Ergebnisse zeigen, dass für den Anwendungsfall am rotierenden Rad der PISO-Lösungsalgorithmus eine gute Ergebnisqualität liefert. Der zusätzliche Mehraufwand durch die Anwendung des PIMPLE-Algorithmus kann somit vermieden werden.

Mit diesen Ergebnissen lassen sich die beiden eingangs des Kapitels 3.1 genannten Fragestellungen zur Eignung der SMM wie folgt beantworten: Mit der SMM lässt sich die Rotation eines Körpers im Rahmen der Genauigkeit der angewandten Simulationsmethode und der Simulationsmodelle korrekt abbilden, insofern keine lokal reduzierten *Péclet-Zahlen* auftreten. Ist dies der Fall, muss der aufwendigere PIMPLE-Lösungsalgorithmus angewandt werden, um Konvergenz in jedem Zeitschritt zu erzielen. Für den Anwendungsfall des rotierenden Rades hat die Position des *Interface* zwischen rotierendem und ortsfestem Berechnungsnetz bei Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus einen Einfluss, vor allem dann, wenn sich einzelne Berechnungszellen gleichförmig mit der Anströmung bewegen. Wird das rotierende Netz durch die Reifengeometrie von der freien Anströmung abgeschirmt, kann dieser Effekt vernachlässigt werden. Daher ist bei der Anwendung darauf zu achten das rotierende Netz so klein wie möglich zu halten. Dann ist der Einfluss der Position des *Interface* gering und der PISO-Lösungsalgorithmus kann angewandt werden.

3.2 Validierung mittels Vergleich zum Experiment

Neben der grundsätzlichen Eignung der SMM zur Abbildung der Radrotation im Rahmen des verwendeten Simulationssetups muss auch die Eignung des Simulationssetups selbst zur Vorhersage der Umströmung der Räder überprüft werden. Daher werden Simulationsergebnisse unter Anwendung der RWBC, des MRF-Modells und der SMM mit experimentell ermittelten Ergebnissen gegenübergestellt. Dies soll im Folgenden am isolierten Einzelrad und am Modellfahrzeug geschehen.

3.2.1 Rotierendes Einzelrad in Bodenkontakt

Der generische Testfall des isolierten Einzelrades in Bodenkontakt wurde bereits in Kapitel 2.3.1 beschrieben. Er eignet sich besonders gut zur Validierung der Simulationsmethodik für drehende Fahrzeugräder, da keine anderen Einflüsse, wie zum Beispiel

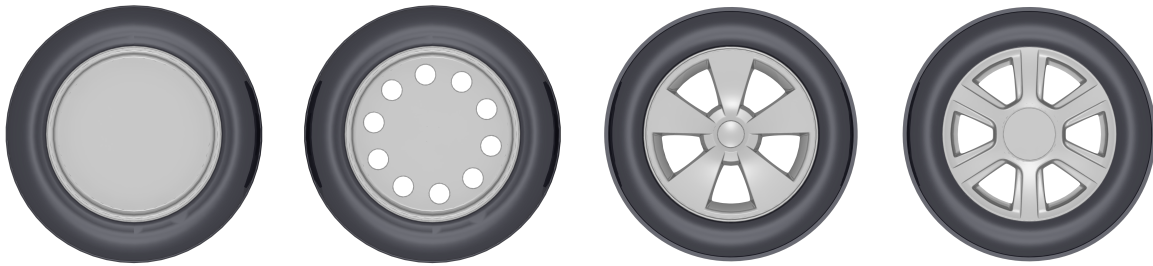


Abbildung 3.9: Die vier untersuchten Modellradgeometrien (vlnr.): Geschlossene generische Felge (GGF), offene generische Felge (OGF), DrivAer-Felge (DAF) und Q5-Aerofelge (Q5F).

die Umströmung des umgebenden Fahrzeuges, die Beurteilung der Genauigkeit des Simulationsergebnisses bezüglich der Räder beeinträchtigen. Modellierungsfehler in der Radrotation sollten sich in dieser Konfiguration deutlich in Form von Abweichungen zwischen Simulationsergebnis und Versuchsergebnis zeigen. Zudem kann mit diesem Anwendungsfall überprüft werden, ob Unterschiede zwischen Einzelkonfigurationen, zum Beispiel stehende Bodensimulation und stehendes Rad im Vergleich zu eingeschalteter Bodensimulation und drehendes Rad, oder zwischen unterschiedlichen Felgengeometrien durch die Simulation korrekt vorhergesagt werden.

Zur Durchführung dieser Validierung werden vier unterschiedliche Felgengeometrien untersucht. Diese sind in Abbildung 3.9 dargestellt. Die Geometrien haben folgende Eigenschaften (vlnr.):

1. Die geschlossene generische Felge (GGF) hat eine rotationssymmetrische Felgengeometrie ohne Öffnungen. Der Felgenspiegel entspricht einer flachen Scheibe. Sie wurde bereits für den Testfall des abgehobenen rotierenden Einzelrades aus Kapitel 3.1.2 verwendet.
2. Die offene generische Felge (OGF) gleicht von ihrer Grundform der GGF. Sie ist aber mit zehn kreisrunden Öffnungen versehen und entspricht damit einer Vereinfachung der bis heute in Serienfahrzeugen oft verbauten Stahlfelge mit runden Öffnungen.
3. Die DrivAer-Felge (DAF) hat fünf Speichen in Dreiecksform. Sie ist die serienmäßige Felgengeometrie des DrivAer-Referenzmodells.
4. Die Q5-Aerofelge (Q5F) ist eine Serienfelge des Audi Q5 aus dem Modelljahr 2009. Die Felgengeometrie hat sechs Speichen und wurde für einen niedrigen c_W -Wert an diesem Fahrzeug optimiert (vgl. Schütz (2010)). Während die Felge im Serienfahrzeug für Räder der Dimension 235/65 R17 ausgelegt ist, wurde sie im untersuchten Modell zwecks Konsistenz mit den anderen drei Felgengeometrien auf ein 40%-Modell der Größe 225/45 R17 angepasst.

Um identische Bedingungen zwischen Simulation und Experiment zu schaffen, werden die Simulationen, analog zum experimentellen Aufbau, im 1:2,5-Modellmaßstab

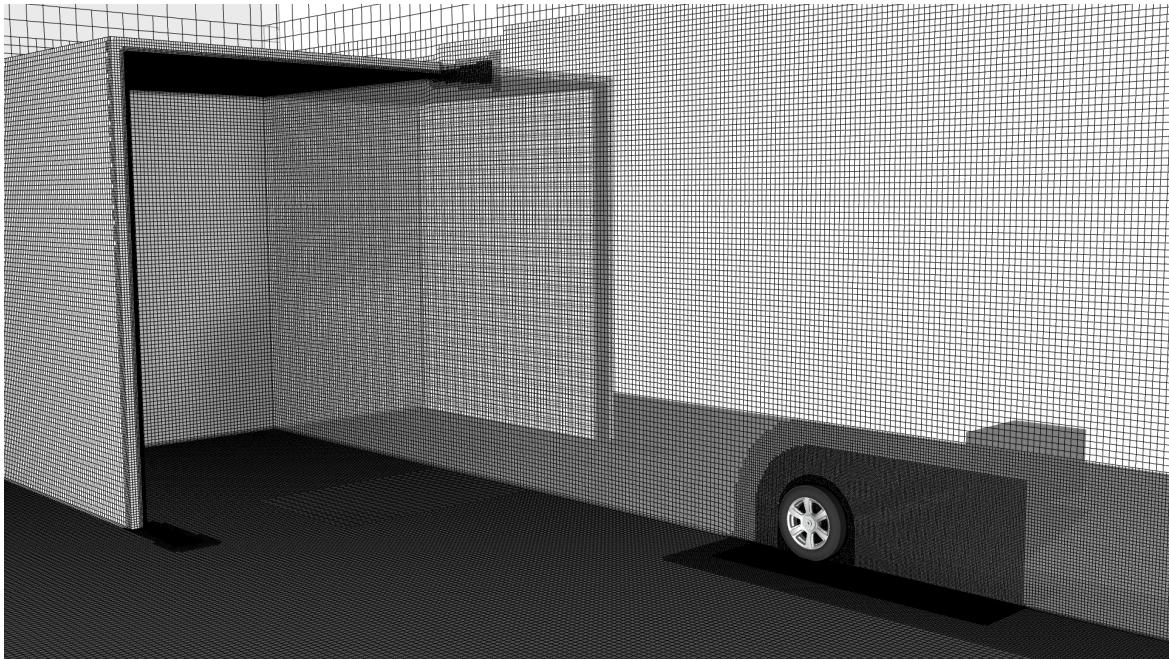


Abbildung 3.10: Ausschnitt des Berechnungsnetzes für die Simulation des rotierenden Einzelrades in Bodenkontakt für alle Felgengeometrien (hier: Q5F-Geometrie).

durchgeführt. Ebenso wird in der CFD-Simulation der Radarm und dessen Fixierung im Windkanal mit simuliert. Zudem wird der Auslass der Windkanaldüse stromab der Düsenkontraktion als Geometrie im Simulationsmodell mit einer reibungsbehafteten Wand berücksichtigt. Innerhalb der Düse am Boden befindet sich im Windkanalsetup die Anlaufstrecke bis hin zur Grenzschichtabscheidung. Diese wird im Simulationsmodell vom Einlass bis zur Position der Grenzschichtabscheidung durch eine reibungsfreie Wandrandbedingung nachgebildet, um das Ausbilden einer Grenzschicht zu verhindern. Über der Anlaufstrecke zwischen Grenzschichtabscheidung und Beginn des Laufbandes bildet sich laut Mack et al. (2012b) im Windkanal erneut eine Grenzschicht aus, die auch eine eingeschaltete Bodensimulation über die gesamte Messstreckenlänge nicht auffüllt. Um diesen Effekt in der Simulation abzubilden, wird dieser Teil des Bodens mit einer Hafttrandbedingung beaufschlagt. Ein Vergleich der Grenzschichtprofile über die Messstreckenlänge zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Randbedingungen im Experiment und in der CFD-Simulation (s. Anhang C, Abbildung C.3 und Abbildung C.4).

Für den Fall mit eingeschalteter Bodensimulation wird auf dem Laufband eine Geschwindigkeitsrandbedingung entsprechend der Anströmgeschwindigkeit vorgegeben. Der Windkanalkollektor wird in der Simulation nicht berücksichtigt, da der Druckgradient des Windkanals im Bereich der Modellradposition $2m$ hinter dem Düsenaustritt ausreichend gering ist (vgl. Mack et al. (2012b)). Es ist daher kein Einfluss dieser Vereinfachung auf die Simulationsergebnisse zu erwarten. Rund um das Rad werden lokale Netzverfeinerungsregionen (VRES) eingebracht. Die Basiszellgröße (VRES00) des

vornehmlich aus Hexaedern bestehenden Netzes besitzt eine Kantenlänge von $0,6m$. Mit jeder Verfeinerungsstufe (VRES xy) wird die Kantenlänge der Berechnungszellen auf das $1/2^{xy}$ -fache reduziert. An der Radoberfläche beträgt die Verfeinerungsstufe VRES09 und um die Berührungsfläche zwischen Rad und Boden wird eine zusätzliche Verfeinerungsregion der Stufe VRES10 eingebracht. Das finale Simulationssetup ist in Abbildung 3.10 dargestellt. Die Berechnungsnetze für das rotierende Einzelrad in Bodenkontakt bestehen in diesem Setup aus ca. $28 \cdot 10^6$ Volumenelementen. Die Reynoldszahl in der freien Anströmung von $45m/s$ beträgt für die untersuchten Konfigurationen $Re_{D_{Rad}}=7,4 \cdot 10^5$. Die Zeitschrittweite der Simulation beträgt $0,00004s$. Die Strömungsgrößen werden dabei im Intervall von $2s$ bis $6s$ simulierter Zeit gemittelt. Alle weiteren Randbedingungen und Simulationsparameter können Anhang C entnommen werden.

Zunächst wird anhand der GGF-Geometrie untersucht, ob mit dem erarbeiteten Simulationssetup der Unterschied zwischen stehendem und drehendem Rad (ohne Bodensimulation (BoSi)/mit BoSi) in guter Genauigkeit vorhergesagt werden kann. Für diese Felgengeometrie wird, aufgrund ihrer Rotationssymmetrie, die RWBC zur Modellierung der Radrotation verwendet. Damit eignet sich diese Felgengeometrie zur generellen Bewertung des Simulationssetups im Vergleich zum Experiment, ohne einen Einfluss der Radrotationsmodellierung. Dies wird zunächst anhand eines Vergleichs der Strömungsfelder aus der PIV-Messung und der CFD-Simulation in einem Schnitt normal zur Anströmung $250mm$ stromab der Radachse, also im Nachlauf des Rades, bewertet. Dieser Vergleich ist in Abbildung 3.11 sowohl für das stehende als auch für das drehende Rad dargestellt.

Vergleicht man für das stehende Rad die Vorhersage der Simulation aus Abbildung 3.11(b) mit dem Messergebnis, dargestellt in Abbildung 3.11(a), so kann eine sehr gute Übereinstimmung festgestellt werden. In beiden Fällen sind zwei dominante Wirbelstrukturen erkennbar, die mit einem deutlichen Geschwindigkeitsdefizit im Wirbelkern einhergehen: zum einen ein stark ausgeprägter bodennaher Wirbel hinter der Radinnenseite (rechts), zum anderen ein hierzu gegenläufig rotierender Wirbel auf Höhe des Radarmes, jedoch hinter der Radaußenseite (links). Letzterer wird in der Messung etwas ausgeprägter beobachtet als er in der Simulation vorhergesagt wird. Diese beiden Wirbel führen sowohl im Messergebnis als auch in der CFD-Simulation zu einer ausgeprägten Asymmetrie des Radnachlaufes. Eine solche Asymmetrie wurde in früheren Untersuchungen von anderen Autoren, beispielsweise Wäschle (2006), an einer anderen Einzelradkonfiguration nicht detailliert beschrieben. In seinem Modell des Wirbelsystems um ein frei angeströmtes, stehendes Einzelrad geht er von einer vollständigen Symmetrie des Radnachlaufes aus (s. ebd., S. 115). Dies ist jedoch unwahrscheinlich, da auch bei Wäschle (2006) ein einseitiger Radarm und eine zur xz -Ebene nicht komplett symmetrische Felgengeometrie verwendet werden. Das bestätigen auch die Simulations- und Messergebnisse, die ebenfalls eine leichte Asymmetrie im Radnachlauf aufweisen (s. ebd., S. 71). Es liegt jedoch nahe, dass durch das größere Breiten- zu Durchmesser-Verhältnis des von Wäschle (2006) verwendeten Rades aus dem Formelsport und die größere Breite des Modellrades im Vergleich zur Radarmkonstruktion die Asymmetrie des Radnachlaufes geringer ausfällt.

Weiterhin untersuchte Wäschle (2006) ausschließlich offene Felgengeometrien, was

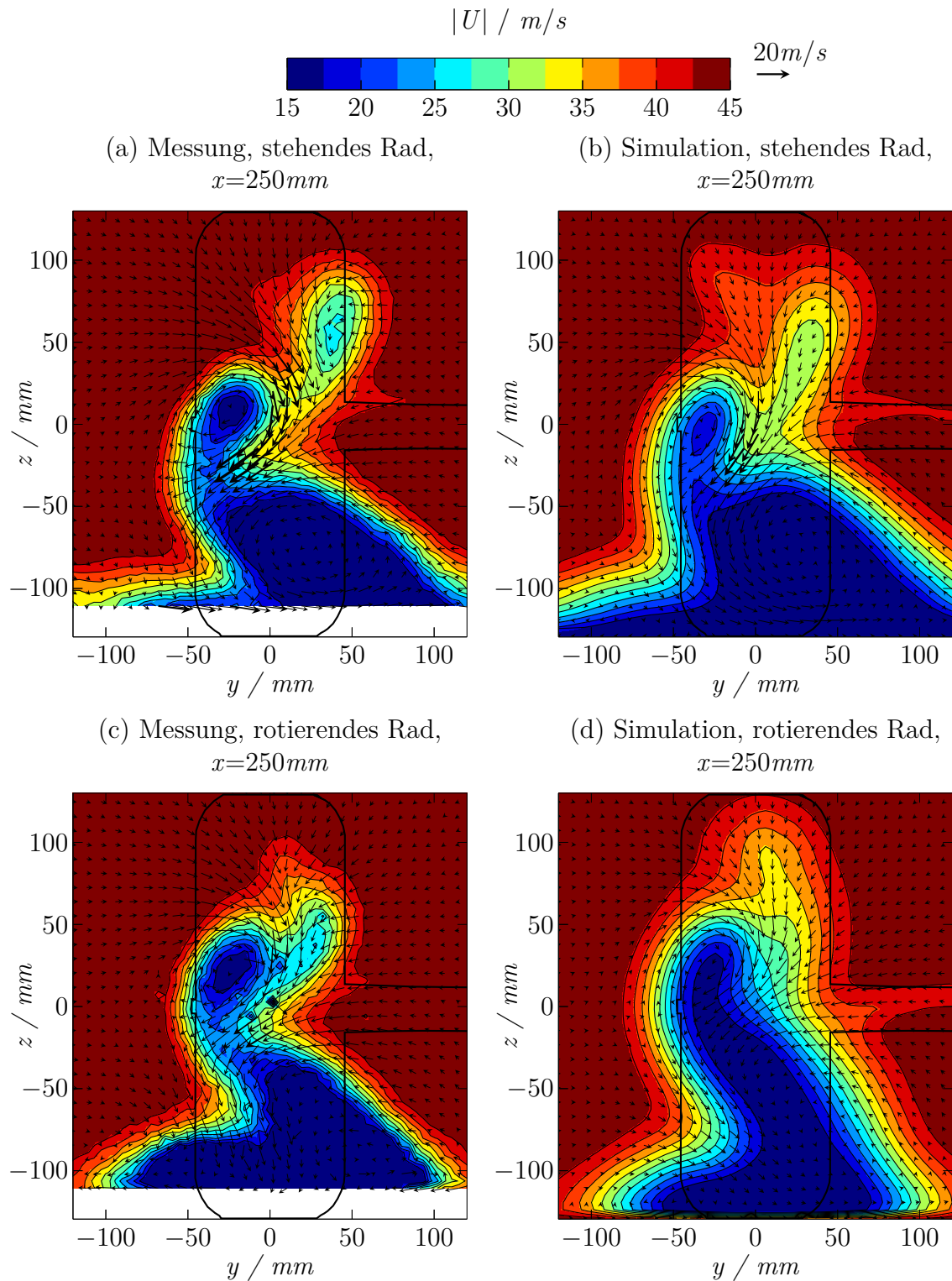


Abbildung 3.11: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene $250mm$ stromab der Radachse zum Vergleich zwischen Experiment und Simulation für die stehende und rotierende GGF-Geometrie.

Tabelle 3.4: Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation berechneten c_W -Werte für die GGF-Geometrie in stehender und rotierender Konfiguration und der Bodensimulations-Deltas durch die Raddrehung.

BoSi	WKA	CFD	Δ_{c_W} (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	Δ_{c_W} (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
Stehend	0,589	0,645	+0,056	+0,004
Rotierend	0,524	0,558	+0,034	+0,002
BoSi- Δ	-0,065	-0,087	-0,022	-0,002

entsprechend weiterer Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit ebenfalls einen Einfluss auf die Symmetrie des Radnachlaufs besitzt. Dennoch ist eine Asymmetrie des Nachlaufs eines einseitig aufgehängten Einzelrades zu erwarten und wird in den hier vorliegenden Ergebnissen bestätigt. Die Asymmetrie ist in der Messung durch den stärkeren Wirbel auf Achshöhe etwas stärker ausgeprägt als in der Simulation. Hinter der Radinnenseite, in etwa auf einer Höhe von $z=50mm$, findet sich im Mess- wie auch im Simulationsergebnis ein weiteres Verlustgebiet, das aus demselben Grund im Simulationsergebnis etwas schwächer vorhergesagt wird. Ein weiterer, sehr schwacher bodennaher Wirbel hinter der Radaußenseite lässt sich lediglich in der Simulation erkennen. Er ergänzt den Wirbelzopf hinter der Radinnenseite zu einem, auch von Wäschle (2006) beobachteten, gegenläufig rotierenden Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar. Der radinnere Wirbelzopf ist nur im Simulationsergebnis erkennbar, da er durch seine schwache Ausprägung, die geringe Größe und die Lage im Bereich unterhalb von $z=20mm$ für die PIV-Messung außerhalb des Messfensters liegt. Das Messfenster ist, aufgrund von Reflexionen des Lasers auf dem Laufband des Windkanals, auf einen minimalen Bodenabstand von $20mm$ begrenzt. Eine weitere geringe Abweichung zwischen Simulation und Experiment stellt das leicht größere Verlustgebiet im oberen Bereich des Nachlaufs zur Radmitte hin in der Simulation dar. Insgesamt stimmen jedoch die wesentlichen Strömungseigenschaften zwischen Messergebnis und CFD-Simulation überein und die zuvor schon erwähnte sehr gute Übereinstimmung kann qualitativ bestätigt werden.

Im Fall des rotierenden Rades mit geschlossener Felgengeometrie scheint die Übereinstimmung zwischen dem Berechnungsergebnis in Abbildung 3.11(d) und dem Messergebnis in Abbildung 3.11(c) auf den ersten Blick etwas geringer als im Fall des stehenden Rades. Dies liegt vor allem an der vertikalen Ausdehnung des Radnachlaufs. Sie wird in der Simulation etwas höher vorausgesagt als im Messergebnis. Zudem wird in der CFD-Simulation mittig im Nachlaufgebiet, das heißt zwischen bodennahem, radinnerem Wirbel und dem gegenläufig rotierenden Wirbel an der Radaußenseite auf Höhe des Radarmes, ein größeres Geschwindigkeitsdefizit vorhergesagt. Diese Unterschiede lassen sich jedoch allesamt durch die geringere Ausprägung des Wirbels auf Höhe des Radarmes in der Simulation erklären. Dieser zieht durch seine höhere Intensität im Experiment zum einen den oberen Teil des Nachlaufs nach unten und

fördert zum anderen Luft mit höherer Geschwindigkeit von der Radinnenseite in den Nachlauf. Die geringere Ausprägung dieses Wirbels im Simulationsergebnis im Vergleich zum Messergebnis wurde zuvor schon für das stehende Rad beobachtet und ist damit nicht auf ein Problem der Erfassung der Radrotation in der Simulation zurückzuführen. Abgesehen von dieser Abweichung zwischen Experiment und CFD-Simulation sind auch für den Fall des drehenden Rades die dominierenden Strömungsstrukturen zwischen PIV-Messung und CFD-Simulation identisch.

Im Hinblick auf den Einfluss der Radrotation können die Änderungen vom stehenden hin zum rotierenden Rad im Simulations- und Messergebnis gleichermaßen beobachtet werden. Diese Änderungen zeigen sich zunächst in Form einer höheren Position des äußeren Wirbels auf Höhe des Radarmes im rotierenden Fall sowie einer tieferen Lage und schwächeren Ausprägung des zusätzlichen Verlustgebiets hinter der Radinnenseite oberhalb des Radarmes. Weiterhin stimmen die schwächere Ausprägung des inneren, bodennahen Wirbelzopfes des Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaars bei einer gleichzeitig stärkeren Ausprägung des äußeren, bodennahen Wirbelzopfes für den rotierenden Fall in Messung und CFD-Simulation überein. Hinzu kommt eine im Vergleich zum stehenden Rad geringere, aber dennoch vorhandene Asymmetrie des Radnachlaufs zum Mittelschnitt des Rades. Auch dies geht aus der CFD-Simulation im Einklang mit dem Messergebnis hervor. Insgesamt gleicht die Nachlaufstruktur im rotierenden Fall deutlich stärker einem kopfstehenden T (\mathcal{L}), wie sie zuvor beispielsweise von Knowles (2005), Wäschle (2006) und Axerio-Cilies (2012) beobachtet wurde. Es wurde jedoch bereits in Kapitel 1.2 erläutert, dass sie allesamt Radgeometrien aus dem Formelsport untersuchten, die ein deutlich größeres Breiten- zu Durchmesser Verhältnis besitzen als die hier untersuchten Modell-Serienräder. Auch für den Fall des drehenden Rades ist die Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnis zufriedenstellend. Vor allem die Änderungen im Strömungsfeld infolge der Radrotation, die in den experimentellen Daten beobachtet werden, lassen sich mittels der CFD-Simulation gut vorhersagen.

Die gute Vorhersagegüte kann auch anhand der gemessenen und berechneten Widerstandsbeiwerte belegt werden. Diese sind in Tabelle 3.4 aufgelistet. Dabei wurde der Messwert aus dem WKA für das rotierende Rad um den wirkenden Rollwiderstand korrigiert. Für die Ableitung des Korrekturwertes wird im Windkanal ohne Anströmung, aber bei bewegtem Laufband, für unterschiedliche Laufbandgeschwindigkeiten eine Widerstandskurve aufgenommen. Mit Hilfe einer quadratischen Regressionskurve lassen sich im Nachhinein die Nullventilation aus Luftkräften und die Lager- und Rollwiderstandskräfte trennen und ermitteln. Diese Methode geht auf eine Einteilung der wirkenden Kräfte für unterschiedliche BoSi-Konfigurationen nach Wickern et al. (1997) zurück und wurde von Mack et al. (2012a) bereits in gleicher Form für den Messaufbau im WKA verwendet. Für das rotierende Rad mit der GGF-Geometrie muss der Messwert um $\Delta c_{W, RoWi} = -0,011$ korrigiert werden.

Aus den gemessenen und berechneten Widerstandsbeiwerten aus Tabelle 3.4 geht hervor, dass die Simulation die c_W -Werte im stehenden und rotierenden Fall etwas zu hoch vorhersagt. Dies lässt sich in beiden Fällen, stehendes und drehendes Rad, durch das in der Simulation größere Nachlaufgebiet hinter dem Rad im Vergleich zum Experiment erklären (s. Abbildung 3.11). Die Differenz zum Messwert scheint dabei mit

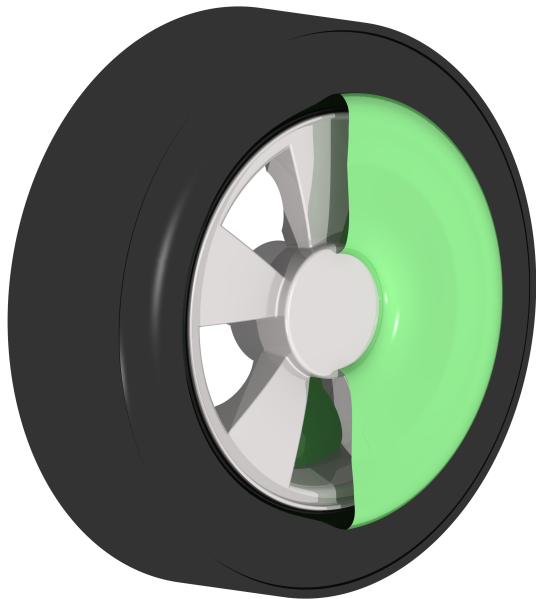
$\Delta c_W = +0,056$ bzw. $\Delta c_W = +0,034$ für beide Simulationsergebnisse zunächst erheblich. Diese hohen Abweichungen relativieren sich jedoch durch die getroffenen Annahmen bei der Beiwertberechnung: Verwendet man bei der Beiwertberechnung als Bezugsfläche, wie in Kapitel 3.1.2 beim abgehobenen Einzelrad, nicht die Stirnfläche des Rades, sondern die eines Fahrzeugs, zum Beispiel des DrivAer-Modells, werden die Zahlenwerte aussagekräftiger. Diese Betrachtung ist deshalb sinnvoll, weil die Simulationethodik später zur Bewertung der Felgen am Gesamtfahrzeug herangezogen werden soll. Bei angepasster Bezugsfläche resultiert dies in einer Überschätzung der Widerstandsbeiwerte von 4 bzw. 2 Tausendstel ($\Delta c_W = +0,004$ bzw. $\Delta c_W = +0,002$) in der CFD-Simulation. Dies ist eine zufriedenstellende Genauigkeit, insbesondere vor dem Hintergrund, dass am frei angeströmten Einzelrad vor allem auf der Lauffläche die Strömung vornehmlich druckinduziert ablöst. Diese Eigenschaft stellt eine erhebliche Herausforderung für das im RANS-Bereich verwendete Spalart-Allmaras-Eingleichungsturbulenzmodell dar. Für die Anwendung am Gesamtfahrzeug ist das Rad im Radhaus abgeschirmt und ein Auftreten dieser Strömungskonfiguration ist in dieser Form nicht zu erwarten.

Betrachtet man ausschließlich den Einfluss der Radrotation (*Bodensimulations-Delta*, kurz: BoSi- Δ), bestätigt sich die sehr gute Vorhersagegenauigkeit der CFD-Simulation weiter. Die Widerstandsreduktion durch die Radrotation liegt sowohl in der Windkanalmessung als auch in der CFD-Simulation in der Größenordnung von ca. 10% des Gesamtwiderstands, was in etwa dem zuvor von Wäschle (2006) an einer anderen Einzelradkonfiguration beobachteten Wert entspricht. Er erklärt diese Widerstandsreduktion mit der Bildung eines geschlossenen Ringwirbels oberhalb des Rades infolge der Radrotation (s. ebd., S. 121). Dieser fördert Luft mit hohem Impuls in den Radnachlauf und verkleinert diesen (vgl. auch Abbildung 3.11). Dadurch erhöht sich der Basisdruck hinter dem Rad und der Widerstand wird geringer. Der Mechanismus des Ringwirbels infolge der Raddrehung kann in der hier vorliegenden Untersuchung für die GGF bestätigt werden und wird in Kapitel 4.1 für unterschiedliche Felgengeometrien näher untersucht. Der Einfluss des BoSi- Δ auf den Widerstandsbeiwert wird durch die CFD-Simulation unter Berücksichtigung einer Gesamtfahrzeugstirnfläche als Bezugsfläche mit einer sehr guten Genauigkeit von 2 Tausendstel vorausgesagt. Das bestätigt die qualitativ als sehr gut bewertete Eignung des Simulationssetups für die Berücksichtigung des Effektes der Radrotation auch quantitativ.

Für eine differenzierte Bewertung der, in Kapitel 2.6.3 beschriebenen, verschiedenen Möglichkeiten zur Berücksichtigung der Radrotation reicht eine ausschließliche Betrachtung einer rotationssymmetrischen, geschlossenen Felge aber nicht aus. Denn für diese ist es möglich, die Radrotation mittels RWBC in der CFD-Simulation physikalisch korrekt abzubilden. Für offene Felgengeometrien ohne Rotationssymmetrie ist dies nicht möglich. Daher werden nun unter Einbeziehung der drei offenen Felgengeometrien (OGF, DAF und Q5F) Simulationsergebnisse unter Anwendung des MRF-Modells und der SMM mit Messergebnissen gegenübergestellt und bewertet. Auf die Anwendung der RWBC wird aufgrund der in Kapitel 2.6.3 geschilderten, unphysikalischen Effekte bei offenen Felgengeometrien unter Rotation an dieser Stelle verzichtet.

Das Simulationssetup entspricht für die offenen Felgengeometrien weitestgehend dem zuvor beschriebenen Aufbau, der auch für die geschlossene generische Felge angewandt

(a) Lage des *Sliding-Mesh-Interface* im Halbschnitt (grün).



(b) Kuchenstück-artige MRF-Volumen zwischen den Speichen (rot).

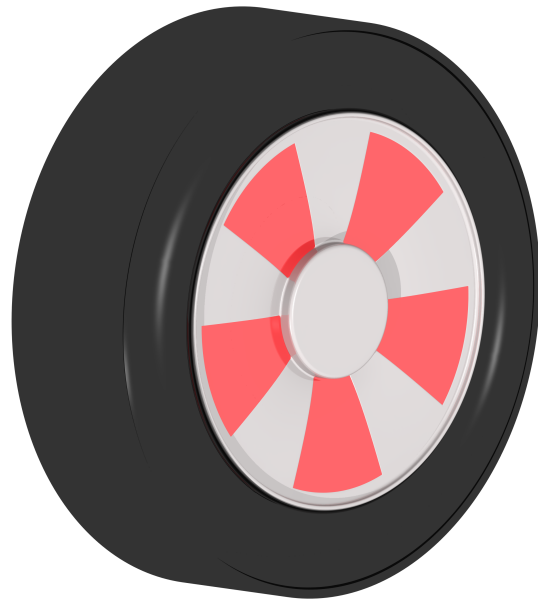


Abbildung 3.12: Position des *Sliding-Mesh-Interface* (links) und des MRF-Volumens (rechts).

wurde. Für die Anwendung der SMM wird auf Basis der Erkenntnisse aus Kapitel 3.1.2 das rotierende Netz so klein wie möglich gehalten. Die verwendete *Interface*-Position ist in Abbildung 3.12(a) am Beispiel der DAF-Geometrie dargestellt. Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt, bringt auch das MRF-Modell einen Modellierungsfehler mit sich. Um diesen so gering wie möglich zu halten, wird das MRF-Volumen ebenfalls so klein wie möglich, aber so groß wie nötig gewählt. Das heißt, nur das Volumen, das während einer Radumdrehung von den Speichen überstrichen wird, wird als MRF-Volumen behandelt. Dies entspricht dem Vorgehen, wie es bereits von Mlinaric (2007) (S. 24) vorgeschlagen wurde und resultiert in Kuchenstück-artigen MRF-Volumen in den Öffnungen der Felgen. Diese sind in Abbildung 3.12(b) ebenfalls am Beispiel der DAF-Geometrie dargestellt. Der experimentelle Aufbau und die verwendete Messtechnik entspricht, wie zuvor beim geschlossenen generischen Einzelrad, der in Kapitel 2.3.1 gezeigten Versuchsanordnung.

In Abbildung 3.13 ist der Vergleich der Strömungsfelder zwischen den unterschiedlichen Felgengeometrien aus der PIV-Messung in einem Schnitt normal zur Anströmung 250mm stromab der Radachse dargestellt. Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 3.14 die Vorhersage der Strömungsfelder für die unterschiedlichen Felgengeometrien aus der Simulation mittels SMM in demselben Schnitt. Die Simulationsergebnisse unter Anwendung des MRF-Modells zeigt Abbildung 3.15.

Die Versuchsergebnisse in Abbildung 3.13(a) und 3.13(b) zeigen, dass die Felgengeometrie einen deutlichen Einfluss auf die Ausbildung des Wirbelsystems um das

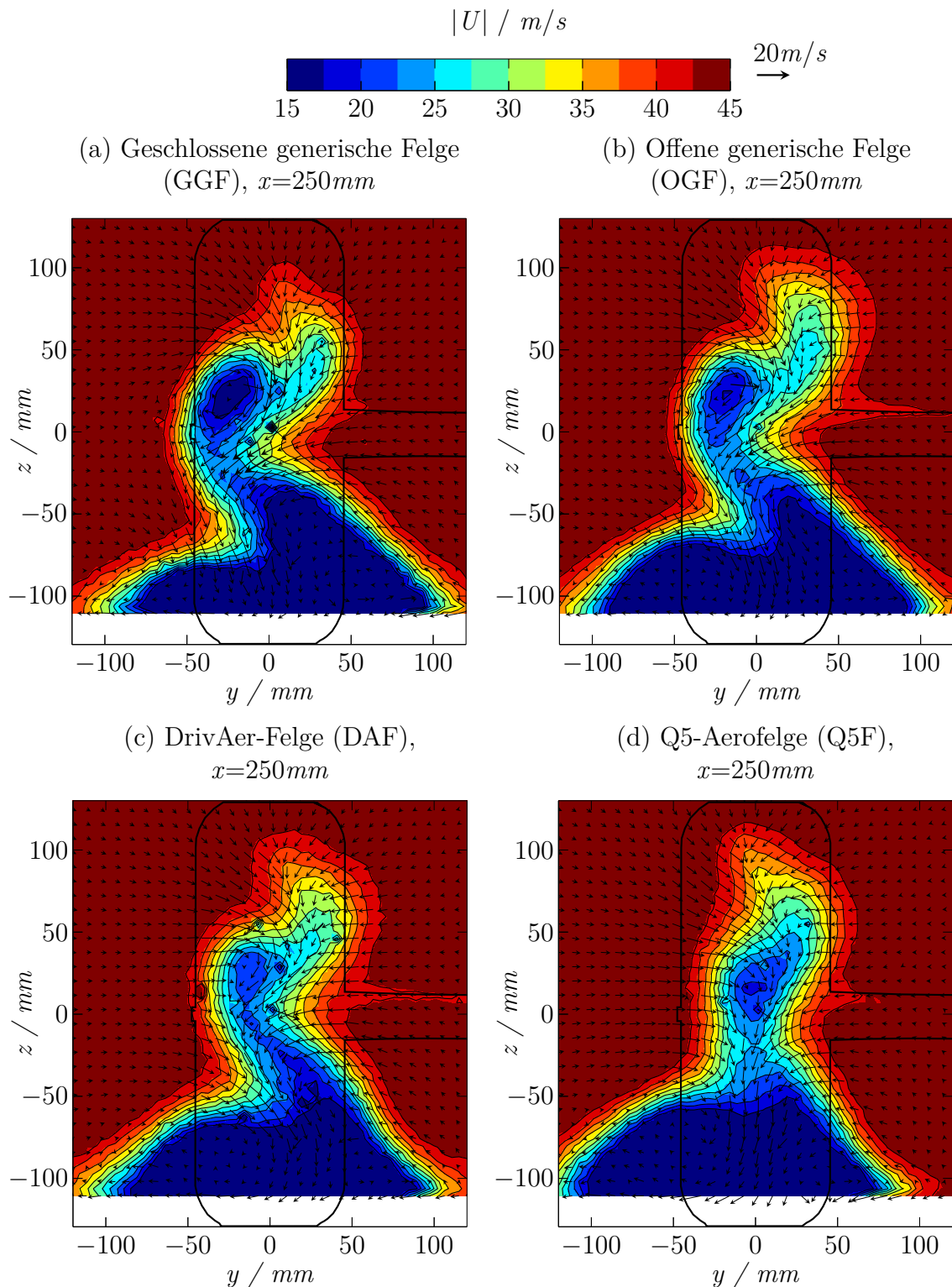


Abbildung 3.13: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene $250mm$ stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die vier untersuchten Felgegeometrien.

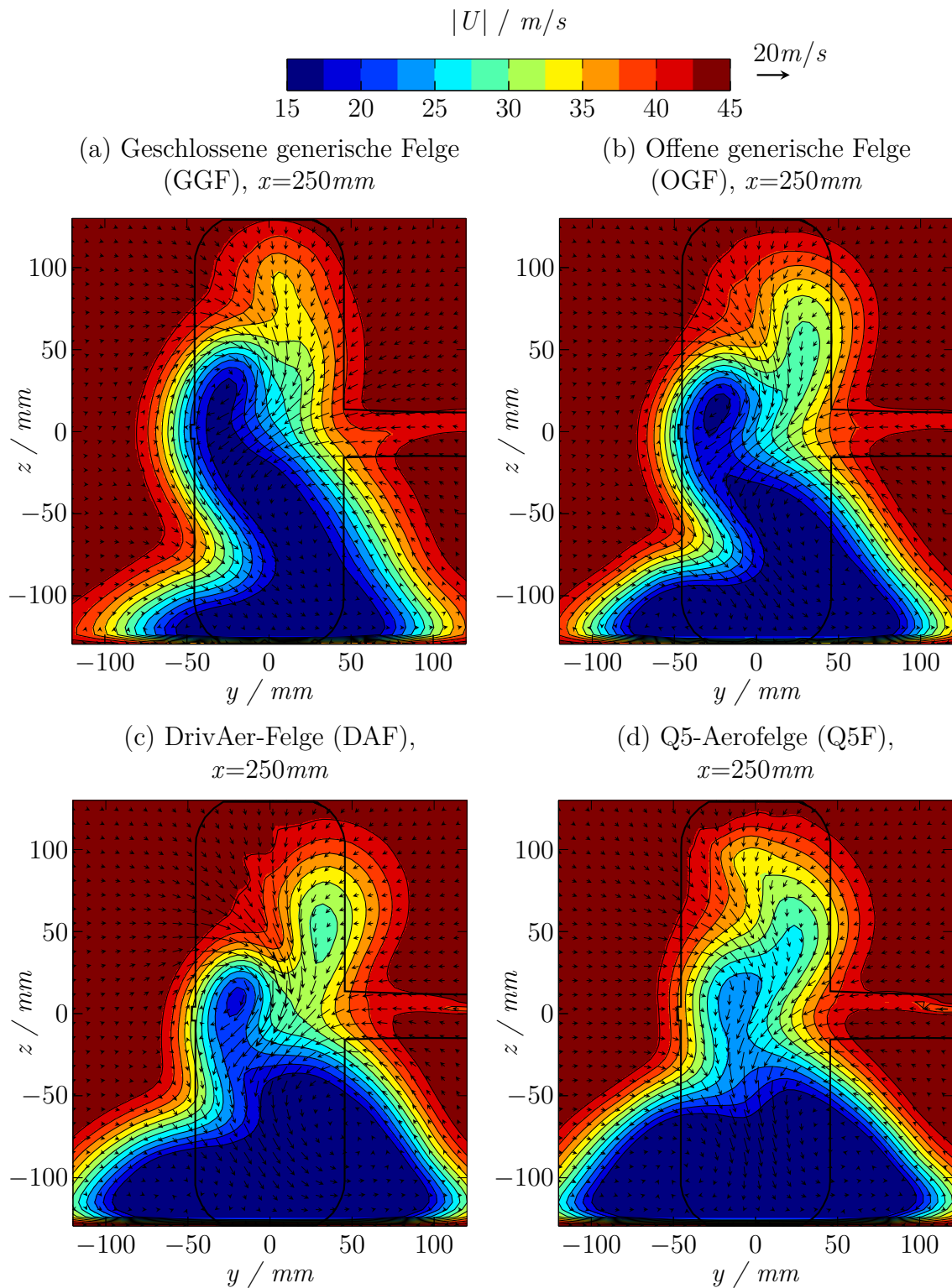


Abbildung 3.14: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene $250mm$ stromab der Radachse aus den Simulationsergebnissen unter Anwendung der SMM für die vier untersuchten Felgegeometrien.

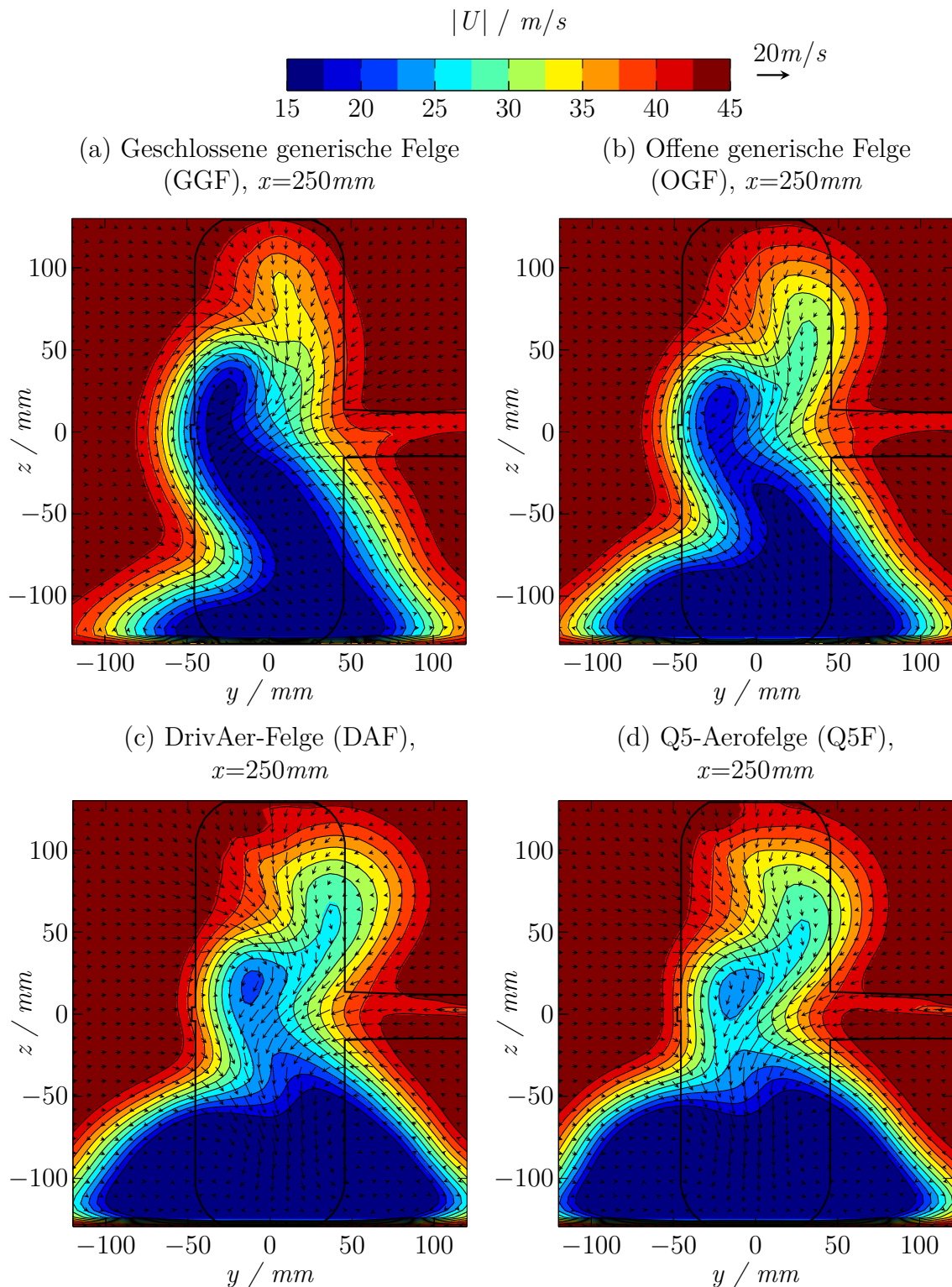


Abbildung 3.15: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in der Schnittebene 250mm stromab der Radachse aus den Simulationsergebnissen unter Anwendung des MRF-Modells für die vier untersuchten Felgegeometrien.

Rad und damit die Gestalt des Nachlaufs hat. Die zehn kreisrunden Öffnungen der OGF beispielsweise führen dazu, dass im Gegensatz zur GGF der Wirbel auf Achshöhe schwächer ausgeprägt ist. Dies geht mit einer stärkeren Ausprägung des äußeren, bodennahen Wirbels einher, da sich diese durch ihre gleiche, positive Drehrichtung tendenziell auslöschen. Dieser Unterschied wird auch in den Simulationsergebnissen unter Anwendung der SMM (Abbildung 3.14(a) und 3.14(b)) deutlich und er führt bei beiden Ergebnissen zu einer leichten Tendenz weg von der asymmetrischen Nachlaufstruktur mit S-Schlag, hin zum zuvor erwähnten kopfstehenden T (\mathcal{L}). Wie bei der geschlossenen generischen Felgengeometrie im rotierenden Fall, wird auch in den Simulationsergebnissen unter Anwendung der SMM der innere, bodennahe Wirbel zu stark ausgeprägt vorhergesagt. Sowohl im Experiment als auch in der CFD-Simulation zeigt sich bei der OGF im oberen Bereich des Nachlaufs an der Radinnenseite ein nach oben hin vergrößertes Verlustgebiet. Die Simulationsergebnisse unter Verwendung des MRF-Modells für die OGF (Abbildung 3.15(b)) können diese Tendenzen ebenfalls weitestgehend vorhersagen. Hier ist jedoch zu beobachten, dass die Abschwächung des Wirbels auf Achshöhe im Vergleich zur geschlossenen Felge stärker ausgeprägt ist als in der PIV-Messung und der CFD-Simulation mit der SMM. Dies hat zur Folge, dass unter Verwendung des MRF-Modells die qualitative Übereinstimmung zum Experiment im unteren Bereich ($z < 0\text{mm}$) durch einen stärker ausgeprägten äußeren, bodennahen Wirbel etwas besser ist als unter Verwendung der SMM. Im oberen Bereich wird die Ausdehnung des Nachlaufes und die Abschwächung des Wirbels auf Achshöhe unter Verwendung des MRF-Modells jedoch im Vergleich zur Windkanalmessung noch stärker überschätzt, als unter Verwendung der SMM. Weiterhin ist der Einfluss der Felgenöffnungen im direkten Vergleich zwischen GGF- und OGF-Geometrie aus dem Experiment (Abbildung 3.13(a) und 3.13(b)) unter Verwendung der SMM für die OGF (Abbildung 3.14(b)) zur Referenzsimulation für die GGF mit RWBC (Abbildung 3.14(a)) stimmiger als für die Anwendung des MRF-Modells (Abbildung 3.15(b)).

Ein ähnlicher Einfluss der Felgenöffnungen im Vergleich zur GGF kann für die beiden realitätsnahen Felgengeometrien (DAF und Q5F) beobachtet werden. Sowohl im Experiment (Abbildung 3.13.(c)) als auch in den Simulationen mit der SMM (Abbildung 3.14(c)) und dem MRF-Modell (Abbildung 3.15(c)) ist der äußere bodennahe Wirbel für die DrivAer-Felge noch stärker ausgeprägt als bei der offenen generischen Felge. Gleichzeitig ist der Wirbel auf Achshöhe von allen drei bisher betrachteten Felgengeometrien am geringsten ausgeprägt. Zudem ist sowohl im Simulationsergebnis mit der SMM, als auch im Messergebnis eine deutliche Einschnürung des Nachlaufs zwischen dem unteren Nachlaufgebiet mit dem bodennahen Wirbelpaar und dem oberen Nachlaufgebiet mit dem Wirbel auf Achshöhe erkennbar. Unter Verwendung des MRF-Modells zeigt sich die Einschnürung als komplette Abschnürung, was in der Position des Wirbels auf Achshöhe zu einer besseren Übereinstimmung zum Experiment führt. In Gestalt und Ausdehnung des Nachlaufs jedoch zeigt sich, wie zuvor bei der OGF, eine Trennung. Wieder liegt die bessere Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation mit der SMM im Bereich $z > 0\text{mm}$ und zwischen Experiment und Simulation mittels MRF-Modell im Bereich $z < 0\text{mm}$.

Abbildung 3.13(d), Abbildung 3.14(d) und Abbildung 3.15(d) zeigen die Ergebnisse

aus Experiment bzw. Simulation für die Q5F-Geometrie. In den drei Ergebnissen wird deutlich, dass der achsnahe Wirbel komplett verschwunden ist. Zudem ist für diese Felgengeometrie der äußere bodennahe Wirbel am stärksten ausgeprägt und die Nachlaufstruktur entspricht einem nahezu symmetrischen kopfstehenden T (\mathcal{J}). Die SMM sagt auch für die Q5F-Geometrie den bodennahen Wirbel an der Radinnenseite zu stark vorher. Im Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen SMM und MRF-Modell bestätigt sich auch hier der schon zuvor identifizierte Trend: Die Simulation mit dem MRF-Modell prognostiziert einen zu großen Impulsverlust im Bereich des (für die Q5F-Geometrie nicht auftretenden) achsnahen Wirbels und eine zu große Ausdehnung des oberen Nachlaufgebietes. Weiterhin zeigt das Ergebnis der Simulation mittels MRF-Modell eine stärkere Ausprägung des äußeren, bodennahen Wirbels, was eine geringere Überschätzung des inneren, bodennahen Wirbels bedingt als im Ergebnis mit SMM. Damit ist die Vorhersagegüte der Strömungstopologie im Vergleich zum Experiment qualitativ besser im Bereich $z < 0\text{mm}$ für das MRF-Modell und im Bereich $z > 0\text{mm}$ für die SMM.

Insgesamt kann aus der Analyse der Strömungstopologie im Schnitt normal zur Anströmung 250mm stromab der Radachse eine sehr gute Vorhersagegüte der Simulation mittels SMM festgestellt werden. Die Unterschiede aus dem Einfluss der Felgengeometrien, die sich in den PIV-Ergebnissen zeigen, werden in den Simulationsergebnissen ebenfalls wiedergegeben. Der wesentliche Unterschied zwischen Experiment und Simulation ist dabei stets eine zu schwache Ausprägung des äußeren, bodennahen Wirbels und damit die zu starke Ausprägung des gegenläufig rotierenden inneren, bodennahen Wirbels. Diese sind jedoch schon beim Referenzergebnis der geschlossenen generischen Felge vorhanden. Dieses Simulationsergebnis basiert aber auf der Erfassung der Radrotation mittels RWBC und die Abweichungen können daher nicht auf die Anwendung der SMM zurückgeführt werden. Die Modellierung der Radrotation mittels SMM liefert damit sehr gute Vorhersagen bezüglich des qualitativen Einflusses unterschiedlicher Felgengeometrien auf die Radumströmung. Dies bestätigt sich auch in allen weiteren Schnittebenen, die stromab von der hier detailliert analysierten Ebene aufgezeichnet wurden (s. Anhang D).

Unter Verwendung des MRF-Modells können die qualitativen Effekte der unterschiedlichen Felgengeometrien ebenfalls weitestgehend identifiziert werden. Die Ergebnisse zeigen für alle drei offenen Felgengeometrien im Vergleich zum Experiment eine bessere Übereinstimmung im unteren Nachlaufbereich als die Ergebnisse mittels SMM. Im oberen Nachlaufbereich ist die Übereinstimmung jedoch deutlich schlechter als die der Simulationsergebnisse unter Verwendung der SMM. Beides lässt sich mit dem fehlerhaften, zu hohen Eintrag von Rotationsimpuls erklären, wie ihn schon Hobeika et al. (2014) identifiziert haben. Im oberen Bereich wirkt dieser Rotationsimpuls entgegen der Anströmung und dadurch wird in diesem Bereich die Ausdehnung des Radnachlaufs größer. Ebenso wirkt er auf Achshöhe im hinteren Bereich des Rads der Rotation des achsnahen Wirbels entgegen und schwächt diesen zu stark ab. Im unteren Bereich treibt er den äußeren, bodennahen Radlatschwirbel an, da das MRF-Volumen zwischen den Speichen an der Radaußenseite positioniert ist. Dadurch wird der innere, bodennahe Radlatschwirbel abgeschwächt. So entsteht in diesem Bereich eine scheinbar bessere

Tabelle 3.5: Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten c_W -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.

Felge	WKA	CFD (SMM)	Δc_W (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	Δc_W (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
GGF	0,524	0,558	+0,034	+0,002
OGF	0,563	0,590	+0,027	+0,002
DAF	0,599	0,641	+0,042	+0,003
Q5F	0,570	0,603	+0,033	+0,002

Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Tatsächlich tritt hier lediglich eine Kompensierung des Effekts der zu starken Ausprägung des inneren, bodennahen Wirbels auf, welcher schon in der Basiskonfiguration der geschlossenen generischen Felge unter Verwendung der RWBC vorhanden ist. Der Vorteil gegenüber der SMM in diesem Bereich ist daher irreführend. Hier treten sich gegenseitig kompensierende Fehler auf. Damit ist zur Erfassung der Radrotation die *Sliding-Mesh-Methode* dem MRF-Modell qualitativ überlegen. Dies wird sich auch stark in der quantitativen Bewertung der Felgendeltas (Δc_W) niederschlagen. Insgesamt fällt der negative Effekt des überschüssigen Impulseintrages in den hier gezeigten Ergebnissen nur sehr gering aus. Dies kann auch darauf zurückgeführt werden, dass die MRF-Volumen so klein wie möglich gestaltet wurden. Ein weiterer Nachteil des MRF-Modells kommt im Anwendungsfall des rotierenden Einzelrades nur geringfügig zum Tragen. Das MRF-Modell kann keine Relativbewegung zu umliegenden Bauteilen darstellen. Damit ist das Simulationsergebnis abhängig von der Felgenorientierung im Simulationssetup. Dieser Fehler würde sich im Falle einer Gesamtfahrzeugsimulation noch stärker auf die Simulationsgenauigkeit auswirken.

Tabelle 3.6: Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung des MRF-Modells berechneten c_W -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.

Felge	WKA	CFD (MRF)	Δc_W (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	Δc_W (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
GGF	0,524	0,558	+0,034	+0,002
OGF	0,563	0,599	+0,036	+0,002
DAF	0,599	0,659	+0,060	+0,004
Q5F	0,570	0,636	+0,063	+0,004

Für die Quantifizierung der Vorhersagegüte der beiden Ansätze SMM und MRF-

Tabelle 3.7: Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten Felgendeltas (Δc_W) zur geschlossenen generischen Felge (GGF) für die drei offenen Felgegeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.

Felge	WKA	CFD (SMM)	$\Delta\Delta c_W$ (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	$\Delta\Delta c_W$ (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
OGF	+0,039	+0,032	-0,007	0,000
DAF	+0,075	+0,083	+0,008	+0,001
Q5F	+0,046	+0,045	-0,001	0,000

Modell zur Modellierung der Radrotation kann abermals der berechnete im Vergleich zum gemessenen Widerstandsbeiwert herangezogen werden. Diese Vergleiche zeigen Tabelle 3.5 für die SMM, bzw. Tabelle 3.6 für das MRF-Modell. Die Ergebnisse für die GGF-Geometrie sind in beiden Fällen als Referenz ergänzt. Für diese Referenzsimulation wurde, wie zuvor dargestellt, die RWBC zur Modellierung der Radrotation verwendet. Hinsichtlich der Absolutwerte zeigt sich, dass sowohl im Experiment, als auch in den Simulationen mittels SMM (s. Tabelle 3.5) die GGF-Geometrie den geringsten Widerstandsbeiwert aufweist. Darauf folgen in ansteigender Reihenfolge die OGF- die Q5F- und die DAF-Geometrie. Die Abweichung zwischen Experiment und Simulation beträgt dabei zwischen $\Delta c_W = +0,027$ und $\Delta c_W = +0,034$. Diese scheint, wie zuvor bei der OGF, zunächst groß. Zieht man jedoch auch hier die Stirnfläche eines Fahrzeugs als Referenz zur Beiwertberechnung heran, ist die Abweichung zwischen Simulation und Experiment im Bereich von 2 Tausendstel ($\Delta c_W = +0,002$). Dies kann als sehr gute Vorhersagegenauigkeit gewertet werden. Wie schon zuvor in der qualitativen Analyse des Strömungsfeldes ist der Unterschied zwischen Experiment und Simulation zwischen den verschiedenen Felgegeometrien konsistent. Die Ergebnisse für die Simulationen mittels MRF-Modell (s. Tabelle 3.6) weisen erwartungsgemäß eine größere Abweichung zum Experiment auf. Das MRF-Modell kann zwar die Rangfolge vom niedrigsten zum höchsten Widerstandsbeiwert der Felgen korrekt vorhersagen, jedoch ist die maximale Abweichung vor allem für die beiden realitätsnahen Felgegeometrien (DAF und Q5F) mit bis zu 4 Tausendstel ($\Delta c_W = +0,004$ bei A_{ref} =Stirnfläche des DrivAer) doppelt so hoch wie bei der Verwendung der SMM. Diese Vorhersagegüte ist daher bestenfalls als befriedigend einzuordnen.

Der entscheidende Faktor zur Bewertung der Vorhersagegüte einer Simulation der Radumströmung ist nicht allein der Absolutwert des Luftwiderstands; noch wichtiger ist der Einfluss der Felgegeometrie auf den Widerstandsbeiwert und damit der Unterschied zwischen den einzelnen Felgegeometrien. Diese Delta-Werte sind, jeweils für die SMM-Simulationen in Tabelle 3.7 und für die MRF-Simulationen in Tabelle 3.8, im Vergleich zu den Messwerten aufgetragen. Zusätzlich sind die Differenzen der Delta-Werte zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen für die SMM-Simulationen (Tabelle 3.7) und für die MRF-Simulationen (Tabelle 3.8) dargestellt. Diese berechnen

Tabelle 3.8: Vergleich der im WKA gemessenen und in der CFD-Simulation unter Verwendung des MRF-Modells berechneten Felgendeltas (Δc_W) zur geschlossenen generischen Felge (GGF) für die drei offenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.

Felge	WKA	CFD (MRF)	$\Delta\Delta c_W$ (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	$\Delta\Delta c_W$ (CFD zu WKA) (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
OGF	+0,039	+0,041	+0,002	0,000
DAF	+0,075	+0,101	+0,026	+0,002
Q5F	+0,046	+0,078	+0,032	+0,002

sich für die offenen Felgengeometrien wie folgt:

$$\Delta\Delta c_{W,Felge} = \Delta c_{W,Felge,CFD} - \Delta c_{W,Felge,WKA} \quad (3.1)$$

Aus den Ergebnisse wird deutlich, dass die Felgendeltas zwischen Experiment und Simulation mittels SMM für alle Felgen sehr gut übereinstimmen. Die Abweichungen liegen zwischen $\Delta\Delta c_W = -0,007$ und $\Delta\Delta c_W = +0,008$. Dies entspricht auf die Stirnfläche eines Fahrzeugs bezogen einer nahezu punktgenauen Vorhersage des Felgendeltas für alle drei offenen Felgengeometrien im Vergleich zu den experimentellen Ergebnissen. Unter Anwendung des MRF-Modells kann die ohnehin schon sehr gute Simulationsgenauigkeit für die offene generische Felgengeometrie sogar noch etwas gesteigert werden. Wie aber schon zuvor beim Absolutwert, kann mit dem MRF-Modell das Felgendelta für die beiden realitätsnahen Felgen nur deutlich schlechter, mit einer Abweichung von 2 Tausendstel ($\Delta\Delta c_W = +0,002$ bei A_{ref} =Stirnfläche des DrivAer), vorhergesagt werden. Soll der Felgeneinfluss an einem Gesamtfahrzeug bewertet werden, würde sich dieser Fehler bei den vier Fahrzeugrädern kumulieren, sodass die Abweichung von bis zu $\Delta\Delta c_W = +0,008$ die Anwendung des MRF-Modells zur vergleichenden quantitativen Bewertung von Felgengeometrien nahezu unbrauchbar macht.

Insgesamt können aus den Simulationsergebnissen unter Anwendung der RWBC, der SMM und dem MRF-Modell an den verschiedenen Felgengeometrien im Vergleich zum Experiment folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Das erarbeitete Simulationssetup für das Einzelrad hat qualitativ und quantitativ eine gute Vorhersagegüte für die Radumströmung. Dabei werden die Intensität des radinneren, bodennahen Wirbels und der Widerstandsbeiwert stets leicht überschätzt.
2. Die Simulationen mittels der SMM können den Einfluss offener Felgengeometrien qualitativ und quantitativ sehr gut vorhersagen. Die wesentlichen strömungstopologischen Einflüsse werden erfasst und korrekt wiedergegeben. Der Einfluss auf den Widerstandsbeiwert durch eine veränderte Felgengeometrie kann mit der Fahrzeugstirnfläche als Bezugsgröße mit einer Genauigkeit innerhalb eines Tausendstel ($\Delta c_W = \pm 0,001$) vorhergesagt werden.

3. Die Anwendung des MRF-Modells kann den Einfluss der Radrotation qualitativ erfassen. Jedoch bringt sie im Vergleich zur SMM sowohl qualitativ als auch quantitativ eine schlechtere Vorhersagegüte mit sich. Sie kann den Einfluss von Veränderungen an der Felgengeometrie sowohl auf Strömungstopologie als auch auf den Widerstandsbeiwert nicht in ausreichender Genauigkeit vorhersagen.

Mit diesen Ergebnissen kann sowohl das Simulationssetup für das Einzelrad als auch die SMM als erfolgreich validiert angesehen werden. Aufgrund der geringeren Vorhersagegenauigkeit im Vergleich zur SMM und dem Fokus dieser Untersuchung auf die Radumströmung findet das MRF-Modell im Folgenden keine weitere Verwendung.

3.2.2 DrivAer-Referenzmodell

Nach erfolgreicher Validierung des Simulationssetups und der Anwendung der SMM am Einzelrad soll nun die Eignung des Simulationssetups am Gesamtfahrzeugmodell geprüft werden. Zunächst wird hierfür ein Vergleich zwischen den Messergebnissen im WKA und den CFD-Simulationsergebnissen für das in Kapitel 2.3.2 beschriebene DrivAer-Referenzmodell herangezogen. Wie zuvor in Kapitel 3.2.1 für das Einzelrad, werden auch für das DrivAer-Fahrzeugmodell die Simulationen im 1:2,5 Modellmaßstab durchgeführt. Weiterhin werden hier abermals im Simulationsmodell Teile der Windkanaldüse und die Modellfixierung bestehend aus Schwert und Radarmen miteinbezogen. Auch im Gesamtfahrzeug-Testfall wird der Kollektor des Windkanals vernachlässigt. Dessen Effekt auf das Gesamtfahrzeug ist aber laut Collin et al. (2016) nicht mehr vernachlässigbar. Diese Vereinfachung ist jedoch aufgrund des hohen Rechenaufwandes, vor allem für die Simulation drehender Räder mit der SMM, unumgänglich. Dieser Effekt ist darum bei der Auswertung der Ergebnisse zu berücksichtigen.

Die Simulationen am DrivAer-Modell werden entsprechend den Referenzmessungen im Windkanal bei einer Reynoldszahl $Re_{L_{DrivAer}} = 5,27 \cdot 10^6$ durchgeführt. Dabei ist die Referenzlänge die Länge des DrivAer-Modells im 1:2,5 Maßstab ($L_{DrivAer} = 1,841 m$). Dies entspricht in etwa einer Anströmgeschwindigkeit von $45 m/s$. Für das Gesamtfahrzeug beträgt die simulierte Zeit aus Effizienzgründen $4 s$ mit einem Mittelungsintervall von $2 s$. Wie zuvor am Einzelrad-Testfall besitzt das Berechnungsnetz für die Simulationen eine Basiszellgröße (VRES00) von $0,6 m$ und lokale Verfeinerungsregionen um das Fahrzeug, bis hin zur Verfeinerungsstufe VRES09 an der Fahrzeugoberfläche. Auch am Gesamtfahrzeug werden die Kontaktflächen zwischen den Rädern und dem Boden mit zusätzlichen Verfeinerungsregionen der Stufe VRES10 aufgelöst. Das finale Berechnungsnetz besteht aus ca. $125 \cdot 10^6$ Zellen.

Bevor die unterschiedlichen Radgeometrien betrachtet werden, soll zunächst das grundlegende Simulationssetup am DrivAer-Referenzfahrzeug validiert werden. Diese Validierung geschieht anhand eines Vergleichs zwischen Mess- und Simulationsergebnissen am DrivAer mit unterschiedlichen Heckformen mit Motorraumdurchströmung und der DAF-Felgengeometrie. Beim Vergleich von Absolutwerten der Kraftbeiwerte zwischen Simulation und Experiment sind dabei drei wesentliche Punkte zu beachten: Erstens muss der Rollwiderstand der Räder in der Messung berücksichtigt werden. Dies

Tabelle 3.9: Ergebnisse für die integralen Kraftbeiwerte an Fahrzeuggrundkörper und Rädern des DrivAer-Modells mit Motorraumdurchströmung und DAF-Geometrie. Vergleich der Absolutwerte und Heckdeltas zwischen Windkanalexperiment (WKA) der CFD-Simulation (CFD) mit den unterschiedlichen Heckformen Stufenheck (SH), Fließheck (FH) und Vollheck (VH).

		c_W				c_A			
		$c_{W,Grundk.}$		$c_{W,Räder}$		$c_{Av,Grundk.}$		$c_{Ah,Grundk.}$	
Heck		WKA	CFD	WKA	CFD	WKA	CFD	WKA	CFD
Absolutwerte	SH	0,240	0,259	0,066	0,067	-0,026	-0,046	0,082	0,065
	FH	0,237	0,255	0,064	0,067	-0,031	-0,053	0,103	0,089
	VH	0,265	0,296	0,067	0,072	-0,063	-0,077	0,025	-0,046
Heckdeltas	SH-FH	+0,003	+0,004	+0,002	0,000	+0,005	+0,007	-0,021	-0,024
	SH-VH	-0,025	-0,037	-0,001	-0,005	+0,037	+0,031	+0,057	+0,111
	FH-VH	-0,028	-0,041	-0,003	-0,005	+0,032	+0,024	+0,078	+0,135

wird analog zu Kapitel 3.2.1 durch Abzug der gemessenen Widerstandskräfte ohne Anströmung gehandhabt. Zweitens wird die Kraft, die notwendig ist, um das rückstellende Ventilationsmoment der Räder zu überwinden, im experimentellen Aufbau über die Kontaktfläche zwischen Laufband und Rad eingebracht. Deshalb wirkt die Kraft auch auf die Radlastwaage in der Radachse und lässt sich nicht von der Widerstandskraft der Räder separieren. Um eine Vergleichbarkeit herzustellen, muss diese Kraft entsprechend in den Simulationsergebnissen ausgewertet und in die Radkräfte einberechnet werden. Drittens wird im Windkanalexperiment der dynamische Druck über die Plenummethode eingestellt. In den CFD-Simulationen wird eine Geschwindigkeitsrandbedingung am Einlass vorgegeben. Dies entspricht jedoch der Düsenmethode. Die Unterschiede beider Methoden können bei Blumrich et al. (2013) (S. 840) nachgelesen werden. Collin et al. (2016) konnten zeigen, dass im WKA die Bestimmung des dynamischen Drucks mit der Plenummethode zu 2% höheren Werten für den dynamischen Druck der freien Anströmung führt als die Bestimmung mittels Düsenmethode. Dementsprechend wurden die Beiwerte aus den Messergebnissen um diesen Wert korrigiert. Berücksichtigt man diese drei Aspekte, sind Simulations- und Messergebnisse miteinander vergleichbar.

In Tabelle 3.9 sind die Absolutwerte sowie die Heckdeltas der Kraftbeiwerte aus Windkanalexperiment und CFD-Simulation für den DrivAer mit Motorraumdurchströmung, DAF-Felgengeometrie und den unterschiedlichen Heckformen dargestellt. Vergleicht man zunächst die berechneten und simulierten Widerstandsbeiwerte des

Fahrzeuggrundkörpers, so lässt sich feststellen, dass die CFD-Simulation für alle drei Heckformen einen höheren Widerstandsbeiwert vorhersagt, als die Messergebnisse zeigen. Dieser Unterschied lässt sich teilweise auf die im Vergleich zum Modell relativ kurze Messstrecke und den zum Kollektor hin ansteigenden statischen Druck im WKA erklären (vgl. Mack et al. (2012b)). Collin et al. (2016) beziffern diesen Effekt für das DrivAer-Modell ohne Motorraumdurchströmung im WKA auf 7 bis 8 Tausendstel ($\Delta c_W = -0,007$ bis $\Delta c_W = -0,008$), was sich in früheren Untersuchungen mit dem hier gezeigten Setup bestätigte (vgl. Haag et al. (2017b)). Für die hier gezeigte Konfiguration mit offener Motorraumdurchströmung scheint dieser Effekt, vor allem in Verbindung mit dem Vollheck, noch größer zu sein. Vergleicht man aber die Heckdeltas, lässt sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnis feststellen. Die Differenz zwischen Stufen- und Fließheck, auf die der horizontale Druckgradient nahezu einen identischen Einfluss hat, wird mit einer sehr guten Genauigkeit von $\Delta c_W = +0,003$ vorhergesagt. Der Widerstandsbeiwert des Vollhecks hingegen wird durch den horizontalen Druckgradienten deutlich stärker gesenkt als der von Stufen- und Fließheck. Daher werden die Heckdeltas in Verbindung mit dem Vollheck betragsmäßig zu hoch vorhergesagt. Tendenz und Größenordnung stimmen jedoch zwischen Messergebnis und CFD-Simulationsergebnis überein. Die Widerstandsbeiwerte der Räder inklusive des Ventilationsmoments werden von der Simulation, im Vergleich zur Messung, für alle drei Heckkonfigurationen mit $\Delta c_W = +0,003$ bis $\Delta c_W = +0,005$ ebenfalls leicht höher vorhergesagt. Dies ist als gute Übereinstimmung zu bewerten. Gleiches gilt folglich für die Heckdeltas des Widerstandsbeiwertes der Räder. Für sie liegt die Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment im Bereich von 2 bis 4 Tausendstel ($\Delta \Delta c_W = -0,002$ bis $\Delta \Delta c_W = -0,004$). Letzteres ist besonders in Bezug auf den späteren Vergleich von unterschiedlichen Felgengeometrien von besonderer Bedeutung.

Beim Vergleich der Auftriebsbeiwerte, die nur für den Fahrzeuggrundkörper ohne Räder gemessen und in der Simulation dementsprechend ausgewertet werden, zeichnet sich ebenfalls eine weitestgehend gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation ab. Der Vorderachsauftriebsbeiwert c_{Av} wird im Simulationsergebnis um $\Delta c_{Av} = -0,014$ bis $\Delta c_{Av} = -0,022$ niedriger vorhergesagt, als im Windkanal gemessen. Dies stellt für Auftriebsbeiwerte eine verhältnismäßig gute Übereinstimmung dar. Auch die Vergleiche der Hinterachsauftriebsbeiwerte aus der CFD-Simulation und dem Experiment für das Stufen- und das Fließheck liegen mit einer Differenz von $\Delta c_{Ah} = -0,017$ und $\Delta c_{Ah} = -0,014$ genau in diesem zufriedenstellenden Bereich. Lediglich der Heckauftrieb für das Vollheck ist im Messergebnis deutlich höher als in der Simulation. Dies kann abermals auf den größeren Einfluss des horizontalen Druckgradienten durch den Kollektor auf diese Heckform, bzw. die Nichtberücksichtigung der Kollektorgeometrie in der CFD-Simulation zurückgeführt werden. Auch für die Auftriebsbeiwerte ist die Delta-Betrachtung zwischen den unterschiedlichen Heckformen von Interesse. Diese Heckdeltas für die Auftriebe stimmen an der Vorderachse im Bereich von 2 bis 8 Tausendstel ($\Delta \Delta c_{Av} = -0,008$ bis $\Delta \Delta c_{Av} = +0,002$) sehr gut zwischen Simulation und Windkanalmessung überein. Auch für das Heckdelta des Hinterachsauftriebs zwischen Stufen- und Fließheck wird mit $\Delta c_{Ah} = -0,021$ im Messergebnis und $\Delta c_{Ah} = -0,024$

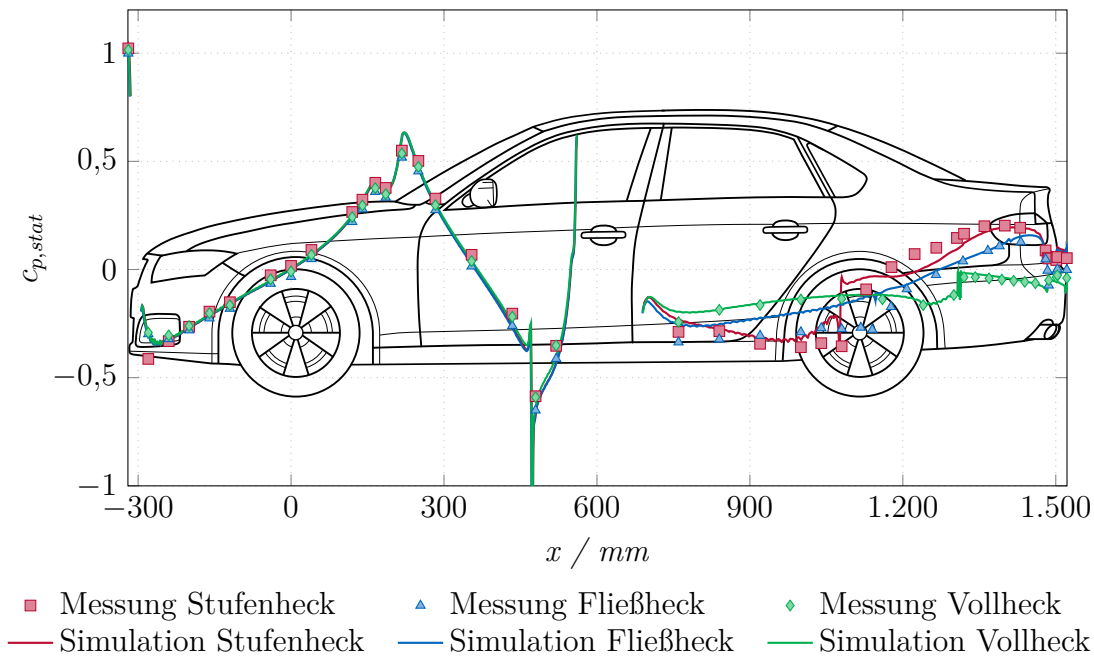


Abbildung 3.16: Vergleich der Druckverläufe im Mittelschnitt zwischen Messung und Simulation für das DrivAer-Modell mit Motorraumdurchströmung, DAF-Felgenregeometrie und den unterschiedlichen Heckformen.

in der Simulation eine sehr gute Übereinstimmung von $\Delta\Delta c_{Ah} = -0,003$ erzielt. Die Deltabetrachtungen des Hinterachsauftriebs, die die Vollheckkonfiguration enthalten, zeigen aus den eben genannten Gründen eine höhere Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnis. Auch an dieser Stelle sind aber die Trends der Auftriebsdeltas zwischen Simulation und Messung konsistent.

Insgesamt lässt sich für die Absolutwerte eine zufriedenstellende und für die Deltabetrachtung der Heckformen eine gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen schlussfolgern. Ein Vergleich der Verläufe des statischen Druckbeiwertes $c_{p,stat}$ im Mittelschnitt aus Simulation und Messung für die unterschiedlichen Heckformen verdeutlicht diesen Eindruck. Die Druckverläufe sind in Abbildung 3.16 dargestellt. Sie stimmen im Vergleich von Simulation und Messung sehr gut überein. Auch die Unterschiede an den einzelnen Heckformen ab $x=600\text{mm}$ werden von der Simulation mit sehr guter Genauigkeit vorhergesagt. Das erarbeitete Simulationssetup eignet sich also in Summe gut für die Anwendung am DrivAer-Modell.

Der entscheidende Punkt der Validierung der Simulationsstrategie für das Gesamtfahrzeug bleibt jedoch die Bewertung des Einflusses unterschiedlicher Räder bzw. Felgenregeometrien. In Serienfahrzeugen ist es oft möglich, dass ein Teil der Motorraumdurchströmung in die Radhäuser entweicht. Es ist zu erwarten, dass diese Strömung die Radumströmung und damit das Felgendelta beeinflusst. Daher wird für die Validierung der Simulationsmethodik anhand der Felgendeltas, wie zuvor für die Heckdeltas, das DrivAer-Modell mit Motorraumdurchströmung herangezogen. Als Heckform wird die

Stufenheckgeometrie gewählt, da Stufenhecks für Flachbodenfahrzeuge die weltweit volumenstärkste Heckformvariante darstellen (s. AUDI AG (2018), S. 110) und daher an Stufenheckfahrzeuge oft die höchsten Anforderungen hinsichtlich der Aerodynamik gestellt werden. Die unterschiedlichen Felgengeometrien sind identisch mit denen, die zuvor in Kapitel 3.2.1 am isolierten Einzelrad untersucht wurden. Die Ergebnisse der Felgendeltas für die integralen Kraftbeiwerte sind in Abbildung 3.17 dargestellt. Die GGF-Geometrie wird als Referenzergebnis bzw. Bewertungsbasis für die Deltabetrachtung verwendet.

Die Ergebnisse in Abbildung 3.17 zeigen eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Windkanalmessung und CFD-Simulation bezüglich des Einflusses der Felgengeometrie auf die Widerstandsbeiwerte. Sowohl das relativ widerstandsneutrale Verhalten am Grundkörper der OGF- und DAF-Geometrien als auch das stark widerstandssenkende Verhalten der Q5-Felgengeometrie können in der Simulation mit einer maximalen Abweichung von $\Delta\Delta c_W \leq +0,003$ sehr gut abgebildet werden. Noch besser ist die Vorhersage der Simulation des Widerstandseinflusses an den Rädern. Dort werden das neutrale Verhalten der offenen generischen Felge und die stark erhöhenden Effekte der realistischen DAF- und Q5F-Geometrien auf den Widerstandsbeiwert mit einer Genauigkeit von 1 Tausendstel ($\Delta\Delta c_W \leq +0,001$) im Vergleich zum Messergebnis vorhergesagt.

Hinsichtlich der Auftriebsverteilung am Grundkörper führen offene Felgengeometrien sowohl in den Mess- als auch in den Simulationsergebnissen zu einem negativen Nickmoment im Vergleich zur geschlossenen generischen Felge. Dies äußert sich durch eine Verringerung des Vorderachsauftriebs bei gleichzeitiger Erhöhung des Hinterachsauftriebs. Das negative Nickmoment wird durch die Simulation mit einer maximalen Abweichung im Beiwert von 4 Tausendstel mit sehr guter Genauigkeit vorhergesagt. Dabei sind die Simulationsergebnisse für die Felgendeltas der Vorderachs- und Hinterachsauftriebe für die DAF- und Q5F-Geometrien mit einer maximalen Abweichung von 4 Tausendstel ($\Delta\Delta C_A \leq \pm 0,004$) in sehr guter Übereinstimmung mit den Windkanalmessergebnissen. Lediglich für die offene generische Felgengeometrie sind die Abweichungen in den Auftriebsbeiwerten mit bis zu 12 Tausendstel ($\Delta\Delta C_A \leq \pm 0,012$) etwas höher, jedoch weiterhin zufriedenstellend. Insgesamt wird also auch das Verhalten der Auftriebsbeiwerte mit unterschiedlichen Felgengeometrien durch die entwickelte Simulationsmethodik mit sehr guter Genauigkeit vorhergesagt.

Als Indikator für die Größe des negativen Nickmoments kann der Öffnungsgrad der Felge herangezogen werden. Der Betrag des negativen Nickmoments durch die offenen Felgengeometrien im Vergleich zur geschlossenen generischen Felge ist für die beiden realistischen Felgengeometrien mit fast 25% Öffnungsgrad um etwa ein Drittel höher als für die offene generische Felgengeometrie. Da für die offene generische Felgengeometrie allerdings Simulations- und Messergebnisse etwas stärker voneinander abweichen, kann der ursächliche Mechanismus auch durch eine genauere Analyse der Strömungstopologie in den Simulationsergebnissen nicht final geklärt werden.

Weiterhin fällt auf, dass für den gesamten Widerstandsbeiwert ($c_{W,Grundk.} + c_{W,Räder}$) für die OGF- bzw. die DAF-Geometrie in Summe ein leichter bzw. starker Widerstandsanstieg im Vergleich zur GGF-Geometrie zu beobachten ist. Dies gilt sowohl für die



Abbildung 3.17: Vergleich der Felgendeltas der integralen Kraftbeiwerte zwischen Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer-Modell mit Stufenheck und Motorraumdurchströmung. Die GGF-Felge dient als Referenz.

Mess- als auch für die Simulationsergebnisse. Dieses Verhalten ist erwartungsgemäß, da geschlossene Felgegeometrien in der Regel den geringsten Widerstand produzieren (vgl. Kapitel 1.2). Für die Q5F-Geometrie zeigt sich beim Gesamtwiderstand ein nahezu widerstandsneutrales, im Messergebnis sogar leicht widerstandssenkendes Verhalten im Vergleich zur geschlossenen generischen Felge. Diese Beobachtung widerspricht

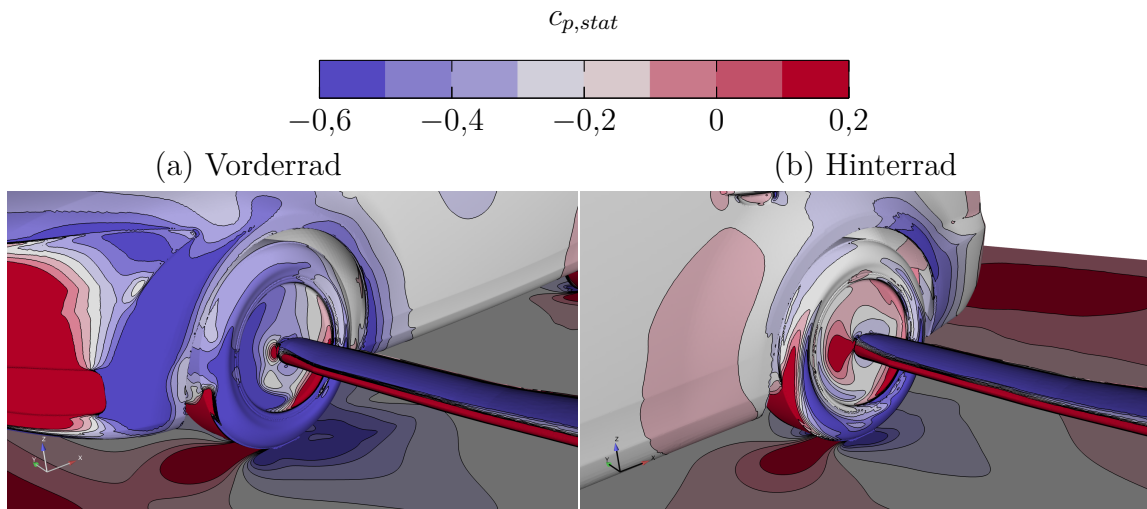


Abbildung 3.18: Verteilung des statischen Druckbeiwerts ($c_{p,stat}$) auf den Radarmen am DrivAer-Modell (Fahrerseite) und „Fußabdruck“ der Aufstauwirkung der Radarme auf den Felgen.

zunächst den bekannten Gesetzmäßigkeiten. Sie kann jedoch durch den Einfluss der Radarme im verwendeten Mess- und Simulationssetup erklärt werden. Trotz der strömungsoptimierten Tragflügelform der Radarme haben diese eine Aufstauwirkung und ändern die Strömungs- und Druckverhältnisse im Bereich der Felge (vgl. Haag et al. (2017b)). Dies kommt vor allem an den Hinterrädern zum Tragen (s. Abbildung 3.18). Diese Eigenschaft muss bei den nachfolgenden Untersuchungen im Modellmaßstab berücksichtigt werden, ist aber für die untersuchten Fälle nicht von entscheidender Bedeutung. Viel wesentlicher ist die Tatsache der sehr guten Übereinstimmung zwischen Windkanalmessungen und CFD-Simulationen sowohl am Einzelrad als auch am Modellfahrzeug.

Insgesamt können aus den Validierungsuntersuchungen am Gesamtfahrzeug folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Das erarbeitete Simulationssetup für das Gesamtfahrzeug besitzt qualitativ und quantitativ eine gute Vorhersagegüte für die Absolutwerte und die Strömungstopologie im Vergleich zu den Messergebnissen.
2. Die Eigenschaften des Messaufbaus und die Unterschiede zum Simulationssetup sind bei der Auswertung der Modellversuche am DrivAer zu berücksichtigen. So müssen Rollwiderstand bzw. Ventilationsmoment in den Radkräften im Messergebnis abgezogen bzw. im Simulationsergebnis einbezogen werden. Der horizontale Druckgradient im Windkanal beeinflusst die Vergleichbarkeit zwischen Messung und Simulation negativ. Dies zeigt sich vor allem für die Ergebnisse an der Vollheck-Geometrie. Eine Delta-Betrachtung zwischen den Heckformen in Verbindung mit der Vollheck-Geometrie wird dadurch erschwert. Bei der Radumströmung ist vornehmlich die Aufstauwirkung der Radarme relevant, die jedoch

in der Messung und der Simulation gleichermaßen vorhanden ist.

3. Der Einfluss verschiedener Felgengeometrien auf den Widerstandsbeiwert des Fahrzeuggrundkörpers stimmt mit einer Genauigkeit von $\Delta\Delta_{c_W} \leq +0,003$ sehr gut zwischen Mess- und Simulationsergebnissen überein. Die Übereinstimmung hinsichtlich des Widerstandsbeiwerts der Räder ist mit einer Genauigkeit von $\Delta\Delta_{c_W} \leq +0,001$ im Bereich der Reproduktionsgenauigkeit einer Messung.
4. Der Einfluss verschiedener Felgengeometrien auf die Auftriebsbeiwerte und das Nickmoment am Grundkörper stimmt für die meisten Felgengeometrien mit einer Genauigkeit von 4 Tausendstel sehr gut zwischen Mess- und Simulationsergebnis überein. Lediglich für die OGF ist die Vorhersagegüte hinsichtlich der Auftriebsverteilung mit einer Abweichung von bis zu $\Delta\Delta_{C_A} \leq \pm 0,012$ etwas eingeschränkt. Für die Auftriebsbeiwerte ist diese Übereinstimmung jedoch weiterhin als gut einzuordnen.
5. Aus phänomenologischer Sicht führen offene Felgengeometrien tendenziell zu einem negativen Nickmoment bei gleichzeitiger Widerstandserhöhung.

Diese Erkenntnisse ergeben, dass sich das erarbeitete Simulationssetup für alle weiteren Untersuchungen hinsichtlich der Radumströmung sehr gut eignet. Die genannten Eigenschaften und Auswirkungen des Mess- bzw. Simulationsaufbaus für die Untersuchungen im Modellmaßstab sind für die Untersuchungen im Realmaßstab nicht relevant.

3.2.3 Aspekte zur Prozessintegration der erarbeiteten Simulationsmethodik

Neben einer guten Vorhersagegenauigkeit ist der Berechnungsaufwand der zweite zentrale Aspekt, um die neue Simulationsmethodik in den Aerodynamikentwicklungsprozess eines Fahrzeugherstellers integrieren zu können. Auf die Thematik des zusätzlichen Berechnungsaufwands durch die korrekte Abbildung der Radrotation mittels *Sliding-Mesh-Methode* wurde bereits an einigen Stellen eingegangen (vgl. Kapitel 1.2, Kapitel 2.2, Kapitel 3.1 und Kapitel 3.2.1). Um die SMM mit der verwendeten Simulationsmethodik für industrielle Anwendungen praktikabel zu machen, sind einige Aspekte zu beachten, die im Folgenden dargelegt werden.

Abbildung 3.19 zeigt, in welchem Umfang die Simulationszeit im Laufe der Entwicklung des Simulationsprozesses durch einzelne Maßnahmen reduziert werden konnte. Der initial erarbeitete DDES-Simulationsprozess für die Anwendung der SMM unter Verwendung des PIMPLE-Algorithmus (*STEP 1*) erhöht den Berechnungsaufwand zunächst um das ca. 18-fache gegenüber einer Simulation ohne SMM. Trotz der erhöhten Vorhersagegüte und der inhärent verbesserten Genauigkeit der Simulationsergebnisse ist dieser Mehraufwand in der industriellen Praxis nicht tolerabel und verbietet jegliche Integration in den Fahrzeugentwicklungsprozess. In Abschnitt 3.1.2 wurde bereits gezeigt, dass bei geschickter Wahl der *Interface*-Position auch ohne die Anwendung äußerer

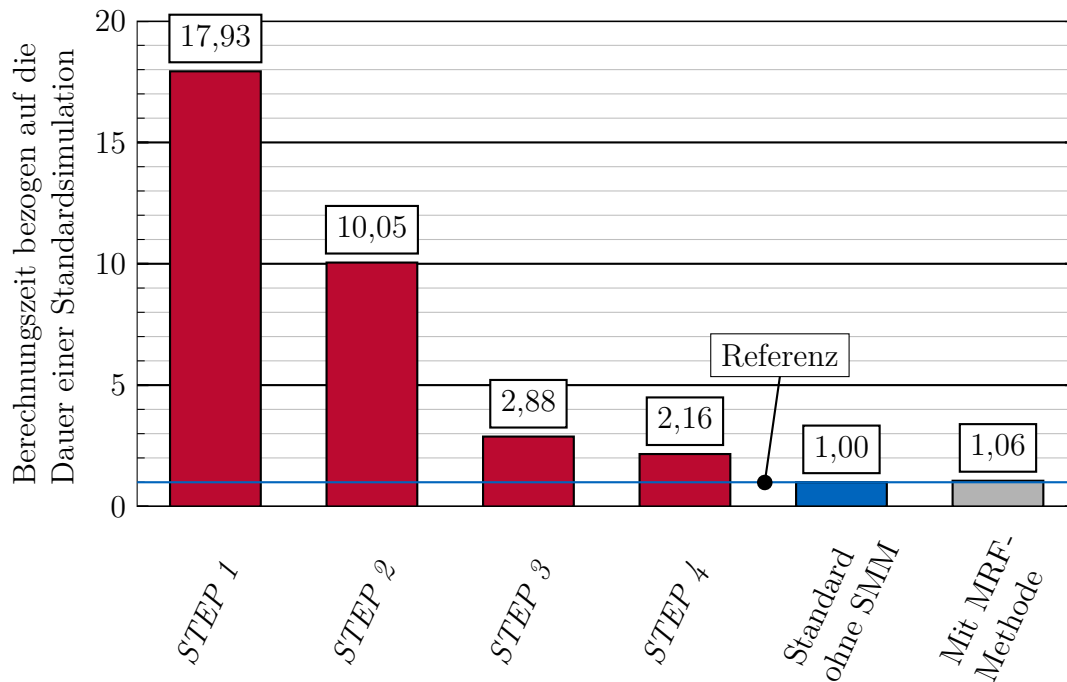


Abbildung 3.19: Vergleich des Berechnungsaufwands für die unterschiedlichen Zwischenschritte und Anpassungen während der Entwicklung der Simulationstechnik. Die Standardsimulation ohne *Sliding-Mesh-Methode* dient als Referenz.

Druckkorrekturschleifen (PISO-Algorithmus) eine sehr gute Vorhersagequalität erreicht werden kann. Dementsprechend wurde die Simulationstechnik auf die Verwendung des PISO-Algorithmus angepasst (*STEP 2*). Mit dieser Anpassung reduziert sich die Berechnungszeit um ca. 45%.

Der Simulationsprozess *STEP 2* erhöht den Berechnungsaufwand jedoch weiterhin um einen Faktor von ca. 10 gegenüber einer Simulation ohne SMM und ist somit ebenso unpraktikabel für die Anwendung in der Aerodynamikentwicklung von Fahrzeugen. Folglich sind weitere Optimierungen notwendig. Potenzial hierfür stellt die dynamische Wandabstandsberechnung des Berechnungsprogramms dar. Dieses Potenzial resultiert aus der Kombination der DDES-Methode zur Turbulenzmodellierung mit der SMM, in der sich das Berechnungsnetz bewegt und dadurch in jedem Zeitschritt verändert wird. Gleichung 2.34 und Gleichung 2.35 besagen, dass für die Berechnung des modifizierten Wandabstands \tilde{d} in der DDES-Methode für jede Zelle im Berechnungsnetz der Abstand zur nächstgelegenen Wand d benötigt wird. Dieser kann sich verändern, wenn sich in einem Zeitschritt das Berechnungsnetz verändert. Aufgrund des generischen Aufbaus der Strömungslöser für bewegte Netze im Berechnungsprogramm OpenFOAM wird diese Variable in jedem Zeitschritt neu berechnet. Da es sich bei der Netzbewegung jedoch um eine Starrkörperrotation der Felge handelt, bei der nur die *Interfaces* zwischen stehenden und bewegten Netzen aneinander abgleiten, bleibt der Wandabstand für nahezu alle Zellen im Berechnungsnetz unverändert. Es besteht lediglich die Möglichkeit, dass

Zellen nahe dem *Interface* an der Felgeninnenseite, die sich zu Beginn der Simulation weit entfernt vom Bremssattel befinden, nach einer halben Radumdrehung näher an den Bremssattel heranrücken. Damit ändert sich für diese Zellen der Abstand zur nächsten Wand. Hierbei kommt jedoch eine weitere Eigenschaft der DDES-Methode zum Tragen: der Wandabstand wird für die Berechnung nur in den Zellen verwendet, die in der Grenzschicht liegen (vgl. Gleichung 2.34 und Gleichung 2.35 sowie Spalart et al. (2006)), d.h. langgestreckte Grenzschichtzellen deren Wandabstand kleiner als 65% ($=C_{DES}$) der maximalen Zellweite ist. Da zwischen *Interface* und nächster Wand immer mehr als 2 Zellen liegen sollten, ist die Änderung des Wandabstandes in den Interfacezellen, die sich am Bremssattel vorbei bewegen, für das Berechnungsergebnis nicht von Bedeutung. Die dynamische Wandabstandsberechnung für alle Zellen in jedem Zeitschritt kann also ohne Genauigkeitsverlust ausgespart werden. Die Option, den Wandabstand zu Beginn der Simulation einmalig zu berechnen und für alle weiteren Zeitschritte zu fixieren, wurde im Laufe der Entwicklung der Simulationsmethodik seitens ESI-OpenCFD in das Simulationsprogramm OpenFOAM integriert. In einzelnen Validierungsrechnungen wurde nachgewiesen, dass diese Option, entsprechend der zuvor geschilderten Annahmen, keinen Einfluss auf das Berechnungsergebnis besitzt. Durch diese Anpassung wird der Berechnungsaufwand um weitere 70% reduziert. Dieser im *STEP 3* angepasste Simulationsprozess stellt mit einer Verdreifachung des Berechnungsaufwands gegenüber einer Standardsimulation eine Alternative dar, die auch im Serienumfeld der Fahrzeugaerodynamikentwicklung angewandt werden kann.

Zusätzliche Performanceverbesserungen sind der Weiterentwicklung der Algorithmen im Simulationsprogramm OpenFOAM seitens ESI-OpenCFD zuzuschreiben, wie sie im Allgemeinen beispielsweise von Schütz et al. (2013a) (S. 968) beschrieben werden. Während der Entwicklung der Simulationsmethodik konnte der Berechnungscode schrittweise entsprechend der Neuveröffentlichungen von der Version OpenFOAM v2.3.1 auf die Version OpenFOAM v16.06 aktualisiert werden. Zwischen diesen beiden Versionen liegen vier große Versionierungen der Simulationssoftware. In jeder dieser Aktualisierungen wirken sich Verbesserungen, beispielsweise hinsichtlich der Gleichungslöser für die diskretisierten Differentialgleichungen, der Parallelisierung der Rechenprozesse auf mehreren Prozessoren, der Turbulenzmodelle und bzw. oder der Interpolation den *Interfaces* zwischen den Netzen der SMM positiv auf den Berechnungsaufwand aus. Diese Verbesserungen, die nicht direkt aus Anpassungen an der Simulationsmethodik resultieren, sind im Übergang zu *STEP 4* subsummiert.

Vergleicht man nun den Berechnungsaufwand zwischen einer Simulation mit SMM unter Verwendung der final entwickelten Simulationsmethodik gegenüber einer Standardsimulation, bleibt ein nahezu verdoppelter Berechnungsaufwand. In Kapitel 2.2 wurde bereits dargelegt, dass sich gegenüber der von Schütz (2011) beschriebenen Methodik, einem Vorläufer der Standard-Simulationsmethodik ohne SMM, die Rechenzeiten zum heutigen Stand mehr als halbiert haben. Dementsprechend ist der Aufwand für Simulation mit SMM geringer als für eine Simulation mit der von Schütz (2011) beschriebenen Methodik. Schon zum damaligen Zeitpunkt stellte die Strömungsberechnung selbst gegenüber der Aufbereitung der CAD-Daten nicht mehr den Hauptanteil des Zeitaufwands im Simulationsprozess dar. Dies gilt daher auch für

die neu entwickelte Simulationsmethodik mit der Anwendung der SMM. Damit steht einer Prozessintegration der entwickelten Simulationsmethodik, trotz der erhöhten Berechnungszeiten in Anbetracht der erhöhten Genauigkeit und Vorhersagegüte in der Fahrzeugaerodynamikentwicklung nichts entgegen. Es gilt dabei zu beachten, dass für Untersuchungen, bei denen die Radumströmung eine untergeordnete Rolle spielt, zugunsten des Berechnungsaufwands auf eine Verwendung der Sliding-Mesh-Methode verzichtet werden könnte. Dies ist beispielsweise bei Spiegelvariationen der Fall. Der Vollständigkeit wegen ist in Abbildung 3.19 ebenfalls der zusätzliche Aufwand für die Anwendung des MRF-Modells dargestellt. Dieses verursacht zwar kaum zusätzlichen Berechnungsaufwand, wird aber aufgrund der geringeren Vorhersagegüte im Vergleich zur SMM (vgl. Abschnitt 3.2.1) nicht weiterverfolgt. Es ist auch zukünftig mit einer Weiterentwicklung der Algorithmen und einer Erhöhung der Rechenkapazitäten zu rechnen. Damit wird mittelfristig zugunsten der Genauigkeit eine ausschließliche Anwendung der entwickelten Simulationsmethodik auf Basis der SMM im Aerodynamikentwicklungsprozess zu empfehlen sein. Dabei gilt es zu beachten, dass bis auf Weiteres die dynamische Wandabstandsberechnung fixiert und der PISO-Algorithmus verwendet werden sollten.

4 Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Radumströmung

Nach der erfolgreichen Validierung des erarbeiteten Simulationssetups im Vergleich zu den Windkanalexperimenten werden in diesem Kapitel verschiedene Aspekte der Radumströmung am Einzelrad- und Gesamtfahrzeug im Modellmaßstab untersucht. Am isolierten Einzelrad kann der Einfluss der Felgengeometrie auf die Umströmung und den Nachlauf des Rades gezielt betrachtet werden. Das DrivAer-Referenzmodell eignet sich besonders gut zur Untersuchung der Interaktion zwischen Radumströmung und Heckform und, nach der Modellüberarbeitung für die Berücksichtigung des Motorraumes, auch zwischen Radumströmung und Motorraumdurchströmung. Teilweise wurden Ergebnisse aus den hier gezeigten Untersuchungen schon zuvor durch den Autor veröffentlicht (vgl. Haag et al. (2017a) und Haag et al. (2017b)). Abschließend werden die Einflussfaktoren Felgengeometrie und Motorraumdurchströmung am Serienfahrzeug im Realmaßstab untersucht. Dabei wird zudem bewertet, ob sich die Beobachtungen aus den Untersuchungen im Modellmaßstab auf das reale Serienfahrzeug übertragen lassen.

4.1 Rotierendes Einzelrad mit Bodenkontakt

In diesem Abschnitt soll zunächst die Umströmung um das isolierte Einzelrad betrachtet werden. Dabei werden erneut die in Kapitel 3.2.1 eingeführten Felgengeometrien zur Untersuchung ihres Einflusses herangezogen. Anschließend wird auf den Einfluss weiterer Geometrievariationen wie Radsturz oder einer Bremsscheibe eingegangen.

4.1.1 Einfluss unterschiedlicher Felgengeometrien

In Kapitel 3.2.1 wurde gezeigt, dass die verschiedenen Felgengeometrien am isolierten Einzelrad sowohl einen Einfluss auf den Widerstandsbeiwert als auch auf die Nachlaufstruktur besitzen. Aufgrund der erfolgreichen Validierung des Simulationssetups soll in diesem Kapitel der Einfluss der Felgengeometrie auf die Radumströmung und die Wirkung auf die integralen Kraftbeiwerte (s. Tabelle 3.7) anhand der Simulationsergebnisse untersucht werden.

In den Abbildungen 4.1(a) bis (d) sind die entstehenden Wirbelsysteme am frei angeströmten Einzelrad mit den unterschiedlichen Felgengeometrien anhand von Isoflä-

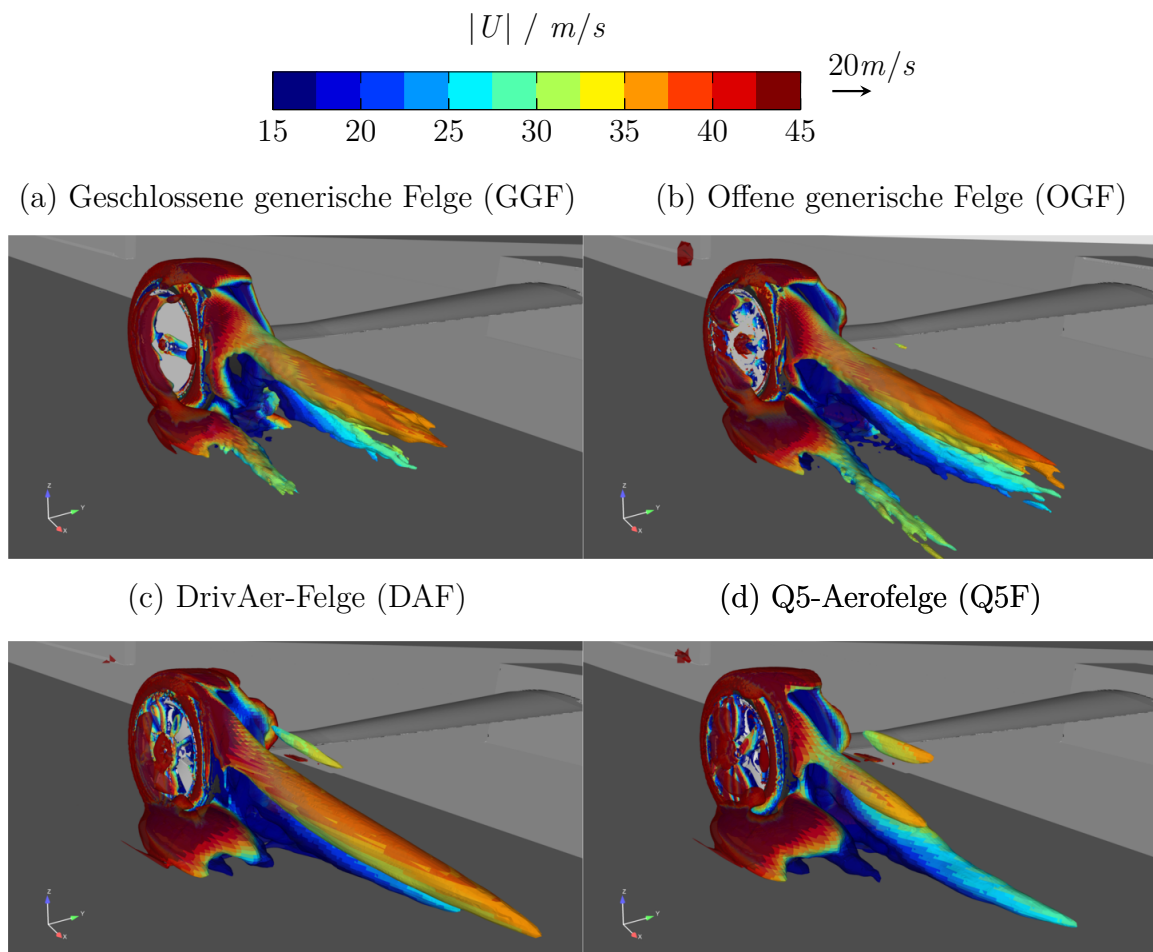


Abbildung 4.1: Wirbelsystem im kompletten Radnachlauf für die vier untersuchten Felgegeometrien, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit, Ansicht von schräg hinten.

chen des zeitlich gemittelten Q -Kriteriums dargestellt ($Q=10.000$). Das Q -Kriterium berechnet sich aus der zweiten Invarianten des Geschwindigkeitsgradiententensors und wird häufig zur Identifikation von Wirbelsystemen herangezogen. Die isometrische Blickrichtung ist dabei von schräg hinten auf das Einzelrad ausgerichtet. Zur besseren Differenzierung sind zudem in Abbildung 4.2 bzw. Abbildung 4.3 jeweils nur die radäußeren bzw. radinneren Wirbelzöpfe dargestellt. Um dies zu ermöglichen, ist in diesen Abbildungen jeweils in der Radmitte bei $y=0mm$ eine Trennebene (grau) eingezeichnet.

Grundsätzlich kann für alle vier Felgegeometrien das von Wäschle (2006) am rotierenden Einzelrad identifizierte und in Abbildung 1.2 dargestellte Wirbelsystem bestätigt werden. Sowohl Radlatsch- als auch Radnachlauf-Hufeisenwirbel bilden sich für alle vier Felgegeometrien eindeutig identifizierbar aus. Wie schon zuvor im Zuge der Validierung des Simulationssetups (Kapitel 3.2.1) erläutert, besitzen sie jedoch für die unterschiedlichen Felgegeometrien eine unterschiedliche Intensität. Weiterhin ist

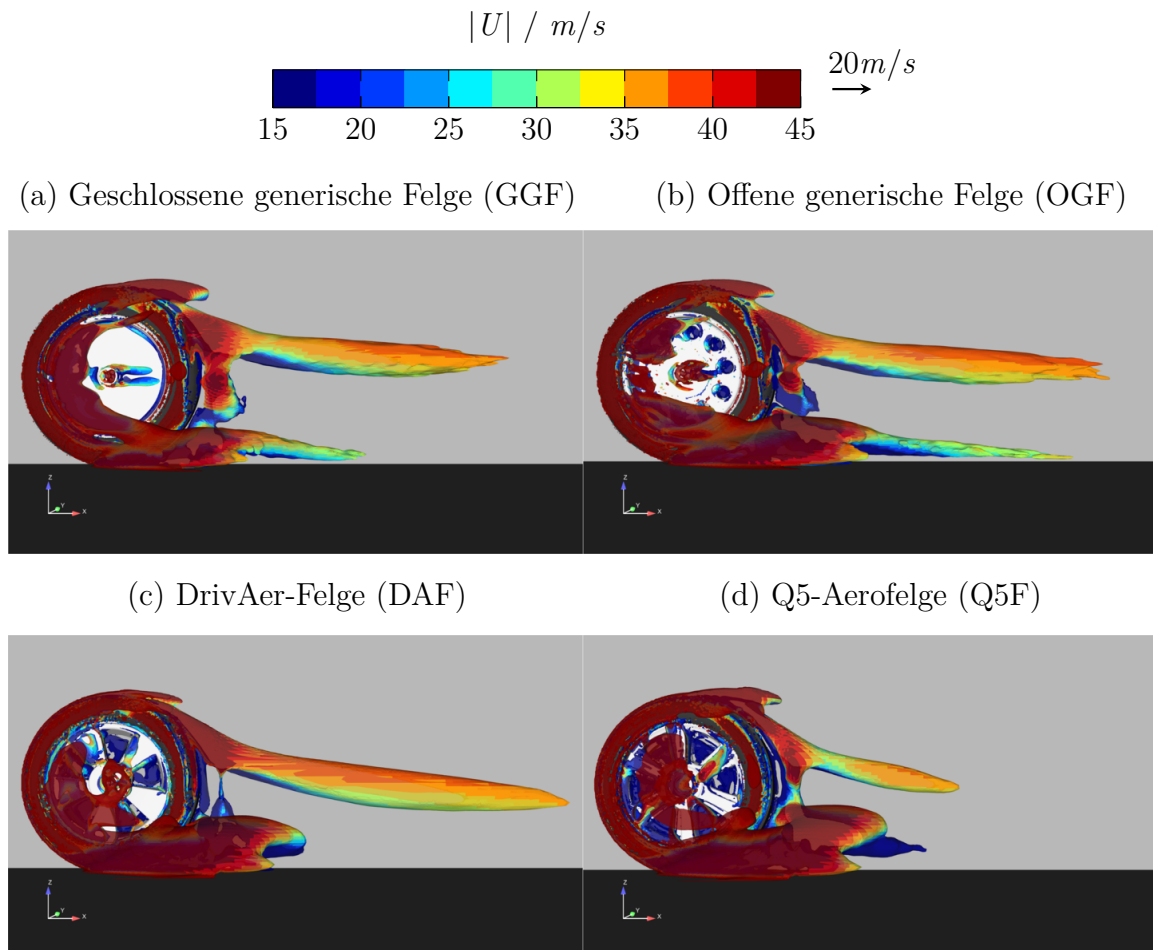


Abbildung 4.2: Wirbelsystem auf der Radaußenseite für die vier untersuchten Felgenreformen, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit.

für die GGF direkt hinter dem Rad ein geschlossener Nachlaufwirbel bzw. Ringwirbel erkennbar.

Auch diese Wirbelstruktur wurde von Wäschle (2006) identifiziert, jedoch anhand einer offenen Felgenreform. Bei den drei offenen Felgenreformen der hier gezeigten Untersuchungen ist dieser geschlossene Nachlaufwirbel am unteren Ende unterbrochen und geht dort in das Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar über. Diese Beobachtung ist in der Illustration von Wäschle (2006) (S. 115 bzw. Abbildung 1.2) zwar durch eine leichte Schattierung der Wirbelstruktur angedeutet, jedoch ist der Nachlaufwirbel trotzdem geschlossen dargestellt. Die Ergebnisse von Wäschle (2006) müssen also an dieser Stelle dahingehend erweitert werden, dass abhängig von der Felgenreform der geschlossene Nachlaufwirbel am unteren Ende unterbrochen sein und dort in das Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar übergehen kann.

Eine grundsätzliche Abhängigkeit zwischen Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar und geschlossenem Ringwirbel von der Radgeometrie postulierte Wäschle (2006) bereits,

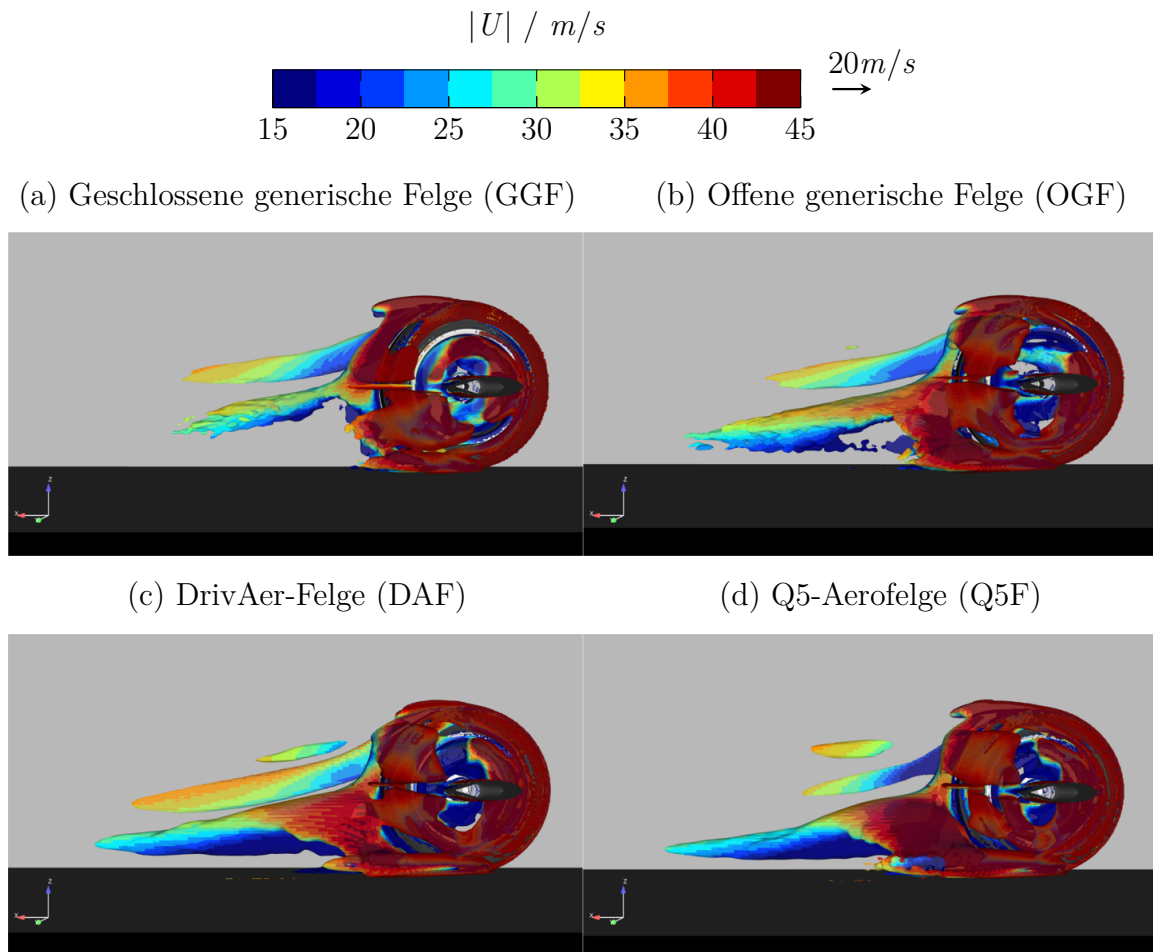


Abbildung 4.3: Wirbelsystem auf der Radinnenseite für die vier untersuchten Felgegeometrien, dargestellt anhand der Isoflächen des Q -Kriteriums bei $Q=10.000$. Farbige Skalierung mit dem Betrag der lokalen Strömungsgeschwindigkeit.

jedoch ohne unterschiedliche Felgegeometrien zu untersuchen (S. 119). Zudem wird aus den Simulationsergebnissen deutlich, dass sich bei der untersuchten Einzelradkonfiguration, anders als von Wäschle (2006) abgeleitet, auch für das rotierende Einzelrad ein stark ausgeprägter C-Schulterwirbel auf der Radaußenseite ausbildet (s. Abbildung 4.2). Dieser lässt sich für alle vier Felgegeometrien beobachten und tritt in den x -normalen Nachlaufschnittebenen als Wirbel auf Höhe der Radachse zutage. Da diese Struktur sowohl den Simulationsergebnissen als auch in den PIV-Messungen auftritt (s. Anhang D), lässt sich die Validität der Simulationsergebnisse dahingehend bestätigen. Für die drei offenen Felgegeometrien kommt ein schwächer ausgeprägter C-Schulterwirbel auf der Radinnenseite hinzu, der im Vergleich zum äußeren C-Schulterwirbel weiter oben positioniert ist (s. Abbildung 4.3). Auch diese Strömungsstruktur lässt sich aus den gemessenen Geschwindigkeitsfeldern im Radnachlauf bestätigen (s. Anhang D). Bezüglich der angehobenen Position des inneren Schulterwirbels liegt die Vermutung nahe, dass der Radarm durch seine Verdrängungswirkung und seinen Nachlauf die

Position des Schulterwirbels nach oben ablenkt.

Die vorliegenden Ergebnisse zeigen damit, dass sich, im Gegensatz zu den Ausführungen von Wäschle (2006) (S. 115), auch am drehenden Einzelrad auf beiden Seiten ein C-Schulterwirbel ausbilden kann. Der äußere C-Schulterwirbel ist in den hier gezeigten Ergebnissen sogar eine der dominierenden Strömungsstrukturen. Wäschle (2006) selbst nennt zudem keine Begründung für das Verschwinden der C-Schulterwirbel im rotierenden Fall. Auch aus einer theoretischen Betrachtung ist das Auftreten der C-Schulterwirbel im rotierenden Fall sinnvoll: Die laut Wäschle (2006) (S. 114) beim stehenden Einzelrad für den C-Schulterwirbel ursächlichen Strömungsverhältnisse der schräg überströmten Reifenschulter sind sowohl im stehenden als auch rotierenden Fall vorhanden. Zudem verbinden sich die C-Schulterwirbel nicht, wie von Wäschle (2006) für das stehende Rad beschrieben, direkt hinter dem Rad mit dem Radnachlauf-Hufeisenwirbel, sondern werden weiter stromab getragen. Dies wurde schon in den Untersuchungen von Mercker und Berneburg (1992) und Schiefer (1993) beobachtet. Gegenüber diesen Untersuchungen grenzt Wäschle (2006) in diesem Punkt sein Modell des Wirbelsystems um das frei angeströmte Einzelrad dezidiert ab (S. 114). Die Ergebnisse der vorliegenden Untersuchungen stützen jedoch die Beobachtungen von Mercker und Berneburg (1992) und Schiefer (1993).

Eine Begründung dafür, dass die C-Schulterwirbel in den Ergebnissen von Wäschle (2006) im rotierenden Fall nicht nachweisbar sind, könnte im Breiten- zu Durchmesser-Verhältnis des von ihm verwendeten Rades aus dem Formelsport liegen. Durch die breitere Lauffläche erfährt die Luft auf der Leeseite des Rades eine größere Schleppwirkung als bei einem Rad mit seriennahen Dimensionen, wie es in den vorliegenden Untersuchungen verwendet wird. Dadurch bildet sich der geschlossene Ringwirbel im Nachlauf mit einer höheren Intensität aus und die C-Schulterwirbel werden abgeschwächt und sind nicht mehr zu beobachten. Dies entspricht den zuvor geschilderten Unterschieden in der Ausprägung des Ringwirbels. Das Modell des Wirbelsystems am rotierenden Einzelrad von Wäschle (2006) (S. 115 und Abbildung 1.2) ist damit auf Basis der Ergebnisse aus der vorliegenden Arbeit für Räder mit seriennahen Breiten- zu Durchmesser-Verhältnissen um ein C-Schulterwirbelpaar, das in Strömungsrichtung abtransportiert wird, zu ergänzen.

Der Schulterwirbel ist bereits ein erster Indikator, um die Unterschiede in den Widerstandsbeiwerten zwischen den verschiedenen Felgengeometrien zu erklären. Ein geschlossener Ringwirbel, der laut Wäschle (2006) (S. 121) energiereiche Luft zur Basis des frei angeströmten Einzelrades führt, bildet sich ausschließlich bei der geschlossenen generischen Felgengeometrie ohne einen Schulterwirbel auf der Innenseite aus (s. Abbildung 4.1). Die starke Ausprägung ist auch in Abbildung 4.2(a) erkennbar. Gleichzeitig besitzt die geschlossene generische Felge den geringsten Widerstandsbeiwert. Bei der DAF-Geometrie hingegen sind innerer und äußerer Schulterwirbel stark ausgeprägt (s. Abbildungen 4.2(c) und Abbildung 4.3(c)). Dies resultiert in der schwächsten Ausprägung des Ringwirbels an der Basis des Einzelrades von allen vier Felgengeometrien. Diese Beobachtung korreliert mit dem höchsten Widerstandsbeiwert für die DAF-Geometrie. Wird Energie also in Form eines Schulterwirbels dissipiert, so bildet sich nur ein weniger starker Ringwirbel aus. Dadurch wird der Basisdruck

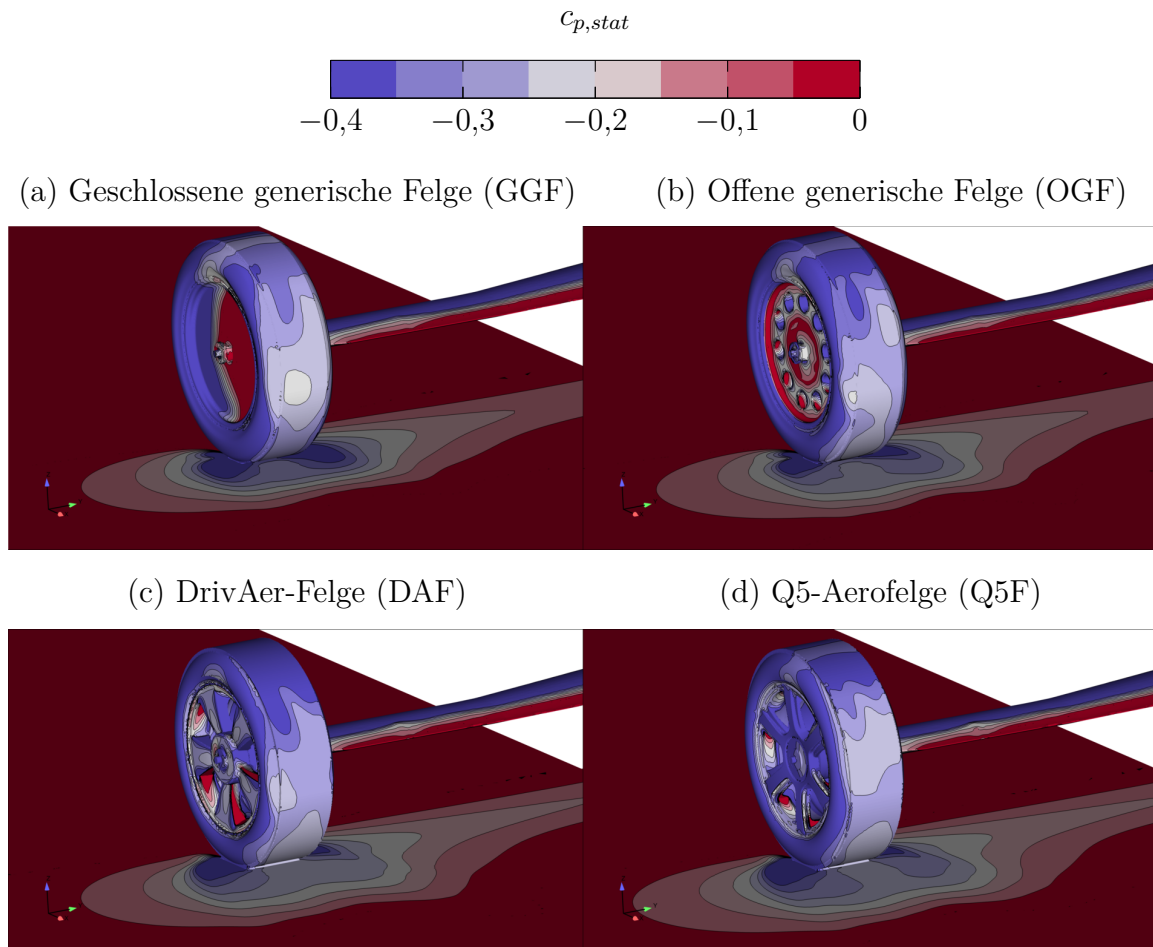


Abbildung 4.4: Verteilung des statischen Druckbeiwerts ($c_{p,stat}$) auf der Leeseite (Basis) des frei angeströmten Einzelrades für die vier untersuchten Felgengeometrien.

an der Rückseite des frei angeströmten Einzelrades nicht so stark angehoben und dieser Mechanismus resultiert in einem höheren Luftwiderstand. Die Intensität des Schulterwirbels wird dabei durch die Felgengeometrie beeinflusst. Hierbei scheinen Felgengeometrien mit höherem Öffnungsgrad und damit geringerer Trennung von äußerer und innerer Radumströmung die Ausbildung des inneren Schulterwirbels zu begünstigen. Diese offenen Felgengeometrien erhöhen im Fall des frei angeströmten Einzelrades den Widerstandsbeiwert.

Die Wirkung des Ringwirbels wird bei der Betrachtung der Druckverteilung auf der Basis des frei angeströmten Einzelrades in Abbildung 4.4 unmittelbar deutlich. Während die Basis des Rades mit der DAF-Geometrie größere Gebiete mit hohem Unterdruck aufweist, sind diese für die Q5F- und OGF-Geometrien kleiner und weniger stark ausgeprägt. Den geringsten Unterdruck an der Basis weist die geschlossene generische Felge auf, da hier der Ringwirbel energiereiche Luft zur Basis des Rades transportiert und so für einen Druckanstieg sorgt. Diese Abstufung in der Druckverteilung schlägt sich direkt auf den Luftwiderstand des Einzelrads mit den unterschiedlichen Felgengeometrien

nieder.

Eine weitere Auffälligkeit der Druckverteilungen für die unterschiedlichen Felgengeometrien sind die stark unterschiedlichen Unterdruckgebiete auf der Oberseite des Rades (s. Abbildung 4.4). Am schwächsten ausgeprägt ist es für die geschlossene generische Felge. Die DrivAer-Felge weist auf der gesamten Oberseite bis hin zur Basis einen starken Unterdruck auf. In mäßiger Ausprägung ist dies für die offene generische Felge und die Q5-Aerofelge zu beobachten. Für diese Geometrien tritt zwar auf der rückwärtigen Oberseite des Rades ein starkes Unterdruckgebiet auf, das im Apex jedoch abgeschwächt ist. Die Konsequenz daraus stellt Tabelle 4.1 dar. Die GGF-Geometrie verursacht den geringsten, die DAF-Geometrie den höchsten Auftriebsbeiwert. Dazwischen sortieren sich OGF- und Q5F-Geometrie ein. Aus der Tragflügelaerodynamik ist das Phänomen des induzierten Widerstands bekannt. Dabei verursacht die Erzeugung von Auftrieb am angeströmten Tragflügel gleichzeitig eine Kraft in Richtung der Anströmung, also einen Luftwiderstand. Dieser *induzierte Widerstand* wird umso größer, je größer die Auftriebskraft ist. Diese Beobachtung lässt sich für die hier untersuchten Felgengeometrien direkt übertragen. Die Abstufung für die simulierten Auftriebskräfte bzw. -beiwerte entspricht direkt der Abstufung der Widerstandsbeiwerte. Es zeigt sich also, dass sich die Felgengeometrie durch die Beeinflussung des Auftriebsbeiwerts mittelbar auf den Widerstandsbeiwert auswirkt.

Ein weiterer markanter Einfluss der Felgengeometrie zeigt sich in der Ausprägung des bodennahen Wirbelpaars. Die geschlossene Felgengeometrie verursacht auf der Radaußenseite einen Wirbelzopf mit verhältnismäßig geringer Intensität. Diese Beobachtung geht bereits aus den Schnittebenen normal zur Anströmungsrichtung hervor (vgl. Kapitel 3.2.1). Weiterhin besitzt der radinnere bodennahe Wirbel eine geringe Ausdehnung in Strömungsrichtung. Genau entgegengesetzt zeigt sich das Bild für die drei offenen Felgengeometrien: Es bilden sich ein stark ausgeprägter bodennaher Wirbel an der Radaußenseite und ein langgestreckter bodennaher Wirbelzopf an der Radinnenseite aus. Dieses stärker ausgeprägte Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar geht für die offenen Felgengeometrien mit einem höheren Widerstandsbeiwert einher. Diese Beobachtung ist folgerichtig, da die Entstehung dieses energiereicheren Wirbelpaars durch das Rad verursacht wird. Die dafür notwendige Energie muss demnach durch das Rad selbst

Tabelle 4.1: Vergleich der in der CFD-Simulation unter Verwendung der SMM berechneten c_A -Werte für die verschiedenen Felgengeometrien mit Bodensimulation und Raddrehung.

Felge	c_A	Δc_A (zu GGF) ($A_{Ref} =$ Stirnfläche des Einzelrades)	Δc_A (zu GGF) ($A_{Ref} =$ Stirnfläche des DrivAer)
GGF	0,167	Referenz	Referenz
OGF	0,218	+0,051	+0,003
DAF	0,328	+0,161	+0,011
Q5F	0,278	+0,111	+0,007

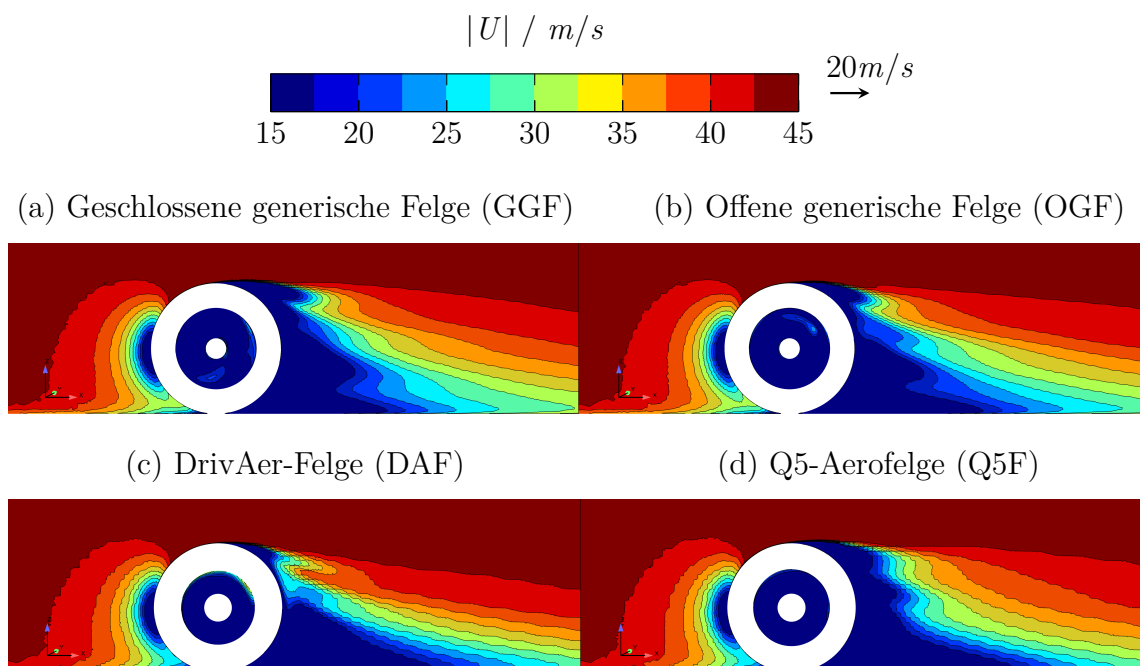


Abbildung 4.5: Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt bei $y=0mm$ für die vier untersuchten Felgegeometrien.

aufgebracht werden und damit steigt der Luftwiderstand bei stärkerer Ausprägung des Wirbelpaars. Betrachtet man lediglich die Ausprägung des bodennahen Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaars, so stellt man sowohl für die Radaußenseite (s. Abbildung 4.2) als auch für die Radinnenseite (s. Abbildung 4.3) fest, dass sich an der Q5F-Geometrie das stärkste Wirbelpaar bildet. Dies lässt sich nicht direkt mit dem Luftwiderstand in Verbindung setzen, da die DAF-Geometrie den höchsten Widerstandsbeiwert aufweist. Es liegt nahe, dass hier ein kompensierender Effekt zwischen dem zuvor erwähnten Ring- und C-Schulterwirbelsystem und dem induzierten Widerstand auftritt. Dennoch ist zu erwarten, dass die Felgegeometrien, die eine starke Ausprägung des bodennahen Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaars begünstigen, zu einem höheren Luftwiderstand führen.

Ursächlich für die stärkere Ausprägung des bodennahen Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaars für die offenen Felgegeometrien scheint eine stärkere Aufstauwirkung vor dem Rad im Latschbereich zu sein. Abbildung 4.5 zeigt das Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt für die vier unterschiedlichen Felgegeometrien. Es wird deutlich, dass vor allem für die DAF- und die Q5F-Geometrie die Strömung im unteren Bereich vor dem Rad gegenüber der GGF-Geometrie stärker verzögert wird. Dadurch kommt es am Ort der Entstehung des Hufeisenwirbelpaars dazu, dass die Strömung stärker lateral nach außen verdrängt wird. Damit ist der Entstehungsmechanismus für das Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar stärker ausgeprägt. An dieser Strömungseigenschaft wird deutlich, dass der Einfluss der Felgegeometrie auch stromauf des Rades Auswirkungen hat. So werden die Entstehungsmechanismen der dominanten Strömungsstrukturen beeinflusst,

was sich in deren Ausprägung und ihrem Einfluss auf die integralen Kräfte am Rad niederschlägt.

Insgesamt kann das Wirbelsystem am rotierenden Einzelrad, wie von Wäschle (2006) identifiziert, grundsätzlich bestätigt werden. Es muss jedoch dahingehend erweitert werden, dass für Räder mit seriennahen Breiten- zu Durchmesserhältnissen, abhängig von der Felgengeometrie, der geschlossene Nachlaufwirbel am unteren Ende unterbrochen sein und dort in das Radnachlauf-Hufeisenwirbelpaar übergehen kann. Zudem tritt in diesem Fall auch am rotierenden Einzelrad ein C-Schulterwirbelpaar auf, das in Strömungsrichtung abtransportiert wird. Die Felgengeometrie beeinflusst das komplexe Wirbelsystem um das frei angeströmte Einzelrad in seiner Ausprägung und seiner Gestalt und damit die Druck- und Kräfteverteilung maßgeblich. In der untersuchten Einzelradkonfiguration sind drei Mechanismen für die Ausprägung der integralen Luftkräfte am Einzelrad verantwortlich:

1. Es besteht eine starke Wechselwirkung zwischen C-Schulterwirbel und geschlossenem Nachlaufwirbel. Eine komplett geschlossene oder einen geringen Öffnungsgrad aufweisende Felgengeometrie vermindert die Ausprägung des C-Schulterwirbels. So wird die Bildung eines Ringwirbels, der Transport energiereicher Luft zum Einzelrad und ein Druckanstieg an der Basis begünstigt. Dies wirkt sich auftriebs- und widerstandssenkend aus. Felgen mit hohem Öffnungsgrad verstärken die Ausprägung des C-Schulterwirbels. Dies führt folglich zum genau umgekehrten Mechanismus.
2. Die Ausprägung des C-Schulterwirbels hat einen maßgeblichen Einfluss auf das Unterdruckgebiet an der Radoberseite. Mit dem Öffnungsgrad steigt die Ausprägung des C-Schulterwirbels und damit der Unterdruck an der Radoberseite. Offene Felgengeometrien verursachen damit einen höheren Auftriebsbeiwert. Aufgrund der Kopplung mit dem *induzierten Widerstand* wirkt sich dieser Effekt auch widerstandserhöhend aus.
3. Eine starke Ausprägung des bodennahen Wirbelpaars wird durch die untersuchten offenen, realitätsnahen Felgen am stärksten begünstigt. Dies geschieht infolge einer stärkeren Aufstauwirkung vor dem Rad im Kontaktbereich zwischen Rad und Untergrund. Dadurch steigt der Luftwiderstand im Vergleich zu den generischen Felgengeometrien mit schwächer ausgeprägtem bodennahen Wirbelpaar. Hier können kompensierende Effekte jedoch dafür sorgen, dass dieser Mechanismus überdeckt wird.

Die Übertragung dieser Erkenntnisse auf den Einfluss unterschiedlicher Felgengeometrien auf den Luftwiderstand an einer Gesamtfahrzeugkonfiguration ist jedoch nur begrenzt möglich. Der Grund hierfür ist, dass die zwei wesentlichen Strömungsstrukturen, der C-Schulterwirbel und der geschlossene Ringwirbel, am Gesamtfahrzeug durch die Abschattung im Radhaus nicht auftreten (s. Abbildung 1.3 und Wäschle (2006), S. 125). Damit verbleibt das bodennahe Wirbelpaar als wesentlicher Einflussfaktor. Auch für diese Strömungsstruktur lassen sich durch Erkenntnisse vom frei

angeströmten Einzelrad nur bedingt Prognosen für den Geometrieinfluss der Felge am Gesamtfahrzeug übertragen. Die Anströmung wird dort stark durch den Fahrzeugbug und den Unterboden beeinflusst. Gleichzeitig kann es zu Wechselwirkungen zwischen Felgeengeometrie und Motorraumdurchströmung kommen. Eine Korrelation zwischen der Ausprägung des bodennahen Wirbelpaars, vor allem des äußeren Wirbels, und dem Widerstandsbeiwert am Gesamtfahrzeug wurde bereits von Schnepf (2016) (S. 58) identifiziert. Trotz der geringen Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf die Radumströmung im Gesamtfahrzeugkontext bleibt das isolierte, frei angeströmte Einzelrad vor allem als Validierungstestfall für die numerische Simulation, für akademische Basisuntersuchungen und gegebenenfalls auch als Anwendungsfall im Monoposto-Rennsport von Bedeutung.

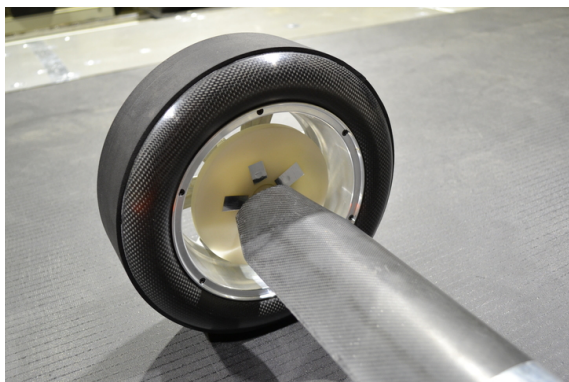
4.1.2 Geometrievariationen am rotierenden Einzelrad

Neben der Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Felgeengeometrien auf die Umströmung des rotierenden Einzelrades, werden an dieser Stelle noch zwei weitere geometrische Einflussfaktoren auf die Einzelradumströmung betrachtet, wie sie in Fahrzeuganwendungen oft vorkommen. Zum einen wird der Effekt einer Modellbremsscheibe untersucht, zum anderen wird der Sturz des Rades in vier Schritten von 0° bis $-0,5^\circ$ variiert. Da diese Geometrievariationen auf eine realitätsnahe Abbildung der Radumströmung abzielen, werden sie nur an der Q5F-Geometrie, also einer Serienfelge und nicht an den generischen Felgegeometrien untersucht.

Einfluss einer Modellbremsscheibe

Die Modellbremsscheibe wird an der Innenseite des Modellrades mit der Q5F-Geometrie montiert. Diese Konfiguration ist in Abbildung 4.6(a) dargestellt. Abbildung 4.6(b) zeigt die Position der Modellbremsscheibe im x -Schnitt durch das Rad im Vergleich zur Speiche. Die Bremsscheibe verdeckt die offene Querschnittsfläche der Felge und

(a) Bremsscheibe im Einzelradmodell.



(b) x -Schnitt durch Rad und Bremsscheibe.

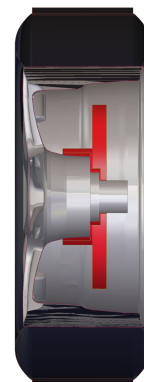


Abbildung 4.6: Einbauposition der Modellbremsscheibe im Windkanalmodell und Schnittansicht der montierten Bremsscheibe in Konstruktionslage.

reduziert so den Öffnungsgrad in der projizierten Seitenansicht von 22,8% auf 8,8%. Dem folgend ist für die Konfiguration mit Bremsscheibe im Vergleich zur Konfiguration ohne Bremsscheibe ein ähnlicher Unterschied zu erwarten, wie zuvor beispielsweise im Vergleich von offener generischer Felge zu geschlossener generischer Felge. Das heißt, es wird im Nachlauf des Rades ein geringeres Geschwindigkeitsdefizit am äußeren bodennahen Hufeisenwirbel erwartet.

Abbildung 4.7 zeigt drei Differenzbilder aus den Geschwindigkeitsfeldern im Nachlauf des Einzelrades mit und ohne Bremsscheibe (BS), die sich wie folgt berechnen:

$$\Delta U_{BS} = |U|_{mitBS} - |U|_{ohneBS} \quad (4.1)$$

Die Positionen der drei Schnittebenen befinden sich $300mm$, $375mm$ und $500mm$ hinter der Radachse. Zudem sind in den Schnittebenen die projizierten Geschwindigkeitsvektoren der Konfiguration mit Bremsscheibe dargestellt.

Aus den Differenzbildern der Geschwindigkeitsfelder in Abbildung 4.7 lässt sich für einen großen Bereich des Radnachlaufs kein Unterschied durch den Einfluss der Bremsscheibe identifizieren. Lediglich im Bereich des äußeren bodennahen Hufeisenwirbels sind leichte Unterschiede auszumachen, die sich aber im Bereich von $|\Delta U_{BS}| \leq 5m/s$ befinden. Zudem ist das Geschwindigkeitsdefizit in diesem Bereich für die Konfiguration mit Bremsscheibe marginal größer als ohne Bremsscheibe, was den Beobachtungen an OGF im Vergleich zu GGF widerspricht. Im Bereich oberhalb der Radachse mittig im Nachlauf sind durch das Einbringen der Bremsscheibe leicht erhöhte Geschwindigkeiten zu beobachten. Diese sind aber ebenfalls nur marginal und lassen auf keinen gravierenden Einfluss der Bremsscheibe schließen. Weiterhin zeigen die projizierten Geschwindigkeitsvektoren mit Bremsscheibe praktisch keinen Unterschied zu denen im Nachlauf der Konfiguration ohne Bremsscheibe (vgl. Abbildung D.11(c), Abbildung D.11(f) und Abbildung D.11(k)). Auch der mit Bremsscheibe gemessene Widerstandsbeiwert von $c_W=0,578$ ($\Delta c_W=+0,008$ mit A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades, $\Delta c_W=+0,001$ mit A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer) unterscheidet sich kaum von der Konfiguration ohne Bremsscheibe.

Diese Beobachtungen deuten darauf hin, dass sich der Einfluss einer Bremsscheibe am isolierten Einzelrad nicht sinnvoll untersuchen lässt. In dieser Anordnung wird die Bremsscheibe durch die Vorderseite des Rades von der ankommenden, parallelen Anströmung abgeschattet und hat deshalb nahezu keinen Einfluss auf die Umströmung des Rades. Im realen Anwendungsfall, in dem das Rad sich im Radhaus des Fahrzeugs befindet, wird die Anströmung auf die Räder durch den Fahrzeugbug und die Motorraumdurchströmung sowie die Unterbodenströmung derart abgelenkt, dass Bremssysteme sehr wohl einen Einfluss auf die Radumströmung haben können. Jedoch macht deren Berücksichtigung und die Untersuchung ihres Einflusses auch nur unter diesen realen Anströmbedingungen Sinn. Daher wird an dieser Stelle auf weitere Untersuchungen ihres Einflusses am Einzelrad auch unter Zuhilfenahme numerische Simulationen verzichtet.

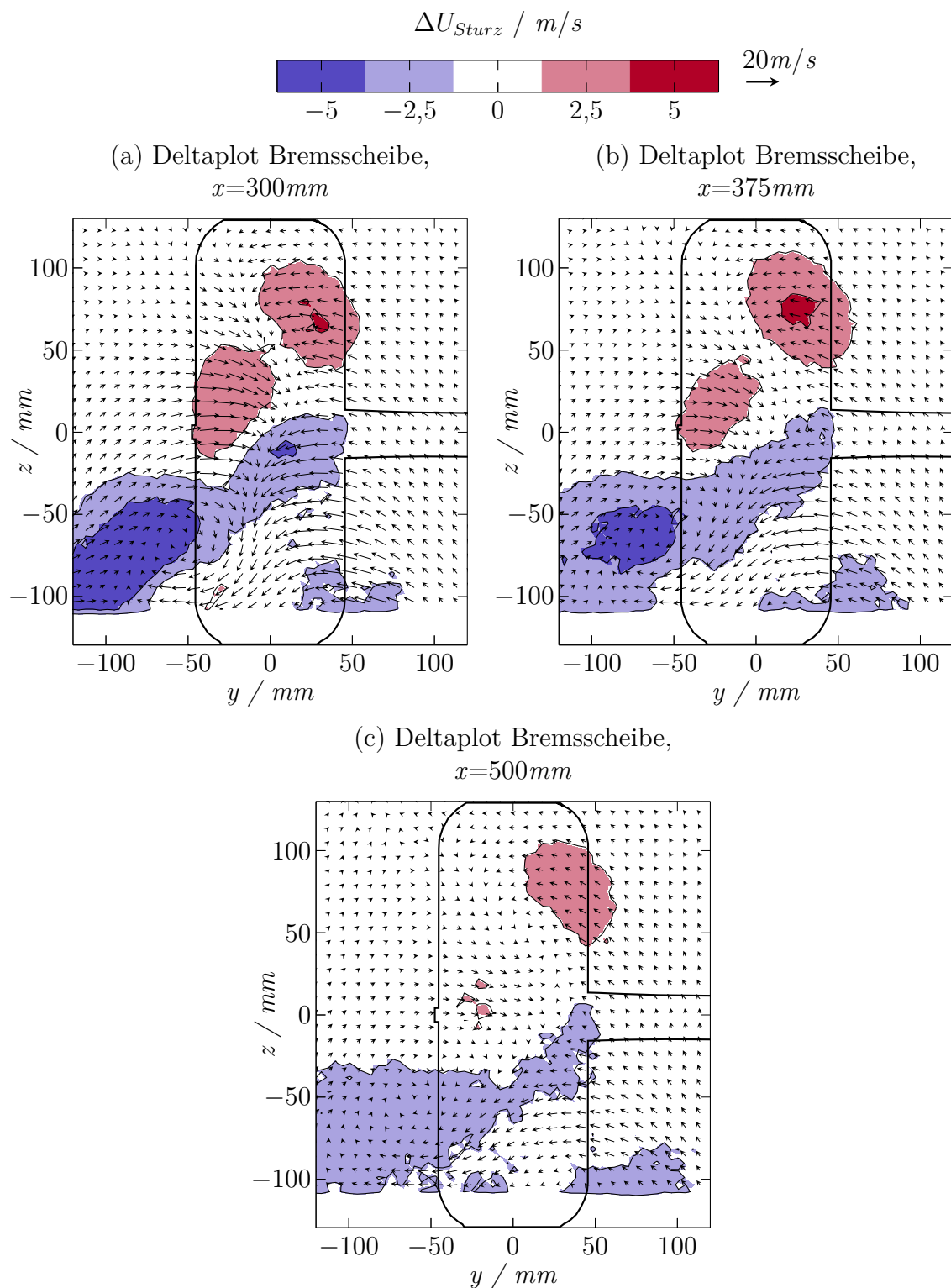


Abbildung 4.7: Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit bzw. ohne Bremsscheibe in unterschiedlichen x -Schnitten.

Einfluss des Radsturzes

Der Radsturz stellt, genau wie eine Bremsscheibe, eine anwendungsnahe Geometrieviation dar. Beim Radsturz (oft auch nur Sturz) handelt es sich um eine Verkipfung des Rades um die Fahrzeuglängsachse zur Erhöhung der Seitenführungskräfte. Als Maß für den Sturz gilt der Winkel, um den die Rotationsachse des Rades zur Horizontalachse (y -Achse) des Fahrzeugkoordinatensystems verkippt ist. Wird die Hälfte unterhalb der Radachse Richtung Fahrzeug gekippt, ist der Sturz als positiv definiert (Gies (2007), S. 25). Dies ist in Abbildung 4.8 in Rot dargestellt. Bei Verkipfung der Hälfte des Rades oberhalb der Radachse zum Fahrzeug hin (Abbildung 4.8, blau), ist der Sturz negativ. An Serienfahrzeugen wird in der Regel ein negativer Sturz im Bereich von -0° bis -2° angewandt (s. ebd.). Im Rennsport sind aufgrund der hohen Querschleunigungen auch deutlich negativere Sturzwinkel üblich (vgl. Knowles et al. (2002a)). Mit dem hier verwendeten Einzelradmessaufbau lassen sich Sturzwinkel bis zu $-0,5^\circ$ einstellen. Im Vergleich zur Basiskonfiguration ohne Sturz (0°), wurde daher dessen Einfluss in drei Abstufungen von $-0,2^\circ$, $-0,4^\circ$ und $-0,5^\circ$ betrachtet.

Im Strömungsfeld kann, verglichen mit der Referenzkonfiguration ohne Sturz, lediglich für den Sturzwinkel von $-0,2^\circ$ ein leichter Einfluss des Sturzes identifiziert werden. Dieser ist jedoch noch geringer als zuvor bei der Berücksichtigung einer Bremsscheibe (s. Anhang E). Für die Sturzwinkel $-0,4^\circ$ und $-0,5^\circ$ ist nahezu kein Einfluss im Rahmen der Reproduktionsgenauigkeit der PIV-Messung erkennbar. Die gemessenen Widerstandsbeiwerte sind in Tabelle 4.2 aufgelistet. Auch die Unterschiede im Widerstandsbeiwert sind mit Abweichungen im Bereich von maximal -2% verhältnismäßig gering. Bezogen auf die Stirnfläche des Gesamtfahrzeuges bewegen sie sich im Bereich

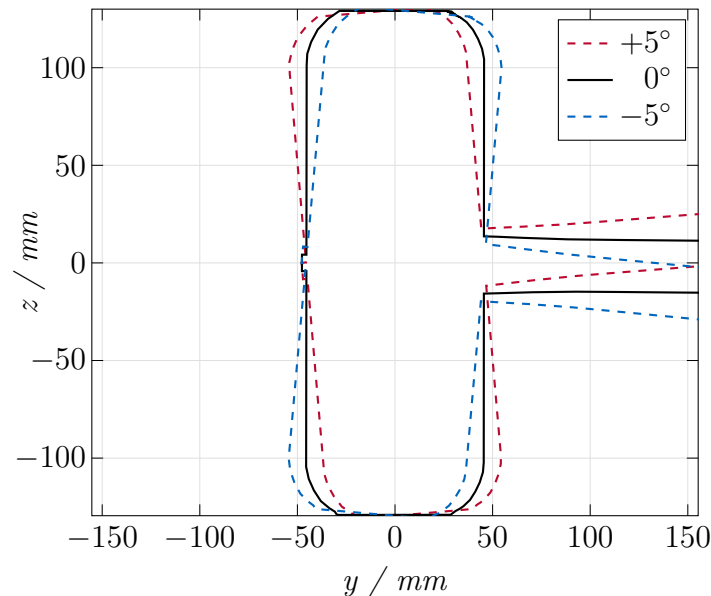


Abbildung 4.8: Illustration eines positiven Radsturzes von $+5^\circ$ (rot) sowie eines negativen Radsturzes von -5° (blau) um die Nulllage (schwarz) am isolierten Einzelrad.

von weniger als 1 Tausendstel. Darüber hinaus ist kein eindeutiger Trend für den Einfluss des Sturzwinkels erkennbar. Während die gemessenen Widerstandsbeiwerte ohne Sturz und mit dem größten negativen Sturz fast identisch sind, unterscheiden sich die Widerstandsbeiwerte für Sturzwinkel von $-0,2^\circ$ und $-0,4^\circ$ zwar leicht von der Referenz, aber praktisch nicht voneinander. Dementsprechend kann aus diesen Ergebnissen keine Sensitivität der Messergebnisse auf den Sturz identifiziert werden, der sich mit dem angewandten Messaufbau maximal realisieren lässt.

Diese Beobachtung scheint zunächst inkonsistent zu den Beobachtungen von Knowles et al. (2002a). Sie konnten bei ihren Untersuchungen von Modellrädern im Maßstab 1:2,5 für negative Sturzwinkel einen erheblichen Widerstandsanstieg von bis zu 12% und einen deutlichen Einfluss auf das Strömungsfeld im Radnachlauf identifizieren. Es ist an dieser Stelle jedoch hervorzuheben, dass Knowles et al. (2002a), motiviert durch den Formel-Rennsport, deutlich größere Sturzwinkel von bis zu -4° untersuchten. Weiterhin führen die Autoren die Änderungen im Widerstandsbeiwert und im Strömungsfeld in einer späteren Untersuchung auf die veränderte Form der Kontaktfläche zwischen Modellreifen und Straße zurück (Saddington et al. (2007)). Im hier verwendeten Messaufbau ist die Lauffläche der Modellräder mit einer geringfügig verformbaren Gummischicht beschichtet. Diese kann vermutlich den maximalen Spalt von $0,6\text{mm}$ Höhe bei $-0,5^\circ$ Sturz durch ihre dynamische Verformung während der Radrotation auffüllen. Somit ändert sich die Kontaktfläche zwischen Modellrad und Laufbandsystem unter Raddrehung für die untersuchte Konfiguration nicht. Es ist also wahrscheinlich, dass die Mechanismen, die eine Änderung in der Radumströmung aufgrund von Sturz hervorrufen mit dem verwendeten Messaufbau nicht ausgelöst werden. Dafür ist der maximal einstellbare Sturz nicht ausreichend groß und die Modellbeschaffenheit nicht geeignet. Aufgrund dieser Tatsachen wird mit der bestehenden Modellkonfiguration auf weitere Untersuchungen des Einflusses von Sturzwinkeln, auch mittels numerischer Simulation, verzichtet.

Es geht jedoch ein wichtiges, positives Ergebnis aus dieser Untersuchung hervor: Die untersuchte Modellkonfiguration ist im verwendeten Messaufbau unsensibel gegenüber geringen Abweichungen im Radsturz im Rahmen der Einbautoleranzen. Dies ist vorteilhaft hinsichtlich des Vergleichs zwischen Mess- und Simulationsergebnissen, sowohl am isolierten Einzelrad als auch für das DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell.

Tabelle 4.2: Vergleich der im WKA gemessenen c_W -Werte für die Q5F-Geometrie mit verschiedenen Sturzwinkeln.

Sturzwinkel	c_W	Δc_W (A_{Ref} = Stirnfläche des Einzelrades)	Δc_W (A_{Ref} = Stirnfläche des DrivAer)
0°	0,570	Referenz	Referenz
$-0,2^\circ$	0,557	-0,013	-0,001
$-0,4^\circ$	0,558	-0,012	-0,001
$-0,5^\circ$	0,566	-0,004	0,000

Insgesamt ist bezüglich der untersuchten Geometrievierungen festzuhalten, dass weder der Einfluss einer Modellbremsscheibe, noch der des Radsturzes mit den untersuchten Modellrädern in geeigneter Form identifiziert werden können. Sie haben keinen Einfluss auf das Ergebnis im Modellversuch. Für Untersuchungen am realen Gesamtfahrzeug wird dies aufgrund der geschilderten Mechanismen vermutlich anders sein. Durch die Position des Rades im Radhaus, die Verdrängungswirkung des Fahrzeugbugs und die Motorraumdurchströmung wird das Rad unter einem schrägen Winkel angeströmt. Dadurch ist ein Einfluss der Bremsscheibe auf die Radumströmung zu vermuten. Weiterhin führt der Sturz bei einem realen, deformierbaren Reifen zu einer Änderung der Radaufstandsfläche. Dieser Mechanismus wurde von Saddington et al. (2007) als ausschlaggebend für die Wirkung auf die Radumströmung identifiziert. In den Untersuchungen in Kapitel 4.3 ist daher darauf zu achten, dass die Geometrie des Bremssystems, der Sturz und die Reifenverformung in Experiment und Simulation bestmöglich übereinstimmen.

4.2 DrivAer-Referenzkörper

Nach den Untersuchungen am rotierenden Einzelrad wird nun der Einfluss der unterschiedlichen Felgengeometrien auf das DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell untersucht. Die Räder sind ein wesentliches Design- und Differenzierungsmerkmal von Fahrzeugen. Zudem muss der Einfluss von speziellen Felgendesigns auf die Aerodynamik eines einzelnen Fahrzeugmodells nicht zwingend Allgemeingültigkeit besitzen. Daher wird an dieser Stelle hauptsächlich der wechselseitige Einfluss von unterschiedlichen Felgengeometrien und unterschiedlichen Fahrzeuggrundeigenschaften wie Heckform (Kapitel 4.2.1) und unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen (Kapitel 4.2.2) untersucht.

4.2.1 Einfluss unterschiedlicher Heckformen

In der Automobilindustrie ist es üblich, dass Fahrzeughersteller von einem Basismodell unterschiedliche Derivate ableiten. Oft wird ein Modell als Limousine mit Stufenheck, als Coupé mit Fließheck und als Kombi mit Vollheck angeboten. Nicht selten sind die angebotenen Räder- und Felgenprogramme für diese unterschiedlichen Derivate ähnlich oder sogar identisch. Damit stellt sich die Frage, ob die aerodynamischen Auswirkungen verschiedener Felgengeometrien zwischen den einzelnen Derivaten übertragbar sind, oder ob die aerodynamischen Effekte unterschiedlicher Felgen für jedes Derivat separat ermittelt werden müssen. Um diese Frage zu beantworten, wird an dieser Stelle der Einfluss der in Kapitel 3.2.1 vorgestellten unterschiedlichen Felgengeometrien auf das DrivAer-Referenzmodell mit den drei verschiedenen Heckformen Stufenheck, Fließheck und Vollheck dargestellt. Hierfür werden einmal mehr experimentelle Daten aus dem Windkanal A der TU München sowie CFD-Simulationsergebnisse verwendet.

Abbildung 4.9 zeigt die Felgendeltas der Widerstandsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers und der Räder bezüglich der Referenzfelgengeometrie GGF für die unterschiedlichen Heckformen. Anhand dieser Ergebnisse fällt zunächst auf, dass die Hälfte der Felgen-

4 Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Radumströmung

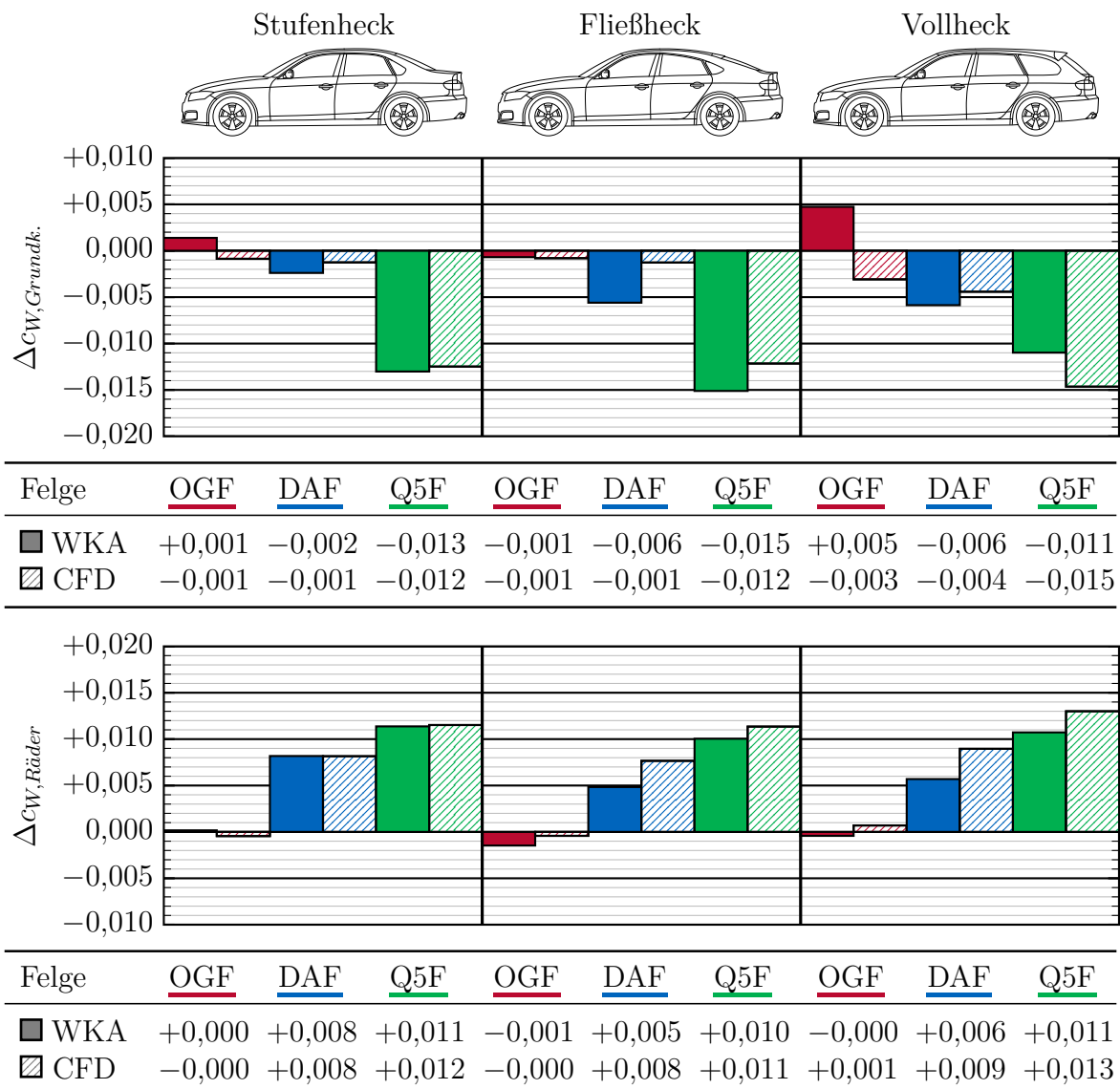


Abbildung 4.9: Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Widerstandsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers (oben) und der Räder (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Motorraumdurchströmung. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.

deltas zwischen Mess- und Simulationsergebnis in einem Bereich von $|\Delta\Delta c_W| \leq 0,001$ ($\Delta\Delta c_W = \Delta c_{W, WKA} - \Delta c_{W, CFD}$) nahezu punktgenau übereinstimmen. Dies gilt sowohl für den Grundkörper als auch für die Räder. Die Übereinstimmung von sieben weiteren Werten liegt im sehr guten Bereich von 2 bis 3 Tausendstel ($0,002 \leq |\Delta\Delta c_W| \leq 0,003$). Lediglich zwei Felgendeltas werden mit 4 und mehr Tausendstel ($|\Delta\Delta c_W| \geq 0,004$) in Simulation und Messung unterschiedlich bewertet. Dies zeigt einmal mehr die sehr gute Eignung der erarbeiteten Simulationsmethodik zur Bewertung unterschiedlicher Felgengeometrien.

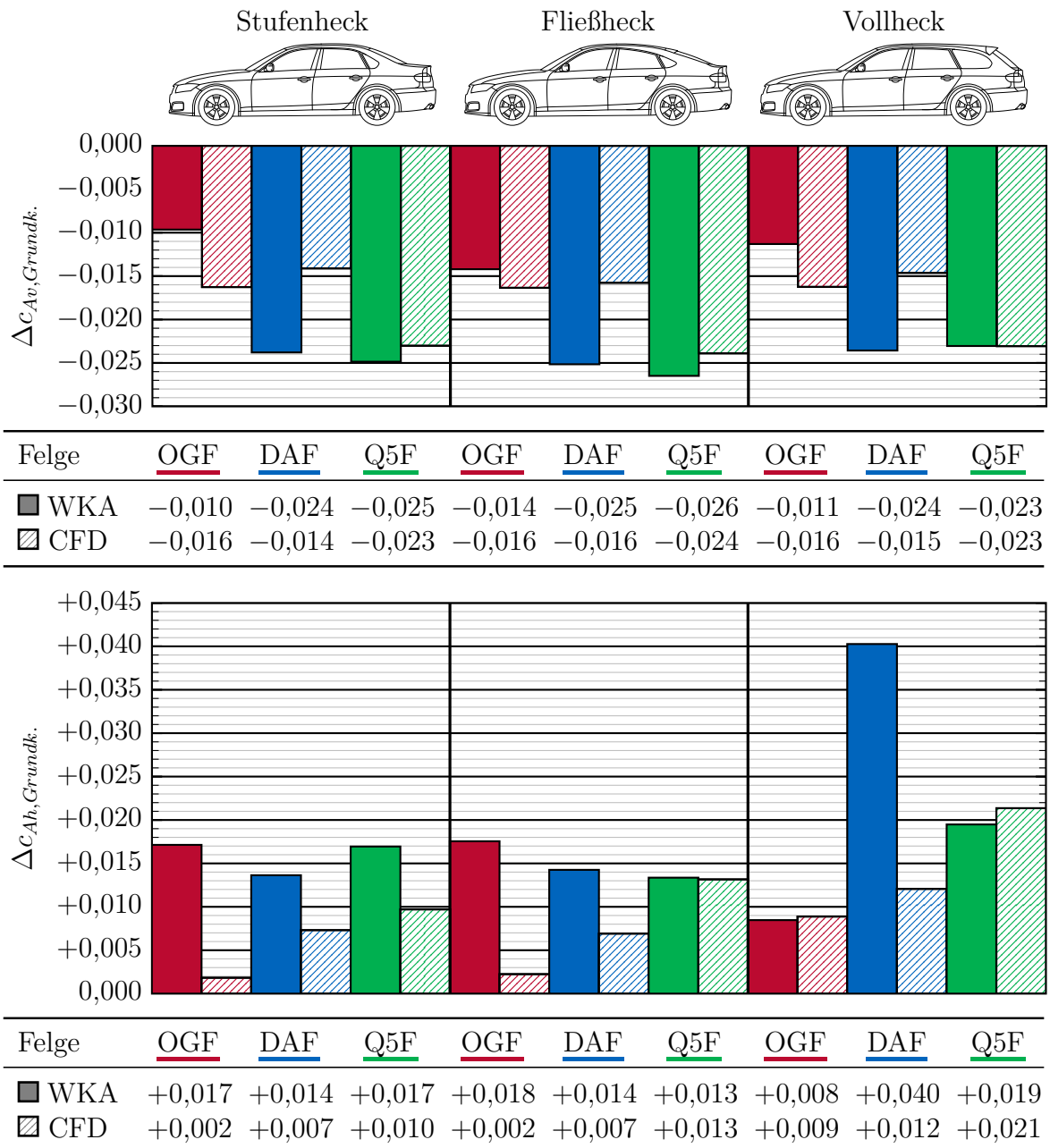


Abbildung 4.10: Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Auftriebsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers an der Vorderachse (oben) und der Hinterachse (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Motorraumdurchströmung. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.

Auf die Felgendeltas des Widerstandsbeiwerts der Räder selbst lässt sich praktisch kein Einfluss der Heckform identifizieren, der über $\Delta\Delta c_W = \pm 0,001$ hinaus geht (s. Abbildung 4.9, unten). Während sich die OGF-Geometrie für alle Heckformen sowohl im Simulations- als auch im Messergebnis weitgehend widerstandsneutral gegenüber

der GGF-Geometrie auswirkt, erhöht sich der Räderwiderstand sowohl für die DAF- als auch für die Q5F-Geometrie. Dabei zeigt sich für die Q5F-Geometrie in Simulation und Experiment eine sehr gute Übereinstimmung von $\Delta c_W = +0,011$ bis $\Delta c_W = +0,013$ für alle Heckformen. Lediglich für die DAF zeigen sich leichte Heckeinflüsse von bis zu 3 Tausendstel ($|\Delta \Delta c_W| \leq 0,003$) im Messergebnis. Diese Heckeinflüsse gehen jedoch aus dem Simulationsergebnis nicht hervor, welches eine relativ konstante Widerstandserhöhung von 8 bis 9 Tausendstel ($0,008 \leq \Delta c_W \leq +0,009$) gegenüber der GGF-Geometrie vorhersagt. Insgesamt lässt sich aus diesen Simulations- und Messergebnissen ableiten, dass kein Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas an den Rädern selbst hervorgeht. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass sich unterschiedliche Felgengeometrien an allen Heckformen gleich auf den Räderwiderstand auswirken. Diese Beobachtung kann dadurch erklärt werden, dass die Heckform nur einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Unterbodenströmung und damit die Umströmung der Räder besitzt.

Betrachtet man hingegen die Einflüsse der Felgengeometrien auf den Widerstandsbeiwert des Fahrzeuggrundkörpers, so lassen sich deutlichere Unterschiede der Felgendeltas zwischen den einzelnen Heckformen erkennen. Diese liegen im Bereich von 3 bis 5 Tausendstel ($0,003 \leq |\Delta \Delta c_W| \leq 0,005$) zwischen den Heckformen für alle Felgengeometrien. Für den Grundkörper sind zudem leichte Diskrepanzen zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen zu beobachten. Diese Beobachtung kann auf den Effekt zurückgeführt werden, der bereits in Kapitel 3.2.2 beschrieben ist: Der horizontale Druckgradient zwischen CFD-Simulation und Windkanalmessung unterscheidet sich, da der Windkanalkollektor in den Simulationen nicht berücksichtigt wird. Der Effekt des Windkanalkollektors wirkt sich in den Messergebnissen am stärksten an der Heckbasis sowie auf den Nachlauf und damit auf den Widerstandsbeiwert des Grundkörpers aus. Beeinflusst eine Felgengeometrie die Größe oder Form des Nachlaufgebietes, schlägt sich dies in einer Diskrepanz zwischen Simulations- und Messergebnis nieder.

Aus den Simulationsergebnissen, bei denen die Randbedingungen mehr denen einer realen Straßenfahrt entsprechen, geht eine größere Vergleichbarkeit der Felgendeltas zwischen Stufen- und Fließheck hervor. Dies erscheint logisch, da sich diese Heckformen sehr ähnlich sind. Die Ergebnisse zeigen aber alles in allem, dass sich unterschiedliche Felgen an verschiedenen Heckformen unterschiedlich stark auf den Widerstandsbeiwert des Fahrzeuggrundkörpers auswirken. Zwar sind die Trends der Felgendeltas zwischen den Heckformen identisch, jedoch kann sich für eine Felgengeometrie zwischen zwei Heckformen ein unterschiedliches Felgendelta, hier von bis zu 5 Tausendstel ($|\Delta \Delta c_W| \leq 0,005$), ergeben.

Insgesamt ist an dieser Stelle festzuhalten, dass in der untersuchten Fahrzeugkonfiguration eine Felge an unterschiedlichen Heckformen ähnliche Tendenzen hinsichtlich des Widerstandsbeiwertes hervorruft. Für Fahrzeughersteller bedeutet das, dass eine Felge, die sich als widerstandsgünstig am Basismodell erweist, diese Eigenschaft auch an Derivaten mit unterschiedlichen Heckformen aufweisen sollte. Zur Quantifizierung von Felgendeltas scheint es aber nicht ausreichend, diese am Basisfahrzeug zu erfassen und auf die Derivate zu extrapolieren, da sich durch den Einfluss der Felgengeometrie auf die Umströmung des Fahrzeuggrundkörpers merkbare Unterschiede im Widerstandsbeiwert für unterschiedliche Heckformen einstellen können.

Auch die Auftriebsbeiwerte haben, wegen ihres Einflusses auf die Fahrdynamik, in der Regel eine große Bedeutung im Fahrzeugentwicklungsprozess. In Abbildung 4.10 sind daher die Felgendeltas der Auftriebsbeiwerte an Vorder- und Hinterachse für die verschiedenen Heckformen dargestellt. Der Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen zeigt auch hier eine sehr gute Übereinstimmung. Für die OGF- und die Q5F-Geometrie stimmen die Felgendeltas mit $|\Delta\Delta_{c_{Av,Grundk.}}| \leq 0,005$ ($\Delta\Delta_{c_{Av,Grundk.}} = \Delta_{c_{Av,Grundk.,WKA}} - \Delta_{c_{Av,Grundk.,CFD}}$) sehr gut überein. Für die DAF-Geometrie lässt sich ein konstanter Versatz zwischen Messung und CFD-Simulation von ca. 10 Tausendstel ($|\Delta\Delta_{c_{Av,Grundk.}}| \approx -0,010$) im Felgendelta beobachten. Dies ist aber für Auftriebsbeiwerte noch als gute Übereinstimmung zu bewerten. In Bezug auf den Hinterachsauftriebsbeiwert treten in den Ergebnissen deutliche Diskrepanzen zwischen Simulations- und Messergebnis auf. Auch dies kann einmal mehr auf den Kollektoreinfluss in der Messung zurückgeführt werden, der in der Simulation nicht vorhanden ist. Dieser wirkt sich am Fahrzeugheck stärker aus.

Der Vergleich der Felgendeltas zwischen den Heckformen zeigt sowohl in den CFD-Simulationen als auch in den Windkanalergebnissen bezüglich der Vorderachsauftriebsbeiwerte ein nahezu identisches, auftriebssenkendes Verhalten für alle Heckformen. Die Stromaufwirkung der Heckform ist also sehr begrenzt und wirkt sich nicht auf die Felgendeltas im Vorderachsauftrieb aus.

Für die Bewertung des Hinterachsauftriebs werden, wie zuvor für den c_W -Wert des Grundkörpers, aufgrund der Unterschiede zwischen Mess- und Simulationsergebnis und der besseren Vergleichbarkeit zur Straßenfahrt die CFD-Simulationsergebnisse herangezogen. Auch hier zeigt sich, wie beim Grundkörperwiderstand, eine große Ähnlichkeit der Felgendeltas zwischen Stufen- und Fließheck, während zum Vollheck ein größerer Unterschied besteht. Dies kann abermals auf den Einfluss der Felgengeometrie auf den Heckbasisdruck und den Nachlauf zurückgeführt werden. Dieser wirkt sich bei Stufen- und Fließheck ähnlicher aus als beim Vollheck, welches sich geometrisch stärker von diesen beiden Varianten unterscheidet.

Für die Auftriebe gilt insgesamt, dass sich, wie zuvor beim Widerstandsbeiwert, Trends für den Einfluss unterschiedlicher Felgengeometrien zwischen den Heckformen übertragen lassen. Für den Vorderachsauftrieb ist der Einfluss der Felgengeometrie an der hier untersuchten Fahrzeugkonfiguration sogar quantitativ zwischen den Heckformen übertragbar. Gleiches gilt für den Hinterachsauftrieb zwischen Stufen- und Fließheck. Für das Vollheck unterscheidet sich der Einfluss der unterschiedlichen Felgengeometrien quantitativ von den anderen beiden Heckformen. Für diese Heckform kann also keine direkte Übertragung durchgeführt werden.

4.2.2 Einfluss der Motorraumdurchströmung

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Motorraumdurchströmung auf die Radumströmung untersucht. Moderne Serienfahrzeuge sind teilweise mit *steuerbaren Kühllufteinlässen* (SKE) ausgerüstet (vgl. Kapitel 2.3.3). Damit soll in geeigneten Betriebspunkten der Kühlluftmassenstrom vermindert oder sogar komplett gestoppt werden, um den Luftwiderstand zu senken. Um zu überprüfen, ob diese Maßnahme

4 Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Radumströmung

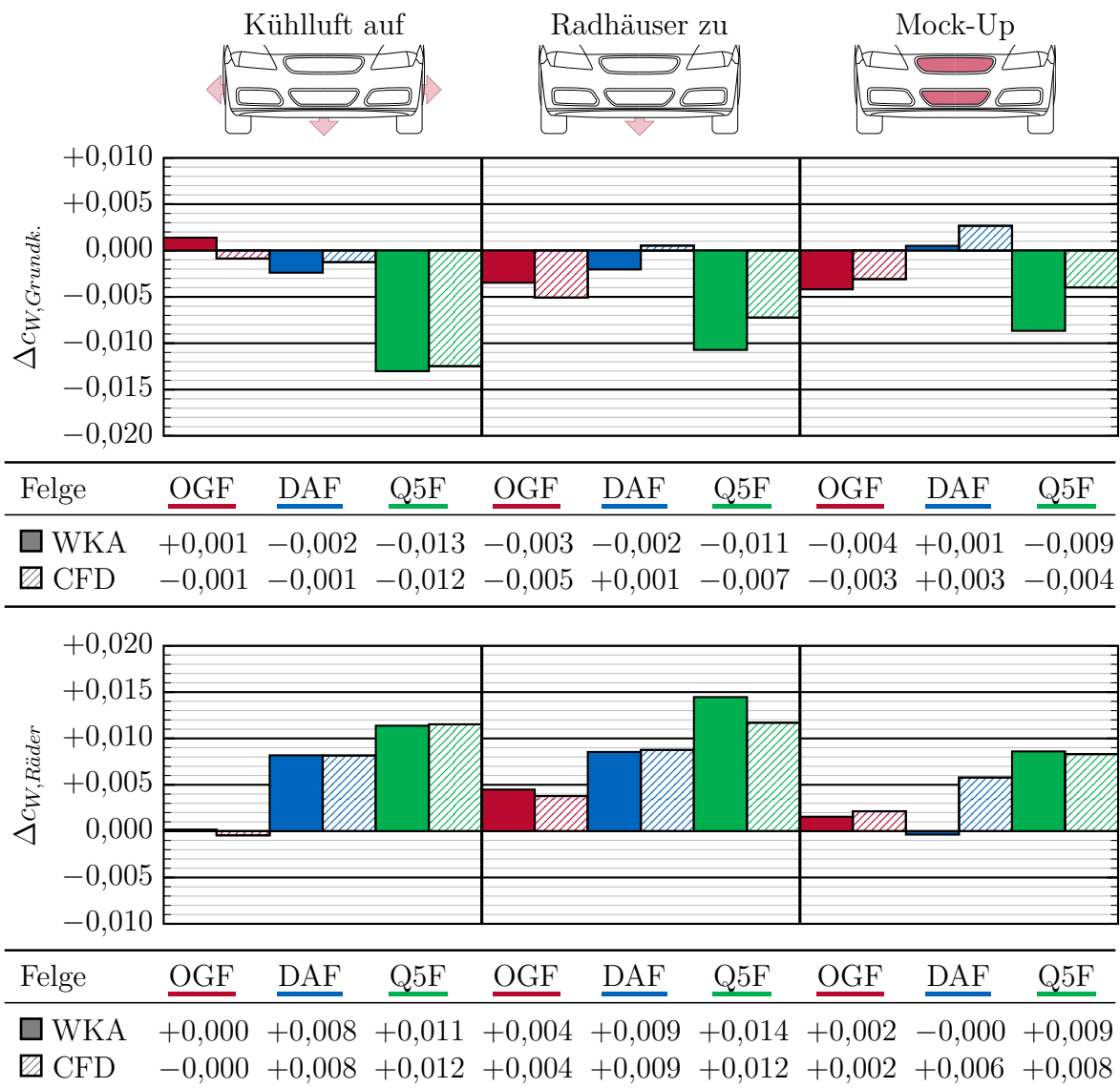


Abbildung 4.11: Einfluss der Kühlluft auf die Felgendeltas der integralen Widerstandsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers (oben) und der Räder (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Stufenheck. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.

Einfluss auf das aerodynamische Verhalten der unterschiedlichen Felgen nimmt, werden diese am DrivAer-Referenzmodell mit offenen und mit verschlossenen Kühlluftöffnungen (auch „Mock-Up“ genannt) untersucht. Im Falle von Fahrzeugen mit konventionellen Antriebskonzepten strömt der Kühlluftmassenstrom oft diffus in den Getriebetunnel und nicht selten auch in die Radhäuser ab. Bei reinen Elektrofahrzeugen hingegen wird die Kühlluft nicht selten sehr stark geführt und es ist somit möglich, die Abströmung gezielt, z.B. zum Unterboden, zu leiten. Daher wird für den Fall der offenen Kühlluftöffnungen noch einmal in zwei Konfigurationen unterschieden. Für die Konfiguration

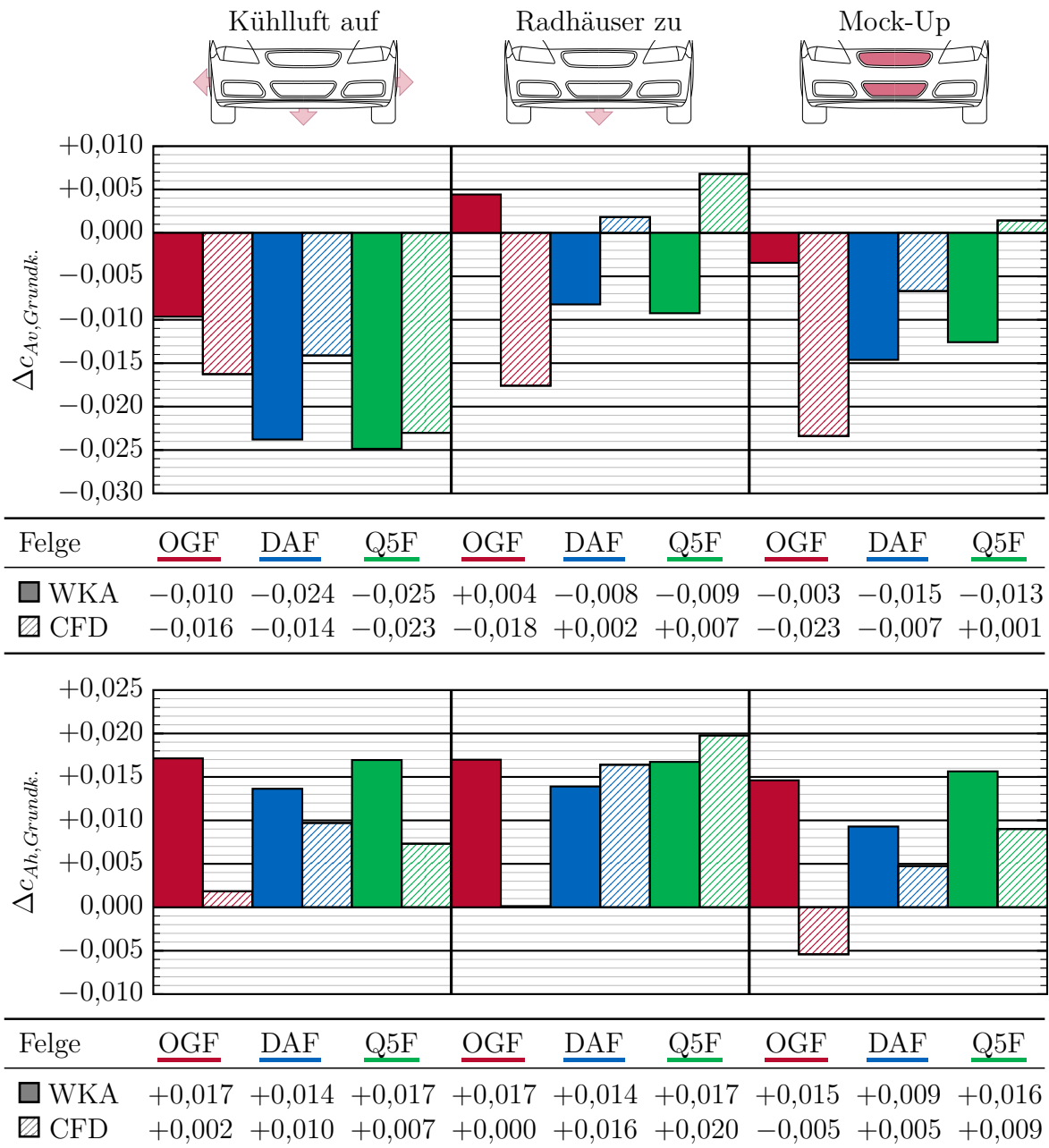


Abbildung 4.12: Einfluss der Heckform auf die Felgendeltas der integralen Auftriebsbeiwerte des Fahrzeuggrundkörpers an der Vorderachse (oben) und der Hinterachse (unten) in Windkanalmessung und CFD-Simulation am DrivAer mit Stufenheck. Die GGF-Geometrie dient als Referenz.

„Kühlluft auf“ kann die Motorraumdurchströmung sowohl in die Radhäuser als auch in den Getriebetunnel abströmen. In der Konfiguration „Radhäuser zu“ wird das Abströmen in die Radhäuser unterbunden und der Kühlluftmassenstrom kann lediglich in den Getriebetunnel entweichen.

Abbildung 4.11 zeigt den Einfluss der geänderten Kühlluftführung auf die Felgendeltas am DrivAer-Referenzkörper mit der Stufenheck-Variante. Abermals ist die sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment auffallend. Für 10 der 18 Werte liegt die Übereinstimmung nahezu punktgenau im Bereich von $|\Delta\Delta c_W| \leq 0,001$, für fünf weitere Werte stimmen Simulation und Experiment im sehr guten Bereich von 2 bis 3 Tausendstel ($0,002 \leq |\Delta\Delta c_W| \leq 0,003$) überein und für lediglich drei Felgendeltas werden Abweichungen von 4 Tausendstel oder mehr ($|\Delta\Delta c_W| \geq 0,004$) beobachtet.

Im Gegensatz zu der zuvor analysierten Variation der Heckformen fällt bei geänderter Kühlluftführung auf, dass sich die Felgendeltas des Widerstandsbeiwertes am Grundkörper und auch an den Rädern in einem Bereich von bis zu 8 Tausendstel ($|\Delta\Delta c_W| \leq 0,008$) stark ändern. Dabei zeigt sich, dass beim Verschließen der Radhausöffnungen der Unterschied der Felgendeltas zwischen den einzelnen Felgengeometrien am Grundkörper sinkt, während er an den Rädern leicht zunimmt. Der geringere Unterschied am Grundkörper kann dadurch erklärt werden, dass die Felgengeometrie ohne das Ausströmen der Kühlluft in die vorderen Radhäuser einen geringeren Einfluss auf den Kühlluftmassenstrom und damit den Widerstand am Grundkörper hat. Für den Räderwiderstand zeigt eine Detailauswertung der Mess- und Simulationsdaten, dass durch das fehlende Ausströmen von Kühlluft in die vorderen Radhäuser dort das Druckniveau sinkt (s. Abbildung 4.13). Dies führt für alle Felgen zu einem höheren Räderwiderstand an den Vorderrädern, an dem sich der prozentuale Unterschied durch unterschiedliche Felgengeometrien in der absoluten Differenz der Felgendeltas deutlicher bemerkbar macht. Würde man hier nur den c_W -Wert des Gesamtfahrzeuges betrachten, wäre hier kaum ein Unterschied erkennbar und diese kompensierenden Effekte könnten nicht identifiziert werden.

Für die Mock-Up-Konfiguration werden die Felgendeltas zwischen den offenen Felgengeometrien, aber auch im Vergleich zur GGF-Referenzfelge geringer. Dies gilt sowohl für den Widerstandsbeiwert am Grundkörper als auch an den Rädern. Ein Grund hierfür ist in der Tatsache zu finden, dass bei verschlossenen Kühlluftinlässen mehr Luft den Weg über das Fahrzeug hinweg finden muss. Dementsprechend ist es ein geringerer Luftmassenstrom der durch die unterschiedlichen Felgengeometrien beeinflusst wird und die Unterschiede in den Felgendeltas werden geringer. Dies ist für Fahrzeughersteller vor allem bei der Verwendung von *steuerbaren Kühlluftinlässen* interessant. Wird ein SKE in unterschiedlichen Betriebspunkten, beispielsweise in einem Normzyklus, teilweise geöffnet und teilweise geschlossen betrieben, dann werden sich in diesen Betriebspunkten auch die Unterschiede im Luftwiderstand bei der Verwendung unterschiedlicher Felgengeometrien ändern. Zudem zeigen die Ergebnisse, dass die globalen Trends der Felgendeltas von Widerstandserhöhung bzw. -verminderung an Fahrzeuggrundkörper und Rädern durch die geänderte Kühlluftführung unverändert bleiben. Auch hier sollte eine Felgengeometrie, die beispielsweise im Falle einer geschlossenen Motorraumdurchströmung widerstandsgünstiges Verhalten zeigt, bei offener Motorraumdurchströmung, unabhängig ob mit oder ohne Abströmung in die Radhäuser, ebenfalls widerstandsgünstig sein.

Der Einfluss der Kühlluftführung auf die Felgendeltas der Auftriebsbeiwerte ist in Abbildung 4.12 dargestellt. Für die Auftriebsbeiwerte treten, vor allem an der Vorder-

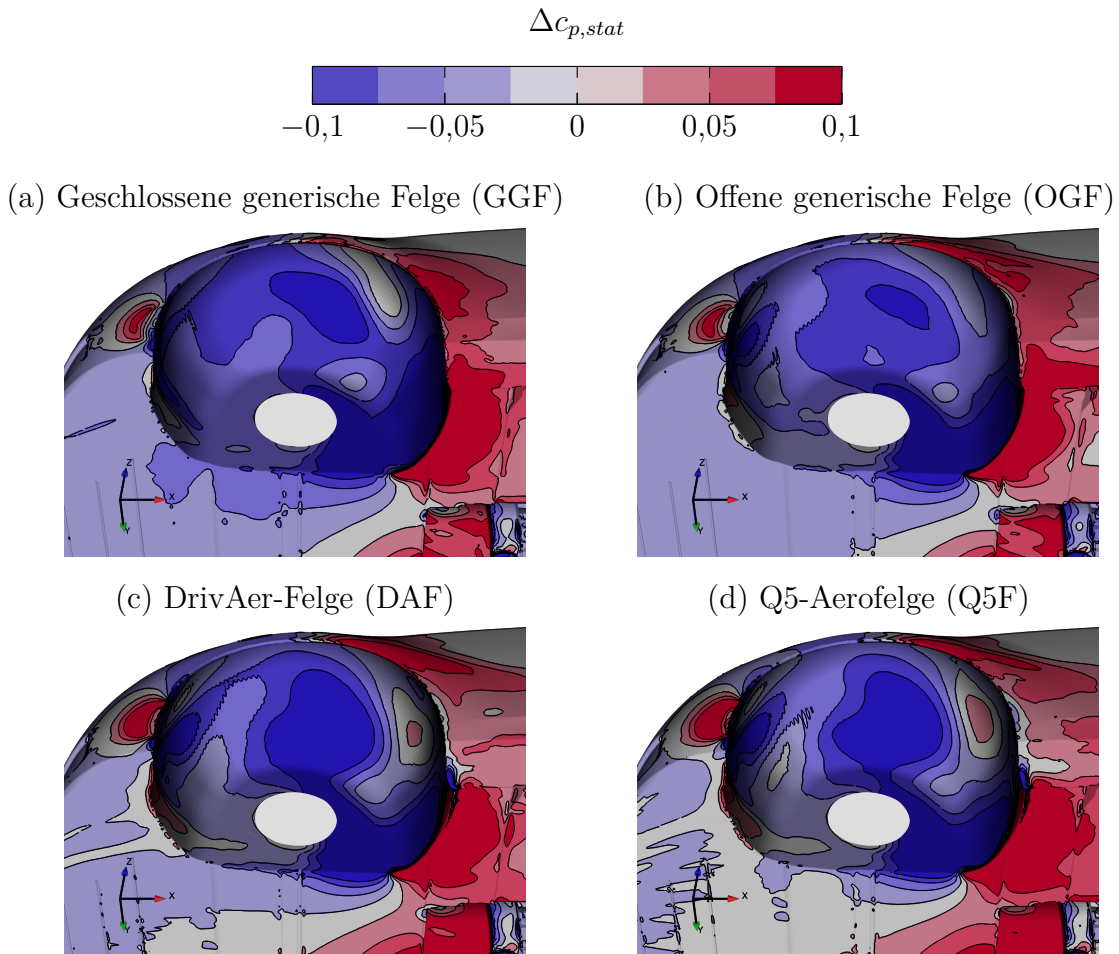


Abbildung 4.13: Deltaplot des statischen Druckbeiwerts zwischen der Konfiguration „Kühlluft auf“ und der Konfiguration „Radhäuser zu“ im vorderen Radhaus auf der Fahrerseite für die unterschiedlichen Felgegeometrien ($\Delta c_{p,stat} = c_{p,stat,RH zu} - c_{p,stat,KL auf}$).

achse, für die teilweise und ganz verschlossene Motorraumdurchströmung zum ersten Mal größere Diskrepanzen zwischen Mess- und Simulationsergebnis auf. Die Ursache dieser Diskrepanzen konnte nicht abschließend geklärt werden, da im Bereich des Motorraumes keine entscheidenden Unterschiede zwischen Simulations- und Messaufbau vorliegen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass sich an der DrivAer-Referenzgeometrie am Übergang vom Fahrzeugbug zum Unterboden eine Ablöseblase bildet, die schon auf geringe Ungenauigkeiten im Simulations- oder Messaufbau sehr sensibel reagiert. Diese Ablöseblase hat einen starken Effekt auf die Auftriebsbeiwerte. Die Vermutung liegt dementsprechend nahe, dass dieser Effekt durch die unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen im Zusammenspiel mit den verschiedenen Felgegeometrien interagiert und schon bei geringsten Simulations- bzw. Messungenauigkeiten zu Diskrepanzen zwischen CFD- und Windkanalergebnissen führen kann, wie sie an dieser Stelle auftreten. Die Messergebnisse für die Felgendeltas zwischen den Kühlluftkonfigurationen scheinen jedoch in sich konsistenter als die Simulationsergebnisse, da in den Messergebnissen die

Trends der Felgendeltas zwischen den verschiedenen Kühlluftkonfigurationen ähnlich sind. Aufgrund dieser Tatsache soll die Bewertung des Einflusses der Kühlluftführung an dieser Stelle anhand der Ergebnisse aus dem WKA erfolgen.

In diesen Ergebnissen fällt bezüglich des Vorderachsauftriebs am Grundkörper auf, dass die Felgendeltas der drei offenen Felgengeometrien für alle Kühlluftkonfigurationen nahezu gleichbleiben. Lediglich der Versatz zur Referenzfelge, der geschlossenen generischen Felge, verschiebt sich. Dies deutet auf eine unterschiedliche Wechselwirkung des Kühlluftmassenstroms bei offenen bzw. geschlossenen Felgen und damit die unterschiedliche Beeinflussung des Vorderachsauftriebes hin.

An der Hinterachse ist für die beiden offenen Kühlluftkonfigurationen keine Änderung der Felgendeltas messbar. Der einzige Unterschied zwischen diesen beiden Konfigurationen besteht im offenen bzw. verschlossenen Kühlluftauslass in die vorderen Radhäuser. Den Auslass in den Getriebetunnel haben beide Konfigurationen gemeinsam. Damit ähnelt sich für beide Konfigurationen der Einfluss auf die Unterbodenströmung und damit die Anströmung der Hinterräder. Es ist also folgerichtig, dass kein Unterschied in den Hinterachsauftriebsdeltas zwischen den Konfigurationen „Kühlluft auf“ und „Radhäuser zu“ erkennbar ist. Im Falle der Mock-Up-Konfiguration werden die Felgendeltas im Hinterachsauftrieb zur Referenzfelge geringer. Wie zuvor für die Felgendeltas des Widerstandsbeiwerts am Grundkörper, lässt auch dieser Effekt sich damit begründen, dass im Falle der verschlossenen Motorraumdurchströmung mehr Luft über das Fahrzeug geleitet wird. Somit kommt der Unterschied zur geschlossenen Felgengeometrie weniger zum Tragen.

Insgesamt beträgt für die untersuchte Fahrzeugkonfiguration der Einfluss der Kühlluftführung auf die Felgendeltas der Auftriebsbeiwerte in den Messergebnissen an der Vorderachse nie mehr als 15 Tausendstel, an der Hinterachse sogar nur maximal 5 Tausendstel ($|\Delta\Delta c_{Av,Grundk.}| \leq 0,015$ bzw. $|\Delta\Delta c_{Ah,Grundk.}| \leq 0,005$). Die Größenordnung dieser Einflüsse sollten aus fahrdynamischen Gesichtspunkten für die meisten Serien-Pkw keine Beeinträchtigung darstellen. Hier überwiegen deutlich die Effekte auf die aerodynamische Balance durch die unterschiedlichen Felgen selbst, beispielsweise der Unterschied von einer komplett geschlossenen zu einer offenen Felge.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die globalen Trends der Felgendeltas über alle untersuchten Kühlluftkonfigurationen hinweg gleich sind. Widerstandsgünstige Felgen, die am durchströmten Fahrzeug entwickelt wurden, sollten diese Eigenschaft auch an Fahrzeugen mit verschlossenem Kühllufttritt erhalten. Der betragsmäßige Unterschied im Widerstandsbeiwert zwischen den Felgengeometrien wird aber bei verschlossener Kühlluft geringer. Hinsichtlich des Auftriebs können keine fahrdynamisch relevanten Unterschiede auf die Felgendeltas durch die unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen identifiziert werden. Lediglich der Vorderachsauftrieb bei komplett verschlossenen Felgen wird in diesen Untersuchungen durch die Wechselwirkung mit der Motorraumdurchströmung merklich beeinflusst. Für die praktische Anwendung sollte dieser Effekt jedoch nicht von hoher Relevanz sein, da komplett geschlossene Felgen bei Serien-Pkw aufgrund weiterer Anforderungen, z.B. Bremsenkühlung, in der Regel nicht vorkommen.

4.3 Studien am Serienfahrzeug

Aus den Studien am Gesamtfahrzeugmodell in Kapitel 4.2 geht hervor, dass die Felgengeometrie einen wesentlichen Einfluss auf die Gesamtfahrzeugaerodynamik besitzt. Bei Serienfahrzeugen ist die Felgengeometrie ein wichtiges Design- und Differenzierungsmerkmal für Automobilhersteller. Gleichzeitig wird stets ein möglichst geringer aerodynamischer Fahrwiderstand zur Erreichung ehrgeiziger Emissions- und Reichweitenziele angestrebt (vgl. Kapitel 1.1). In diesem Abschnitt werden anhand des Serienfahrzeuges Audi A4 einige Aspekte der Felgengeometrie hinsichtlich ihres c_W -Einflusses untersucht. Zudem ist im Versuchsfahrzeug ein *steuerbarer Kühllufteinlass* (SKE) verbaut (vgl. Kapitel 2.3.3). Daher soll auch am Serienfahrzeug noch einmal der Effekt der Motorraum- bzw. Kühlluftdurchströmung betrachtet werden.

4.3.1 Einfluss der Felgengeometrie

Der Einfluss der Felgengeometrie auf die Aerodynamik des Serienfahrzeuges wird mit Hilfe eines modularen Radbaukastens untersucht. Dieser besteht aus einer Aluminium-Trägerfelge mit fünf dünnen Speichen und dazu passenden Felgeneinlegern. Letztere werden im RP-Verfahren (engl. *Rapid Prototyping*, 3D-Druck) hergestellt und können in die Trägerfelge eingelegt und mit ihr verschraubt werden. Ein modularer Radbaukasten fand in ähnlicher Form bereits in anderen Untersuchungen Anwendung (vgl. Qui et al. (2010), Landström et al. (2011) und Link (2016)).

Der modulare Radbaukasten bietet für den Einsatz im Windkanalexperiment zahlreiche Vorteile. Zunächst ist die Fertigung eines Satzes Felgeneinleger deutlich schneller und kostengünstiger realisierbar, als das Fräsen der gleichen Felgengeometrie aus Aluminium-Vollmaterial. Weiterhin ist das Modellhandling im Windkanal einfach, da zum Wechseln der Felgengeometrie nicht das komplette Rad, sondern nur der RP-Einleger ausgetauscht wird. Auf diese Weise kann auch die aerodynamische Wirkung der Felgengeometrie isoliert betrachtet werden, da der Reifen in jeder Messung immer

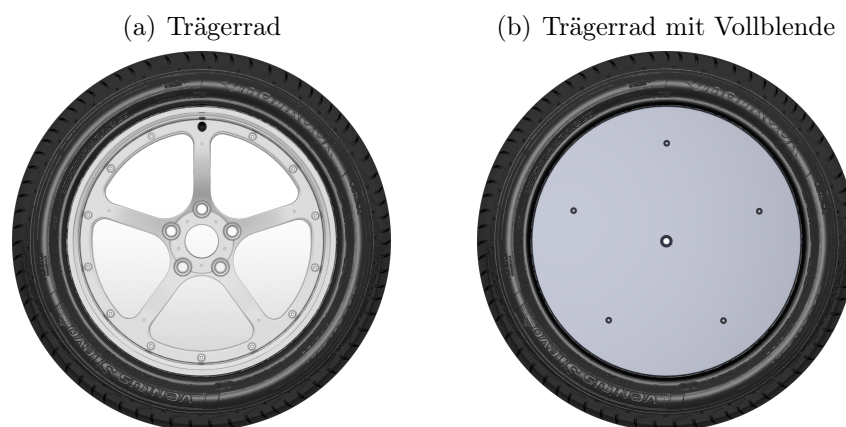


Abbildung 4.14: Modularer Radbaukasten bestehend aus Trägerrad und Felgeneinleger.



Abbildung 4.15: CAD-Modell des optisch vermessenen unverformten Reifens (schwarz) und der statischen Radlatschverformung (rot) zur Berücksichtigung im Simulationsmodell.

ein und derselbe ist. Abbildung 4.14 zeigt das Trägerrad im CAD-Modell sowie einen komplett geschlossenen Felgeneinleger (Vollblende).

Für die CFD-Simulationen des Serienfahrzeuges wird ebenfalls die Geometrie des modularen Radbaukastens, bestehend aus Modulrad und Felgeneinleger, verwendet. Zwar könnten hier auch problemlos einteilige Felgen aus Vollmaterial simuliert werden, da sich die genannten Vorteile des Radbaukastens auf das Windkanalexperiment beschränken. Ein Ziel der Untersuchung ist es jedoch, eine möglichst hohe Vergleichbarkeit zwischen Mess- und Simulationsergebnissen zu erreichen. Daher werden die gleichen Geometrien verwendet. Zudem wird die Form des Reifens im unbelasteten Zustand und im belasteten Zustand am Fahrzeug optisch vermessen (s. Abbildung 4.15). Aus der unbelasteten Geometrie wird ein rotationssymmetrisches CAD-Modell mit Längsrillen erstellt, das anschließend generisch verformt und auf die belastete Geometrie angepasst wird. Somit wird die Radlatschverformung aus dem Experiment auch in der Simulation berücksichtigt. Dieses Vorgehen ist für die Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Experiment entscheidend, da die Kontaktfläche zwischen Reifen und Boden in der Simulation nur so korrekt abgebildet werden kann. Diese hat, wie zuvor geschildert, einen wesentlichen Einfluss auf die Radumströmung (vgl. Kapitel 4.1.2). Die Querrillen des Reifens können mit dem verwendeten Simulationssetup nicht physikalisch korrekt erfasst werden. Darum werden sie in den CFD-Simulationen nicht berücksichtigt.

Das Simulationssetup für die Studien am Serienfahrzeug entspricht weitestgehend dem der Untersuchungen am DrivAer-Fahrzeugmodell. Ein wesentlicher Unterschied zu den Untersuchungen an den 1:2,5-Maßstabsmodellen ist die maßstabsgetreu auf 1,5m skalierte Basiszellgröße (VRES00). Unverändert bleiben die lokalen Verfeinerungsre-

gionen um das Fahrzeug bis hin zur Fahrzeugoberfläche mit der Verfeinerungsstufe VRES09. Die Kontaktflächen zwischen den Rädern und dem Boden werden mit den bewährten, zusätzlichen Verfeinerungsregionen der Stufe VRES10 aufgelöst. Auf diese Weise werden die Längsrillen des verformten Reifens bis in den Bereich der Kontaktfläche abgebildet. Auch am Serienfahrzeug werden 4s physikalische Zeit simuliert, wobei das Mittelungsintervall 2s beträgt. Das finale Berechnungsnetz besteht aus ca. $140 \cdot 10^6$ Zellen. Wegen der in Kapitel 2.4.2 erwähnten selbstkorrigierenden Eigenschaften im AAWK und aus Effizienzgründen wird in der Simulation auf die Berücksichtigung der Düsen- oder Kollektorgeometrie verzichtet. Am Serienfahrzeug ist es nicht notwendig, eine Modellhalterung zu simulieren, da das Fahrzeug im AAWK nicht über Radarme und Schwert, sondern durch Schwellerhalter in der Messstrecke fixiert wird. Entsprechend den Messungen im Windkanal werden die Simulationen bei einer Reynoldszahl von $Re_{L_{Fzg}} = 1,17 \cdot 10^7$ durchgeführt. Mit der Fahrzeuglänge von $L_{Fzg} = 4,726m$ als Referenzlänge entspricht das in etwa einer Anströmgeschwindigkeit von $38,89m/s$ ($\hat{=} 140km/h$).

Einfluss der Speichenform

Ein wichtiger Einflussfaktor auf die Radumströmung ist die Speichenform einer Felge. Um diesen Einflussfaktor näher zu untersuchen, sollen die folgenden vier unterschiedlichen Felgegeometrien betrachtet werden:

1. Kantig: Der Speichenquerschnitt der kantigen Felge ist rechteckig geformt, mit scharfen Kanten im Rahmen der Fertigungstoleranz des RP-Verfahrens.
2. Elliptisch: Der Speichenquerschnitt der elliptischen Felge ist elliptisch geformt mit abgerundeten Seitenflächen.
3. Tragflügel: Der Speichenquerschnitt der Tragflügelfelge ist entsprechend einem symmetrischen Tragflügelprofil geformt.
4. Rotor: Der Speichenquerschnitt der Rotorfelge ist, analog zur Tragflügelfelge, in Form eines symmetrischen Tragflügelprofils geformt. Zusätzlich wird die Profilhöhe radial nach außen länger. Damit hat diese Felge einen geringeren Öffnungsgrad als die anderen drei Felgen.

Das Modulrad mit den Felgeneinlegern für die genannten Geometrien ist in Abbildung 4.16 dargestellt. Abbildung 4.17 zeigt die Speichenquerschnitte. Um den Effekt des Speichenquerschnitts isoliert untersuchen zu können, weisen kantige, elliptische und Tragflügelfelge denselben Öffnungsgrad und dieselbe Schüsselung auf. Tragflügel- und Rotorfelge unterscheiden sich ausschließlich im Öffnungsgrad, für die isolierte Untersuchung dieses Spezifikums. Sie gleichen sich dafür in Schüsselung und Speichenquerschnittsform. Die in Abbildung 4.14(b) dargestellte Vollblende dient als Referenzgeometrie. Sie besitzt weder Öffnungen noch Schüsselung und sollte dadurch den geringsten Widerstandsbeiwert am Fahrzeug verursachen. Alle Delta-Werte werden auf diesen Referenzfall bezogen. Die tragflügelförmigen Speichenquerschnitte von Tragflügel- und Rotorfelge sind quer zur Anströmungsrichtung nicht symmetrisch. Um

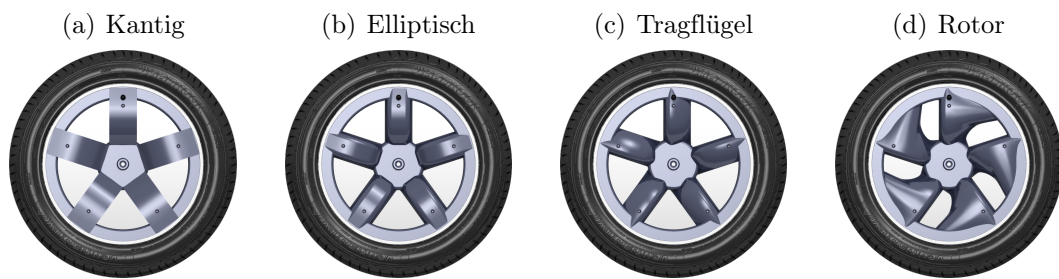


Abbildung 4.16: Felgenreisendungen zur Untersuchung des Einflusses der Speichenform.

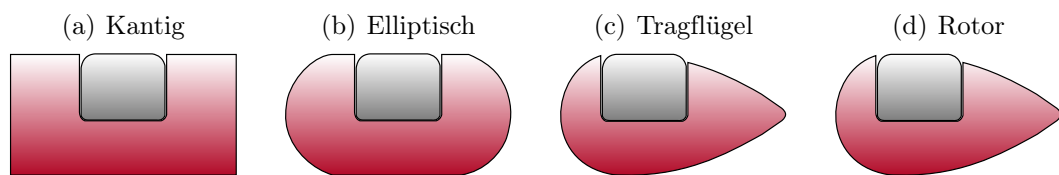


Abbildung 4.17: Speichenquerschnitte der untersuchten Felgenreisendungen, bestehend aus Trägerfelge (grau) und Felgeneinleger (rot).

für die rechte und die linke Fahrzeugseite ähnliche Strömungsverhältnisse zu erreichen, sind diese beiden Geometrien drehrichtungsgebunden ausgeführt. Das heißt, die Felgeneinleger sind auf der rechten und linken Fahrzeugseite spiegelsymmetrisch zur xz -Ebene. Ohne Anströmung würde die Strömung infolge der Raddrehung von der stumpfen zur schlanken Seite des Speichenquerschnitts, also vermeintlich widerstandsgünstig, fließen.

Der Einfluss der unterschiedlichen Felgenreisendungen auf den Widerstandsbeiwert, im Vergleich zur komplett geschlossenen Basiskonfiguration mit Vollblende, ist in Abbildung 4.18 dargestellt. Daraus geht zunächst hervor, dass erwartungsgemäß alle offenen Felgenreisendungen zu einer Widerstandserhöhung im Vergleich zur Vollblende führen. Diese liegt im Bereich von 10 (Simulation 11) bis 18 (Simulation 21) Tausendstel (Messung: $0,010 \leq \Delta c_W \leq 0,018$ bzw. Simulation: $0,011 \leq \Delta c_W \leq 0,021$). Das entspricht für dieses Fahrzeug einer Erhöhung des gesamten aerodynamischen Fahrwiderstands von ca. 4% bis 8%.¹ Dieser relativ hohe Wert unterstreicht noch einmal die Bedeutung der Radumströmung für die aerodynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs. Weiterhin kann aus dem Vergleich von Simulations- und Messergebnissen in Abbildung 4.18 erneut auf eine sehr gute Vorhersagequalität der CFD-Simulation unter Verwendung der *Sliding-Mesh-Methode* geschlossen werden. Für drei der vier Felgenreisendungen liegt die Abweichung zwischen Simulation und Experiment im Bereich $\Delta \Delta c_W < 0,001$ (<1 Tausendstel). Lediglich für die Tragflügel Felge wird der Widerstandsanstieg um etwas mehr als 2 Tausendstel ($\Delta \Delta c_W \approx 0,002$) überschätzt. Auch dieses Ergebnis ist aber als sehr gute Vorhersagegenauigkeit zu werten. Insgesamt ist die Übereinstimmung zwischen Mess- und Simulationsergebnis ein Indikator, dass die erarbeitete Simulationsmethodik

¹Der Einfluss der Speichenform auf das Ventilationsmoment wird an dieser Stelle weder im Mess- noch im Simulationsergebnis berücksichtigt. Auf diesen Aspekt wird im Abschnitt „Ventilationsmoment“ dezidiert eingegangen.

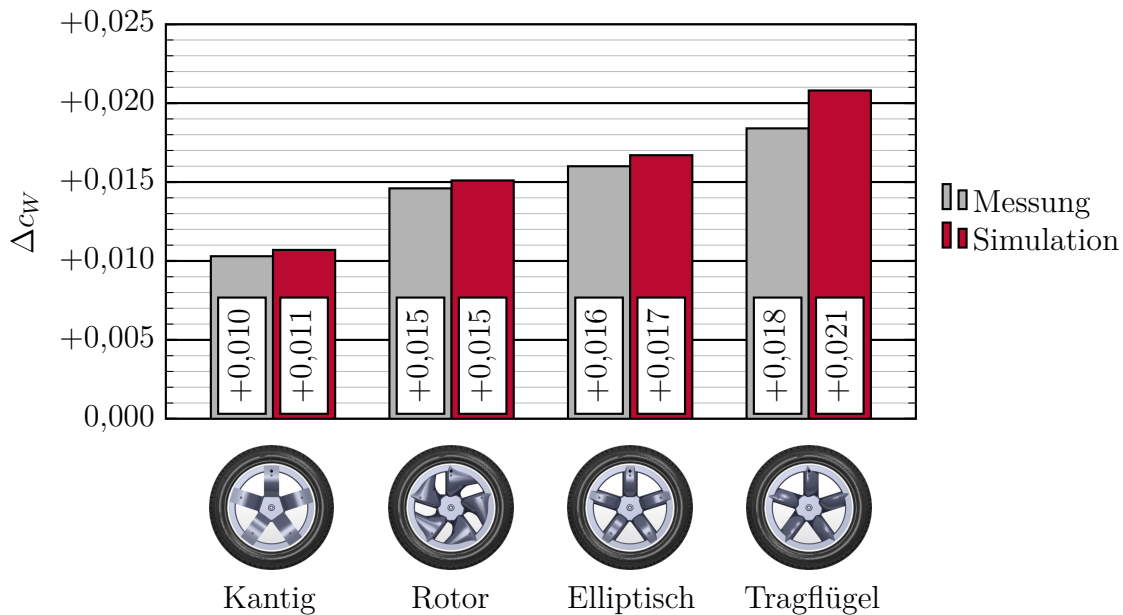


Abbildung 4.18: Differenz des Widerstandsbeiwerts für die vier Felgen mit unterschiedlichen Speichenformen zur Basiskonfiguration Vollblende.

auch am realen Gesamtfahrzeug vollumfänglich zur vergleichenden Bewertung von Felgengeometrien herangezogen werden kann.

Berücksichtigt man zunächst nur die drei Felgen mit gleichem Öffnungsgrad (kantig, elliptisch, Tragflügel) fällt auf, dass die aerodynamisch stumpfe, vermeintlich ungünstigste kantige Speichengeometrie den niedrigsten integralen Luftwiderstand am Fahrzeug verursacht. Die Tragflügelfelge mit aerodynamisch schlankem Speichenquerschnitt hingegen führt sowohl im Experiment als auch in der CFD-Simulation zum höchsten Luftwiderstand. Der Mittelweg in Form des elliptischen Speichenquerschnitts liegt zwischen den beiden, wenngleich der Widerstand quantitativ etwas näher zur Tragflügelfelge tendiert. Dieses Verhalten scheint zunächst kontraintuitiv und widerspricht den Ausführungen von Link (2016) (S. 64 und S. 80). In seiner Untersuchung wurde der Öffnungsgrad für die verschiedenen Speichenquerschnitte jedoch nicht konstant gehalten. Dennoch soll dieses Verhalten im Folgenden weiter untersucht werden. Zuvor wird jedoch noch der Einfluss des Öffnungsgrades der Felge betrachtet. Der Vergleich zwischen Tragflügel- und Rotorfelge zeigt dabei deutlich, dass mit geringerem Öffnungsgrad auch der Widerstandsbeiwert sinkt. Dies entspricht den Erwartungen und auch den Beobachtungen aus früheren Untersuchungen (s. Kapitel 1.2). Das Optimum stellt auch in dieser Untersuchung eine komplett geschlossene Felge dar, wobei zu erwarten ist, dass auch bei einer kompletten Schließung der Rotorfelge ein c_w -Unterschied zur Vollblende bestehen bleibt. Dieser kann auf den Effekt der Schlüsselung zurückgeführt werden.

Zunächst wird die Totaldruckverteilung in der in Kapitel 2.5.2 beschriebenen Messebene hinter dem linken Vorderrad betrachtet, um die Ursache für die Unterschiede

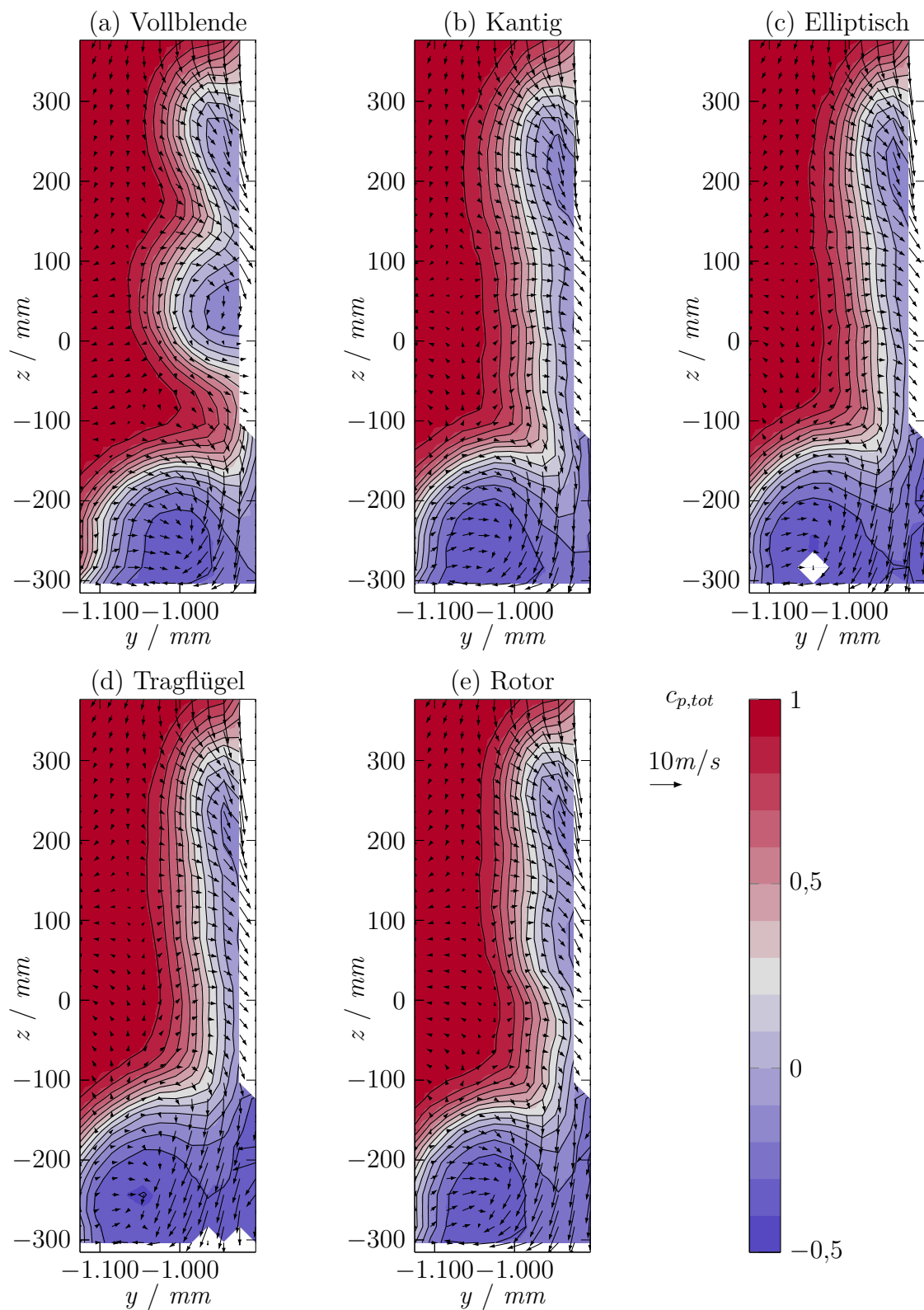


Abbildung 4.19: Messergebnis für $c_{p,tot}$ und die projizierten Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene hinter dem linken Vorderrad für die verschiedenen Felgen.

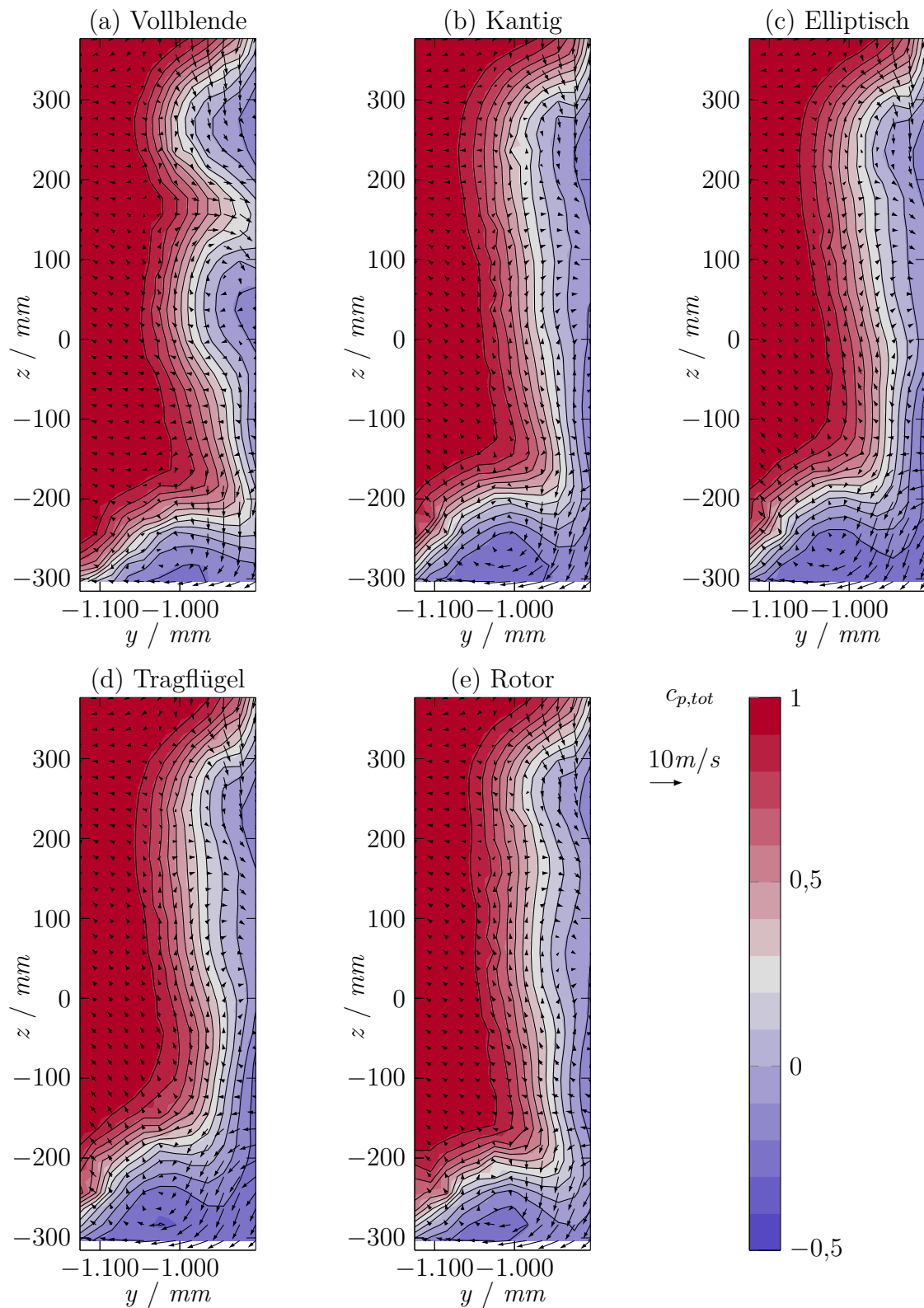


Abbildung 4.20: Simulationsergebnis für $c_{p,tot}$ und die projizierten Geschwindigkeitsvektoren in der Ebene hinter dem linken Vorderrad für die verschiedenen Felgen.

zwischen den einzelnen Felgengeometrien zu identifizieren. Die Messergebnisse für diese Ebene sind in Abbildung 4.19 dargestellt. Die entsprechenden Simulationsergebnisse zeigt Abbildung 4.20. Zur besseren Vergleichbarkeit wurden die Simulationsergebnisse in der Schnittebene auf die Position der Messpunkte interpoliert. Sowohl aus den Mess- als auch aus den Simulationsergebnissen lassen sich dabei zwei signifikante Strömungsregionen und -topologien identifizieren. Dabei handelt es sich zum einen um den äußeren Radlatschwirbel, in der Messung im Bereich $z < -125\text{mm}$ und in der Simulation im Bereich $z < -175\text{mm}$. Zum anderen ist oberhalb des Radlatschwirbels und im Bereich $y > -1.050\text{mm}$ der Nachlauf des Kotflügels, des Radlaufs und der aus dem Radhaus austretenden Strömung sichtbar. Der Radlatschwirbel wird in der Simulation durchweg etwas kleiner und der Druckverlust weniger intensiv vorhergesagt, als es aus dem Messergebnis hervorgeht. Ursache für diesen Unterschied am Radlatschwirbel könnte beispielsweise eine unterschiedliche Grenzschichtausbildung in Simulation und Experiment sein. Da die Windkanalgeometrien von Düse und Kollektor sowie die Grenzschichtabsaugung nicht mitsimuliert werden, unterscheiden sich die Anlaufstrecken hin zur Bodensimulation in Experiment und Simulation leicht. Diese leichte Abweichung zwischen Simulation und Experiment ist jedoch unkritisch, da die Einflüsse der verschiedenen Felgengeometrien auf den Vorderradnachlauf, die aus Mess- und Simulationsergebnis hervorgehen, sehr konsistent zueinander sind. Dies ist zudem ein weiteres Ergebnis, das auf die sehr gute Vorhersagegenauigkeit des Simulationssetups hindeutet. Die Einflüsse der unterschiedlichen Felgengeometrien auf die Totaldruckverteilung im Vorderradnachlauf sollen nun genauer analysiert und mit den Widerstandsbeiwerten aus Abbildung 4.18 korreliert werden.

Allen untersuchten Felgengeometrien ist der Nachlauf des oberen Kotflügels im Bereich $z > 200\text{mm}$ gemein. Dort ist die Strömung abwärts und in Richtung des Fahrzeugs gerichtet. Abgesehen von diesem Bereich unterscheiden sich die Nachlaufgebiete der unterschiedlichen Felgengeometrien teilweise erheblich. Ein sehr auffälliger Unterschied im Totaldruckverlust liegt leicht oberhalb der Achse bei ca. $z = 50\text{mm}$. Hier weist die komplett geschlossene Vollblende (Abbildung 4.19(a) und Abbildung 4.20(a)), zusätzlich zum Nachlauf des oberen Kotflügels, ein zweites, wirbelartiges Verlustgebiet auf. Dieser Wirbel führt dazu, dass für die Vollblende, unterhalb dieses Wirbels bei $z = -100\text{mm}$, die Außenströmung zum Fahrzeug hingelenkt wird. Dadurch werden das Verlustgebiet sowie der Radlatschwirbel verkleinert. Für die drei offenen Felgengeometrien mit identischem Öffnungsgrad (Abbildungen 4.19(b)-(d) und Abbildungen 4.20(b)-(d)) ist ein solches Verhalten nicht zu beobachten. Das Verlustgebiet verläuft senkrecht nach unten bis zum Radlatschwirbel. Bei der Rotorfelge mit geringerem Öffnungsgrad (Abbildung 4.19(e) und Abbildung 4.20(e)) lässt sich eine leichte Tendenz hin zur Ausbildung eines solchen Wirbels knapp über der Achshöhe erkennen. Es kann also gefolgert werden, dass dieses Strömungsphänomen mit einem geringen Öffnungsgrad bis hin zur kompletten Verschließung zunimmt. Durch den geringeren c_W -Wert der Rotorfelge im Vergleich zur Tragflügel felge und dem niedrigsten c_W -Wert der Vollblende lässt sich ein widerstandssenkender Effekt dieses Mechanismus folgern. Es liegt nahe, dass dieser Effekt von der Verkleinerung des Verlustgebiets oberhalb des Radlatschwirbels und einem kleineren Radlatschwirbel selbst herrührt.

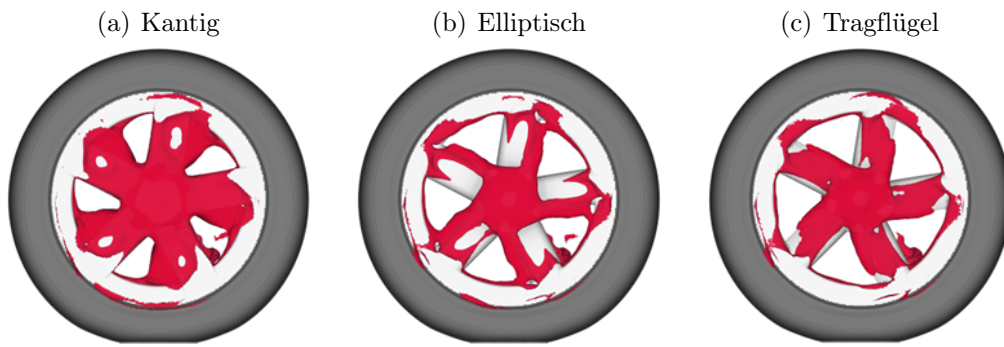


Abbildung 4.21: Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen des linken Vorderrades mit den verschiedenen Speichenquerschnitten.

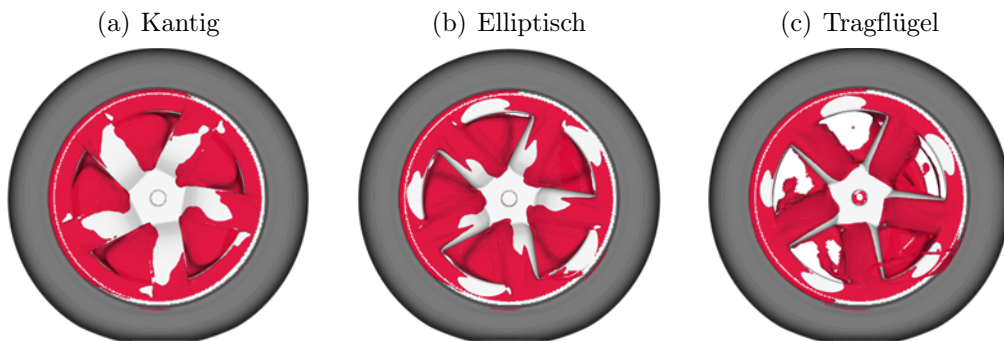


Abbildung 4.22: Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen des linken Hinterrades mit den verschiedenen Speichenquerschnitten.

Dieser Radlatschwirbel ist ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Vorderradnächläufe der verschiedenen Felgengeometrien. Seine Ausdehnung und die Intensität des dadurch entstehenden Totaldruckdefizits korrelieren in den Ergebnissen direkt mit dem Widerstandsbeiwert. Die Vollblende verursacht den kleinsten Radlatschwirbel mit dem geringsten Druckverlust. Dessen Größe steigt von der kantigen, über die elliptische Felge bis hin zur Tragflügelfelge an. Der geringere Öffnungsgrad der Rotorfelge führt dazu, dass sie hinsichtlich Ausdehnung und Druckdefizit des Radlatschwirbels zwischen kantiger und elliptischer Felge einzuordnen ist. Dies entspricht genau der Staffelung der Widerstandsbeiwerte, die Abbildung 4.18 zeigt. Ein ähnliches Verhalten mit der Widerstandswirksamkeit des Radlatschwirbels und einem zusätzlichen Verlustgebiet auf Höhe der Radachse bei geschlossenen Felgen wurde bereits von Schnepf (2016) (S. 58) beobachtet. Ein entscheidender neuer Aspekt ist jedoch, dass nicht nur der Öffnungsgrad, sondern auch die Speichenform einen Einfluss auf diesen Radlatschwirbel hat und einen erheblichen Unterschied im Widerstandsbeiwert von 8 bis 10 Tausendstel verursachen kann ($+0,008 \leq \Delta \Delta c_w \leq +0,010$).

Der Einfluss der unterschiedlichen Speichenquerschnitte bei gleichem Öffnungsgrad kann anhand einer Totaldruck-Isofläche im Bereich der Speichen analysiert werden. Diese ist in Abbildung 4.21 für die Vorderräder und in Abbildung 4.22 für die Hinterräder

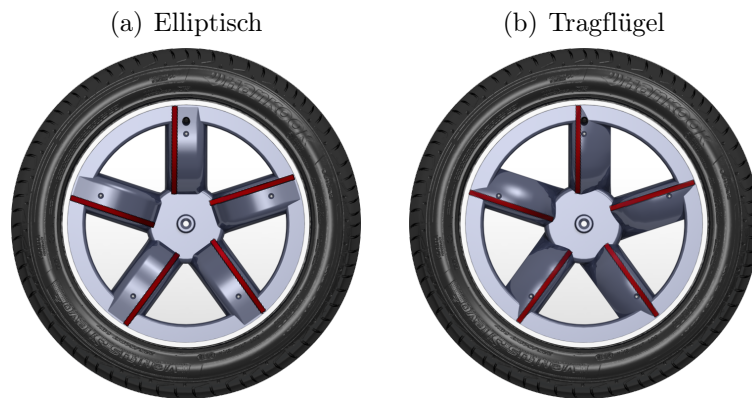


Abbildung 4.23: Elliptische und Tragflügelfelgenre geometrie mit Abrissleisten auf den Speichen.

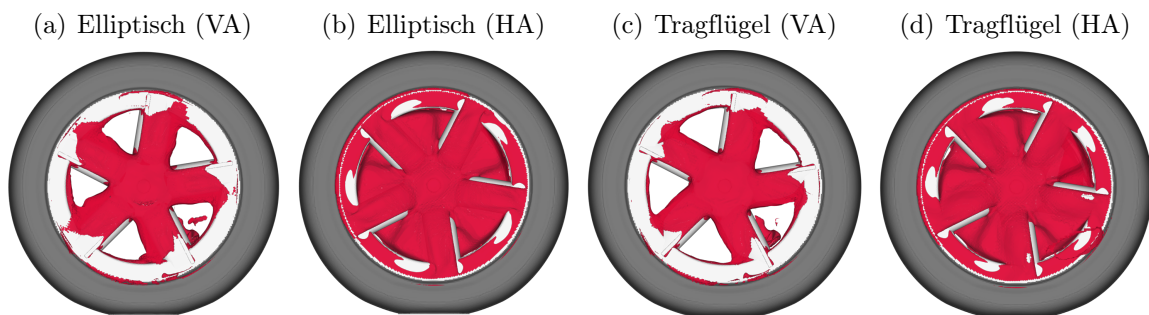


Abbildung 4.24: Isofläche des zeitlich und umfangsgemittelten Totaldrucks $c_{p,tot} = -0,1$ um die Speichen der Räder auf der linken Fahrzeughälfte für elliptische und Tragflügelfelgenre geometrie mit Abrisskanten (VA: Vorderachse, HA: Hinterachse).

dargestellt. Die Isofläche ist ein Indikator für die Ablöseneigung der Strömung hinter den Speichen. Für die kantige Felge ist diese Ablöseneigung hinter den Speichen am größten, für die Tragflügelfelge am kleinsten. Dieses Verhalten ist sowohl an den Vorder- als auch an den Hinterrädern zu beobachten. Der elliptische Speichenquerschnitt verursacht ein leicht größeres Ablösegebiet als die Tragflügelfelge. Auch diese Staffelung entspricht, wie zuvor bei der Größe des Radlatschwirbels, exakt den unterschiedlichen Widerstandsbeiwerten aus Abbildung 4.18. Dies ist ein Indiz dafür, dass diese Ablösung hinter den Speichen zu einer *virtuellen Versperrung* der Felgenöffnungen führt und das Verhalten der Strömung ähnlich dem einer Felge mit geringerem Öffnungsgrad beeinflusst. Durch die große *virtuelle Versperrung* ist die kantige Felgenre geometrie die widerstandsgünstigste dieser drei Varianten.

Um das widerstandssenkende Potenzial der *virtuellen Versperrung* zu bestätigen ist es sinnvoll, dieses Potenzial auch an der elliptischen und der Tragflügelfelge zu untersuchen. Diese beiden Speichengeometrien haben den höchsten Widerstandsbeiwert. Wie zuvor erwähnt, besitzen sie die geringste Ablösung hinter den Speichen und damit die geringste *virtuelle Versperrung*. Ziel ist es daher, das Ablösegebiet im Speichennachlauf zu

vergrößern. Dies kann beispielsweise durch Abrisskanten auf der Außenseite der Speichen geschehen. Der Effekt solcher Kanten soll am Beispiel von 3mm hohen und 10mm breiten Abrisskanten an den eben genannten Felgengeometrien untersucht werden. Abbildung 4.23 zeigt diese Konfigurationen. Durch diese sehr einfache Maßnahme wird für die elliptische Felge eine Reduktion des c_W -Wertes des Gesamtfahrzeugs von etwas mehr als 1 Tausendstel erzielt ($\Delta c_W = -0,001$). Dieses Verhalten geht gleichermaßen aus Simulations- und Messergebnissen hervor. Bei der Tragflügel Felge ist die Verbesserung des c_W -Wertes mit 2 Tausendstel sogar noch etwas größer ($\Delta c_W = -0,002$). Ein Blick auf die Isoflächen des Totaldrucks (s. Abbildung 4.24) deutet dabei auf eine nicht ganz optimale Lage der Abrisskanten hin. Die Ablösegebiete hinter den Speichen sind weiterhin kleiner als für die kantige Felgengeometrie (vgl. Abbildung 4.21 und Abbildung 4.22). Eine Optimierung von Lage und Größe der Ablöseanten ist im Rahmen dieser Untersuchung jedoch nicht sinnvoll, da diese Optimierung für jede Felgengeometrie individuell geschehen muss. Eine solche Detailoptimierung sollte vor allem im Hinblick auf die Serienentwicklung von Felgengeometrien geschehen. Für diese Studie ist lediglich das generelle Potenzial der *virtuellen Versperrung* zur Widerstandsreduktion relevant. Dieser Effekt infolge der Applikation der Abrisskanten auf den Speichen und der daraus hervorgehenden Widerstandsreduktion scheint für die untersuchten Felgengeometrien anhand der Ergebnisse belegt.

Ventilatorfelgen

Viele Felgengeometrien haben, ob beabsichtigt oder unbeabsichtigt, durch die Radrotation eine Förderwirkung zum Fahrzeug hin oder vom Fahrzeug weg. Diese Förderwirkung lässt sich experimentell nur sehr aufwändig und mit den Simulationsmethoden MRF-Modell und RWBC nur näherungsweise bzw. gar nicht bestimmen. Zudem sind Serienfelgen in der Regel nicht drehrichtungsgebunden. Aufgrund dieser Tatsachen wird diese Förderwirkung im Fahrzeugentwicklungsprozess in der Regel hingenommen und nicht weiter berücksichtigt oder gar gezielt entwickelt. Um zu überprüfen, ob

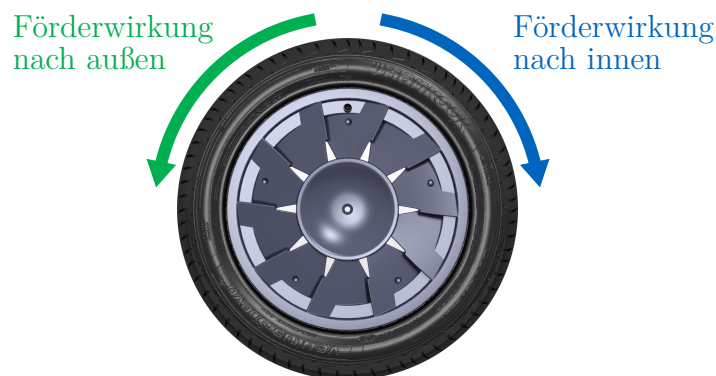


Abbildung 4.25: Ventilatorfelge mit Förderwirkung abhängig von der Drehrichtung zur Untersuchung des Effekts der Luftförderung nach innen (zum Fahrzeug hin) bzw. nach außen (vom Fahrzeug weg).

sich eine solche Förderwirkung gegebenenfalls widerstandsgünstig nutzen lässt, wird eine Ventilatorfelge mit zehn planaren und zur Rotationsachse angestellten Schaufeln untersucht. Diese ist in Abbildung 4.25 dargestellt. Der Blendensatz für den modularen Radbaukasten besteht aus zwei drehrichtungsgebundenen, spiegelsymmetrischen Blendenpaaren. Dadurch lassen sich mit einem Satz an einem Fahrzeug vier unterschiedliche Konfigurationen untersuchen: an beiden Achsen mit Förderwirkung nach innen, an beiden Achsen mit Förderwirkung nach außen, an der Vorderachse (VA) nach außen und an der Hinterachse (HA) nach innen sowie umgekehrt an der Vorderachse nach innen und an der Hinterachse nach außen. Die Widerstandsbeiwerte für die vier Konfigurationen dieser sogenannten Ventilatorfelgen zeigt Abbildung 4.26. Einmal mehr dient die komplett geschlossene Vollblende als Basiskonfiguration und auch in diesem Fall stellt sie bezüglich des Widerstandsbeiwerts das Optimum dar.

Auch für die Ventilatorfelgen zeigt sich abermals eine sehr gute Übereinstimmung zwischen CFD-Simulation und Windkanalmessung. Die Widerstandsdeltas zur Vollblende werden für drei der vier Konfigurationen mit einer Genauigkeit von weniger als 1 Tausendstel vorhergesagt ($\Delta\Delta c_W < 0,001$). Lediglich für eine Konfiguration wird das Widerstandsdelta um etwas mehr als 1 Tausendstel unterschätzt ($\Delta\Delta c_W \approx -0,001$). Dies ist erneut als sehr gute Vorhersagegüte zu bewerten. Weiterhin ist zu beobachten, dass die in der Seitenansicht fast komplett geschlossenen Ventilatorfelgen zwar in allen Konfigurationen einen geringeren oder zumindest gleich niedrigen Widerstandsbeiwert wie die zuvor beste, kantige offene Felgegeometrie produzieren. Gleichzeitig führt der vorhandene Massenstrom durch die Felge hindurch im Vergleich zur Vollblende im Schnitt zu einer Widerstandserhöhung um 10 Tausendstel ($\Delta c_W = +0,010$). In der Serienentwicklung wird aber oft ein gewisser Massenstrom durch die Felge gefordert, um die thermische Betriebssicherheit beispielsweise von Bremssystemen sicherzustellen. In diesem Fall ist keine komplett verschlossene Felge möglich und eine Widerstandserhöhung von $\Delta c_W = +0,010$, wie hier für die Ventilatorfelgen, wäre dabei als Kompromiss zwischen den konfligierenden Eigenschaften zu sehen.

Betrachtet man nun den Einfluss der Richtung der Förderwirkung, ist aus den Ergebnissen in Abbildung 4.26 kein eindeutiger Effekt der Förderwirkung an der Vorderachse auf den Widerstandsbeiwert ableitbar. Unabhängig von der Förderrichtung der Hinterachse ist der Einfluss der Förderwirkung an der Vorderachse $\Delta\Delta c_W < 0,001$ (< 1 Tausendstel). Die Förderwirkung an der Hinterachse hat hingegen einen Einfluss von 2 bis 3 Tausendstel auf den Widerstandsbeiwert ($0,002 \leq \Delta\Delta c_W \leq 0,003$), wobei hier eine Förderwirkung nach innen widerstandssenkend wirkt. Dieses Ergebnis deckt sich weitestgehend mit den Ergebnissen von Link (2016), der eine ähnliche Untersuchung durchführte. Er stellte jedoch einen deutlich größeren Widerstandsunterschied zwischen den Konfigurationen mit Förderwirkung an beiden Achsen nach außen und an beiden Achsen nach innen fest.

Ventilationsmoment

Die Untersuchungen von Link (2016) zeigen, dass die Felgegeometrie neben dem Effekt auf den Widerstandsbeiwert auch einen Einfluss auf das Ventilationsmoment

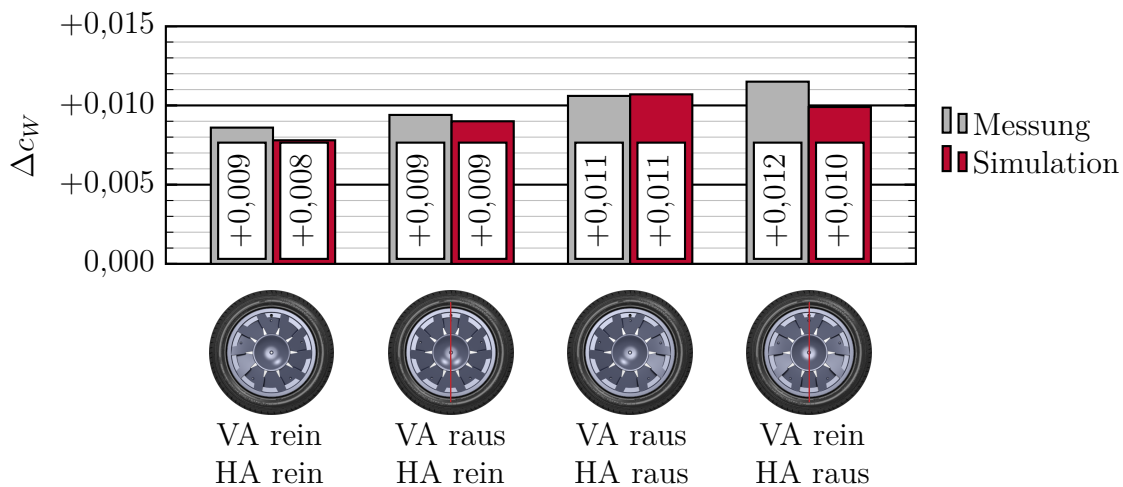


Abbildung 4.26: Differenz des Widerstandsbeiwerts für die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen mit Förderwirkung nach innen (rein) und nach außen (raus) im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende.

hat. Seine Ergebnisse zeigen einerseits, dass der Absolutwert und die Unterschiede des Ventilationswiderstands aus dem Ventilationsmoment geringer sind als die der Widerstandskraft. Andererseits sind die Widerstandsdelatas, die in der hier gezeigten Untersuchung zwischen den Felgengeometrien aus dem Abschnitt „Einfluss der Felgengeometrie“ auftreten so gering, dass eine ganzheitliche Betrachtung der Unterschiede unter Berücksichtigung des Ventilationswiderstands sinnvoll ist. Mit dem verwendeten Standard-Messaufbau im AAWK lässt sich das Ventilationsmoment und damit der Ventilationswiderstand nicht bestimmen, da es sich um eine innere Kraft bzw. ein inneres Moment handelt. Aus den Simulationsergebnissen hingegen kann dieser Wert am gesamten Rad für alle vier Räder extrahiert werden. Deshalb erfolgt die Einordnung und Beurteilung der unterschiedlichen Felgengeometrien an dieser Stelle ausschließlich anhand der Simulationsergebnisse.

Die Differenz des Ventilationsbeiwertes für die untersuchten acht offenen Felgengeometrien im Vergleich zur komplett geschlossenen Basisgeometrie der Vollblende sind in Abbildung 4.27 dargestellt. Aus diesen Ergebnissen geht hervor, dass sowohl für die Felgengeometrien mit Variation in der Speichenform als auch für die Ventilatorfelgen, diejenigen Geometrien den größten Ventilationswiderstand erfahren, die zuvor den geringsten integralen Widerstandsbeiwert am Gesamtfahrzeug produzierten. Weiterhin sind die maximalen Abweichungen zur komplett geschlossenen Felge für den Ventilationsbeiwert selbst und auch die Unterschiede zwischen den einzelnen Felgengeometrien nicht so groß wie zuvor bei den Widerstandsbeiwerten.

Für die unterschiedlichen Speichengeometrien kann die Erhöhung im Ventilationsbeiwert eins zu eins mit der *virtuellen Versperrung* bzw. der Größe des Ablösegebiets hinter den Speichen korreliert werden. Dies ist physikalisch sinnvoll, da ein großes Ablösegebiet hinter den Speichen auf einen größeren Unterdruck auf der rotationsabgewandten Speichenseite hindeutet. Dadurch treten ein höheres rückstellendes Moment

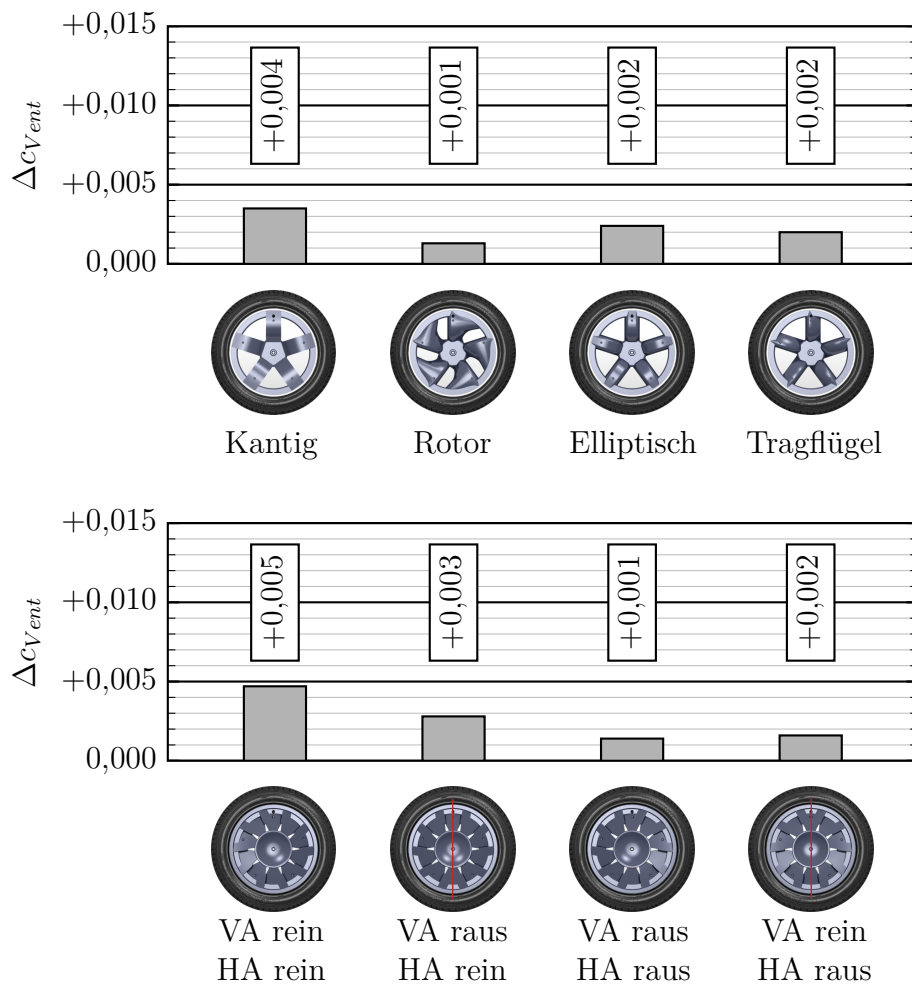


Abbildung 4.27: Differenz des Ventilationsbeiwerts für die verschiedenen Speichenformen und Ventilatorfelgenkombinationen zur Basiskonfiguration Vollblende.

und damit ein höherer Ventilationsbeiwert auf. Diese Ergebnisse deuten darauf hin, dass die zuvor als widerstandsgünstig identifizierte Wirkung der *virtuellen Versperrung* in einer ganzheitlichen Betrachtung unter Berücksichtigung des Ventilationsmoments an Effektivität einbüßt. Dennoch fällt auch die Gesamtbilanz für die kantige Felge mit hoher *virtueller Versperrung* am besten aus, da die Unterschiede im Ventilationsbeiwert klein sind, im Vergleich zu denen im Widerstandsbeiwert. Dies äußert sich auch bei der zuvor betrachteten Anpassung von elliptischer und Tragflügel felge mit Abrisskanten in Form von Wachsleisten. Zwar stehen einer Senkung des Widerstandsbeiwertes von 1 bzw. 2 Tausendstel ($\Delta c_W = -0,001$ bzw. $\Delta c_W = -0,002$) eine Erhöhung des Ventilationsbeiwertes um je 0,6 Tausendstel ($\Delta c_{Vent} = +0,0006$) gegenüber, die Gesamtbilanz bleibt aber positiv. An dieser Stelle sei nochmals auf die nicht optimierte Lage und Geometrie der Abrisskanten hingewiesen. Es ist zu erwarten, dass bei einer Optimierung eine deutlich bessere Gesamtbilanz erreicht werden kann. Aus diesen Ergebnissen wird jedoch bereits deutlich, dass bei einer Optimierung der Speichenform mittels *virtueller*

Versperrung die Erhöhung des Ventilationsmomentes zu berücksichtigen ist. Für die Rotorfelge ist durch die erhöhte Sehnenlänge der Speichen radial nach außen kaum Ablösung hinter den Speichen zu beobachten. Dadurch weist sie den geringsten Ventilationsbeiwert auf. Durch den geringeren Öffnungsgrad im Vergleich zu den anderen Felgen ergibt sich in der Gesamtbilanz aus Widerstandsbeiwert und Ventilationsbeiwert ein gleich guter aerodynamischer Widerstand wie für die kantige Felge, die die höchste *virtuelle Versperrung* aufweist.

Im Fall der Ventilatorfelgenkombinationen fallen die Unterschiede im Ventilationsbeiwert deutlicher ins Gewicht. Das liegt an der Tatsache, dass sowohl die Absolutwerte des Widerstandsbeiwerts als auch die Unterschiede zwischen den einzelnen Konfigurationen relativ gering sind. Diese werden von den Unterschieden im Ventilationsbeiwert sogar überstiegen. Das führt dazu, dass die beiden Konfigurationen mit Förderwirkung an der Hinterachse nach innen in der Gesamtbilanz unter Einbeziehung des Ventilationsbeiwertes den höchsten aerodynamischen Widerstand aller Ventilatorfelgenkombinationen verursachen. Unter alleiniger Berücksichtigung des Widerstandsbeiwertes sind diese am widerstandsgünstigsten. Die Ergebnisse aus Abbildung 4.27 deuten also darauf hin, dass hinsichtlich des Ventilationsmoments eine Förderwirkung nach außen an der Hinterachse einen deutlichen Vorteil bringt. Dies entspricht jedoch nur teilweise den Ergebnissen von Link (2016) (S. 66), der für eine Konfiguration mit Förderwirkung an der Vorderachse nach außen und Hinterachse nach innen das niedrigste Ventilationsmoment erzielt. Dieses Ventilationsmoment ist in seinen Untersuchungen sogar geringer als das der komplett geschlossenen Referenzfelge (s. ebd.). Insgesamt lässt sich sagen, dass am hier untersuchten Serienfahrzeug mit den Ventilatorfelgen das widerstandsgünstige Verhalten der Konfigurationen mit Förderwirkung an der Hinterachse nach innen durch eine Erhöhung des Ventilationsmoments in der Gesamtbilanz zu keiner Verbesserung führt. Für andere Fahrzeug- und Felgenkombinationen kann dies sehr wohl der Fall sein (s. ebd.). Darum sollte bei der Entwicklung und Optimierung einer Felgengeometrie mit gezielter Förderwirkung die Gesamtbilanz aus Ventilationsbeiwert und Widerstandsbeiwert herangezogen werden.

Insgesamt können durch die Variation der Felgengeometrie am Gesamtfahrzeug für die hier gezeigten Varianten folgende Schlüsse gezogen werden:

1. Je geringer der Öffnungsgrad und die Schüsselung der Felge sind, desto stärker ist der Wirbel auf Achshöhe ausgeprägt. Dieser lenkt die Strömung zum Fahrzeug hin und vermindert die Ausprägung des Radlatschwirbels. Beides wirkt sich widerstandssenkend aus. Stark verschlossene Felgen mit wenig Schüsselung sind daher widerstandsgünstig.
2. Die Speichenform beeinflusst durch die *virtuelle Versperrung* die Ausprägung des Radlatschwirbels. Eine hohe *virtuelle Versperrung* durch Speichen mit einer großen Ablösung im Nachlauf führt zum gleichen Strömungseffekt wie eine stärker verschlossene Felge. Dadurch entsteht ein c_W -senkendes Potenzial
3. Die *virtuelle Versperrung* sorgt durch die Ablösung hinter der Speiche für eine Erhöhung des Ventilationsmoments. Die Gesamtbilanz für die *virtuelle Versperrung*

bleibt für die untersuchten Geometrien dennoch positiv.

4. Felgen mit Förderwirkung bleiben an der Vorderachse ohne Einfluss. An der Hinterachse führt eine Förderwirkung zum Fahrzeug hin zu einer Senkung des Luftwiderstands. Eine Gesamtbetrachtung mit dem Ventilationsmoment kehrt den positiven Effekt der Förderwirkung zum Fahrzeug an der Hinterachse ins Negative um. Dies scheint fahrzeugspezifisch zu sein, da zuvor in anderen Untersuchungen ein gegenteiliger Effekt beobachtet wurde.
5. Für die globale Betrachtung des aerodynamischen Einflusses unterschiedlicher Felgen muss stets die Gesamtbilanz aus Luftwiderstandskraft und Ventilationswiderstand berücksichtigt werden.

4.3.2 Untersuchungen zur Kühlluftdurchströmung

Aus den Ergebnissen in Kapitel 4.2.2 geht hervor, dass die Motorraumdurchströmung einen Einfluss auf die Radumströmung bzw. die Felgendeltas am Gesamtfahrzeugmodell haben kann. Es zeigt sich, dass die Felgendeltas zur geschlossenen generischen Felge bei geschlossener Kühlluftdurchströmung für alle untersuchten Felgengeometrien geringer sind, als bei offener Kühlluftdurchströmung. Immer mehr Serienfahrzeuge werden, zugunsten der Widerstandsoptimierung in thermisch unkritischen Betriebszuständen, mit *steuerbaren Kühllufteinlässen* (SKE) ausgerüstet. Es ist daher sinnvoll zu überprüfen, ob ein geschlossener Kühlluft einlass das Verhalten der unterschiedlichen Felgengeometrien auch am untersuchten Serienfahrzeug Audi A4 beeinflusst. Dies soll ausschließlich anhand von Simulationsergebnissen geschehen, da die gute Vorhersagequalität der CFD-Simulationen zuvor in allen Untersuchungen bestätigt wurde.

Abbildung 4.28 zeigt die Felgendeltas zur Basiskonfiguration mit Vollblende im Vergleich zwischen offenem und geschlossenem SKE. Die Ergebnisse zeigen mit $\Delta\Delta c_W \leq \pm 0,001$ keinen wesentlichen Einfluss des SKE auf die Felgendeltas der Felgengeometrien mit unterschiedlichen Speichenformen (Abbildung 4.28, oben). Die Tendenz der geringeren Felgendeltas für geschlossene Kühlluftkonfigurationen aus Kapitel 4.2.2 kann durch diese Ergebnisse nicht bestätigt werden. Aufgrund der geringen Änderungen der Felgendeltas durch die Kühlluftdurchströmung ändert sich auch die Abstufung der Felgengeometrien hinsichtlich des Widerstandsbeiwerts nicht. Die kantige Speichenform verursacht weiter das geringste Felgendelta, die Tragflügelfelge verursacht das höchste Felgendelta zur Vollblende. Dies wiederum ist in Einklang mit den Ergebnissen aus Kapitel 4.2.2 und bedeutet, dass sich Optimierungen der Radumströmung im Entwicklungsprozess, die mit einer bestimmten Kühlluftkonfiguration beobachtet werden, auch auf andere Kühlluftkonfigurationen übertragen lassen. Weiterhin zeigen diese Ergebnisse, dass das c_W -Potenzial durch die *virtuelle Versperrung*, das in Kapitel 4.3.1 identifiziert wurde, von der Kühlluftdurchströmung unabhängig ist.

Für den Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Felgendeltas der Ventilatorfelgen mit Förderwirkung (Abbildung 4.28, unten) ergibt sich ein anderes Bild. Für diese Felgengeometrien werden, wie zuvor in Kapitel 4.2.2 beobachtet, die Felgendeltas im

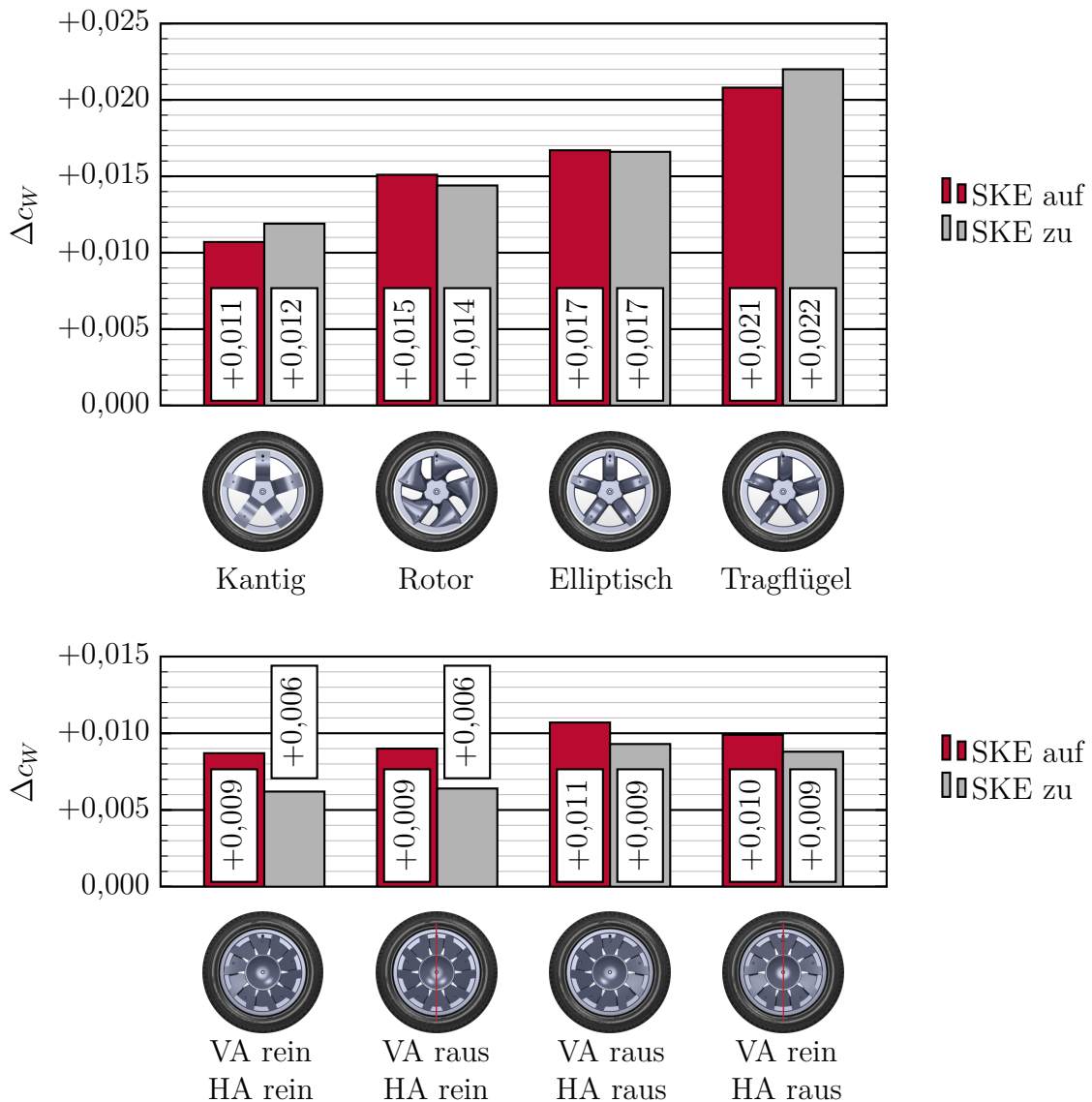


Abbildung 4.28: Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Differenz des Widerstandsbeiwerts im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende für die vier unterschiedlichen Speichenformen (oben) und die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen (unten).

Vergleich zur geschlossenen Vollblende tatsächlich geringer. Insbesondere die Felgenkombinationen mit Förderwirkung an der Hinterachse nach innen führen im Fall der verschlossenen Kühlluftdurchströmung (SKE zu) zu einem 3 Tausendstel bzw. 30% geringeren Widerstandsanstieg $\Delta\Delta c_w = -0,003$ als bei offenem Kühlereinlass (SKE auf). Eine Erklärung hierfür ist beispielsweise, dass bei geschlossenem Kühlluft einlass mehr Massenstrom um den Fahrzeuggrundkörper geleitet wird. Die Förderwirkung nach innen an der Hinterachse kann auf diesen zusätzlichen Massenstrom wirken und die widerstandssenkende Wirkung an der Heckbasis (vgl. Kapitel 4.3.1) steigt im Verhältnis.

Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass Felgen mit Förderwirkung, egal ob diese gezielt oder unbeabsichtigt vorliegt, im Fahrzeugentwicklungsprozess bezüglich des genauen Felgendeltas jeweils in der relevanten Kühlluftkonfiguration bewertet werden müssen. Einmal mehr bleiben aber die Tendenzen der Felgendeltas bezüglich ihrer relativen Einordnung bestehen. Eine Förderwirkung nach innen an der Hinterachse wirkt sich tendenziell widerstandsgünstig aus, während eine umgekehrte Luftführung zu einem höheren Luftwiderstand führt.

Im Hinblick auf die Auftriebsbeiwerte lässt sich für nahezu alle Felgengeometrien ein Einfluss der Kühlluftführung auf die Felgendeltas fast ausschließlich an der Vorderachse identifizieren. Diese Beobachtung ist schlüssig, da der SKE und die Motorraumdurchströmung die Strömungsverhältnisse am Vorderwagen am stärksten beeinflussen. Zudem wurden schon zuvor in Kapitel 4.2.2 am DrivAer-Fahrzeugmodell die größten Auftriebsinflüsse der Motorraumdurchströmung an der Vorderachse identifiziert. Daher soll an dieser Stelle nur auf die Felgendeltas des Vorderachsauftriebs eingegangen werden.

Die Felgendeltas des Vorderachsauftriebs für die verschiedenen Felgengeometrien sind in Abbildung 4.29 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen, dass für die Felgen mit unterschiedlichen Speichenformen der Betrag des Felgendeltas, im Vergleich zur Bewertungsbasis mit Vollblende, bei geschlossenem Kühllufteinlass durchweg um ca. 10 Tausendstel geringer ist ($\Delta c_{Av} \approx -0,010$; Abbildung 4.29, oben). Hier zeigt sich eine weitere Parallele zu den Modelluntersuchungen am DrivAer-Referenzkörper. Die Felgendeltas zwischen den offenen Felgengeometrien bleiben zwischen offenem und geschlossenem SKE bis auf geringe Abweichungen weitestgehend gleich. Lediglich der Versatz zur komplett geschlossenen Referenzfelge verschiebt sich. Dies deutet abermals auf eine unterschiedliche Wechselwirkung zwischen Kühlluftdurchströmung und offenen bzw. geschlossenen Felgengeometrien hin. Der Grund dafür ist die unterschiedliche Be- bzw. Entlüftung des vorderen Radhauses durch die Felgen. Bei offenem SKE zeigen die Berechnungsergebnisse für die offenen Felgengeometrien durchweg einen 1-2% höheren Kühlluftmassenstrom als für die geschlossene Referenzfelge. Bei geschlossenem SKE wird dieser Effekt ausgeschaltet und dadurch ändert sich der Versatz in den Vorderachsauftriebsdeltas zur geschlossenen Referenzfelge.

Ein Ähnliches Verhalten zeigt sich auch in den Felgendeltas der Auftriebsbeiwerte für die Ventilatorfelgen (s. Abbildung 4.29, unten). Sowohl die Felgendeltas der beiden Konfigurationen mit Förderwirkung an der Vorderachse nach innen als auch die der Konfigurationen mit Förderwirkung an der Vorderachse nach außen bleiben jeweils für sich fast gleich. Vergleicht man aber unterschiedliche Förderwirkungen an der Vorderachse, so ändern sich die Felgendeltas zwischen offenem und geschlossenem Kühllufteinlass mit einem Wert von $\Delta \Delta c_{Av} \approx \pm 0,005$ deutlicher. Auch die Differenz zur Basiskonfiguration (komplett geschlossene Felge) verschiebt sich für die Konfigurationen mit Förderwirkung an der Vorderachse nach innen. Für die Felgen mit Förderwirkung an der Vorderachse nach außen bleibt der Effekt im Rahmen der Simulationengenauigkeit.

Aus diesen Ergebnissen können, in Verbindung mit den Erkenntnissen am DrivAer-Referenzmodell aus Kapitel 4.2.2, mehrere Schlussfolgerungen getroffen werden: Die Wechselwirkung der Be- bzw. Entlüftung des vorderen Radhauses und der Motorraumdurchströmung erschwert eine Übertragbarkeit der Felgendeltas des Vorderachsauftriebs

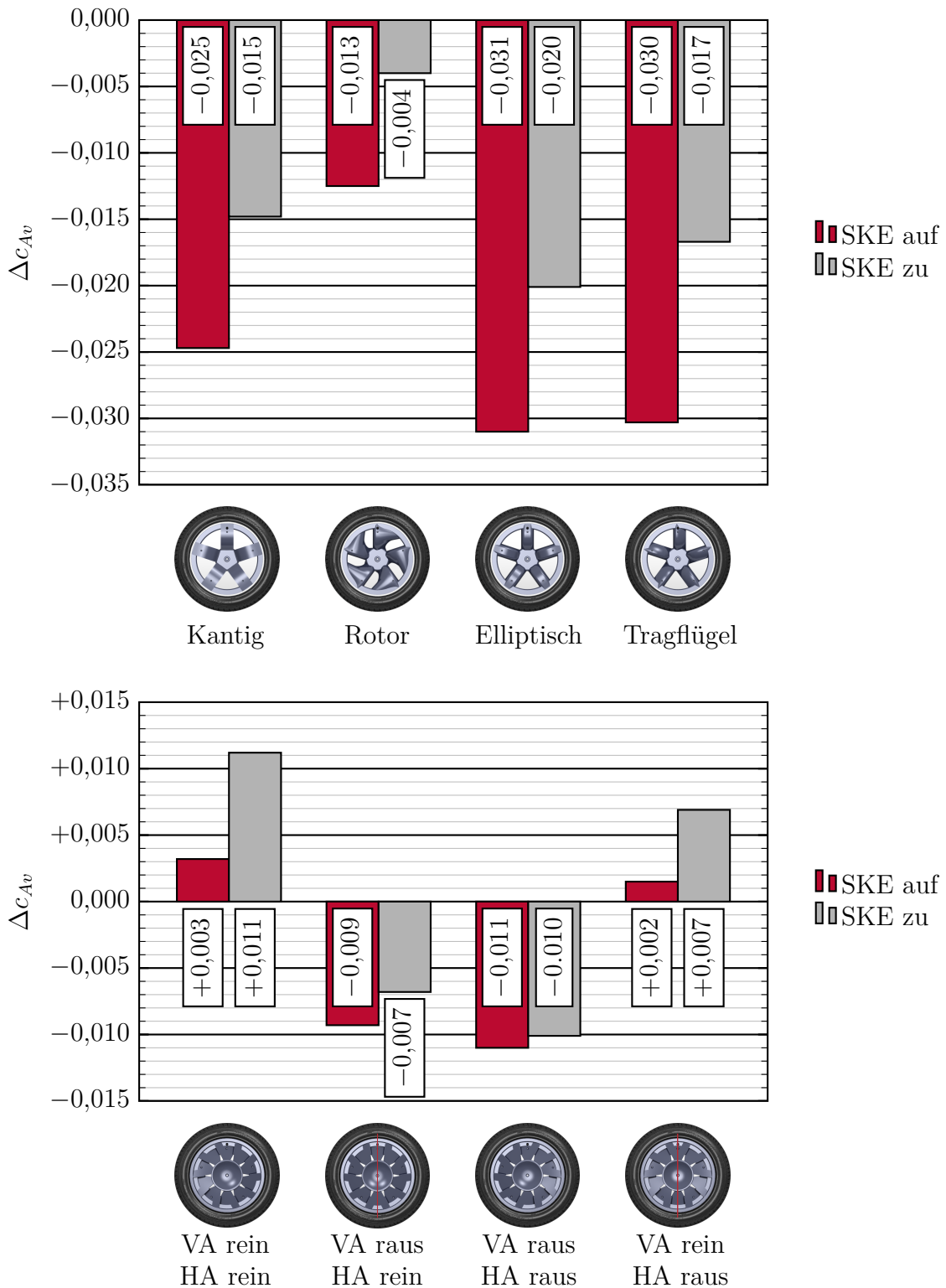


Abbildung 4.29: Einfluss der Kühlluftdurchströmung auf die Differenz des Vorderachsauftriebsbeiwerts im Vergleich zur Basiskonfiguration Vollblende für die vier unterschiedlichen Speichenformen (oben) und die vier unterschiedlichen Konfigurationen der Ventilatorfelgen (unten).

zwischen unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen. Eine Übertragbarkeit der Felgendeltas zwischen offenem und geschlossenem Kühlluft einlass ist nur dann gegeben, wenn die unterschiedlichen Felgegeometrien auch ein ähnliches Be- bzw. Entlüftungsverhalten des vorderen Radhauses aufweisen. Dies ist, den Ergebnissen aus Kapitel 4.2.2 folgend, auch dann der Fall, wenn keine Abströmung des Kühlluftmassenstroms in die Radhäuser erfolgen kann. Dies erfolgt bei Elektrofahrzeugen z.B. durch gezieltes Führen der Kühlluft. Erweisen sich im Fahrzeugentwicklungsprozess einzelne Felgegeometrien als kritisch hinsichtlich des Vorderachsauftriebes und der Achsentlastung und damit der Vorderachsstabilität, gibt es folglich für die Beurteilung der Felgendeltas zwei Möglichkeiten: Ist das Verhalten bezüglich Radhausentlüftung zwischen mehreren Felgen als ähnlich bekannt, lassen sich die Felgendeltas des Vorderachsauftriebes zwischen offenem und geschlossenem Kühlluft einlass übertragen. Ist das Verhalten bezüglich der Radhausentlüftung zwischen mehreren Felgen als gegensätzlich bekannt oder nicht bekannt, so können die Felgendeltas des Vorderachsauftriebes nicht übertragen werden und müssen für die unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen jeweils separat bestimmt werden.

Zusammenfassend gehen aus den Ergebnissen zur Kühlluftdurchströmung für das hier untersuchte Serienfahrzeug folgende Erkenntnisse hervor:

1. Die Kühlluftkonfiguration hat keinen Einfluss auf die c_W -Deltas der Felgen mit unterschiedlichen Speichenformen. Die c_W -Deltas für die Ventilatorfelgen werden zumeist geringer. Die Folgerung aus den Untersuchungen am DrivAer (Kapitel 4.2.2) muss also erweitert werden. Bei einer verschlossenen Motorraumdurchströmung werden die Felgendeltas kleiner oder bleiben gleich.
2. Das Potenzial der *virtuellen Versperrung* ist unabhängig von der Motorraumdurchströmung.
3. Hinsichtlich der Auftriebsbeiwerte bestätigen sich die Beobachtungen am DrivAer-Fahrzeugmodell aus Kapitel 4.2.2. Lediglich die Felgendeltas der Auftriebsbeiwerte an der Vorderachse werden von der Kühlluftkonfiguration beeinflusst. Für die Felgen mit unterschiedlichen Speichenformen wird nur der Versatz zur komplett geschlossenen Felge verschoben. Bei den Ventilatorfelgen ist dies nur dann der Fall, wenn die Förderrichtung an der Vorderachse identisch ist. Andernfalls verschieben sich die Auftriebsdeltas zueinander. Auch hier muss die Folgerung aus den Untersuchungen am DrivAer-Modell daher wie folgt erweitert werden: Für offene Felgen ändert sich das Felgendelta durch die Kühlluftkonfiguration nicht, vorausgesetzt sie haben die gleiche Förderwirkung.

5 Schlussfolgerungen und Potenziale

In der vorliegenden Arbeit ist es gelungen, ausgehend vom aktuellen Forschungsstand, eine Simulationsmethodik auf Basis der *Finite-Volumen-Methode* zur Simulation drehender Fahrzeugräder zu entwickeln. Durch eine umfangreiche Validierung im Vergleich zu Referenzfällen und Experimenten am Einzelrad- und Gesamtfahrzeugmodell kann dabei die Eignung der *Sliding-Mesh-Methode* zur korrekten Erfassung der Felgenreotation bestätigt werden. Hiervon ausgehend werden aus eingehenden experimentellen und simulativen Untersuchungen Erkenntnisse zur Radumströmung am Einzelrad und am Gesamtfahrzeug generiert.

Aus den Ergebnissen im Zuge der Erarbeitung der Simulationsmethodik können einige Schlussfolgerungen gezogen werden, die sowohl wichtig für die Anwendung als auch essenziell für die Weiterentwicklung der Simulationsmethodik sind. So kann bei der Erfassung einer Körperrotation mittels SMM das Problem lokal reduzierter *Zell-Péclet-Zahlen* auftreten. Dadurch wird die Aussagekraft eines Simulationsergebnisses stark beeinträchtigt. Im Fall der Radrotation kann dieses Problem auf zwei Arten gelöst werden: durch Anpassung des Lösungsalgorithmus oder durch geschickte Positionierung des *Interface* zwischen rotierendem und stehendem Berechnungsnetz. Im Hinblick auf die Rechenzeit scheint für die industrielle Anwendung aktuell jedoch nur letzteres praktikabel. Aus demselben Grund - die Rechenzeit möglichst gering zu halten - ist es für die Anwendung der SMM mit dem DDES-Turbulenzmodell Stand heute sinnvoll die Wandabstandsberechnung zu fixieren. Mehrere Validierungssimulationen zeigen, dass sich weder die Anwendung des PISO-Algorithmus noch der fixierte Wandabstand negativ auf die Vorhersagequalität und die Ergebnisgüte bei der Simulation drehender Fahrzeugräder auswirken. Der zusätzliche Simulationsaufwand infolge der Anwendung der SMM führt, im Vergleich zu Simulationen mit der Anwendung der RWBC oder des MRF-Modells, in etwa zu einer Verdoppelung der Berechnungszeit. Dies scheint für die Anwendung im Simulationsprozess für die Fahrzeugaerodynamikentwicklung gerade noch tolerierbar.

Die Eignung des verwendeten Simulationssetups zur Berechnung der Radumströmung kann anhand ausführlicher Validierungsuntersuchungen an einer Einzelradkonfiguration bestätigt werden. Weiterhin zeigt sich, dass sowohl die SMM als auch das MRF-Modell zur qualitativen Erfassung des Einflusses unterschiedlicher Felgengeometrien auf die Radumströmung imstande sind. Bereits im qualitativen Vergleich zeigt die Anwendung der SMM jedoch erste Vorteile hinsichtlich der Vergleichbarkeit von Simulations- und Messergebnissen. In der quantitativen Bewertung des Einflusses unterschiedlicher Felgengeometrien wird dieser Vorteil noch deutlicher. In der Beurteilung des

Widerstandsbeiwerts der untersuchten Felgengeometrien kann die Verwendung des MRF-Modells für die untersuchten Konfigurationen zu einer fehlerhaften Prognose von kumuliert bis zu 8 Tausendstel führen ($\Delta c_W = \pm 0,008$). Die quantitative Bewertung des Widerstandsbeiwerts der untersuchten Felgengeometrien am Einzelrad mittels SMM hingegen ist mit einer Genauigkeit von ± 1 Tausendstel möglich ($\Delta c_W = \pm 0,001$). Damit scheint die Anwendung des MRF-Modells zur quantitativen Bewertung von Felgengeometrien im industriellen Umfeld ungeeignet, während genau diese Bewertung durch die Anwendung der SMM ermöglicht werden kann. Folglich wird für die simulative Analyse und Bewertung unterschiedlicher Felgengeometrien aus den Ergebnissen dieser Arbeit die SMM empfohlen und im Simulationsworkflow angewandt.

Der Simulationsworkflow zeigt auch anhand der Validierungsergebnisse am DrivAer-Gesamtfahrzeugmodell eine sehr gute Prognosegenauigkeit. Es wird eine Übereinstimmung des Felgeneinflusses auf den Widerstandsbeiwert zwischen Experiment und Simulation im Bereich von 1 bis 3 Tausendstel erzielt ($0,001 \leq |\Delta \Delta c_W| \leq 0,003$). Bezüglich der Auftriebsbeiwerte, deren Vorhersage in der CFD-Simulation oft schwieriger ist, zeigt sich Übereinstimmung des Felgeneinflusses zwischen 4 und 12 Tausendstel ($0,004 \leq |\Delta \Delta c_A| \leq 0,012$). Der horizontale Druckgradient im Windkanal und die Modellhalterungen in Windkanal und Simulation agieren als Störgrößen im Messaufbau im Vergleich zu einer realen Fahrzeugumströmung. Diese müssen bei den phänomenologischen Untersuchungen berücksichtigt werden, sind aber für die ebenfalls durchgeführten Untersuchungen am Serienfahrzeug im Realmaßstab nicht relevant. Hinsichtlich der integralen Kräfte an der hier untersuchten Fahrzeugkonfiguration verursachen offene Felgen, verglichen mit einer geschlossenen Felge, im Modellversuch ein negatives Nickmoment und eine Widerstandserhöhung. Insgesamt ist die Validierung des Simulationsworkflows auch am Gesamtfahrzeugmodell erfolgreich.

Bei der Anwendung im Modellmaßstab liefert die Simulationsmethodik wesentliche Erkenntnisse bezüglich der Radumströmung. Am Einzelrad kann das aus dem aktuellen Forschungsstand bekannte Wirbelsystem weitgehend bestätigt werden. Auf Basis der Simulationsergebnisse ist es zudem möglich, die Ausprägung und Gestalt des Wirbelsystems mit einer Änderung der Felgengeometrie zu korrelieren. So beeinflussen die untersuchten offenen Felgengeometrien die Wechselwirkung zwischen C-Schulterwirbel und geschlossenem Nachlaufwirbel derart, dass höhere Widerstands- und Auftriebskräfte am Einzelrad entstehen als für die stark oder komplett verschlossenen Felgen. Zudem verursachen die offenen Felgen eine stärkere Aufstauwirkung im vorderen Kontaktbereich zwischen Rad und Untergrund. Dies resultiert in einer stärkeren Ausprägung des bodennahen Wirbelpaars. Dadurch steigt der Luftwiderstand ebenfalls. Zur Untersuchung von weiteren Geometrievariationen am Einzelrad wurden keine Simulationen durchgeführt. Hier zeigt sich bereits im Experiment, dass für den untersuchten Einzelrad-Modellaufbau keine wesentlichen Einflüsse des Bremssystems oder des Radsturzes bestehen. Der Grund dafür ist, dass im Modellversuch die wesentlichen Wirkmechanismen, wie eine schräge Anströmung des Rades und eine Änderung in der Kontaktfläche zum Boden, nicht abgebildet werden. Diese können jedoch am Serienfahrzeug im Realmaßstab auftreten und sind darum dort zu berücksichtigen.

Die experimentellen und simulativen Untersuchungen am DrivAer-Referenzkörper

im Modellmaßstab liefern wichtige Erkenntnisse hinsichtlich der Wechselwirkungen zwischen Radumströmung und Heckform sowie Radumströmung und Motorraumdurchströmung. Aus den Ergebnissen am Fahrzeugmodell zeigt sich, dass die Heckform keinen Einfluss auf die Tendenzen der unterschiedlichen Felgeneinflüsse für den Widerstandsbeiwert hat. Das heißt, dass in den untersuchten Fällen eine widerstandsgünstige Felge diese Eigenschaft grundsätzlich unabhängig von der Heckform besitzt. Quantitativ lassen sich die Widerstandsdeltas jedoch nicht zwischen den unterschiedlichen Heckformen übertragen. Für den quantitativen Einfluss der Felgeengeometrie auf die Auftriebsbeiwerte an Vorder- und Hinterachse ist genau diese Übertragung jedoch weitestgehend möglich. Lediglich die quantitative Übertragung des c_{Ah} -Einflusses zum Vollheck-Fahrzeug ist mit Vorsicht durchzuführen. Dennoch stimmen auch für das Vollheck-Fahrzeug die Tendenzen im Vergleich zu den anderen Heckformen überein. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich bei der Wechselwirkung mit der Motorraumdurchströmung. Auch hier lassen sich die Tendenzen für den Einfluss der Felgeengeometrien zwischen den unterschiedlichen Kühlluftkonfigurationen übertragen. Bemerkenswert ist an dieser Stelle jedoch, dass bei verschlossener Kühlluft die Unterschiede im Luftwiderstand des Gesamtfahrzeugs zwischen den unterschiedlichen Felgeengeometrien geringer werden. All diese Erkenntnisse sind positiv für den Fahrzeugentwicklungsprozess. Es bedeutet, dass es nicht nötig scheint, für unterschiedliche Auslegungsfälle völlig verschiedene Felgeengeometrien zu entwickeln.

Die detaillierte Untersuchung verschiedener Geometrieparameter von Felgen am Serienfahrzeug im Realmaßstab liefert weitere Erkenntnisse bezüglich der Radumströmung. Aus den Versuchs- und Simulationsergebnissen geht hervor, dass die Felgen mit einem hohen Verschleißungsgrad und einer geringen Schlüsselung einen geringen Luftwiderstand am Gesamtfahrzeug bewirken. Als Wirkmechanismen hinter diesen Beobachtungen gehen aus den experimentellen und numerischen Untersuchungen die Beeinflussung des Radlatschwirbels und eines weiteren Wirbels auf Achshöhe hervor. Entscheidend ist, dass diese Wirkmechanismen auch durch eine geeignete Speichenform infolge einer *virtuellen Versperrung* ausgelöst werden können. Hier bietet sich Optimierungspotenzial hinsichtlich des Luftwiderstands. Gleiches gilt für Felgen, die durch ihre Rotation an der Hinterachse Luft zum Fahrzeug hin fördern. Es ist jedoch in jedem Fall eine Wechselwirkung mit dem Ventilationsmoment zu beachten. Für die *virtuelle Versperrung* bedeutet diese globale Betrachtung in Kombination mit dem Ventilationsmoment eine Abschwächung des aerodynamischen Potenzials. Bei der Förderwirkung zum Fahrzeug hin an der Hinterachse kehrt sich das aerodynamische Potenzial hinsichtlich des Luftwiderstands durch die globale Betrachtung am hier untersuchten Fahrzeug sogar ins Negative.

Die Untersuchungen zum Einfluss der Kühlluftkonfiguration auf die Felgendeltas am Serienfahrzeug bestätigen grundsätzlich die Beobachtungen am DrivAer-Modellfahrzeug auch im Realmaßstab am Serienfahrzeug. Die Schlussfolgerung hinsichtlich der c_W -Deltas der unterschiedlichen Felgen aus den Untersuchungen am DrivAer-Modellfahrzeug muss auf Basis der Ergebnisse am Serienfahrzeug jedoch derart erweitert werden, dass bei verschlossener Kühlluft die Unterschiede im Luftwiderstand des untersuchten Gesamtfahrzeugs mit unterschiedlichen Felgen geringer werden oder

gleichbleiben. Die Auftriebsdeltas an der Vorderachse zwischen offenen Felgen bleiben nur dann gleich, wenn auch die Förderwirkung der Felgen an der Vorderachse gleich ist. Das luftwiderstandssenkende Potenzial der *virtuellen Versperrung* bleibt auch bei unterbundener Motorraumdurchströmung bestehen.

Insgesamt zeigt sich für alle untersuchten Konfigurationen eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus den Windkanalmessungen und den CFD-Simulationen. Durch die gemeinsame Anwendung der beiden Methoden lassen sich die eben genannten Beobachtungen und Schlussfolgerungen zur komplexen Radumströmung am Pkw ableiten. Diese Erkenntnisse können in die zukünftige Fahrzeugentwicklung eingebracht werden. Weiterhin besteht durch die erarbeitete Simulationsmethodik auch das Potenzial, in der zukünftigen Anwendung weitere Erkenntnisse im Bereich der Rad- und Radhausumströmung zu gewinnen. Die Simulationsergebnisse liefern ein umfassendes Bild der Strömungstopologie in diesem Bereich und versprechen damit, weitere Optimierungspotenziale aufzudecken und ein noch tiefgreifenderes Verständnis der Radumströmung herbeizuführen.

Neben dieser allgemeinen Entwicklungsarbeit bestehen auch ganz spezielle Untersuchungs- und Weiterentwicklungspotenziale hinsichtlich der Radumströmung und des Simulationsprozesses. In der vorliegenden Arbeit wird die Querprofilierung eines realen Reifens nicht berücksichtigt. Die Simulationsmethodik könnte dahingehend erweitert und der Einfluss der Querprofilierung miteinbezogen werden. Auch der Einfluss der Reifenverformung wird bisher nur punktuell als Randbedingung betrachtet. Hier sind weitere Parameterstudien zur Wechselwirkung mit der Radumströmung notwendig. Erste Schritte in diese Richtung werden bereits unternommen (vgl. Reiß et al. (2019)). Auch eine Bewertung des aerodynamischen Einflusses unterschiedlicher Reifennennmaße oder Felgenreößen sollte anhand der Simulationsmethodik und im Abgleich zum Experiment durchgeführt werden. Weiterhin sind die Interferenzeffekte zwischen Felgen, Reifen und Bremssystem bisher nicht untersucht. Mit der fortschreitenden Detailoptimierung der Radumströmung ist dies ein interessanter Ansatzpunkt, um die Radumströmung nicht nur auf eine einzelne Felge-Reifen-Kombination zu optimieren. Einen weiteren, ganz entscheidenden Optimierungspfad stellt die Reduktion des zusätzlichen Berechnungsaufwandes für eine CFD-Simulation mit der *Sliding-Mesh-Methode* dar. Aktuell muss abgewogen werden, ob die verbesserte Vorhersagegüte eine Verdoppelung der Rechenzeit rechtfertigt und ob diese für den speziellen Anwendungsfall notwendig ist. Sollte sich durch Optimierungen der Mehraufwand einer *Sliding-Mesh-Simulation* gegenüber einer Standardsimulation in den Bereich $<25\%$ bewegen, ist es sehr wahrscheinlich, dass sie zum Industriestandard für alle Aerodynamiksimulationen werden kann.

Literaturverzeichnis

- Aeroprobe Corp. (2003). *Five- and Seven-Hole-Probe Manual, Version 2.0*. Aeroprobe Corporation, 1700 Kraft Drive, Suite 2413, Blacksburg, Virginia 24060, USA.
- AUDI AG (2018). *Geschäftsbericht 2018*. AUDI AG, Auto-Union-Straße 1, 85045 Ingolstadt, Deutschland.
- Aupoix, B. und Spalart, P. R. (2003). Extensions of the Spalart-Allmaras turbulence model to account for wall roughness. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 24(Nr. 4): Seiten 454–462.
- Axerio-Cilies, J. A. (2012). *Predicting Formula 1 Tire Aerodynamics: Sensitivities, Uncertainties and Optimization*. Dissertation, Stanford University, California, USA.
- Axon, L. (1999). *The Aerodynamic Characteristics of Automobile Wheels - CFD Prediction and Wind Tunnel Experiment*. Dissertation, Cranfield University, UK.
- Axon, L., Garry, K., und Howell, J. (1998). An Evaluation of CFD for Modelling the Flow Around Stationary and Rotating Isolated Wheels. In *SAE Technical Paper 980032*. SAE International.
- Bearman, P. W., De Beer, D., Hamidy, E., und Harvey, J. K. (1988). The Effect of a Moving Floor on Wind-Tunnel Simulation of Road Vehicles. In *SAE Technical Paper 880245*. SAE International.
- Benek, J., Steger, J., und Dougherty, F. C. (1983). A flexible grid embedding technique with application to the Euler equations. AIAA-Paper 1983-1944. In *6th Computational Fluid Dynamics Conference July 13-15, Danvers, Massachusetts, USA*.
- Blumrich, R., Mercker, E., Michelbach, A., Vagt, J. D., Widdecke, N., und Wiedemann, J. (2013). Windkanäle und Messtechnik. In Schütz, T., Herausgeber, *Hucho-Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, Seiten 651–726. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 6. Auflage.
- Chesshire, G. und Henshaw, W. D. (1990). Composite overlapping meshes for the solution of partial differential equations. *Journal of Computational Physics*, Vol. 90(Nr. 1): Seiten 1–64.
- Cogotti, A. (1983). Aerodynamic characteristics of car wheels. *Int. Journal of Vehicle Design*, SP3, Impact of Aerodynamics on Vehicle Design: Seiten 173 – 196.

- Cogotti, A. (1995). Ground Effect Simulation for Full-Scale Cars in the Pininfarina Wind Tunnel. SAE Technical Paper 950996. In *SAE International Congress & Exposition*, Seiten 147–171. SAE International.
- Collin, C., Mack, S., Indinger, T., und Müller, J. (2016). A Numerical and Experimental Evaluation of Open Jet Wind Tunnel Interferences using the DrivAer Reference Model. SAE Journal Article 2016-01-1597. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 9(Nr. 2): Seiten 657–679.
- Collin, C., Müller, J., Islam, M., und Indinger, T. (2017). On the Influence of Underhood Flow on External Aerodynamics of the DrivAer Model. In Wiedemann, J., Herausgeber, *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, 11th FKFS Conference, Stuttgart, September 26-27*, Seiten 201–215, Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland.
- Damiani, F., Iaccarino, G., Kalitzin, G., und Khalighi, B. (2004). Unsteady flow simulations of wheel-wheelhouse configurations. AIAA Paper 2004-2344. In *34th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit June 28-July 1, Portland, Oregon, USA*.
- Demirdžić, I. und Perić, M. (1988). Space conservation law in finite volume calculations of fluid flow. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 8(Nr. 9): Seiten 1037–1050.
- Demirdžić, I. und Perić, M. (1990). Finite volume method for prediction of fluid flow in arbitrarily shaped domains with moving boundaries. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 10(Nr. 7): Seiten 771–790.
- D’Hooge, A., Palin, R. B., Johnson, S., Duncan, B., und Gargoloff, J. I. (2012). The Aerodynamic Development of the Tesla Model S - Part 2: Wheel Design Optimization. In *SAE Technical Paper 2012-01-0178*. SAE International.
- Dimitriou, I. und Klussmann, S. (2006). Aerodynamic Forces of Exposed and Enclosed Rotating Wheels as an Example of the Synergy in the Development of Racing and Passenger Cars. In *SAE Technical Paper 2006-01-0805*. SAE International.
- Duncan, B. D., Kandasamy, S., Sbeih, K., Lounsberry, T. H., und Gleason, M. E. (2010). Further CFD Studies for Detailed Tires using Aerodynamics Simulation with Rolling Road Conditions. In *SAE Technical Paper 2010-01-0756*. SAE International.
- Fackrell, J. E. (1974). *The Aerodynamics of an Isolated Wheel Rotating in Contact with the Ground*. Dissertation, University of London, UK.
- Farrell, P. E. und Maddison, J. R. (2011). Conservative interpolation between volume meshes by local Galerkin projection. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 200(Nr. 1): Seiten 89–100.

- Ferziger, J. H. und Peric, M. (2008). *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 3. Auflage.
- Freiherr König-Fachsenfeld, R. (1951). *Aerodynamik des Kraftfahrzeugs, Band I und II*. Verlag der Motor-Rundschau, Umschau Verlag, Frankfurt a.M., Deutschland.
- Gies, S. (2007). Fahrwerkauslegung. In Heißing, B., Ersoy, M., und Gies, S., Herausgeber, *Fahrwerkhandbuch*, Seiten 18–37. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 4. Auflage.
- Grawunder, M. (2017). *Aerodynamic Design Optimisation for Utility Helicopter Drag Reduction*. Dissertation, Technische Universität München, Deutschland.
- Haag, L. (2013). CFD Simulation of rotating car wheels - Evaluation of different wheel rotation modeling approaches. Diplomarbeit, Technische Universität München, Deutschland.
- Haag, L., Blacha, T., und Indinger, T. (2017a). Experimental Investigation on the Aerodynamics of Isolated Rotating Wheels and Evaluation of Wheel Rotation Models using Unsteady CFD. *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 8(Nr. 1): Seiten 7–14.
- Haag, L., Kiewat, M., Blacha, T., und Indinger, T. (2017b). Numerical and Experimental Investigations of Rotating Wheel Aerodynamics on the DrivAer Model with Engine Bay Flow. FEDSM2017-69305. In *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting July 30-August 3*, Vol. 1B, Waikoloa, Hawaii, USA.
- Heft, A. I., Indinger, T., und Adams, N. A. (2012). Introduction of a New Realistic Generic Car Model for Aerodynamic Investigations. In *SAE Technical Paper 2012-01-0168*. SAE International.
- Hobeika, T. (2018). *Wheel Modelling and Cooling Flow Effects on Car Aerodynamics*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, Schweden.
- Hobeika, T., Löfdahl, L., und Sebben, S. (2014). Study of different tyre simulation methods and effects on passenger car aerodynamics. In *Proceedings of the IMechE International Vehicle Aerodynamics Conference October 14-15*, Seiten 187–195, Loughborough, UK.
- Hobeika, T. und Sebben, S. (2018). CFD investigation on wheel rotation modelling. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 174: Seiten 241–251.
- Hövelmann, A. (2016). *Analysis and Control of Partly-Developed Leading-Edge Vortices*. Dissertation, Technische Universität München, Deutschland.
- Hucho, W. H. (2012). *Aerodynamik der stumpfen Körper: Physikalische Grundlagen und Anwendungen in der Praxis*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 2. Auflage.

- Islam, M., Decker, F., de Villiers, E., Jackson, A., Gines, J., Grahs, T., Gitt-Gehrke, A., und Comas i Font, J. (2009). Application of Detached-Eddy Simulation for Automotive Aerodynamics Development. In *SAE Technical Paper 2009-01-0333*. SAE International.
- Issa, R. I. (1986). Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting. *Journal of Computational Physics*, Vol. 62(Nr. 1): Seiten 40–65.
- Jasak, H. (1996). *Error Analysis and Estimation for Finite Volume Method with Applications to Fluid Flow*. Dissertation, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK.
- Jasak, H. (2009). Dynamic Mesh Handling in OpenFOAM. AIAA Paper 2009-341. In *Proceedings of the 47th Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition January 5-8*, Orlando, Florida, USA.
- Jungmann, J. (2020). *Eine experimentell validierte Methodik zur numerischen Simulation und Analyse des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Deutschland.
- Kandasamy, S., Duncan, B., Gau, H., Maroy, F., Belanger, A., Grün, N., und Schäufele, S. (2012). Impact of Wheel Rotation on Aerodynamic Drag and Lift. In *Proceedings of the 12th FKFS Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology March 13-14*, Seiten 393–415, Stuttgart, Deutschland.
- Knowles, R. D. (2005). *Monoposto Racecar Wheel Aerodynamics: Investigation of Near-Wake Structure and Support-Sting Interference*. Dissertation, Cranfield University, UK.
- Knowles, R. D., Saddington, A. J., und Knowles, K. (2002a). On the Near Wake of Rotating, 40%-Scale Champ Car Wheels. In *SAE Technical Paper 2002-01-3293*. SAE International.
- Knowles, R. D., Saddington, A. J., und Knowles, K. (2002b). Simulation and experiments on an isolated racecar wheel rotating in ground contact. In *Proceedings of the 4th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference October 16-17*, Warwick, UK.
- Kopp, S. und Frank, T. (2013). Nutzfahrzeuge. In Schütz, T., Herausgeber, *Hucho-Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, Seiten 651–726. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 6. Auflage.
- Landström, C. (2011). *Passenger Car Wheel Aerodynamics*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, Schweden.

- Landström, C., Josefsson, L., Walker, T., und Löfdahl, L. (2011). An experimental investigation of wheel design parameters with respect to aerodynamic drag. In Wiedemann, J., Herausgeber, *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, 8th FKFS Conference*, Stuttgart, Deutschland.
- Lew, C., Gopaldaswamy, N., Shock, R., Duncan, B., und Hoch, J. (2017). Aerodynamic Simulation of a Standalone Rotating Treaded Tire. In *SAE Technical Paper 2017-01-1551*. SAE International.
- Lewis, R., Cross, M., und Ludlow, D. (2014). The influence of rotating wheels on the external aerodynamic performance of a vehicle. In *Proceedings of the IMechE International Vehicle Aerodynamics Conference October 14-15*, Seiten 161–173, Loughborough, UK.
- Link, A. (2016). *Analyse, Messung und Optimierung des Ventilationswiderstands von Pkw-Rädern*. Nummer 291 in FAT Schriftenreihe. FAT Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (VDA Verband der Automobilindustrie), Behrenstraße 35, 10117 Berlin, Deutschland.
- Lippmann, H. (1996). *Angewandte Tensorrechnung: für Ingenieure, Physiker und Mathematiker*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 2. Auflage.
- Lomax, H., Pulliam, T. H., und Zingg, D. W. (2003). *Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 1. Auflage.
- Luo, J. Y. und Gosman, A. D. (1994). Prediction of impeller-induced flow in mixing vessels using multiple frames of reference. In *Proceedings of the 8th European Conference on Mixing, September 21-23, IChemE Symposium Series No. 136*, Seiten 549–556, Cambridge, UK.
- Mack, S., Indinger, T., Adams, N. A., Blume, S., und Unterlechner, P. (2012a). The Interior Design of a 40% Scaled DrivAer Body and First Experimental Results. FEDSM2012-72371. In *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting July 8-12*, Rio Grande, Puerto Rico, USA.
- Mack, S., Indinger, T., Adams, N. A., und Unterlechner, P. (2012b). The Ground Simulation Upgrade of the Large Wind Tunnel at the Technische Universität München. In *SAE Technical Paper 2012-01-0299*. SAE International.
- Matsumoto, D., Haag, L., und Indinger, T. (2017). Investigation of the Unsteady External and Underhood Airflow of the DrivAer Model by Dynamic Mode Decomposition Methods. *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 8(Nr. 2): Seiten 55–62.
- Mercker, E. und Berneburg, H. (1992). On the Simulation of Road Driving of a Passenger Car in a Wind Tunnel Using a Moving Belt and Rotating Wheels. In *Proceedings of 3rd A.T.A. International Conference on Innovation and Reliability, April 8-10*, Seiten 1551–1566, Florenz, Italien.

- Mercker, E., Breuer, N., Berneburg, H., und Emmelmann, H. J. (1991). On the Aerodynamic Interference Due to the Rolling Wheels of Passenger Cars. In *SAE Technical Paper 910311*. SAE International.
- Mercker, E. und Knape, H. W. (1989). Ground Simulation with Moving Belt and Tangential Blowing for Full-Scale Automotive Testing in a Wind Tunnel. In *SAE Technical Paper 890367*. SAE International.
- Mercker, E., Soja, H., und Wiedemann, J. (1994). Experimental investigation on the influence of various ground simulation techniques on a passenger car. In *Proceedings of the Vehicle Aerodynamics Conference by the Royal Aeronautical Society July 1-6*, Seiten 10.1–10.11, Loughborough, UK.
- Mlinaric, P. (2007). Investigation of the Influence of Tyre Deformation and Tyre Contact Patch on CFD Predictions of Aerodynamic Forces on a Passenger Car. Master's thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Schweden.
- Modlinger, F., Demuth, R., und Adams, N. A. (2007). Investigations on the Realistic Modeling of the Flow around Wheels and Wheel Arches by CFD. JSAE Paper 20075195. In *Proceedings of the Society of Automotive Engineers of Japan (JSAE) Annual Spring Congress & Exposition May 23-25*, Yokohama, Japan.
- Modlinger, F., Demuth, R., und Adams, N. A. (2008). New Directions in the Optimization of the Flow Around Wheels and Wheel Arches. In *Proceedings of the 7th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference October 22-23*, Seiten 324–335, Grove, UK.
- Mohr, D., Kaas, H.-W., Gao, P., Wee, D., und Möller, T. (2016). Automotive revolution—perspective towards 2030: How the convergence of disruptive technology-driven trends could transform the auto industry. *Advanced Industries*. McKinsey & Company Inc., Dorotheenstraße 6, 70173 Stuttgart, Deutschland.
- Morelli, A. (1969). Aerodynamic Actions on an Automobile Wheel. Paper 5. In *Proceedings of the 1st Symposium on Road Vehicle Aerodynamics*, City College, London, UK.
- OpenCFD Ltd. (2016). *OpenFOAM The Open Source CFD Toolbox User Guide. Version v1606+*. OpenCFD Limited (ESI-Group), Suite 1B 2, The Braccans, Bracknell, UK.
- Petersson, N. A. (1999). Hole-cutting for Three-Dimensional Overlapping Grids. *SIAM Journal on Scientific Computing*, Vol. 21(Nr. 2): Seiten 646–665.
- Pfadenhauer, M. (1995). Konzepte zur Verringerung des Luftwiderstandsbeiwerts von Personenkraftwagen unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Fahrbahn sowie der Raddrehung. Diplomarbeit, Technische Universität München, Deutschland.

- Pletcher, R. H., Tannehill, J. C., und Anderson, D. (2016). *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Third Edition*. Series in Computational and Physical Processes in Mechanics and Thermal Sciences. CRC Press, Boca Raton, Florida, USA, 3. Auflage.
- Pope, S. B. (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1. Auflage.
- Potthoff, J. und Fiedler, R. (1995). Simulation der Raddrehung bei aerodynamischen Untersuchungen an Kraftfahrzeugen im Windkanal. In *Tagung „Aerodynamik des Kraftfahrzeugs“ 7.-8. November*, Haus der Technik, Essen, Deutschland.
- Qui, Z., Landström, C., Löfdahl, L., und Josefsson, L. (2010). Wheel Aerodynamic Developments on Passenger Cars by Module-based Prototype Rims and Stationary Rim Shields. In *Proceedings of the FISITA Automotive World Congress May 30-June 4*, Budapest, Ungarn.
- Regert, T. und Lajos, T. (2007). Description of flow field in the wheelhouses of cars. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 28(Nr. 4): Seiten 616–629.
- Reiß, J., Haag, L., und Indinger, T. (2019). CFD investigation on fully detailed and deformed car tires. *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 10(Nr. 4): Seiten 324–331.
- Riederer, S. (2004). *Strömungsphänomene im Bereich der vorderen Radhäuser von Personenfahrzeugen*. Dissertation, Technische Universität München, Verlag Dr. Hut, München, Deutschland.
- Saddington, A. J., Knowles, R. D., und Knowles, K. (2007). Laser Doppler anemometry measurements in the near-wake of an isolated Formula One wheel. *Experiments in fluids*, Vol. 42(Nr. 5): Seiten 671–681.
- Scanivalve Corp. (2011a). *DSM3400 Series Digital Service Module Instruction and Service Manual. Version 4/2011*. 1722 N. Madson Street, Liberty Lake, Washington 99019, USA.
- Scanivalve Corp. (2011b). *ZOC33 Electronic Pressure Scanning Module Data Sheet No. G480*. 1722 N. Madson Street, Liberty Lake, Washington 99019, USA.
- Scanivalve Corp. (2017). *DSM4000 Digital Service Module Operation & Software Manual*. 1722 N. Madson Street, Liberty Lake, Washington 99019, USA.
- Scheck, F. (2007). *Theoretische Physik 1: Mechanik*. Springer-Lehrbuch. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 8. Auflage.
- Schiefer, U. (1993). *Zur Simulationstechnik des freistehenden Fahrzeuges im Windkanal*. Dissertation, Universität Stuttgart, Deutschland.

- Schlichting, H. und Gersten, K. (2006). *Grenzschichttheorie*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, Deutschland, 10. Auflage.
- Schneider, S., Wiedemann, J., und Wickern, G. (1998). Das Audi-Windkanalzentrum: Aero-Akustik-Windkanal und Thermo-Blaskanal. In *Tagung „Aerodynamik des Kraftfahrzeugs“ 10.-11. November*, Haus der Technik, Essen, Deutschland.
- Schnepf, B. (2016). *Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Umströmung eines Pkw-Rades in Simulation und Experiment*. Dissertation, Technische Universität München, Deutschland.
- Schnepf, B., Schütz, T., und Indinger, T. (2015a). Further Investigations on the Flow Around a Rotating, Isolated Wheel with Detailed Tread Pattern. SAE Journal Article 2015-01-1554. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 8(Nr. 1): Seiten 261–274.
- Schnepf, B., Tesch, G., und Indinger, T. (2013). Investigations on the Flow Around Wheels Using Different road Simulation tools. In Wiedemann, J., Herausgeber, *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, 9th FKFS Conference, Stuttgart, October 1-2*, Expert Verlag, Renningen, Deutschland.
- Schnepf, B., Tesch, G., und Indinger, T. (2015b). On the Influence of Ride Height Changes on the Aerodynamic Performance of Wheel Designs. *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 6(Nr. 1): Seiten 23–29.
- Schütz, T. (2010). Aerodynamics of Modern Sports Utility Vehicles. In *Proceedings of the 8th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference Low Carbon Vehicles October 13-14*, Seiten 471–485, Grove, UK.
- Schütz, T. (2011). Fortschritte der CFD-Validierung in der Aerodynamikentwicklung. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Vol. 113(Nr. 6): Seiten 478–483.
- Schütz, T., Grün, N., und Blumrich, R. (2013a). Numerische Methoden. In Schütz, T., Herausgeber, *Hucho-Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, Seiten 967–1067. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 6. Auflage.
- Schütz, T., Krüger, L., und Lentzen, M. (2013b). Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen. In Schütz, T., Herausgeber, *Hucho-Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, Seiten 651–726. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 6. Auflage.
- Schwartekopp, B. (2015). The New Daimler Automotive Wind Tunnel: Design and Aerodynamic Features. In Wiedemann, J., Herausgeber, *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, 10th FKFS Conference, Stuttgart, September 29-30*, Seiten 256–275, Expert Verlag, Renningen, Deutschland.

- Shur, M. L., Spalart, P. R., Strelets, M. K., und Travin, A. K. (2008). A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 29(Nr. 6): Seiten 1638–1649.
- Skea, A. F., Bullen, P. R., und Qiao, J. (1998). The use of CFD to predict the air flow around a rotating wheel. In *Proceedings of the 2nd MIRA International Conference On Vehicle Aerodynamics, October 20-21*, Seiten 267–274, Coventry, UK.
- Smagorinsky, J. (1963). General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment. *Monthly Weather Review*, Vol. 91(Nr. 3): Seiten 99–164.
- Spalart, P. R. (2000). Trends in Turbulence Treatments. AIAA Paper 2000-2306. In *Proceedings of the Fluids 2000 Conference and Exhibit, June 19-22*, Denver, Colorado, USA.
- Spalart, P. R. und Allmaras, S. R. (1992). A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. AIAA Paper 92-0439. In *Proceedings of the 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, January 6-9*, Reno, Nevada, USA.
- Spalart, P. R., Deck, S., Shur, M. L., Squires, K. D., Strelets, M. K., und Travin, A. (2006). A New Version of Detached-eddy Simulation, Resistant to Ambiguous Grid Densities. *Theoretical and Computational Fluid Dynamics*, Vol. 20(Nr. 3): Seiten 181–195.
- Spalart, P. R., Jou, W. H., Strelets, M., und Allmaras, S. R. (1997). Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach. In Liu, C. und Liu, Z., Herausgeber, *Advances in DNS/LES, Proceedings of the First AFOSR International Conference on DNS/LES August 4-8*, Seiten 137–147, Ruston, Louisiana, USA.
- Spalart, P. R. und Rumsey, C. L. (2007). Effective Inflow Conditions for Turbulence Models in Aerodynamic Calculations. *AIAA Journal*, Vol. 45(Nr. 10): Seiten 2544–2558.
- Spalding, D. B. (1961). A single Formula for the "Law of the Wall". *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 28(Nr. 3): Seiten 455–458.
- Stapleford, W. und Carr, G. (1969). Aerodynamic Characteristics of Exposed Rotating Wheels. MIRA Technical Report No. 1970/2. In *Technischer Bericht, Motor Industry Research Association (MIRA)*, Nuneaton, UK.
- Stumpf, H., Röser, P., Wiegand, T., Pfäfflin, B., Ocker, J., Müller, R., Eckert, W., und Kroß, H.-U. (2015). The new aerodynamic and aeroacoustic wind tunnel of the Porsche AG. In Bargende, M., Reuss, H.-C., und Wiedemann, J., Herausgeber, *15. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik 17.-18. März*, Seiten 811–826, Springer Vieweg, Wiesbaden, Deutschland.

- Versteeg, H. K. und Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, Harlow, UK, 2. Auflage.
- Wäschle, A. (2006). *Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik*. Dissertation, Universität Stuttgart, Expert Verlag, Renningen, Deutschland.
- Wickern, G. und Lindener, N. (2000). The Audi Aeroacoustic Wind Tunnel: Final Design and First Operational Experience. In *SAE Technical Paper 2000-01-0868*. SAE International.
- Wickern, G., Zwicker, K., und Pfadenhauer, M. (1997). Rotating Wheels - Their Impact on Wind Tunnel Test Techniques and on Vehicle Drag Results. In *SAE Technical Paper 970133*. SAE International.
- Wiedemann, J. (1996). The Influence of Ground Simulation and Wheel Rotation on Aerodynamic Drag Optimization - Potential for Reducing Fuel Consumption. In *SAE Technical Paper 960672*. SAE International.
- Wiedemann, J. und Settgast, W. (1995). Der Einfluss der Bodensimulation auf die Optimierung des Luftwiderstands. In *Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren 20.-22. Februar*, Band 2 Kraftfahrzeuge, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Stuttgart, Deutschland.
- Wiedemann, J., Wickern, G., Ewald, B., und Mattern, C. (1993). Audi Aero-Acoustic Wind Tunnel. In *SAE Technical Paper 930300*. SAE International.
- Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, La Cañada Flintridge, California, USA, 3. Auflage.
- Wittmeier, F. (2015). *Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw Reifen*. Dissertation, Universität Stuttgart, Springer Vieweg, Wiesbaden, Deutschland.
- Wittmeier, F. und Kuthada, T. (2015). Open Grille DrivAer Model - First Results. SAE Journal Article 2015-01-1553. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 8(Nr. 1): Seiten 252–260.
- Woll, T. (2013). Verbrauch und Fahrleistungen. In Schütz, T., Herausgeber, *Hucho-Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort*, Seiten 137–175. Springer-Verlag, Wiesbaden, Deutschland, 6. Auflage.
- Zhang, Y. (2018). Bewertung des Rotationswiderstandes von Pkw-Rädern. Master's thesis, Technische Universität Darmstadt, Deutschland.

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

2D3C	Two-dimensional three-component
AAWK	Audi Aeroakustik Windkanal
AMI	Arbitrary Mesh Interface
BoSi	Bodensimulation
BS	Bremsscheibe
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFK	Kohlefaserverstärkter Kunststoff
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DAF	DrivAer-Felge
DDES	Delayed Detached Eddy Simulation
DEHS	Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direkte Numerische Simulation
DoE	Design of Experiments
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite-Elemente-Methode
FH	Fließheck
FKFS	Forschungsstelle für Kraftfahrwesen Stuttgart
FVM	Finite-Volumen-Methode
Fzg	Fahrzeug
GAMG	Geometrisch-Algebraische-Mehrgittermethode
GGF	Geschlossene Generische Felge
GPL	General Public License
HA	Hinterachse
IBM	Immersed-Boundary-Methode
IDDES	Improved Delayed Detached Eddy Simulation
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LES	Large Eddy Simulation
LRRF	Local Rotating Reference Frame
MRF	Multiple Reference Frame
MRFg	Multiple Reference Frame grooves
MRS-Singularität	Moore-Rott-Sears-Singularität

OEM	Original Equipment Manufacturer
OGF	Offene Generische Felge
OMM	Overset-Mesh-Methode
PIMPLE	Kombination aus PISO- und SIMPLE-Algorithmus
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators
PIV	Particle Image Velocimetry
Pkw	Personenkraftwagen
Q5F	Q5-Aerofelge
RANS	Reynolds-Averages Navier-Stokes
RP	Rapid Prototyping
RWBC	Rotating Wall Boundary Condition
SAE	Society of Automotive Engineers
S-A-Modell	Spalart-Allmaras-Modell
SH	Stufenheck
SIMPLE	Semi-implicit Method for Pressure Linked Equations
SKE	Steuerbarer Kühlluft einlass
SMM	Sliding-Mesh-Methode
SMM-Int X	Interfaceposition X der Sliding-Mesh-Methode
TKE	Turbulente Kinetische Energie
TU München	Technische Universität München
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
VA	Vorderachse
VH	Vollheck
VRES	Volume of Refined Resolution
WKA	Windkanal A der Technischen Universität München
WLTP	Worldwide Harmonized Light vehicles test Procedure

Römische Formelzeichen

a	Schallgeschwindigkeit in m/s
$a_i(t)$	Beschleunigungsvektor in m/s^2
A	Seitenfläche einer Berechnungszelle in m^2
A_{Ref}	Referenzfläche in m^2
A_x	Projizierte Stirnfläche in x-Richtung in m^2
c_{Av} ; c_{Ah}	Vorderachs-; Hinterachsauftriebsbeiwert
c_{b1} ; c_{b2} ; c_{w1}	Modellkonstanten im Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell
C_{DES}	Modellkonstante im DDES-Turbulenzmodell
$c_{M,R}$; $c_{M,G}$; $c_{M,N}$,	Rollmoment-; Giermoment-; Nickmomentenbeiwert
$c_{p,stat}$; $c_{p,dyn}$; $c_{p,tot}$	statischer Druckbeiwert; dynamischer Druckbeiwert; Totaldruckbeiwert
C_S	Modellkonstante für die LES-Methode
c_{Vent}	Ventilationsbeiwert
c_x	Widerstandsbeiwert in x-Richtung
c_W ; c_S ; c_A	Widerstands-; Seitenkraft-; Auftriebsbeiwert
d	Abstand zur nächsten Wand im Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell in m
D	Durchmesser in m
\tilde{d}	Modifizierter Wandabstand in m
E	Modellkonstante im Spalding-Wandmodell abhängig von der Wandrauheit
F	Kraft in $N=kg\cdot m/s^2$
f	Spezifische Kraft in m/s^2
F_{Av} ; F_{Ah}	Vorderachs-; Hinterachsauftriebskraft in $N=kg\cdot m/s^2$
f_d	Schutzfunktion im DDES-Turbulenzmodell
f_{v1} ; f_{t1} ; f_{t2} ; f_w	Modellfunktionen im Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell
F_W ; F_S ; F_A	Widerstands-; Seiten-; Auftriebskraft in $N=kg\cdot m/s^2$
G	Beliebiger Filterkern
$g_i(t)$	Vektorwertige Funktion
k	Turbulente Kinetische Energie in $kg\cdot m^2/s^2$
L	Charakteristische Länge in m
l_0	Radstand in m
m	Masse in kg
M_R ; M_N ; M_G	Rollmoment, Nickmoment, Giermoment in $Nm=kg\cdot m^2/s^2$
n	Laufvariable für Interpolationszellen
n_i	Normalenvektor
p_∞	Umgebungsdruck in $Pa=kg/(m\cdot s^2)$
p_{kin}	Kinematischer Druck in $Pa=kg/(m\cdot s^2)$
p ; p_{stat}	Statischer Druck in $Pa=kg/(m\cdot s^2)$
p_{tot}	Totaldruck in $Pa=kg/(m\cdot s^2)$
q	Dynamischer Druck in $Pa=kg/(m\cdot s^2)$

Q	2. Invariante des Reynoldsspannungstensors in $kg/(m \cdot s^2)$
r_i	Ortsvektor in m
S	Oberfläche einer Berechnungszelle in m^2
S_{ij}	Reynoldsspannungstensor in $kg/(m \cdot s^2)$
\tilde{S}	Modellfunktion im Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell
t	Zeit in s
U	Geschwindigkeitsbetrag in m/s
$ U $	Geschwindigkeitsbetrag in m/s
u	Geschwindigkeitskomponente in m/s
u^+	Dimensionslose Wandgeschwindigkeit
u^b	Gittergeschwindigkeit in m/s
u_τ	Wandschubspannungsgeschwindigkeit in m/s
V	Volumen einer Berechnungszelle in m^3
x, y, z	Kartesische Raumrichtungen in m
y^+	Dimensionsloser Wandabstand

Griechische Formelzeichen

α	Strahlaufweitungswinkel in $^\circ$
α_n	Interpolationsgewichte für Overset-Mesh-Methode
β	Strahlaufweitungswinkel in $^\circ$
Γ	(Dichtebezogener bzw. kinematischer) Diffusionskoeffizient in $kg/(m \cdot s)$
Δ	Differenz
Δ_F	Filterweite in m
Δ_G	Gitterweite in m
δ	Kronecker-Delta
ε	Permutationssymbol bzw. Levi-Civita-Symbol
κ	von-Kármán-Konstante
μ	Dynamische Viskosität in $Pa \cdot s = kg/(m \cdot s)$
μ_t	(Dynamische) turbulente Viskosität in $Pa \cdot s = kg/(m \cdot s)$
ν	Kinematische Viskosität in m^2/s
$\tilde{\nu}$	Turbulente Viskosität im Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell in m^2/s
ν_t	(Kinematische) turbulente Viskosität in m^2/s
ν_t^*	Modifizierte turbulente Viskosität an der Wand in m^2/s
ν_{eff}	Effektive Viskosität in m^2/s
ρ	Dichte in kg/m^3
τ	Schubspannungstensor in $kg/(m \cdot s^2)$
τ_w	Wandschubspannung in $kg/(m \cdot s^2)$
ϕ	Beliebige vektorielle Größe
ω	Rotationsvektor in $Hz = 1/s$
Ω	Integrationsgebiet

Dimensionslose Kennzahlen

<i>Co</i>	Courant-Zahl
<i>Ma</i>	Machzahl
<i>Pe</i>	Péclet-Zahl
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>Tu</i>	Turbulenzgrad

Subskripta

\cdot_{∞}	Größe in der ungestörten Anströmung
\cdot_{BS}	Bremsscheibe
$\cdot_{DrivAer}$	Größe am DrivAer-Modell
\cdot_{Fzg}	Größe am Fahrzeug
$\cdot_i; \cdot_j; \cdot_k$	Größe in den kartesischen Raumrichtungen $x; y; z$
\cdot_{Int}	Interface
\cdot_{KLauf}	Kühlluft auf
\cdot_{num}	Numerische Größe
\cdot_{Rad}	Größe am Rad
\cdot_{rel}	Relative Größe abhängig von der Netzbewegung
\cdot_{RHzu}	Radhaus zu
\cdot_t	Turbulente Größe
\cdot_W	Größe an der Wand einer Berechnungszelle
$\cdot_x; \cdot_y; \cdot_z$	Größe in den kartesischen Raumrichtungen $x; y; z$
\cdot_Z	Größe am Zylinder
\cdot_Z	Größe in einer Berechnungszelle

Superskripta

\cdot'	Schwankungsgröße
$\bar{\cdot}$	Zeitlich gemittelte Größe
$\hat{\cdot}$	Räumlich gefilterte Größe
\cdot_b	Größe an der Berandung einer Berechnungszelle
\cdot_e	Interpolationsgröße auf einem Empfängernetz
\cdot_I	Größe im Inertialsystem
\cdot_R	Größe im rotierenden Bezugssystem
\cdot_s	Interpolationsgröße auf einem Spendernetz
\cdot_S	Kleinskalige (räumlich gefilterte) Größe

Anhang

A Herleitungen numerischer Modelle

In der vorliegenden Arbeit werden ein Wandmodell und das MRF-Modell zur Erfassung physikalischer Effekte in der CFD-Simulation angewandt. Im Gegensatz zur Turbulenzmodellierung ist die vollständige Herleitung dieser Modelle zumeist wenig dokumentiert. In diesen Herleitungen fließen jedoch die wesentlichen theoretischen Ideen ein, die den Modellen zugrunde liegen. Daher werden diese Herleitungen hier zur Vollständigkeit und zum besseren Verständnis der Modelle im Detail durchgeführt. Zuvor werden einige dafür wichtige tensorielle Zusammenhänge dargelegt, die gleichzeitig zum Verständnis der Erhaltungsgleichungen aus Kapitel 2.6.1 dienen.

A.1 Tensorrechnung

In diesem Abschnitt werden einige Zusammenhänge bezüglich der tensoriellen Größen dargelegt (vgl. auch Haag (2013)). Diese sind hilfreich für das Verständnis der Erhaltungsgleichungen in Kapitel 2.6.1 und für die Herleitungen des Wandmodells und des MRF-Modells. Alle Zusammenhänge werden unter Verwendung der *Einstein'schen Summenkonvention* formuliert. Das bedeutet, dass im Fall eines mehrfachen Vorkommens einer Indexvariablen in einem Term, eine Aufsummierung dieses Terms über alle Indizes durchgeführt wird (vgl. Lippmann (1996), (S. 9)).

Die dafür relevanten Bezeichnungen und Zusammenhänge sind:

- δ_{ij} ist das *Kronecker-Delta* und ist wie folgt definiert (Lippmann (1996), S. 10):

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } i = j \\ 0 & \text{wenn } i \neq j \end{cases} \quad (\text{A.1})$$

Das *Kronecker-Delta* wird oft verwendet, um die Einträge auf der Hauptdiagonalen eines Tensors zweiter Ordnung anzusprechen.

- ε_{ijk} steht für das *Permutationssymbol*, oft auch *Levi-Civita-Symbol* genannt, und ist für den dreidimensionalen Raum wie folgt definiert (Lippmann (1996), S. 36):

$$\varepsilon_{ijk} = \begin{cases} +1 & \text{wenn } (i, j, k) \text{ eine gerade Permutation von } (1, 2, 3) \text{ ist} \\ -1 & \text{wenn } (i, j, k) \text{ eine ungerade Permutation von } (1, 2, 3) \text{ ist} \\ 0 & \text{wenn } i = j \text{ oder } j = k \text{ oder } k = i \end{cases} \quad (\text{A.2})$$

Das *Levi-Civita-Symbol* wird oft verwendet, um das Vektorprodukt (Kreuzprodukt) zweier Vektoren auszudrücken.

- Divergenz des Terms $\varepsilon_{ikl}\omega_k x_l$:

$$\frac{\partial (\varepsilon_{ikl}\omega_k x_l)}{\partial x_j} = \varepsilon_{ikl}\omega_k \frac{\partial x_l}{\partial x_j} + \varepsilon_{ikl} \frac{\partial \omega_k}{\partial x_j} x_l \quad (\text{A.3})$$

Da der Rotationsvektor ω_i konstant ist und $\partial x_l / \partial x_j$ nur dann gleich 1 ist, wenn $l=j$ und andernfalls gleich 0, führt dies zu:

$$\frac{\partial (\varepsilon_{ikl}\omega_k x_l)}{\partial x_j} = \varepsilon_{ikj}\omega_k \quad (\text{A.4})$$

- Gradient des Terms $\varepsilon_{jkl}\omega_k x_l$:

$$\frac{\partial (\varepsilon_{jkl}\omega_k x_l)}{\partial x_i} = \varepsilon_{jkl}\omega_k \frac{\partial x_l}{\partial x_i} + \varepsilon_{jkl} \frac{\partial \omega_k}{\partial x_i} x_l \quad (\text{A.5})$$

Da der Rotationsvektor ω_i konstant ist und $\partial x_l / \partial x_i$ nur dann gleich 1 ist, wenn $l=j$ und andernfalls gleich 0, führt dies zu:

$$\frac{\partial (\varepsilon_{jkl}\omega_k x_l)}{\partial x_i} = \varepsilon_{jki}\omega_k \quad (\text{A.6})$$

A.2 Wandmodellierung durch Modifikation der turbulenten Viskosität

Die Simulationsmethodik unter Verwendung der DDES-Methode zur Turbulenzmodellierung berücksichtigt den Effekt kleinskaliger Turbulenz auf die Strömung in Form der turbulenten Viskosität ν_t . In wandnahen Strömungsregionen wird die turbulente Strömungsbewegung durch die Haftbedingung und die Einschränkung der senkrechten Strömungsbewegung stark anisotrop (s. Ferziger und Peric (2008), S. 352). Dieser Effekt kann mit Berechnungsnetzen für die Anwendung an technischen Strömungen in der Regel nicht aufgelöst werden. Es wurde jedoch nachgewiesen, dass in turbulenten Grenzschichten ohne Druckgradient an ebenen Wänden selbstähnliche Geschwindigkeitsprofile in wandnormaler Richtung auftreten. Mittels *dimensionsloser Wandgeschwindigkeit* u^+ und *dimensionslosem Wandabstand* y^+ kann dieses selbstähnliche Geschwindigkeitsprofil formal ($u^+ = f(y^+)$) beschrieben werden (s. Versteeg und Malalasekera (2007), S. 57 und Schlichting und Gersten (2006), S. 522). Abbildung A.1 zeigt das selbstähnliche Geschwindigkeitsprofil abhängig vom Wandabstand in halblogarithmischer Skalierung. Dort lassen sich drei verschiedene Regionen unterscheiden: Zunächst existiert eine *viskose Unterschicht* mit einem linearen Zusammenhang zwischen Wandabstand und Geschwindigkeit ($u^+ = y^+$). Weiterhin gibt es die *logarithmische Schicht* mit einem logarithmischen Zusammenhang zwischen Wandabstand und Geschwindigkeit ($u^+ \sim \ln(y^+)$).

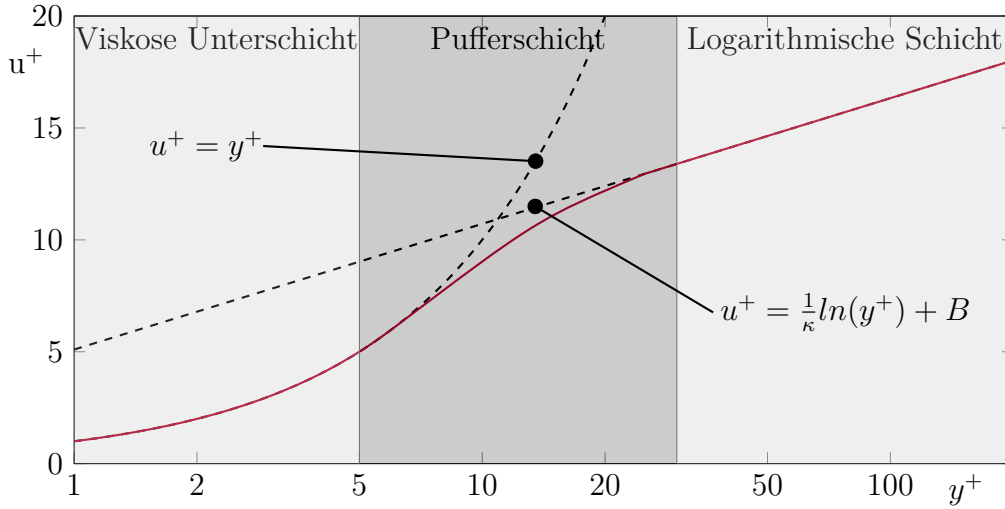


Abbildung A.1: Selbstähnliches dimensionsloses Wandgeschwindigkeitsprofil u^+ einer turbulenten Grenzschicht über einer ebenen Platte in Abhängigkeit vom dimensionslosen Wandabstand y^+ (nach Ferziger und Peric (2008), S. 352).

Zwischen diesen beiden Schichten befindet sich die sogenannte *Pufferschicht*. Es existieren mehrere Ansätze um diese formale Abhängigkeit zwischen u^+ und y^+ abschnittsweise oder über den kompletten dimensionslosen Wandabstandsbereich abzubilden. In der vorliegenden Arbeit wird für das Wandgesetz, wie in OpenFOAM implementiert, eine vereinheitlichte Gleichung für den gesamten dimensionslosen Wandabstandsbereich nach Spalding (1961) verwendet:

$$y^+ = u^+ + \frac{1}{E} \left[e^{\kappa u^+} - 1 - \kappa u^+ - \frac{\kappa u^{+2}}{2!} - \frac{\kappa u^{+3}}{3!} \right] \quad (\text{A.7})$$

Mit der *von-Kàrmàn-Konstanten* κ und einer Modellkonstanten für die Wandrauheit E kann diese Gleichung bei bekanntem *dimensionslosem Wandabstand* y^+ der ersten Zelle in Form einer partiellen Differentialgleichung gelöst werden.

Mithilfe des selbstähnlichen Geschwindigkeitsprofils in der Nähe fester Wände kann deren Effekt auf die Turbulenz nun berücksichtigt werden, ohne die Grenzschicht im Berechnungsnetz aufzulösen. Hierzu ist lediglich eine Modifikation der turbulenten Viskosität ν_t zur wandnahen turbulenten Viskosität ν_t^* in Abhängigkeit von u^+ und y^+ ($\nu_t^* = f(u^+, y^+)$) nötig. Die Herleitung dieses Zusammenhangs wird im Folgenden dargestellt. Gemeinsam mit Gleichung A.7 kann damit ν_t^* für die wandnächste Zelle berechnet werden. Ausgangspunkt für die Herleitung ist die Definition der Wandschubspannung τ_w als Produkt aus der kinematischen Viskosität ν und dem Geschwindigkeitsgradient $\partial u_x / \partial y$ in wandnormaler Richtung:

$$\tau_w = \nu \left. \frac{\partial u_x}{\partial y} \right|_w \quad (\text{A.8})$$

In der numerischen Simulation wird der Differentialquotient der Geschwindigkeitsgradienten durch einen Differenzenquotienten aus der Geschwindigkeitsdifferenz im Zentrum

der ersten Zelle U_Z und der Geschwindigkeit an der Wand U_W (oft =0) sowie dem Wandabstand des Mittelpunkts der ersten Zelle y angenähert:

$$\tau_{w,num} = \nu \frac{U_Z - U_W}{y} \quad (\text{A.9})$$

Ist das Berechnungsnetz zu grob, um die Grenzschicht aufzulösen, stimmt die numerisch berechnete Wandschubspannung nicht mit der realen Wandschubspannung überein:

$$\tau_w = \nu \frac{\partial u_x}{\partial y} \Big|_w \neq \tau_{w,num} = \nu \frac{U_Z - U_W}{y} \quad (\text{A.10})$$

Um die numerische Lösung zu korrigieren, kann hier die kinematische Viskosität ν durch eine effektive Viskosität $\nu_{eff} = \nu + \nu_t^*$ ersetzt werden, sodass gilt:

$$\tau_w = \nu \frac{\partial u_x}{\partial y} \Big|_w = \nu_{eff} \frac{U_Z - U_W}{y} \quad (\text{A.11})$$

Die effektive Viskosität ν_{eff} und damit auch die wandnahe turbulente Viskosität ν_t^* müssen dabei die Strömungseffekte in der Grenzschicht abbilden. Dafür benötigt man die dimensionslosen Grenzschichtgrößen für Wandabstand und Wandgeschwindigkeit:

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (\text{A.12})$$

$$u^+ = \frac{u_x}{u_\tau} \quad (\text{A.13})$$

Dabei ist u_x die Relativgeschwindigkeit zur Wand und u_τ die Schubspannungsgeschwindigkeit, die wie folgt definiert ist:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (\text{A.14})$$

Durch Umformung von Gleichung A.14 ergibt sich:

$$\begin{aligned} \tau_w &= \rho u_\tau^2 \\ &\stackrel{\text{Gl. A.13}}{=} \rho u_\tau \frac{u_x}{u^+} \\ &\stackrel{\text{Gl. A.12}}{=} \rho \frac{\nu y^+}{y} \frac{u_x}{u^+} \end{aligned} \quad (\text{A.15})$$

In der numerischen Simulation ist die Relativgeschwindigkeit zur Wand u_x aus der Geschwindigkeitsdifferenz im Zentrum der ersten Zelle U_Z und der Geschwindigkeit an der Wand U_W (oft =0) zu berechnen:

$$u_x = U_Z - U_W \quad (\text{A.16})$$

Nach Einsetzen von Gleichung A.16 in Gleichung A.15 ergibt sich:

$$\tau_w = \rho \frac{\nu y^+}{y} \frac{U_Z - U_W}{u^+} \quad (\text{A.17})$$

Das Gleichsetzen von Gleichung A.11 und Gleichung A.17 ergibt:

$$\tau_w = \nu_{eff} \frac{U_Z - U_W}{y} = \rho \frac{\nu y^+}{y} \frac{U_Z - U_W}{u^+} \quad (\text{A.18})$$

Das Kürzen und Umformen von Gleichung A.18 ergibt für die effektive Viskosität:

$$\nu_{eff} = \rho \nu \frac{y^+}{u^+} \quad (\text{A.19})$$

Durch Ersetzen der effektiven Viskosität in Gleichung A.19 durch die Beziehung $\nu_{eff} = \nu + \nu_t^*$, anschließend Umstellen und unter Berücksichtigung des selbstähnlichen Geschwindigkeitsprofils aus Abbildung A.1, das mit Gleichung A.7 einen formalen Zusammenhang zwischen u^+ und y^+ herstellt ($u^+ = f(y^+)$), kann die wandnahe turbulente Viskosität wie folgt berechnet werden:

$$\nu_t^* = \nu \left(\frac{\rho y^+}{u^+(y^+)} - 1 \right) \quad (\text{A.20})$$

Mit diesem Zusammenhang für die wandnahe turbulente Viskosität kann in Abhängigkeit von u^+ und y^+ ($\nu_t^* = f(u^+, y^+)$) der Effekt der Grenzschicht auf die Außenströmung modelliert werden, ohne sie im Detail aufzulösen und zu berechnen. Dies wird durch die Verwendung der Selbstähnlichkeit des Geschwindigkeitsprofils in der turbulenten Grenzschicht ermöglicht.

A.3 Mathematische Herleitung des MRF-Modells

Die mathematische Herleitung des MRF-Modells wird an dieser Stelle, wie von Haag (2013) zusammengefasst, in drei Schritten durchgeführt. Zunächst wird die materielle Ableitung in einem rotierenden Bezugssystem formuliert. Danach wird die Formulierung der *Navier-Stokes-Gleichungen* in einem rotierenden Bezugssystem dargelegt und zuletzt die Impulsgleichung mit der Geschwindigkeit im Inertialsystem als Transportgröße formuliert.

A.3.1 Die materielle Ableitung in einem rotierenden Bezugssystem

Die Formulierung der materiellen Ableitung der Geschwindigkeit in einem rotierenden Bezugssystem wird den Ausführungen von Scheck (2007) (S. 48f.) folgend durchgeführt. Im Sinne der Konsistenz zu den Erhaltungsgleichungen in Kapitel 2.6.1 erfolgt dies in kartesischer Form in Tensorschreibweise unter Verwendung der *Einstein'schen Summenkonvention*. Um diese Formulierung durchzuführen, sind zwei Bezugssysteme zu berücksichtigen: ein ruhendes Inertialsystem, hier mit I bezeichnet, und ein mit einer konstanten Geschwindigkeit rotierendes Bezugssystem, hier mit R bezeichnet. Das rotierende Bezugssystem R rotiert mit einer konstanten Winkelgeschwindigkeit

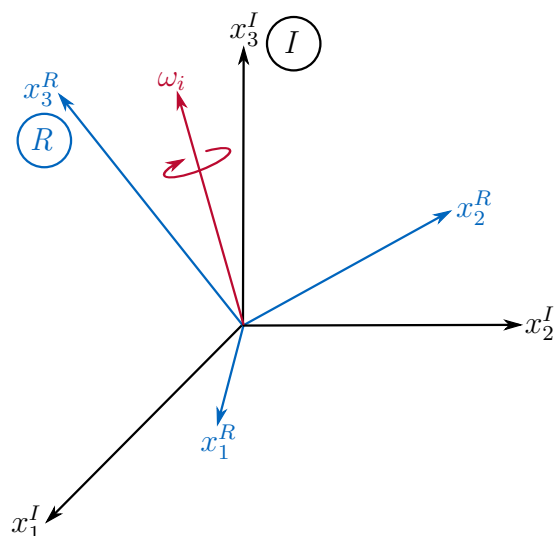


Abbildung A.2: Skizze des Inertialsystems I (schwarz) und des rotierenden Bezugssystems R (blau) mit Rotationsvektor ω_i (rot) ausgehend vom gemeinsamen Koordinatenursprung für die Transformation der Erhaltungsgleichungen (vgl. Haag (2013)).

$\sqrt{\omega_i \omega_i}$ um den konstanten Einheitsvektor $\hat{\omega}_i = \omega_i / \sqrt{\omega_j \omega_j}$. Beide Bezugssysteme (Koordinatensysteme) sind in Abbildung A.2 dargestellt.

Ohne Einschränkung der Allgemeingültigkeit kann angenommen werden, dass I und R denselben Ursprung besitzen. Dies kann dadurch begründet werden, dass eine Transformation von einem weiteren Inertialsystem I^* , mit einem Koordinatenursprung verschieden von dem des Inertialsystem I , in ebendieses Inertialsystem I lediglich zu einer Koordinatentransformation mit einem konstanten Vektor r_i führt. Diese Transformation beeinflusst die Erhaltungsgleichungen nicht. Weiterhin kann ohne Einschränkung der Allgemeingültigkeit angenommen werden, dass sich das Inertialsystem I und das rotierende Bezugssystem R zum Zeitpunkt $t=0$ in einer identischen Position befinden. Dies ist möglich, da es sich bei der Translation in der Zeit um eine *Galilei-Transformation* handelt. R ist jedoch kein Inertialsystem, da dessen Position (Rotation) zeitabhängig ist. Daher ist eine Transformation vom Inertialsystem I in das rotierende Bezugssystem R keine *Galilei-Transformation*. Laut Scheck (2007) (S. 48) gilt für jede vektorwertige Funktion $g_i(t)$:

$$\frac{d^I}{dt} g_i(t) = \frac{d^R}{dt} g_i(t) + \varepsilon_{ijk} \omega_j g_k(t) \quad (\text{A.21})$$

Das hochgestellte I in Gleichung A.21 bedeutet die materielle (auch substantielle) Ableitung im Inertialsystem, das hochgestellte R kennzeichnet die materielle Ableitung im rotierenden Bezugssystem und ε_{ijk} ist das *Levi-Civita-Symbol* (vgl. Abschnitt A.1). Für den Ortsvektor eines beliebigen Punktes im Inertialsystem x_i^I und desselben Punktes im rotierenden Bezugssystem x_i^R gilt folgender Zusammenhang:

$$x_i^I = x_i^R = x_i \quad (\text{A.22})$$

Das Einsetzen von Gleichung A.22 in Gleichung A.21 liefert:

$$\frac{d^I}{dt} x_i(t) = \frac{d^R}{dt} x_i(t) + \varepsilon_{ijk}\omega_j x_k(t) \quad (\text{A.23})$$

Da die Ableitung des Ortes nach der Zeit der Geschwindigkeit entspricht ($dx_i/dt=u_i$), kann Gleichung A.23 folgendermaßen umformuliert werden:

$$u_i^I(t) = u_i^R(t) + \varepsilon_{ijk}\omega_j x_k(t) \quad (\text{A.24})$$

Gleichung A.24 ist die Transformationsgleichung für die Geschwindigkeit zwischen dem Inertialsystem und dem rotierenden Bezugssystem. Eine physikalische Interpretation der Einzelterme lautet: Der erste Term der rechten Seite stammt aus dem Beitrag der Geschwindigkeit im rotierenden Bezugssystem. Der zweite Term stammt aus dem Beitrag der Rotation des Bezugssystems selbst. Für die 2. Ableitung des Ortes (das heißt die 1. Ableitung der Geschwindigkeit) führt die Gleichung A.21 zu:

$$\frac{d^I}{dt} \left[\frac{d^I}{dt} x_i(t) \right] = \frac{d^R}{dt} \left[\frac{d^I}{dt} x_i(t) \right] + \varepsilon_{ijk}\omega_j \left[\frac{d^I}{dt} x_k(t) \right] \quad (\text{A.25})$$

$$\stackrel{\text{Gl.A.23}}{=} \frac{d^R}{dt} \left[\frac{d^R}{dt} x_i(t) + \varepsilon_{ijk}\omega_j x_k(t) \right] + \varepsilon_{ijk}\omega_j \left[\frac{d^R}{dt} x_k(t) + \varepsilon_{klm}\omega_l x_m(t) \right] \quad (\text{A.26})$$

$$\stackrel{\omega_j \text{ konst.}}{=} \frac{d^2}{dt^2} x_i(t) + 2 \varepsilon_{ijk}\omega_j \frac{d^R}{dt} x_k(t) + \varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m(t) \quad (\text{A.27})$$

Unter erneuter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Ableitung des Ortes nach der Zeit der Geschwindigkeit entspricht ($dx_i/dt=u_i$), kann Gleichung A.27 umformuliert werden zu:

$$\frac{d^I}{dt} u^I(t) = \frac{d^R}{dt} u^R(t) + 2 \varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R(t) + \varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m(t) \quad (\text{A.28})$$

Gleichung A.28 ist die Transformationsgleichung für die materielle Ableitung von einem rotierenden Bezugssystem in ein Inertialsystem und umgekehrt. Darüber hinaus ist sie eine Transformationsgleichung für die Beschleunigung $a_i(t)=du_i(t)/dt$. Daraus wird ersichtlich, dass bei einer Transformation der Beschleunigung von einem rotierenden Bezugssystem in ein Inertialsystem nicht nur die eigentliche Beschleunigung am Ort $x_i(t)$ berücksichtigt werden muss, sondern auch die sogenannte Coriolisbeschleunigung $2 \varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R(t)$ und die Zentrifugalbeschleunigung $\varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m(t)$. Wendet man diese Beschleunigungen auf einen massebehafteten Körper an (Multiplikation mit einer finiten Masse m) können diese Beschleunigungen als Kräfte betrachtet werden: die *Corioliskraft* und die *Zentrifugalkraft*. Diese Kräfte sind allerdings keine physischen Kräfte bzw. Beschleunigungen. Sie entstammen lediglich der Rotation des Bezugssystems und werden darum als Scheinkräfte bezeichnet. Im Fall einer zeitlich veränderlichen Rotationsgeschwindigkeit des Bezugssystems kommt zu diesen Scheinkräften bzw.

-beschleunigungen eine weitere hinzu (Scheck (2007), S. 49): die sogenannte *Eulerkraft* bzw. die korrespondierende Beschleunigung:

$$\varepsilon_{ijk} \left[\frac{d^R}{dt} \omega_j(t) \right] x_k(t) \quad (\text{A.29})$$

In der Fahrzeugaerodynamik spielen Beschleunigungsvorgänge im Auslegungsprozess nahezu keine Rolle. Daher werden nur konstante Rotationsgeschwindigkeiten des Bezugssystems benötigt und die *Euler-Beschleunigung* muss nicht berücksichtigt werden. Dementsprechend wird Gleichung A.28 angewandt.

A.3.2 Navier-Stokes-Gleichungen in einem rotierenden Bezugssystem

Die Formulierung der *Navier-Stokes-Gleichungen* in einem rotierenden Bezugssystem wurde, wie in Kapitel 2.6.3 erwähnt, von Luo und Gosman (1994) durchgeführt. Jedoch ist die Herleitung der finalen Gleichung in ihrer Arbeit nicht vollumfänglich dokumentiert. Daher wird die Herleitung an dieser Stelle Schritt für Schritt durchgeführt. Im Sinne der besseren Lesbarkeit wird die Zeitabhängigkeit von x_i und u_i (eigentlich $x_i(t)$ und $u_i(t)$) fortan nicht mehr explizit ausgeschrieben. Sie besitzt jedoch weiterhin ihre Gültigkeit.

Zunächst wird die Impulsgleichung in das rotierende Bezugssystem transformiert. Diese Transformation der Impulsgleichung basiert auf der Transformation der materiellen Ableitung, die in Gleichung A.28 hergeleitet wurde. Eine materielle Ableitung kann per Definition in einen lokalen und einen konvektiven Anteil aufgeteilt werden:

$$\frac{d}{dt} u_i = \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (\text{A.30})$$

Es gilt zu beachten, dass die linke Seite der kompressiblen Impulsgleichung (Gleichung 2.14) nicht explizit aus der materiellen Ableitung besteht. Ebenso kann sie nicht durch partielles Ableiten oder durch Umformung mittels Hilfsternen in eine solche Form gebracht werden. Vergleicht man hingegen die linke Seite der inkompressiblen Impulsgleichung aus Gleichung 2.15 mit der materiellen Ableitung aus Gleichung A.30, wird deutlich, dass diese sich nur um den Faktor ρ , also um eine Multiplikation mit der konstanten Dichte, unterscheiden. Daher ist die folgende Herleitung der *Navier-Stokes-Gleichungen* im rotierenden Bezugssystem nur für inkompressible Strömungen gültig.

Für die Transformation der Impulsgleichung in ein rotierendes Bezugssystem wird zunächst die rechte Seite der inkompressiblen Impulsgleichung (Gleichung 2.15) betrachtet. Sie beinhaltet einen Term für die intern wirkenden Körperkräfte ρf_i , der im Fall des rotierenden Bezugssystems lediglich zu ρf_i^R wird. In der Fahrzeugaerodynamik wirken in der Regel keine Körperkräfte, sodass dieser Term von nun an weggelassen wird. Die Transformation des Drucks p ist *Galilei-Invariant*, da es sich beim Druck um eine skalare Größe handelt. Zuletzt ist zu zeigen, dass die Transformation des

Schubspannungstensors τ_{ij} ebenfalls *Galilei-Invariant* ist. Dieser ist über die Proportionalitätsbeziehung $\tau_{ij}=2\mu S_{ij}$ mit dem Scherratentensor S_{ij} verknüpft. Es ist also ausreichend zu zeigen, dass dieser invariant gegenüber der Transformation vom Inertialsystem in ein rotierendes Bezugssystem ist. Der Scherratentensor ist definiert als:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{1}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (\text{A.31})$$

Im Fall einer inkompressiblen Strömung verschwindet durch Einsetzen der Kontinuitätsgleichung (Gleichung 2.13) der letzte Term für die Hauptdiagonale:

$$\frac{1}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} = 0 \quad (\text{A.32})$$

Damit kann für inkompressible Strömungen die Transformation des Scherratentensors vom Inertialsystem in das rotierende Bezugssystem wie folgt durchgeführt werden:

$$\begin{aligned} S_{ij}^I &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i^I}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j^I}{\partial x_i} \right) \\ &\stackrel{\text{Gl.A.24}}{=} \frac{1}{2} \left(\frac{\partial (u_i^R + \varepsilon_{ikl}\omega_k x_l)}{\partial x_j} + \frac{\partial (u_j^R + \varepsilon_{jkl}\omega_k x_l)}{\partial x_i} \right) \\ &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i^R}{\partial x_j} + \frac{\partial (\varepsilon_{ikl}\omega_k x_l)}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j^R}{\partial x_i} + \frac{\partial (\varepsilon_{jkl}\omega_k x_l)}{\partial x_i} \right) \\ &\stackrel{\text{Gln.A.4\&A.6}}{=} \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i^R}{\partial x_j} + \varepsilon_{ikj}\omega_k + \frac{\partial u_j^R}{\partial x_i} + \varepsilon_{jki}\omega_k \right) \\ &\stackrel{\varepsilon_{ikj}\omega_k = -\varepsilon_{jki}\omega_k}{=} \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i^R}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j^R}{\partial x_i} \right) \\ &= S_{ij}^R \end{aligned} \quad (\text{A.33})$$

Die Zusammenhänge in Gleichung A.33 belegen die *Galilei-Invarianz* der Transformation des Scherratentensors ($S_{ij}^I=S_{ij}^R=S_{ij}$). Dadurch ist auch die Transformation des Schubspannungstensors *Galilei-Invariant*. Es gilt $\tau_{ij}^I=\tau_{ij}^R=\tau_{ij}$. Damit wurde gezeigt, dass alle Terme auf der rechten Seite der inkompressiblen Impulsgleichung (Gleichung 2.15) unabhängig vom Bezugssystem sind. Folglich muss nur die linke Seite der inkompressiblen Impulsgleichung in das rotierende Bezugssystem transformiert werden.

Setzt man Gleichung A.30 in Gleichung A.28 ein, erhält man die linke Seite der inkompressiblen Impulsgleichung im rotierenden Bezugssystem:

$$\frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + u_j^I \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} = \frac{\partial (\rho u_i^R)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^R)}{\partial x_j} + 2\rho \varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R + \rho \varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m \quad (\text{A.34})$$

Durch Nachrechnen per Hand kann gezeigt werden, dass der Summand $\rho \varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m$ auch in der Form $\rho \omega_j (\omega_i x_j - \omega_j x_i)$ ausgedrückt werden kann. Somit erhält man die

inkompressible Impulsgleichung für instationäre Strömungen in einem rotierenden Bezugssystem:

$$\frac{\partial (\rho u_i^R)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^R)}{\partial x_j} + 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k^R + \rho \omega_j (\omega_i x_j - \omega_j x_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i^R \quad (\text{A.35})$$

Um die *Navier-Stokes-Gleichungen* im rotierenden Bezugssystem zu lösen, muss die Kontinuitätsgleichung ebenfalls in das rotierende Bezugssystem transformiert werden. Dafür wird die Transformationsgleichung für die Geschwindigkeit aus Gleichung A.24 in die inkompressible Kontinuitätsgleichung (Gleichung 2.13) eingesetzt. So erhält man die Kontinuitätsgleichung in einem rotierenden Bezugssystem:

$$\frac{\partial (\rho (u_j^R + \varepsilon_{jkl} \omega_k x_l))}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{A.36})$$

$$\xrightarrow{\omega_i, \rho \text{ konstant}} \frac{\partial (\rho u_j^R)}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{A.37})$$

Gemeinsam mit der Impulsgleichung aus Gleichung A.35 formt die Kontinuitätsgleichung A.37 die inkompressiblen *Navier-Stokes-Gleichungen* für instationäre Strömungen in einem rotierenden Bezugssystem.

Im Fall einer stationären Strömung ohne Gravitations- oder Körperkräfte können Gleichung A.37 und Gleichung A.35 vereinfacht werden zu:

$$\frac{\partial (\rho u_j^R)}{\partial x_j} = 0 \quad (\text{A.38})$$

$$\frac{\partial (\rho u_i^R u_j^R)}{\partial x_j} + 2\rho \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k^R + \rho \omega_j (\omega_i x_j - \omega_j x_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{A.39})$$

Diese Formulierung ist auch bei Luo und Gosman (1994) zu finden. Auch in dieser Gleichung ist auffällig, dass die Ursprungsgleichung im Inertialsystem um einen Koriolistern und einen Zentrifugalterm erweitert wird. Diese entstammen ebenfalls keinen physikalischen Kräften, sondern haben ihren Ursprung ausschließlich in der Koordinatentransformation.

A.3.3 Die Geschwindigkeit im Inertialsystem als Transportgröße

In einigen Fällen kann es nützlich sein, die Transportgröße in der materiellen Ableitung der Impulsgleichung im rotierenden Bezugssystem zu ersetzen. In Gleichung A.35 ist die Transportgröße die Geschwindigkeit im rotierenden Bezugssystem u_i^R . Diese kann auch in Abhängigkeit der Geschwindigkeit im Inertialsystem u_i^I formuliert und ersetzt werden. Ein solches Vorgehen ist sinnvoll, wenn mehrere Bezugssysteme, beispielsweise ein Inertialsystem und mehrere rotierende Bezugssysteme, verwendet werden und die physikalischen Größen im Inertialsystem berechnet werden sollen. Auf diese Weise kann

ein Koordinatentransformationsschritt gespart werden. Bei der Simulation drehender Fahrzeugräder tritt genau diese Konstellation auf. Daher wird diese Umformung im Folgenden durchgeführt.

Zunächst muss die Transformationsgleichung für die Geschwindigkeit (Gleichung A.24) umgeformt werden:

$$u_i^R = u_i^I - \varepsilon_{ijk}\omega_j x_k \quad (\text{A.40})$$

Mit der Rücktransformationsgleichung für die Geschwindigkeit (Gleichung A.40) kann dann die Geschwindigkeit im rotierenden Bezugssystem u_i^R in den ersten beiden Termen der linken Seite der Impulsgleichung A.35 substituiert werden. Man erhält:

$$\frac{\partial (\rho (u_i^I - \varepsilon_{ijk}\omega_j x_k))}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho (u_i^I - \varepsilon_{ikl}\omega_k x_l))}{\partial x_j} + 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R + \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i) \quad (\text{A.41})$$

Das Ausmultiplizieren von Gleichung A.41 ergibt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} - \frac{\partial (\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j x_k)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} - u_j^R \frac{\partial (\rho\varepsilon_{ikl}\omega_k x_l)}{\partial x_j} + \dots \\ \dots + 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R + \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i) \end{aligned} \quad (\text{A.42})$$

Trotz der veränderten Transportgröße ist das Bezugssystem für diese Gleichung nach wie vor das rotierende Bezugssystem. Damit bleiben die Ortsvektoren der Beobachtungspunkte x_i genau wie der Rotationsvektor des Bezugssystems ω_i konstant. Folglich gilt $\partial(\varepsilon_{ijk}\omega_i x_j)/\partial t=0$. Diese Überlegung führt gemeinsam mit der Gradientenbeziehung aus Gleichung A.6 und einer Umstellung der Terme zu:

$$\frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} - \rho\varepsilon_{ikj}\omega_j u_k^R + 2\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R + \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i) \quad (\text{A.43})$$

Es gilt $\varepsilon_{ikj}\omega_j u_k^R = \varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^R$, daher können die beiden Vektorprodukte aus ω_j und u_k^R addiert werden. Weiterhin kann u_i^R in diesem Term abermals mit der Rücktransformationsgleichung für die Geschwindigkeit (Gleichung A.40) ersetzt werden. Es folgt:

$$\begin{aligned} \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} + \rho\varepsilon_{ijk}\omega_j (u_k^I - \varepsilon_{klm}\omega_l x_m) + \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i) \\ \rightarrow \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} + \rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^I - \rho\varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m + \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i) \end{aligned} \quad (\text{A.44})$$

Wie zuvor erwähnt, gilt weiterhin $\rho\varepsilon_{ijk}\omega_j \varepsilon_{klm}\omega_l x_m = \rho\omega_j(\omega_i x_j - \omega_j x_i)$, sodass die linke Seite der inkompressiblen Impulsgleichung in einem rotierenden Bezugssystem mit der Geschwindigkeit im Inertialsystem u_i^I als Transportgröße wie folgt geschrieben werden kann:

$$\frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + u_j^R \frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial x_j} + \rho\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k^I \quad (\text{A.45})$$

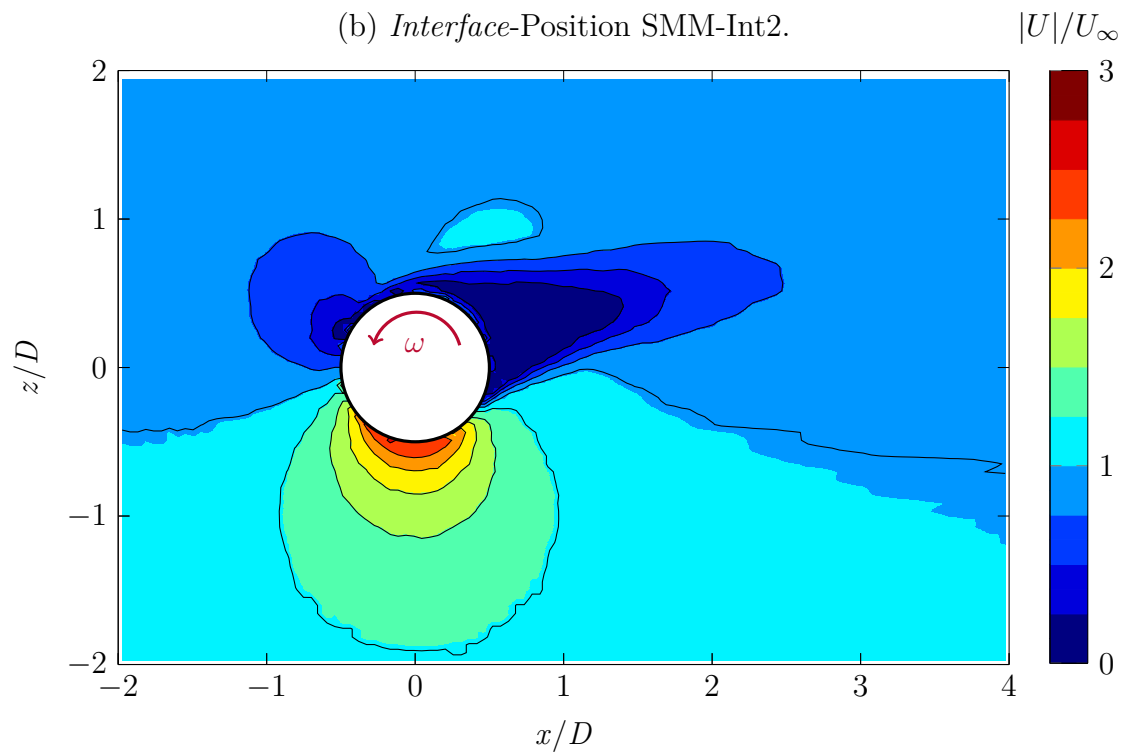
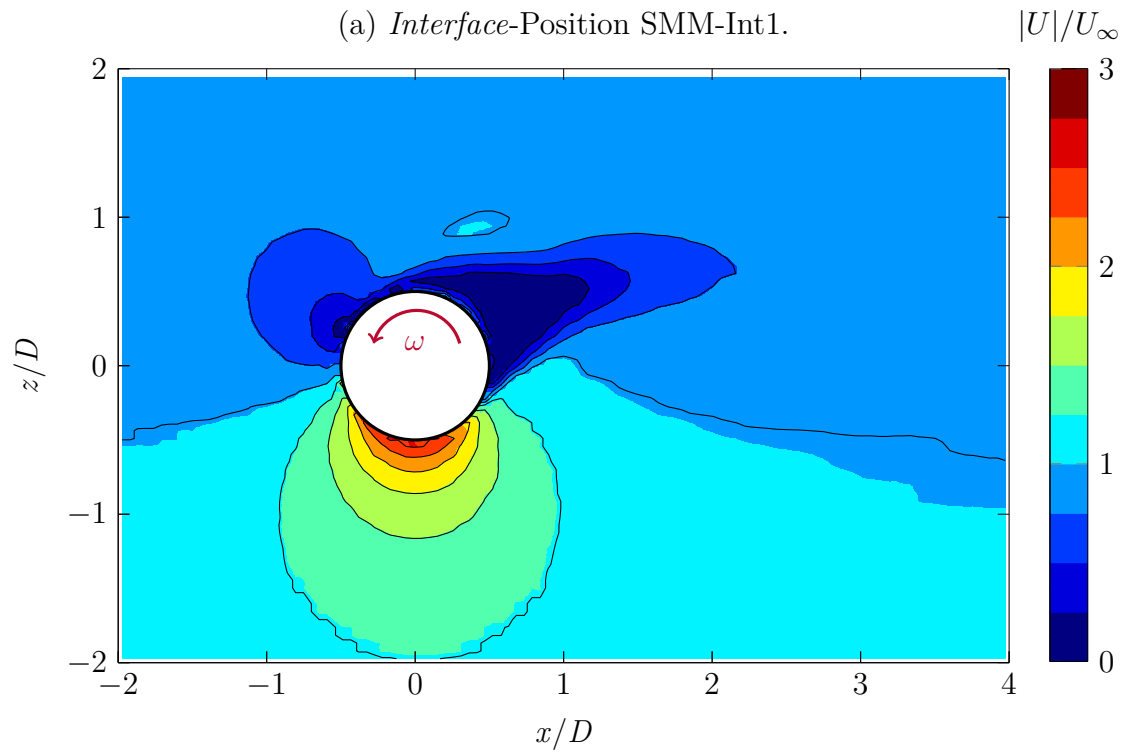
Unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung im rotierenden Bezugssystem (Gleichung A.37) lässt sich die linke Seite der inkompressiblen Impulsgleichung in einem rotierenden Bezugssystem wie folgt formulieren:

$$\frac{\partial (\rho u_i^I)}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i^I u_j^R)}{\partial x_j} + \rho \varepsilon_{ijk} \omega_j u_k^I \quad (\text{A.46})$$

Die Lösung von Gleichung A.46 ist im MRF-Modell in OpenFOAM implementiert. Vergleicht man die linken Seiten der inkompressiblen Impulsgleichung im rotierenden Bezugssystem mit der Geschwindigkeit im Inertialsystem als Transportgröße (Gleichung A.46) mit der gewöhnlichen inkompressiblen Impulsgleichung im Inertialsystem (Gleichung 2.15) fällt auf, dass lediglich ein zusätzlicher Quellterm addiert werden muss. Die Struktur des Quellterms als Vektorprodukt aus Rotationsvektor des rotierenden Bezugssystems und einer Geschwindigkeit ähnelt dabei der Struktur des Koriolisterns aus Gleichung A.35. Daher wird der Quellterm oft fälschlicherweise als Koriolistern bezeichnet. Jedoch fehlt dafür der Faktor 2 und der Geschwindigkeitsvektor ist auf das Inertialsystem bezogen. Daher handelt es sich hier nicht um einen Koriolistern. Eine Benennung als „Rotationsterm in Folge mehrfacher Koordinatentransformation“ ist an dieser Stelle korrekt. Der Vergleich mit der inkompressiblen Impulsgleichung im Inertialsystem aus Gleichung 2.15 zeigt weiterhin, dass die Berücksichtigung eines einzelnen Zusatzterms ausreichend scheint, um den Effekt eines rotierenden Körpers zu modellieren. In OpenFOAM kann die CFD-Simulation zusätzlich so gesteuert werden, dass dieser Rotationsterm nur in ausgewählten Zellregionen eingerechnet wird. Für die Simulation eines rotierenden Fahrzeugescheites scheint dies ein minimaler Zusatzaufwand. Auf die Eigenheiten und Nachteile der Anwendung des MRF-Modells zur Simulation der Radumströmung am Pkw wird in Kapitel 1.2, Kapitel 2.6.3 und Kapitel 3.2.1 eingegangen.

B Geschwindigkeitsfelder des Testfalls rotierender Zylinder

In Kapitel 3.1.1 werden die Simulationsergebnisse am Testfall des unendlich ausgehenden rotierenden Zylinders unter Verwendung der *Sliding-Mesh-Methode* (SMM) auf der Basis einzelner Geschwindigkeitsprofile im Mittelschnitt des Nachlaufs des Zylinders verglichen. Die folgenden Abbildungen zeigen das komplette dimensionlose Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder für alle untersuchten Konfigurationen. Abbildung B.1(a)-(c) zeigt die Simulationsergebnisse unter Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus für die verschiedenen *Interface-Positionen*. In Abbildung B.2(a)-(c) sind die Simulationsergebnisse unter Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus dargestellt. Wie in Kapitel 3.1.1 ausgeführt, zeigt sich für die Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus eine deutliche Abhängigkeit des Simulationsergebnisses von der *Interface-Position* sowie größere Abweichungen im Vergleich zum RWBC-Referenzfall (vgl. Abbildung 3.2). Beide Effekte treten bei der Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus nahezu nicht auf.



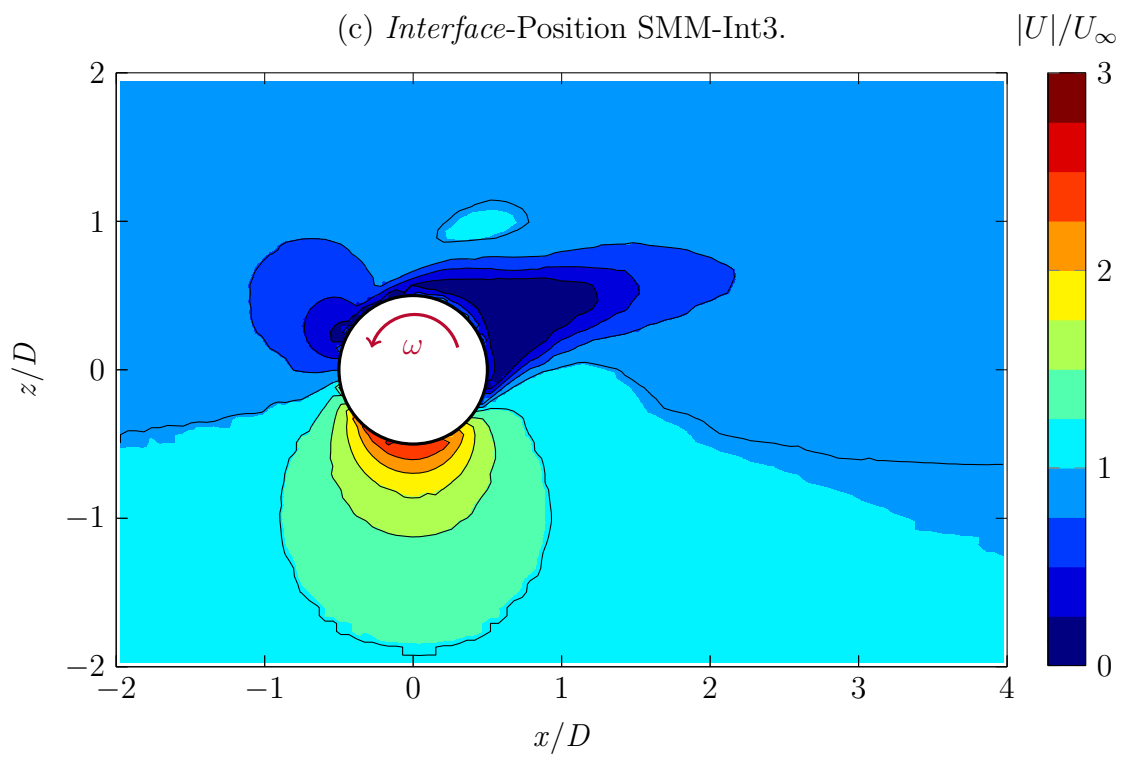
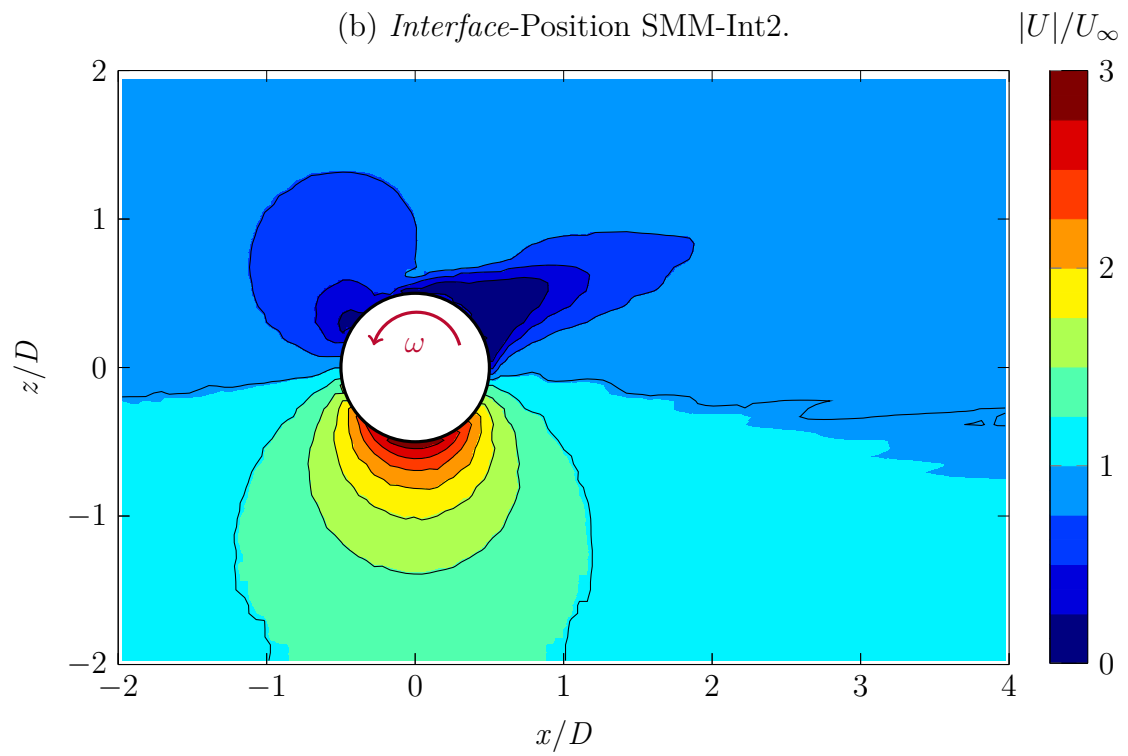
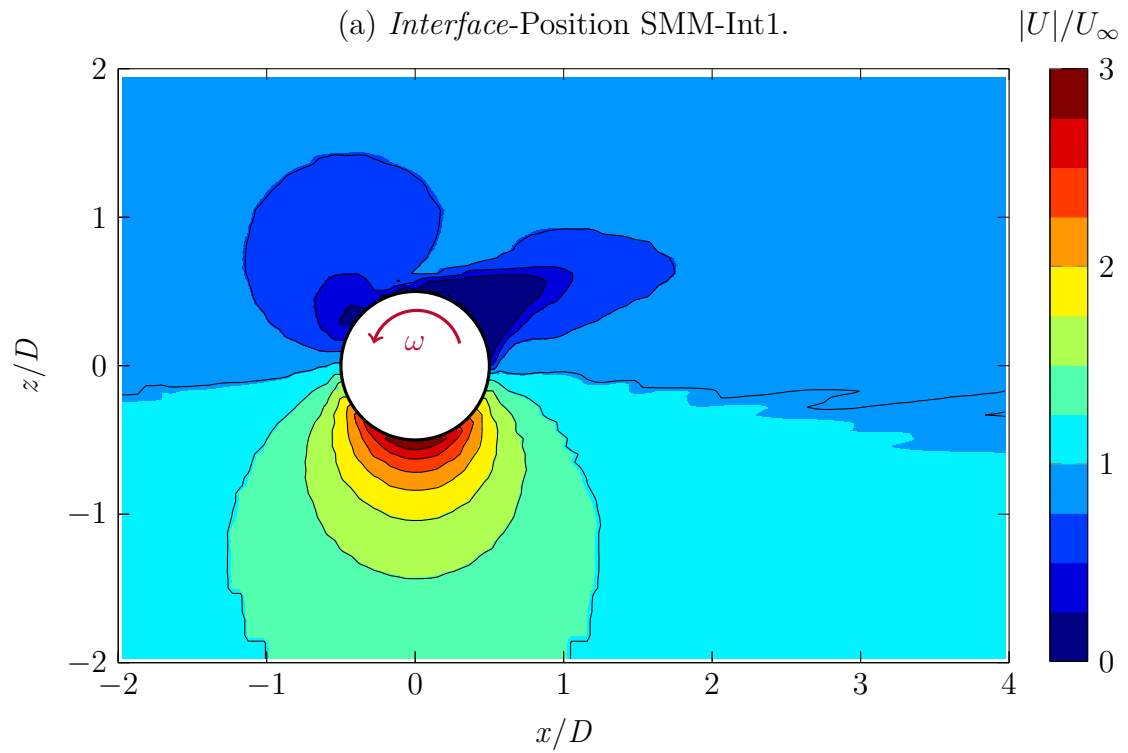


Abbildung B.1: Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder unter Anwendung des PISO-Lösungsalgorithmus.



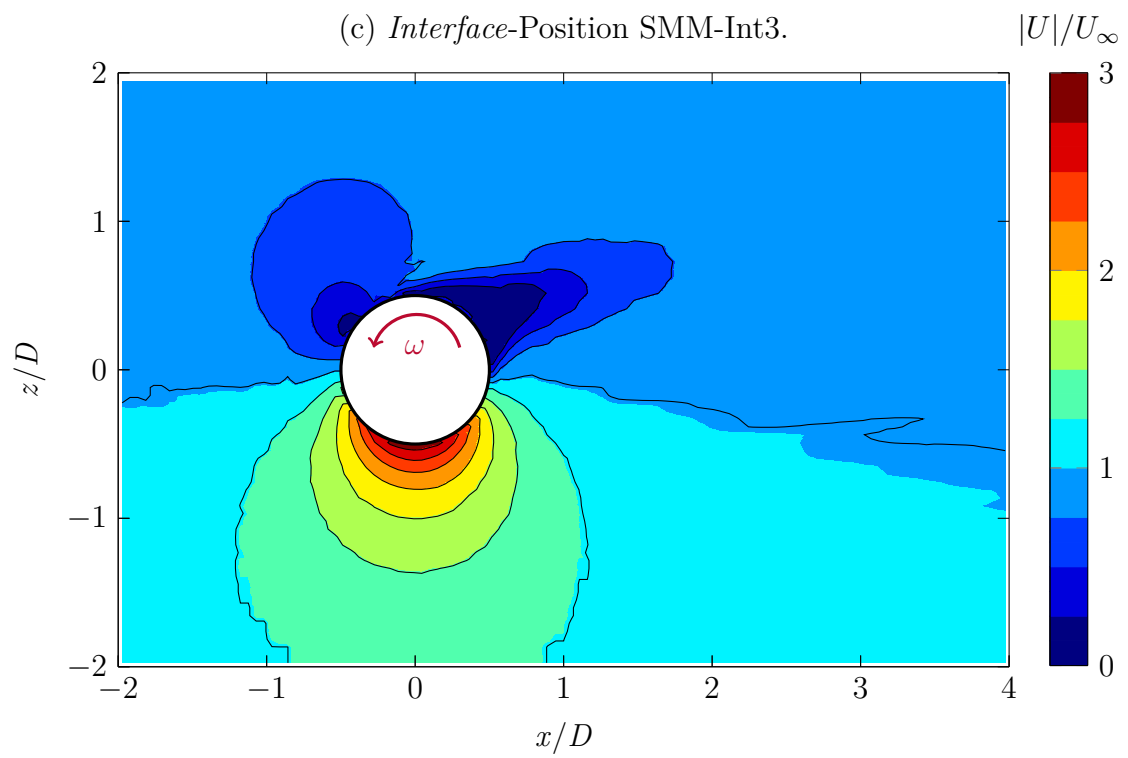


Abbildung B.2: Dimensionsloses Geschwindigkeitsfeld im Mittelschnitt um den rotierenden Zylinder unter Anwendung des PIMPLE-Lösungsalgorithmus.

C Simulationssetup für die Studien im Modellmaßstab

In diesem Kapitel werden einige Zusatzinformationen bezüglich des Simulationssetups für die Studien im Modellmaßstab (s. Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2) gegeben. Die verwendeten Simulationsrandbedingungen sind in Tabelle C.1 aufgelistet. Abbildung C.1 und Abbildung C.2 zeigen schematisch die Dimensionen der Simulationsdomain. Abbildung C.3 bzw. Abbildung C.4 zeigen die simulierten Grenzschichtprofile in der leeren Messstrecke bei stehendem bzw. bewegtem Laufband im Vergleich zu Versuchsergebnissen aus dem WKA. Zum Zwecke der Vergleichbarkeit wurden in der Simulation die gleichen Messstellen ausgewertet, wie in den experimentellen Daten von Mack et al. (2012b). Es zeigt sich eine sehr gute Vorhersagegenauigkeit der Grenzschichtprofile im WKA für das verwendete Simulationssetup.

Tabelle C.1: Randbedingungen für die Simulationen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.

Patch	Randbedingung
Einlass	Fester Geschwindigkeitswert $U_\infty=45m/s$ ohne Druckgradient
Auslass	Ein-/Auslassrandbedingung mit festem statischen Druckwert ohne Geschwindigkeitsgradient (bei Ausströmung) bzw. festem Geschwindigkeitswert $U=0m/s$ (bei Einströmung)
Anlauf vor Grenzschichtabscheidung (GSA)	Reibungsfreie Wand ohne Druckgradient
Anlauf nach Grenzschichtabscheidung (GSA)	Reibungsbehaftete Wand ohne Druckgradient
Windkanalboden	Reibungsbehaftete Wand ohne Druckgradient
Laufband	Bewegte Wand mit $U=45m/s$ ohne Druckgradient
Obere/seitliche/vordere Domainbegrenzung	Reibungsfreie Wand ohne Druckgradient

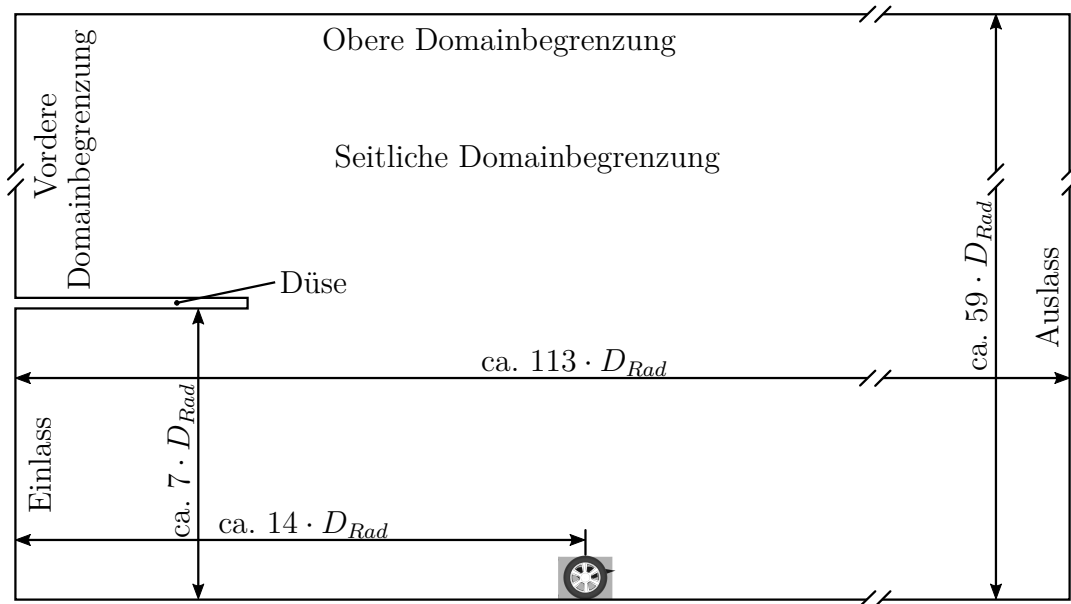


Abbildung C.1: Skizze der Seitenansicht der Simulationsdomain für die Untersuchungen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.

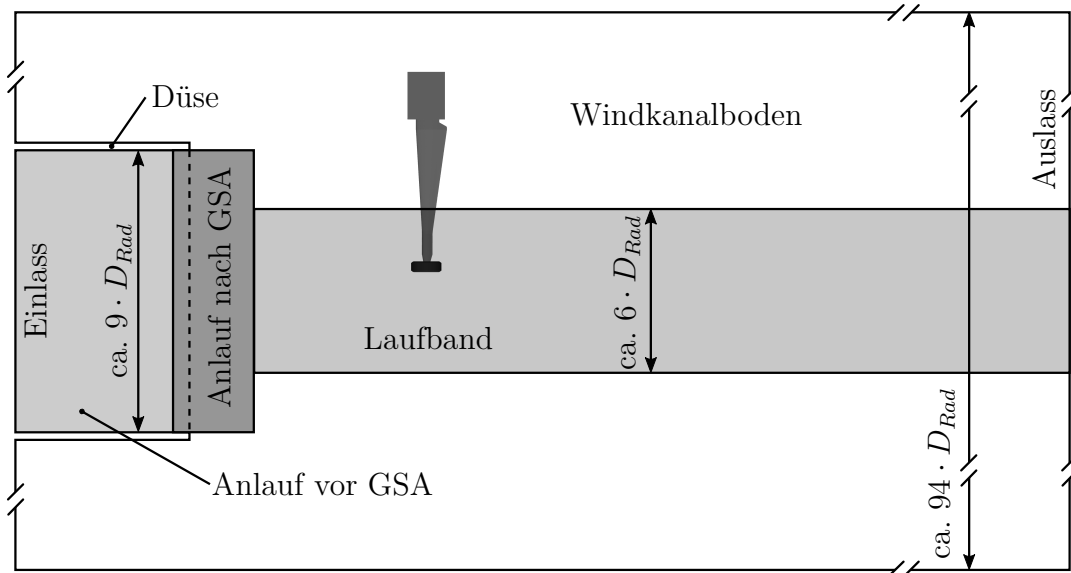


Abbildung C.2: Skizze der Draufsicht der Simulationsdomain für die Untersuchungen am rotierenden Einzelrad in Bodenkontakt.

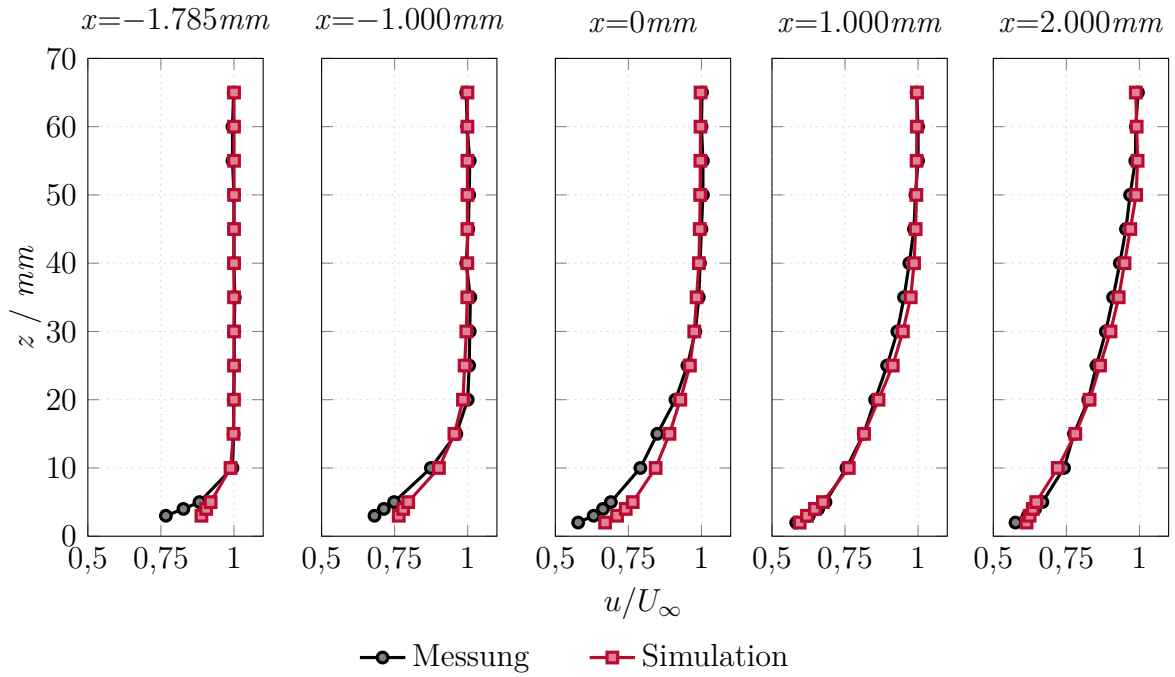


Abbildung C.3: Ergebnisse für die simulierte Grenzschichtprofile in der leeren Messstrecke des WKA bei stehendem Laufband im Vergleich zu Messergebnissen von Mack et al. (2012b).

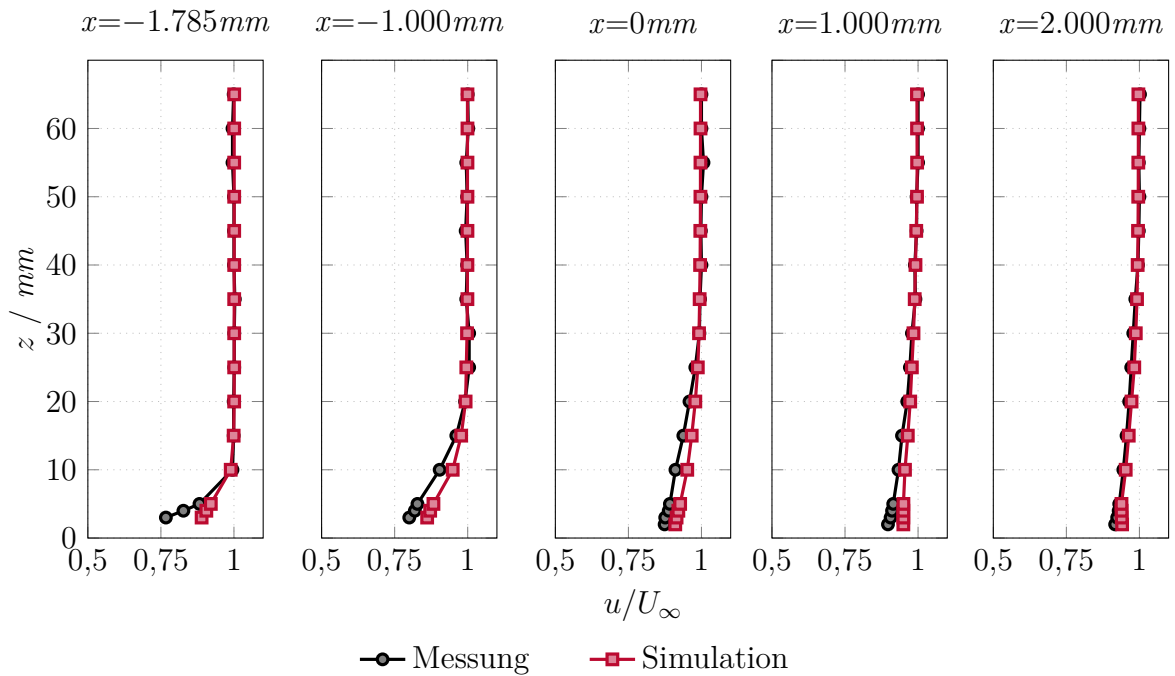


Abbildung C.4: Ergebnisse für die simulierte Grenzschichtprofile in der leeren Messstrecke des WKA bei bewegtem Laufband im Vergleich zu Messergebnissen von Mack et al. (2012b).

D Messebenen der Einzelradkonfigurationen

In diesem Kapitel sind die Ergebnisse des Strömungsfeldes im Einzelradnachlauf dargestellt. Diese sind für die vier unterschiedlichen Felengeometrien jeweils für Messung und Simulation in allen elf Messebenen ($x=250mm$ bis $x=500mm$, $\Delta x=25mm$) dargestellt. Die Ergebnisse sind wie folgt angeordnet:

- **Geschlossene generische Felge (GGF)**

Abbildung D.1(a)-(k) und Abbildung D.2(a)-(k) zeigen die Mess- und Simulationsergebnisse für das **stehende Rad**. Respektive zeigen Abbildung D.3(a)-(k) und Abbildung D.4(a)-(k) die Ergebnisse für das **rotierende Rad** aus Experiment beziehungsweise Simulation. In den Simulationen wurde jeweils eine Hafttrandbedingung an der Radoberfläche aufgeprägt. Im rotierenden Fall entspricht dies der RWBC.

- **Offene generische Felge (OGF)**

Das Ergebnis aus dem Windkanalexperiment ist in Abbildung D.5(a)-(k) dargestellt. Abbildung D.6(a)-(k) zeigt das Simulationsergebnis unter Verwendung der **SMM**, während die Simulationsergebnisse unter Verwendung des **MRF-Modells** in Abbildung D.7(a)-(k) dargestellt sind.

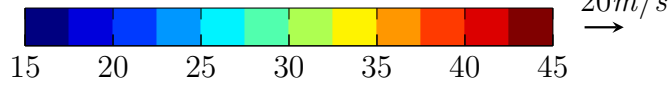
- **DrivAer-Felge (DAF)**

Das Ergebnis aus dem Windkanalexperiment ist in Abbildung D.8(a)-(k) dargestellt. Abbildung D.9(a)-(k) zeigt das Simulationsergebnis unter Verwendung der **SMM**, während die Simulationsergebnisse unter Verwendung des **MRF-Modells** in Abbildung D.10(a)-(k) dargestellt sind.

- **Q5-Aerofelge (Q5F)**

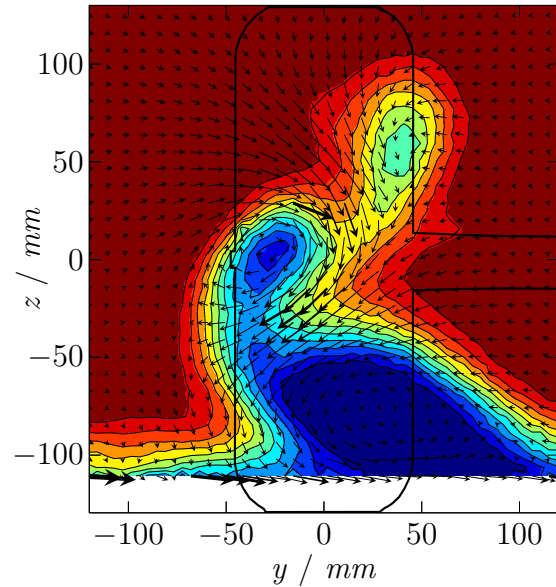
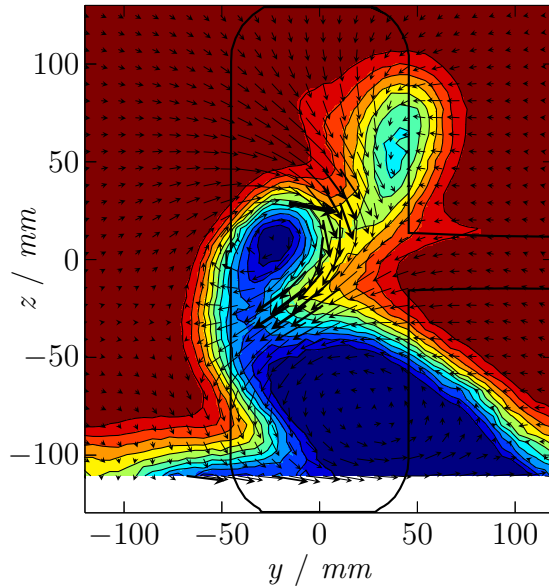
Das Ergebnis aus dem Windkanalexperiment ist in Abbildung D.11(a)-(k) dargestellt. Abbildung D.12(a)-(k) zeigt das Simulationsergebnis unter Verwendung der **SMM**, während die Simulationsergebnisse unter Verwendung des **MRF-Modells** in Abbildung D.13(a)-(k) dargestellt sind.

$|U| / m/s$



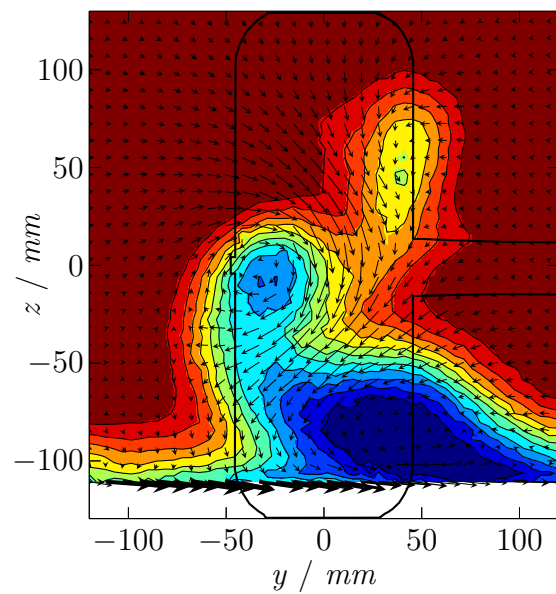
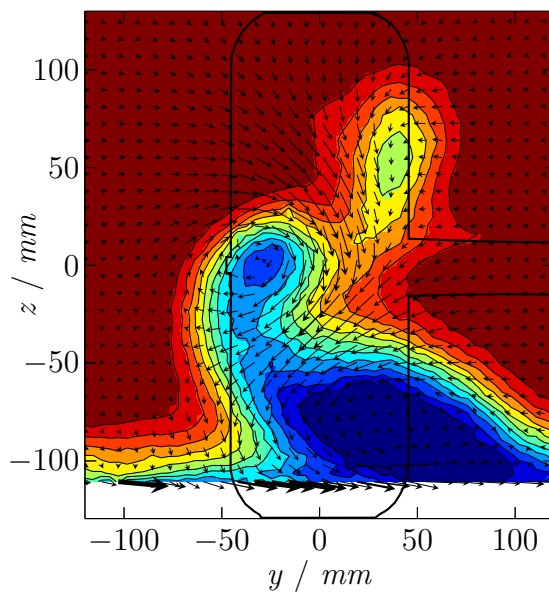
(a) Messung (PIV), GGF, stehendes Rad, $x=250mm$

(b) Messung (PIV), GGF, stehendes Rad, $x=275mm$

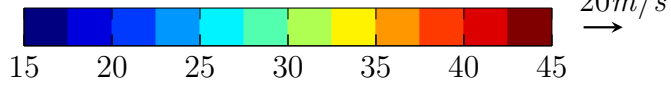


(c) Messung (PIV), GGF, stehendes Rad, $x=300mm$

(d) Messung (PIV), GGF, stehendes Rad, $x=325mm$

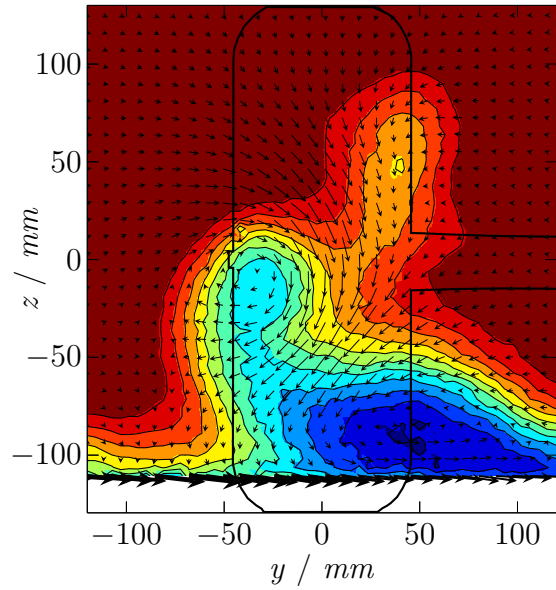
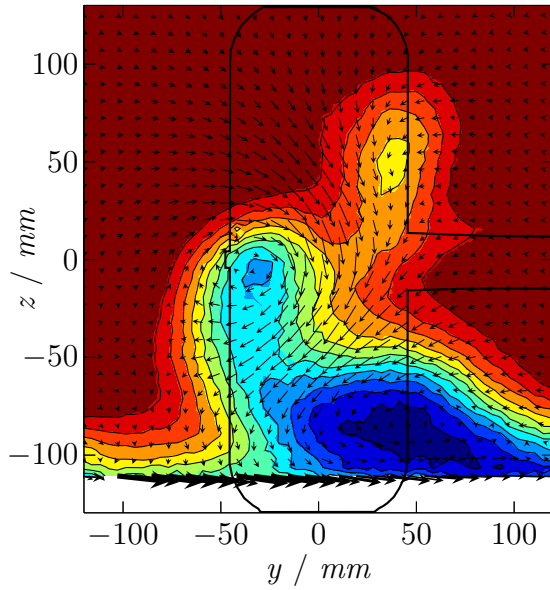


$|U| / m/s$



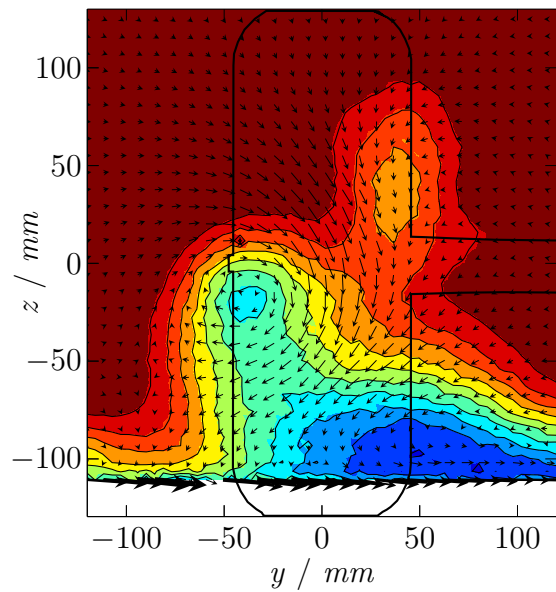
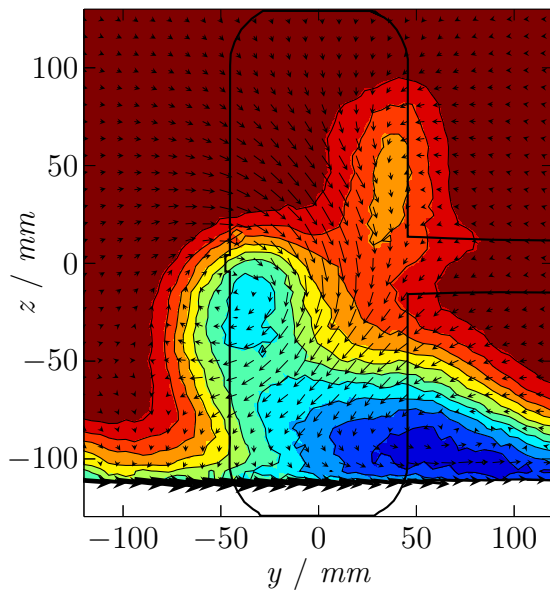
(e) Messung (PIV), GGF,
stehendes Rad, $x=350mm$

(f) Messung (PIV), GGF,
stehendes Rad, $x=375mm$



(g) Messung (PIV), GGF,
stehendes Rad, $x=400mm$

(h) Messung (PIV), GGF,
stehendes Rad, $x=425mm$



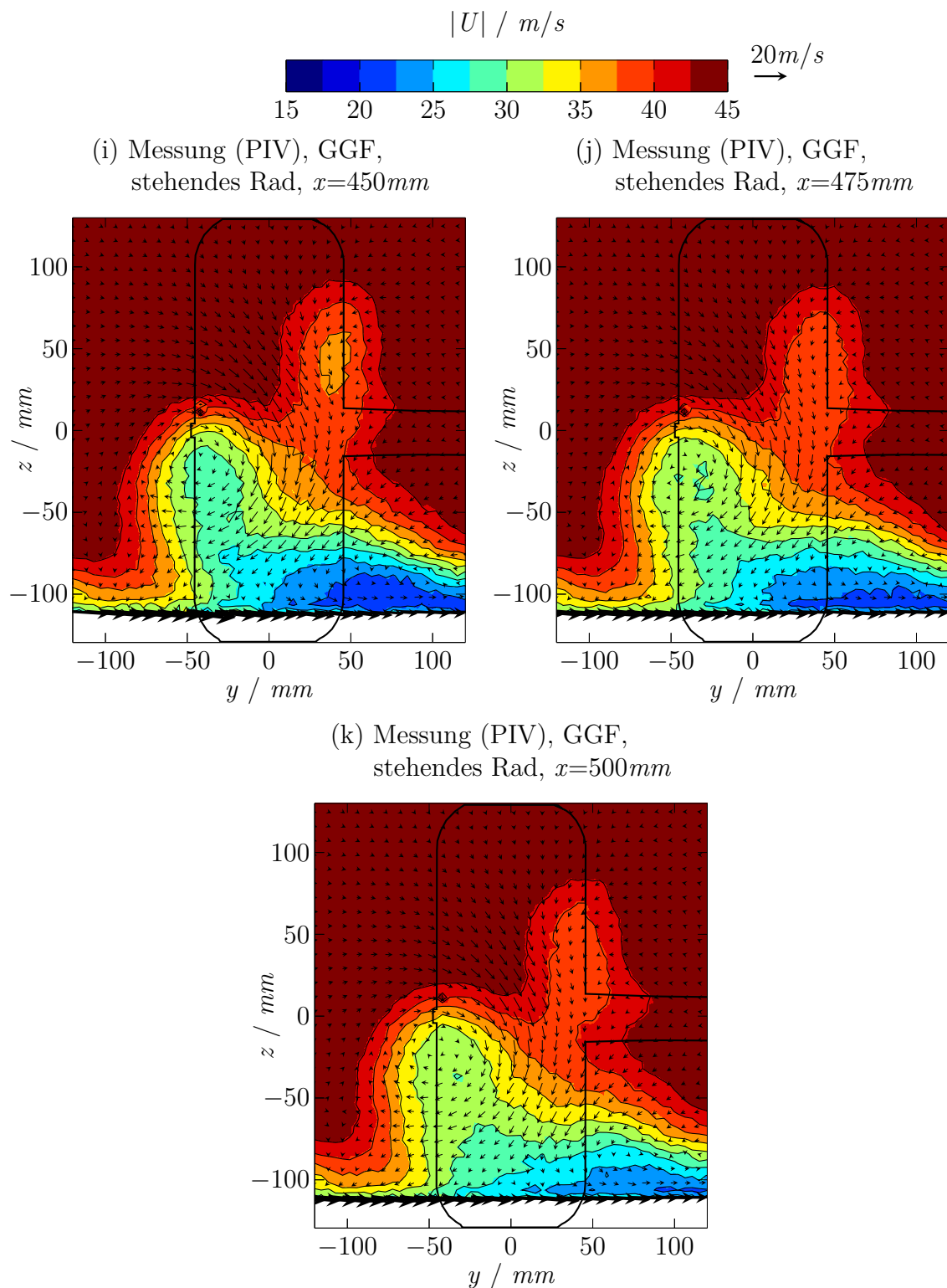
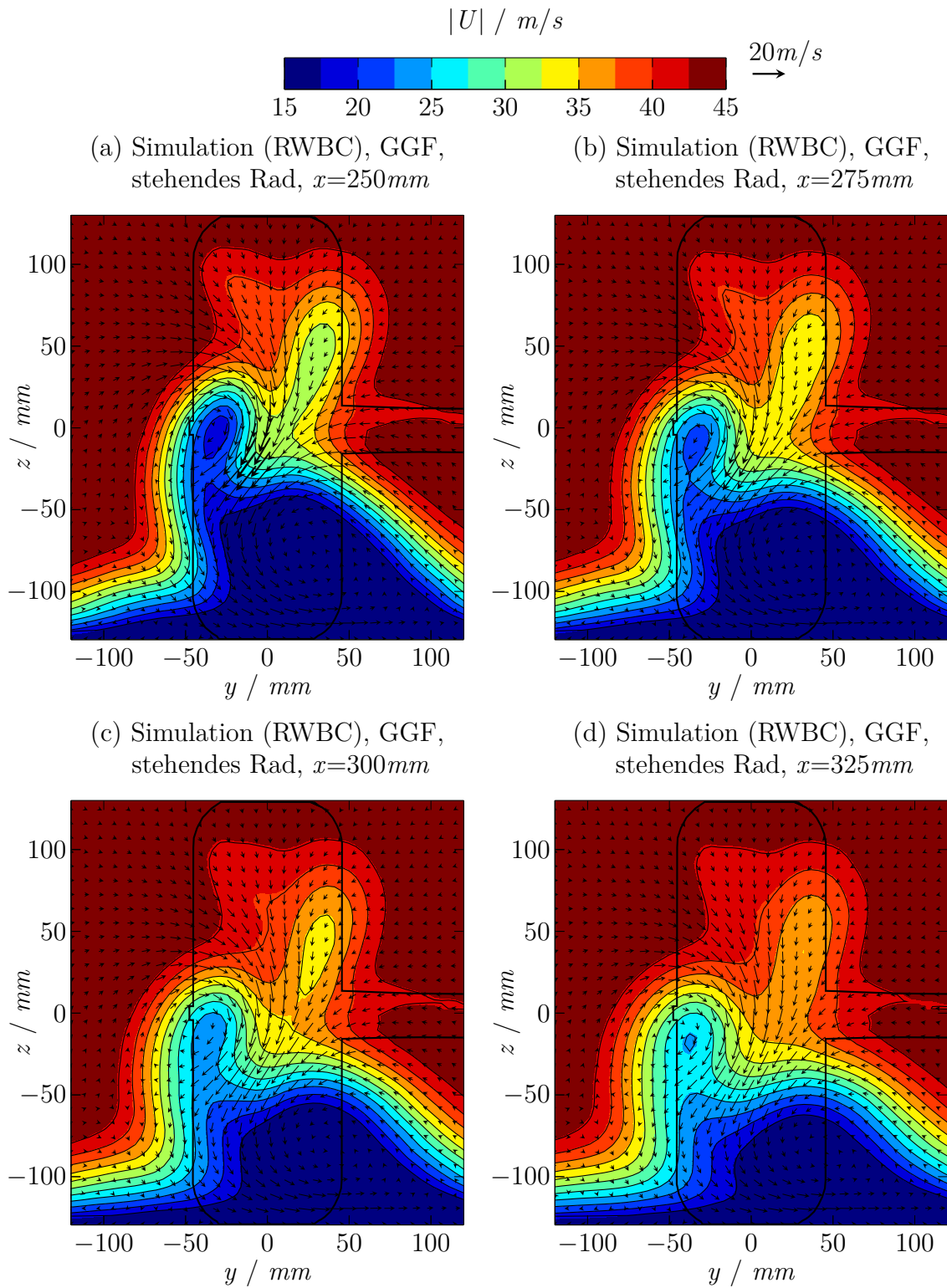
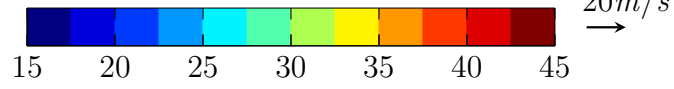


Abbildung D.1: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die geschlossene generische Felgengeometrie bei stehendem Rad.

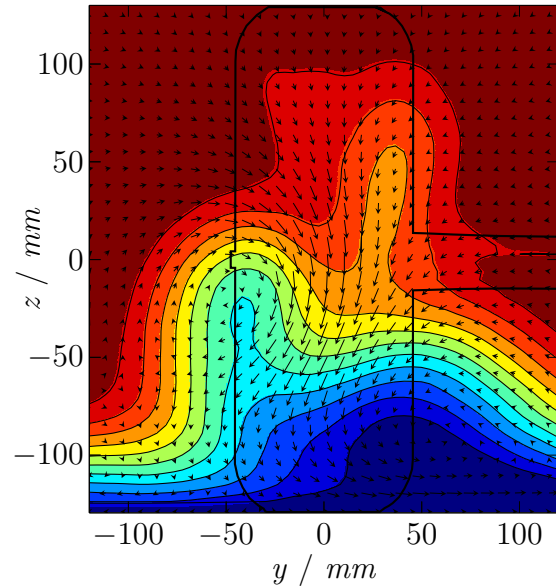
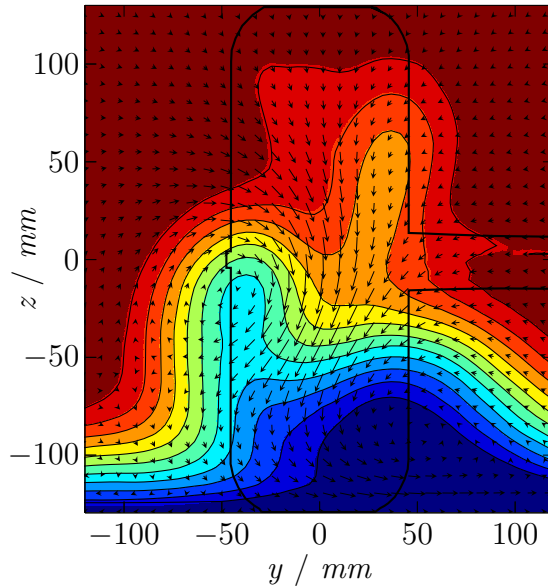


$|U| / m/s$



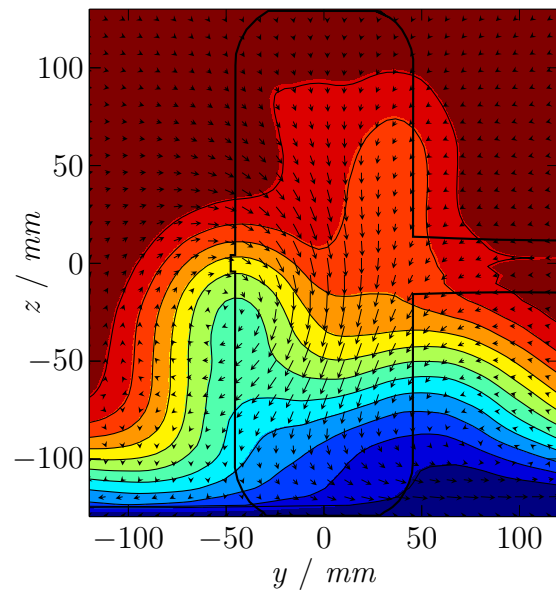
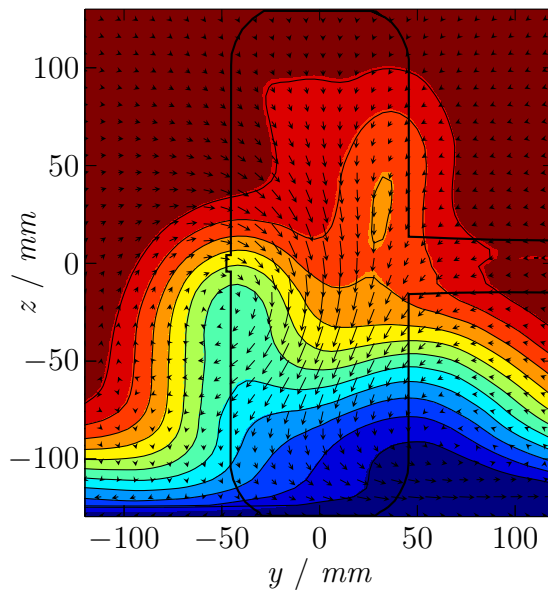
(e) Simulation (RWBC), GGF, stehendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (RWBC), GGF, stehendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (RWBC), GGF, stehendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (RWBC), GGF, stehendes Rad, $x=425mm$



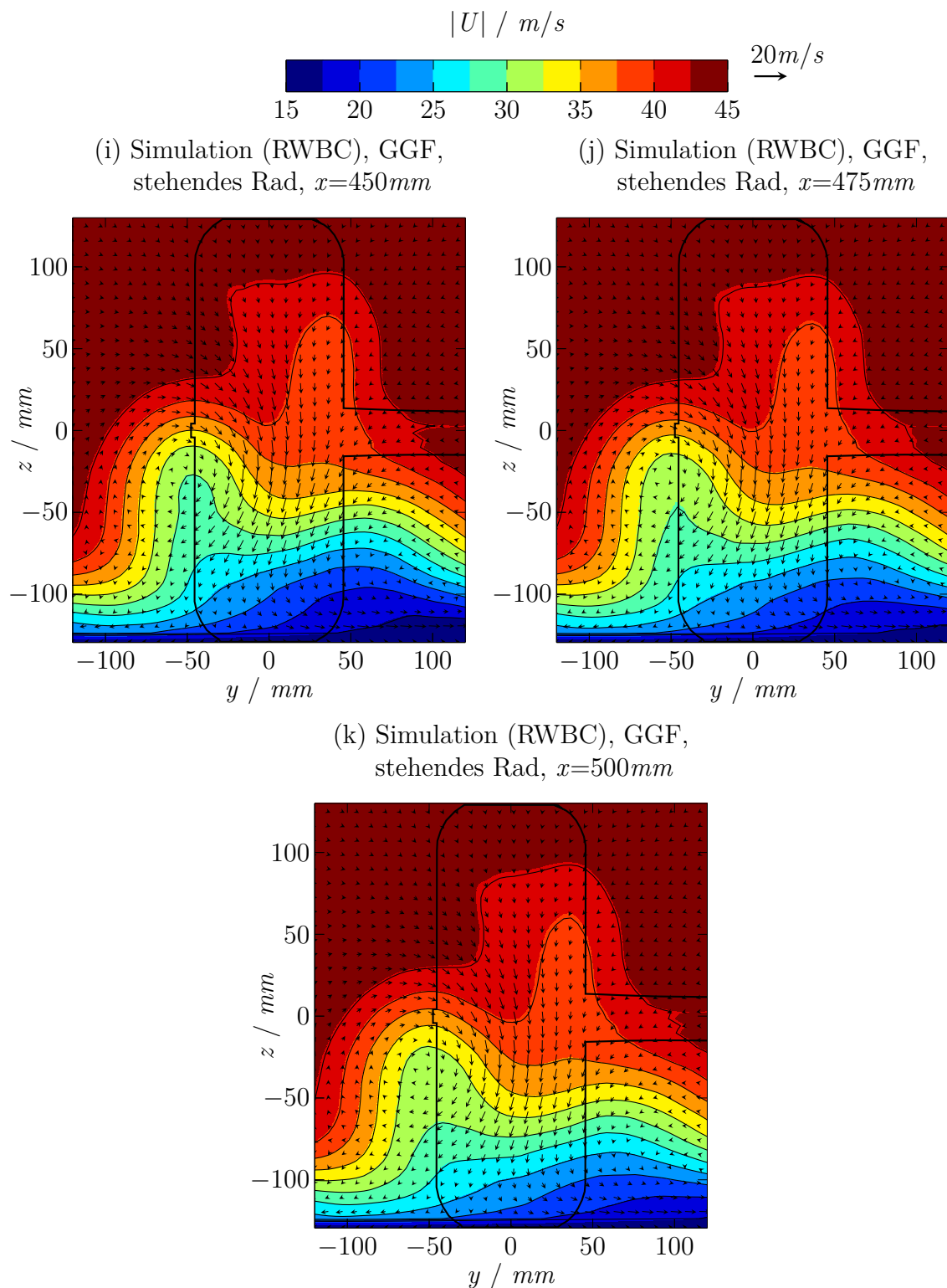
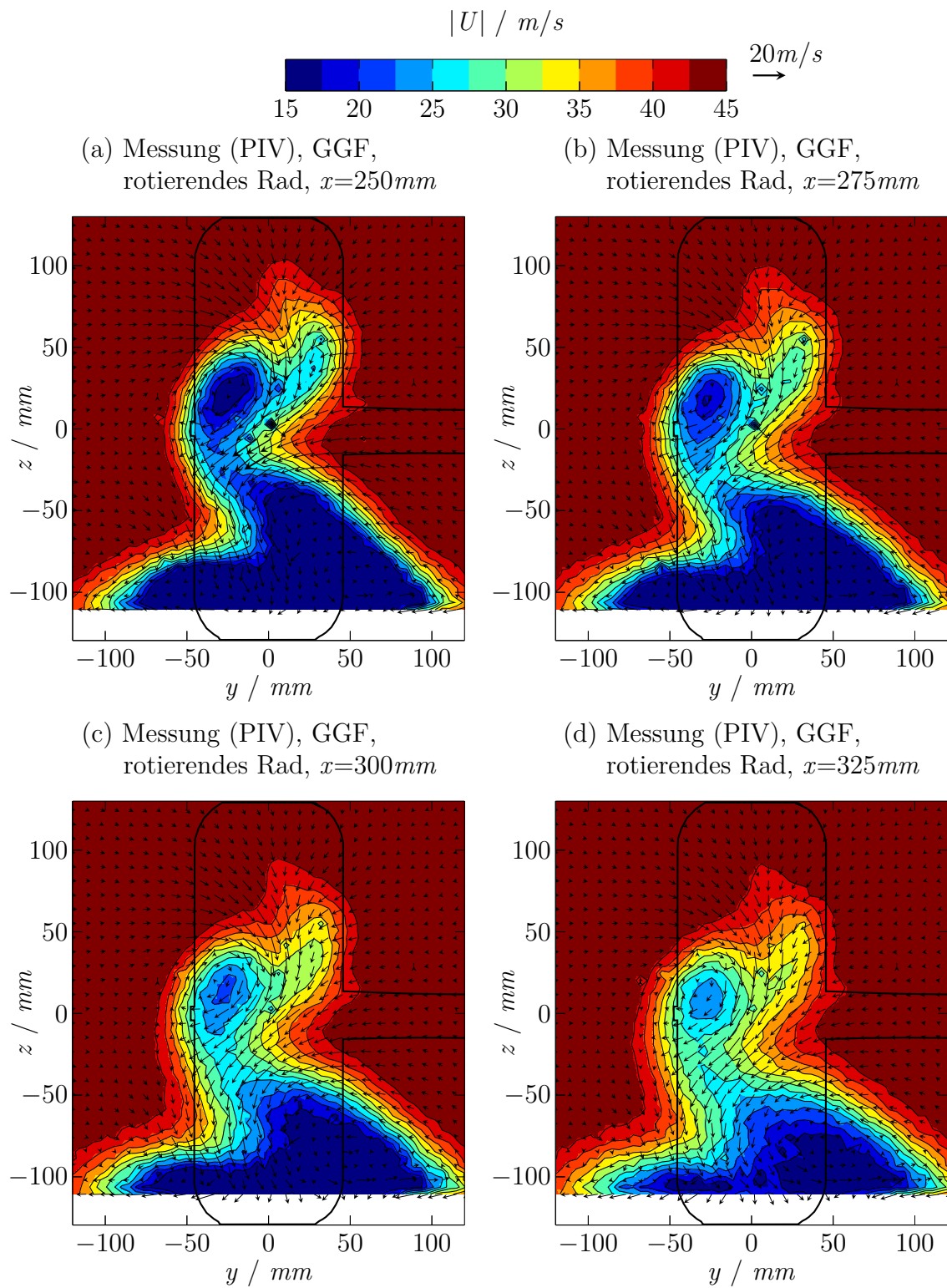
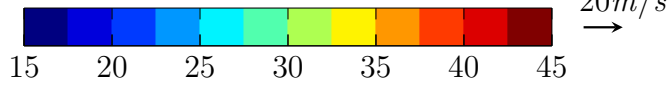


Abbildung D.2: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation für die geschlossene generische Felgenre geometrie bei stehendem Rad.

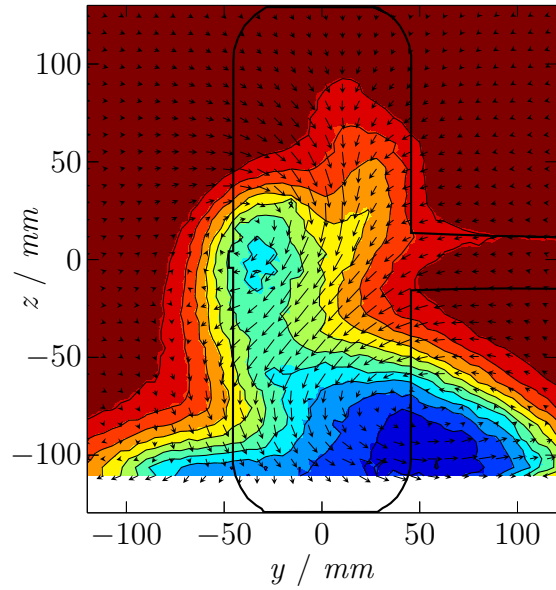
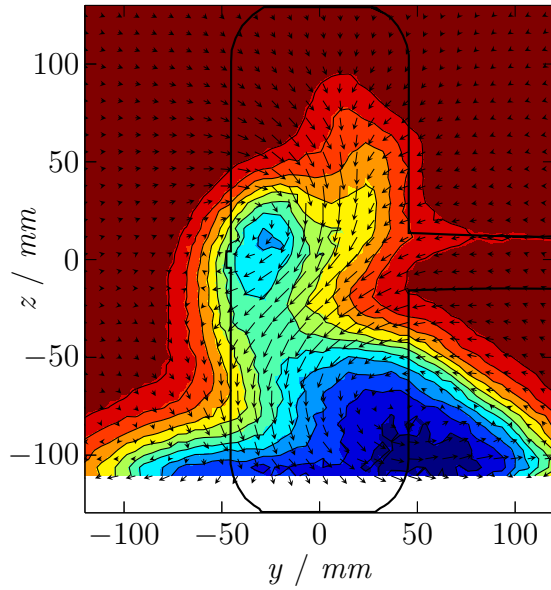


$|U| / m/s$



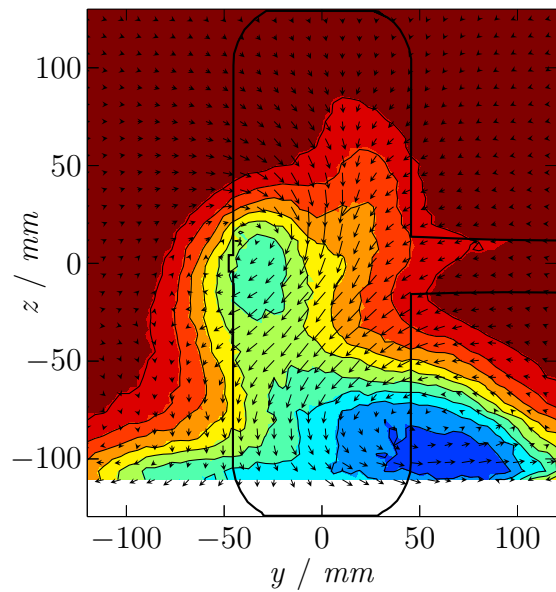
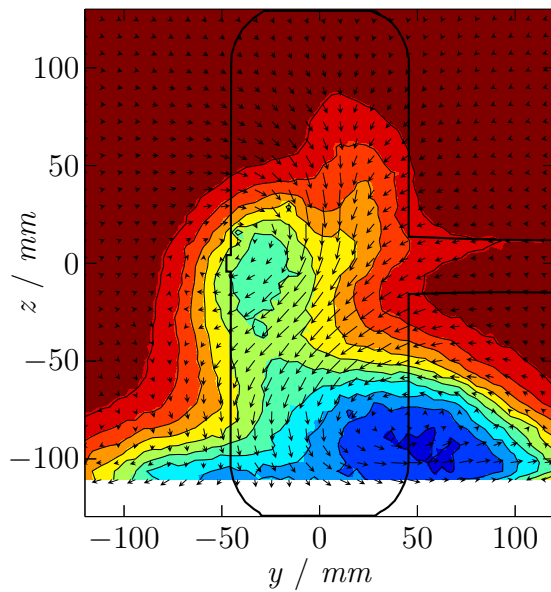
(e) Messung (PIV), GGF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Messung (PIV), GGF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Messung (PIV), GGF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Messung (PIV), GGF, rotierendes Rad, $x=425mm$



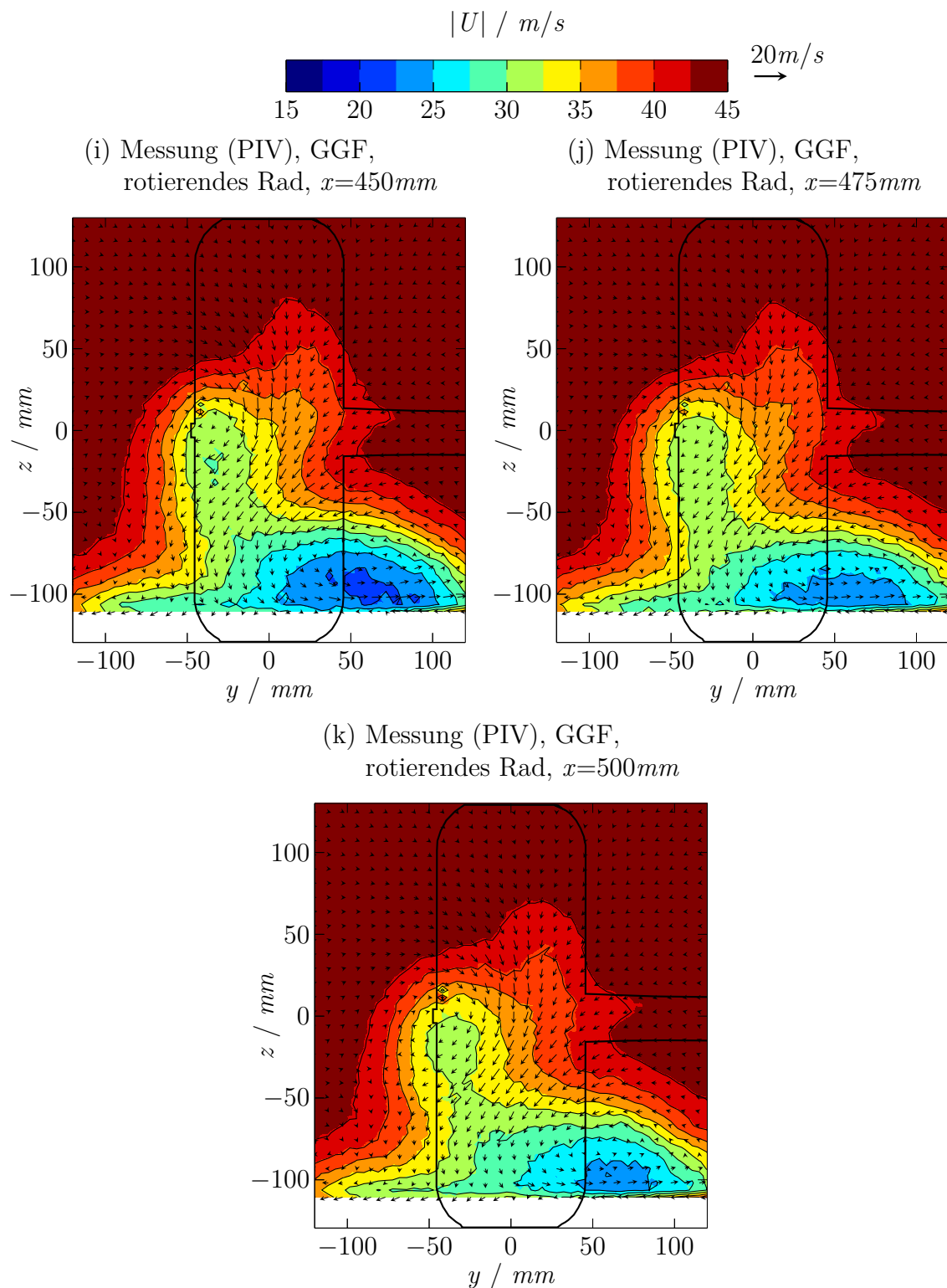
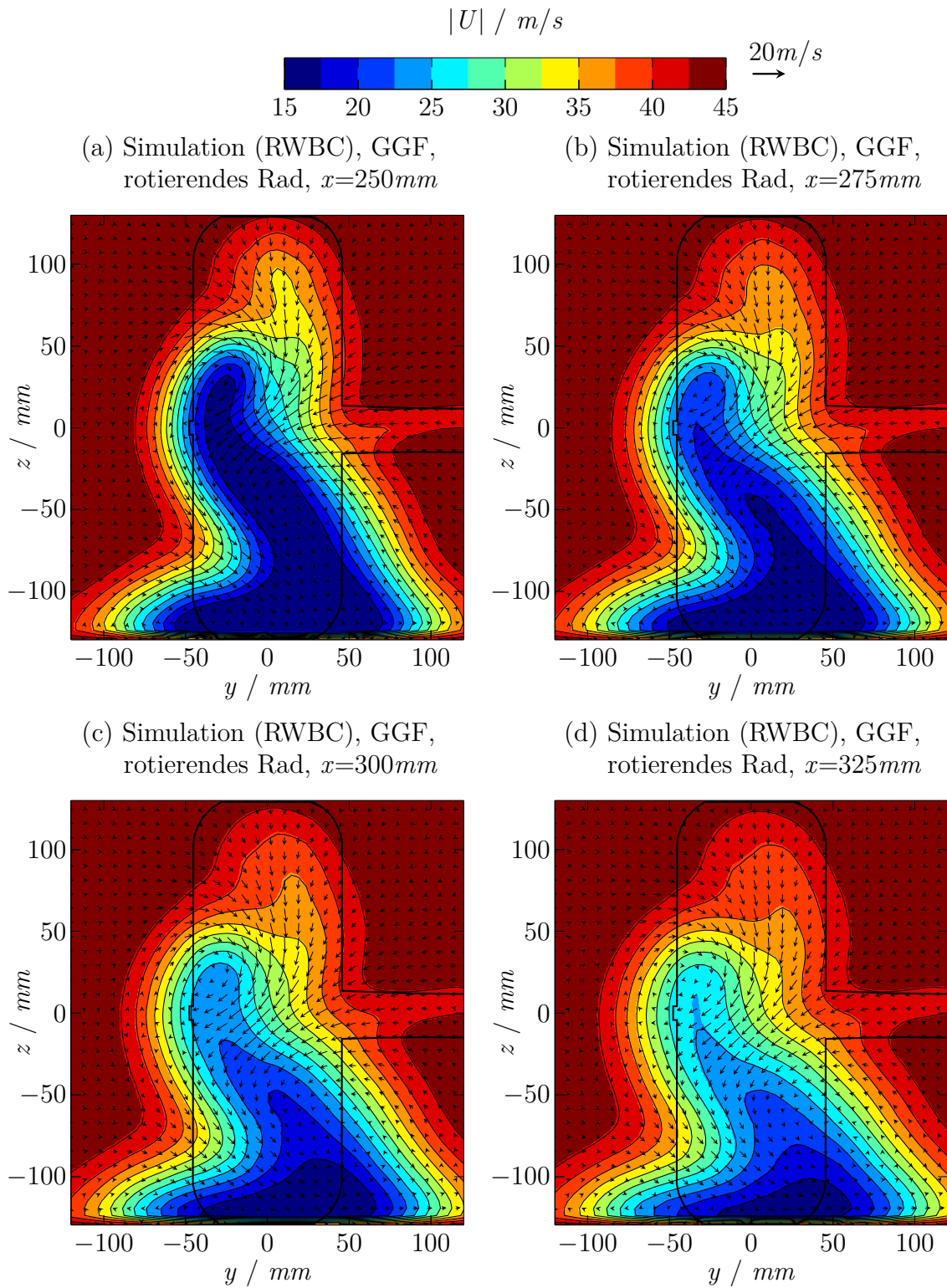
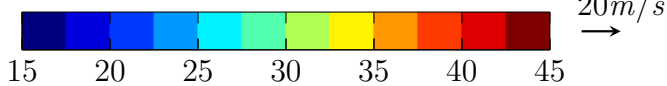


Abbildung D.3: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die geschlossene generische Felgengeometrie bei rotierendem Rad.

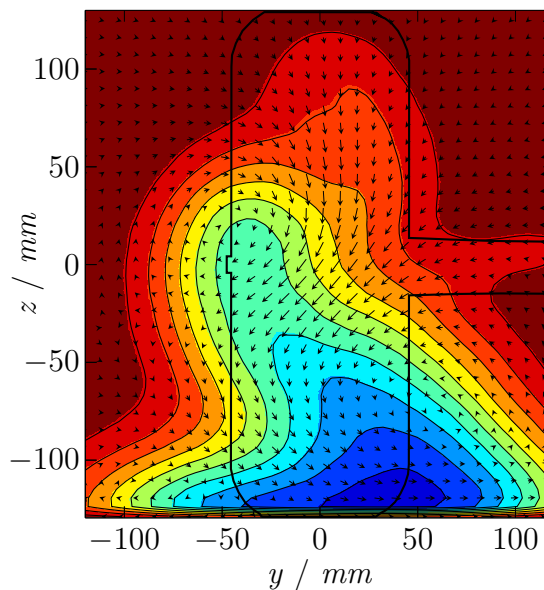
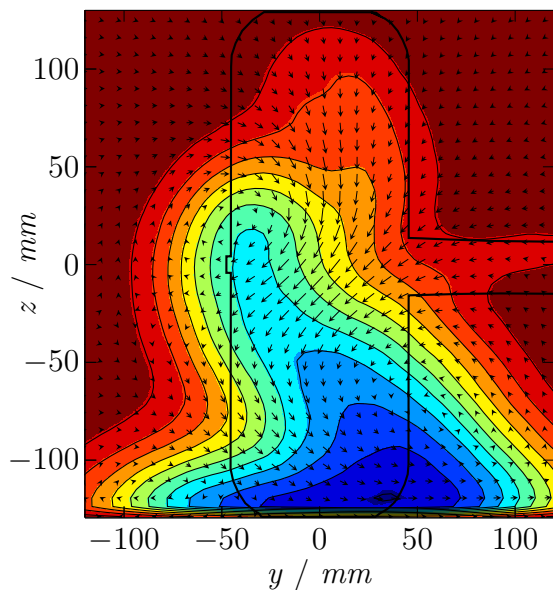


$|U| / m/s$



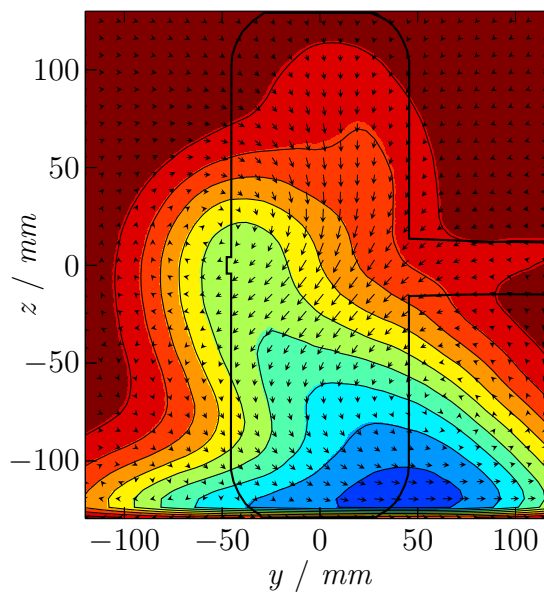
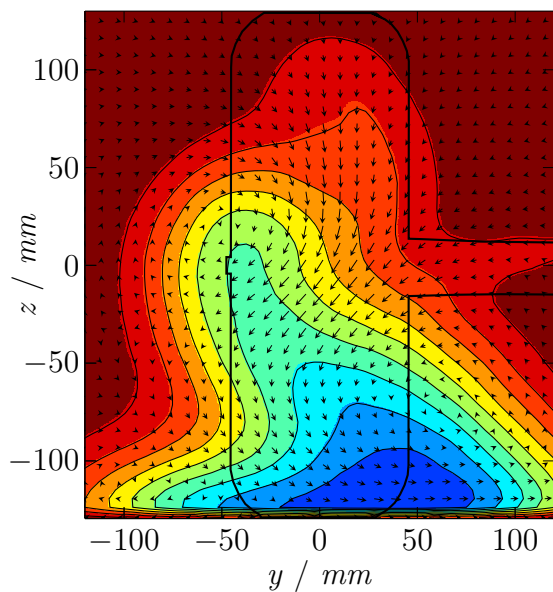
(e) Simulation (RWBC), GGF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (RWBC), GGF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (RWBC), GGF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (RWBC), GGF, rotierendes Rad, $x=425mm$



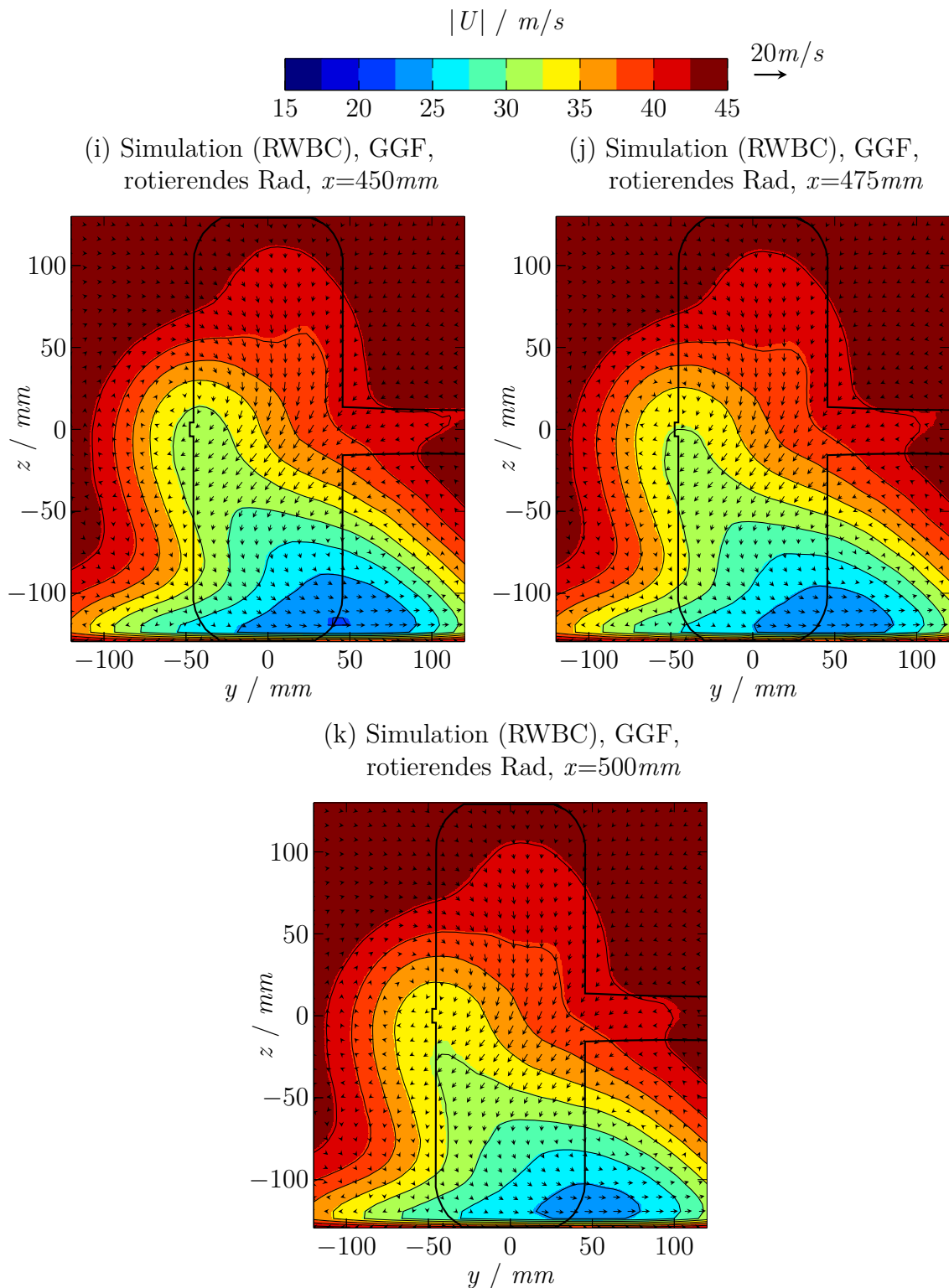
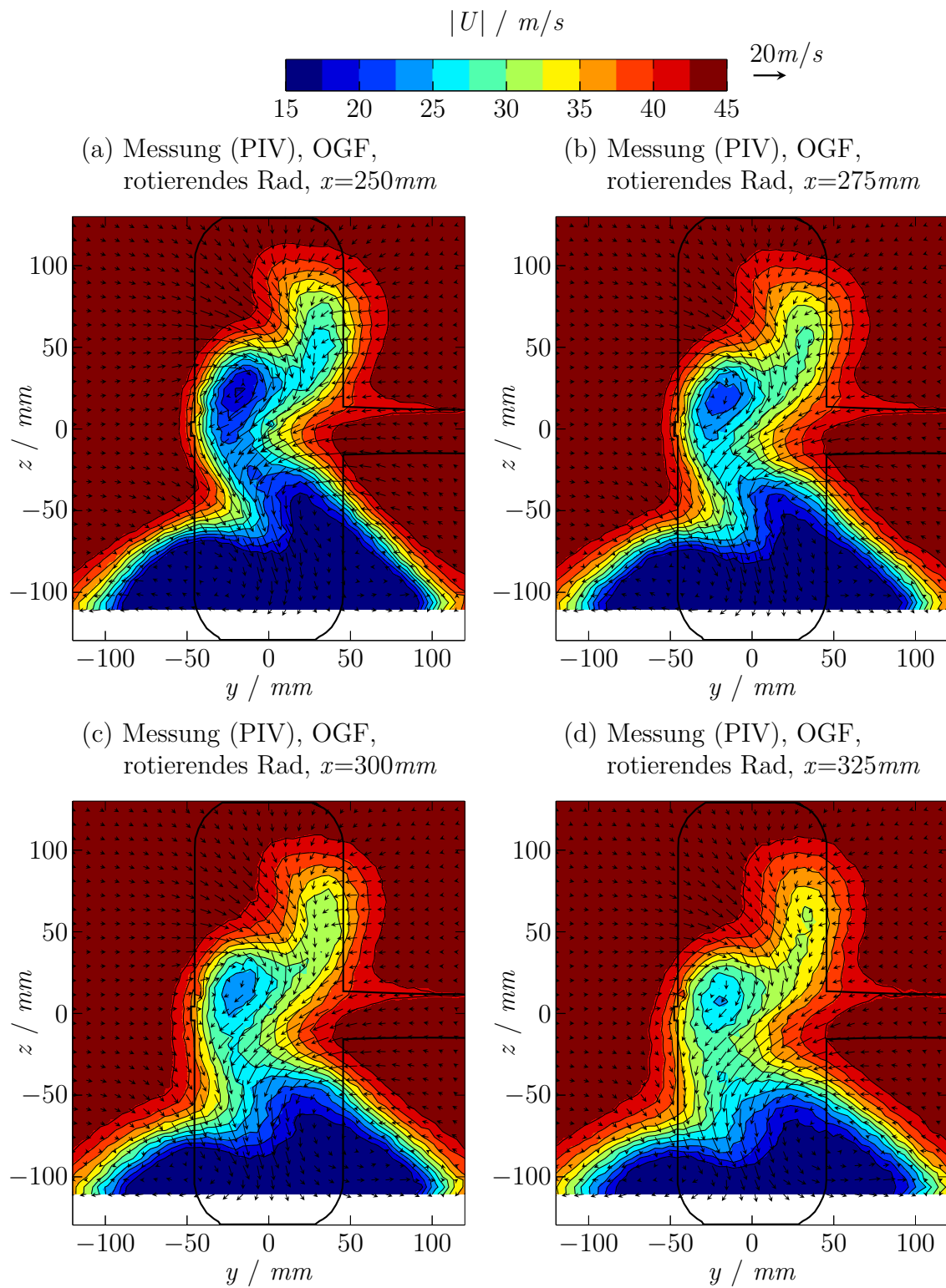
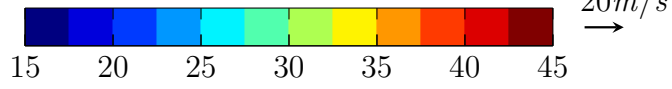


Abbildung D.4: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der RWBC für die geschlossene generische Felgenregeometrie bei rotierendem Rad.

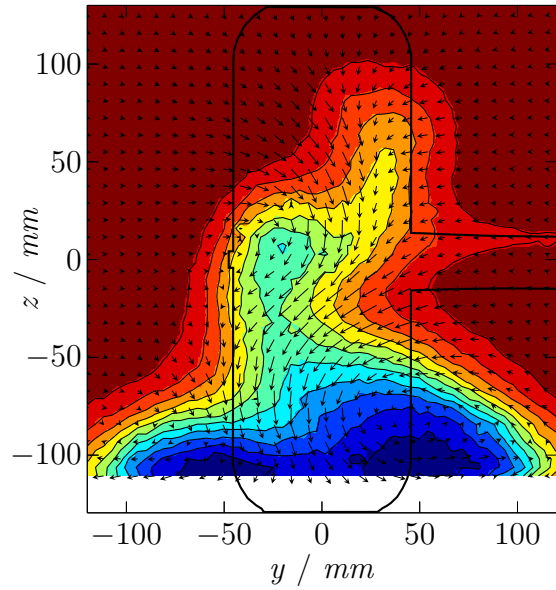
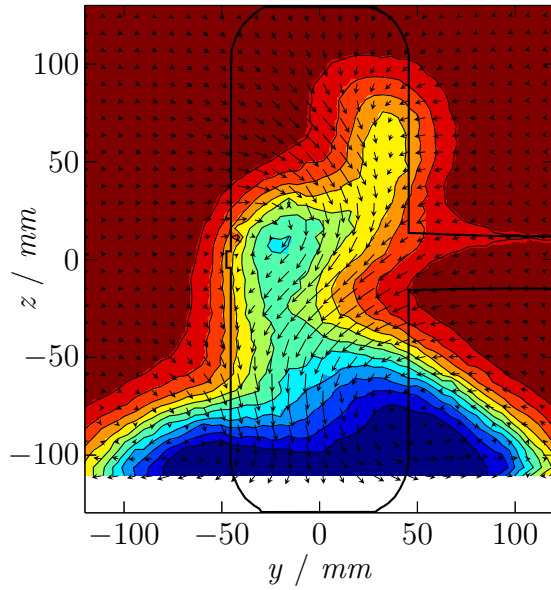


$|U| / m/s$



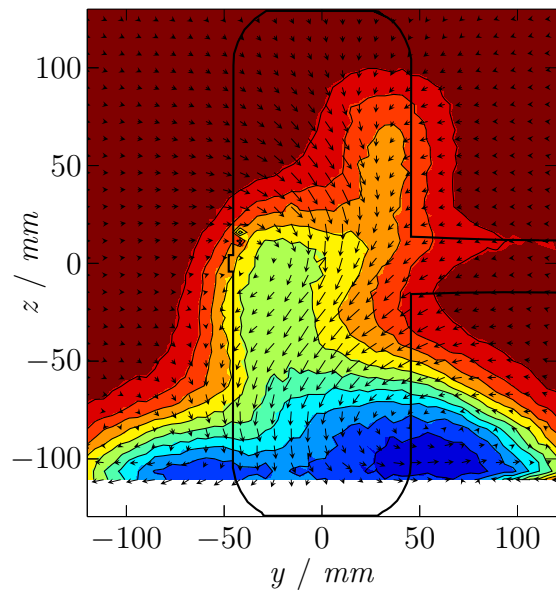
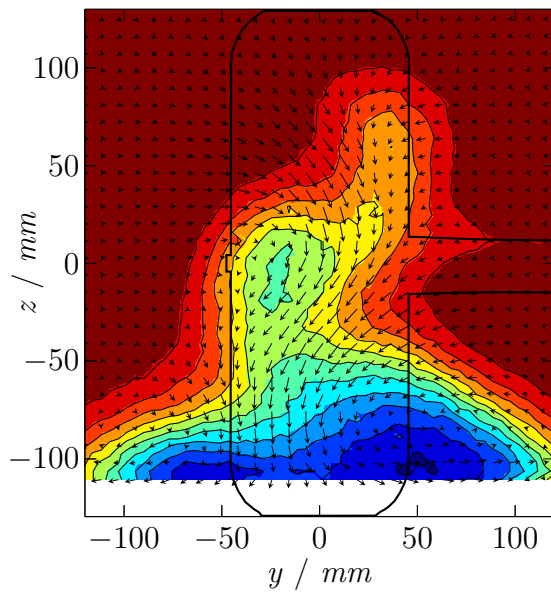
(e) Messung (PIV), OGF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Messung (PIV), OGF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Messung (PIV), OGF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Messung (PIV), OGF, rotierendes Rad, $x=425mm$



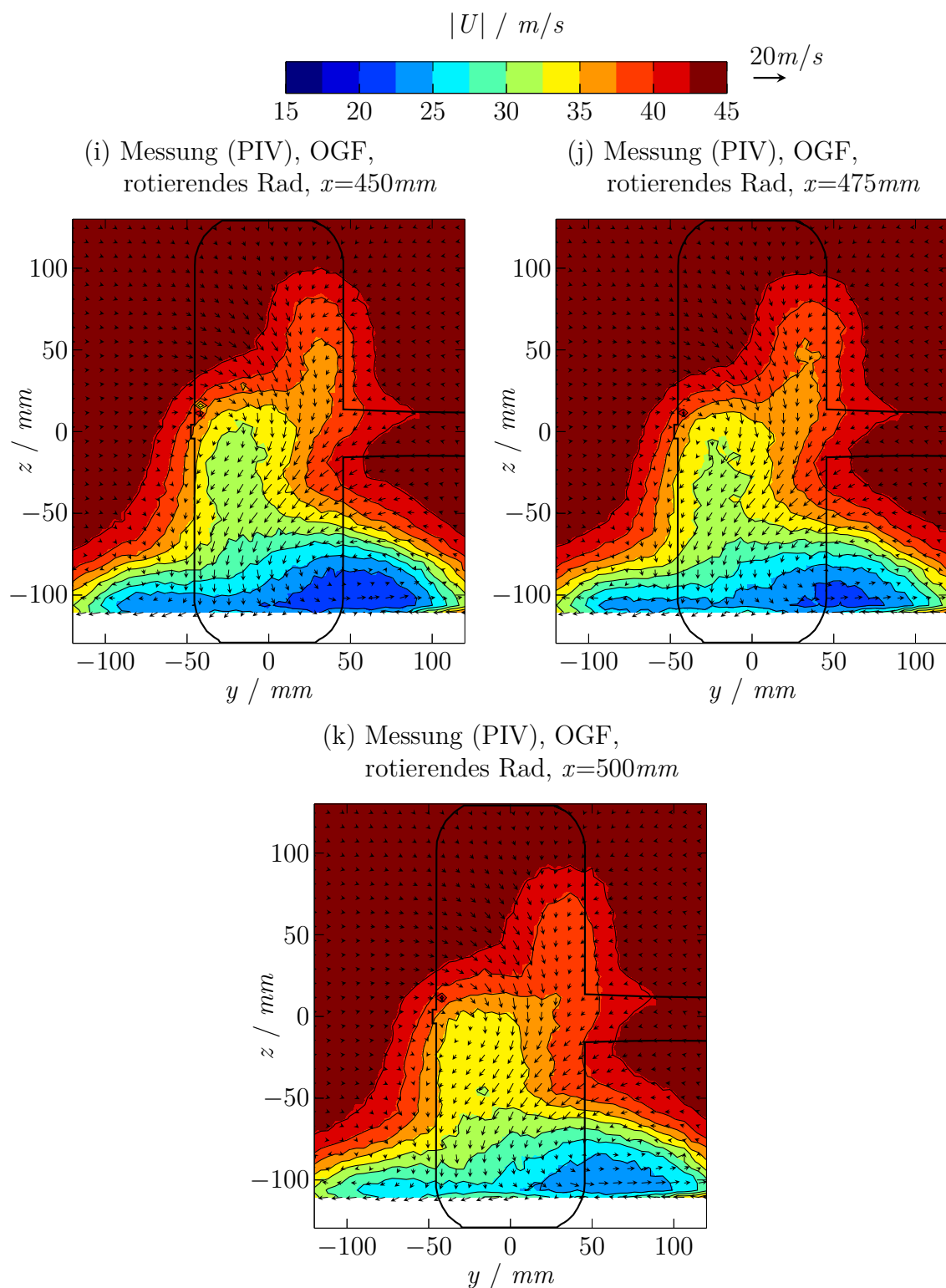
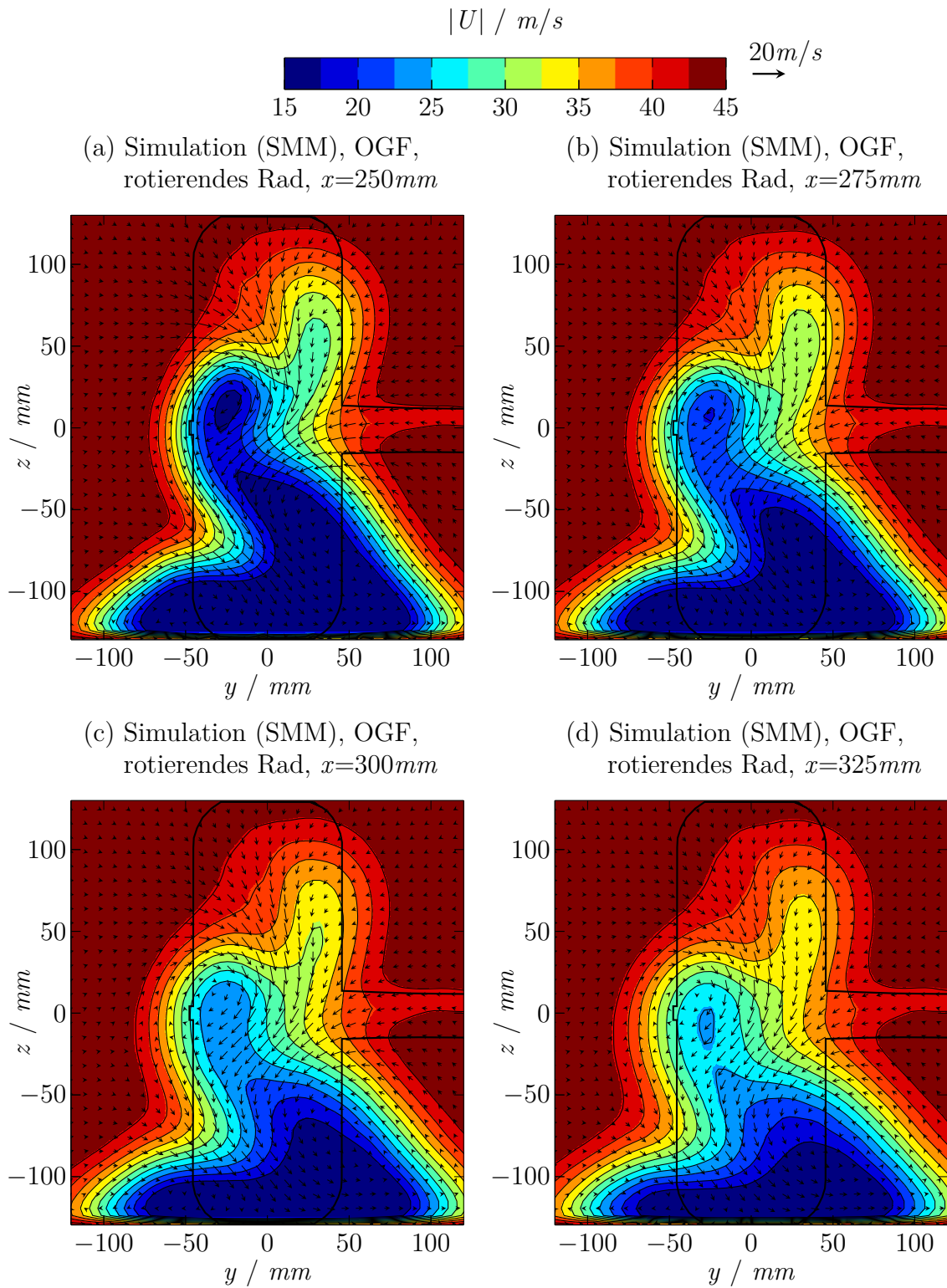
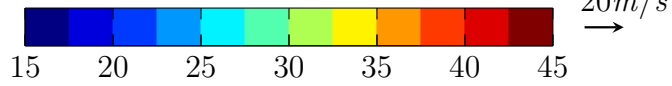


Abbildung D.5: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die offene generische Felgenreue bei rotierendem Rad.

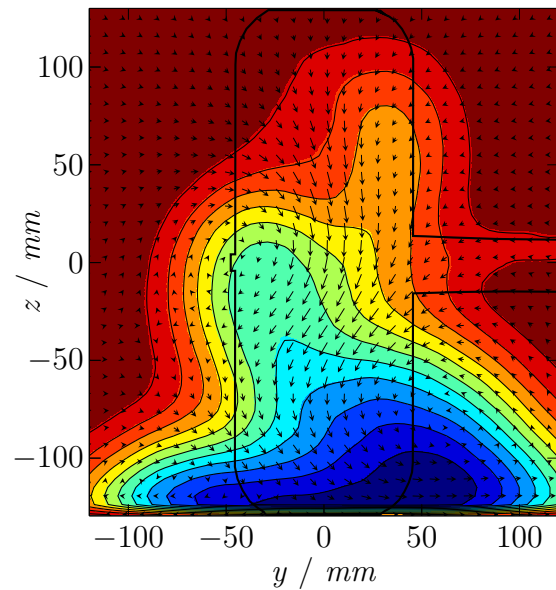
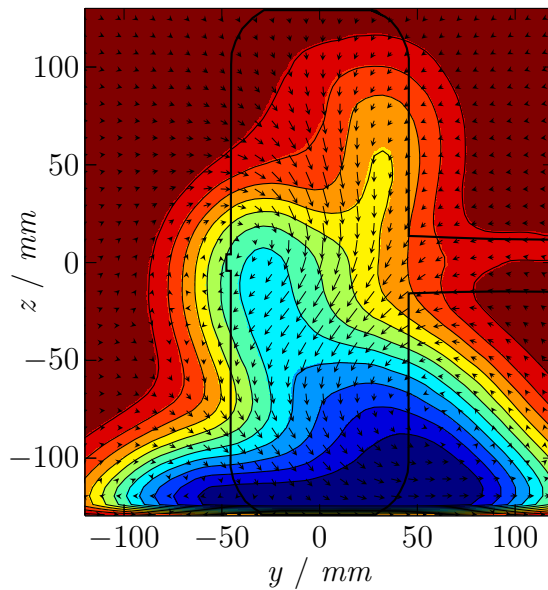


$|U| / m/s$



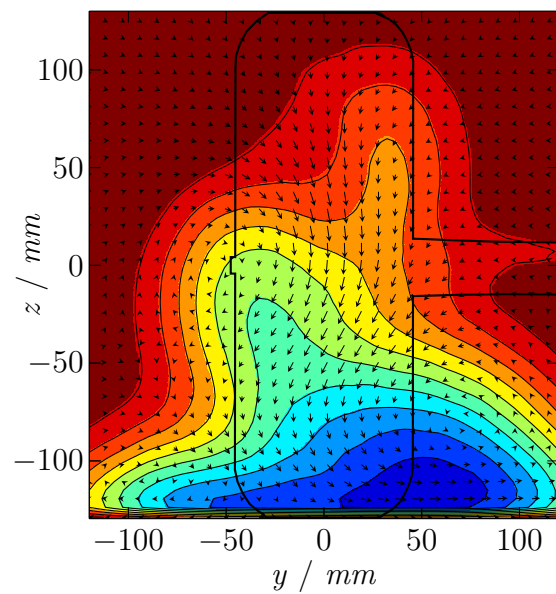
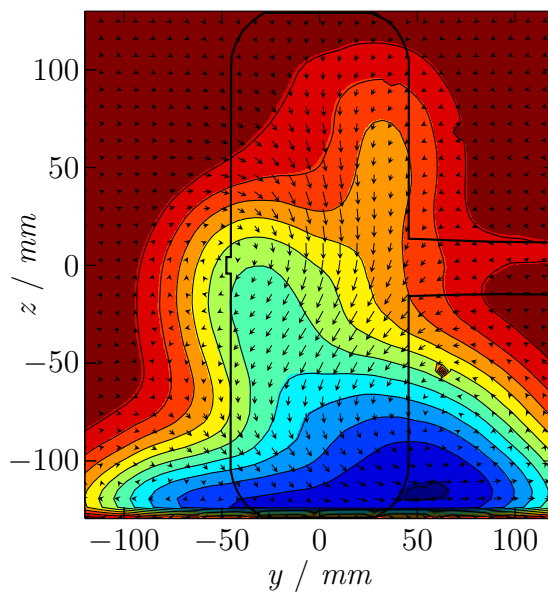
(e) Simulation (SMM), OGF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (SMM), OGF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (SMM), OGF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (SMM), OGF, rotierendes Rad, $x=425mm$



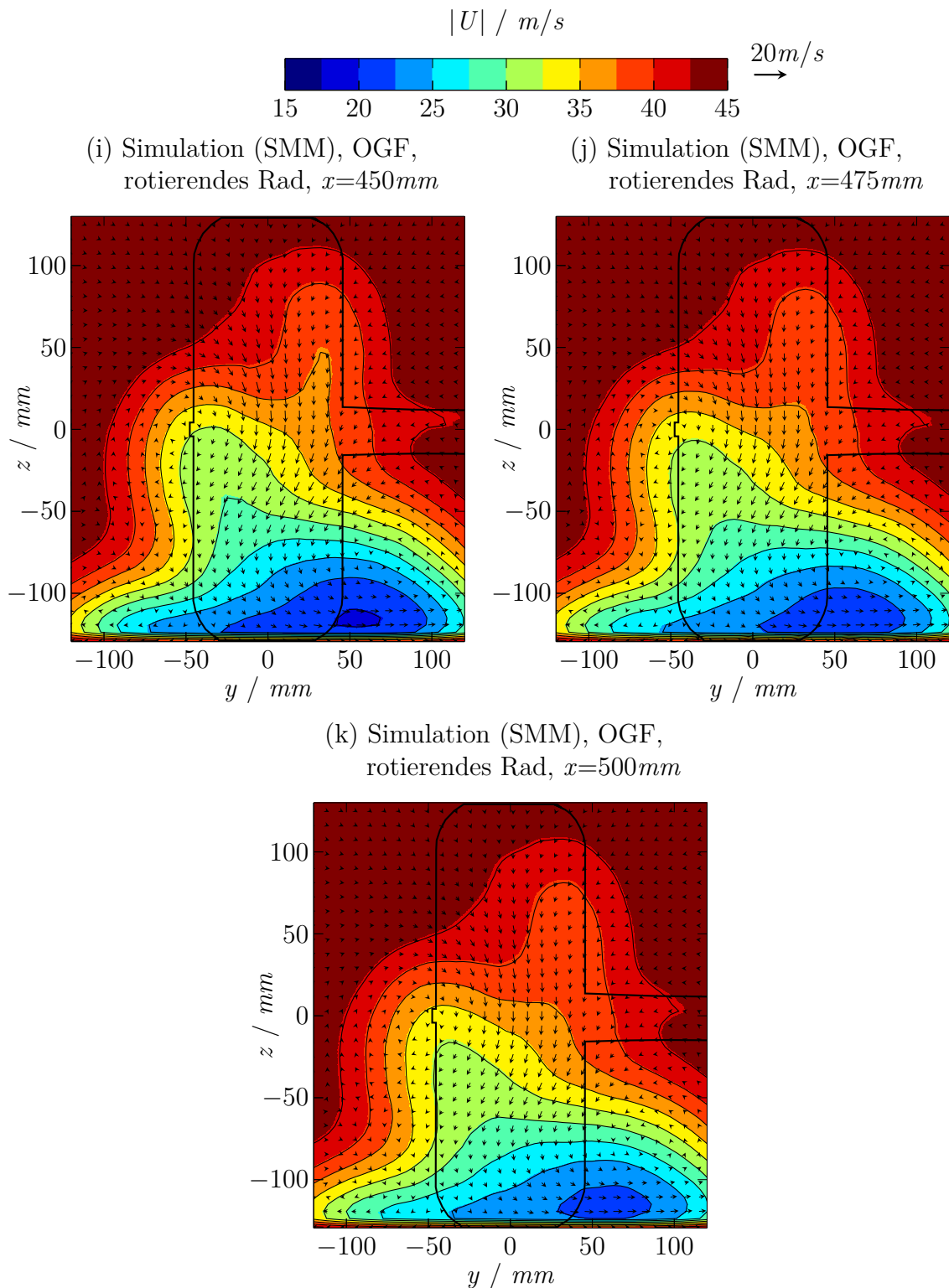
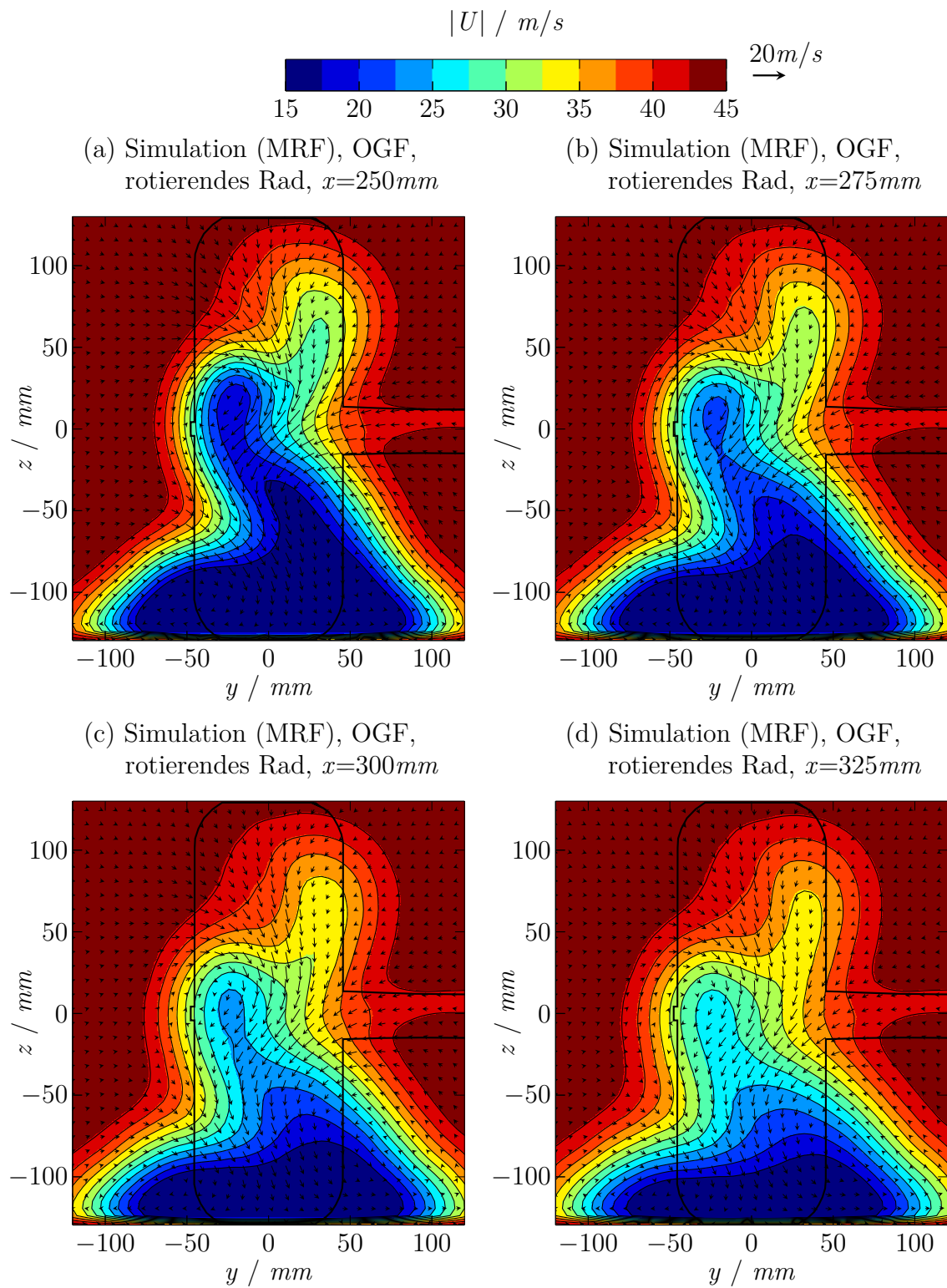
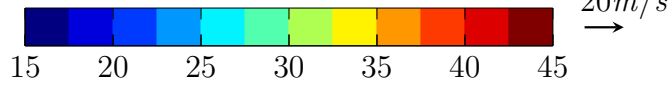


Abbildung D.6: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die offene generische Felgenrechteckgeometrie bei rotierendem Rad.

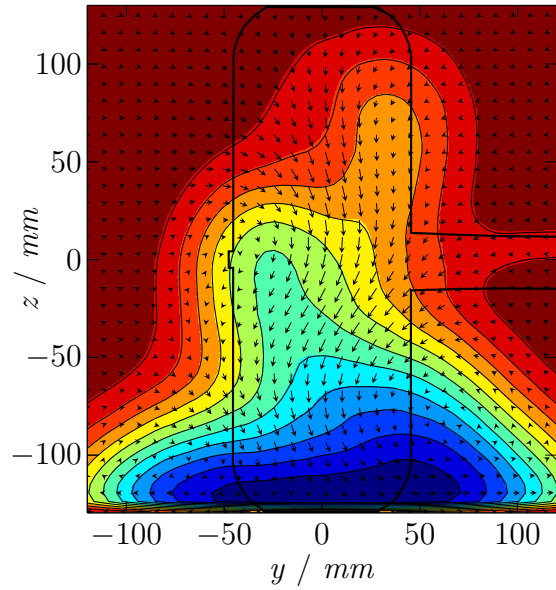
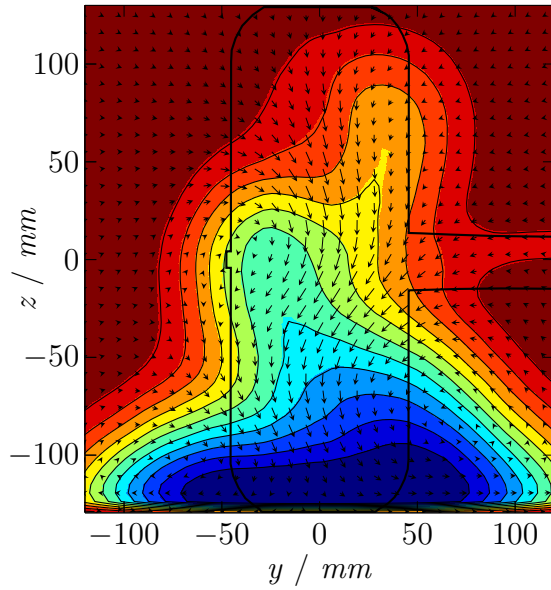


$|U| / m/s$



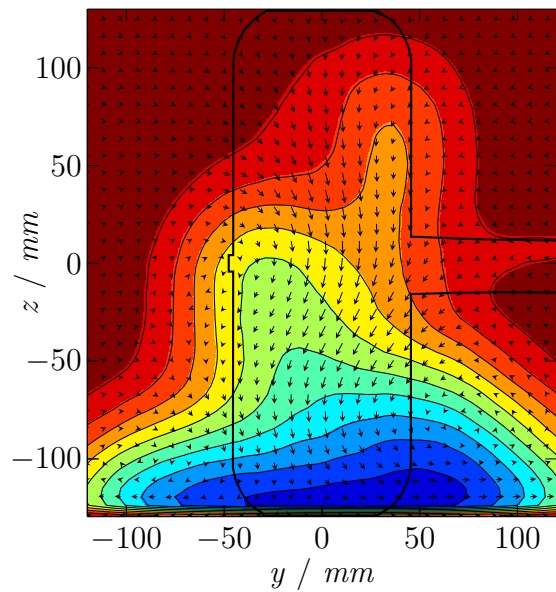
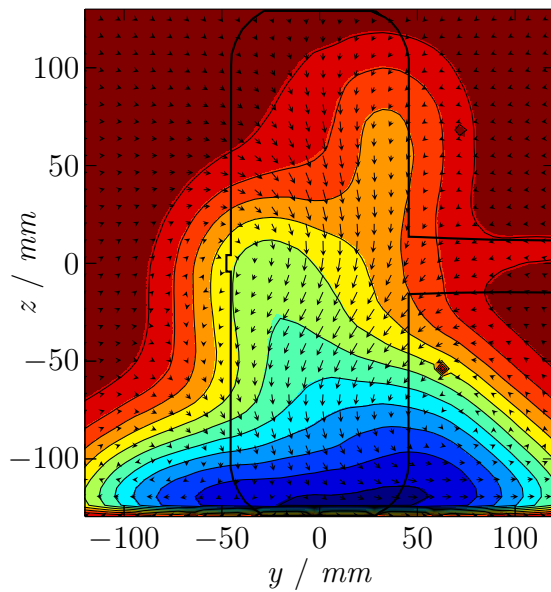
(e) Simulation (MRF), OGF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (MRF), OGF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (MRF), OGF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (MRF), OGF, rotierendes Rad, $x=425mm$



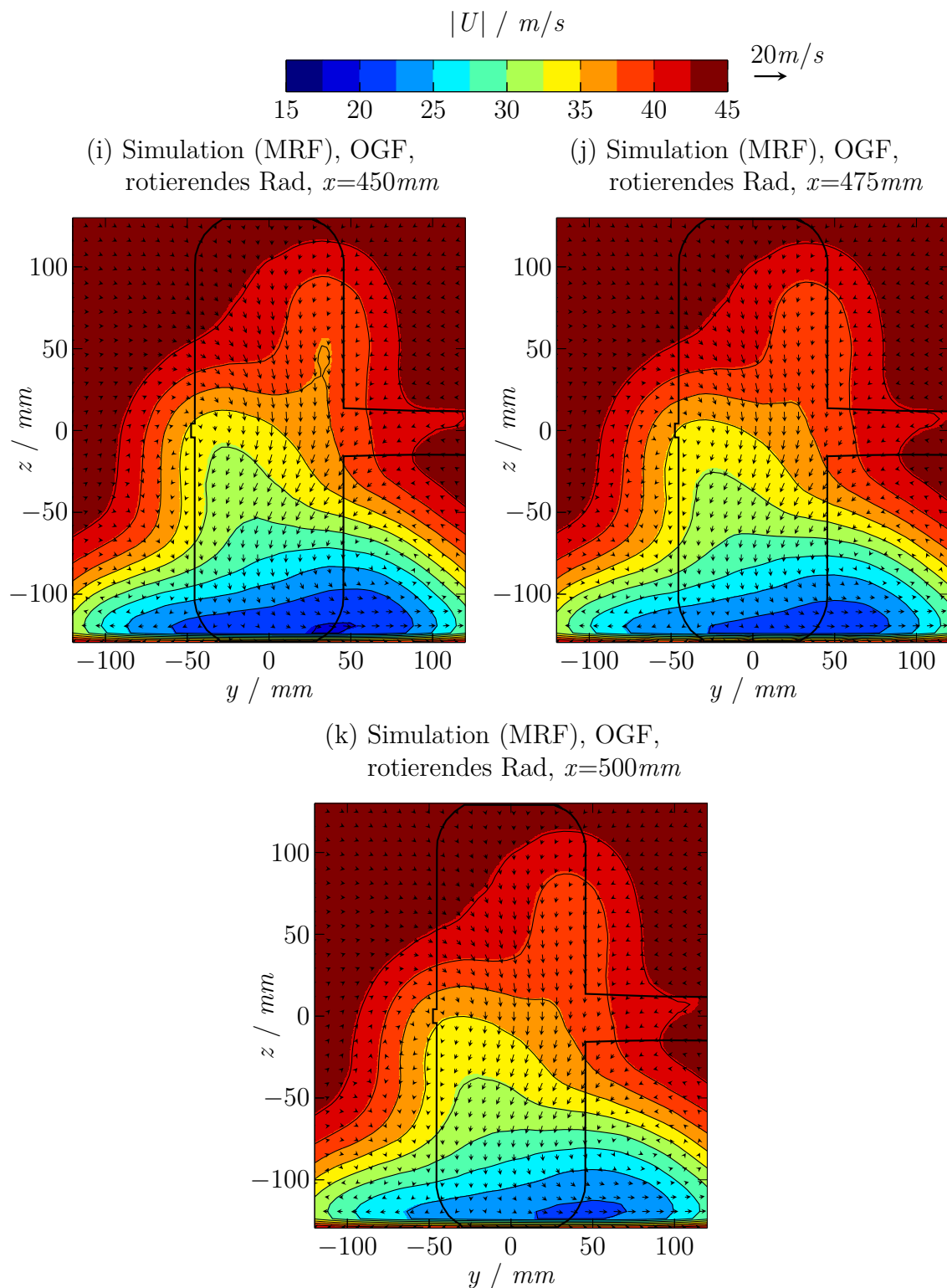
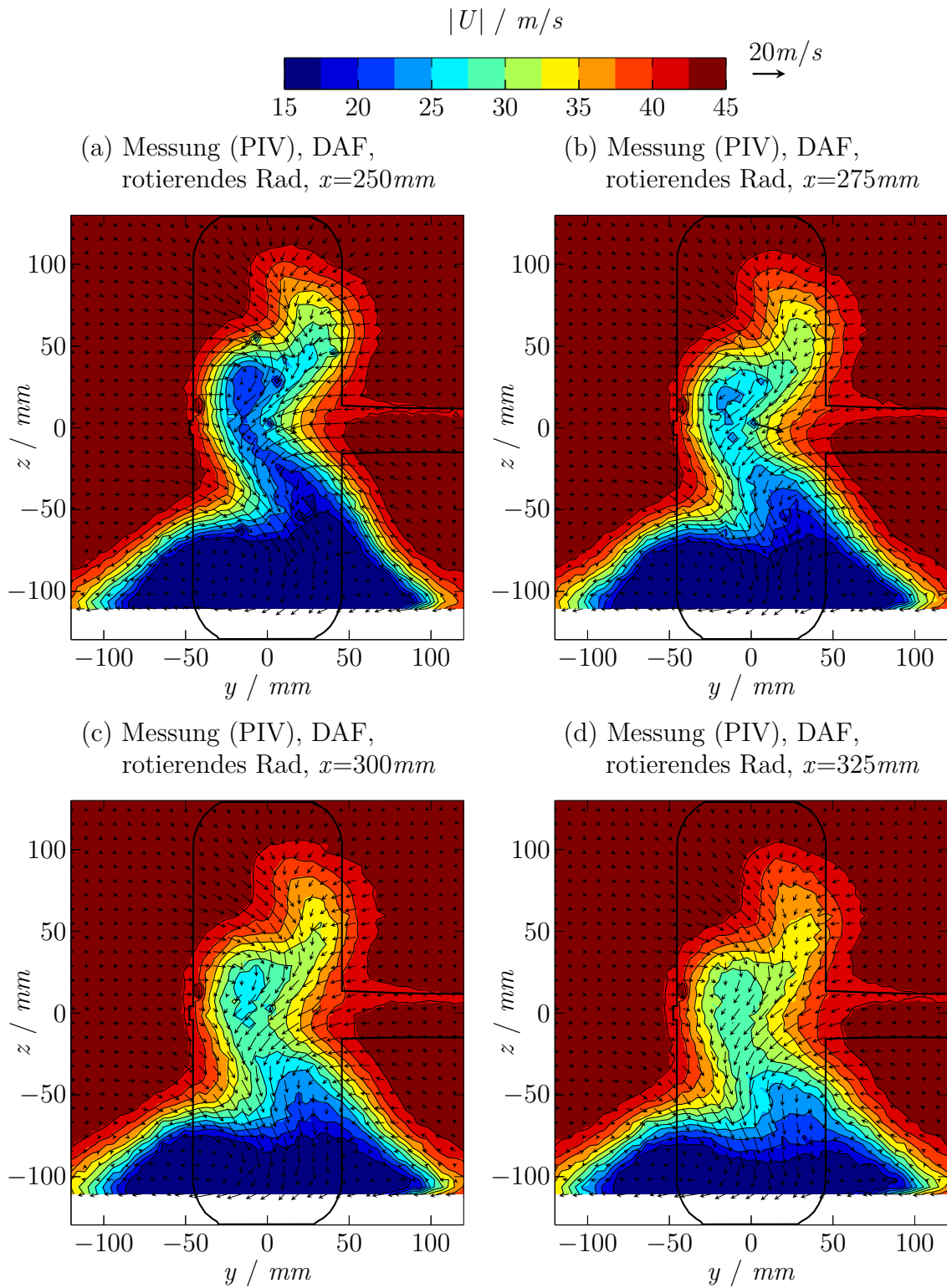
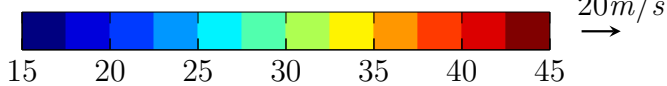


Abbildung D.7: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die offene generische Felgengeometrie bei rotierendem Rad.

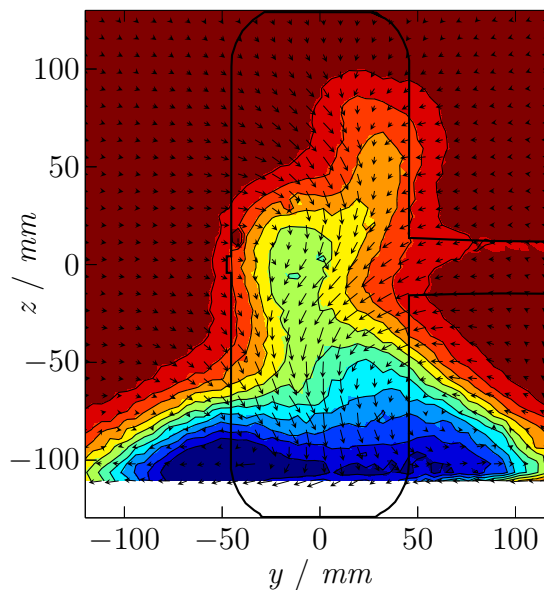
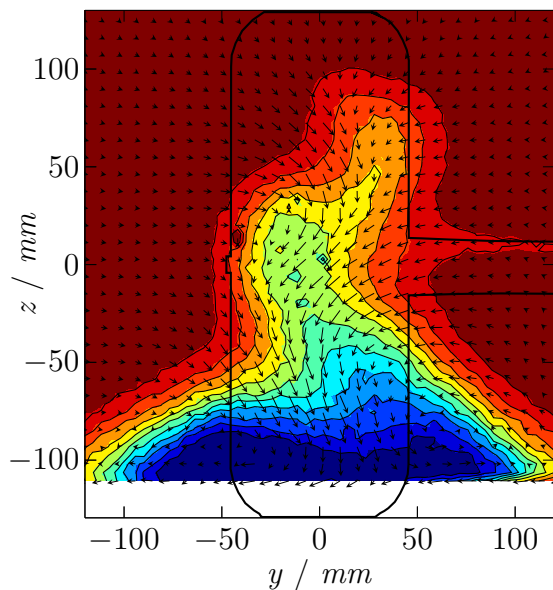


$|U| / m/s$



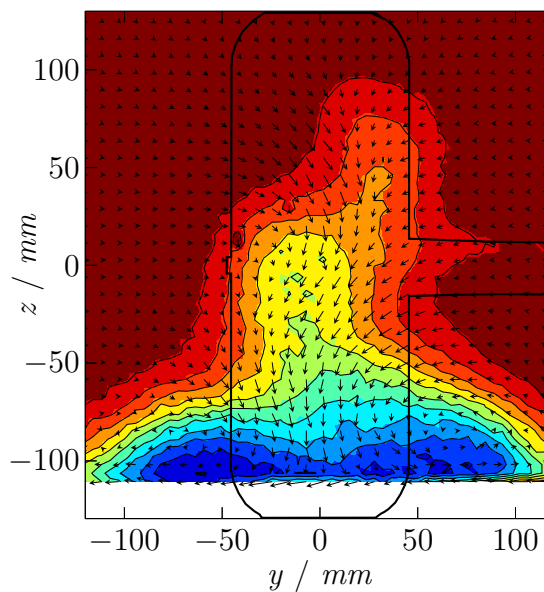
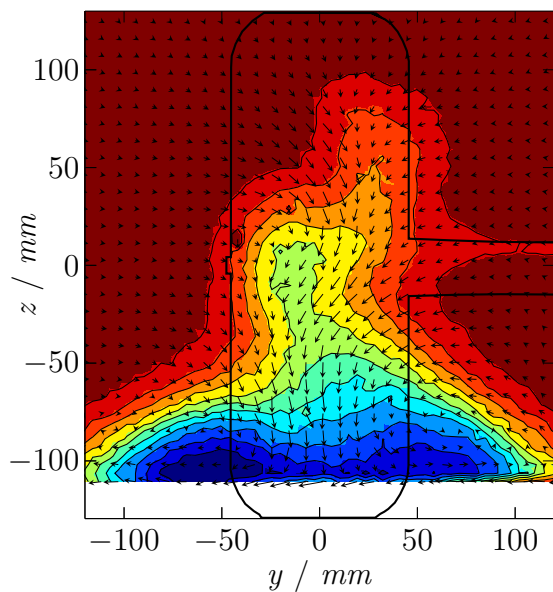
(e) Messung (PIV), DAF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Messung (PIV), DAF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Messung (PIV), DAF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Messung (PIV), DAF, rotierendes Rad, $x=425mm$



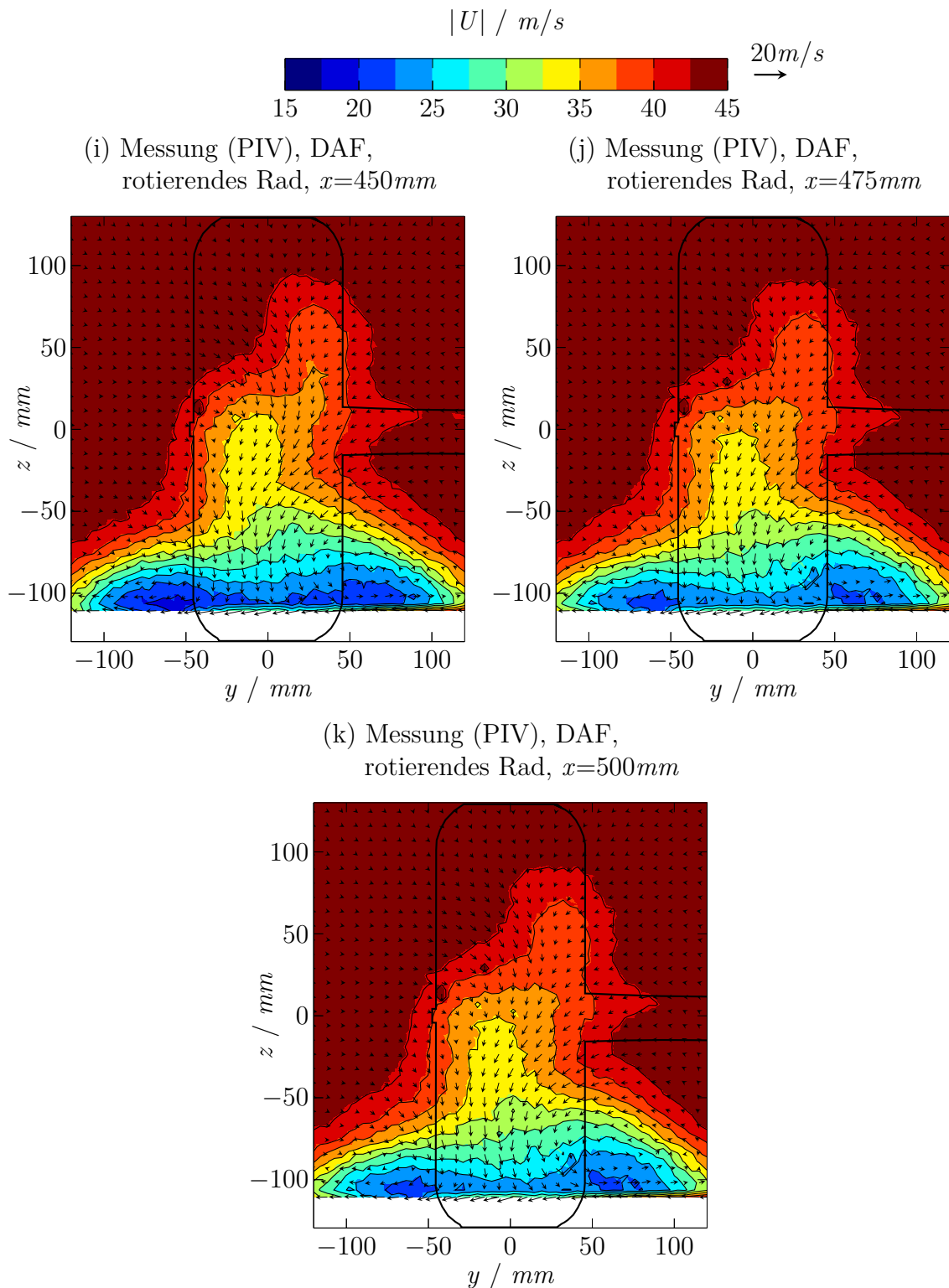
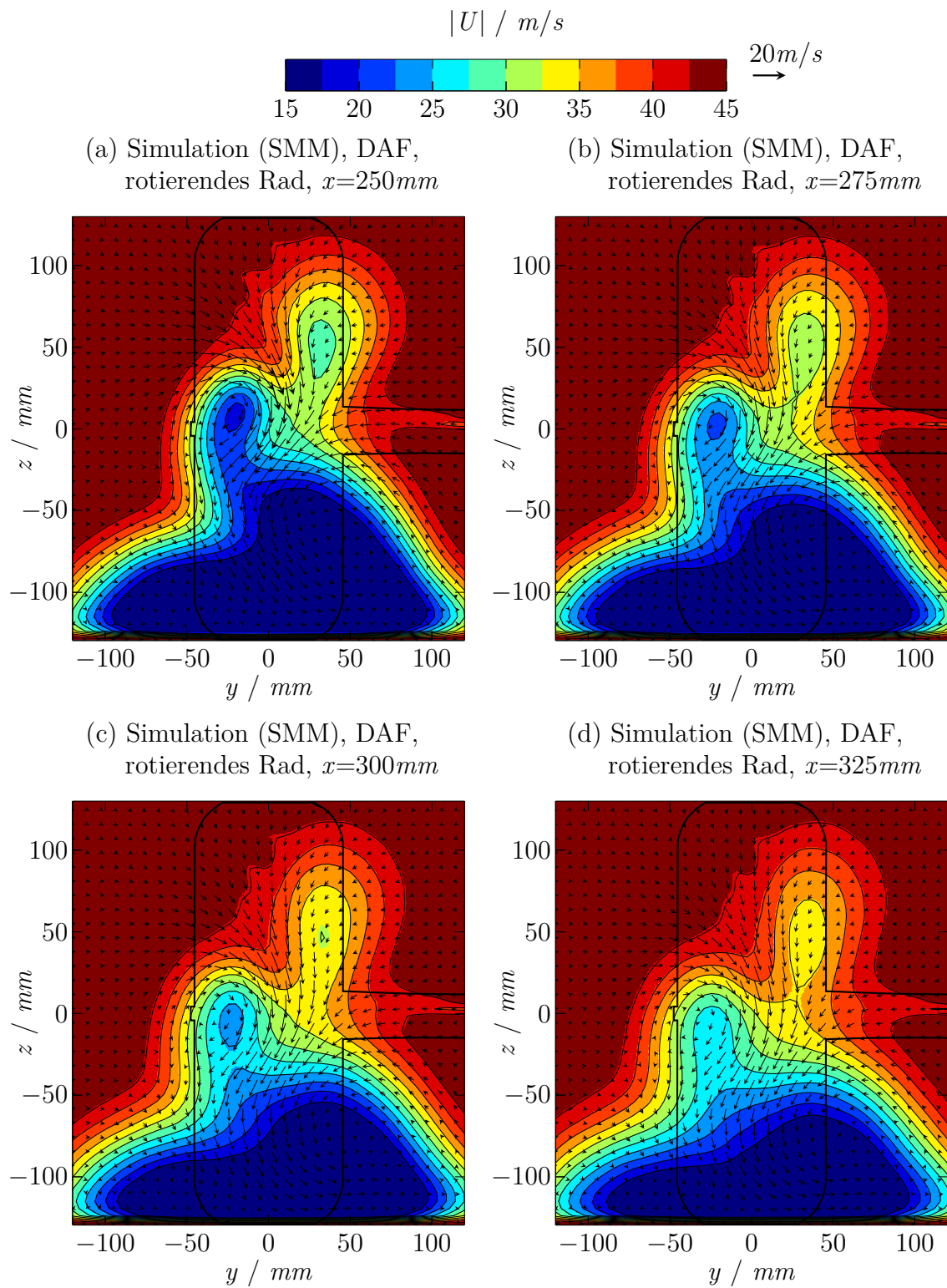
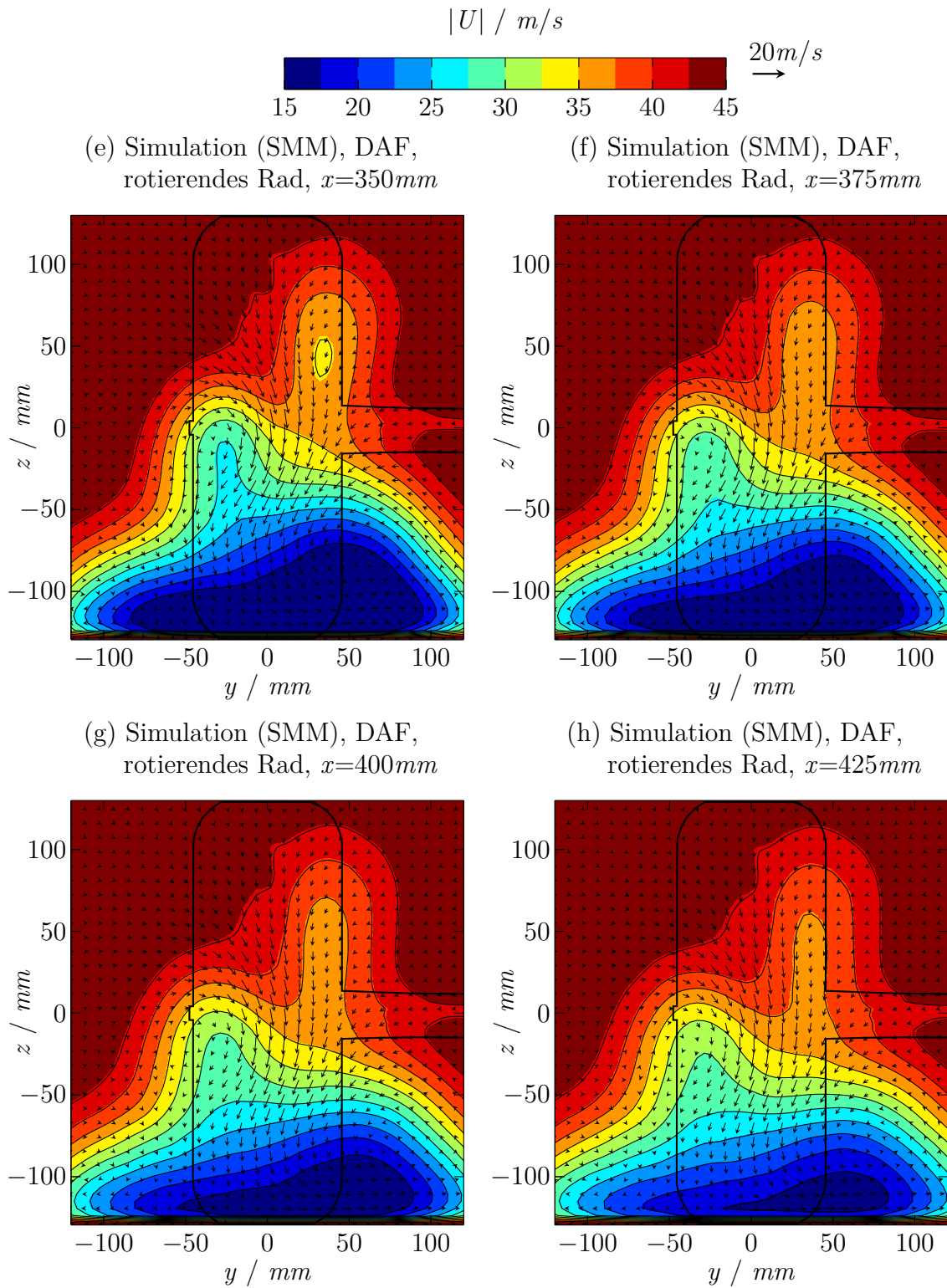


Abbildung D.8: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die DrivAer-Felgengeometrie bei rotierendem Rad.





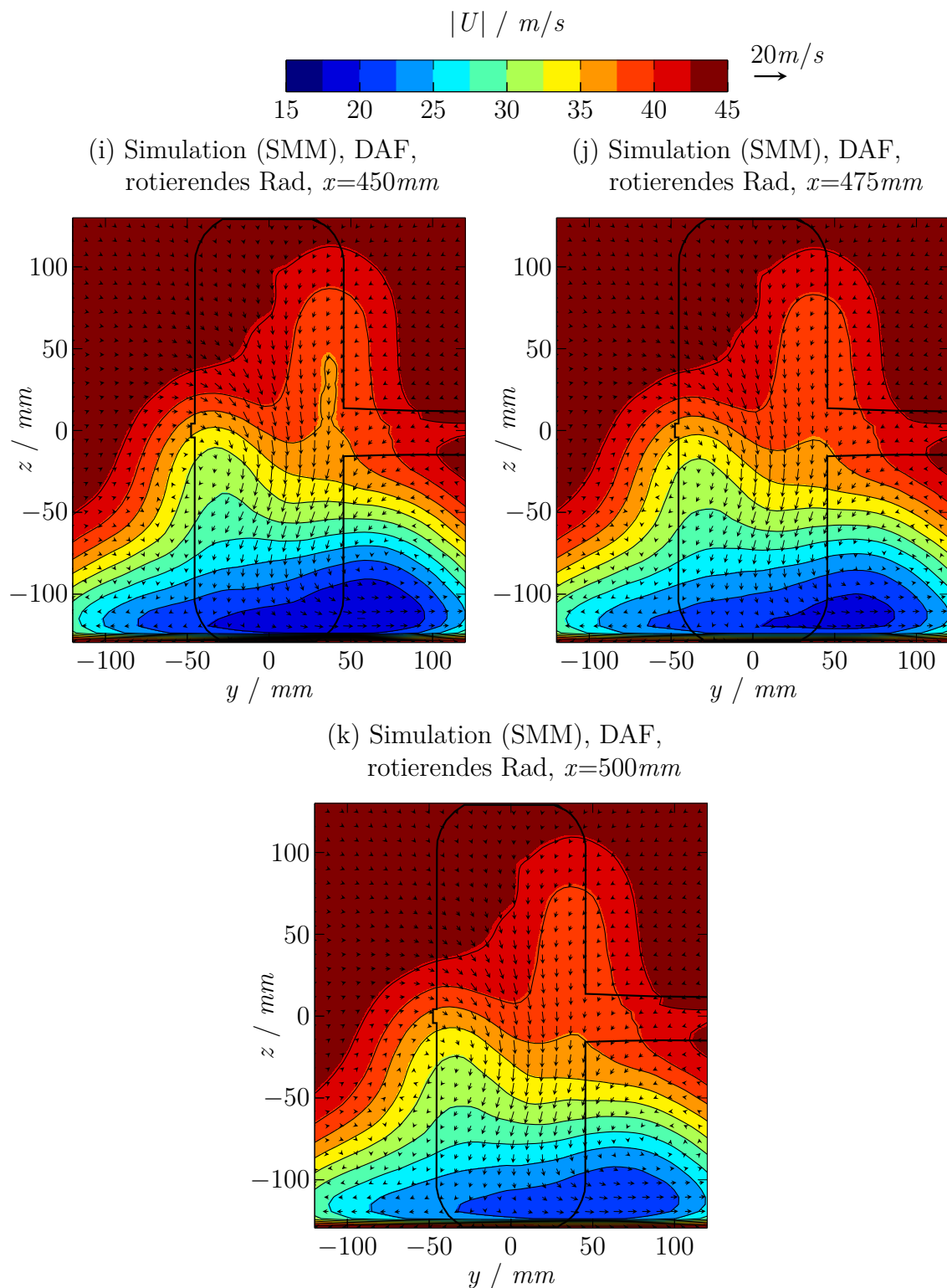
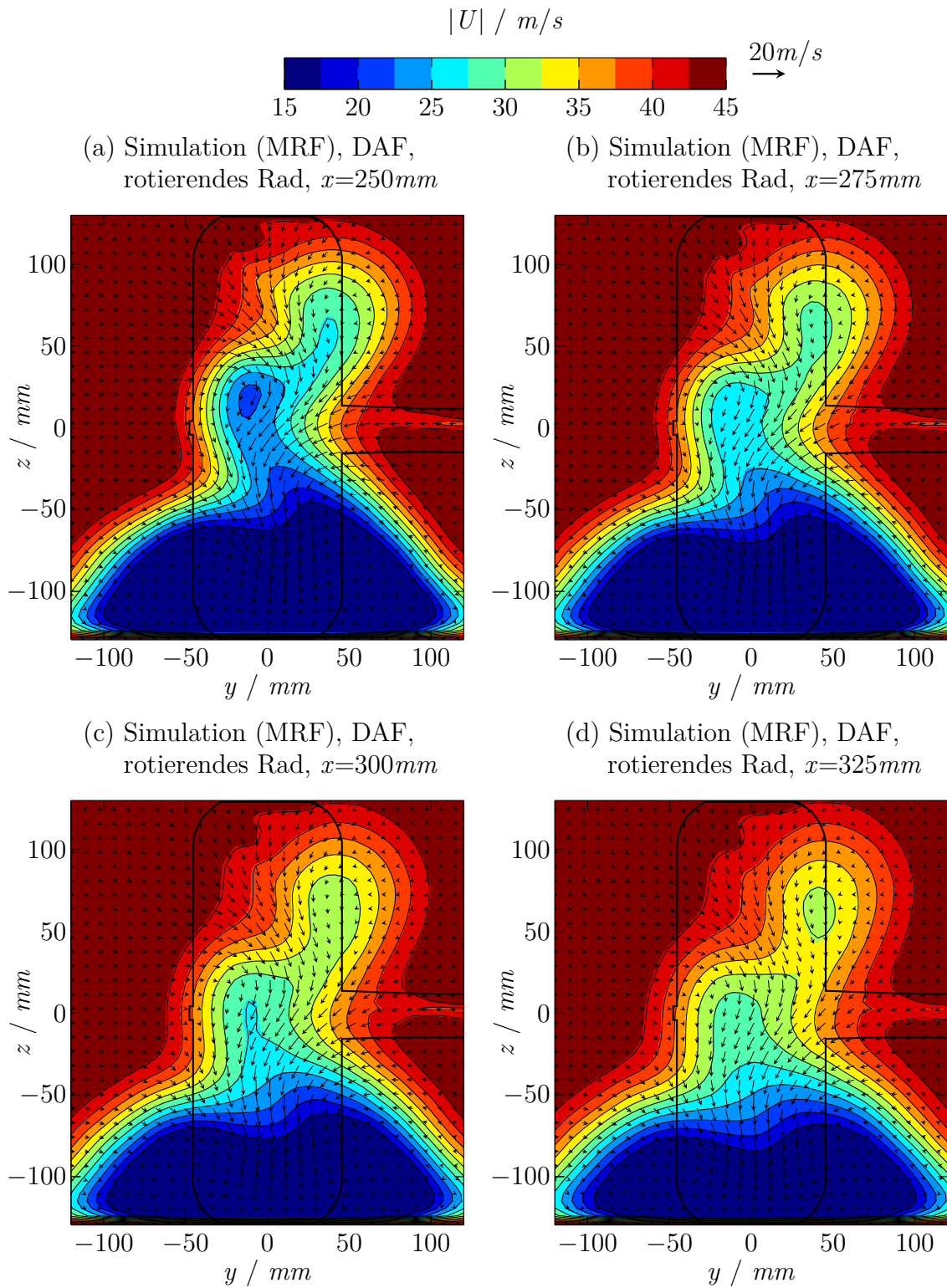
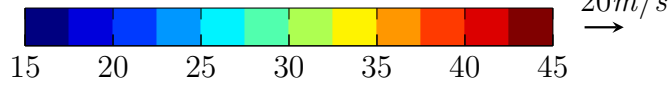


Abbildung D.9: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die DrivAer-Felgengeometrie bei rotierendem Rad.

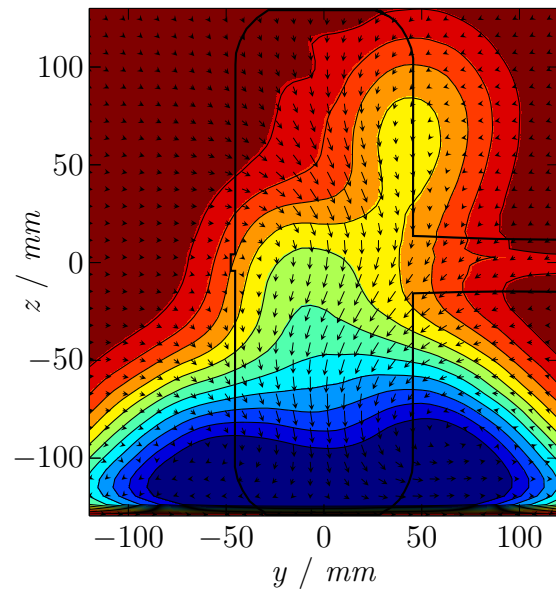
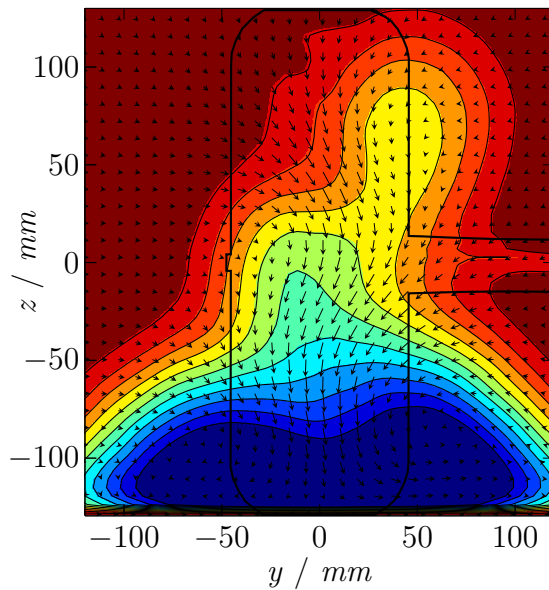


$|U| / m/s$



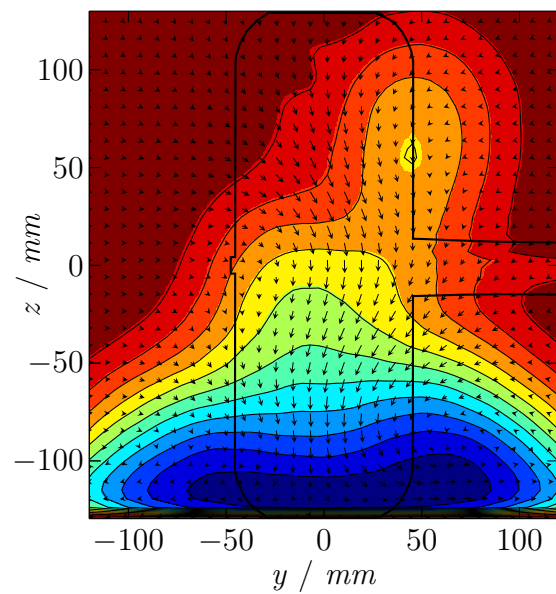
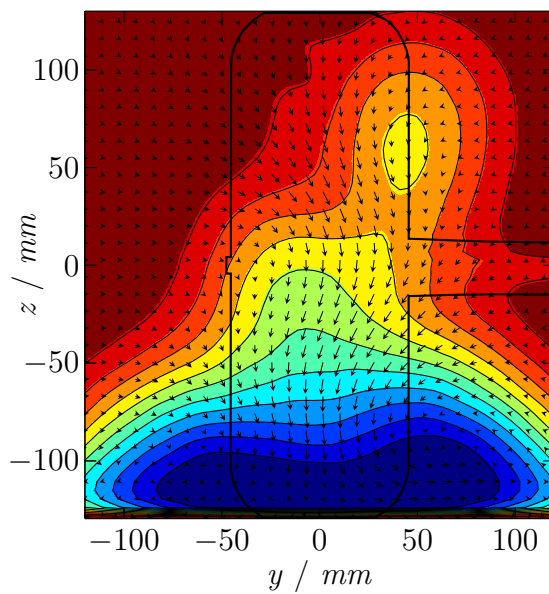
(e) Simulation (MRF), DAF, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (MRF), DAF, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (MRF), DAF, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (MRF), DAF, rotierendes Rad, $x=425mm$



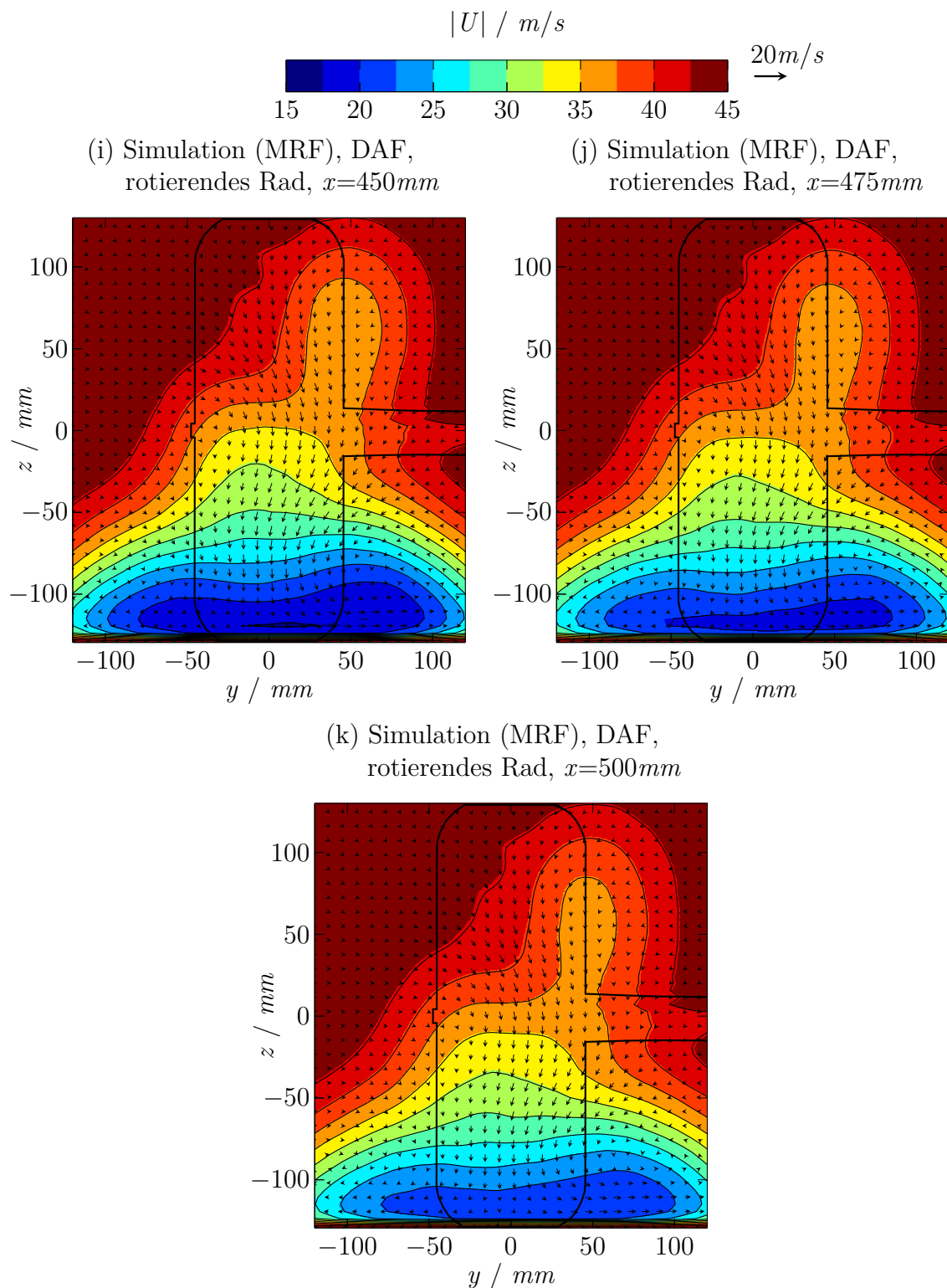
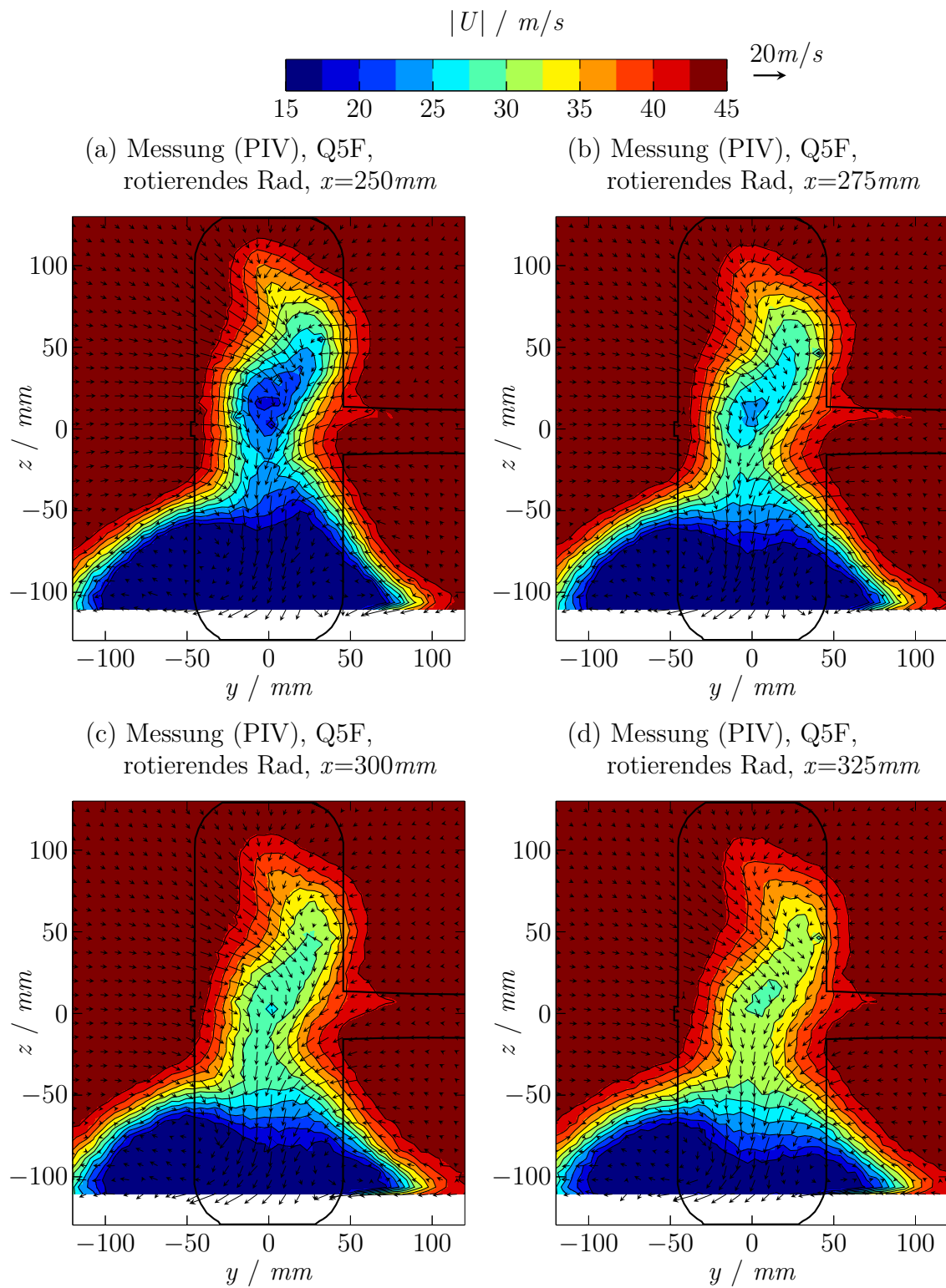
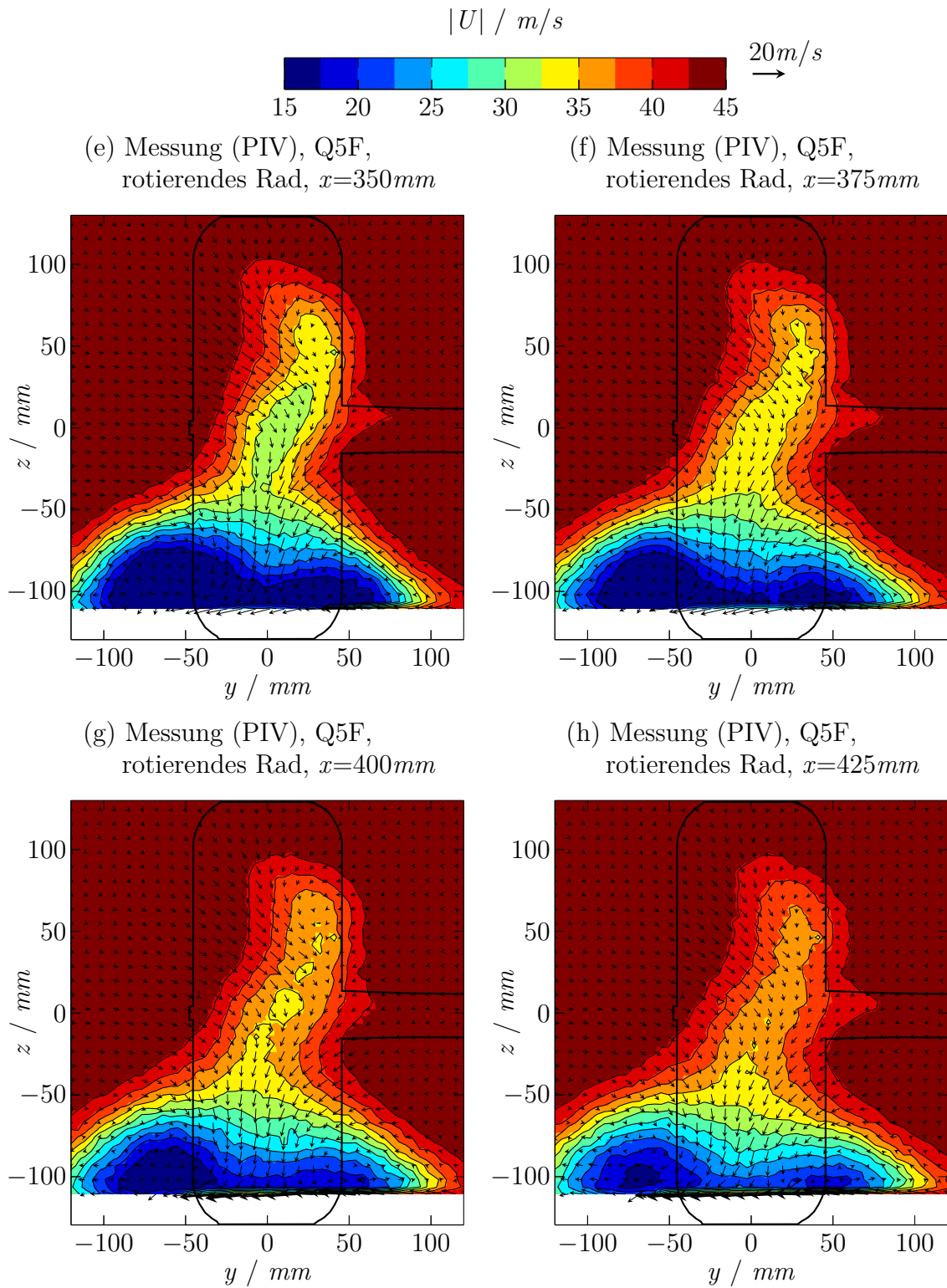


Abbildung D.10: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die DrivAer-Felgengeometrie bei rotierendem Rad.





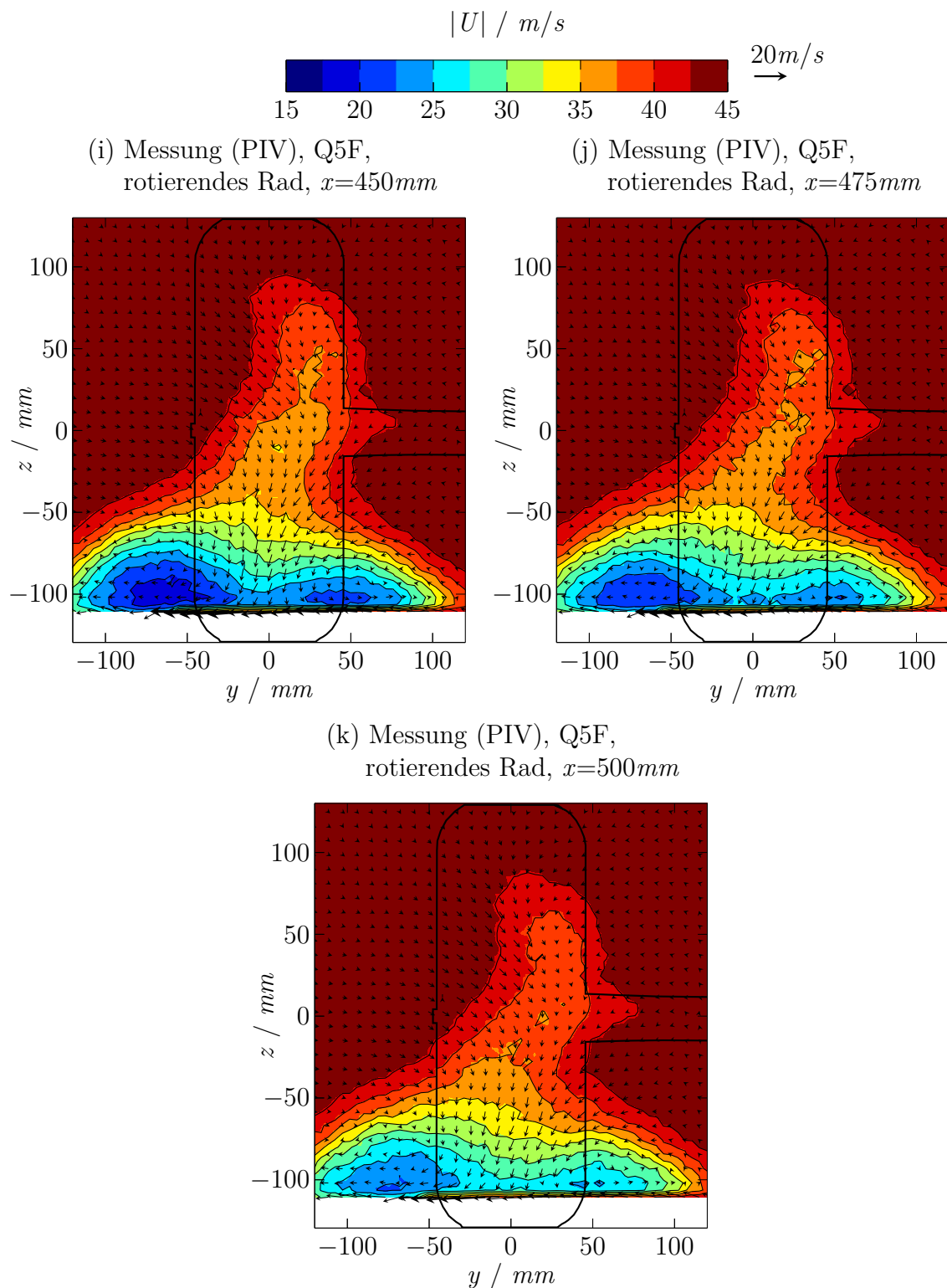
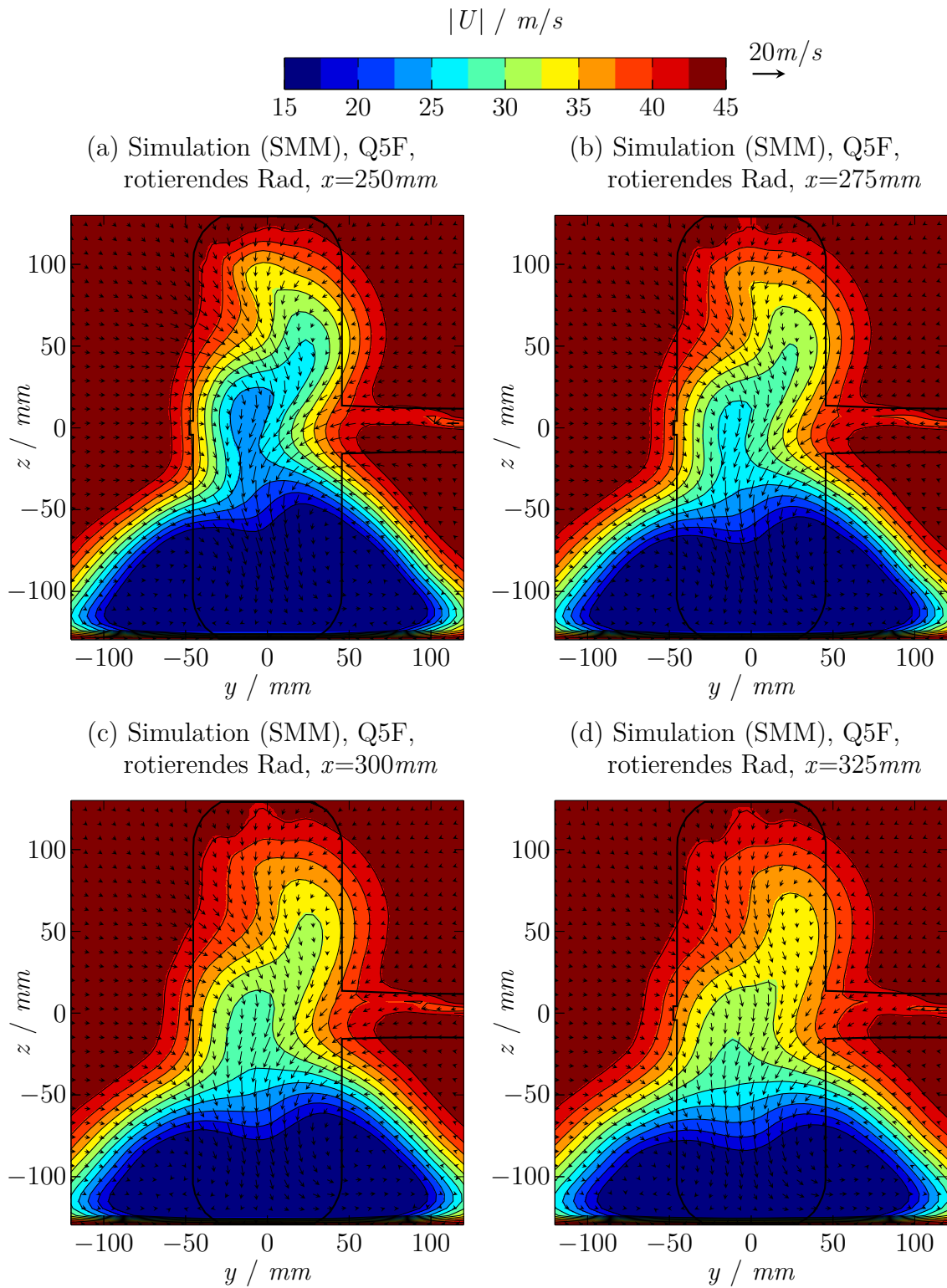
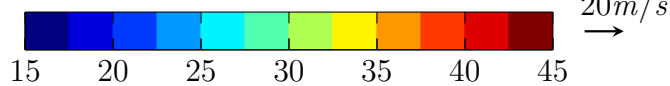


Abbildung D.11: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus dem Windkanalexperiment aufgenommen mittels PIV-Messung für die Q5-Aerofelengeometrie bei rotierendem Rad.

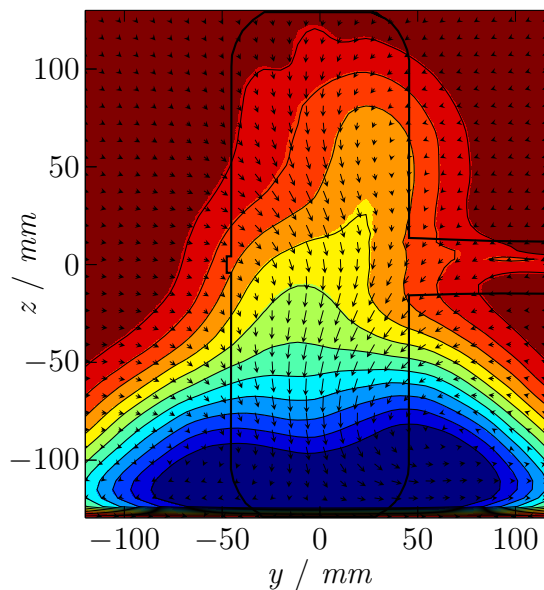
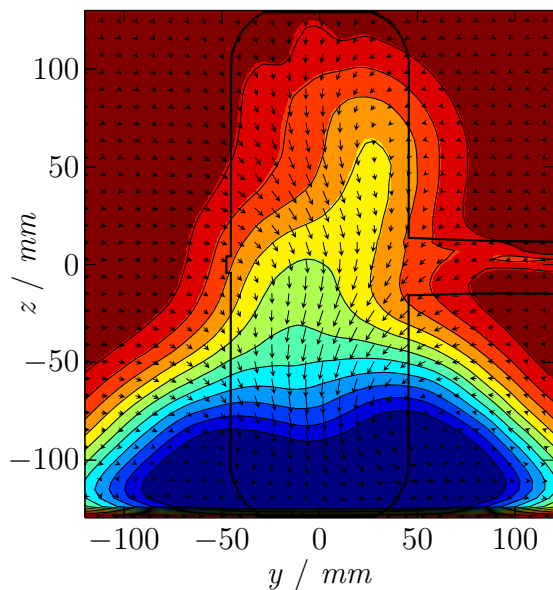


$|U| / m/s$



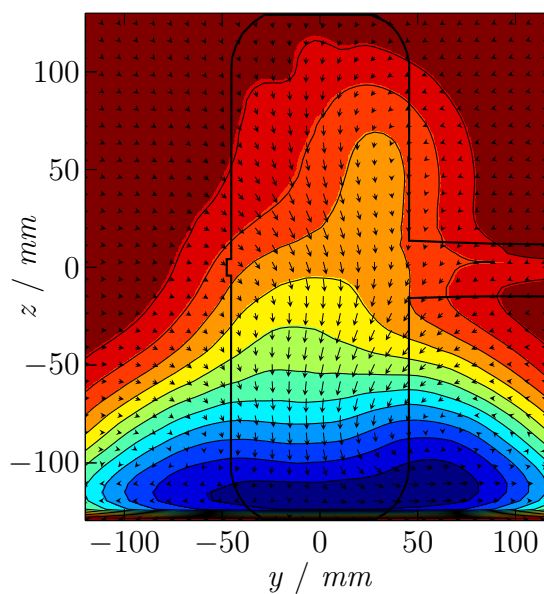
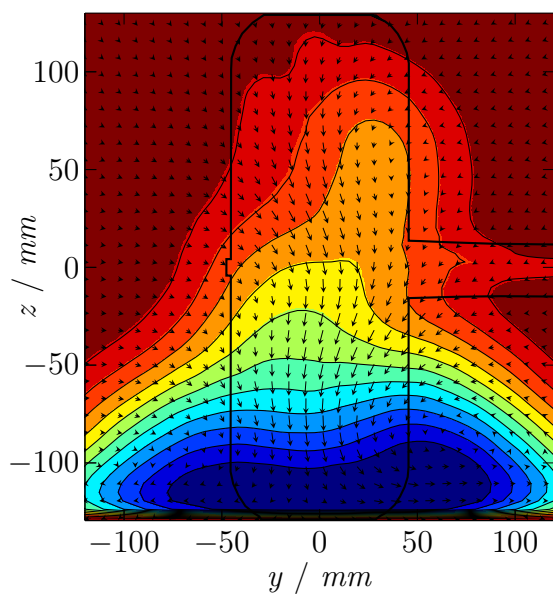
(e) Simulation (SMM), Q5F, rotierendes Rad, $x=350mm$

(f) Simulation (SMM), Q5F, rotierendes Rad, $x=375mm$



(g) Simulation (SMM), Q5F, rotierendes Rad, $x=400mm$

(h) Simulation (SMM), Q5F, rotierendes Rad, $x=425mm$



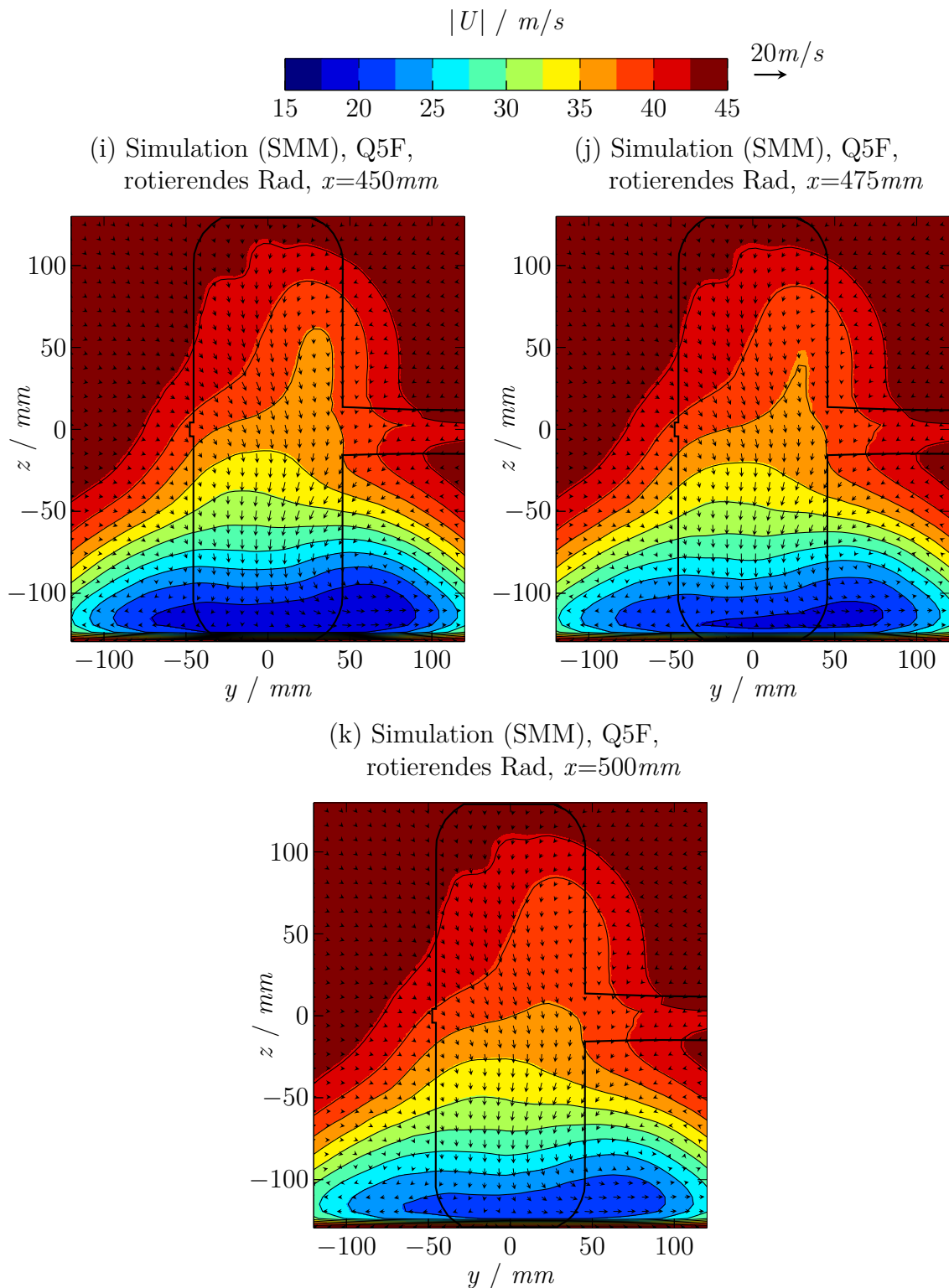
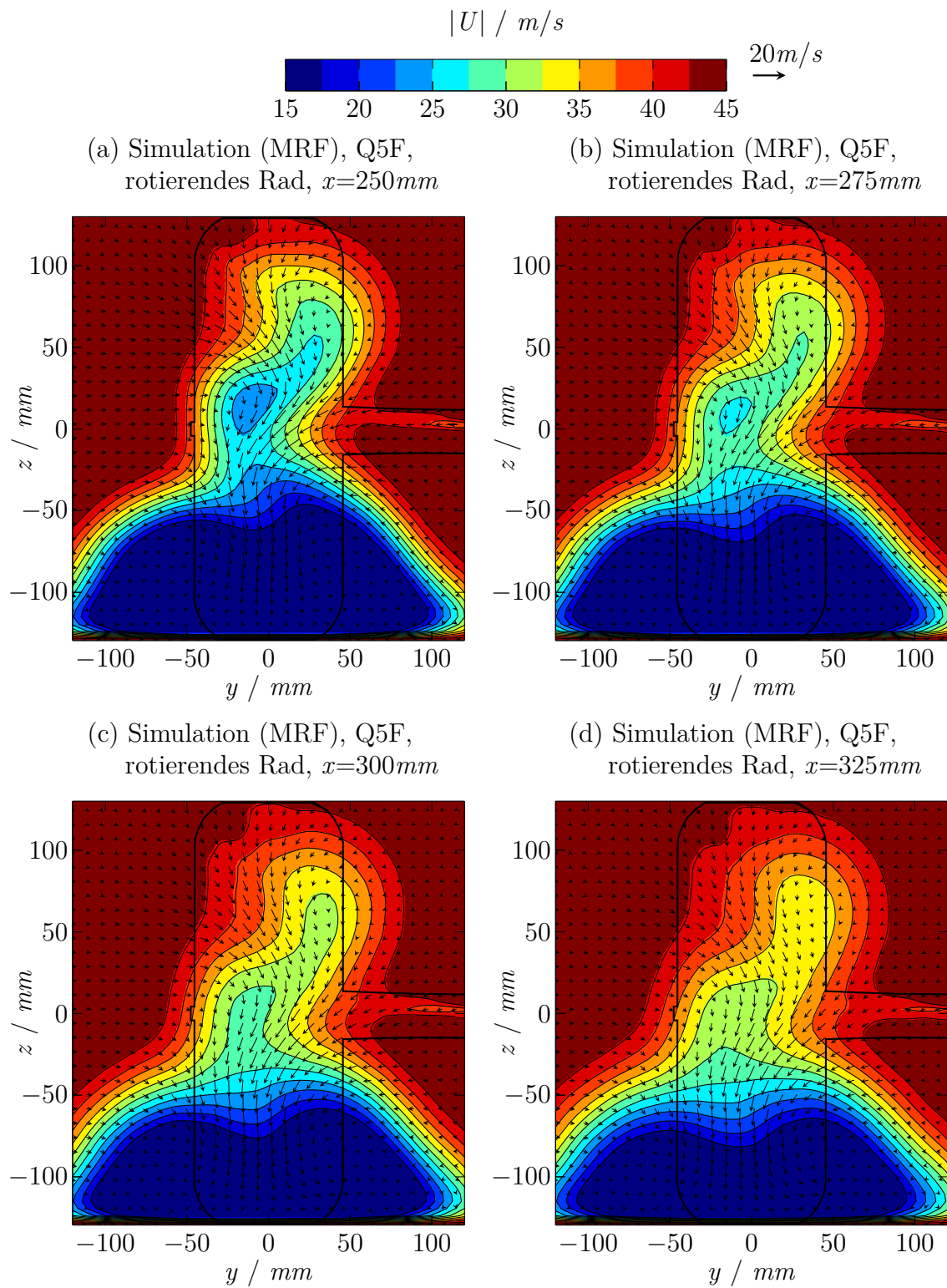
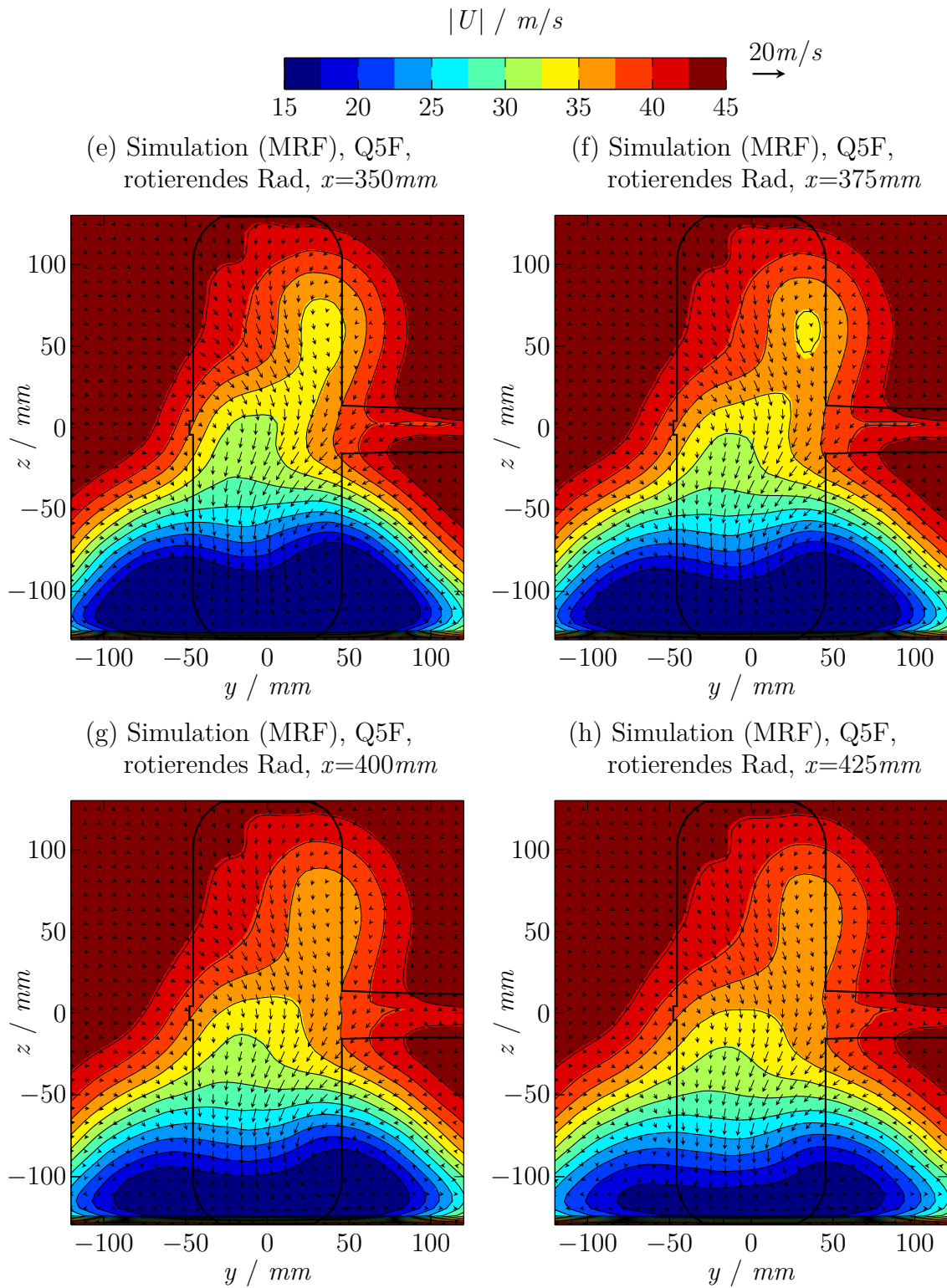


Abbildung D.12: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung der SMM für die Q5-Aerofelengeometrie bei rotierendem Rad.





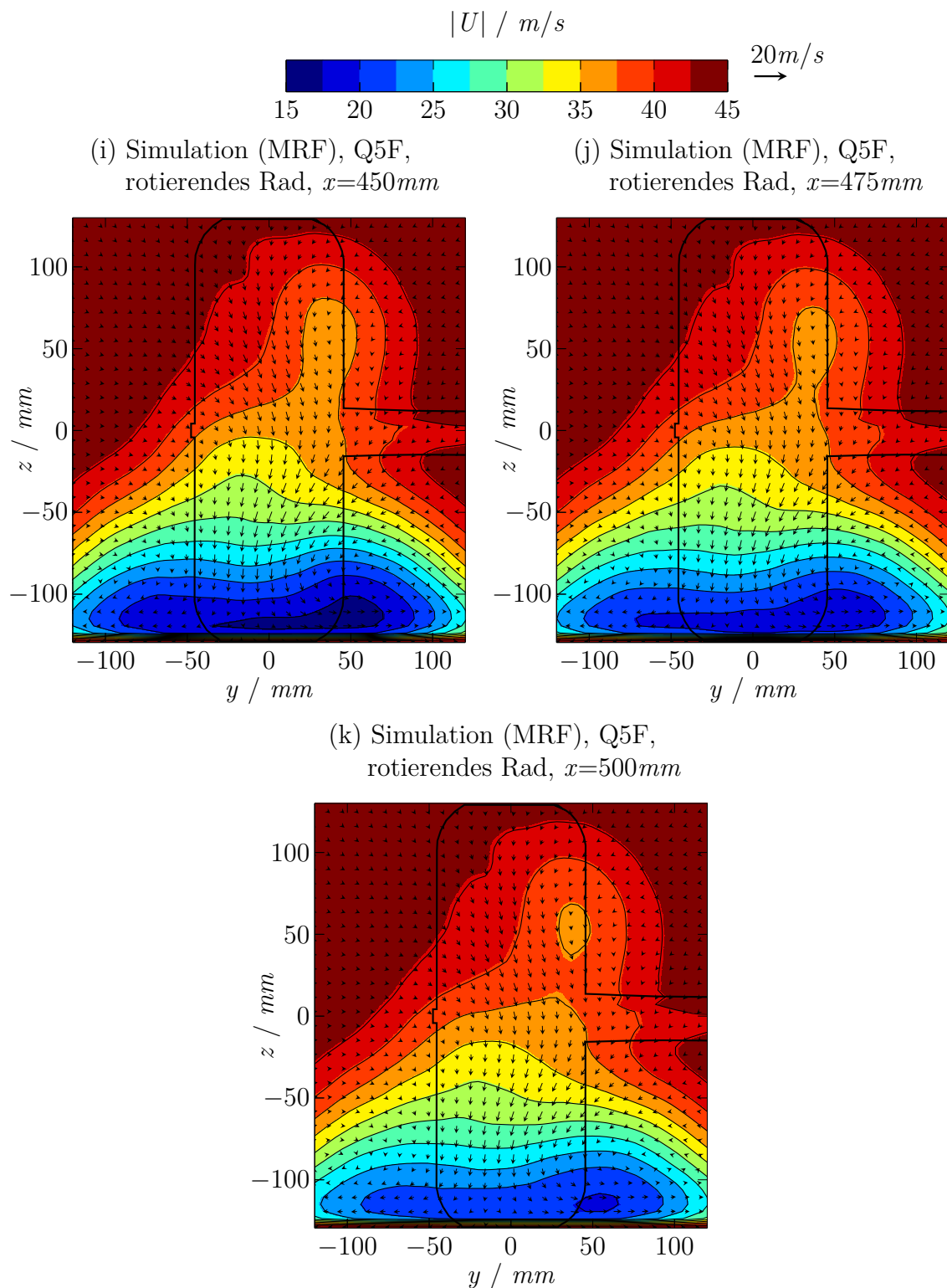


Abbildung D.13: Geschwindigkeitsfeld und projizierte Geschwindigkeitsvektoren in den Messebenen stromab der Radachse aus der CFD-Simulation unter Anwendung des MRF-Modells für die Q5-Aerofelengeometrie bei rotierendem Rad.

E Strömungsfeldvergleich für verschiedene Sturzwinkel

In Kapitel 4.1.2 wird auf den Einfluss verschiedener Sturzwinkel auf die Umströmung des rotierenden Einzelrades eingegangen. An dieser Stelle sind die Ergebnisse aus den PIV-Messungen für den Einfluss des Sturzes in Form von Deltaplots der Geschwindigkeit im Vergleich zur Konfiguration ohne Sturz dargestellt. Abbildung E.1 zeigt die Messergebnisse für den geringsten Sturzwinkel von $-0,2^\circ$. Die Ergebnisse für den Sturzwinkel von $-0,4^\circ$ sind in Abbildung E.2 dargestellt. Den Einfluss des größten Sturzwinkels $-0,5^\circ$ zeigt Abbildung E.3. Die Geschwindigkeitsdifferenz wurde für alle gezeigten Strömungsfelder wie folgt berechnet:

$$\Delta U_{Sturz} = |U|_{mitSturz} - |U|_{ohneSturz} \quad (E.1)$$

Weiterhin sind in Abbildung E.1, Abbildung E.2 und Abbildung E.3 die projizierten Geschwindigkeitsvektoren aus der PIV-Messung mit dem jeweiligen Sturzwinkel dargestellt.

Aus den Messergebnissen in Abbildung E.2 und Abbildung E.3 wird deutlich, dass für die beiden Sturzwinkel $-0,4^\circ$ und $-0,5^\circ$ nahezu kein Einfluss des Sturzes im Rahmen der Messgenauigkeit der PIV-Messung ermittelt werden kann. Lediglich für den Sturzwinkel von $-0,2^\circ$ ist ein leichter Einfluss im Bereich $z < 0mm$ erkennbar. Dieser hat jedoch mit $|\Delta U_{Sturz}| \leq 2,5m/s$ einen sehr geringen Betrag. Demnach lässt sich aus den Strömungsfeldern kein signifikanter Einfluss des Sturzes auf die Radumströmung identifizieren. Auch ist kein konsistenter Trend in Abhängigkeit von der Größe des angewandten Sturzwinkels erkennbar. Die Erklärung dafür ist in Kapitel 4.1.2 gegeben.

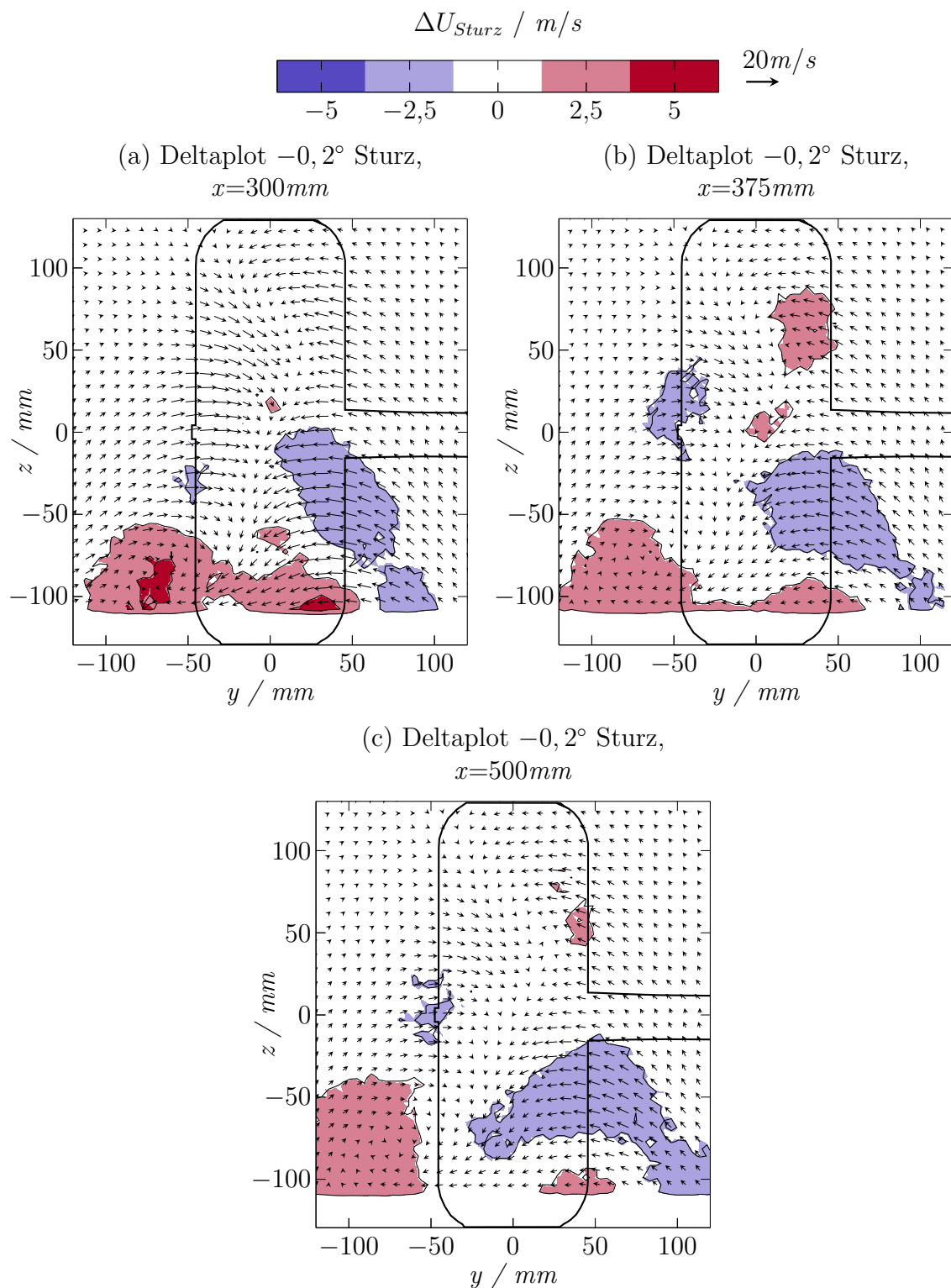


Abbildung E.1: Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,2^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.

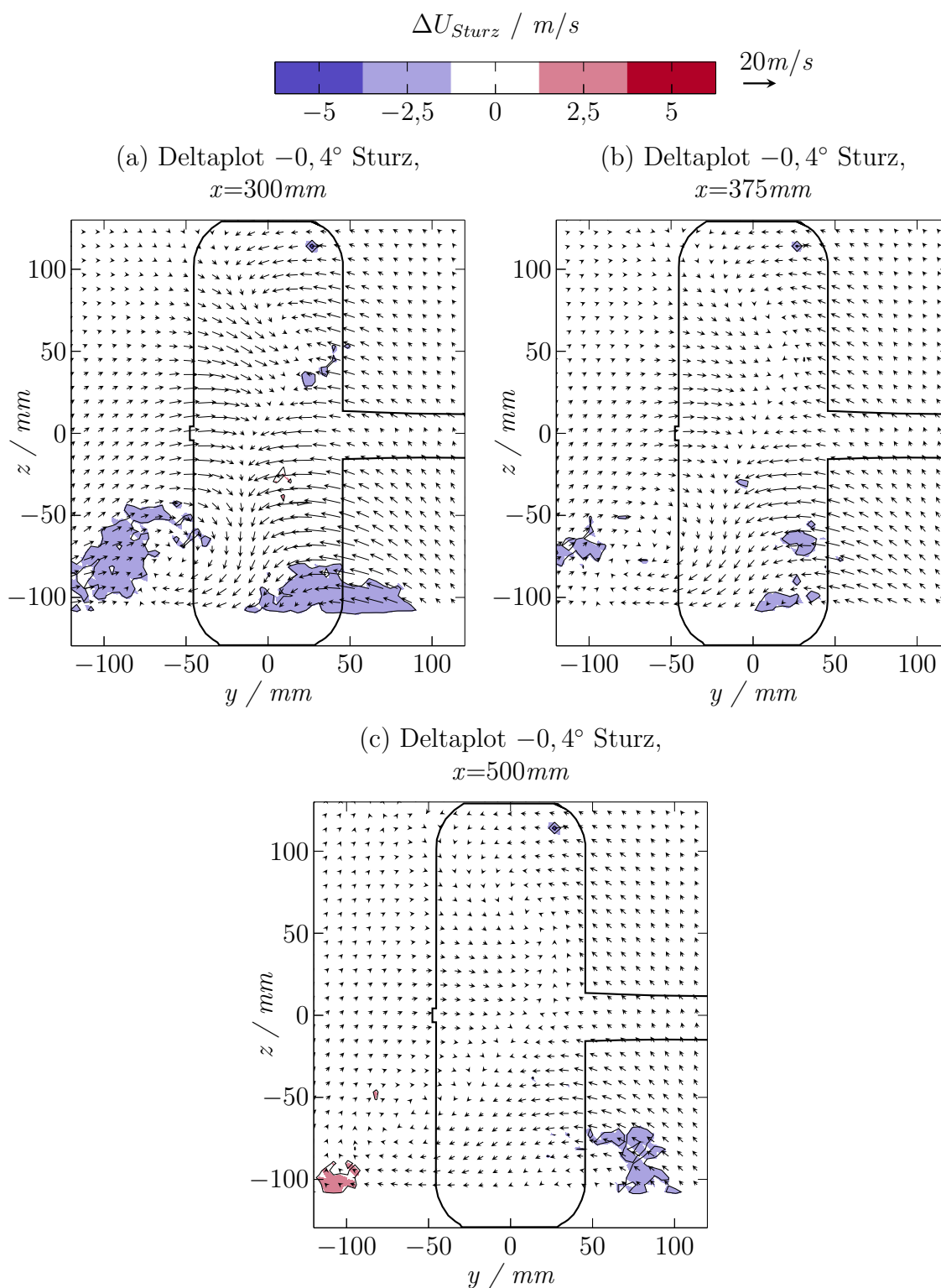


Abbildung E.2: Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,4^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.

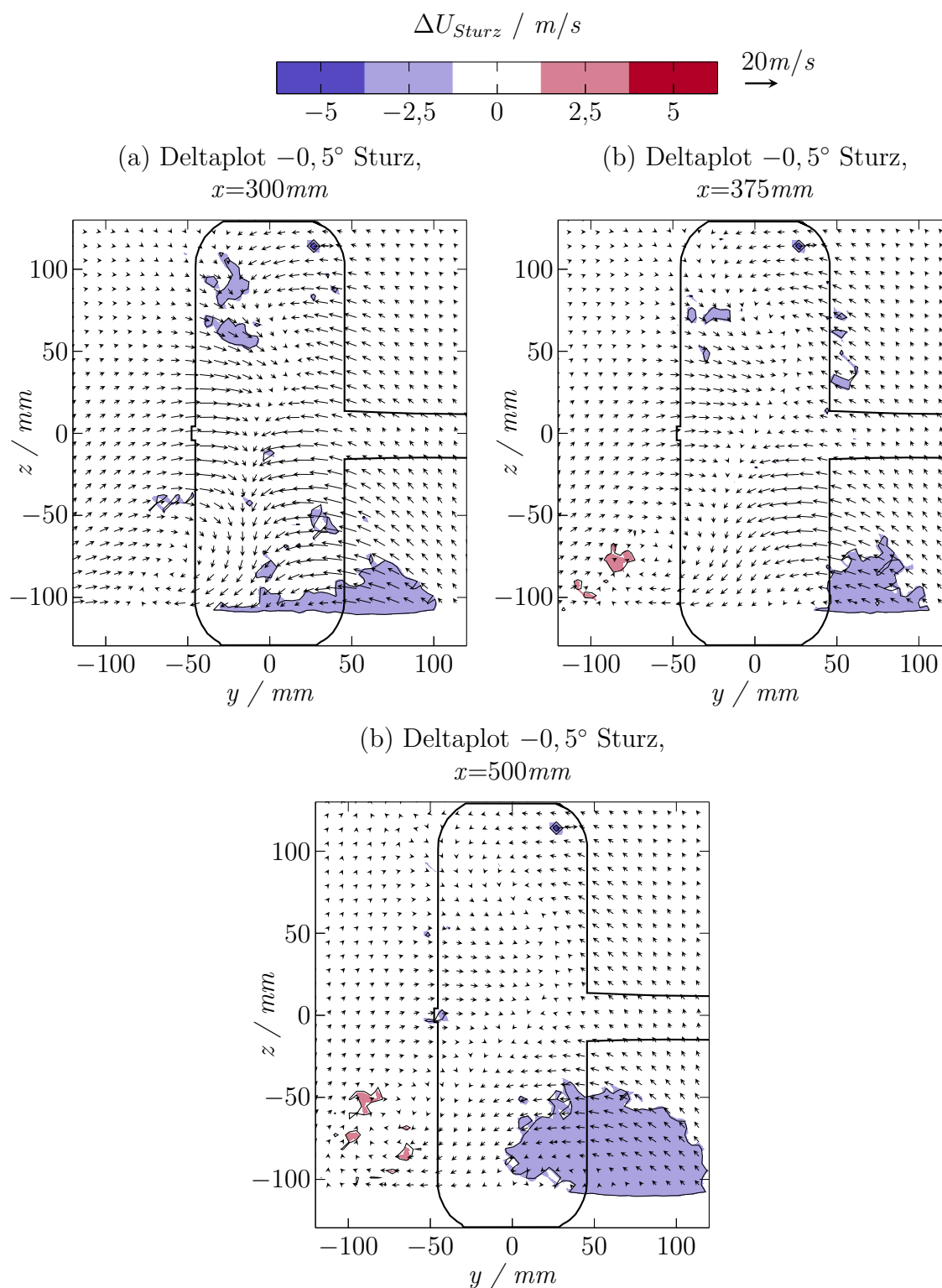


Abbildung E.3: Deltaplots der gemessenen Geschwindigkeitsfelder im Nachlauf des rotierenden Einzelrades zwischen der Konfiguration mit $-0,5^\circ$ Sturz zur Konfiguration ohne Sturz in unterschiedlichen x -Schnitten.