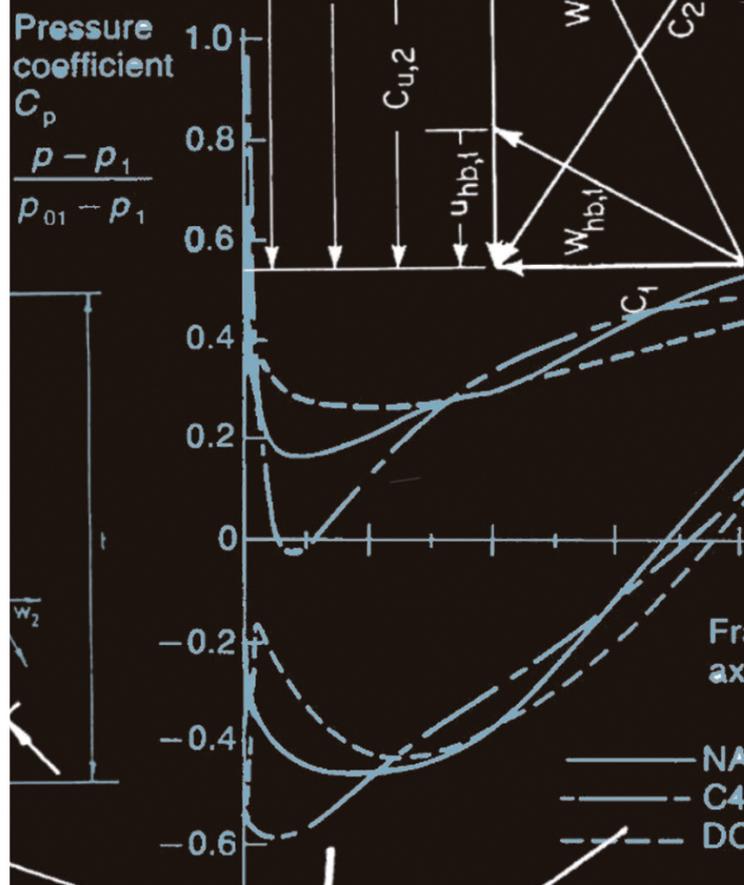
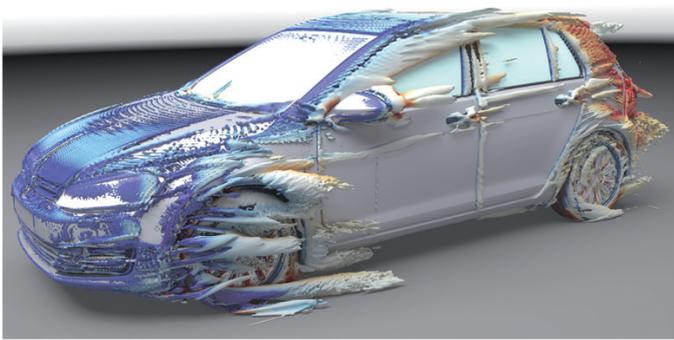


# 30

Jelena Hurlbrink

Analyse der aerodynamischen Verlustmechanismen der Radhausströmung von Pkw und Entwicklung von Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduktion



Berichte aus dem Institut für  
Turbomaschinen und Fluid-Dynamik  
Band 30/2022  
Herausgeber: Jörg Seume



Institut für Turbomaschinen  
und Fluid-Dynamik



# **Analyse der aerodynamischen Verlustmechanismen der Radhausströmung von Pkw und Entwicklung von Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduktion**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor-Ingenieurin  
genehmigte Dissertation

von

**M. Sc. Jelena Hurlbrink**

2022

**Schlagwörter:**

Radhausströmung, Wirbeltopologie, Fernfeldmethode

**Keywords:**

*Wheelhouse flow, vortex topology, far field method*

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Matthias Becker  
1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume  
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Andreas Dillmann

Tag der Promotion: 17.09.2021

Erstveröffentlichung im Institutionellen Repository der Leibniz Universität Hannover

DOI: 10.15488/11978

Lizenz: CC BY-NC-ND 3.0 DE

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

in Kooperation mit der Volkswagen AG

Jelena Hurlbrink

Analyse der aerodynamischen  
Verlustmechanismen der  
Radhausströmung von Pkw und  
Entwicklung von Maßnahmen  
zur Luftwiderstandsreduktion

*Analysis of the aerodynamic  
loss mechanisms in the  
wheelhouse flow of passenger cars  
and development of measures  
for aerodynamic drag reduction*

Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen Aktiengesellschaft.

*The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen Aktiengesellschaft.*



# Vorwort

Die Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Doktorandin bei der Volkswagen AG. Meinen Vorgesetzten möchte ich dafür danken, dass Sie das Projekt stets in vollem Umfang unterstützten und mir somit ein wissenschaftliches Arbeiten im unternehmerischen Umfeld ermöglichten. Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Lietmeyer und Herrn Dr. Barth, die das Promotionsprojekt ins Leben gerufen, über die gesamte Lauflänge betreut und mich stets unterstützt haben. Durch ihr Engagement, Fachwissen sowie kritisches Hinterfragen haben sie entscheidend zum Fortschritt dieser Arbeit beigetragen. Außerdem waren sie sehr bemüht, die größten Steine, die mir auf meinem Promotionsweg begegnet sind, aus dem Weg zu räumen. Über den einen oder anderen kleinen bin ich aber dennoch gestolpert.

Ferner gilt mein Dank meinen Kolleginnen und Kollegen für ihre Hilfsbereitschaft und das äußerst angenehme Arbeitsumfeld. Hieraus sind gute Freundschaften entstanden, die ich nicht missen möchte. Aus der internen Werkstatt der Abteilung möchte ich den Meistern sowie dem gesamten Team für die konstruktive Umsetzung meiner teils unkonventionellen Ideen danken. Ohne ihre Kompetenz und Erfahrung wären einige der Umbaumaßnahmen an dem Versuchsfahrzeug nicht möglich gewesen. Außerdem gilt mein Dank Herrn Meyer, der das Projekt mit viel Engagement im Rahmen seiner Masterarbeit unterstützt hat.

Besonderen Dank möchte ich Herrn Professor Dr. Jörg Seume, dem Leiter des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, aussprechen, der mich bereits während meines Studiums begleitete und mir schließlich diese Industriepromotion durch die Übernahme seiner Doktorvaterschaft ermöglichte. Seine Impulse und Denkanstöße halfen mir, neue Blickwinkel und Ansätze für die Bearbeitung dieses Projekts zu entwickeln. Herrn Professor Dr. Andreas Dillmann danke ich für die Übernahme des Korreferats und für das Interesse an meiner Arbeit sowie Herrn Professor Dr. Matthias Becker für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Tief empfundener Dank gilt meinen Eltern, die mich auf meinem gesamten Lebensweg unterstützten, in Studium und Promotion bestärkten und mir stets den Rücken freihielten. Ebenso standen meine Freunde immer hinter mir, haben mich auch in stressigen Zeiten zum lachen gebracht und an mich geglaubt. Ich freue mich sehr auf die weiteren lustigen Jahre mit euch!



## Kurzfassung

Die Strömung im Bereich der Räder und Radhäuser von Pkw steht bereits seit etwa drei Jahrzehnten im Fokus aerodynamischer Untersuchungen (z. B. Mercker et al. 1991, Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997, Elofsson und Bannister 2002, Riederer 2004, Wäschle 2007, Landström et al. 2009). Die in diesem Bereich auftretenden hohen Strömungsverluste führen dazu, dass hier etwa ein Drittel des Luftwiderstands generiert wird. Aufgrund der Vielzahl der Einflussgrößen lassen sich die gewonnenen Erkenntnisse zu einem bestimmten Fahrzeug jedoch nicht ohne Weiteres auf andere übertragen. Somit erfolgt die Analyse der Radhausströmung spezifisch für einen VW Golf 7 mithilfe von numerischen Simulationen und Windkanalmessungen.

Zur Bewertung der Simulationsgüte des verwendeten PowerFLOW<sup>®</sup>-Berechnungsmodells werden umfangreiche Validierungsstudien an verschiedenen Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs durchgeführt. Zur möglichst realitätsnahen Abbildung der großskaligen Ablösungen und kleinskaligen Turbulenzen im Reifenbereich werden außerdem verschiedene Methoden zur Modellierung der Reifenrotation verglichen. Der Abgleich mit Messdaten aus Windkanalversuchen mit Bodensimulation erfolgt hierbei nicht nur auf Basis von integralen Kraftbeiwerten, sondern auch anhand von lokalen Strömungsgrößen in den Radnächläufen sowie anderen charakteristischen Bereichen. Die instationären Geschwindigkeitsmessungen dienen zudem auch der Untersuchung der Zeitabhängigkeit der Radnächläufe.

Unter Verwendung des validierten Berechnungsmodells wird die Strömungstopologie im Radhausbereich des Golf 7 umfänglich analysiert. Der Fokus liegt auf den Wirbelstrukturen, die mithilfe des  $\lambda_2$ -Kriteriums identifiziert werden. Ein Vergleich mit Wirbelmodellen aus der Literatur gibt Aufschluss über die Geometrieabhängigkeit der Wirbeltypen. Durch die Übertragung der Fernfeldmethode, die auf den Impulserhaltungsgleichungen sowie Theorien von Betz (1925), Oswatitsch (1952), Maskell (1972) und Wu (1981) basiert, auf die Fahrzeugaerodynamik kann erstmalig der Einfluss der identifizierten Wirbelstrukturen auf den Luftwiderstand quantitativ bewertet werden. Den Zusammenhang zwischen den lokalen Strömungsfeldgrößen und den am Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräften stellt der Lamb-Vektor dar, der sich aus dem Geschwindigkeits- und Wirbelstärkefeld berechnen lässt. Die Kenntnis der dominanten Wirbelstrukturen ermöglicht die Ableitung von Optimierungspotentialen und gezielte Beeinflussung der Radhausströmung in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration. Zur Reduzierung der Wirbel werden spezielle Verdrängungskörper, Achsverkleidungen sowie Anpassungen der Radhausgeometrie entwickelt. Mithilfe der berechneten Lamb-Vektor-Verteilung wird die Wirkung der Maßnahmen auf den lokalen induzierten Widerstand untersucht. Die Fernfeldmethode erweist sich somit als ein geeignetes Hilfsmittel, ein vertieftes Verständnis der Strömungsmechanismen aufzubauen und damit die Grundlage für Maßnahmenentwicklungen zu schaffen.



## Abstract

The flow in the area of wheels and wheelhouses of passenger cars has been the focus of aerodynamic studies for around three decades (e. g. Mercker et al. 1991, Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997, Elofsson and Bannister 2002, Riederer 2004, Wäschle 2007, Landström et al. 2009). The high flow losses occurring in this area cause about one third of the total aerodynamic drag. Due to the large number of influencing factors, however, the knowledge gained on a specific vehicle cannot easily be transferred to other vehicles. Therefore, the analysis of the wheelhouse flow is carried out specifically for a VW Golf 7 using numerical simulations and wind tunnel measurements.

To evaluate the quality of the PowerFLOW<sup>®</sup> simulation model used, extensive validation studies are carried out on various configurations of the test vehicle. In order to find a means of realistically simulating the large-scale flow separations and small-scale turbulences in the tire area, different methods for modeling tire rotation are compared. The comparison with measurement data from wind tunnel tests with moving ground simulation is not only based on integral force coefficients, but also on local flow quantities in the wheel wakes as well as other characteristic areas. Additionally, the transient velocity measurements serve to investigate the time dependency of the wheel wakes.

By using the optimized simulation model, the flow topology in the wheelhouse area of the Golf 7 is comprehensively analyzed. The focus is on the vortex structures which are identified with the help of the  $\lambda_2$  criterion. A comparison with vortex models from the literature provides information on the geometry dependence of the vortex types. By transferring the far-field method, which is based on the momentum conservation equations and theories of Betz (1925), Oswatitsch (1952), Maskell (1972) and Wu (1981), to vehicle aerodynamics, the influence of the identified vortices on aerodynamic drag can be evaluated quantitatively for the first time. The relation between the local flow field variables and the aerodynamic forces acting on the vehicle is represented by the Lamb vector, which is calculated from the velocity and vorticity field. The knowledge of the dominant vortex structures enables the derivation of optimization potentials and a specific manipulation of the wheelhouse flow depending on the vehicle configuration. In order to reduce the vortices, special displacement bodies, axle covers and adjustments to the wheelhouse geometry are developed. Using the calculated Lamb vector distribution, the impact of the measures on the local induced drag is examined. The far-field method thus proves to be a suitable tool for building up a deeper understanding of the flow mechanisms and thereby creating the basis for the development of measures.



# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis . . . . .	III
Tabellenverzeichnis . . . . .	VII
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis . . . . .	IX
<b>1 Einleitung . . . . .</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung und Zielsetzung . . . . .</b>	<b>3</b>
2.1 Untersuchungen am Einzelrad und an vereinfachten Modellen . . . . .	3
2.1.1 Frei angeströmtes Einzelrad . . . . .	3
2.1.2 Räder an vereinfachten Fahrzeugmodellen . . . . .	8
2.1.3 Einfluss der Schräganströmung und Rotation der Räder . . . . .	12
2.1.4 Radwirbelmodelle . . . . .	13
2.2 Untersuchungen an Serienfahrzeugen . . . . .	18
2.2.1 Einfluss der Rad- und Bodensimulation . . . . .	19
2.2.2 Unterschiede zur realen Straßenfahrt . . . . .	20
2.2.3 Felgen- und Reifeneinfluss . . . . .	22
2.2.4 Ventilationswiderstand . . . . .	26
2.3 Schwerpunkt und Zielsetzung . . . . .	27
2.3.1 Zusammenfassung bisheriger Forschungsarbeiten . . . . .	27
2.3.2 Forschungsschwerpunkt und Ziele . . . . .	29
<b>3 Werkzeuge: Experiment und Simulation . . . . .</b>	<b>33</b>
3.1 Versuchsanlagen und Messtechnik . . . . .	33
3.1.1 Fahrzeugwindkanal . . . . .	33
3.1.2 Oberflächendruckmessung am Versuchsfahrzeug . . . . .	34
3.1.3 Messung des Kühlluftmassenstroms . . . . .	37
3.1.4 Instationäre Vermessung des Radnachlaufs . . . . .	38
3.2 Numerische Simulation mit SIMULIA PowerFLOW® . . . . .	39
3.2.1 Lattice-Boltzmann-Methode . . . . .	39
3.2.2 Räumliche und zeitliche Diskretisierung . . . . .	42
3.2.3 Turbulenz-, Grenzschicht- und Wandmodellierung . . . . .	42
3.2.4 Basis-Golf 7-Simulationsmodell . . . . .	44
3.2.5 Modellierungsarten rotierender Räder . . . . .	48
3.3 Fehleranalyse in Messung und Simulation . . . . .	51
<b>4 Validierung des numerischen Lösungsverfahrens . . . . .</b>	<b>55</b>
4.1 Bisherige Validierungsstudien . . . . .	55
4.2 Versuchsfahrzeug VW Golf 7 . . . . .	58
4.2.1 Integraler Luftwiderstandsbeiwert . . . . .	59
4.2.2 Geschwindigkeitsfeld im Radnachlauf . . . . .	62
4.2.3 Oberflächendruckverteilungen . . . . .	67

4.2.4	Vergleich unterschiedlicher Reifenmodellierungsmethoden . . . . .	68
4.3	Fazit . . . . .	76
<b>5</b>	<b>Analyse der Strömung und deren Verlustmechanismen im Radhausbereich . . . . .</b>	<b>79</b>
5.1	Grundlegende Strömungsphänomene und Widerstandsanteile . . . . .	79
5.1.1	Strömungsphänomene in der Fahrzeugaerodynamik . . . . .	79
5.1.2	Komponenten des Luftwiderstands . . . . .	80
5.1.3	Grundlegendes zu Wirbeln und deren Identifikation . . . . .	81
5.2	Strömungstopologie im Radhausbereich des Versuchsfahrzeugs . . . . .	84
5.2.1	Einflussgrößen . . . . .	85
5.2.2	Instationaritäten und zeitgemittelte Strömungspfade . . . . .	85
5.2.3	Wirbeltopologie . . . . .	88
5.3	Identifizierung widerstandsbestimmender Strukturen mittels Fernfeldmethode . . . . .	93
5.3.1	Einführung in die Fernfeldmethode . . . . .	93
5.3.2	Geschwindigkeitsbasierter Ansatz . . . . .	96
5.3.3	Anwendung auf fahrzeugaerodynamische Berechnungen . . . . .	96
5.3.4	Bestimmung der dominanten Wirbel . . . . .	100
5.3.5	Analyse von Bereichen hohen induzierten Widerstands . . . . .	102
5.4	Fazit . . . . .	103
<b>6</b>	<b>Entwicklung luftwiderstandssenkender Maßnahmen im Radhausbereich . . . . .</b>	<b>107</b>
6.1	Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung . . . . .	107
6.2	Lokaler Einfluss von Maßnahmen . . . . .	110
6.2.1	Wirbeltopologie . . . . .	110
6.2.2	Induzierter Widerstand . . . . .	113
6.3	Globale Effekte . . . . .	117
6.3.1	Interferenzen mit der Heckströmung . . . . .	117
6.3.2	Lufwiderstand und Komponenten . . . . .	118
6.3.3	Wechselwirkungen mit anderen Funktionsbereichen . . . . .	120
6.4	Fazit . . . . .	121
<b>7</b>	<b>Schlussfolgerungen und Ausblick . . . . .</b>	<b>123</b>
	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>129</b>
	<b>Anhang . . . . .</b>	<b>139</b>
A.1	Konvergenz- und Netzstudie am Simulationsmodell des Golf7 . . . . .	139
A.2	Validierungsstudie an einem generischen Vorderwagenmodell . . . . .	142
A.2.1	Simulationsmodell . . . . .	143
A.2.2	Integrale Kraftbeiwerte . . . . .	144
A.2.3	Lokale Druckverteilung im Radhaus . . . . .	145
A.2.4	Fazit . . . . .	149
	<b>Wissenschaftlicher Werdegang . . . . .</b>	<b>151</b>

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Mithilfe des $\lambda_2$ -Kriteriums identifizierte Wirbelregionen am rechten Vorderrad eines VW Golf 7 . . . . .	1
2.1	Einzelradprüfstand . . . . .	5
2.2	Druckverteilungen im Mittelschnitt eines frei angeströmten Einzelrads . . . . .	6
2.3	Schematische Darstellung der freien Strömungsablösung und des „Jetting“-Phänomens bei einem frei angeströmten, rotierenden Einzelrad . . . . .	7
2.4	Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus von Morelli . . . . .	10
2.5	Versuchsaufbau von Fabijanic (1996) zur Untersuchung eines generischen Vorderwagenmodells . . . . .	10
2.6	In die $x,y$ -Ebene projizierte Stromlinien zur Definition des Schräganströmungswinkels . . . . .	12
2.7	Auf der Wirbeltheorie basierende Radwirbelmodelle eines frei angeströmten Einzelrads mit Bodenkontakt . . . . .	14
2.8	Vergleich unterschiedlicher Wirbelmodelle von frei angeströmten Einzelrädern mit Bodenkontakt durch Projektion der Längswirbel auf eine Ebene im Radnachlauf quer zur Hauptströmungsrichtung . . . . .	14
2.9	Schematische Wirbelmodelle im Radhausbereich des Fabijanic-Modells basierend auf der Anwendung des $Q$ -Kriteriums zur Wirbeldetektion im zeitgemittelten Strömungsfeld . . . . .	15
2.10	Vergleich der Wirbelstrukturen an einem isolierten Einzelrad mit denen an einem Vorderrad im Fahrzeugverbund . . . . .	17
2.11	Variation der Anströmbedingung des Fahrzeugs bei einer realen Straßenfahrt	21
2.12	Charakteristische Reifenbereiche . . . . .	22
2.13	Umströmung unterschiedlicher Felgen an einem Serienfahrzeug, visualisiert durch die Geschwindigkeitsverteilung und mittels projizierter Stromlinien in einer horizontalen Ebene . . . . .	24
2.14	Vergleich der Strömungsablösungen an den Vorder- und Hinterrädern eines Serienfahrzeugs in Abhängigkeit von den verwendeten Felgen mithilfe von Isoflächen des Totaldrucks . . . . .	24
2.15	Hinsichtlich des Ventilationswiderstands optimiertes Felgendesign . . . . .	27
3.1	Fahrzeugwindkanal von Volkswagen . . . . .	33
3.2	Schematische Darstellung der Messstrecke eines Fahrzeugwindkanals mit 5-Band-Bodensimulationssystem und Grenzschichtkonditionierung . . . . .	34
3.3	Wanddruckbohrungen am Versuchsfahrzeug . . . . .	35
3.4	DMS zur Messung des statischen Drucks im Mittelschnitt des Hecks . . . . .	36
3.5	DMS von 4Jtech mit 24 statischen Druckmessstellen . . . . .	36
3.6	Integration des MCCA-Messsystems zwischen dem Motorkühlerlüfter und den Kühlerpaketen . . . . .	37

3.7	Zur Bestimmung des instationären Geschwindigkeitsfelds im Radnachlauf verwendete Kobrasonde von TFI . . . . .	38
3.8	D3Q19-Modell . . . . .	40
3.9	Räumliche Diskretisierung in Körpernähe . . . . .	42
3.10	Partikel-Wandrandbedingungen in der LBM . . . . .	44
3.11	Motor- und Kühlermodul im Golf 7-Simulationsmodell . . . . .	45
3.12	Verschiedene Ansichten des Basis-Golf 7-Simulationsmodells . . . . .	45
3.13	Diverse Schnitte durch das Volumennetz des Golf 7-Simulationsmodells . . . . .	46
3.14	Individuelle Netzverfeinerungsregionen in Fahrzeugnähe . . . . .	46
3.15	Vernetzung des Motorraums im Golf 7-Simulationsmodell . . . . .	47
3.16	Anpassung des CFD-Modells an die Randbedingungen des Windkanals . . . . .	48
3.17	Häufigkeitsverteilungen der Geschwindigkeitskomponenten sowie der mittleren Absolutgeschwindigkeit an dem Messpunkt VR143 im Vorderradnachlauf . . . . .	52
4.1	Versuchsfahrzeug VW Golf 7 in Experiment und Simulation . . . . .	58
4.2	Kartesisches Koordinatensystem und Definition der Strömungswinkel . . . . .	59
4.3	Grundkörper des Golf 7 ohne Räder, mit geschlossenen Radhäusern und geglättetem Unterboden . . . . .	59
4.4	Untersuchte Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs . . . . .	60
4.5	Position der Messebenen im Radnachlauf in Versuch und Berechnung . . . . .	62
4.6	Prozentuale Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorder- und Hinterradnachlauf in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration . . . . .	63
4.7	Signifikanz der Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorder- und Hinterradnachlauf für unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen . . . . .	65
4.8	Relative Häufigkeiten der Strömungswinkelbeträge $ \alpha $ und $ \gamma $ an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachlauf der Referenzkonfiguration . . . . .	66
4.9	Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt der Fahrzeugkonfiguration 5 in Numerik und Experiment . . . . .	67
4.10	Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt der Fahrzeugkonfiguration 6 in Numerik und Experiment . . . . .	68
4.11	Untersuchte Modellierungsmethoden rotierender Reifen . . . . .	69
4.12	Oberflächen- und Volumenvernetzung im Bereich des Vorderreifens . . . . .	69
4.13	Prozentuale Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorder- und Hinterradnachlauf der Referenzkonfiguration in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode . . . . .	72
4.14	Signifikanz der Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorder- und Hinterradnachlauf der Referenzkonfiguration in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode . . . . .	73
4.15	Normierte mittlere Absolutgeschwindigkeiten und projizierte Strömungsvektoren im Vorderradnachlauf der Referenzkonfiguration . . . . .	75

4.16	Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt des Fahrzeugs in Abhängigkeit der Reifenmodellierungsmethode . . . . .	76
4.17	Mittlere Oberflächendruckverteilung im vorderen Radhaus in Abhängigkeit der Reifenmodellierungsmethode . . . . .	76
5.1	Vergleich intuitiver Wirbelidentifikationsmethoden mit dem $\lambda_2$ -Kriterium .	84
5.2	Spektralanalyse der Geschwindigkeitskomponenten an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachlauf der Referenzkonfiguration . . . . .	86
5.3	Zeitgemittelte Stromlinien der Motorkühlluft . . . . .	86
5.4	Zeitgemittelte Stromlinien der Motorkühlluft und Visualisierung verlustreicher Strömungsgebiete mithilfe von Isoflächen des Totaldrucks . . . . .	87
5.5	Zeitgemittelte Stromlinienpfade im vorderen Radhaus . . . . .	87
5.6	Basiskonfiguration des Golf 7-Versuchsfahrzeugs . . . . .	88
5.7	Wirbeltopologie im Bereich des vorderen und hinteren Radhauses des Versuchsfahrzeugs, visualisiert mittels $\lambda_2$ -Isoflächen und der Wirbelstärkeverteilung . . . . .	89
5.8	Wirbelsystem im Radnachlauf des Vorderrads, visualisiert mittels projizierter Stromlinien sowie $\lambda_2$ -Isoflächen . . . . .	91
5.9	Vergleich einer Aluminiumfelge und eines Stahlrads mit Radzierblende . .	92
5.10	Visualisierung des lokalen induzierten Widerstands sowie Profilwiderstands in den Nachlaufebenen verschiedener Kontrollvolumina am Beispiel der Basiskonfiguration des Golf 7 . . . . .	99
5.11	Aufteilung der einzelnen Widerstandsanteile auf Basis unterschiedlicher Kontrollvolumina am Beispiel der Basiskonfiguration des Golf 7 . . . . .	100
5.12	Identifizierung widerstandsdominierender Wirbel im vorderen und hinteren Radhausbereich des Golf 7 mithilfe von $\lambda_2$ -Isoflächen und der Verteilung des lokalen induzierten Widerstands am Beispiel der Basiskonfiguration . .	101
5.13	Vergleich der Methoden zur Bewertung der identifizierten Wirbel im vorderen Radhausbereich des Golf 7 hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand am Beispiel der Basiskonfiguration . . . . .	102
5.14	Vergleich der Methoden zur Bewertung der identifizierten Wirbel im vorderen und hinteren Radhausbereich des Golf 7 hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand am Beispiel der Basiskonfiguration . . . . .	103
6.1	Vergleich von Anbauteilen im Unterbodenbereich stromaufwärts des vorderen Radhauses . . . . .	108
6.2	Seitliche Verkleidung der vorderen und hinteren Radhäuser des Versuchsfahrzeugs . . . . .	109
6.3	Visualisierung der kritischen Wirbel im vorderen Radhausbereich des Golf 7 in Abhängigkeit von dem verwendeten Anbauteil mittels $\lambda_2$ -Isoflächen und der Verteilung des induzierten Widerstands . . . . .	111
6.4	Visualisierung der kritischen Wirbel im hinteren Radhausbereich des Golf 7 in Abhängigkeit von dem verwendeten Anbauteil mittels $\lambda_2$ -Isoflächen und der Verteilung des induzierten Widerstands . . . . .	112
6.5	Position der Analyseebenen in den Radnachläufen . . . . .	113

---

6.6	Einfluss von unterschiedlichen Anbauteilen auf die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands im Vorderradnachlauf . . . . .	114
6.7	Vergleich des neu entwickelten Verdrängungskörpers VDK04 mit dem Serien-Verdrängungskörper VDK01 . . . . .	115
6.8	Neu entwickelter Verdrängungskörper VDK04 mit Radspoiler . . . . .	115
6.9	Einfluss von Maßnahmenkombinationen auf die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands im Vorderradnachlauf . . . . .	116
6.10	Hecknachlaufströmung und Definition des Diffusorabströmwinkels . . . . .	117
6.11	Einfluss von Maßnahmen im Radhausbereich auf die Auftriebspolare . . . . .	118
6.12	Aufteilung der relativen Luftwiderstandsanteile in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration . . . . .	119
A.1	Signalverlauf und kumulierter Mittelwert der Zielgröße $c_w$ in Abhängigkeit von dem Zeitschritt . . . . .	139
A.2	Zielgröße $c_w$ in Abhängigkeit von der Elementanzahl des Volumennetzes am Beispiel der Referenzkonfiguration des Versuchsfahrzeugs . . . . .	140
A.3	Generisches Vorderwagenmodell (Fabijanic-Modell) . . . . .	142
A.4	Geometrische Abmessungen des Fabijanic-Modells . . . . .	142
A.5	Implementierung des Fabijanic-Modells und der Strömungsrandbedingungen in PowerFLOW <sup>®</sup> . . . . .	143
A.6	Verschachtelung der Netzverfeinerungsregionen sowie lokal höher aufgelöste Bereiche beim Fabijanic-Modell . . . . .	144
A.7	Positionierung der Druckmessstellen auf der Innenseite des Radhauses des Fabijanic-Modells . . . . .	146
A.8	Numerisch ermittelte statische Druckbeiwerte im Radhaus des Fabijanic-Modells (Ebenen E1 und E2) und Vergleich mit Messdaten bzw. Simulationen aus der Literatur . . . . .	147
A.9	Numerisch ermittelte statische Druckbeiwerte im Radhaus des Fabijanic-Modells (Ebenen E3 und E4) und Vergleich mit Messdaten bzw. Simulationen aus der Literatur . . . . .	148

# Tabellenverzeichnis

2.1	Übersicht von Untersuchungen zur Aerodynamik eines frei anströmten Einzelrads . . . . .	4
2.2	Übersicht über Untersuchungen des aerodynamischen Einflusses von Rädern und Radhäusern an vereinfachten Modellen . . . . .	9
3.1	Eigenschaften der verwendeten Druckmessstreifen . . . . .	36
3.2	Eigenschaften des MCCA-Messsystems . . . . .	37
3.3	Eigenschaften der Kobrasonde . . . . .	39
4.1	Numerisch und experimentell bestimmte mittlere Luftwiderstandsbeiwerte auf Basis einer konstanten Fahrzeugstirnfläche und deren Mittelwertfehler in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration . . . . .	61
4.2	Räumlich gemittelter Signifikanzfaktor für die Abweichung zwischen den mittleren Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration . . . . .	64
4.3	Maximale Strömungswinkelbeträge an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachslauf . . . . .	66
4.4	Numerisch berechnete mittlere Luftwiderstandsbeiwerte und deren Mittelwertfehler basierend auf unterschiedlichen Reifenmodellierungsmethoden und einer konstanten Fahrzeugstirnfläche im Vergleich zur Windkanalmessung . . . . .	70
4.5	Räumlich gemittelter Signifikanzfaktor für die Abweichung zwischen den mittleren Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode . . . . .	74
5.1	Beschreibung der Entstehungsmechanismen und Trajektorien der identifizierten Wirbelstrukturen im Radhausbereich . . . . .	90
6.1	Maßnahmen zur Strömungsbeeinflussung im Radhausbereich . . . . .	108
6.2	Gemessene mittlere Luftwiderstandsbeiwerte der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen sowie Anteile der Luftwiderstandskomponenten auf Basis der Fernfeldmethode . . . . .	119
A.1	Auswertung des Luftwiderstandsbeiwerts für unterschiedliche Verfeinerungsstufen des Volumennetzes . . . . .	140
A.2	Richardson-Extrapolation . . . . .	141
A.3	Definition der Geometrieparameter des Fabijanic-Modells . . . . .	142
A.4	Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten aerodynamischen Kraftbeiwerte des Fabijanic-Modells . . . . .	145



# Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

## Formelzeichen

$A_c$	$m^2$	charakteristische Fläche	Gl. (2.2)
$b$	m	Radbreite (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$B$	m	Radhausbreite (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$c$	m	Bodenabstand (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$\vec{c}$	$\frac{m}{s}$	Teilchengeschwindigkeitsvektor (LBM)	Gl. (3.1)
$c_{A,H}$	-	Hinterachsauftriebsbeiwert	Gl. (6.1)
$c_{aero,ges}$	-	aerodynamischer Gesamtwiderstandsbeiwert	Gl. (2.5)
$c_{Lattice}$	$\frac{m}{s}$	Schallgeschwindigkeit	Gl. (3.8)
$c_{\bar{U}}$	-	auf die Anströmgeschwindigkeit normierte, mittlere Absolutgeschwindigkeit	Gl. (4.4)
$c_{Vent}$	-	Ventilationswiderstandsbeiwert	Gl. (2.4)
$c_w$	-	Luftwiderstandsbeiwert	Gl. (2.2)
$C$	$\frac{m}{s^2}$	Kollisionsoperator (LBM)	Gl. (3.1)
$C_\eta$	-	empirischer Koeffizient	Gl. (3.9)
$C_p$	-	statischer Druckbeiwert	Gl. (2.1)
$C_{p,tot}$	-	Totaldruckbeiwert	Abb. 2.14
$d$	m	Raddurchmesser	Abb. 2.7b
$d_{in}$	$\frac{N}{m^3}$	lokaler induzierter Widerstand	Gl. (5.26)
$d_{profil}$	$\frac{N}{m^2}$	lokaler Profilwiderstand	Gl. (5.27)
$dA$	$m^2$	infinitesimales Flächenelement	Gl. (5.10)
$dV$	$m^3$	infinitesimales Volumenelement	Gl. (5.10)
$D$	N	Luftwiderstand	Gl. (2.2)
$D_{in}$	N	induzierter Widerstand	Gl. (5.1)
$D_{profil}$	N	Profilwiderstand	Gl. (5.1)

$D_{\text{stoss}}$	N	stoßinduzierter Widerstand	Gl. (5.1)
$D_{\text{viskos}}$	N	viskoser Widerstand	Gl. (5.1)
$\overline{\overline{\mathbf{E}}}$	-	Einheitsmartix	Gl. (5.10)
$EERE$	-	relativer Fehler zur extrapolierten Lösung	Gl. (3)
$f$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeitsverteilungsfunktion (LBM)	Gl. (3.1)
$f$	$\frac{1}{\text{s}}$	Frequenz	Abb. 5.2
$f_i^{\text{eq}}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	lokaler Gleichgewichtszustand der diskreten Geschwindigkeitsverteilungsfunktion (LBM)	Gl. (3.4)
$f_c$		simulierte Lösung	Gl. (2)
$f_e$		extrapolierte Lösung	Gl. (2)
$F$	N	Kraft	
$F_{A,H}$	N	Auftriebskraft an der Hinterachse	Gl. (6.1)
$F_{\text{Vent}}$	N	äquivalente Ventilationskraft	Gl. (2.3)
$\vec{F}_\varepsilon$	N	viskoser Kraftanteil	Gl. (5.20)
$Fr$	m	Vorderkantenradius (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$GCI$	-	Netzkonvergenz-Index	Gl. (4)
$H$	m	Überdeckungsgrad des Rads	Abb. 2.4
$H$	m	Grundkörperhöhe (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$k$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$	turbulente kinetische Energie	Gl. (3.9)
$\vec{l}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Lamb-Vektor	Gl. (5.21)
$L$	m	charakteristische Länge	Gl. (3.11)
$L_H$	m	Länge Heckbereich (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$L_M$	m	Länge Radhausbereich (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$L_V$	m	Länge vorderer Überhang (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$m$	-	Anzahl diskreter Teilchengeschwindigkeiten	Gl. (3.2)
$M_{\text{Vent}}$	Nm	Ventilationsmoment	Gl. (2.3)
$Ma$	-	Mach-Zahl	Gl. (3.8)
$n$	-	Stichprobenmenge	Gl. (3.13)
$\vec{n}$	-	Einheitsnormalenvektor	Gl. (5.10)

$N$	-	Elementanzahl	Gl. (1)
$N_{MS}$	-	Anzahl Messstellen	Gl. (3.20)
$p$	Pa	statischer Druck	Gl. (2.1)
$p$	-	(numerische) Ordnung	Gl. (2)
$P, Q, R$		Invarianten des Geschwindigkeitsgradiententensors	Gl. (5.5)
$\vec{r}$	m	radialer Abstand zur Drehachse	Gl. (3.12)
$r$	m	Radradius (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$r$	-	Netzverfeinerungsrate	Gl. (1)
$R$	m	Radhausradius (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$Re$	-	Reynolds-Zahl	Gl. (3.11)
$s$		Standardabweichung der Stichprobe	Gl. (3.16)
$S_{ij}$	$\frac{1}{s}$	symmetrischer Anteil des Geschwindigkeitsgradiententensors	Gl. (5.4)
$Sr$	m	Seitenkantenradius (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$t$	s	Zeit	Gl. (3.1)
$t_{1-\frac{\alpha}{2}}$	-	Faktor für bestimmtes Konfidenzintervall	Gl. (3.15)
$t_{\bar{U}}$	-	Signifikanzfaktor für die Abweichung der mittleren Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment	Gl. (3.19)
$\vec{u}$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitsvektor	Gl. (3.7)
$\vec{u}_{  }$	$\frac{m}{s}$	tangentiale Umfangsgeschwindigkeit	Gl. (3.12)
$u_A$	$\frac{m}{s}$	Anströmgeschwindigkeit unter realen Straßenfahrtbedingungen	Abb. 2.11a
$u_F$	$\frac{m}{s}$	Fahrtgeschwindigkeit	Abb. 2.11a
$u_U$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitskomponente aufgrund von Umgebungseinflüssen	Abb. 2.11a
$u_x, u_y, u_z$	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeitskomponente in $x$ -, $y$ - bzw. $z$ -Richtung	Gl. (5.2)
$U$	$\frac{m}{s}$	Absolutgeschwindigkeit	Gl. (3.19)
$W$	m	Grundkörperbreite (Faijanic-Modell)	Abb. A.4
$x, y, z$	m	kartesische Koordinaten	Abb. 4.2
$\vec{x}$	m	Koordinatenvektor	Gl. (5.20)

$x_R$	m	Laufvariable in $x$ -Richtung mit Ursprung in der Radmitte	Abb. 2.7b
$\bar{X}$		arithmetisches Mittel einer Messgröße $X$	Gl. (3.13)
$y_B$	m	Laufvariable in negative $y$ -Richtung mit Ursprung an der Radhausinnenseite	Gl. (A.7b)
$1 - \alpha$	-	Konfidenzniveau	Gl. (3.15)
$\alpha$	°	Fahrzeuganströmwinkel	Abb. 2.11a
$\alpha$	°	Strömungswinkel in der $x,y$ -Ebene	Abb. 4.2b
$\beta$	°	Schräganströmwinkel (des Rads)	Abb. 2.6
$\gamma$	°	Strömungswinkel in der $x,z$ -Ebene	Abb. 4.2a
$\gamma$	°	Diffusorabströmwinkel	Abb. 6.10
$\Delta$		Differenz	
$\Delta c_{W,K}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}}$	Kühlluftwiderstand	
$\Delta x$	m	Gitterweite	Gl. (3.8)
$\Delta t$	s	Zeitschritt	Gl. (3.8)
$\varepsilon$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$	turbulente Dissipation	Gl. (3.9)
$\varepsilon_{\bar{X},95\%}$		Unsicherheit bezüglich des arithmetischen Mittelwerts auf Basis des 95 %-Konfidenzintervalls der Normalverteilung	Gl. (3.17)
$\varepsilon_{\bar{U}}$	%	Prozentuale Abweichung zwischen experimentell und numerisch ermittelten, mittleren Absolutgeschwindigkeiten	Gl. (4.3)
$\eta$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$	dynamische Viskosität	Gl. (3.11)
$\eta_t$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$	turbulente dynamische Viskosität	Gl. (3.9)
$\lambda$		Eigenwert	Gl. (5.5)
$\mu$		Erwartungswert	Gl. (3.15)
$\rho$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Luftdichte	Gl. (2.1)
$\Sigma$	$\text{m}^2$	externe Oberfläche des Kontrollvolumens	Gl. (5.10)
$\Sigma_x, \Sigma_y, \Sigma_z$	$\text{m}^2$	Oberflächen des Kontrollvolumens mit Normalenvektoren in $x$ -, $y$ - bzw. $z$ -Richtung	Gl. (5.25)
$\bar{\tau}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}^2}$	Schubspannungstensor	Gl. (5.10)
$\tau_r$	s	Relaxationszeit (LBM)	Gl. (3.4)

$\tau_{\text{eff}}$	s	effektive Relaxationszeitkonstante	Gl. (3.10)
$\varphi$	°	Umfangswinkel am Rad	Abb. 2.2
$\omega, \vec{\omega}$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Winkelgeschwindigkeit	Gl. (2.3)
$\vec{\omega}$	$\frac{1}{\text{s}^2}$	Wirbelstärke, Vortizität	Gl. (5.2)
$\Omega$	$\text{m}^3$	Kontrollvolumen	Gl. (5.10)
$\Omega_{ij}$	$\frac{1}{\text{s}}$	schiefsymmetrischer Anteil des Geschwindigkeitsgradiententensors	Gl. (5.4)
$\partial B$	$\text{m}^2$	Körperoberfläche	Gl. (5.15)
$\partial \Omega$	$\text{m}^2$	Summe aus Körper- und Kontrolloberfläche	Gl. (5.20)
$\nabla \vec{u}$	$\frac{1}{\text{s}}$	Geschwindigkeitsgradiententensor	Gl. (5.3)

## Indizes

$(\dots)_{\infty}$	Umgebung, ungestörte Strömung
$(\dots)_{\text{exp}}$	im Experiment
$(\dots)_{\text{FF}}$	Fernfeld-
$(\dots)_{\text{max}}$	maximal
$(\dots)_{\text{NF}}$	Nahfeld-
$(\dots)_{\text{num}}$	in der numerischen Simulation
$(\dots)_{\text{r}}$	relativ
$(\dots)_x$	Größe in $x$ -Richtung
$(\dots)_y$	Größe in $y$ -Richtung
$(\dots)_z$	Größe in $z$ -Richtung
$ \dots $	Betrag
$(\hat{\dots})$	Amplitude
$(\bar{\dots})$	gemittelt
$(\overset{=}{\dots})$	Tensor
$(\vec{\dots})$	Vektor

## Abkürzungen

AAK	Aerodynamik-Aeroakustik-Kanal (Volkswagen AG)
CFD	Computational Fluid Dynamics
CLES	Challenging Large Eddy Simulation
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direkte Numerische Simulation
DMS	Druckmessstreifen
ETRTO	European Tyre and Rim Technical Organisation
Facet	Face Element
FEM	Finite-Elemente-Methode
FF	Fernfeld
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
IBM	Immersed Boundary Method
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
LES	Large Eddy Simulation
MCCA	Multi Constant Current Anemometry
MRF	Moving Reference Frame
MS	Messstelle(n)
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NF	Nahfeld
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RHS	Radhausschale
RNG	Renormalization Group
RTT	Rotating Treaded Tire
RWBC	Rotating Wall Boundary Condition
SM	Sliding Mesh
Surfel	Surface Element
TFI	TurbulentFlow Instrumentation

---

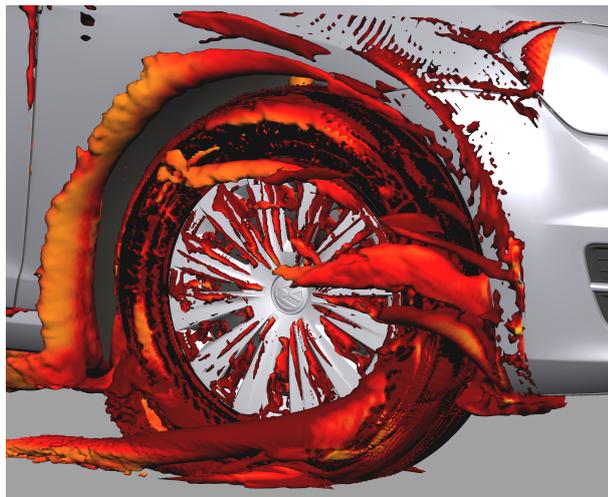
URANS	Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes
VDK	Verdrängungskörper
VLES	Very Large Eddy Simulation
Voxel	Volume Pixel
VR	Variable Resolution
WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Cycle
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure



# 1 Einleitung

Ein wesentliches Entwicklungsziel der Automobilhersteller stellt die Senkung des Treibstoff- bzw. Energieverbrauchs ihrer konventionellen bzw. elektrischen Fahrzeuge dar. Wesentliche Treiber hierfür sind verschärfte Gesetzesvorgaben, die von der Automobilindustrie eine Reduzierung der Schadstoff- und insbesondere CO<sub>2</sub>-Emissionen im angebotenen Fahrzeugportfolio fordern, sowie ein erhöhtes Umweltbewusstsein der Gesellschaft. Einen weiteren Treiber bildet der Wettbewerbsdruck hinsichtlich einer Reichweitenerhöhung von Elektrofahrzeugen. Unabhängig vom Antriebskonzept kann eine Senkung des Treibstoff- bzw. Energieverbrauchs durch eine Reduktion des Luftwiderstands erzielt werden. Sein Anteil am Gesamtfahrwiderstand steigt quadratisch mit der Geschwindigkeit an und dominiert bei einer ebenen, stationären Fahrt – je nach Fahrzeug – ab etwa 70 km/h (Woll 2013). Auch die im Jahr 2017 in Kraft getretene Gesetzesänderung zur Verbrauchsermittlung hat dazu geführt, dass die Aerodynamik in der Entwicklung neuer Fahrzeuggenerationen an Bedeutung gewinnt. Der neue Testzyklus WLTC<sup>1</sup>, der den NEFZ<sup>2</sup> abgelöst hat, ist durch höhere mittlere und maximale Fahrgeschwindigkeiten gekennzeichnet.

Da im Bereich der Räder und Radhäuser etwa ein Drittel des aerodynamischen Widerstands generiert wird (Mercker et al. 1991, Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997), erlangt die Optimierung der Radhausströmung ein verstärktes Interesse. Eine wesentliche Ursache für den hohen Widerstandsbeitrag stellen die im Rad- und Radhausbereich auftretenden großskaligen Ablösungen und Verwirbelungen dar (siehe **Abb. 1.1**). Aufgrund der vielen Einflussfaktoren auf die Radhausströmung und der Wechselwirkungen mit anderen Strömungsgebieten ist die gezielte Beeinflussung dieser Strömungsstrukturen sehr komplex. Trotz zahlreicher bereits veröffentlichter Untersuchungen der Radaerodynamik gibt es auch heute noch großen Forschungsbedarf sowie weiteres Optimierungspotential. Problematisch ist vor allem, dass luftwiderstandsenkende Maßnahmen im Radhausbereich negative Auswirkungen auf andere Funktionsbereiche, wie beispielsweise die Motor- oder Bremsenkühlung, haben können.



**Abb. 1.1:** Mithilfe des  $\lambda_2$ -Kriteriums<sup>3</sup> identifizierte Wirbelregionen am rechten Vorderrad eines VW Golf 7

<sup>1</sup> Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Cycle

<sup>2</sup> Neuer Europäischer Fahrzyklus

Neben der Umstellung des Fahrzyklus haben sich auch die Testbestimmungen im WLTP<sup>4</sup> seit 2017 grundlegend geändert. Für die Verbrauchsermittlung müssen nun auch kundenspezifische, verbrauchsrelevante Ausstattungsvarianten, wie z. B. die Motorisierung, Felgen, Reifen, Spoiler usw., berücksichtigt werden. Hieraus resultiert ein deutlicher Mehraufwand bei den Automobilherstellern für die Fahrzeugentwicklung und -zulassung, die sich nicht mehr nur auf eine Basiskonfiguration bezieht. Daher wird die aerodynamische Fahrzeugentwicklung im Windkanal, die einen hohen Zeit- und Kostenaufwand darstellt, durch numerische Strömungsberechnungen (Computational Fluid Dynamics, CFD) ergänzt. Simulationen bieten zudem die Möglichkeit einer detaillierten Analyse auch schwer zugänglicher Strömungsgebiete, indem sie alle wichtigen Strömungsinformationen liefern. Ein weiterer Vorteil ist, dass mithilfe der CFD bereits in der frühen Phase des Entwicklungsprozesses die aerodynamischen Eigenschaften und Interferenzwirkungen, beispielsweise von Felgendesigns, bestimmt werden können, ohne dass hierfür Prototypen physisch zur Verfügung stehen müssen.

Damit Strömungssimulationen in der Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden können, müssen diese eine ausreichende Simulationsgüte besitzen, die im Rahmen umfangreicher Validierungsstudien vorzuweisen ist. Analog zur Bodensimulationstechnik im Windkanal erhöhen auch hier die rotierenden Räder die Komplexität des Modellaufbaus. Obgleich in den vergangenen Jahren viele Entwicklungssprünge zur numerischen Berechnung rotierender Felgen und Reifen verzeichnet worden sind, sind viele der Methoden noch nicht ausreichend erprobt und validiert (Schnepf 2016). Insbesondere die kleinskaligen Verwirbelungen durch das Reifenprofil sowie der Reifenaufstandsbereich stellen hohe Anforderungen an die numerische Modellierung. Prozessbedingte Vereinfachungen in den Geometrien und Randbedingungen führen hier in den meisten Fällen zu Ungenauigkeiten in den Simulationsergebnissen.

---

<sup>4</sup> Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure

## 2 Stand der Forschung und Zielsetzung

Die Fahrzeugaerodynamik gewann in den 1950er Jahren an Popularität, im Wesentlichen getrieben durch den Rennsport. Eine wesentliche Erkenntnis aerodynamischer Untersuchungen ist, dass die Räder und Radhäuser je nach Fahrzeug für etwa ein Drittel des Luftwiderstands verantwortlich sind (z. B. Mercker et al. 1991, Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997). In Windkanalversuchen konnten Pfadenhauer et al. (1996) und Wickern et al. (1997) den Einzeleffekt rotierender Räder von dem der Radhäuser isolieren (siehe auch Abschn. 4.2.1) und für ihr Versuchsfahrzeug einen Anteil von ca. 25 % am Gesamtluftwiderstand ermitteln. Obgleich der dominante Einfluss der Räder auf das aerodynamische Verhalten eines Fahrzeugs bereits früh erkannt wurde, stieg die Anzahl an umfangreichen Untersuchungen des Strömungsfelds im Bereich der Räder nur langsam. Gründe hierfür sind die hohe Komplexität der Strömung sowie der Umsetzung der Radrotation im Windkanal.

Im Folgenden werden die Erkenntnisse bisheriger Untersuchungen zur Radaerodynamik zusammengefasst, wobei der Fokus auf der Beschreibung von lokalen Strömungsmechanismen und deren Ursprüngen liegt. Um die Komplexität der jeweiligen Strömungstopologien schrittweise zu erhöhen, werden zunächst die Ergebnisse von frei angeströmten Einzelrädern und anschließend die von Rädern in idealisierten Radhäusern vorgestellt. Darauf aufbauend werden Untersuchungen an Serienfahrzeugen betrachtet, für die eine Ableitung allgemeingültiger Aussagen zu Strömungstopologien im Rad- und Radhausbereich aufgrund ihrer hohen Komplexität, zahlreichen Einflussgrößen und Interferenzeffekte nur schwer möglich ist.

### 2.1 Untersuchungen am Einzelrad und an vereinfachten Modellen

Das Ziel der Forschung war es, zunächst ein fundamentales Verständnis der Strömungstopologie eines Einzelrads aufzubauen, um dann sukzessive anwendungsbezogene Details mit einzubeziehen und die Modelle komplexer zu gestalten. Insbesondere die Prüfstandstechnik zur Darstellung drehender Räder im Windkanal musste zunächst entwickelt und erprobt werden. Die Formel 1, deren Fahrzeuge frei angeströmte Räder besitzen, gilt hierbei als ein wesentlicher Treiber für aerodynamische Untersuchungen an einem Einzelrad.

#### 2.1.1 *Frei angeströmtes Einzelrad*

Die Erkenntnisse im Bereich frei angeströmter Einzelräder dienen als Basis für das Verständnis der Strömungstopologie an Rädern in Radhäusern. In **Tab. 2.1** ist eine Übersicht über bisherige aerodynamische Untersuchungen an isolierten Einzelrädern dargestellt.

**Tab. 2.1:** Übersicht von Untersuchungen zur Aerodynamik eines frei anströmten Einzelrads

Autor (Jahr)	exp.	num.	Besonderheiten
Morelli (1969)	x		kein Rad-Boden-Kontakt
Stapleford und Carr (1970)	x		kein Rad-Boden-Kontakt
Fackrell und Harvey (1973), Fackrell (1974), Fackrell und Harvey (1975)	x		erstmalig Rad-Boden-Kontakt / Grundstein der Radaerodynamik / umfangreiche Datenbasis
Cogotti (1983)	x		kein Rad-Boden-Kontakt / theoretisches Wirbelmodell
Bearman et al. (1988)	x		Aufbau analog Fackrell und Harvey (1975) / Nachlaufmessungen
Mercker et al. (1991), Mercker und Berneburg (1992)	x		theoretisches Wirbelmodell
Cogotti (1992)	x		kein Rad-Boden-Kontakt
Schiefer (1993)	x		Nachlaufmessungen
Potthoff und Fiedler (1995)	x		realistischer Reifen-Boden-Kontakt
Axon et al. (1998)		x	ANSYS Fluent (RANS <sup>1</sup> )
Skea et al. (2000)	x	x	Oberflächendruckmessungen / STAR-CD (RANS)
Mears et al. (2002)	x		Nachlauf- und Oberflächendruckmessungen
Knowles et al. (2002)	x		Nachlaufmessungen
Wäschle et al. (2004), Wäschle (2006)	x	x	Nachlaufmessungen / STAR-CD (RANS) / PowerFLOW (VLES <sup>2</sup> )
McManus und Zhang (2006)		x	Modell analog Fackrell und Harvey (1975) / ANSYS Fluent (URANS <sup>3</sup> ) / Wirbelmodell
Dimitriou und Klussmann (2006)	x		Längsrillenreifen
Saddington et al. (2007)	x		Nachlaufmessungen / Wirbelmodell
Schnepf et al. (2013), Schnepf et al. (2015a), Schnepf (2016)	x	x	Nachlauf- und Oberflächendruckmessungen / PowerFLOW (VLES) / verschiedene Reifenmodellierungsarten / realistischer Reifen-Boden-Kontakt
Haag et al. (2017)	x	x	Nachlaufmessungen / OpenFOAM (instat.) / Wirbelmodell
Lew et al. (2017)		x	Modell analog Schnepf et al. (2013) / PowerFLOW (VLES) / IBM <sup>4</sup> zur Reifenmodellierung

1 Reynolds-Averaged Navier-Stokes

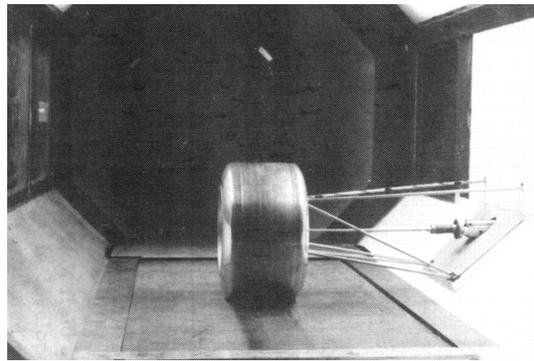
2 Very Large Eddy Simulation

3 Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes

4 Immersed Boundary Method

**Morelli** (1969) und **Stapleford und Carr** (1970) waren die ersten Aerodynamiker, die Ende der 1960er Jahre ihre Forschungsergebnisse zur Umströmung von rotierenden Fahrzeuginzelrändern in Windkanälen veröffentlichten. Da eine Laufband- und Kraftmesstechnik, bei der der belastete Reifen auf dem bewegten Boden abrollt und gleichzeitig die aerodynamischen Kräfte am Rad ermittelt werden, zu diesem Zeitpunkt noch nicht existierte, rotierten die Einzelräder in beiden Fällen ohne Bodenkontakt. Die wesentliche Erkenntnis der Untersuchungen war, dass die Ergebnisse nicht auf ein Einzelrad mit Bodenkontakt übertragen werden können, da bereits geringste Spaltströme zwischen Reifen und Boden die aerodynamischen Radkräfte maßgeblich beeinflussen, sodass sich beispielsweise das Vorzeichen der Auftriebskraft umgekehrt. Diese Beobachtung wurde auch von **Cogotti** (1983) bestätigt.

Die ersten Windkanalmessungen eines rotierenden Einzelrads mit Bodenkontakt lieferten **Fackrell und Harvey** (1973, 1974, 1975). Sie verwendeten hierfür verschiedene Varianten eines aus Aluminium gefertigten Rennserienrads (siehe **Abb. 2.1**). Die Kraftbeiwerte ermittelten sie durch eine Integration der Druckverteilungen auf der Radlauffläche. Neben den Oberflächendrücken und aerodynamischen Kräften wurde auch das Strömungsfeld im Radnachlauf mithilfe einer Keilsonde untersucht. Außerdem führten sie Strömungsvisualisierungen mithilfe von Rauchsonden durch. Mit den daraus gewonnen Erkenntnissen zum Einfluss der Rotation eines unprofilierten Einzelrads legten Fackrell und Harvey (1973, 1975) den Grundstein der Radaerodynamik:



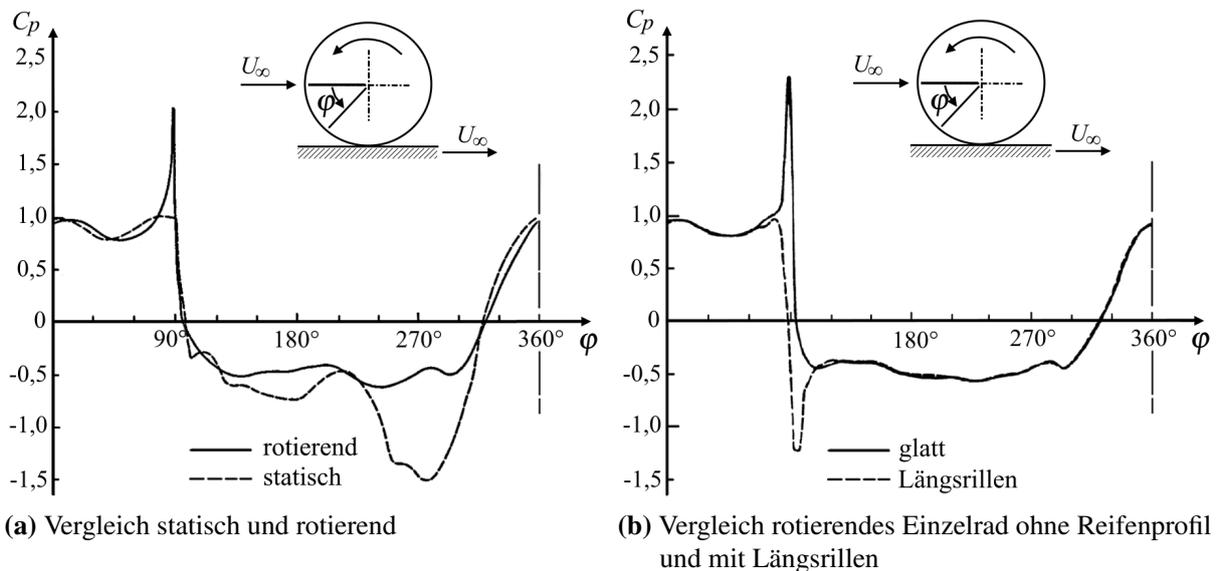
**Abb. 2.1:** Einzelradprüfstand von Fackrell und Harvey (1973)

- Im Bereich des Radscheitelpunkts ( $\varphi \approx 270^\circ$ ) tritt beim stehenden Rad ein starker Unterdruck auf, der beim rotierenden Rad nicht zu beobachten ist (siehe **Abb. 2.2a**). Der Grund hierfür ist ein unterschiedliches Transitions- und Ablöseverhalten:
  - Beim rotierenden Rad wird die Grenzschicht bereits sehr früh nach dem Staupunkt turbulent. Den Grund hierfür sehen Fackrell und Harvey in der mitbewegten Grenzschicht des Rads, die turbulentes Fluid aus der Nachlaufregion stromaufwärts befördert.
  - Aufgrund der Radrotation liegt eine freie Strömungablösung vor, d. h. anders als beim stehenden Rad befindet sich der Ablösepunkt nicht unmittelbar auf der Radoberfläche, sondern um die Scherschichtdicke nach außen versetzt. Zudem ist er stromaufwärts vor den Scheitelpunkt verschoben. An diesem Punkt ist die mittlere tangentielle Geschwindigkeit und ihr wandnormaler Gradient null (siehe **Abb. 2.3**, Region A).
  - Im Gegensatz dazu tritt beim statischen Rad bei etwa  $\varphi \approx 270^\circ$  eine laminare Ablöseblase auf, die zu einem hohen Unterdruck führt. Nach einem turbulenten Wiederaanlegen löst die turbulente Grenzschicht erst nach dem oberen Scheitelpunkt ( $\varphi \approx 210^\circ$ ) ab.

- Vor dem Kontaktbereich zwischen rotierendem Rad und Boden ( $\varphi \approx 90^\circ$ ) weist die Oberflächendruckverteilung  $p$  des rotierenden Rads einen statischen Druckbeiwert von

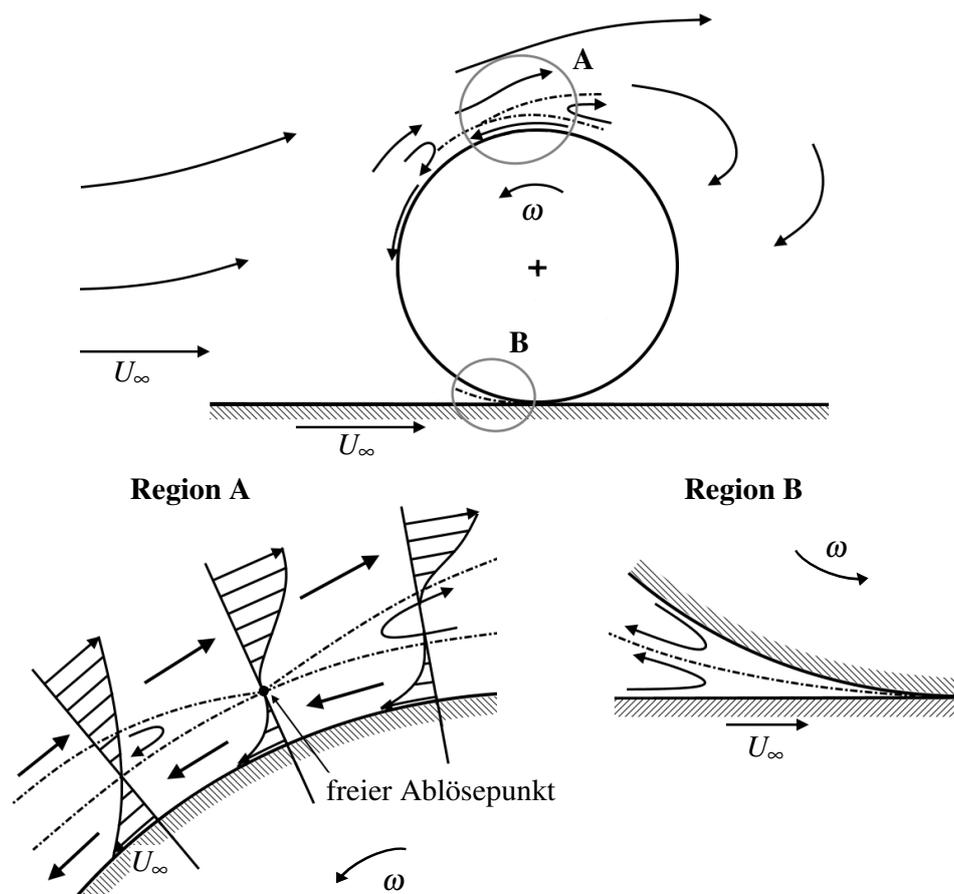
$$C_p \equiv \frac{p - p_\infty}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2} > 1 \quad (2.1)$$

auf, wobei  $p_\infty$  den statischen Druck,  $\rho$  die Dichte und  $U_\infty$  die Absolutgeschwindigkeit der ungestörten Strömung darstellen. Der Grund für das lokale Druckmaximum sind nach Fackrell und Harvey (1975) viskose Effekte in den mitbewegten Grenzschichten, die in dem sich verengenden Spalt zwischen Rad und Boden zusammenlaufen (siehe **Abb. 2.3**, Region B). Durch den zusätzlichen Energieeintrag erhöht sich der Totaldruck im Stau­punkt (Regert und Lajos 2003). Das resultierende lokale Überdruckgebiet generiert zwei seitliche Luftströme an den Kanten der Radlauf­fläche, die stromabwärts auf beiden Rad­seiten durch die Hauptströmung umgelenkt werden und zwei dominante Wirbel formen. Dieses sogenannte „Jetting“-Phänomen ist nicht bei einem stehenden Rad zu beobachten.



**Abb. 2.2:** Druckverteilungen im Mittelschnitt eines frei angeströmten Einzelrads nach Fackrell und Harvey (1975)

Fackrell und Harvey (1975) untersuchten außerdem den Einfluss von Längsrillen im Vergleich zu einem unprofilierten Reifen. Die ermittelten Druckverteilungen im Mittelschnitt (siehe **Abb. 2.2b**) verdeutlichen, dass die Druckspitze vor dem Aufstands­bereich des Reifens, die charakteristisch für den rotierenden, glatten Reifen ist und durch das Jetting-Phänomen hervorgerufen wird, bei einem Reifen mit Längsrillen nicht auftritt. In den Längsrillen wurde bei  $\varphi \approx 90^\circ$  ein starker Unterdruck gemessen, der auf eine Durchströmung und einen damit verbundenen Druckausgleich zwischen der Radvorderseite und -rückseite schließen lässt. Eine Integration der Oberflächendrücke ließ erkennen, dass die Längsrillen zu einer Reduktion des Auftriebs um 10 % führen, jedoch kein nennenswerter Einfluss auf den Luftwiderstand besteht. Die Erkenntnisse zum Einfluss von Längsrillen wurden Jahrzehnte später durch Untersuchungen von **Dimitriou und Klusmann** (2006) bestätigt.



**Abb. 2.3:** Schematische Darstellung der freien Strömungsablösung und des „Jetting“-Phänomens bei einem frei angeströmten, rotierenden Einzelrad nach Fackrell und Harvey (1975)

Die Studien von **Schiefer** (1993) und **Potthoff und Fiedler** (1995) belegten die maßgebliche Rolle der Raddrehung und des bewegten Bodens zur Abbildung eines realen Fahrzustands im Windkanal. Einen großen Fortschritt in der Windkanalsimulationstechnik erzielten die von Potthoff und Fiedler entwickelten Radantriebseinheiten, die aerodynamische Kraftmessungen mit unterschiedlichen Radlasten und somit erstmalig die Darstellung eines realistischen Reifen-Boden-Kontakts ermöglichten.

Parallel zu den Fortschritten in der Windkanalversuchstechnik führten **Axon et al.** (1998) die ersten numerischen Simulationen – stationäre RANS-Simulationen mit dem Strömungslöser ANSYS Fluent – des Einzelradversuchs von Fackrell und Harvey durch, wobei es Abweichungen im Radaufstandsbereich und in der Felgendurchströmung gab. Sie testeten u. a. verschiedene Turbulenzmodelle und verglichen die statischen Drücke auf der Radlauffläche und Totaldrücke im Radnachlauf mit den Messergebnissen von Fackrell und Harvey. Die wesentlichen aerodynamischen Charakteristiken eines frei angeströmten, rotierenden Rads, z. B. das „Jetting“-Phänomen sowie die Reduzierung des Luftwiderstands und Auftriebs durch die Radrotation, konnten sie qualitativ mithilfe ihres CFD-Modells abbilden. In den Absolutwerten waren jedoch teilweise große Abweichungen zwischen Numerik und Experiment zu erkennen, die nach Axon et al. (1998) auf Unterschieden in den Strömungsablösepunkten und Nachlauftopologien beruhen.

Es folgten weitere Studien auf Basis anderer Strömungslöser und numerischer Verfahren:

- stationäre RANS-Simulationen mittels STAR-CD (Skea et al. 2000, Wäschle et al. 2004, Wäschle 2006),
- instationäre URANS-Simulationen mittels ANSYS Fluent (McManus und Zhang 2006),
- instationäre DES<sup>5</sup>-Simulationen mittels OpenFOAM (Haag et al. 2017),
- instationäre VLES-Simulationen mittels PowerFLOW (Wäschle et al. 2004, Schnepf et al. 2013, Schnepf et al. 2015a, Schnepf 2016, Lew et al. 2017).

Die Validierung der numerischen Verfahren und Modelle erfolgte durch einen Abgleich der Simulationsergebnisse mit den Messdaten von Fackrell und Harvey (1973, 1975) oder mit eigenen Nachlauf- und Oberflächendruckmessungen (z. B. Skea et al. 2000, Wäschle et al. 2004, Wäschle 2006, Schnepf et al. 2013, Schnepf 2016 oder Haag et al. 2017). Die zunehmende Anzahl von numerischen Untersuchungen förderte auch die Entwicklung von Radwirbelmodellen, auf die in Abschn. 2.1.4 näher eingegangen wird.

### 2.1.2 Räder an vereinfachten Fahrzeugmodellen

Wenn Räder an einen fahrzeugähnlichen Körper montiert werden, ist es deutlich schwieriger, allgemeingültige Aussagen über ihre aerodynamischen Eigenschaften zu definieren, da sich die Anzahl der Einflussgrößen stark erhöht. Daher ist es das Ziel, die Anzahl der Einflussparameter sukzessive zu steigern, um Einzel- und Interferenzeffekte bestmöglich separieren zu können. Die bisherigen numerischen und experimentellen Untersuchungen zur Aerodynamik von Rädern in Radhäusern unterscheiden sich folglich in der Komplexität der Versuchsmodelle. Die wesentlichen Studien zur Radaerodynamik an vereinfachten Fahrzeugmodellen sind in **Tab. 2.2** zusammengefasst.

**Morelli** (1969) hat neben einem frei angeströmten Einzelrad (siehe Abschn. 2.1.1) auch den Einfluss einer Teilabdeckung des Rads untersucht (siehe **Abb. 2.4**). Das rotierende Rad wurde hierbei durch eine Aussparung um 15 mm in den statischen Boden eingelassen. Mithilfe einer schalenförmigen Abdeckung konnte der Einfluss eines Radhauses simuliert werden, wobei der Überdeckungsgrad  $H$  des Rads variiert wurde. Eine wesentliche Erkenntnis war, dass der Luftwiderstandsbeiwert des Rads – unter Berücksichtigung der effektiven Stirnfläche – mit steigendem Überdeckungsgrad zunächst sinkt und dann wieder ansteigt. Nach Hucho (2013) ist der Luftwiderstandsbeiwert im Allgemeinen definiert als

$$c_w \equiv \frac{D}{\frac{\rho}{2} U_\infty^2 A_c}. \quad (2.2)$$

Der Luftwiderstand  $D$  stellt die in Richtung der Anströmung wirkende Komponente der aerodynamischen Gesamtkraft dar (Herwig 2016). Die charakteristische Fläche  $A_c$  wird in der Regel mit der Projektionsfläche in Anströmrichtung gleichgesetzt (Hucho 2013).

---

<sup>5</sup> Detached Eddy Simulation

**Tab. 2.2:** Übersicht über Untersuchungen des aerodynamischen Einflusses von Rädern und Radhäusern an vereinfachten Modellen

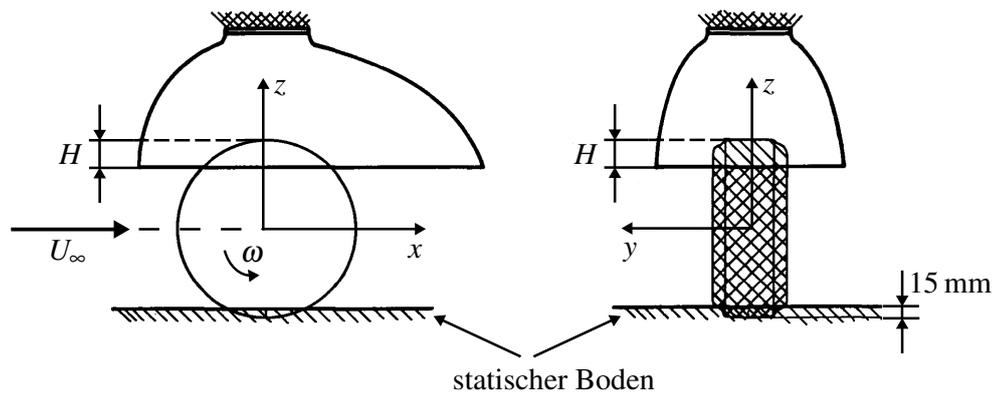
Autor (Jahr)	exp.	num.	Besonderheiten
Morelli (1969)	x		idealisiertes Radhausmodell ( <b>Abb. 2.4</b> ) / kein Rad-Boden-Kontakt
Cogotti (1983)	x		idealisiertes Radhausmodell / kein Rad-Boden-Kontakt / Wirbelmodell
Fabijanac (1996), Fabijanac und George (1996)	x		Fabijanac-Modell / Strömungsvisualisierung / Oberflächendruckmessungen
Pfadenhauer et al. (1996), Wickern et al. (1997)	x		idealisiertes Radhausmodell
Axon (1999)	x	x	idealisiertes Radhausmodell / ANSYS Fluent (RANS)
Skea et al. (2000)	x	x	Fabijanac-Modell / STAR-CD (RANS)
Elofsson und Bannister (2002)	x		vereinfachtes Fahrzeugmodell / Nachlaufmessungen
Regert und Lajos (2003, 2007)		x	Fabijanac-Modell / ANSYS Fluent (RANS, URANS) / Wirbelmodell
Riederer (2004)	x	x	vereinfachtes Fahrzeugmodell / Nachlauf- und Oberflächendruckmessungen / ANSYS Fluent (RANS)
Thivolle-Cazat und Gilliéron (2006)	x		idealisiertes Radhausmodell / Nachlaufmessungen
Wäschle (2006, 2007)	x	x	vereinfachtes Fahrzeugmodell / Nachlaufmessungen / STAR-CD (RANS)
Krajnović et al. (2011)		x	Fabijanac-Modell / AVL FIRE™ (instat., LES <sup>6</sup> ) / Wirbelmodell
Wittmeier et al. (2014)	x	x	vereinfachtes Fahrzeugmodell / Nachlaufmessungen / PowerFLOW®
Harmain et al. (2012)		x	Fabijanac-Modell / ANSYS Fluent (RANS)
Aljure et al. (2014)		x	Fabijanac-Modell / TermoFluids (CLES <sup>7</sup> )
Viswanathan (2017)		x	Fabijanac-Halbmodell / Nachlaufmessungen / ANSYS Fluent (LES)
Lee (2018)		x	Fabijanac-Halbmodell / PowerFLOW®

**Cogotti** (1983) beobachtete eine Zunahme des Luftwiderstands und Auftriebs eines umströmten generischen Körpers durch das Hinzufügen von Radhäusern und rotierenden Rädern, wobei die Höhe des Anstiegs von der Grundform des Modells abhängig ist. Am Beispiel eines tropfenförmigen Körpers konnte er zudem zeigen, dass die aerodynamischen Beiwerte bei einer Reduzierung des Radhausvolumens abnehmen. Hierbei dominiert der

---

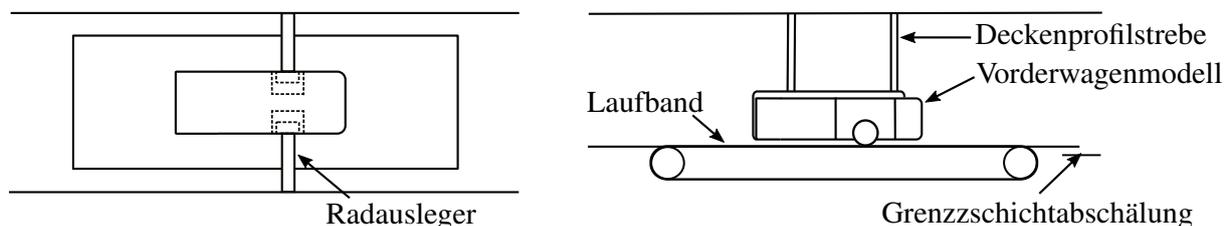
6 Large Eddy Simulation

7 Challenging Large Eddy Simulation



**Abb. 2.4:** Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus von Morelli (1969)

Einfluss des Radhausradius gegenüber der Breite. Diese Beobachtungen wurden durch **Fabijanic** (1996) bzw. **Fabijanic und George** (1996) im Rahmen von Windkanalversuchen mit Bodensimulation bestätigt. Bei dem Hinzufügen von Rädern und Radhäusern an einen fahrzeugähnlichen Körper stellten sie eine Änderung der Kräfte am Grundkörper fest. Als Grund hierfür nannten sie Interferenzen der Radumströmung mit dem Fahrzeugkörper, insbesondere die Wechselwirkung der Radnachlaufwirbel mit der Unterbodenströmung. Neben Kraft- und Oberflächendruckmessungen führten sie auch Strömungsvisualisierungen durch, die zum einen die Basis für die Entwicklung eines Radwirbelmodells bildeten (siehe Abschn. 2.1.4) und zum anderen den instationären Charakter der Radhausströmung hervorhoben. Das den Untersuchungen zugrundeliegende Versuchsobjekt ist ein generisches Vorderwagenmodell (siehe **Abb. 2.5**), das auch im Rahmen dieser Arbeit zur CFD-Validierung herangezogen wird (siehe Abschn. A.2). Bei diesem sogenannten Fabijanic-Modell rollen die von außen durch seitliche Ausleger gelagerten Räder auf einem Laufband, das die Breite der Messstrecke besitzt (1-Band-System), ab. Der Grundkörper wird mit einer vertikalen Profilstrebe an der Windkanaldecke, verbunden mit einer Drei-Komponenten-Waage, gehalten. Die Stirnfläche der Räder wird zu 78 % durch den Grundkörper abgedeckt ( $H > 0$ ).



**Abb. 2.5:** Versuchsaufbau von Fabijanic (1996) zur Untersuchung eines generischen Vorderwagenmodells (Fabijanic-Modell)

**Skea et al.** (2000) erweiterten die bisher rein experimentelle Datenbasis des Fabijanic-Modells um stationäre RANS-Simulationen sowie weitere Windkanalmessungen. Sie untersuchten den Einfluss des Radhauses auf die Druckverteilung auf der Radlauffläche sowie die Strömungsrichtung im Radnachlauf. Eine Erkenntnis war, dass durch die Teilabdeckung der Staupunkt im vorderen Radbereich in Richtung des Bodens wandert. Die Druckverteilung auf der Radlauffläche in Bodennähe ( $\varphi \approx 90^\circ$ ) ist hingegen nahezu unverändert zum frei an-

geströmten Rad. Der Basisdruck ist im Radnachlauf ( $90^\circ < \varphi < 270^\circ$ ) im Allgemeinen höher als beim frei angeströmten Rad. Der Abgleich mit den Messdaten zeigte, dass die Simulationen von Skea et al. (2000) zwar die Hauptcharakteristiken der Strömung abbilden, jedoch Abweichungen bei der Vorhersage der Ablöse- und Wiederanlegepunkte der Strömung auf Basis von Druckänderungen auf der Radlauffläche auftreten. Als Grund hierfür nahmen sie an, dass sich Strömungslöser, die auf den zeitlich gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen basieren, nicht zur Abbildung instationärer Effekte im Radhausbereich eignen.

Eine wesentliche Erkenntnis der Untersuchungen von **Harmain et al.** (2012), die ebenfalls auf RANS-Simulationen (ANSYS Fluent) des Fabijanic-Modells basieren, war, dass sich der Luftwiderstand um 30 % durch das Hinzufügen von Rädern und Radhäusern zum Grundkörper erhöht. Zwei Drittel der Zunahme entstehen durch höhere lokale Luftwiderstände des Radhauses (+7 %) bzw. des Rads (+13 %). Das restliche Drittel resultiert aus einer Widerstandserhöhung am Grundkörper selbst aufgrund von Interferenzeffekten.

Auch **Regert und Lajos** (2007) wählten das Radhausmodell von Fabijanic als Geometriebasis für ihre RANS- und URANS-Simulationen mit der Software ANSYS Fluent. Neben Parameterstudien, in denen sie den Einfluss von Geometrieänderungen und Radhausabdeckungen untersuchten, entwickelten sie auch ein schematisches Wirbelmodell für den Radhausbereich. **Krajnović et al.** (2011), die als Erste instationäre LES-Simulationen des Fabijanic-Modells mithilfe der Software AVL FIRE™ durchführten, ergänzten die Erkenntnisse zur Wirbeltopologie um ein zusätzliches Wirbelpaar im unteren Radbereich (siehe Abschn. 2.1.4). Eine hohe Übereinstimmung mit den numerisch ermittelten Kraftbeiwerten von Krajnović et al. (2011) weisen die CLES-Ergebnisse von **Aljure et al.** (2014) auf, die hierfür den Strömungslöser TermoFluids verwendeten. Die Druckverteilungen und Strömungsstrukturen im Radhaus weichen hingegen voneinander ab. Ein möglicher Grund kann die geringere Netzauflösung der Simulationen von Aljure et al. (2014) sein, die dazu führt, dass Strömungsstrukturen unterhalb einer gewissen Größe nicht mehr erfasst werden. Sowohl Aljure et al. (2014) als auch Regert und Lajos (2007), Krajnović et al. (2011) und Harmain et al. (2012) verglichen zu Validierungszwecken ihre berechneten Luftwiderstandsbeiwerte mit den Messergebnissen von Fabijanic (1996) (siehe Abschn. A.2.2).

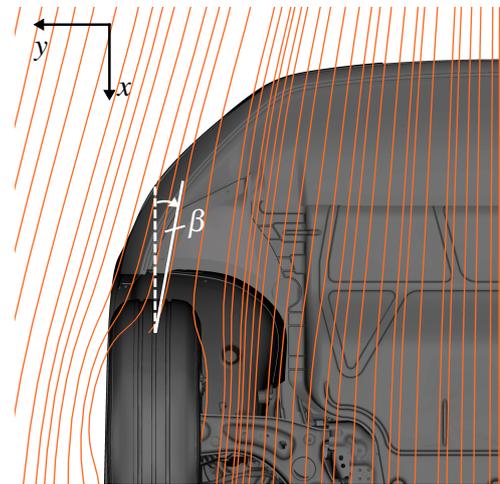
**Viswanathan** (2017) führte analog zu Krajnović et al. (2011) LES-Berechnungen des Fabijanic-Modells durch, wobei dessen Symmetrie durch die Verwendung eines Halbmodells ausgenutzt wurde. Ein Schwerpunkt der Untersuchungen lag auf der Validierung der Simulationen mithilfe von PIV-Messungen im Radhausbereich. Außerdem verglich Viswanathan (2017) die LES-Ergebnisse mit URANS- und DES-Berechnungen. Die instationären Schwankungen des Luftwiderstandsbeiwerts können in den URANS-Ergebnissen nicht abgebildet werden. Zudem sind die Mittelwerte aus der URANS-Simulation etwa 15 % geringer als aus der LES. Die Unterschiede in den zeitlich gemittelten Druckverteilungen auf der Radlauffläche betragen maximal  $\Delta C_p = 0,3$  und die der Oberflächendrücke im Radhaus bis zu  $\Delta C_p = 0,09$ . Ein anderes Bild zeigt sich beim Vergleich mit den DES-Ergebnissen: Die Instationaritäten in den Luftwiderstandsbeiwerten sind vergleichbar und der zeitliche Mittelwert aus der LES-Simulation weicht um lediglich 6 % von dem aus der DES-Berechnung ab. Das verwendete Viskositätsmodell hat hierbei einen vernachlässigbaren Einfluss auf das mittlere Strömungsfeld. **Lee** (2018) führte demgegenüber die ersten VLES-Simulationen

des Fabijanic-Modells mithilfe des Strömungslösers PowerFLOW<sup>®</sup> durch. Wie bereits Viswanathan (2017) verwendete auch er ein Halbmodell mit einer Symmetrierandbedingung. Die Validierung des Berechnungsmodells basierte ausschließlich auf dem Abgleich integrierter Kraftbeiwerte.

Auch im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen wird ein PowerFLOW<sup>®</sup>-Simulationsmodell des Versuchsaufbaus von Fabijanic (1996) erstellt. Der Abgleich der numerisch berechneten Luftwiderstandsbeiwerte und Druckverteilungen im Radhaus erfolgt sowohl mit den Messdaten von Fabijanic (1996) als auch mit Simulationsergebnissen anderer Autoren (siehe Abschn. A.2).

### 2.1.3 Einfluss der Schräganströmung und Rotation der Räder

Aufgrund der Verdrängungswirkung durch den Fahrzeugvorderwagen werden die Räder – insbesondere die Vorderräder – im Unterbodenbereich nicht senkrecht zu ihrer Stirnfläche angeströmt (Wiedemann 1996, Riederer 2004). Der Schräganströmungswinkel des Rads  $\beta$  definiert den Winkel zwischen den in die  $x,y$ -Ebene projizierten Stromlinien, die auf das Rad treffen, und der  $x$ -Achse (siehe **Abb. 2.6**). Die Schräganströmung ist im wesentlichen von der Gestaltung des Vorderwagens abhängig und für die Aerodynamik des Rads sehr entscheidend (Mercker und Berneburg 1992, Fabijanic 1996, Fabijanic und George 1996, Regert und Lajos 2007). Aus der Schräganströmung resultiert ein größeres, asymmetrisches Radnachlaufgebiet und somit höherer Luftwiderstand (Morelli 1969, Cogotti 1983, Cogotti 1992, Fabijanic und George 1996).



**Abb. 2.6:** In die  $x,y$ -Ebene projizierte Stromlinien zur Definition des Schräganströmungswinkels

Gegensätzlich zum Einfluss der Schräganströmung führt die Raddrehung bei Einzelrädern unter gerader bzw. leicht schräger Anströmung zu einer Reduzierung des Luftwiderstands und Auftriebs des Rads (z. B. Fackrell und Harvey 1975, Cogotti 1983, Schiefer 1993, Potthoff und Fiedler 1995, Mears et al. 2002, Wäschle 2006). Die Ergebnisse von Fackrell und Harvey (1975) zeigen beispielsweise einen um etwa 25 % niedrigeren Luftwiderstand sowie einen um ca. 42 % geringeren Auftrieb für ein rotierendes Einzelrad im Vergleich zu einem stehenden. Die Ursache hierfür ist das geänderte Transitions- und Ablöseverhalten von rotierenden gegenüber statischen Rädern (Fackrell und Harvey 1975, McManus und Zhang 2006, siehe Abschn. 2.1.1). Eine frühere Ablösung der Strömung und ein stärkeres seitliches Einziehen hinter dem Rad („Entrainment“) sorgen für eine weniger stark nach unten gerichtete Abströmung und somit einen höheren, aber schmaleren Nachlaufquerschnitt (Fackrell und Harvey 1973, Cogotti 1992, Mercker und Berneburg 1992, Mears et al. 2002,

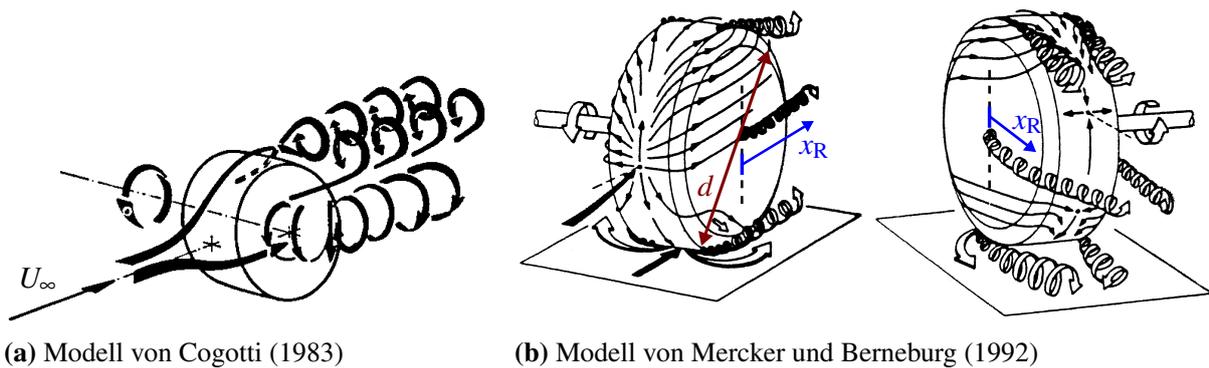
Knowles et al. 2002, Wäschle et al. 2004). Hieraus resultieren höhere mittlere Absolutgeschwindigkeiten und somit geringere Totaldruckverluste, insbesondere im unteren Radnachlaufbereich (Cogotti 1992, Potthoff und Fiedler 1995, Wiedemann 1996). In Abhängigkeit von der Rad-Reifen-Konfiguration und dem Schräganströmwinkel kann die Radrotation aber auch zu einer lokalen Erhöhung des Luftwiderstands führen. Diesen Effekt beobachteten Potthoff und Fiedler (1995) bei einer Schräganströmung von Einzelrädern in einem Bereich von  $13^\circ < \beta < 18^\circ$  und Pfadenhauer et al. (1996) bei  $\beta > 10^\circ$ .

Durch den Vergleich der Strömungstopologie im Radbereich eines vereinfachten Fahrzeugmodells mit der an einem frei angeströmten Rad konnte Wäschle (2007) die unterschiedlichen Einflüsse der Raddrehung aufzeigen. Eine wesentliche Erkenntnis war, dass der Effekt der Widerstands- und Auftriebsreduktion durch Raddrehung beim Einzelrad und Rad im Fahrzeugverbund auf verschiedenen Wirkmechanismen beruht. Bei einem Rad im Fahrzeugverbund ist die wesentliche Ursache für die geringeren aerodynamischen Kräfte nicht auf lokale Strömungsphänomene zurückzuführen, sondern auf eine geänderte Interaktion der Hinterradnächläufe mit dem Hecknachlaufgebiet: Bei rotierenden Rädern bewirken die schmaleren Radnächläufe eine verbesserte Diffusorwirkung im Unterbodenbereich und damit einen Anstieg des Heckbasisdrucks. Die Rotation der Räder führt außerdem zu einer stärkeren Luftförderung an dem Rad und Radhaus vorbei, sodass die Strömungsverluste im Radhaus aufgrund von Entlüftungseffekten reduziert werden. Eine ausführliche Beschreibung der Untersuchungen ist in Wäschle (2006) zu finden. Wäschle (2007) entwickelte außerdem schematische Wirbelmodelle für ein isoliertes Rad und ein Rad an einem vereinfachten Fahrzeugmodell, die im nächsten Abschnitt vorgestellt werden.

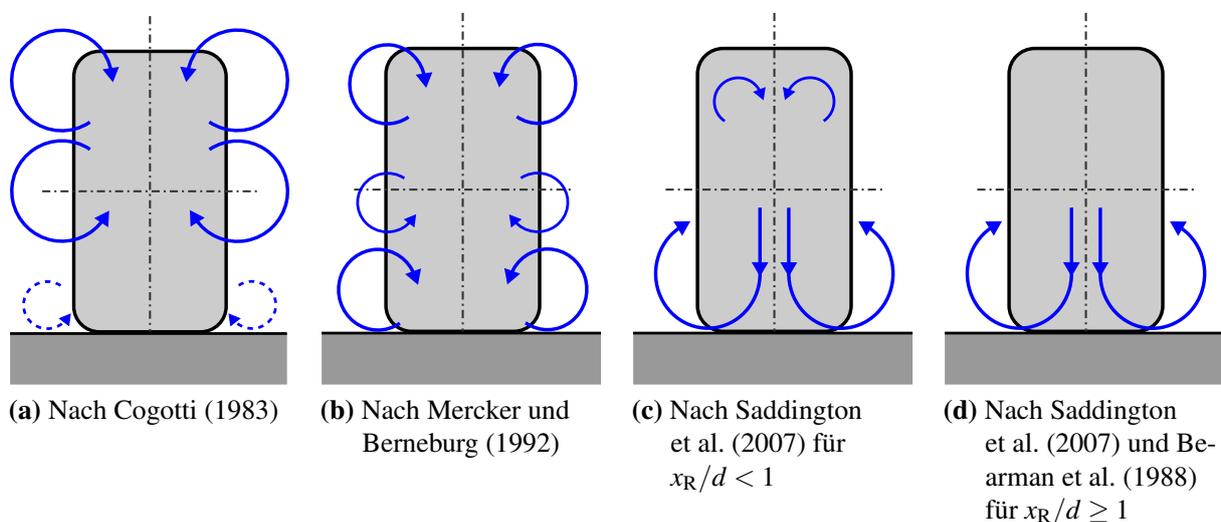
#### 2.1.4 Radwirbelmodelle

Im Folgenden wird die Wirbeltopologie von frei angeströmten Einzelrädern behandelt, um anschließend den Einfluss eines Radhauses zu analysieren. Hierzu werden die Wirbelmodelle diverser Studien miteinander verglichen und Unterschiede sowie Gemeinsamkeiten aufgezeigt, um ein möglichst allgemeingültiges Strömungsbild zu erhalten.

**Cogotti** (1983) und **Mercker und Berneburg** (1992) entwickelten Radwirbelmodelle eines frei angeströmten Einzelrads, die auf theoretischen Herleitungen basieren (siehe **Abb. 2.7** bzw. **Abb. 2.8a - 2.8b**). Die Strömungsmechanismen werden grundsätzlich in ein oberes, mittleres und unteres Nachlaufwirbelpaar eingeteilt. Das obere Wirbelpaar, dessen Drehrichtung von Cogotti, Mercker und Berneburg gleich postuliert wurde, hat seinen Ursprung im oberen Bereich der Radrückseite. Das (untere) Bodenwirbelpaar, das Cogotti nur angedeutet hat (siehe **Abb. 2.8a**), wurde von Mercker und Berneburg dominanter dargestellt und hinsichtlich seiner Drehrichtung korrigiert (siehe **Abb. 2.8b**). Einig waren sich Cogotti, Mercker und Berneburg beim Drehsinn des mittleren (sekundären) Wirbelpaars, das seinen Ursprung an der Radnabe durch die Induzierung eines Drehimpulses hat. Stromabwärts im Radnachlauf wird dieses sekundäre Wirbelpaar durch eine Scherströmung, die aus der gleichsinnigen Drehrichtung des oberen und unteren Wirbelpaars resultiert und quer zur Hauptströmungsrichtung verläuft, weiter verstärkt (Mercker und Berneburg 1992).



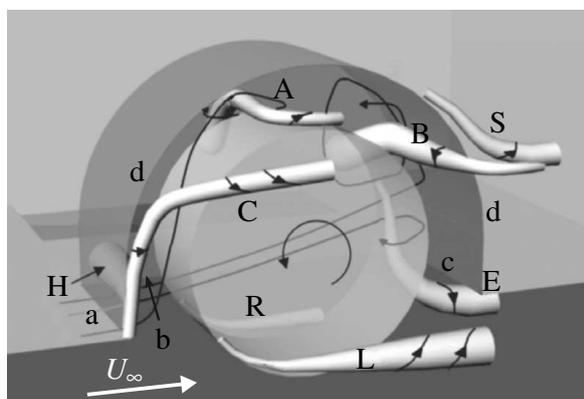
**Abb. 2.7:** Auf der Wirbeltheorie basierende Radwirbelmodelle eines frei angeströmten Einzelrads mit Bodenkontakt



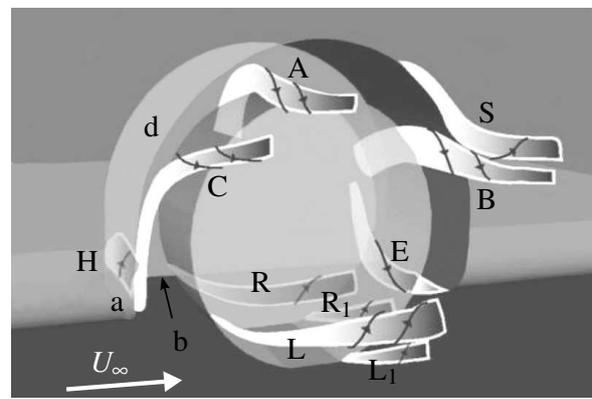
**Abb. 2.8:** Vergleich unterschiedlicher Wirbelmodelle von frei angeströmten Einzelrädern mit Bodenkontakt durch Projektion der Längswirbel auf eine Ebene im Radnachlauf quer zur Hauptströmungsrichtung

**Saddington et al.** (2007) untersuchten den Nachlauf eines isolierten Rennserienrads mittels optischer Messungen und korrigierten mit den daraus gewonnenen Erkenntnissen die Wirbelmodelle von Cogotti (1983) bzw. Mercker und Berneburg (1992). Ein wesentlicher Unterschied der Modelle von Saddington et al. ist, dass die oberen Nachlaufwirbel durch den starken Abwind schnell abwärts getrieben werden und sich mit dem Bodenwirbelpaar verbinden. Der Abstand  $x_R$  von der Radachse (siehe **Abb. 2.7b**), bei dem die oberen Nachlaufwirbel vollständig mit den unteren verschmolzen sind, ist nach Saddington et al. identisch mit dem Raddurchmesser  $d$  (siehe **Abb. 2.8c - 2.8d**). **Bearman et al.** (1988) bestätigten diese Beobachtung, indem sie in einer Entfernung von  $x_R = 2,5 d$  stromabwärts der Radachse nur zwei Nachlaufwirbel mithilfe einer Mehrlochdrucksonde identifizierten. Auch die instationären URANS-Simulationen von **McManus und Zhang** (2006) deuteten nicht auf die Existenz eines oberen Wirbelpaares hin, hingegen auf ein starkes Bodenwirbelpaar.

Wenn das Einzelrad nun zu einem großen Teil durch einen fahrzeugähnlichen Körper vor der direkten, freien Anströmung abgeschirmt wird, beeinflussen die veränderten Anströmbedingungen maßgeblich seine aerodynamischen Eigenschaften (Cogotti 1983). Durch das Hinzufügen eines Radhauses werden die oberen Radnachlaufwirbel, die bei freier Anströmung in Radnähe auftreten (siehe **Abb. 2.7 - 2.8**), vollständig unterdrückt, wohingegen zusätzliche Wirbelstrukturen im Radhausbereich entstehen. Der Komplexitätsgrad der Wirbelstrukturen und Einflussgrößen wird in Summe deutlich gesteigert, was die Untersuchungen von **Regert und Lajos** (2003, 2007) am Fabijanic-Modell verdeutlichen. Sie analysierten die zeitgemittelte Strömungstopologie im Radhausbereich auf Basis von RANS- und URANS-Berechnungen und nutzen hierbei das  $Q$ - sowie das Druckminimum-Kriterium zur Wirbeldetektion (siehe Abschn. 5.1.3). Basierend hierauf entwickelten sie ein schematisches Wirbelmodell (siehe **Abb. 2.9a**), bei dem die Querschnittsflächen der Wirbelröhren die Größe des jeweiligen Wirbelkerns wiedergeben. Die Strömungsrichtung in den Wirbeln und Rezirkulationsgebieten wird durch Pfeile verdeutlicht.



(a) Nach Regert und Lajos (2007)



(b) Weiterentwicklung durch Krajnović et al. (2011)

**Abb. 2.9:** Schematische Wirbelmodelle im Radhausbereich des Fabijanic-Modells basierend auf der Anwendung des  $Q$ -Kriteriums zur Wirbeldetektion im zeitgemittelten Strömungsfeld

**Krajnović et al.** (2011) entwickelten das Wirbelmodell von Regert und Lajos (2007) auf Basis instationärer LES-Simulationsergebnisse weiter (siehe **Abb. 2.9b**). Eine wesentliche Erkenntnis war, dass sich durch die Hinzunahme eines Radhauses die Zeitabhängigkeit der Strömungsstrukturen erhöht. Die zeitgemittelten Wirbelmodelle von Regert und Lajos sowie Krajnović et al. weisen acht grundlegende Strömungsstrukturen auf:

- *Wirbel A:* Ein Teil der vom Unterboden über die Vorderkante a in das Radhaus einströmenden Luft wird durch die Verdrängungswirkung des Rads nach oben umgelenkt. Durch die Interaktion mit der rotierenden Radoberfläche tritt im oberen Radbereich – analog zum isolierten Einzelrad (siehe Abschn. 2.1.1) – eine freie Strömungsablösung auf. Der hieraus resultierende Wirbel A tritt seitlich aus dem Radhaus aus und wird durch die Außenströmung mitgeführt (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011).
- *Wirbel B:* Alternativ zum Strömungspfad, aus dem der Wirbel A resultiert, verursacht die weit innen an der Radhausvorderkante a einströmende Luft im hinteren Radhausbereich

das Rezirkulationsgebiet B, dessen resultierender Wirbel hinter dem Rad über die Außenkante d aus dem Radhaus austritt (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011).

- *Wirbel C*: Im vorderen seitlichen Radhausbereich löst die Strömung an der Radhausaußenkante d ab, interagiert mit der Außenströmung und formt die zeitgemittelte Strömungsstruktur C (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011).
- *Wirbel E*: Die vom Unterboden über die Vorderkante a ins Radhaus einströmende Luft kann – alternativ zu den Strömungspfaden A und B – auch an der hinteren inneren Kante der Radlaufläche (Regert und Lajos 2007) bzw. an der Radhaushinterkante c (Krajnović et al. 2011) ablösen, den Wirbel E formen und von der Unterbodenströmung mitgeführt werden.
- *Wirbel H*: Die Ablösung der Unterbodenströmung an der Radhausvorderkante a verursacht ein Rezirkulationsgebiet H. Analog hierzu kommt es bei einer starken Schräganströmung zu einer Grenzschichtablösung an der Radhausinnenkante b, sodass sich das Rezirkulationsgebiet H entlang beider Kanten erstreckt (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011).
- *Wirbel S*: Das Ausströmen der Luft aus dem hinteren Radhausbereich und die Interaktion mit der Außenströmung resultiert – analog zu Wirbel C – in einer Grenzschichtablösung an der Radhausaußenkante d (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011). Die Stärke des resultierenden Wirbels S ist von der Dominanz des Wirbels B abhängig (Regert und Lajos 2007).
- *Wirbel L und R*: Regert und Lajos (2007) und Krajnović et al. (2011) konnten die im unteren Radbereich von isolierten Einzelrädern bekannten Bodenwirbel L und R, die aufgrund des bereits erläuterten „Jetting“-Phänomens an den Außenkanten des Rads stromaufwärts der Radaufstandsfläche entstehen (siehe Abschn. 2.1.1), nachweisen. Zudem bestätigten ihre Simulationsergebnisse die von Mercker et al. (1991) postulierte Drehrichtung der Bodenwirbel, die sich durch die Interaktion mit der Außenströmung bis in den Nachlauf des Modells erstrecken. Aufgrund der Schräganströmung des Rads ist der Wirbel L an der Radaußenseite größer als der Wirbel R an der Innenseite (Regert und Lajos 2003).
- *Wirbel L1 und R1*: McManus und Zhang (2006) und Krajnović et al. (2011) detektierten noch ein zusätzliches, sekundäres Bodenwirbelpaar L1 und R1 im Radnachlauf, das seinen Ursprung an den Außenkanten des Rads stromabwärts der Radaufstandsfläche hat. Die durch das rotierende Rad aufgewirbelte Luft („Rear-Jetting“-Phänomen) interagiert hier mit den primären Bodenwirbeln, sodass die Wirbel L1 und R1 (im Folgenden als Radnachlaufwirbel bezeichnet) entgegengesetzt zu diesen rotieren.

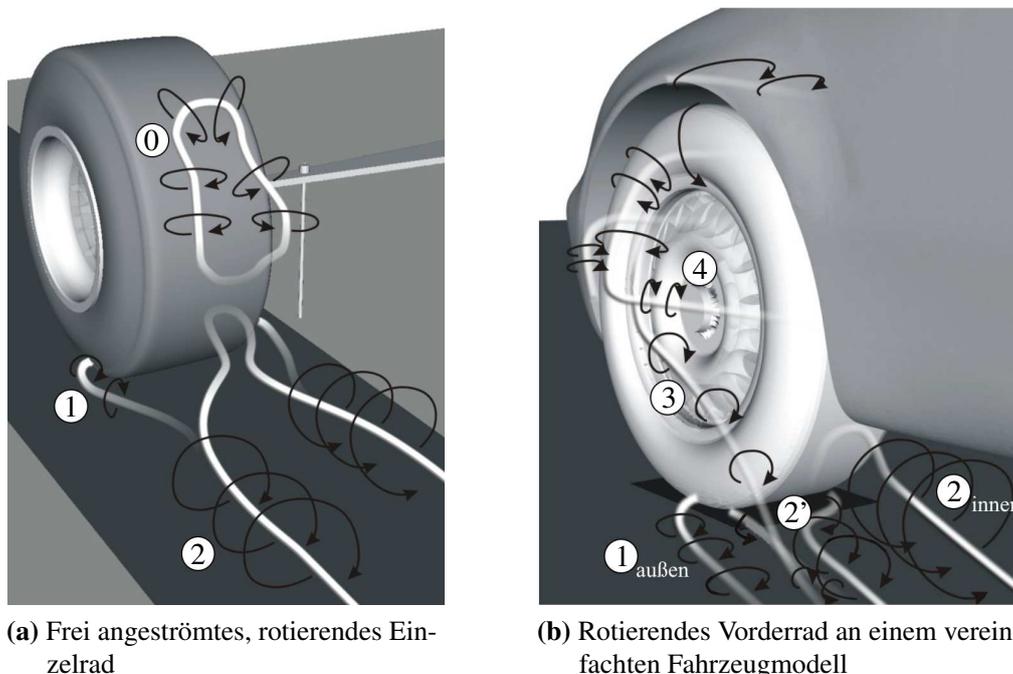
Im Inneren des Radhauses ist die Strömung im wesentlichen durch die Wirbel A, B, E und H gekennzeichnet, die durch den Grad der Schräganströmung und die Radhausgeometrie beeinflusst werden. Ein Ausströmen aus dem Radhaus erfolgt durch die Wirbel A, B und E (Regert und Lajos 2007). Die Größe und Trajektorie der Radhauswirbel A, B, C, H und S ist nach Viswanathan (2017) von dem Durchmesser des Radhauses abhängig. Bei einem sehr kleinen Radhausvolumen verschwindet beispielsweise der Wirbel C und der Wirbel S ist deutlich reduziert, wohingegen die Ausbildung des Wirbels B verstärkt wird.

Die Stärke des Wirbels H nimmt ebenso zu, wobei dessen auf den Spalt bezogene relative Größe abnimmt. Die Trajektorie des Wirbels A ändert sich grundlegend in Abhängigkeit von dem Radhausvolumen und der resultierenden Durchströmung.

Eine weitere Erkenntnis von Regert und Lajos (2007) war, dass eine Abdeckung der unteren Radhausöffnung einen größeren Einfluss auf die Strömungstopologie und Kraftbeiwerte besitzt als eine seitliche Abdeckung. Bei einer seitlichen Abdeckung des Radhauses verschwinden lediglich die Wirbel B (da Wirbel A dominant) und C, die anderen bleiben nahezu unverändert. Bei realen Fahrzeugen können die Wirbel A und B aufgrund der Öffnungen für die Achsen und Radaufhängungen an der Innenseite des Radhauses unterdrückt werden (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011).

Die Wirbel C, E, H, L und R deklarierten Regert und Lajos (2007) als die wesentlichen widerstandsbestimmenden Strukturen und als unabhängig von der Fahrzeuggeometrie. Viswanathan (2017) war hingegen der Meinung, dass die Wirbel C, B, H und R1 durch die Radhausgeometrie – insbesondere den Radhausdurchmesser – maßgeblich bestimmt werden und dieser somit eine wesentliche aerodynamische Stellgröße darstellt. Auch wenn die Autoren Regert und Lajos (2007), Krajnović et al. (2011) und Viswanathan (2017) einzelnen Strömungsstrukturen voneinander abweichende Entstehungsmechanismen und Dominanzen zuordneten, stimmen ihre Kernaussagen zur Wirbeltopologie im Radhausbereich des Fabjanic-Modells weitestgehend überein.

In **Abb. 2.10** sind schematisch die Unterschiede in der Strömungstopologie eines frei angeströmten Einzelrads und eines Vorderrads im Fahrzeugverbund gezeigt. Die Darstellungen von **Wäschle** (2007) basieren auf numerischen RANS-Simulationen (STAR-CD) sowie



**Abb. 2.10:** Vergleich der Wirbelstrukturen an einem isolierten Einzelrad mit denen an einem Vorderrad im Fahrzeugverbund nach Wäschle (2007)

optischen Messungen im Radnachlauf. Das Radwirbelmodell des frei angeströmten Einzelrads in **Abb. 2.10a** bestätigt das Modell von Saddington et al. (2007) (vgl. **Abb. 2.8c** bzw. **Abb. 2.8d**). Das bereits bekannte obere Nachlaufwirbelpaar ①, das aufgrund der freien Strömungsablösung auftritt, stellt nach Wäschle einen Ringwirbel dar. Im vorderen Rad-aufstandsbereich beobachtete er außerdem die zwei (primären) Bodenwirbel ① (Wirbel L und R in **Abb. 2.9**), für deren Entstehung er viskose Effekte sowie Strömungsablösungen an den Reifenflanken verantwortlich machte. Dem (sekundären) Radnachlaufwirbelpaar ② (Wirbel L1 und R1 in **Abb. 2.9b**) schrieb Wäschle die Form eines Hufeisenwirbels und eine dominierende Rolle im Nachlaufwirbelsystem zu.

Demgegenüber ist in **Abb. 2.10b** die Umströmung des Vorderrads eines vereinfachten Fahrzeugmodells dargestellt. Das Fahrzeugmodell ist geometrisch komplexer als das Fabijanic-Modell, unterscheidet sich jedoch zu einem realen Fahrzeug durch eine idealisierte Außenhaut, einen glatten Unterboden sowie den Verzicht auf eine Motorraumdurchströmung. Analog zum Fabijanic-Modell ist das obere Nachlaufwirbelpaar ① verschwunden. Stattdessen treten auch hier zusätzliche Wirbelstrukturen im Radhausbereich auf und die Strömungstopologie ist deutlich komplexer im Vergleich zum frei angeströmten Einzelrad. Aus der Schräganströmung des Vorderrads resultiert eine asymmetrische Umströmung sowie eine frühere Ablösung an der äußeren Reifenschulter, sodass der äußere Bodenwirbel (①, außen) im Vergleich zu dem inneren Wirbel bzw. der Situation am Einzelrad deutlich stärker ausgeprägt ist. Der äußere Radnachlaufwirbel (②, außen) dissipiert schnell. Im Gegensatz dazu bleibt der innere nahezu unverändert. Wäschle erkannte zudem ein zusätzliches Wirbelpaar ②' mit der Form eines P's hinter der Radaufstandsfläche. Als Ursache hierfür nannte er eine Strömungsablösung an der hinteren Reifenschulter in Bodennähe, die aufgrund der Schräganströmung an der Innenseite des Reifens erst weiter stromabwärts auftritt. An der Außenseite des Rads beobachtete er zudem zwei schwach ausgeprägte Wirbel, deren Ursprünge er unterschiedlichen Mechanismen zuordnete. Der Felgenwirbel ③ entsteht in der unteren Radhälfte durch eine Strömungsablösung am Felgenhorn und eine zusätzliche Speisung bei der Durchströmung der Felge. Der zweite Mechanismus basiert auf der Rad-drehung selbst und induziert im oberen Radbereich durch die entgegengesetzt zur Außenströmung bewegte Radoberfläche eine Rotation. Der resultierende Radseitenwirbel ④ wird auf Höhe der Radnabe von der Außenströmung mitgeführt und dissipiert vergleichsweise schnell (Wäschle 2007).

## 2.2 Untersuchungen an Serienfahrzeugen

Mit der Entwicklung von Bodensimulationstechniken, die die Kraftmessung von Fahrzeugen mit rotierenden Rädern auf (partiell) bewegtem Boden in Windkanälen ermöglichen, wuchs auch die Zahl an umfangreicheren, experimentellen Untersuchungen an Serienfahrzeugen. Im Folgenden wird zunächst die Bodensimulationstechnik und ihr Einfluss auf die Fahrzeugumströmung erläutert. Anschließend werden weitere Besonderheiten der Aerodynamik von Serienfahrzeugen beschrieben, wobei der Fokus auf der Radhausströmung und

deren Einflussgrößen liegt. Den Abschluss bildet die Vorstellung einer weiteren aerodynamischen Kraft am Rad, dem sogenannten Ventilationsmoment, das jedoch im Rahmen einer herkömmlichen Windkanalmessung keine Berücksichtigung findet.

### 2.2.1 Einfluss der Rad- und Bodensimulation

Wie in Abschn. 2.1.3 erläutert wurde, bewirkt die Radrotation eine Änderung der lokalen Strömungstopologie. Im Gesamtfahrzeugkontext hat diese Änderung wiederum Auswirkungen auf die Strömung im Radhaus-, Unterboden- und Heckbereich (Mercker et al. 1991, Schiefer 1993, Potthoff und Fiedler 1995, Pfadenhauer et al. 1996, Skea et al. 2000, Wiedemann und Potthoff 2003, Wäschle et al. 2004, Wäschle 2006, Wäschle 2007). Neben der Radsimulation stellt ebenso der direkte Fahrbahnkontakt eine wesentliche Voraussetzung für die korrekte Simulation der Radumströmung dar, da bereits geringste Spaltströme zwischen Reifen und Boden das Strömungsfeld und somit die aerodynamischen Kräfte grundlegend beeinflussen (Morelli 1969, Stapleford und Carr 1970, Cogotti 1983).

Im Vergleich zur realen Straßenfahrt ist in einem Windkanal das Bezugssystem der Geschwindigkeit verschoben, da hier nicht das Fahrzeug bewegt wird, sondern die Luft um den ruhenden Versuchskörper (Nitsche und Brunn 2006). Die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Straße sollte daher mithilfe eines mit Anströmgeschwindigkeit relativ zum Fahrzeug bewegten Bodens simuliert werden. Zum einen wird die sich über dem Windkanalboden aufgrund der Wandhaftbedingung aufbauende Grenzschicht im Messstreckenbereich reduziert, was einen Einfluss auf die Anströmung der Räder und deren aerodynamische Eigenschaften hat (Blumrich et al. 2013). Zum anderen hat die Beschleunigung der Unterbodenströmung auch globale Auswirkungen auf die Gesamtfahrzeugströmung und folglich die aerodynamischen Kraftbeiwerte (Dimitriou und Klussmann 2006, Schütz et al. 2013b).

Um die Strömungsbedingungen einer realen Straßenfahrt weiter anzunähern, wird das 5-Band-System durch ein spezielles Grenzschichtkonditioniersystem ergänzt, das zusätzlich zum bewegten Boden der Grenzschichtausbildung im Bereich der Messstrecke entgegenwirkt und den Homogenisierungsprozess unterstützt. Die Konditionierung erfolgt in den meisten Fällen durch eine Kombination von Grenzschichtabschälung, -absaugung sowie tangentialer Ausblasung (Wiedemann und Potthoff 2003, Wickern et al. 2003, Blumrich et al. 2013). Es lässt sich zusammenfassen, dass moderne Fahrzeugwindkanäle über die folgenden Funktionen zur Simulation einer realen Straßenfahrt verfügen sollten:

- rotierende Räder mit Bodenkontakt,
- relativ zum Fahrzeug bewegter Boden,
- Grenzschichtkonditionierung.

Es gibt zahlreiche Studien, die sich mit dem Einfluss der Bodensimulationstechnik auf die lokale Strömungstopologie und die aerodynamischen Kräfte beschäftigen. Bei der deutlichen Mehrheit der gemessenen Serienfahrzeuge wird, analog zu frei angeströmten Einzelrädern, eine globale Widerstands- und Auftriebsreduktion aufgrund der Bodensimulation (drehende Räder und bewegter Boden) beobachtet (z. B. Mercker et al. 1991, Potthoff und

Fiedler 1995, Wickern et al. 1997, Elofsson und Bannister 2002, Landström et al. 2008, Landström et al. 2009). Der Einfluss des bewegten Mittenlaufbands auf den Luftwiderstand ist hierbei vernachlässigbar gering gegenüber dem Effekt der Raddrehung (Wickern et al. 1997, Elofsson und Bannister 2002). Der Hinterachsauftrieb wird hingegen nach Elofsson und Bannister (2002) durch den bewegten Boden nennenswert reduziert.

Der lokale Einfluss der Vorder- bzw. Hinterraddrehung auf den Luftwiderstand kann sehr unterschiedlich sein, da er von der Fahrzeugkonfiguration und den Anströmbedingungen abhängig ist. Wichtige Einflussgrößen sind neben der Gestaltung des Vorderwagenüberhangs auch die Kühlluftkonzepte des Motors und der Bremsen sowie mögliche Spoiler oder Anbauteile im Unterbodenbereich. Neben lokalen Effekten können auch Interferenzen zwischen der Radhaus- und Hecknachlaufströmung auftreten, sodass sich die Ermittlung von Einzeleffekten der Vorder- bzw. Hinterraddrehung als sehr komplex darstellt (Elofsson und Bannister 2002). Während der Einfluss einer Rotation der Vorderräder keinen klaren Trend besitzt, d. h. lokal und global widerstandserhöhend oder -senkend wirken kann (Potthoff und Fiedler 1995, Elofsson und Bannister 2002, Wiedemann und Potthoff 2003), führt die Hinterraddrehung stets zu einer Reduzierung des Luftwiderstands. Der größte Anteil der Widerstandsreduktion aufgrund Radrotation wird durch die geänderte Interferenzwirkung der Hinterradnächläufe mit der Unterboden- und Heckströmung verursacht (Elofsson und Bannister 2002, Wiedemann und Potthoff 2003, Wäschle 2007). Die schmaleren Nachläufe hinter rotierenden Rädern (siehe Abschn. 2.1.3) führen nach Wäschle (2007) zu einer verbesserten Diffusorwirkung im Hinterwagenbereich, die vom Hecktyp abhängig ist.

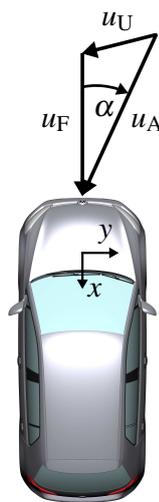
Es kann zusammengefasst werden, dass die Bodensimulationstechnik einen maßgeblichen Einfluss sowohl auf das lokale Strömungsfeld im Bereich der Räder und Radhäuser, als auch auf die Gesamtfahrzeugströmung und damit auf die integralen aerodynamischen Kräfte besitzt (Mercker et al. 1991, Potthoff und Fiedler 1995, Pfadenhauer et al. 1996). Aufgrund der starken Interferenzwirkung sollten Optimierungen im Radhaus-, Unterboden- und Heckbereich daher immer in Windkanälen mit Bodensimulation durchgeführt werden (Elofsson und Bannister 2002, Wäschle 2007).

### 2.2.2 Unterschiede zur realen Straßenfahrt

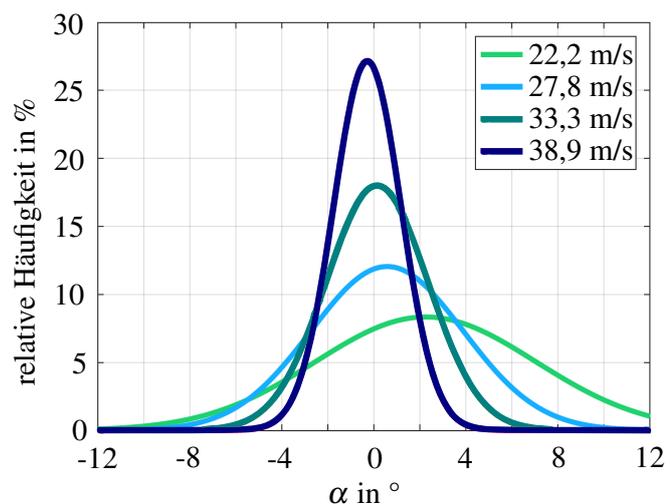
Aufgrund der Fesselung des Fahrzeugs im Windkanal führen die aerodynamischen Auftriebskräfte, Reifendeformationen sowie die Abstützung des Antriebsmoments nicht wie bei einer realen Straßenfahrt zu einer Höhenstandsänderung des Fahrzeugs. Um die Auswirkungen dieses unterdrückten Effekts auf den Luftwiderstand abschätzen zu können, haben Schnepf et al. (2015b) die Höhenstandsänderung eines Serienfahrzeugs bei einem Fahrversuch mit 140 km/h bestimmt. Die Änderung, die bei diesem Fahrzeug vorne 5 mm bis 7 mm und hinten 1 mm bis 3 mm betrug, hätte zu einer Erhöhung des Luftwiderstands von  $\Delta c_W = +0,004$  geführt und wird bei Windkanalmessungen mit starrer Fesselung des Fahrzeugs nicht berücksichtigt. In einem Windkanal mit 1-Band-Bodensimulation und geänderter Fesselungstechnik konnten Gleason et al. (2015) eine Höhenstandsänderung von 2,5 mm am vorderen und hinteren Radausschnitt messen. Nach Schnepf (2016) ist die Höhenstandsänderung zwar zur Bestimmung des Absolutwerts des Luftwiderstands relevant,

jedoch nicht zur Bewertung von Widerstandsdifferenzen zwischen verschiedenen Radkonfigurationen. Ein weiterer negativer Effekt der Fahrzeugfesselung im Windkanal ist, dass die Belastung der Reifen und damit deren Deformation von den realen Straßenfahrtbedingungen abweicht. Wickern et al. (1997), die Kraftmessungen an einem Einzelrad mit idealisiertem Radhaus durchgeführt haben, schätzen den Einfluss jedoch als vernachlässigbar ein.

Neben diesen Einflüssen, die die korrekte Abbildung der Fahrzeuggeometrie betreffen, können auch weitere Straßenfahrtbedingungen nicht ohne weiteres in Windkanalexperimenten simuliert werden. Ein Beispiel ist die Anströmung des Fahrzeugs, die bisher idealisiert in Form eines konstanten Geschwindigkeitsprofils  $\vec{u} = (u_F, 0, 0)$  mit der Fahrtgeschwindigkeit  $u_F$  in Längsrichtung des Fahrzeugs angenommen wurde. Aufgrund von wechselnden Umgebungseinflüssen ( $u_U$ ) wie anderen Verkehrsteilnehmern, die sich vorausfahrend oder im Gegenverkehr befinden, oder Windverhältnissen wird das Fahrzeug in der Regel unter einem instationären Winkel  $\alpha(t)$  mit der Geschwindigkeit  $u_A$  angeströmt (siehe **Abb. 2.11a**). Jessing et al. (2019) fanden in Studien zu Autobahnfahrten mit Überholvorgängen heraus, dass sich mit zunehmender Fahrtgeschwindigkeit der Mittelwert des normalverteilten Anströmwinkels von positiven hin zu negativen Werten verschiebt und zudem die Standardabweichungen abnehmen (siehe **Abb. 2.11b**).



(a) Definition des Fahrzeuganströmwinkels



(b) Normalverteilung des Anströmwinkels für verschiedene Fahrtgeschwindigkeiten nach Jessing et al. (2019)

**Abb. 2.11:** Variation der Anströmbedingung des Fahrzeugs bei einer realen Straßenfahrt

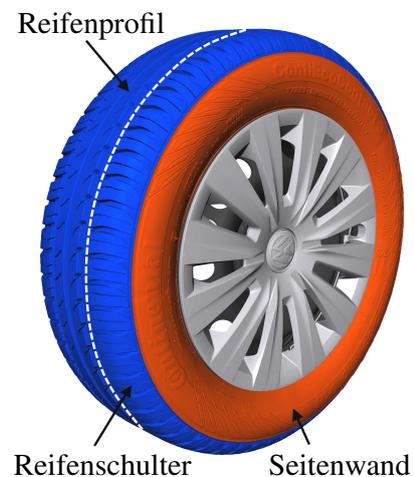
Die beschriebenen Besonderheiten einer realen Straßenfahrt finden für gewöhnlich keine Berücksichtigung in den idealisierten Strömungsbedingungen einer CFD-Simulation oder eines Windkanalexperiments. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die in Abschn. 2.1.3 beschriebene Schräganströmung der Räder – hervorgerufen durch die Verdrängungswirkung des Fahrzeugs und charakterisiert durch den Schräganströmwinkel  $\beta$  – von dem Anströmwinkel des Fahrzeugs zu unterscheiden ist und auch bei einer rein längs gerichteten Anströmung mit  $\alpha = 0^\circ$  auftritt.

### 2.2.3 Felgen- und Reifeneinfluss

Die Geometrie der Felgen und Reifen bestimmt wesentlich die aerodynamischen Eigenschaften der Fahrzeugumströmung (Vdovin 2013). Wittmeier und Kuthada (2015) schätzten das Potential, das von einer aerodynamischen Optimierung der Felgen und Reifen ausgeht, mit 10 % des Gesamtluftwiderstands ab. Das Verständnis der Strömungsstrukturen im Felgen- und Reifenbereich sowie deren Interaktionen mit der Gesamtfahrzeugströmung ist folglich ein wichtiger Bestandteil der aerodynamischen Fahrzeugentwicklung. Gleichzeitig stellt eine präzise Modellierung dieses komplexen Strömungsfelds in der CFD eine zentrale Schwierigkeit dar, die die Simulationsgüte stark beeinflusst. Hierauf wird in Abschn. 4.2.4 näher eingegangen. Im Folgenden werden grundlegende Erkenntnisse aus bisherigen Felgen- und Reifenuntersuchungen kurz zusammengefasst.

Der hohe Luftwiderstandsanteil der Reifen resultiert im wesentlichen aus ihrer Grundform und nimmt nach Potthoff und Fiedler (1995) bei profilierten Serienreifen mit wachsender Reifenbreite zu. Da die zulässigen Abmessungen für Reifen in Europa in einem relativ breiten Toleranzband durch den ETRTO<sup>8</sup>-Standard festgelegt sind, können Reifen des gleichen Typs und derselben Reifendimension deutlich unterschiedliche Abmessungen aufweisen. In den Untersuchungen von Wittmeier et al. (2013a) traten beispielsweise Abweichungen von 18 mm in der Breite und 12 mm im Außendurchmesser auf.

Bei konstanter Reifendimension können auch Änderungen des Luftwiderstandsbeiwerts von bis zu  $\Delta c_W = 0,010$  durch eine spezifische Gestaltung der charakteristischen Reifenbereiche (siehe **Abb. 2.12**) hervorgerufen werden (Landström et al. 2012). Einen wesentlichen Parameter stellt hier die Geometrie des Reifenprofils dar, da die kleinskaligen Ablösungen und Druckgradienten im Bereich der Längs- und Querrillen die spezifischen aerodynamischen Eigenschaften des Reifens, aber auch die Felgendurchströmung, den Radnachlauf und damit den Luftwiderstand des Fahrzeugs beeinflussen (Hobeika et al. 2013, Wittmeier 2014). Im Folgenden werden daher grundlegende Erkenntnisse zum Einfluss des Reifenprofils zusammengefasst:



**Abb. 2.12:** Charakt. Reifenbereiche

- Die Querrillen haben einen großen Einfluss auf die Nachlaftopologie des Rads aufgrund ihrer Förderwirkung (Schnepf 2016).
- Die Durchströmung der Längsrillen sorgt für einen Druckausgleich zwischen der Vorder- und Rückseite des Rads, sodass die charakteristische Druckspitze und die Bodenwirbel reduziert werden im Vergleich zum glatten Reifen (Fackrell und Harvey 1975, Dimitriou und Klussmann 2006, Hobeika et al. 2013, Schnepf et al. 2015a). Hieraus resultiert eine Senkung des Luftwiderstands (Hobeika et al. 2013, Schnepf et al. 2015a).

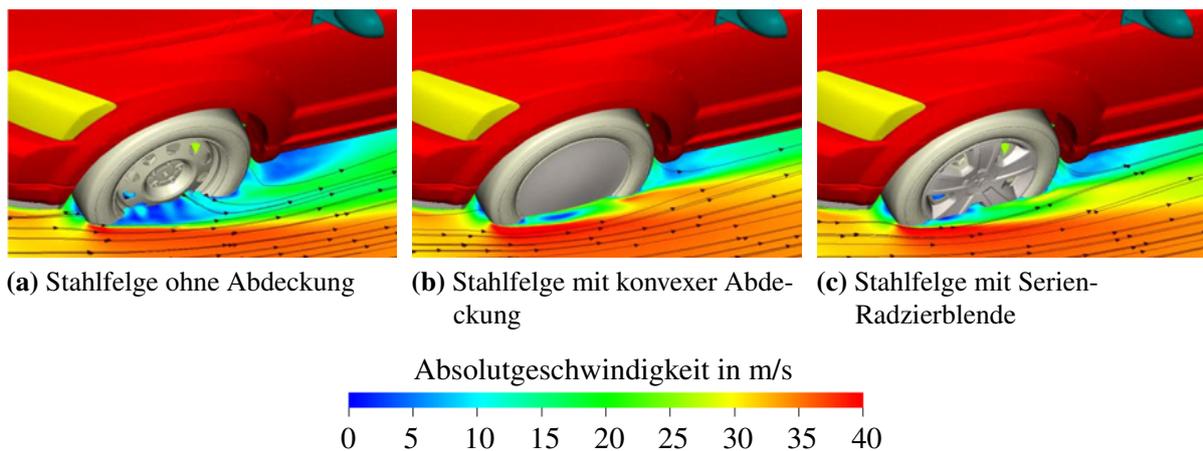
<sup>8</sup> European Tyre and Rim Technical Organisation

- Der Einfluss der Längsrillen auf die lokale Druckverteilung wird im Vergleich zum frei angeströmten Rad geschwächt, da die Durchströmung der Längsrillen durch die Schräganströmung erschwert wird (Dimitriou und Klusmann 2006).
- Ein profilierter Reifen besitzt ein höheres und schlankeres Nachlaufgebiet als ein glatter Reifen. Die Gründe hierfür sind eine frühere Strömungsablösung sowie die Reduktion der Bodenwirbel, sodass ein seitliches Einströmen hinter dem Rad begünstigt wird (Potthoff und Fiedler 1995, Schnepf et al. 2015a, Schnepf 2016).

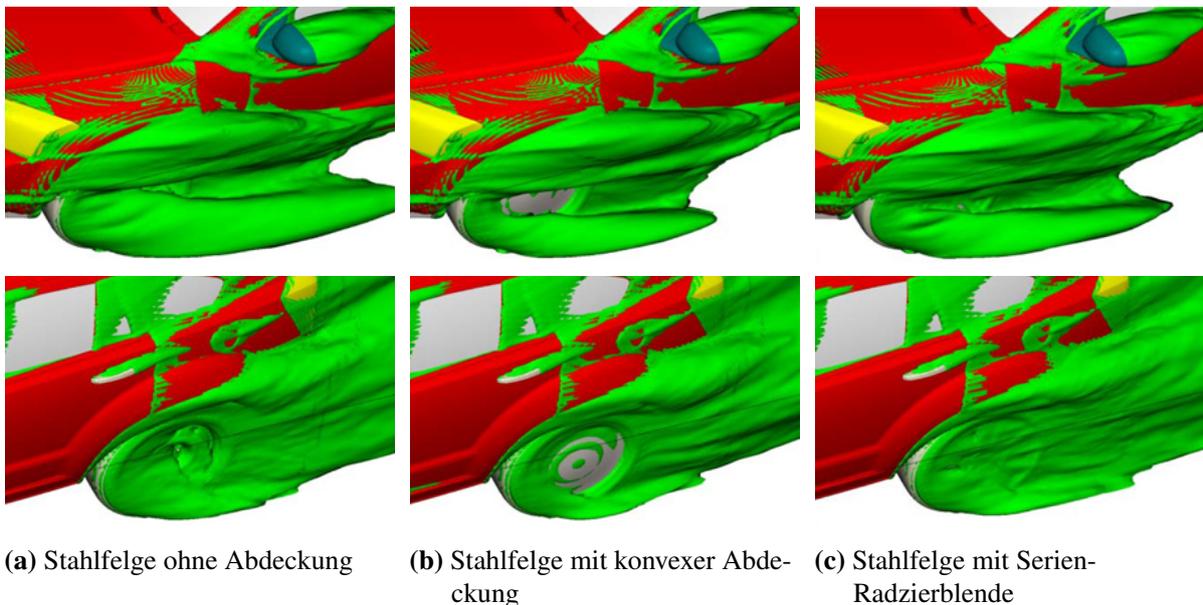
Neben der Gestaltung des Reifenprofils ist auch die der Reifenschulter entscheidend für die Radumströmung. Insbesondere die Form der äußeren Reifenschulter sowie der Übergang zur Seitenwand bestimmen die Ablöse- und Ablöse-Neigung auf der Reifenoberfläche, die Größe des Radnachlaufs und somit auch maßgeblich die aerodynamischen Eigenschaften (Wittmeier et al. 2013a, Wittmeier et al. 2014). Eine Vergrößerung des Radius der Reifenschulter um 2 mm führte in den Untersuchungen von Wittmeier et al. (2014) beispielsweise zu einer Luftwiderstandssenkung um  $\Delta c_W = -0,002$ . Ebenso sollte der Übergang zwischen Reifen und Felge strömungsgünstig (planar) gestaltet sein und es sollte auf eine Felgenschutzkante verzichtet werden.

Eine weitere Einflussgröße auf die Reifenaerodynamik stellt die Verformung des Reifens aufgrund der statischen und dynamischen Belastung dar. Die Fliehkräfte durch die Radrotation führen zu einer radialen Expansion und damit axialen Kontraktion des Reifens, dem eine Stauchung in Bodennähe aufgrund des Fahrzeugeigengewichts überlagert ist (Wickern et al. 1997, Landström et al. 2012). Der Reifeninnendruck bestimmt hierbei wesentlich das Ausmaß der Verformung (Wittmeier et al. 2013a). Die Auswirkungen der Reifenverformung auf den Luftwiderstand sind neben einer geänderten Neigung zur Strömungsablösung auch abhängig vom Grad der Schräganströmung und können somit an den Vorder- und Hinterrädern unterschiedlich sein (Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997). Die Versuche von Schnepf et al. (2015a) und Schnepf (2016) zeigen, dass sich die Größe des Ablösegebiets in der Nähe der Kontaktfläche von Reifen und Boden, auch Reifenaufstandsbereich genannt, mit steigender Radlast verringert.

Trotz des hohen Potentials zur Luftwiderstandsreduzierung werden die Konstruktionsspezifikationen für Reifen meist primär durch Themen wie Handling, Rollwiderstand, Bremsleistung und Lärm vorgegeben (Wittmeier und Kuthada 2015). Die aerodynamische Optimierung von Felgen greift hingegen im Allgemeinen stark in das Design und damit in das Erscheinungsbild des Fahrzeugs ein. Wittmeier und Kuthada (2015) konnten in Windkanalversuchen mit einem Serienfahrzeug eine Luftwiderstandsreduzierung um 5 % durch das Verschließen der 16"-Stahlfelgen mithilfe einer Serien-Radzierblende erzielen. Durch eine vollständig geschlossene, flache Radabdeckung kann das Potential verdoppelt werden. In den Ausrollversuchen eines Serienfahrzeugs von Duncan et al. (2010b) stellte sich eine konvexe Abdeckung als aerodynamisch günstig heraus. Die Begründung hierfür lieferten Strömungssimulationen mit dem Strömungslöser PowerFLOW (siehe Abschn. 4.1), die zeigten, dass die konvexe Abdeckung ein Wiederanlegen der Strömung an der hinteren Reifenschulter ermöglicht (siehe **Abb. 2.13 - 2.14**). Während das Wiederanlegen an den Hinterrädern nahezu über die gesamte Höhe der Felgenabdeckung erfolgt, kann dieses an den Vorderrädern nur in



**Abb. 2.13:** Umströmung unterschiedlicher Felgen an einem Serienfahrzeug, visualisiert durch die Geschwindigkeitsverteilung und mittels projizierter Stromlinien in einer horizontalen Ebene nach Duncan et al. (2010b)



**Abb. 2.14:** Vergleich der Strömungsablösungen an den Vorder- (obere Zeile) und Hinterrädern (untere Zeile) eines Serienfahrzeugs in Abhängigkeit von den verwendeten Felgen mithilfe von Isoflächen des Totaldrucks  $C_{p,tot} = 0$  nach Duncan et al. (2010b)

der unteren Radhälfte beobachtet werden (siehe **Abb. 2.14b**). Ohne eine Abdeckung weist die Stahlfelge einen höheren Luftwiderstand als die untersuchte Serien-Aluminiumfelge auf, was damit begründet werden kann, dass die Stahlfelge ohne eine Abdeckung am weitesten von der aerodynamisch günstigen konvexen Form abweicht.

Die Untersuchungen von Landström et al. (2011b) bestätigen zwar eine maximale Widerstandsreduktion durch das vollständige Verschließen der Felgen an den Hinterrädern, jedoch führt eine Abdeckung der vorderen Felgen zu negativen Interferenzen mit der Motorraumdurchströmung sowie Heckströmung. Die ins Radhaus einströmende Motorkühlluft durchströmt nicht mehr die Felge, sondern tritt vermehrt im hinteren Teil des Radhauses

Richtung Unterboden aus, sodass sich die Anströmung der Hinterräder sowie deren lokaler Widerstandsanteil erhöhen. An den Vorderrädern haben sich der Verschluss des äußeren Felgenbereichs und das Öffnen des inneren Bereichs als widerstandsminimierend erwiesen.

Um den Luftwiderstand eines bestimmten Felgendesigns ohne physische Modelle vorhersagen zu können, untersuchten Landström et al. (2011a) eine Vielzahl an verschiedenen Felgendesigns im Windkanal und entwickelten auf Basis der Messergebnisse ein lineares Regressionsmodell in Abhängigkeit von acht Geometrieparametern. Die gewählten Parameter beschreiben u. a. die Gestaltung des Felgenprofils, den Speichenradius, die allgemeine Speichenform und -größe sowie die Fläche der Felgenöffnungen, die durchströmt werden können. Aufgrund bisher nicht berücksichtigter Einflussparameter (z. B. Reifen- oder Fahrzeugtyp) sowie des nichtlinearen Charakters einzelner Geometrieparameter zeigte das Modell nur eine unzureichende Vorhersagegenauigkeit mit Abweichungen von bis zu  $\Delta c_W = 0,004$  zwischen Prognose und Messung.

Eine weitere grundlegende Erkenntnis ist, dass die aerodynamischen Eigenschaften von Felgen und Reifen sich gegenseitig beeinflussen (Wickern et al. 1997, Hobeika et al. 2013, Wittmeier und Kuthada 2015). Verursacht die Reifenform eine starke Strömungsablösung, sodass sich die Felge im Ablösegebiet befindet, verringert sich der Einfluss der Felgengeometrie auf den Luftwiderstand. Im Gegensatz dazu ist das Potential einer Felgenabdeckung bzw. -optimierung bei einer strömungsgünstig gestalteten Reifenschulter im Allgemeinen höher (Wittmeier et al. 2014, Wittmeier und Kuthada 2015). Wittmeier et al. (2014) nennen die folgenden Maßnahmen, die eine möglichst ablösefreie Radumströmung begünstigen:

- Ausführung eines möglichst großen Radius an der äußeren Reifenschulter sowie Vermeidung von umlaufenden Ecken und Kanten,
- Vermeidung von einer aufgeprägter Beschriftung der Reifenseitenwand,
- Reduzierung der Reifenbreite,
- Erhöhung des Verschlussgrads<sup>9</sup> der Felge und
- Reduzierung von dreidimensionalen Geometrieänderungen im Felgenprofil (möglichst glatte Flächen, geringe Krümmung hin zur Felgenmitte).

Felgen und Reifen sollten folglich stets in Kombination optimiert werden, um das maximale aerodynamische Potential zu erreichen (Wittmeier und Kuthada 2015). Nach Landström et al. (2011b) ist es hierbei durchaus möglich, dass das globale Widerstandsoptimum durch ein unterschiedliches Felgendesign an den Vorder- und Hinterrädern erzielt wird.

Bisher unerwähnt war der Einfluss der Reifen und Felgen auf eine spezielle Form des aerodynamischen Widerstands, die in der Definition des Luftwiderstands keine Berücksichtigung findet, jedoch den Fahrwiderstand des Fahrzeugs erhöht. Dieser sogenannte Ventilationswiderstand soll im Folgenden näher erläutert werden.

---

<sup>9</sup> Anteil der Felgenstirnfläche, die verschlossen ist

### 2.2.4 Ventilationswiderstand

Der Ventilationswiderstand ist ein aerodynamisches Moment um die Drehachse des Rads, das der Rotation entgegenwirkt und zusätzlich zum Luftwiderstand den Fahrwiderstand erhöht. Die Ursachen sind zum einen eine inhomogene Druckverteilung am Rad, die zu Kraftanteilen entgegen der Rotationsrichtung führt (Hobeika et al. 2014). Eine Inhomogenität der Druckverteilung wird nach Pfadenhauer et al. (1996) durch die folgenden Phänomene hervorgerufen:

- die aus der Radumströmung resultierenden, aerodynamischen Kräfte, die momentenbehaftet (mit einem Abstand zur Rotationsachse) am Rad angreifen,
- den „Fan-Blade-Effekt“, der aus dem Volumenstrom durch die Felge resultiert und in Abhängigkeit von der Felgegeometrie ein Moment am Rad hervorruft.

Eine weitere Ursache des Ventilationswiderstands stellt die Oberflächenreibung an den rotierenden Reifen, Felgen und Bremsscheiben dar, wobei die Reibkräfte auf der Reifenoberfläche den größten Widerstandsanteil liefern. Einen großen Einfluss auf den Ventilationswiderstand haben zudem offene Felgendesigns, die große Druckgradienten in Umfangsrichtung bedingen. Die Druck- und Scherkräfte, die direkt an der Bremsscheibe angreifen, sind hingegen vernachlässigbar gering, wobei jedoch der Einfluss auf die Radhausströmung und somit andere rotierende Bauteile berücksichtigt werden sollte (Hobeika et al. 2014).

Um den Ventilationswiderstand mit dem Luftwiderstand vergleichen zu können, definieren Hobeika et al. (2014) eine äquivalente Ventilationskraft

$$F_{\text{Vent}} \equiv \frac{\sum_{i=1}^4 M_{\text{Vent},i} \cdot \omega_i}{U_{\infty}}, \quad (2.3)$$

die in axialer Richtung auf das Fahrzeug wirkt. Sie ist abhängig von den Ventilationsmomenten  $M_{\text{Vent},i}$  und Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_i$  der vier Räder sowie der Anströmgeschwindigkeit. Neben dem Luftwiderstandsbeiwert (siehe Gl. 2.2) wird auch ein dimensionsloser Ventilationswiderstandsbeiwert

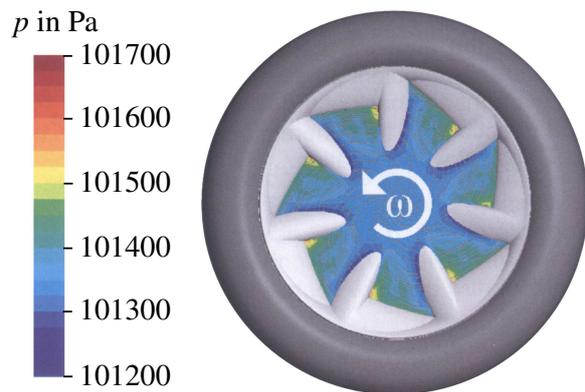
$$c_{\text{Vent}} \equiv \frac{F_{\text{Vent}}}{\frac{\rho}{2} U_{\infty}^2 A_c} \quad (2.4)$$

eingeführt, deren Summe den aerodynamischen Gesamtwiderstandsbeiwert ergibt:

$$c_{\text{aero,ges}} \equiv c_W + c_{\text{Vent}} \quad (2.5)$$

Analog zum Luftwiderstand steigt auch der Ventilationswiderstand mit dem Quadrat der Anströmgeschwindigkeit (Pfadenhauer et al. 1996). Der Ventilationswiderstand findet bei dem konventionellen Messprinzip eines Windkanals mit 5-Band-System und externer Waage keine Berücksichtigung und hat somit keinen Anteil am Gesamtluftwiderstand. Dieser kann nur durch eine mehrstufige Messprozedur abgeschätzt werden.

Es existieren bereits einige publizierte Studien zur Optimierung von Felgendesigns hinsichtlich des Ventilationswiderstands. Modlinger et al. (2008) konnten in ihren Untersuchungen zeigen, dass durch eine dreidimensionale, keilförmige Gestaltung des äußeren Felgenbereichs sowie abgerundete Speichenvorderkanten der Druckgradient zwischen der Vorder- und Rückseite der Felgenspeichen (bezogen auf die Rotationsrichtung) verringert werden kann (siehe **Abb. 2.15**). Numerische Berechnungen von Modlinger et al. mithilfe eines Serienfahrzeugmodells ohne externe Anströmung haben ergeben, dass der Ventilationswiderstand durch die strömungsgünstigen Speichenprofile, die eine bestimmte Laufrichtung besitzen, derart reduziert wird, dass hieraus eine äquivalente Luftwiderstandsreduzierung um etwa 3 % im Vergleich zur besten Serienfelge resultiert. Durch zusätzliche Messungen des optimierten Felgendesigns auf einem Einzelrad-Flachbandprüfstand (ebenfalls ohne externe Anströmung) zeigten Modlinger et al. zudem, dass die Widerstandsreduzierung im Gesamtfahrzeugverbund größer ist als bei einem Einzelrad.



**Abb. 2.15:** Hinsichtlich des Ventilationswiderstands durch Modlinger et al. (2008) optimiertes Felgendesign

## 2.3 Schwerpunkt und Zielsetzung

Im Folgenden werden die Erkenntnisse aus den vorigen Abschnitten zur Aerodynamik im Rad- und Radhausbereich von Pkw zusammengefasst. Anschließend werden die Ziele und Schwerpunkte dieser Arbeit sowie offene Forschungsfragen abgeleitet.

### 2.3.1 Zusammenfassung bisheriger Forschungsarbeiten

Der Rad- und Radhausbereich gehört seit den 1970er Jahren zu den Forschungsschwerpunkten in der Fahrzeugaerodynamik, da hier etwa ein Drittel des Gesamtluftwiderstands generiert wird (Mercker et al. 1991, Pfadenhauer et al. 1996, Wickern et al. 1997). Folglich gibt es schon seit Jahrzehnten das Bestreben, die physikalischen Strömungsmechanismen zu verstehen und zu optimieren. Der Umfang und die Aussagekraft der Untersuchungen stieg allerdings erst mit der Entwicklung geeigneter Werkzeuge, wie eine realitätsnahe Bodensimulationstechnik und instationäre Berechnungsprogramme (Wiedemann und Potthoff 2003, Wickern et al. 2003, Blumrich et al. 2013, Schütz et al. 2013a).

**Bedeutung der Rad- und Bodensimulation** Bisherige aerodynamische Untersuchungen verdeutlichen, dass für eine hinreichend genaue Simulation der Straßenfahrt eines Pkw rotierende Räder mit Bodenkontakt, ein relativ zum Fahrzeug bewegter Boden sowie eine Grenzschichtkonditionierung zwingend erforderlich sind (Wiedemann und Potthoff 2003,

Wickern et al. 2003, Wäschle 2007, Modlinger et al. 2008). Der Grund hierfür ist, dass die Bodensimulationstechnik einen maßgeblichen Einfluss sowohl auf die lokale Strömungstopologie, als auch auf die Gesamtfahrzeugströmung und die integralen aerodynamischen Kräfte besitzt (Mercker et al. 1991, Potthoff und Fiedler 1995, Pfadenhauer et al. 1996). Aufgrund der starken Interferenzwirkung sollten Optimierungen im Radhaus-, Unterboden- und Heckbereich daher immer in Windkanälen mit Rad- und Bodensimulation durchgeführt werden (Elofsson und Bannister 2002, Wäschle 2007).

**Abhängigkeit der Strömungstopologie von der Fahrzeugkonfiguration** In der Literatur existiert bereits ein fundamentales Verständnis der Strömungstopologie eines frei angeströmten Einzelrads sowie von Rädern an vereinfachten Modellen (z. B. Fackrell und Harvey 1975, Fabijanic 1996, Axon et al. 1998, Skea et al. 2000, Wäschle 2007, Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011, Schnepf 2016, Haag et al. 2017). Allgemeingültige Erkenntnisse zur deutlich komplexeren Radhausströmung eines Serienfahrzeugs mit Motorraumdurchströmung und detailliertem Unterboden sind hingegen nur spärlich vorhanden. Bereits durch eine radhausähnliche Abdeckung eines Einzelrads werden einzelne Radwirbel unterdrückt, wohingegen Wirbel im Inneren und an den Kanten des Radhauses auftreten (Fabijanic und George 1996). An dem Fabijanic-Modell ergeben sich somit acht grundlegende, zeitgemittelte Wirbelstrukturen, deren Position und Stärke teilweise von der Radhausgeometrie abhängig sind (Regert und Lajos 2007, Krajnović et al. 2011). Obgleich die Strömungstopologie an Rädern vereinfachter und realer Fahrzeuge zunächst ähnlich erscheinen mag, wird diese maßgeblich durch die individuelle Fahrzeugkonfiguration, z. B. Form und Länge des Vorderwagens, Rad- und Radhausgeometrie, Standhöhe, Unterbodenbeschaffenheit sowie Motor- und Bremsenkühlkonzept, bestimmt. Die Radwirbelmodelle aus der Literatur können daher nicht auf alle Fahrzeugtypen übertragen werden. Die Einflussgrößen werden im Folgenden zusammengefasst.

**Lokale Einflussgrößen der Radhausströmung** Die aerodynamischen Eigenschaften eines Rads werden maßgeblich durch die lokalen Anströmbedingungen bestimmt (Cogotti 1983), wobei die Gestaltung des Vorderwagenüberhangs eine wesentliche Einflussgröße darstellt (Fabijanic 1996, Fabijanic und George 1996, Regert und Lajos 2007). Eine Verkürzung des Vorderwagenüberhangs führt im Allgemeinen zu einer Erhöhung des Schräganströmwinkels (Regert und Lajos 2007). Mit wachsender Schräganströmung nimmt wiederum die Asymmetrie des Radnachlaufgebiets und somit der resultierende Luftwiderstand zu (Morelli 1969, Cogotti 1983, Cogotti 1992, Fabijanic 1996, Fabijanic und George 1996). Potthoff und Fiedler (1995) und Pfadenhauer et al. (1996) konnten zudem zeigen, dass die Raddrehung in Abhängigkeit von dem Grad der Schräganströmung einen gegensätzlichen Effekt auf den Luftwiderstand, d. h. widerstandsreduzierend oder -steigernd, haben kann. Dies lässt vermuten, dass die Wirkung von Maßnahmen von der fahrzeugspezifischen Konfiguration und den daraus resultierenden lokalen Anströmbedingungen abhängig ist.

Auch wenn die Empfehlungen von Wittmeier et al. (2014) zur aerodynamischen Gestaltung von Pkw-Felgen und -Reifen (siehe Abschn. 2.2.3) einen allgemeingültigen Charakter besitzen, ist die Höhe des Verbesserungspotentials der einzelnen Maßnahmen stark von den Anströmbedingungen der jeweiligen Fahrzeugkonfiguration abhängig. Da der Widerstands-

teil der Felgen und Reifen etwa 10 % des Gesamtluftwiderstands darstellt, folgt hieraus ein entsprechend hohes Verbesserungspotential (Wittmeier und Kuthada 2015). Der hohe Luftwiderstandsanteil der Reifen ist im wesentlichen durch ihre Grundform begründet (Potthoff und Fiedler 1995). Insbesondere die Vorderräder bedingen aufgrund ihrer asymmetrischen Anströmung einen hohen Luftwiderstand. Die Form der äußeren Reifenschulter bestimmt die Ablöseneigung der Strömung im unteren Reifenbereich und somit die Größe des Nachlaufgebietes (Wittmeier et al. 2013a, Wittmeier et al. 2014). Einen weiteren aerodynamisch relevanten Geometrieparameter stellt das Reifenprofil dar. Die im Bereich der Längs- und Querrillen auftretenden Druckgradienten und kleinskaligen Ablösungen beeinflussen die aerodynamischen Eigenschaften des Reifens, den Radnachlauf und damit den Luftwiderstand des Fahrzeugs (Hobeika et al. 2013, Wittmeier 2014).

Von zentraler Bedeutung ist die Erkenntnis, dass sich die aerodynamischen Eigenschaften von Felgen und Reifen gegenseitig beeinflussen (Wickern et al. 1997, Hobeika et al. 2013, Wittmeier und Kuthada 2015). Das Potential einer Felgenoptimierung ist bei einer strömungsgünstig gestalteten Reifenschulter (mit vergleichsweise geringer Strömungablösung) im Allgemeinen höher (Wittmeier et al. 2014, Wittmeier und Kuthada 2015). Felgen und Reifen sollten daher stets gemeinsam optimiert werden mit dem Ziel, die Ablösegebiete zu reduzieren (Wittmeier und Kuthada 2015). Eine runde Reifenschulter (Wittmeier et al. 2013a, Wittmeier et al. 2014) sowie eine konvexe Felgenabdeckung (Duncan et al. 2010b) haben sich hierbei als besonders effektiv erwiesen. Neben einem hohen Verschlussgrad der Felge sollte eine möglichst glattflächige und wenig dreidimensionale Gestaltung des Speichenprofils angestrebt werden.

**Globale Interferenzen** Die bereits angesprochenen Interferenzen der Radhausströmung mit anderen Strömungsregionen können sich dahingehend äußern, dass die Wirkung von Maßnahmen lokal und global unterschiedlich sein kann. Die Untersuchungen von Landström et al. (2011b) zeigen beispielsweise, dass ein Verschluss der Felgen an den Vorderrädern zwar zu einer lokalen Widerstandsreduzierung führt, jedoch Wechselwirkungen mit der Motorraumdurchströmung und Heckströmung eine ungünstigere Anströmung der Hinterräder und somit in diesem Bereich eine lokale Widerstandserhöhung zur Folge haben. Ebenso wie die lokalen Strömungseffekte sind die aerodynamischen Wechselwirkungen zwischen der Radhausströmung und der Gesamtfahrzeugströmung nicht generalisierbar aufgrund zahlreicher fahrzeugspezifischer Einflussfaktoren. Interferenzeffekte wurden in bisherigen Studien nicht vollumfänglich untersucht.

### 2.3.2 Forschungsschwerpunkt und Ziele

Auf Basis des aktuellen Forschungsstands lässt sich eine zentrale Charakteristik der Fahrzeugaerodynamik ableiten: Die potentielle Diskrepanz zwischen lokalen und globalen Strömungseffekten. Die hiermit einhergehende Schwierigkeit einer aerodynamischen Bewertung von einzelnen Strömungsphänomenen, Einflussgrößen und Maßnahmen stellt das Kernthema dieser Arbeit dar.

**Notwendigkeit fahrzeugspezifischer Untersuchungen** Der vorangegangene Abschnitt verdeutlicht, dass die Strömungsanalyse und Maßnahmenentwicklung im Radhausbereich von Serienfahrzeugen typ- bzw. konfigurationsabhängig erfolgen muss, da eine Ableitung allgemeingültiger Aussagen aufgrund der hohen Komplexität, zahlreichen Einflussgrößen und Interferenzeffekte nicht möglich ist. Durch eine Analyse der spezifischen Entstehungsmechanismen einzelner Strömungsstrukturen im Radhausbereich eines VW Golf 7 soll daher deren Geometrieabhängigkeit untersucht werden. Das Ziel ist es, die wesentlichen Strömungsstrukturen im Radhausbereich eines Serienfahrzeugs zu bestimmen und somit ein möglichst allgemeingültiges Bild der Strömungstopologie zu erhalten.

**Verknüpfung von Strömungsstrukturen und aerodynamischen Kräften** Die Beschreibung der Hauptcharakteristiken der Radhausströmung am Beispiel des Golf 7 bildet einen Schwerpunkt der Untersuchungen. Der Fokus liegt hierbei auf der Analyse der Wirbeltopologie. Um den Einfluss lokaler Strömungsstrukturen auf den Luftwiderstand zu bestimmen und diese gezielt zu reduzieren, ist ein Verständnis der Verlustmechanismen von zentraler Bedeutung. Das Ziel ist es, eine Verbindung zwischen dem lokalen Strömungsfeld und den aerodynamischen Kräften herzustellen, um dominante Strömungsstrukturen identifizieren zu können. Hierzu wird die sogenannte Fernfeldmethode, die zur Berechnung der aerodynamischen Kräfte an Schaufel- oder Flügelprofilen eingesetzt wird, auf den fahrzeugaerodynamischen Berechnungsfall übertragen. Durch die Identifizierung der widerstandsbestimmenden Strömungsstrukturen sollen Optimierungspotentiale am Beispiel des Versuchsfahrzeugs abgeleitet werden.

**Entwicklung luftwiderstandsreduzierender Maßnahmen** Aufbauend auf den Erkenntnissen der Strömungsanalyse sollen Maßnahmen im Radhausbereich zur Luftwiderstandsreduzierung abgeleitet und hinsichtlich ihrer lokalen und globalen Wirkung bewertet werden. Die Bewertung erfolgt in erster Linie mittels numerischer Berechnungen. Zusätzlich werden für ausgewählte Fahrzeugkonfigurationen Versuche im Windkanal durchgeführt. Das übergeordnete Ziel ist eine möglichst fahrzeugübergreifende Optimierung der Radhausströmung, um so einen Beitrag zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der damit verbundenen CO<sub>2</sub>-Emissionen der Fahrzeugflotte zu leisten.

**Forschungsfragen** Auf Basis des aktuellen Forschungsstands sowie der definierten Ziele lassen sich die folgenden Forschungsfragen ableiten, die in Kap. 7 beantwortet werden:

- i) *Welche Methode zur Modellierung der Radrotation zeigt die höchste Simulationsgüte?*
- ii) *Welche Verlustmechanismen bestimmen den Luftwiderstand des Fahrzeugs? Welche Rolle nehmen hier lokale Strömungsstrukturen ein?*
- iii) *Gibt es periodisch ablösende Wirbel im Radhausbereich?*
- iv) *Kann ein Zusammenhang zwischen lokalen Strömungsstrukturen und den am Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräften hergestellt werden?*
- v) *Welches sind die widerstandsbestimmenden Wirbel im Radhausbereich?*

- 
- vi) *Ist die Dominanz der Strömungsstrukturen im Radhausbereich von der Fahrzeugkonfiguration abhängig?*
  - vii) *Wie kann die Fernfeldmethode zur Entwicklung von Maßnahmen eingesetzt werden?*
  - viii) *Wo sind hohe Optimierungspotentiale im Radhausbereich und welche Maßnahmen lassen sich hieraus ableiten?*
  - ix) *Welche Interferenzen der Radhausströmung mit anderen Strömungsbereichen gibt es und welche bestimmen den Luftwiderstand?*



## 3 Werkzeuge: Experiment und Simulation

Den Schwerpunkt dieses Kapitels bildet die Beschreibung der Werkzeuge, die zur Strömungsanalyse und Maßnahmenentwicklung genutzt werden. In Abschn. 3.1 werden zunächst die Versuchsanlagen sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt. Hierzu zählen Oberflächendruckmessungen und Vermessungen des lokalen Strömungsfelds. Im Anschluss daran werden in Abschn. 3.2 die Besonderheiten des Strömungslösers SIMULIA PowerFLOW<sup>®</sup> sowie Grundlegendes zum Aufbau der Simulationsmodelle erläutert. Der Fokus liegt auf der Simulation der Radrotation mithilfe unterschiedlicher Modellierungsansätze. In Abschn. 3.3 werden Größen und Verfahren zur Fehleranalyse der (zeitgemittelten) Mess- und Simulationsergebnisse definiert, die nachfolgend zur Bewertung der Simulationsgüte des Berechnungsmodells verwendet werden.

### 3.1 Versuchsanlagen und Messtechnik

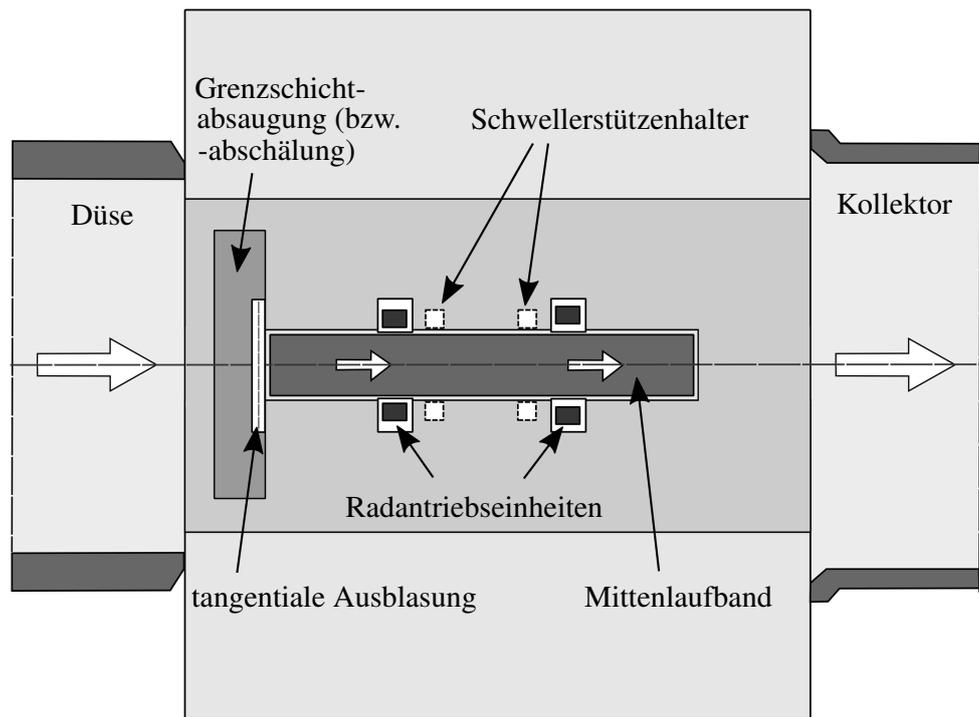
#### 3.1.1 Fahrzeugwindkanal

Die CFD-Validierungs- und Entwicklungsmessungen wurden im Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) sowie im Aerodynamik-Aeroakustik-Kanal (kurz: AAK) der Volkswagen AG durchgeführt (siehe **Abb. 3.1**). Beide Niedergeschwindigkeitskanäle Göttinger Bauart gehören zu den weltweit modernsten ihrer Art und besitzen eine horizontale, geschlossene Luftführung mit einer offenen Freistrahlmessstrecke. Die Düsenquerschnitte betragen  $22,45 \text{ m}^2$  im FKFS und  $24 \text{ m}^2$  im AAK, woraus sich ein Verblockungsgrad durch das Versuchsfahrzeug von unter 10 % ergibt (Wiedemann und Potthoff 2003).



**Abb. 3.1:** Fahrzeugwindkanal von Volkswagen

Zur Abbildung einer realen Straßenfahrt sind beide Windkanäle mit einem 5-Band-Bodensimulations- sowie Grenzschichtkonditioniersystem ausgestattet (siehe **Abb. 3.2**), bei dem sich ein breites Stahllaufband, auch Mittenlaufband genannt, zwischen den Fahrzeuspuren befindet und die translatorische Bewegung des Bodens simuliert. Vier zusätzliche, individuelle Radantriebseinheiten stellen die Rotation der Fahrzeugräder sicher. Die Laufbänder



**Abb. 3.2:** Schematische Darstellung der Messstrecke eines Fahrzeugwindkanals mit 5-Band-Bodensimulationssystem und Grenzschichtkonditionierung

der Radantriebseinheiten sowie die vier zur Fesselung des Fahrzeugs notwendigen Schwellerstützenhalter sind mit der Unterflur-Bodenwaage verbunden und nehmen die auf das Versuchsfahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräfte auf. Neben der Fesselung und Kraftaufnahme kann mithilfe der Schwellerstützenhalter zudem die Standhöhe des Fahrzeugs eingestellt werden (Wiedemann und Potthoff 2003). Die Grenzschichtkonditionierung erfolgt durch eine Kombination aus Absaugung (bzw. Abschälung) und tangentialer Ausblasung vor der Messstrecke, um zusätzlich zur Laufbandanlage die Ausbildung einer Bodengrenzschicht weitestgehend zu reduzieren (Wiedemann und Potthoff 2003, Wickern et al. 2003, Blumrich et al. 2013).

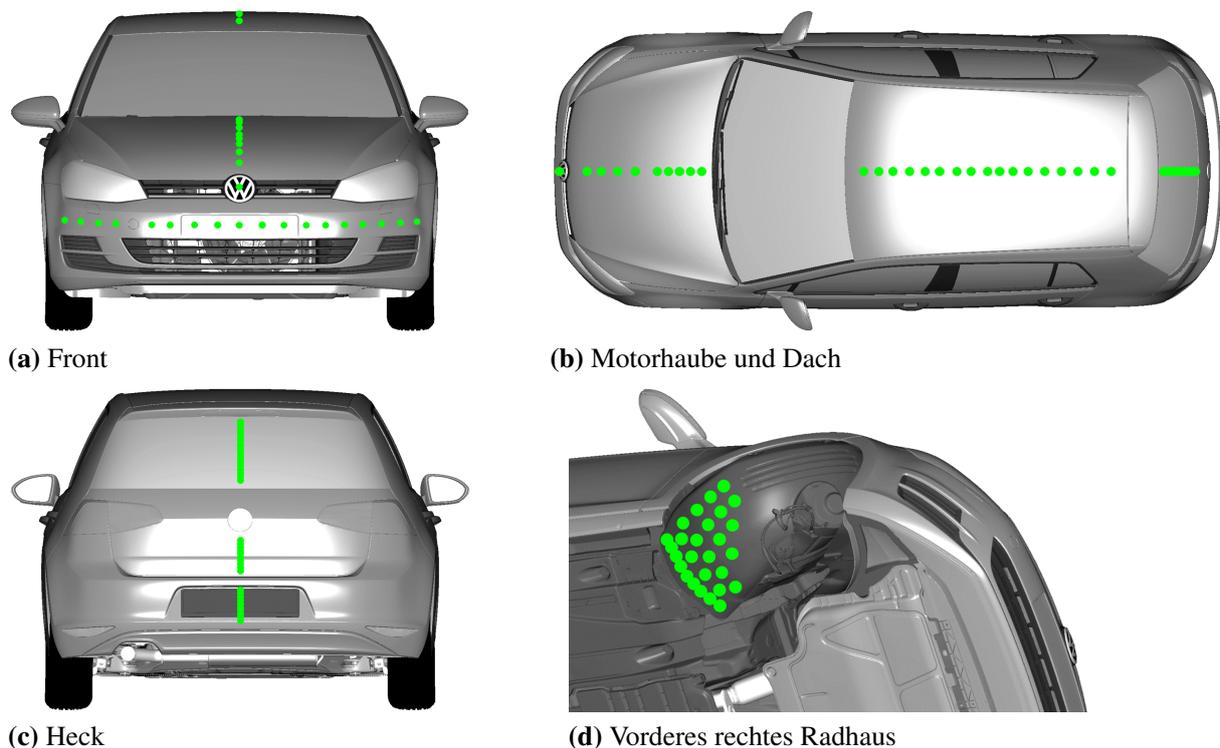
Bei dem Versuchsfahrzeug handelt es sich um einen VW Golf 7 1.6l 77 kW TDI BlueMotion, der im Frontspoilerbereich modifiziert und mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet worden ist. Zusätzlich zur Ermittlung der auf das Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräfte wird auch das lokale Strömungsfeld in charakteristischen Bereichen vermessen. Diese Messungen umfassen statische Drücke auf der Fahrzeugoberfläche, den Luftmassenstrom hinter dem Kühlerpaket sowie das dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld im vorderen und hinteren Radnachlauf. Im Folgenden werden die einzelnen Messverfahren beschrieben.

### 3.1.2 Oberflächendruckmessung am Versuchsfahrzeug

Die Messung des Drucks spielt eine zentrale Rolle in der Aerodynamik, da sich aus der Oberflächendruckverteilung eines umströmten Körpers dessen Luftwiderstand und Auftrieb

bestimmen lassen. Bei inkompressiblen Strömungen lassen sich zudem Informationen über das mittlere Geschwindigkeitsfeld sowie lokale Wandreibungskräfte ableiten (Nitsche und Brunn 2006). Im Rahmen dieser Untersuchungen dienen die ermittelten Druckmessdaten insbesondere der Validierung des CFD-Modells (siehe Abschn. 4.2.3).

**Wanddruckbohrungen** Mithilfe von insgesamt 78 Wanddruckbohrungen mit einem Innendurchmesser von 1 mm wird der statische Druck an verschiedenen Positionen des Versuchsfahrzeugs gemessen (siehe **Abb. 3.3**). Die Messstellen (MS) befinden sich im Bereich des vorderen Stoßfängers (18 MS), im zentralen Längsschnitt des Fahrzeugs (10 MS im Frontbereich, 17 MS auf dem Dach) sowie im vorderen rechten Radhaus (33 MS).



**Abb. 3.3:** Wanddruckbohrungen am Versuchsfahrzeug

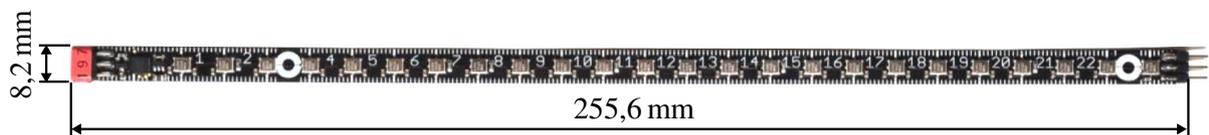
Die Wanddruckbohrungen sind mit elektronischen Druckaufnehmern „ESP-32HD“ der Firma „Pressure System Inc.“ verbunden. Das Druckmesssystem erreicht bei einem maximalen Messbereich von etwa  $\pm 7$  kPa eine Genauigkeit von  $\pm 4,2$  Pa (A-Tech 2020). Die Verbindungsschläuche zwischen Wandbohrung und Druckaufnehmer haben einen Innendurchmesser von 1,4 mm und eine Länge von etwa 2 m. Die aus der Verschlauchung resultierende Dämpfung des Messsignals führt nach Schröck (2012) zu einer Verringerung der zeitlichen Auflösung des Messsystems auf etwa 10 Hz. Zur Ermittlung der stationären Anteile werden die Messdaten über eine Zeitdauer von 20 s gemittelt. Da nach der Prandtl’schen Grenzschichthypothese der statische Druck über die Höhe der Wandgrenzschicht nahezu konstant ist, entsprechen die Messwerte den lokalen, statischen Drücken der Außenströmung (Nitsche und Brunn 2006).

**Druckmessstreifen** Im Heckbereich des Versuchsfahrzeugs werden digitale Druckmessstreifen (DMS) von „4Jtech s.r.o.“<sup>1</sup> angebracht, die aus einer flexiblen Leiterplatte mit 10 bzw. 24 Absolutdrucksensoren bestehen und eine maximale Höhe von 1,1 mm aufweisen. In Summe resultieren hieraus 44 zusätzliche Druckmesspunkte.

Da der Messbereich neben dem Differenz- auch den Referenzluftdruck abdecken muss, ergeben sich hohe Genauigkeitsanforderungen an die Sensoren (Filipský et al. 2015). Jeder DMS enthält einen Mikrocontroller, der mit den Drucksensoren kommuniziert und die Daten über einen digitalen Kommunikationsbus weiterleitet. Die Verwendung einer Buschnittstelle ermöglicht es, mehrere DMS über ein einziges Kabel anzuschließen (Filipský et al. 2015). Der Nachteil ist jedoch, dass der Kommunikationsbus den Datendurchsatz begrenzt, sodass mit steigender Anzahl verbundener DMS die Datenauslesefrequenz reduziert und nicht mehr mit der internen Abtastfrequenz von 10 Hz ausgelesen wird (4Jtech 2015). In **Abb. 3.5** und **Tab. 3.1** sind die wesentlichen Abmessungen und Daten der DMS-Technik zusammengefasst.



**Abb. 3.4:** DMS zur Messung des statischen Drucks im Mittelschnitt des Hecks



**Abb. 3.5:** DMS von 4Jtech mit 24 statischen Druckmessstellen (Filipský et al. 2015)

**Tab. 3.1:** Eigenschaften der verwendeten Druckmessstreifen (Filipský et al. 2015, 4Jtech 2015)

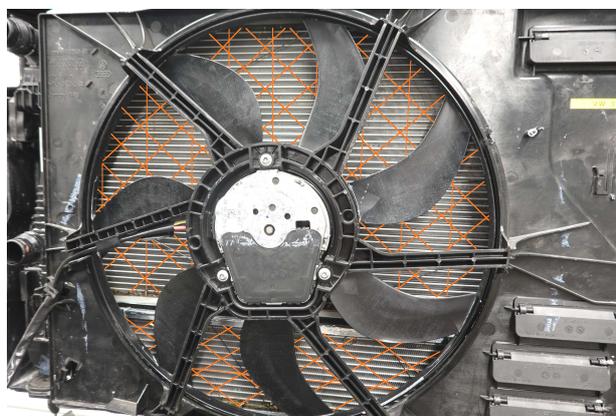
Messbereich	Druck	93 kPa...107 kPa
	Temperatur	15 °C...40 °C
	Abtastfrequenz	≈3 Hz
Genauigkeit	Druck (ges. Messbereich)	<10 Pa
	Rauschen	±5 Pa

<sup>1</sup> „4Jtech s.r.o.“ wurde im Jahr 2015 als „Spin-off“-Unternehmen der Tschechischen Technischen Universität in Prag, Abteilung für Strömungsmechanik und Thermodynamik, gegründet.

### 3.1.3 Messung des Kühlluftmassenstroms

Der Luftmassenstrom, der durch den oberen und unteren Kühlluft eintritt in den Motorraum einströmt, durch die Kühlerpakete geleitet wird und somit der Wärmeaufnahme aus dem Kühlmittelkreislauf dient, wird mithilfe von Hitzdrahtanemometern gemessen. Das allgemeine Funktionsprinzip der Hitzdrahtanemometrie (kurz: MCCA, *Multi Constant Current Anemometry*) besteht darin, dass ein dünner Metalldraht mithilfe einer elektrischen Brückenschaltung auf eine definierte Temperatur – deutlich oberhalb der Strömungstemperatur – aufgeheizt wird. Durch die Umströmung des Hitzdrahts und erzwungene Konvektion findet im Versuch ein von der Strömungsgeschwindigkeit abhängiger Wärmetransport in das Strömungsmedium statt. Mithilfe des temperaturabhängigen Widerstands der Hitzdrähte bzw. der erforderlichen elektrischen Heizspannung kann somit auf die Strömungsgeschwindigkeit geschlossen werden (Fiedler 1992, Nitsche und Brunn 2006).

Das im Rahmen dieser Untersuchungen verwendete MCCA-Messsystem wird aufgrund seiner geringen Bauraumanforderungen und Invasivität zwischen dem Motorkühlerlüfter und den Kühlerpaketen eingesetzt (siehe **Abb. 3.6**). Das Sensorsystem von „4Jtech s.r.o.“ zeichnet sich durch einen speziellen ebenen, netzartigen Aufbau mehrerer Hitzdrähte, ein sogenanntes Hitzdraht-Array, aus. Auf Basis einer konstanten Bestromung sowie der Zusammenhänge für die Winkelabhängigkeit von Hitzdrahtsignalen kann somit das inhomogene Geschwindigkeitsfeld in der Messebene bestimmt werden.



**Abb. 3.6:** Integration des MCCA-Messsystems zwischen dem Motorkühlerlüfter und den Kühlerpaketen

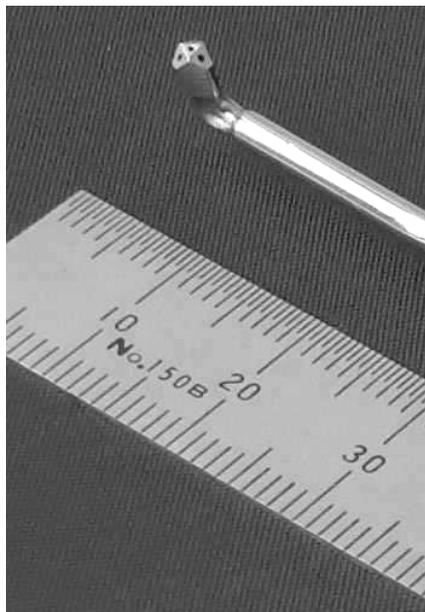
Durch die Integration des Geschwindigkeits- und Temperaturfelds können schließlich der Massen- und Wärmestrom in der Messebene ermittelt werden (4Jtech 2016). Da jeweils ein MCCA-Sensorsystem hinter den beiden Kühlerpaketen des Versuchsfahrzeugs eingesetzt ist, können die Massenströme separat gemessen werden. Die Daten des Sensors sind in **Tab. 3.2** aufgelistet. Voraussetzung für eine Messgenauigkeit von  $\pm 5\%$  ist eine zur Messebene senkrechte, stationäre Strömung (4Jtech 2016).

**Tab. 3.2:** Eigenschaften des MCCA-Messsystems nach 4Jtech (2016)

Messbereich	Strömungsgeschwindigkeit	0...15 m/s
	Temperatur	15 °C...125 °C
Genauigkeit	Strömungsgeschwindigkeit	<5 %
	mittlere Temperatur	$\pm 1$ K

### 3.1.4 Instationäre Vermessung des Radnachlaufs

Zur Validierung des CFD-Berechnungsmodells sowie weiteren Strömungsanalyse im Radhausbereich wird das dreidimensionale Geschwindigkeitsfeld an konkreten Messpunkten in den Radnachläufen mithilfe einer speziellen Vierloch-Drucksonde von „TurbulentFlow Instrumentation“ (TFI), der sogenannten Kobrasonde aus **Abb. 3.7a**, vermessen. Die Messpunkte befinden sich in Ebenen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung im Nachlauf des rechten Vorder- und Hinterrads. Das Verfahren der Drucksonde während des Messbetriebs wird durch ein Traversiersystem gewährleistet (siehe **Abb. 3.7b**). Durch die Verwendung dieses speziellen Sondentyps können u. a. die drei Komponenten des Geschwindigkeitsvektors und der statische Druck der Anströmung in einem Bereich von  $\pm 45^\circ$  zur Sondenachse in Echtzeit gemessen werden. Da die Druckaufnehmer direkt im Sondenkörper verbaut sind, werden Abtastraten von 5 kHz erreicht, wodurch eine Vermessung turbulenter Strömungen ermöglicht wird. Durch die spezielle Anordnung der vier Druckbohrungen (mit einem Innendurchmesser von 0,5 mm) auf dem facettierten Sondenkopf und mithilfe von Kalibrierungstabellen kann den Druckdifferenzen ein momentaner Geschwindigkeitsvektor sowie statischer Druck am Sondenkopf zugeordnet werden. Es erfolgt außerdem eine Linearisierung von Fluktuationen der gemessenen Drücke aufgrund der Verschlauchung zwischen Sondenkopf und Druckaufnehmern, sodass Amplitude und Phasenverzerrung des Signals korrigiert werden. Bis zu einem Turbulenzgrad von 30 % liegt die Messgenauigkeit somit in einem Geschwindigkeitsbereich von  $\pm 0,3$  m/s sowie einem Nick- und Gierwinkelbereich von  $\pm 1^\circ$  (TFI 2019). Die Eigenschaften und Abmessungen der verwendeten Kobrasonde sind in **Tab. 3.3** zusammengefasst.



(a) Detailansicht (TFI 2019)



(b) Messaufbau der Kobrasonden-Traverse

**Abb. 3.7:** Zur Bestimmung des instationären Geschwindigkeitsfelds im Radnachlauf verwendete Kobrasonde von TFI

**Tab. 3.3:** Eigenschaften der Kobrasonde nach TFI (2019)

Messbereich	Geschwindigkeit	2 m/s...100 m/s
	Strömungswinkel	$\pm 45^\circ$
	Abtastfrequenz	0...2 kHz
Genauigkeit	Geschwindigkeit	$\pm 0,3$ m/s
	Strömungswinkel	$\pm 1^\circ$
Abmessungen	Länge	155 mm
	max. Durchmesser	14 mm
	Sondenkopfdicke	2,6 mm

### 3.2 Numerische Simulation mit SIMULIA PowerFLOW®

Die numerische Strömungssimulation bietet die Möglichkeit, im gesamten Strömungsgebiet alle relevanten Strömungsgrößen mit vertretbarem Aufwand zu berechnen. Der Anspruch ist hierbei, die Straßenfahrt von realen Fahrzeugen gleichwertig zum Windkanal mit Bodensimulation abzubilden. Da die Umströmung eines rotierenden Rads von starken Ablösungen und Verwirbelungen dominiert wird, liegt der Fokus bei der Wahl der numerischen Methode auf der Lösung großskaliger, instationärer Strömungsstrukturen (Kotapati et al. 2009).

Für die numerischen Simulationen wird der auf der Lattice-Boltzmann-Methode (LBM) basierende, instationäre Strömungslöser SIMULIA PowerFLOW® 5.4b eingesetzt. Die LBM ist ein inhärent transientes Verfahren für schwach-kompressible Strömungen im niedrigen Geschwindigkeitsbereich ( $Ma \leq 0,3$ ) (Schütz et al. 2013a). Anders als die meisten Strömungslöser baut die LBM auf einem diskreten Partikelmodell auf (siehe Abschn. 3.2.1). Aufgrund des geringen Speicher- und Rechenaufwands je Zelle eignet sich die LBM besonders zur Modellierung komplexer Geometrien sowie Randbedingungen und ermöglicht eine einfache Parallelisierung (Chen und Doolen 1998, Kotapati et al. 2009). Validierungsstudien belegen die Eignung für fahrzeugaerodynamische Simulationen (siehe Kap. 4).

Die zugrundeliegende Physik des Strömungslösers wird in den nachfolgenden Abschnitten kurz erläutert. Anschließend wird der Aufbau des Golf 7-Simulationsmodells, insbesondere das generierte Volumennetz sowie wesentliche Parameter und Randbedingungen, beschrieben. Im letzten Abschnitt werden Modellvereinfachungen diskutiert, wobei der Fokus auf der Modellierung rotierender Räder liegt. Hierzu werden die wesentlichen in PowerFLOW® verfügbaren Methoden zur Simulation der Raddrehung vorgestellt.

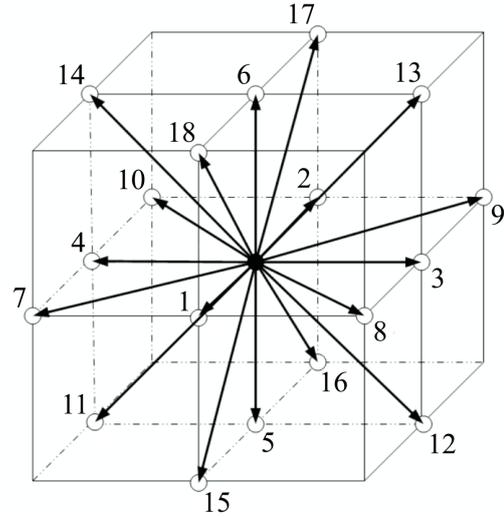
#### 3.2.1 Lattice-Boltzmann-Methode

Im Gegensatz zu herkömmlichen numerischen Verfahren, die auf der Diskretisierung makroskopischer Kontinuumsgleichungen – typischerweise der Navier-Stokes-Gleichungen –

basieren, bilden mikroskopische Modelle und mesoskopische<sup>2</sup> kinetische Gleichungen die Grundlage der LBM (Chen und Doolen 1998). Die aus der kinetischen Gastheorie stammende Boltzmann-Gleichung beschreibt die Änderungsrate der Geschwindigkeitsverteilungsfunktion  $f(\vec{x}, \vec{c}, t)$ , die die Moleküldichte an der Position  $\vec{x}$  mit der Teilchengeschwindigkeit  $\vec{c}$  zum Zeitpunkt  $t$  angibt, infolge von intermolekularen Teilchenkollisionen unter Vernachlässigung externer Kräfte (Kotapati et al. 2009, Schütz et al. 2013a):

$$\frac{d}{dt}f(\vec{x}, \vec{c}, t) = \frac{\partial}{\partial t}f(\vec{x}, \vec{c}, t) + \vec{c} \cdot \nabla f(\vec{x}, \vec{c}, t) = C(\vec{x}, \vec{c}, t). \quad (3.1)$$

Die Lösungen der Boltzmann-Gleichung bilden nur dann ein physikalisch exaktes Strömungsverhalten ab, wenn der Kollisionsoperator  $C(\vec{x}, \vec{c}, t)$  die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung erfüllt. Um Gl. (3.1) effizient zu lösen, wird anstelle einer kontinuierlichen Verteilungsfunktion eine endliche Anzahl  $m$  von diskreten Teilchengeschwindigkeiten  $c_i$  für alle  $i = 1, \dots, m$  betrachtet (Schütz et al. 2013a). In PowerFLOW<sup>®</sup> wird zur Diskretisierung das D3Q19-Modell verwendet (siehe **Abb. 3.8**), das den Phasenraum eines Teilchens in drei Raumrichtungen sowie  $m=19$  diskrete Geschwindigkeiten unterteilt (Kotapati et al. 2009). Die Verteilungsfunktion kann folglich durch  $m$  Zustände  $f_i$  zu



**Abb. 3.8:** D3Q19-Modell (Kotapati et al. 2009)

$$f(\vec{x}, \vec{c}, t) \rightarrow f_i(\vec{x}, t) \quad \forall i = 1, \dots, m \quad (3.2)$$

umformuliert werden (Schütz et al. 2013a). Somit lassen sich diskrete Zustandsänderungen zwischen dem aktuellen Zeitschritt  $t$  und dem nächsten Zeitschritt  $t + \Delta t$  mithilfe der Lattice-Boltzmann-Gleichung

$$f_i(\vec{x} + \vec{c}_i \Delta t, t + \Delta t) - f_i(\vec{x}, t) = C_i(\vec{x}, t) \quad (3.3)$$

beschreiben (Chen und Doolen 1998, Lamura und Succi 2003, Kotapati et al. 2009, Schütz et al. 2013a). Unter der Annahme, dass die Kollisionen im wesentlichen der Wiederherstellung eines lokalen Gleichgewichtszustands  $f_i^{\text{eq}}$  der Geschwindigkeitsverteilungsfunktion dienen, vereinfacht sich der komplexe Kollisionsoperator  $C_i(\vec{x}, t)$  mit dem Ansatz einer konstanten (molekularen) Relaxationszeit<sup>3</sup>  $\tau_r$  nach Bhatnagar et al. (1954) zu

$$C_i(\vec{x}, t) \equiv -\frac{1}{\tau_r} [f_i(\vec{x}, t) - f_i^{\text{eq}}(\vec{x}, t)]. \quad (3.4)$$

<sup>2</sup> Mesoskopisch beschreibt den Übergangsbereich zwischen mikroskopisch und makroskopisch.

<sup>3</sup> Die Relaxationszeit stellt die charakteristische Zeit zum Erreichen eines lokalen Gleichgewichtszustands dar (Succi 2001).

Das Einsetzen des BGK-Kollisionsoperators aus Gl. (3.4) in Gl. (3.3) ergibt

$$f_i(\vec{x} + \vec{c}_i \Delta t, t + \Delta t) = \frac{1}{\tau_r} f_i^{\text{eq}}(\vec{x}, t) + \left(1 - \frac{1}{\tau_r}\right) f_i(\vec{x}, t). \quad (3.5)$$

Die Berechnung der Relaxationszeit erfolgt in Abhängigkeit von dem Turbulenzmodell und folglich der (effektiven) turbulenten Viskosität des Fluids (siehe Abschn. 3.2.3).

Die makroskopischen Strömungsgrößen Dichte  $\rho$  und Impuls  $\rho \vec{u}$  ergeben sich nach Chen und Doolen (1998) durch Summation der Verteilungsfunktion über die diskreten Teilchengeschwindigkeiten  $\vec{c}_i$ :

$$\rho(\vec{x}, t) = \sum_i f_i(\vec{x}, t), \quad (3.6)$$

$$\rho(\vec{x}, t) \cdot \vec{u}(\vec{x}, t) = \sum_i \vec{c}_i f_i(\vec{x}, t). \quad (3.7)$$

Für eine tiefere Beschreibung des implementierten Lattice-Boltzmann-Verfahrens wird auf Chen und Doolen (1998), Chen et al. (2003), Kotapati et al. (2009) und Exa Corporation (2017) verwiesen.

Des Weiteren verwendet PowerFLOW® drei mesoskopische Prozesse, um das Verhalten von realen Fluiden abzubilden (Exa Corporation 2017):

- Partikelbewegung (Advektion),
- Partikel-Partikel-Interaktion,
- Partikel-Oberflächen-Interaktion.

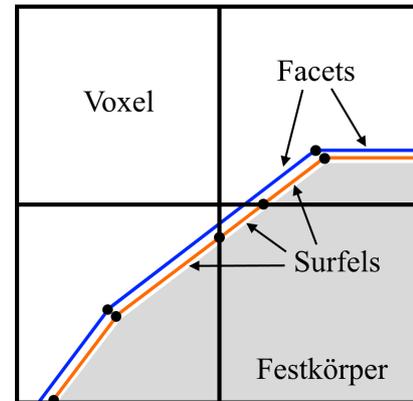
Partikelbewegungen bzw. Wechselwirkungen zwischen Partikeln werden in aufeinanderfolgenden Abschnitten eines jeden Rechenzeitschrittes abgebildet (Chen und Doolen 1998, Exa Corporation 2017):

1. Advektionsschritt: Bewegung von Moleküldichten entlang diskreter Richtungen mit diskreten Geschwindigkeiten zu den Nachbarknoten (= Partikelgeschwindigkeitsverteilung).
2. Kollisionsschritt: Interaktion von Partikeln in einem Volumenelement sowie gegebenenfalls Änderung ihrer Geschwindigkeit und Richtung gemäß bestimmter Regeln. Dabei gilt Massen-, Impuls- und Energieerhaltung für jedes Volumenelement. Das Ziel des Kollisionsprozesses besteht darin, das System in einen lokalen (thermodynamischen) Gleichgewichtszustand zu bringen.

Ausschließlich im Advektionsschritt erfolgt eine Kommunikation zwischen benachbarten Knoten und Partikel können sich entlang der diskreten Geschwindigkeiten bewegen. Die Interaktion zwischen Partikeln und der Oberfläche wird mithilfe von Wandrandbedingungen definiert und in Abschn. 3.2.3 näher erläutert.

### 3.2.2 Räumliche und zeitliche Diskretisierung

Die Boltzmann-Gl. (3.1) wird in PowerFLOW<sup>®</sup> auf einem dreidimensionalen, kartesischen Rechengitter diskretisiert (Kotapati et al. 2009, Schütz et al. 2013a). Die kubischen Volumenelemente werden „Voxel“ (Abkürzung für *Volume Pixel*) genannt und sind regelmäßig, nicht der Körperoberfläche angepasst, angeordnet (siehe **Abb. 3.9**). Mit steigender Entfernung zur Körperoberfläche kann die Kantenlänge der Voxel um den Faktor zwei zunehmen, sodass sich ineinander verschachtelte Netzverfeinerungsregionen, sogenannte VR<sup>4</sup>-Regionen mit spezifischen Netzauflösungen, ergeben (Schütz et al. 2013a). Die Oberfläche des Festkörpers wird zunächst durch Dreiecke, sogenannte „Facets“ (*Face Elements*), vernetzt. Im automatischen Gittergenerierungsprozess erfolgt dann die Verschneidung der „Facets“ mit den „Voxeln“, wodurch unstrukturierte Oberflächenelemente, die sogenannten „Surfels“ (*Surface Elements*), entstehen. Die „Voxel“ durchdringen weiterhin die Oberfläche, wobei jedoch durch die „Surfels“ eine Trennung zwischen Fluid-Gebiet und Festkörper sichergestellt wird (Schütz et al. 2013a).



**Abb. 3.9:** Räumliche Diskretisierung in Körpernähe nach Schütz et al. (2013a)

Die wiederholte Iteration der Lattice-Boltzmann-Gl. (3.5) liefert die zeitliche Entwicklung des Strömungsfeldes, wobei der physikalische Zeitschritt  $\Delta t$  pro Rechenschritt u. a. von der Gitterweite  $\Delta x$  abhängig ist (Schütz et al. 2013a):

$$\Delta t \equiv c_{\text{Lattice}} \cdot \text{Ma} \cdot \frac{\Delta x}{U_{\infty}} \quad (3.8)$$

Da die Schallgeschwindigkeit  $c_{\text{Lattice}}$  („Voxel“ pro Rechenschritt) durch das Partikelmodell, Anströmgeschwindigkeit und Mach-Zahl  $\text{Ma}$  durch den Anwendungsfall festgelegt sind, kann vorerst nur durch eine Änderung der Gitterweite auf den Zeitschritt und somit auf den Rechenaufwand Einfluss genommen werden (Schütz et al. 2013a). Darüber hinaus gibt es in PowerFLOW<sup>®</sup> die Möglichkeit, mithilfe einer Skalierung der Mach-Zahl den Zeitschritt künstlich zu vergrößern und so die Rechenzeit zu reduzieren. Durch dieses Verfahren wird zwar die Ähnlichkeit der Mach-Zahl verletzt, der Einfluss auf das Strömungsergebnis wird jedoch von Schütz et al. (2013a) bei inkompressiblen Fluiden als gering eingestuft.

### 3.2.3 Turbulenz-, Grenzschicht- und Wandmodellierung

Die Luft kann in fahrzeugaerodynamischen Anwendungen als inkompressibel angesehen werden. Aufgrund der Scherschichten, Grenzschichtablösungen und negativen Druckgradi-

enten werden jedoch hohe Anforderungen an den Strömungslöser hinsichtlich der Behandlung von Turbulenzen gestellt.

**Turbulenzmodellierung** Da das turbulente Zeit- und Längenskalenspektrum in der Fahrzeugaerodynamik sehr groß ist, ist die Lösung aller turbulenten Skalen durch eine Direkte Numerische Simulation (DNS) mit den heutigen Rechnerkapazitäten nicht möglich bzw. unwirtschaftlich. Daher nutzt PowerFLOW® eine VLES-Turbulenzmodellierung, bei der die anisotropen, großskaligen (auflösbaren) Wirbelstrukturen direkt (auf dem Netz) gelöst werden (Kotapati et al. 2009). Alle turbulenten Strukturen, die mit der räumlichen Auflösung nicht erfasst werden, werden mithilfe eines modifizierten RNG<sup>5</sup>- $k$ - $\varepsilon$ -Turbulenzmodells abgebildet (Mallik et al. 2000). Hierzu wird die turbulente dynamische Viskosität  $\eta_t$ , die zur Berechnung der durch Turbulenz verursachten Reynolds-Spannungen erforderlich ist, aus der turbulenten kinetischen Energie  $k$ , der turbulenten Dissipation  $\varepsilon$  und einem empirischen Koeffizienten  $C_\eta$  bestimmt:

$$\eta_t \equiv \rho \frac{C_\eta k^2}{\varepsilon}. \quad (3.9)$$

Für  $k$  und  $\varepsilon$  werden in PowerFLOW® die entsprechenden Transportgleichungen mithilfe eines Finite-Differenzen-Verfahrens gelöst. Näheres hierzu ist in Chen et al. (2003) und Kotapati et al. (2009) nachzulesen. Das Turbulenz- bzw. Wirbelviskositätsmodell wird durch die Verwendung einer effektiven Relaxationszeitkonstanten

$$\tau_{\text{eff}} \equiv \tau_r + f(\eta_t, \dots) = \tau_r + f(k, \varepsilon, \dots) \quad (3.10)$$

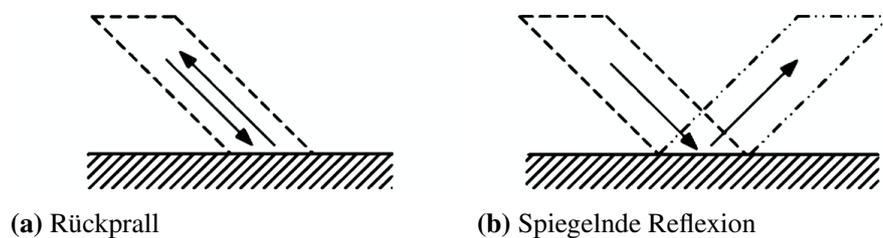
zur Berechnung des Kollisionsoperators (siehe Gl. 3.4) direkt in die Lattice-Boltzmann-Gl. (3.5) integriert (Mallik et al. 2000, Kotapati et al. 2009).

**Grenzschichtmodellierung** Neben der Modellierung der turbulenten Skalen des freien Strömungsfelds muss bei hohen Reynolds-Zahlen auch die Wandgrenzschicht modelliert werden. Eine reibungsbehaftete Wand stellt bei Unterschallströmungen die einzige Ursache für das Auftreten von Strömungsverlusten dar. Da Reibungs- und Ablöseffekte durch den wandnahen Geschwindigkeitsgradienten bestimmt werden, ist eine exakte Berechnung der Grenzschichtströmung entscheidend für die globale Simulationsgüte. Eine hohe, räumliche Auflösung der Grenzschicht, die zur Abbildung eines turbulenten Geschwindigkeitsprofils erforderlich ist, ist jedoch aus Kapazitäts- und Rechenzeitgründen nicht umsetzbar. Folglich versagen viele Turbulenzmodelle – so auch das Standard- $k$ - $\varepsilon$ -Modell – bei Grenzschichtströmungen hoher Reynolds-Zahl in unmittelbarer Wandnähe (Schütz et al. 2013a). In PowerFLOW® wird die Grenzschichtströmung unter Verwendung einer hybriden Wandfunktion modelliert, die auf der Annahme eines universellen, geometrieunabhängigen Grenzschichtprofils (= universelles Wandgesetz) basiert (Schütz et al. 2013a). Die hybride Wandfunktion geht nach Kotapati et al. (2009) von einem linearen Profil bei niedrigen dimensionslosen Wandabständen (viskose Unterschicht) über in ein logarithmisches Profil bei hohen dimensionslosen Wandabständen (turbulenter Bereich). Um die Einflüsse einer stark dreidimensionalen, von Druckgradienten geprägten Strömung zu berücksichtigen, ist die hybride

Wandfunktion um einen empirischen Anteil erweitert, der das verstärkte Anwachsen der Grenzschicht und die druckinduzierte Ablösung aufgrund von positiven Druckgradienten modelliert (Kotapati et al. 2009, Schütz et al. 2013a).

**Partikel-Oberflächen-Interaktion** Im Berechnungsverlauf kollidieren Partikel mit der Oberfläche (bzw. den „Surfels“) und es findet ein Impulsaustausch zwischen Fluid und Oberfläche statt (Schütz et al. 2013a). Zur Modellierung der Partikel-Wand-Interaktionen werden nach Kotapati et al. (2009) zwei Randbedingungsarten unterschieden:

- reibungsbehaftete Wand: Invertierung der wandnormalen und tangentialen Komponente der Partikelgeschwindigkeit („Rückprall“) (siehe **Abb. 3.10a**)
- reibungslose Wand: Invertierung der wandnormalen Komponente der Geschwindigkeit, die tangentiale Komponente ist konstant („spiegelnde Reflexion“) (siehe **Abb. 3.10b**)



**Abb. 3.10:** Partikel-Wandrandbedingungen in der LBM nach Kotapati et al. (2009)

Die Partikel-Wandrandbedingung wird auf dem Oberflächennetz (und damit den „Surfels“) implementiert. Die Parallelogramme symbolisieren die Aufprall- und Abprallrichtung der Partikel in Abhängigkeit von den diskreten Geschwindigkeitsrichtungen. Durch eine entsprechende Kombination beider Randbedingungsarten können die spezifischen Reflexionseigenschaften einer Wand abgebildet werden (Kotapati et al. 2009).

### 3.2.4 Basis-Golf7-Simulationsmodell

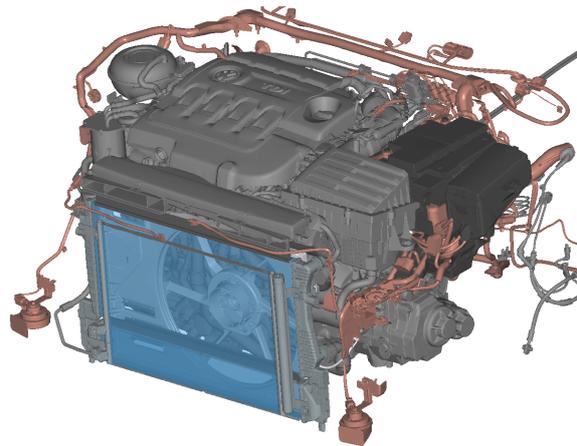
Im Folgenden wird der Aufbau des Simulationsmodells sowie die Vernetzungsstrategie erläutert. Die Abmessungen der Fluid-Domäne betragen  $261,1 \text{ m} \times 87,0 \text{ m} \times 102,4 \text{ m}$  (Länge  $\times$  Breite  $\times$  Höhe), was zu einem Verblockungsanteil durch das Fahrzeug von  $0,02 \%$  führt, sodass näherungsweise ideale<sup>6</sup> Straßenfahrtbedingungen abgebildet werden können. Im Vergleich dazu nimmt das Versuchsfahrzeug im Windkanal etwa  $10 \%$  des Düsenquerschnitts ein. Am Eintritt, auf der Oberfläche des Mittenlaufbands sowie der Radantriebseinheiten wird eine Geschwindigkeit von  $140 \text{ km/h}$  vorgegeben, die auf eine Reynolds-Zahl

$$\text{Re} \equiv \frac{\rho U_{\infty} L}{\eta} \approx 10^7 \quad (3.11)$$

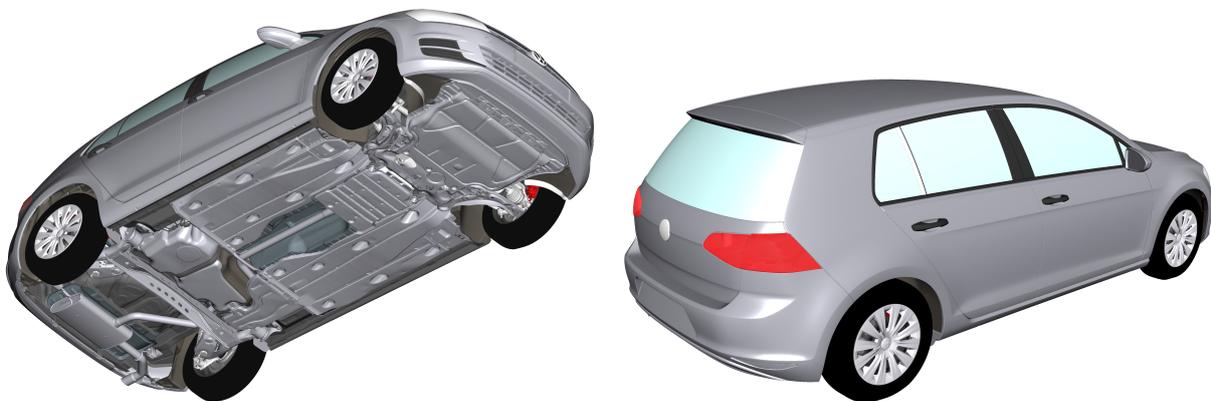
führt, basierend auf der charakteristischen Länge  $L$  (hier: Fahrzeuglänge) und dynamischen Viskosität  $\eta$ .

<sup>6</sup> Reale Bedingungen umfassen auch Umgebungseinflüsse wie das Wetter, andere Verkehrsteilnehmer, ...

Um eine hohe Simulationsgüte zu erzielen, wird das Oberflächennetz detailgetreu auf Basis des Versuchsfahrzeugs aufgebaut. Da der Motorraum durchströmt wird, werden auch hier alle strömungsrelevanten Bauteile vernetzt. In **Abb. 3.11** ist exemplarisch das Motor- und Kühlermodul gezeigt. Die blau gekennzeichneten Bereiche stellen die Motorkühler dar, die in PowerFLOW® mithilfe des Ansatzes poröser Medien abgebildet werden. In **Abb. 3.12** sind verschiedene Ansichten des Basis-Golf 7-Simulationsmodells dargestellt.



**Abb. 3.11:** Motor- und Kühlermodul im Golf 7-Simulationsmodell

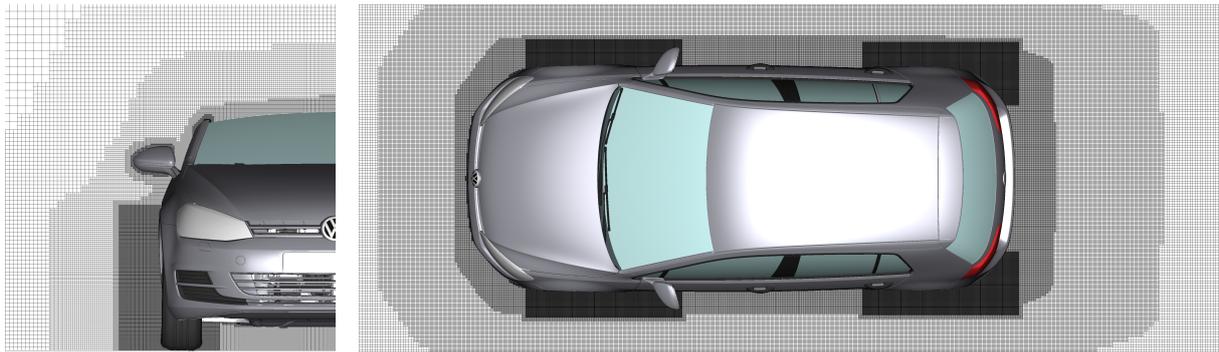


**Abb. 3.12:** Verschiedene Ansichten des Basis-Golf 7-Simulationsmodells

Im Allgemeinen beträgt die maximale Kantenlänge des Rechnetzes in unmittelbarer Nähe der Fahrzeugoberfläche 5 mm (Netzverfeinerungsstufe VR08). Mit steigendem Abstand zum Fahrzeug nimmt diese sukzessive mit dem Faktor zwei zu (siehe **Abb. 3.13**). Insgesamt gibt es zehn Verfeinerungsstufen (VR01 bis VR10) des Volumennetzes, wobei die kleinste Netzkantenlänge 1,25 mm (VR10) beträgt und in den folgenden Fahrzeugbereichen verwendet wird (siehe **Abb. 3.14a**):

- Motorkühlluftseintritte,
- Felgen,
- Reifen (inkl. Reifenaufstands- und Bodenwirbelbereich),
- Bremsscheiben und -sättel,
- Spoiler und Anbauteile im Unterbodenbereich (z. B. Radspoiler).

Aufgrund der abgestuften Netzverfeinerungsstrategie sind die VR10-Regionen wiederum von einer Schicht aus VR09-Volumenelementen mit einer Netzkantenlänge von 2,5 mm um-



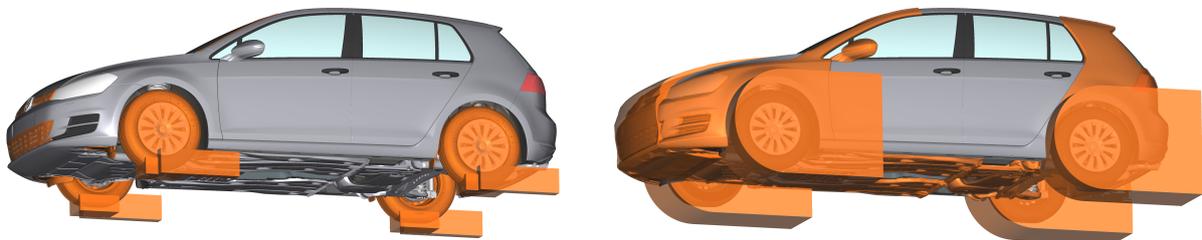
(a)  $x$ -Schnitt auf Höhe des Außenspiegels

(b)  $z$ -Schnitt auf Höhe der Radmittelpunkte



(c) Zentraler Längsschnitt ( $y = 0$ )

**Abb. 3.13:** Diverse Schnitte durch das Volumennetz des Golf 7-Simulationsmodells



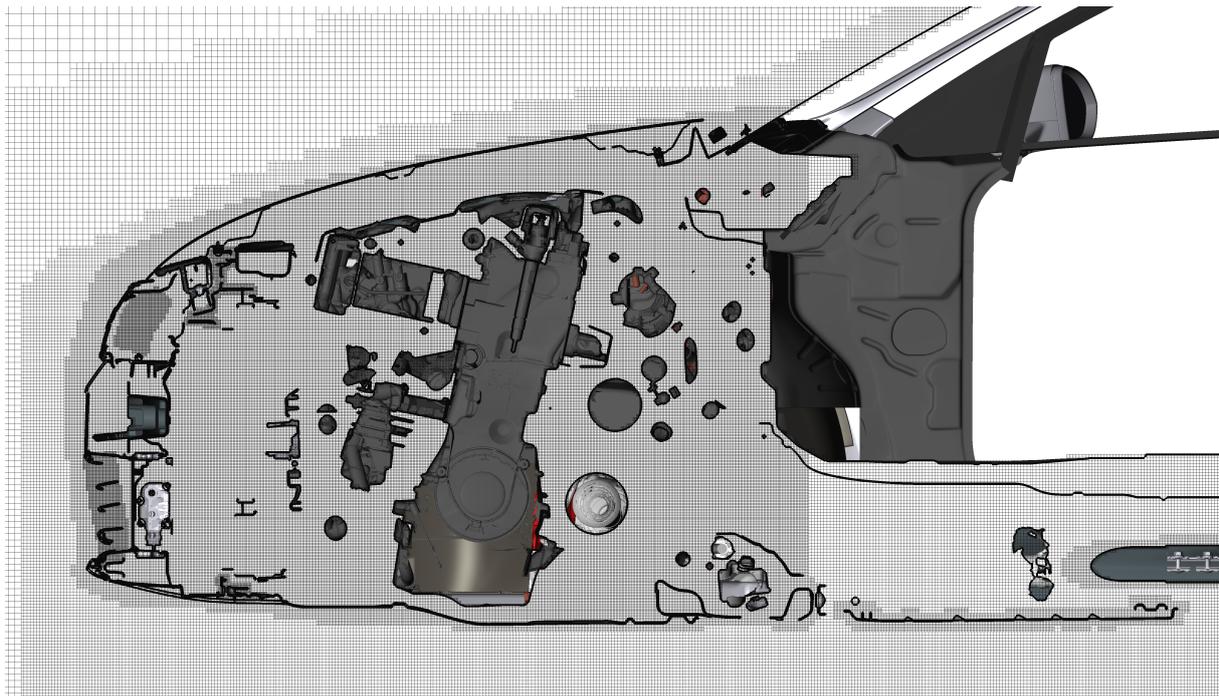
(a) VR10-Verfeinerungsregionen

(b) VR09-Verfeinerungsregionen

**Abb. 3.14:** Individuelle Netzverfeinerungsregionen in Fahrzeughöhe

schlossen. Darüber hinaus werden zusätzliche VR09-Regionen in ablösungsgefährdeten Regionen eingesetzt (siehe **Abb. 3.14b**):

- Fahrzeugfront und gesamter Motorraum (siehe **Abb. 3.15**),
- A-Säulen sowie Außenspiegel,
- Radhäuser und Radnächläufe,
- Unterbodenverkleidungen,
- seitlicher Fahrzeugheckbereich und Dachabschluss.



**Abb. 3.15:** Vernetzung des Motorraums im Golf 7-Simulationsmodell

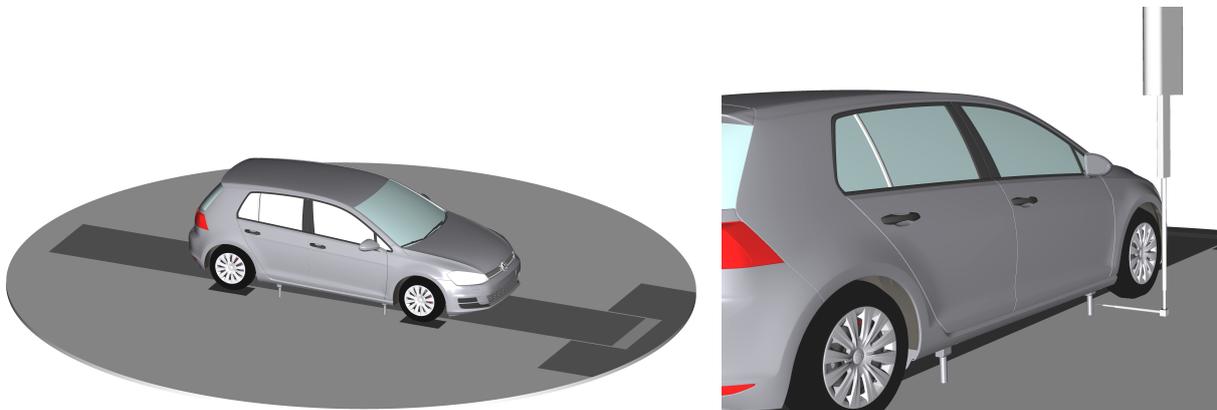
In Summe resultieren aus der räumliche Diskretisierung der Fluid-Domäne 277 Millionen kubische Elemente („Voxel“) und 63 Millionen Oberflächenelemente („Surfel“). Da nur die feinsten Skalen in jedem berechneten Zeitschritt dissipieren, ist es üblich, eine äquivalente Anzahl durch eine Gewichtung der Elemente auf Basis ihres Verfeinerungsgrads anzugeben. Für den vorliegenden Fall ergeben sich 155 Millionen äquivalente Volumenelemente und 43 Millionen äquivalente Oberflächenelemente.

Der Zeitschritt, der mithilfe der maximal zu erwartenden Strömungsgeschwindigkeit und der kleinsten Volumennetzgröße berechnet wird, ergibt sich zu  $\Delta t = 5,745 \cdot 10^{-6}$  s. Zur Simulation einer physikalischen Zeitdauer von 4,412 s sind somit 768.000 Zeitschritte erforderlich. Die Mittelung der instationären Berechnungsergebnisse erfolgt über die letzten 3 s. Der Nachweis der Unabhängigkeit der numerischen Lösung von der Netzdichte erfolgt in Abschn. A.1. Auf Basis eines 95 %-Konfidenzintervalls beträgt die Genauigkeit des berechneten Luftwiderstandsbeiwerts  $\pm 6,5 \cdot 10^{-4}$ . Der Ressourcenaufwand einer Simulation beträgt ca.  $63 \cdot 10^3$  CPU-Stunden. Jede Rechnung wird auf 960 Prozessorkernen parallelisiert.

Um den Berechnungsaufwand in ökonomischen Grenzen zu halten, wird der Windkanal selbst, d. h. das Plenum, die Röhren, das Gebläse u. s. w., nicht simuliert. Von dieser Ausnahme abgesehen werden die Bedingungen aus den Windkanalexperimenten bzw. idealen Straßenfahrten, die einen Einfluss auf die Fahrzeugumströmung haben, modelliert:

- Die turbulente Längenskala wird am Einlass mit 5 mm und die Turbulenzintensität mit 0,01 festgelegt.
- Das 5-Band-Bodensimulationssystem wird mithilfe von Geschwindigkeitswandrandbedingungen auf den Oberflächen der Laufbänder modelliert (siehe **Abb. 3.16a**).

- Die Grenzschichtentwicklung unter Berücksichtigung der speziellen Konditionierung wird durch die Definition der Grenzschichtdicke vor dem Mittenlaufband abgebildet.
- Der Einfluss der Kobra-Sondentraverse (siehe **Abb. 3.16b**) auf die Fahrzeugumströmung wurde untersucht und ist vernachlässigbar für die berechneten Geschwindigkeiten.



(a) 5-Band-System, Grenzschichtkonditionierung und Schwel- (b) Kobrasondentraverse  
lerstützenhalter

**Abb. 3.16:** Anpassung des CFD-Modells an die Randbedingungen des Windkanals

### 3.2.5 Modellierungsarten rotierender Räder

Analog zur Windkanaltechnik muss auch in der CFD die Relativbewegung des Bodens und der Räder zum Fahrzeug abgebildet werden. Auch hier muss ein Kompromiss aus Berechnungsaufwand und Simulationsgüte gefunden werden. Insbesondere das mit Bodenkontakt rotierende Reifenprofil stellt hohe Anforderungen an die Güte des Strömungslösers. Die folgenden Methoden können zur Modellierung von Relativbewegungen verwendet werden:

- Tangentiale Geschwindigkeitswandrandbedingung (RWBC, *Rotating Wall Boundary Condition*),
- „Moving Reference Frame“ (MRF),
- „Sliding Mesh“ (SM),
- „Rotating Treaded Tire“ (RTT) bzw. „Immersed Boundary Method“ (IBM).

**Tangentiale Geschwindigkeitswandrandbedingung** Die am häufigsten eingesetzte Methode ist die Vorgabe einer tangentialen Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}_{||}$  und Haftbedingung an der rotierenden Wand, da der Berechnungsaufwand gering ist (Duncan et al. 2010b). Die zu definierende Geschwindigkeit ergibt sich aus der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\omega}$  und dem radialen Abstand von der Drehachse  $\vec{r}$  zu

$$\vec{u}_{||} = \vec{\omega} \times \vec{r}. \quad (3.12)$$

Im Folgenden werden die Vor- und Nachteile der RWBC-Methode aufgelistet:

- ⊕ Der Implementierungs- und Berechnungsaufwand ist vergleichsweise gering (Duncan et al. 2010b).
- ⊕ Wenn die vorgegebene Geschwindigkeit tangential zur Oberfläche ist, sind die Berechnungsergebnisse mit denen der SM-Methode vergleichbar (Hobeika und Sebben 2018).
- ⊖ Die Methode liefert bei nicht-rotationssymmetrischen Körpern unphysikalische Ergebnisse, da aus Gründen der Massenerhaltung keine wandnormalen Geschwindigkeitskomponenten auf Festkörperoberflächen vorgegeben werden können. Die Rotation von Oberflächen, die sich in Richtung ihres Normalenvektors bewegen (z. B. Teilbereiche der Felgen und Reifen), kann somit nicht korrekt modelliert werden (Hobeika und Sebben 2018).
- ⊖ Es werden keine Relativbewegungen zwischen rotierenden und stehenden Bauteilen berücksichtigt, da die Geometrie nicht in der Simulation rotiert. Am Beispiel einer Felge würde dies bedeuten, dass sich die Position der Speichen nicht ändert, was einen Einfluss auf die transiente Druckverteilung und somit die Felgendurchströmung hat (Duncan et al. 2010b).

**„Moving Reference Frame“-Methode** Auch bei der MRF-Methode, die ursprünglich für axial durchströmte Turbomaschinen konzipiert worden ist, findet keine tatsächliche Bewegung der Geometrie in der Simulation statt. Relativbewegungen zwischen der MRF-Region und benachbarten Bereichen werden somit nicht berücksichtigt. Stattdessen werden durch eine Koordinatentransformation Zentrifugal- und Coriolisbeschleunigung als Volumenkräfte in ein rotierendes Bezugssystem eingebracht (Modlinger et al. 2007, Hobeika und Sebben 2018). Es stellen sich somit die folgenden Vor- und Nachteile bzw. Einschränkungen bei der Verwendung dieser Methode ein:

- ⊕ Es können wandnormale Geschwindigkeitskomponenten auf Festkörperoberflächen vorgegeben werden (Hobeika 2018).
- ⊖ Problematisch sind Strömungen parallel zur Rotationsachse, die bei einer unpräzisen Definition der MRF-Region zu unphysikalischen Ergebnissen führen können (Hobeika 2018). Dieses schränkt den Einsatz zur Modellierung der Felgenrotation ein.
- ⊖ Es werden keine Relativbewegungen zwischen rotierenden und stehenden Bauteilen berücksichtigt (Hobeika und Sebben 2018).
- ⊖ Die MRF-Methode bietet gegenüber der SM-Methode keine deutliche Ressourceneinsparung bei der Verwendung eines transienten Lattice-Boltzmann-Strömungslösers.

Hobeika und Sebben (2018) stellten einen hybriden Ansatz vor, bei dem in den Querrillen des Reifens MRF-Regionen und auf den restlichen (rotationssymmetrischen) Reifenoberflächen tangentiale Geschwindigkeiten vorgegeben werden. Ihre Erkenntnis war, dass die Modellierung der Querrillenbewegung mittels der MRF-Methode nur einen geringen Einfluss auf das Berechnungsergebnis hat, der Implementierungs- und Berechnungsaufwand

hingegen deutlich gesteigert ist. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Arbeit eine Querrillenbewegung auf Basis der „Rotating Treaded Tire“-Methode modelliert, auf die am Ende dieses Abschnitts sowie in Abschn. 4.2.4 näher eingegangen wird.

**„Sliding Mesh“-Methode** Mit der SM-Methode ist eine physikalisch korrekte Beschreibung einer rotierenden Geometrie möglich. Die Rotation wird durch eine Verschiebung des Teilgitters (und der darin enthaltenen Geometrie) bei jedem Zeitschritt implementiert, so dass hierzu eine instationäre Simulation erforderlich ist. Das Teilgitter dreht sich gegenüber dem globalen statischen Netz mit der Winkelgeschwindigkeit  $\vec{\omega}$ . An der rotationssymmetrischen Schnittstelle zwischen dem statischen und rotierenden Netz werden die Werte der beiden Domänen übergeben und interpoliert. Die Vor- und Nachteile dieses Ansatzes sind:

- ⊕ Durch die Relativbewegung können unterschiedliche Positionen des rotierenden Objekts, z. B. die Speichenpositionen der Felge, berücksichtigt werden (Hobeika 2018).
- ⊕ Die SM-Methode zeigt eine höhere Simulationsgüte hinsichtlich der Strömungseffekte aufgrund Radrotation als die RWBC (Schnepf et al. 2013).
- ⊖ Aufgrund der Verschneidung der Randgebiete der statischen und rotierenden Domänen werden zusätzliche, wandnahe Elemente generiert, die zu einer starken Erhöhung der Rechenzeit führen (Hobeika und Sebben 2018).
- ⊖ Die SM-Methode ist nicht zur Modellierung eines rotierenden Reifens mit Bodenkontakt geeignet, da die Kontaktfläche des Bodens mit dem Gitter rotieren würde (Haag et al. 2017). Analog hierzu ist auch die Abbildung einer lokalen Deformation des Reifens im Radaufstandsbereich nicht ohne einen erheblichen Mehraufwand möglich.

Die Felgenrotation wird mithilfe der „Sliding Mesh“-Methode modelliert, um den Einfluss der aktuellen Speichenposition der Felge auf die Radumströmung zu berücksichtigen. Untersuchungen von Schnepf (2016) zeigen, dass bei einem Abstand von mindestens zwei „Voxeln“ zwischen den „Sliding Mesh“-Schnittflächen und der Felgengeometrie der Einfluss auf das Strömungsergebnis innerhalb der Reproduzierbarkeit der numerischen Methode liegt und damit vernachlässigt werden kann. In den hier durchgeführten Simulationen beträgt der Abstand zwischen der Außen- und Innenfläche der „Sliding Mesh“-Regionen und der Felgengeometrie acht „Voxel“ bzw. 10 mm.

**„Rotating Treaded Tire“-Methode** Wie bereits erläutert, ist die Modellierung eines mit Bodenkontakt rotierenden Reifens mithilfe der SM-Methode nicht möglich. Im Folgenden wird daher die RTT-Methode vorgestellt, die auf dem sogenannten „Immersed Boundary“-Ansatz basiert, der von Peskin entwickelt worden ist, um Strömungen des Herz-Kreislaufsystems zu simulieren. Dieser Ansatz wurde weiterentwickelt, um Grenzflächenprobleme mit zwei verschiedenen Materialien bzw. Zuständen zu lösen, bei denen eine Erzeugung detaillierter, körperangepasster Netze ineffizient ist (Aljure et al. 2014). An der eingetauchten

Oberfläche (*Immersed Boundary*) – in diesem Fall das den Boden durchdringende, rotierende Reifenprofil – wird der Festkörper als ein Teil des Fluids behandelt. Das zugrundeliegende Gleichungssystem wird auf dem kartesischen Rechnetz, das nicht an die Form des Reifenprofils angepasst sein muss und dieses auch schneiden kann, gelöst (Aljure et al. 2014). Zur Modellierung des eingetauchten Festkörpers und dessen Einflusses auf das Strömungsfeld wird eine Körperkraft auf der Oberfläche des Reifenprofils durch einen zusätzlichen Quellterm im Gleichungssystem implementiert, der auf das Fluid wirkt (Aljure et al. 2014). Bei fortschreitender, instationärer Simulation, bei der das rotierende Reifenprofil in Verbindung mit der LBM zu jedem Zeitschritt gelöst wird, erfährt dieses einen Kräfteaustausch mit dem umgebenden Fluid. Im Folgenden werden die Vor- und Nachteile dieses Ansatzes zusammengefasst:

- ⊕ Diese Methode bietet die Vorteile einer „Sliding Mesh“-Region.
- ⊕ Außerdem kann auch ein mit Bodenkontakt rotierender Reifen modelliert werden, da eine Durchdringung des Bodens durch das rotierende Reifenprofil möglich ist.
- ⊖ Der deformierte Reifenaufstandsbereich kann nicht ohne weiteres abgebildet werden, da dieser – analog zur SM-Methode – ebenfalls rotieren würde.

In Kap. 4 erfolgt die Validierung des numerischen Simulationsmodells des Golf 7. In Abschn. 4.2.4 werden hierzu einige der beschriebenen Modellierungsmethoden rotierender Reifen angewendet und die Ergebnisse miteinander verglichen.

### 3.3 Fehleranalyse in Messung und Simulation

Die Ungenauigkeiten der Mess- und Simulationsergebnisse auf Basis gemittelter Strömungsgrößen werden in den nachfolgenden Untersuchungen durch das 95 %-Konfidenzintervall angegeben. Die Kenntnis der Unsicherheiten ist insbesondere wichtig bei der Bewertung der Simulationsgüte des Berechnungsmodells.

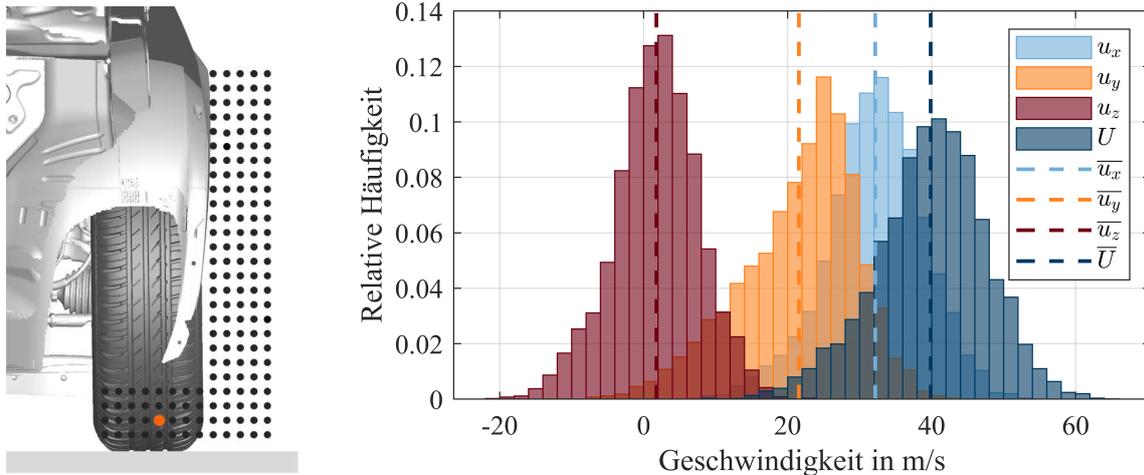
Der (arithmetische) Mittelwert

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (3.13)$$

ist ein Schätzer für den in der Regel unbekanntem Erwartungswert  $\mu$  einer näherungsweise normalverteilten Größe  $X$ , dessen stochastisch unabhängige Messwerte  $X_i$  aus einer großen Stichprobenmenge  $n$  stammen (Weber 1992, Rooch 2014). Exemplarisch sind in **Abb. 3.17** die Häufigkeitsverteilungen der Geschwindigkeitskomponenten sowie der Absolutgeschwindigkeit an einem charakteristischen Messpunkt im Vorderradnachlauf dargestellt, die eine gute Übereinstimmung mit der Gauß'schen Normalverteilung aufweisen.

Mithilfe des Intervalls

$$\left[ \bar{X} - t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}}, \bar{X} + t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \right] \quad (3.14)$$



**Abb. 3.17:** Häufigkeitsverteilungen der Geschwindigkeitskomponenten sowie der mittleren Absolutgeschwindigkeit an dem Messpunkt VR143 im Vorderradnachlauf

kann ein Wertebereich für den Erwartungswert zum Konfidenzniveau  $1 - \alpha$  bestimmt werden (Weber 1992). Die Wahrscheinlichkeit, dass der Erwartungswert innerhalb dieser Grenzen liegt, beträgt somit  $(1 - \alpha) \cdot 100\%$ :

$$\text{Konf.} \left( \bar{X} - t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \leq \mu \leq \bar{X} + t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s}{\sqrt{n}} \right) = 1 - \alpha, \quad (3.15)$$

wobei

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2} \quad (3.16)$$

die Standardabweichung der Stichprobe, d. h. den Fehler der Einzelmessung, darstellt (Weber 1992). Die Wahl des Faktors  $t_{1-\frac{\alpha}{2}}$  bedingt in Abhängigkeit von dem Stichprobenumfang eine bestimmte Wahrscheinlichkeit, mit der die Abweichung des arithmetischen Mittelwerts vom Erwartungswert signifikant ist, d. h. als nicht zufällig angesehen werden kann. Bei einem großen Stichprobenumfang ( $n > 500$ ) ergibt sich nach Weber (1992):

- für  $t_{1-\frac{\alpha}{2}} = 1$  ein Konfidenzniveau  $1 - \alpha$  von 0,68,
- für  $t_{1-\frac{\alpha}{2}} = 2$  ein Konfidenzniveau  $1 - \alpha$  von 0,955.

Für die Messung und Simulation einer Größe  $X$  ergeben sich die folgenden maximalen Unsicherheiten des Mittelwerts auf Basis eines bestimmten Konfidenzniveaus:

$$\varepsilon_{\bar{X}_{\text{exp}}} \equiv |\mu - \bar{X}_{\text{exp}}|_{\text{max}} = t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s_{\text{exp}}}{\sqrt{n_{\text{exp}}}}, \quad (3.17)$$

$$\varepsilon_{\bar{X}_{\text{num}}} \equiv |\mu - \bar{X}_{\text{num}}|_{\text{max}} = t_{1-\frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{s_{\text{num}}}{\sqrt{n_{\text{num}}}}. \quad (3.18)$$

Mithilfe der Konfidenzintervalle kann abgeschätzt werden, ob eine Abweichung zwischen den gemessenen und simulierten arithmetischen Mittelwerten einer Strömungsgröße signi-

fikant (Abweichung liegt außerhalb der Summe beider Konfidenzintervalle) oder zufällig (Abweichung liegt innerhalb der Summe beider Konfidenzintervalle) ist.

**Aerodynamische Kraftbeiwerte und statische Druckverteilungen** Die Unsicherheiten bezüglich des gemittelten Luftwiderstandsbeiwerts  $\varepsilon_{\bar{c}_{w,95\%}}$  bzw. des gemittelten statischen Druckbeiwerts  $\varepsilon_{\bar{c}_{p,95\%}}$  werden in den folgenden experimentellen und numerischen Untersuchungen basierend auf dem 95 %-Konfidenzintervall der Normalverteilung ermittelt. Bei den Oberflächendruckverteilungen werden die Unsicherheiten in Form von Fehlerbalken angegeben (siehe Abschn. 4.2.3 - 4.2.4).

**Strömungsfeld im Radnachlauf** Die Messunsicherheiten der Strömungsfeldmessungen im Radnachlauf werden mithilfe der instationären Messdaten der Kobrasonde ermittelt. An jedem Messpunkt werden  $n = 8192$  Messwerte aufgenommen, die den Stichprobenumfang zur Berechnung des 95 %-Konfidenzintervalls bilden. Zur Bewertung der Simulationsgüte der lokalen Geschwindigkeitsmessungen in den Radnachläufen (siehe Abschn. 4.2.2 und Abschn. 4.2.4) wird der Signifikanzfaktor  $t_{\bar{U}}$  eingeführt:

$$t_{\bar{U}} = \frac{|\bar{U}_{\text{num}} - \bar{U}_{\text{exp}}|}{\frac{s_{\text{num}}}{\sqrt{n_{\text{num}}}} + \frac{s_{\text{exp}}}{\sqrt{n_{\text{exp}}}}} \quad (3.19)$$

Dieser stellt ein Maß für das Signifikanzniveau der Abweichung zwischen den mittleren Absolutgeschwindigkeiten  $\bar{U}$  in Bezug auf die Fehler der arithmetischen Mittelwerte aus Numerik und Experiment dar. Bei einem Signifikanzfaktor  $t_{\bar{U}} > 1$  ist die Abweichung signifikant mit einer Wahrscheinlichkeit von mindestens 68 %, bei  $t_{\bar{U}} > 2$  ist die Abweichung signifikant mit einer Wahrscheinlichkeit von mindestens 95,5 %. Zum vereinfachten quantitativen Vergleich der Simulationsgüte wird zudem ein über eine Nachlaufebene mit  $N_{\text{MS}}$  Messstellen räumlich gemittelter Signifikanzfaktor  $\bar{t}_{\bar{U}}$  definiert:

$$\bar{t}_{\bar{U}} = \frac{1}{N_{\text{MS}}} \cdot \sum_{i=1}^{N_{\text{MS}}} t_{\bar{U},i} \quad (3.20)$$

**Höhenstandsänderung** Wie in Abschn. 2.2.2 erläutert, nimmt die Standhöhe eines Fahrzeugs während der Straßenfahrt infolge des aerodynamischen Auftriebs, der Reifenverformung und der Abstützung des Antriebsmoments zu (Schnepf et al. 2015b). Im Windkanal wird durch die Fesselung des Fahrzeugs an den Schwellern eine Höhenstandsänderung während des Versuchs verhindert. Aufgrund der Auftriebs- und Zentrifugalkräfte am Rad verschiebt sich der Radmittelpunkt jedoch im Allgemeinen um 2...4 mm nach oben. Für die hier durchgeführten Windkanalversuche werden daher die Stoßdämpfer durch starre Gewindestangen ersetzt, um eine Verschiebung der Radmittelpunkte zu unterdrücken.



## 4 Validierung des numerischen Lösungsverfahrens

Um die Modellierungsqualität des Strömungslösers SIMULIA PowerFLOW<sup>®</sup> für die weiteren Analysen im Rahmen dieser Arbeit einschätzen zu können, wird die Komplexität der zu validierenden Simulationsmodelle sukzessive erhöht. Zunächst erfolgt in Abschn. 4.1 eine Zusammenfassung bisheriger Validierungsstudien anhand diverser PowerFLOW<sup>®</sup>-Berechnungsmodelle. Hier wurden unter anderem die Simulationsergebnisse eines frei angeströmten Einzelrads mit experimentellen Daten verglichen. Die nächst höhere Komplexitätsstufe stellt das in Abschn. 2.1.2 bereits beschriebene generische Vorderwagenmodell (Fabijanic-Modell) dar. Die numerisch berechneten aerodynamischen Kraftbeiwerte und Druckverteilungen im Radhaus werden in Abschn. A.2 mit Daten aus der Literatur abgeglichen. Analog hierzu wird auch zur Validierung des Golf 7-Simulationsmodells dessen Komplexität sukzessive gesteigert, um bestimmte Effekte isoliert betrachten zu können. In Abschn. 4.2 erfolgen umfangreiche Vergleiche experimentell und numerisch bestimmter lokaler Strömungsgrößen sowie aerodynamischer Beiwerte. Der Fokus der Validierung liegt bei allen Simulationsmodellen auf der Strömung im Rad- und Radhausbereich.

### 4.1 Bisherige Validierungsstudien

Es gibt zahlreiche Validierungsstudien des PowerFLOW<sup>®</sup>-Strömungslösers in der Literatur wie z. B.:

- Lietz et al. (2000),
- Wäschle et al. (2004),
- Boujo et al. (2008),
- Fischer et al. (2010),
- Duncan et al. (2010a) und Duncan et al. (2010b),
- Cyr et al. (2011),
- Kandasamy et al. (2012),
- Koitrand et al. (2014),
- Gleason et al. (2015),
- Schnepf et al. (2013), Schnepf et al. (2015b), Schnepf et al. (2015a) und Schnepf (2016),
- Lew et al. (2017) oder
- Lee (2018).

Die Studien beziehen sich auf sehr unterschiedliche Anwendungsfälle, angefangen von einem isolierten Einzelrad bis hin zu Serienfahrzeugen. Hierbei werden verschiedene der in Abschn. 3.2.5 beschriebenen Methoden zur Modellierung rotierender Räder angewendet und teilweise auch miteinander verglichen (z. B. Kandasamy et al. 2012, Schnepf 2016). Im Folgenden werden ausgewählte Validierungsstudien vorgestellt, deren Fokus auf der Simulationsgüte der Strömung im Rad- und Radhausbereich liegt.

**Modlinger et al.** (2007) untersuchten zwei verschiedene Radmodellierungsmethoden sowie ausgewählte geometrische Modellierungsdetails im Radbereich (Längsrillen und Reifendeformation) hinsichtlich ihres Einflusses auf die aerodynamischen Kraftbeiwerte. Hierzu führten sie Berechnungen mit PowerFLOW<sup>®</sup> 5.3c an einem Einzelradmodell sowie Halb- und Vollmodell eines Serienfahrzeugs (BMW530i) mit detailliertem Motorraum und Unterboden durch. Bei den Serienfahrzeugmodellen betrug die kleinste Netzkantenlänge 2 mm (im Vergleich dazu beträgt die minimale Kantenlänge in dieser Arbeit 1,25 mm), sodass das Halbmodell aus 27,3 Millionen kubischen Elementen bzw. 15,8 Millionen äquivalenten Volumenelementen (in dieser Arbeit 277 Millionen bzw. 156 Millionen) aufgebaut ist. Während die Reifenrotation stets mittels einer tangentialen Geschwindigkeitswandrandbedingung modelliert wurde, wurde bei den Felgen neben der RWBC auch die MRF-Methode angewendet. Die wesentlichen Erkenntnisse von Modlinger et al. waren, dass die Methode zur Modellierung der Felgenrotation zwar die lokalen Widerstandswerte im Radhausbereich beeinflusst, jedoch die Änderung des Gesamtluftwiderstands  $<1\%$  beim Einzelrad und Serienfahrzeug ist. Die Auftriebskräfte ändern sich hingegen stark in Abhängigkeit von der Modellierungsmethode. Die gleiche Wirkung konnten sie auch hinsichtlich des Einflusses einer statisch belasteten Reifengeometrie beobachten. Im Gegensatz dazu hatte das Einbringen von Längsrillen in die zuvor glatte Reifenlauffläche einen großen Einfluss auf den Gesamtwiderstand (Erhöhung um  $\Delta c_W = +0,050$  beim Einzelrad und  $\Delta c_W = +0,007$  bzw.  $2 \dots 3\%$  beim Serienfahrzeug im Vergleich zum glatten Reifen) und nur einen geringen auf den Gesamtauftrieb ( $<1\%$ ). Anzumerken ist, dass Modlinger et al. die Simulationsergebnisse des Serienfahrzeugmodells lediglich untereinander hinsichtlich lokaler und kumulierter Auftriebs- und Widerstandswerte verglichen, jedoch nicht mit Messdaten aus Windkanalversuchen. Zudem wurden die Auswirkungen auf lokale Strömungsfelder, beispielsweise im Radnachlauf, nicht berücksichtigt. Weiterführende Strömungsanalysen führten sie auf Basis des Berechnungsmodells mit MRF-Modellierung der Felgenrotation und statisch belasteter Längsrillenreifen mit tangentialer Geschwindigkeitswandrandbedingung durch (siehe Abschn. 2.2.4 und Abschn. 6.1).

**Duncan et al.** (2010b) verwendeten zur Modellierung der Reifenrotation die RWBC-Methode und verglichen die numerischen Ergebnisse einer Felgenbewertung mit Messdaten aus einem Ausrollversuch. Die Abweichungen zwischen Numerik und Experiment lagen hier in einem Bereich von  $0,003 < \Delta c_W < 0,006$ .

Umfangreiche Validierungsstudien des PowerFLOW<sup>®</sup>-Strömungslösers wurden außerdem durch **Schnepf et al.** (2013) an einem frei angeströmten, rotierenden Einzelrad durchgeführt. Sie modellierten den profilierten, deformierten Reifen mithilfe der RWBC-Methode und gliederten die Simulationsergebnisse mit Nachlaufmessungen einer 12-Loch-Drucksonde ab. Es zeigte sich, dass die Strömungsablösung im Reifenaufstandsbereich überschätzt wird und

die unterschiedlichen Nachläufe von profilierten und glatten Reifen nur ungenügend abgebildet werden. Die wesentliche Erkenntnis war folglich, dass sich die RWBC nicht zur Modellierung der Rotation eines detaillierten Reifenprofils (mit Längs- und Querrillen) eignet. Darauf aufbauend nahmen Schnepf et al. (2015a) ein weiteres Validierungssetup hinzu, bei dem sie das Einzelrad mit einem kleinen Abstand zum Boden (10 mm) rotieren ließen. Bei diesem Setup konnten sie das gesamte (unbelastete) Rad mit einer „Sliding-Mesh“-Region, d. h. eine in der Simulation rotierende Region, umgeben. Für dieses rein akademische Setup erzielten sie mit der „Sliding-Mesh“-Methode eine bessere Übereinstimmung zum Windkanalversuch als mit der RWBC-Methode. Insbesondere im unteren Radbereich konnte die Umströmung hinreichend genau abgebildet werden. Im oberen Radbereich zeigte sich jedoch eine verzögerte Strömungsablösung, die abhängig war von der gewählten Netzauflösung. Eine höhere Auflösung führte nach Schnepf et al. (2015a) nicht zu genaueren Ergebnissen, was sie mit Limitierungen im Wandmodell begründeten. Schnepf (2016) verfolgte einen neuen Ansatz zur Abbildung des Versuchsaufbaus von Schnepf et al. (2013), bei dem ein Ersatzmodell für den profilierten Reifen verwendet wird. Bei diesem Ersatzmodell werden unter dynamischer Belastung digitalisierte Reifengeometrien eingesetzt, bei denen die Querrillen entfernt werden und eine numerische Oberflächenrauheit (5 mm) die Rotation der Querrillen nachbilden soll. Die Reifenrotation wurde mithilfe der konventionellen RWBC-Methode modelliert. Die Felgen rotierten transient mittels eines „Sliding-Mesh“-Ansatzes. Das Ergebnis war, dass die Ersatzmodellierung in Form des Längsrillenreifens mit numerisch rauer Lauffläche eine bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen des profilierten Einzelrads zeigt als das CFD-Setup mit dem vollständigen Reifenprofil. Die Höhe der numerischen Oberflächenrauheit der Reifen hat nach Schnepf et al. (2015a) einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Strömungsergebnis. Darüber hinaus führte Schnepf (2016) auch Untersuchungen an einem Serienfahrzeug durch. Eine Erkenntnis war, dass zur Vorhersage von Felgen- und Reifendifferenzen eine hohe Netzauflösung im Bereich der Räder erforderlich ist (maximal 0,75 mm Kantenlänge).

**Lew et al.** (2017) nutzten neben der konventionellen RWBC-Methode auch die RTT-Methode zur Reifenmodellierung, bei der das Reifenprofil in der Simulation mit Bodenkontakt rotiert. Die RTT-Methode zeigte eine bessere Übereinstimmung mit den Nachlaufmessungen von Schnepf et al. (2013) als die konventionellen Modellierungsmethoden, obwohl auch hier Abweichungen in Bodennähe auftraten. Als möglichen Grund nannten Lew et al. die fehlende Berücksichtigung des verformten Reifenaufstandsbereichs in der Simulation. Darüber hinaus wurden unterschiedliche Durchdringungstiefen des Bodens untersucht und ein Optimum bei 3,5 mm gefunden.

Die Simulation der rotierenden, dreidimensionalen profilierten und dynamisch belasteten Reifen bleibt eine herausfordernde Aufgabe. Da die Genauigkeit der jeweiligen Modellierungsmethode auch von der Art der Implementierung und Vernetzung abhängig sein kann, werden eigene Untersuchungen durchgeführt und die unterschiedlichen Ansätze in Abschn. 4.2.4 miteinander verglichen. Hierbei wird ein Schwerpunkt auf die Simulationsgüte in den Radnachläufen gelegt.

## 4.2 Versuchsfahrzeug VW Golf 7

Das Vorgehen in den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Validierungsstudien ist, die Komplexität der untersuchten PowerFLOW<sup>®</sup>-Modelle sukzessive zu steigern. Bevor in diesem Abschnitt der Fokus auf das Simulationsmodell des Golf 7 gelegt wird, wurden Voruntersuchungen an dem Fabijanic-Modell, dessen vereinfachte Geometrie die Anzahl der Einflussparameter stark gegenüber einem Serienfahrzeug reduziert, durchgeführt. Die Validierungsstudie (siehe Abschn. A.2) an diesem speziellen Vorderwagenmodell hat gezeigt, dass die Luftwiderstandsbeiwerte aus der Simulation eine hinreichende Korrelation zu den Daten aus der Literatur aufweisen. Auch die Verteilung der statischen Druckbeiwerte im Inneren des Radhauses kann qualitativ abgebildet werden, wobei einzelne lokale Abweichungen auftreten. Die lokalen Abweichungen, die auch in den Validierungsstudien anderer Autoren zu beobachten sind, können mit geometrischen Unterschieden in den Modellen bzw. einer unzulänglichen Beschreibung des Versuchsaufbaus erklärt werden.

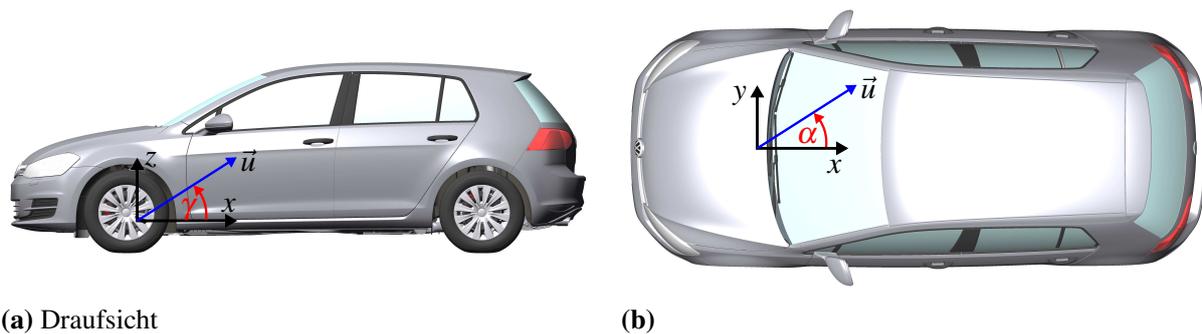
Um mögliche Einflüsse auf die Simulationsgüte isolieren zu können, wird auch die Komplexität des Simulationsmodells des Golf 7 sukzessive gesteigert. Dazu werden unterschiedliche Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs im Windkanal mit Bodensimulation vermessen sowie möglichst realitätsnah als Simulationsmodelle in PowerFLOW<sup>®</sup> aufgebaut. In **Abb. 4.1** ist die Basiskonfiguration, die den Serienzustand des Golf 7 – mit Ausnahme kleiner Änderungen im vorderen Unterbodenbereich – widerspiegelt, im Windkanal und als numerisches Berechnungsmodell dargestellt. Das zugrundeliegende kartesische Koordinatensystem sowie die in den folgenden Untersuchungen verwendeten Strömungswinkel sind **Abb. 4.2** zu entnehmen. Der Abgleich zwischen Experiment und Numerik erfolgt auf Basis der aerodynamischen Kraftbeiwerte, der Strömungstopologie im Radnachlauf sowie charakteristischer Oberflächendruckverteilungen (siehe Abschn. 4.2.1 - 4.2.3). Darüber hinaus wird in Abschn. 4.2.4 eine Auswahl der in Abschn. 3.2.5 beschriebenen Methoden zur Modellierung der Reifenrotation an einer seriennahen Konfiguration des Versuchsfahrzeugs getestet und die Ergebnisse hinsichtlich ihrer Simulationsgüte miteinander verglichen.



(a) Versuchsfahrzeug im Windkanal

(b) Simulationsmodell

**Abb. 4.1:** Versuchsfahrzeug VW Golf 7 in Experiment und Simulation (Hurlbrink et al. 2019)



**Abb. 4.2:** Kartesisches Koordinatensystem und Definition der Strömungswinkel

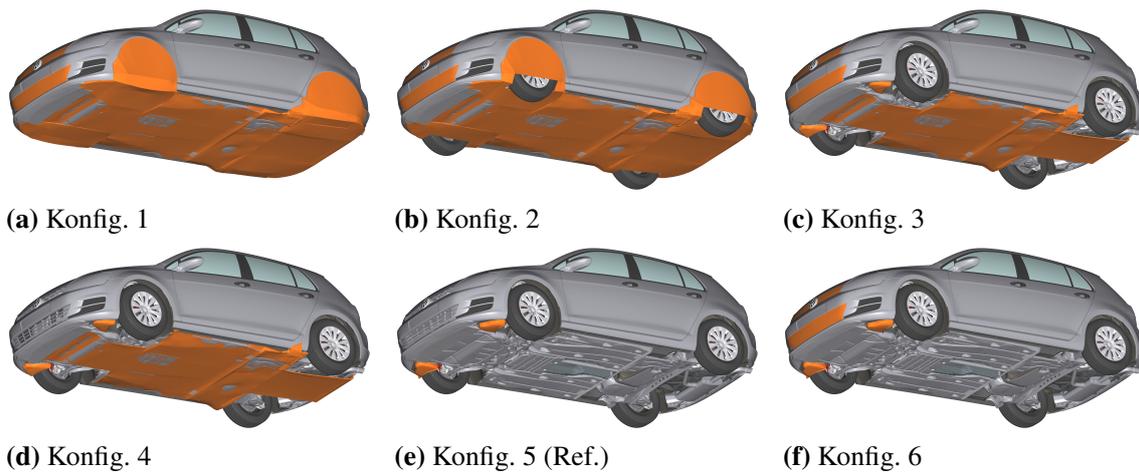
#### 4.2.1 Integraler Luftwiderstandsbeiwert

Das Ziel ist es, die komplexen Strömungsgebiete im Motorraum, Radhaus und Unterboden schrittweise in den Berechnungen zu berücksichtigen, um so die Einzeleffekte auf das Strömungsergebnis und die Simulationsgüte analysieren zu können. Zum Abgleich der numerisch berechneten aerodynamischen Größen werden entsprechende Umbaumaßnahmen an dem Versuchsfahrzeug durchgeführt und im Windkanal untersucht. Die erste Versuchskonfiguration stellt den Fahrzeuggrundkörper dar, bei dem die Räder demontiert und die Radhäuser durch Abdeckungen geschlossen werden (siehe **Abb. 4.3**). Ebenso wird der Unterboden mithilfe von Verkleidungen geglättet. Da die Luft, die durch den Motorraum strömt, aufgrund der Verkleidungen am Austritt aus den Radhäusern und dem Unterboden-/Tunnelbereich gehindert wird, wird die Motorraumdurchströmung durch ein Verschließen der KühlluftEintritte unterbunden.



**Abb. 4.3:** Grundkörper des Golf 7 ohne Räder, mit geschlossenen Radhäusern und geglättetem Unterboden (Konfig. 1)

Neben dieser Konfiguration sind auch die weiteren Fahrzeugkonfigurationen des Golf 7, die sowohl experimentell im Windkanal als auch mittels CFD untersucht werden, in **Abb. 4.4** gezeigt. Im nächsten Schritt werden die Räder dem Grundkörper hinzugefügt, wobei die seitlichen sowie Teile der unteren Radhausabdeckungen erhalten bleiben (siehe **Abb. 4.4b**), sodass die Radhäuser – mit Ausnahme kleiner Spalte zwischen den Verkleidungen und rotierenden Rädern – nahezu vollständig verschlossen sind. Mithilfe dieser Konfiguration kann der Einfluss des frei angeströmten, unteren Radbereichs bestimmt werden.



**Abb. 4.4:** Untersuchte Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs

Bei der dritten Versuchskonfiguration werden die Verkleidungen der Radhäuser entfernt und stattdessen zwei gespiegelte Anbauteile im Unterbodenbereich, sogenannte Verdrängungskörper (VDK), stromaufwärts der vorderen Radhäuser platziert (siehe **Abb. 4.4c**). In der Konfiguration 4 (siehe **Abb. 4.4d**) wird die Durchströmung des Motorraums ermöglicht, wobei die Luft aufgrund der Verkleidungen im Unterbodenbereich nur durch die Radhäuser und nicht aus dem Tunnelbereich ausströmen kann. Im nächsten Schritt werden auch die Verkleidungen im Unterbodenbereich entfernt. Hieraus ergibt sich die in **Abb. 4.4e** dargestellte und in den nachfolgenden Untersuchungen häufig als Referenz verwendete Konfiguration 5. Diese unterscheidet sich zum Serienzustand – neben dem geglätteten Bugspoilerbereich – durch die bereits beschriebenen Verdrängungskörper stromaufwärts der vorderen Radhäuser. Im letzten Schritt werden auf Basis der Referenzkonfiguration die KühlluftEintritte im Frontbereich geschlossen und die Luft am Eintritt in den Motorraum gehindert (Konfig. 6, siehe **Abb. 4.4f**).

In **Tab. 4.1** sind die gemittelten Luftwiderstandsbeiwerte  $\bar{c}_{W,num}$  bzw.  $\bar{c}_{W,exp}$  aus Numerik und Experiment unter Vernachlässigung der geänderten projizierten Fahrzeugfläche gegenübergestellt. Außerdem geben  $\varepsilon_{\bar{c}_{W,num},95\%}$  bzw.  $\varepsilon_{\bar{c}_{W,exp},95\%}$  die Grenzen der 95 %-Konfidenzintervalle für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts sowie  $\varepsilon_{\bar{c}_{W},95\%}$  die Summe beider Intervalle an. Es ist ersichtlich, dass die Abweichungen zwischen Numerik und Experiment bei nahezu allen Fahrzeugkonfigurationen signifikant sind (d. h. die Abweichungen übersteigen die Ungenauigkeit der Mittelwerte, siehe Abschn. 3.3), mit Ausnahme der Konfiguration 2, bei der die aerodynamischen Kennwerte exakt prognostiziert werden. Die Abweichung zwischen Numerik und Experiment ist bei der seriennahen Fahrzeugkonfiguration 5 am größten und beträgt

$$\left| \bar{c}_{W,num} - \bar{c}_{W,exp} \right| - \varepsilon_{\bar{c}_{W},95\%} = 0,011 - 0,0011 = 0,0099 \quad (4.1)$$

unter Berücksichtigung des 95 %-Konfidenzintervalls.

**Tab. 4.1:** Numerisch und experimentell bestimmte mittlere Luftwiderstandsbeiwerte auf Basis einer konstanten Fahrzeugstirnfläche und deren Mittelwertfehler (95 %-Konfidenzintervall) in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration

Konfig.	1	2	3	4	5	6
Räder	-	x	x	x	x	x
Radhausdurchströmung	-	-	x	x	x	x
Motorraumdurchströmung	-	-	-	x	x	-
detaillierter Unterboden	-	-	-	-	x	x
Verdrängungskörper	-	-	x	x	x	x
$\bar{c}_{W,num}$	0,211	0,267	0,283	0,292	0,300	0,289
$\varepsilon_{\bar{c}_{W,num},95\%}$	$\pm 0,0007$					
$\bar{c}_{W,exp}$	0,217	0,267	0,280	0,301	0,311	0,280
$\varepsilon_{\bar{c}_{W,exp},95\%}$	$\pm 0,0006$	$\pm 0,0005$	$\pm 0,0004$	$\pm 0,0004$	$\pm 0,0004$	$\pm 0,0004$
$\varepsilon_{\bar{c}_W,95\%}$	$\pm 0,0013$	$\pm 0,0012$	$\pm 0,0011$	$\pm 0,0011$	$\pm 0,0011$	$\pm 0,0011$

Auffällig ist das Berechnungsergebnis der Fahrzeugkonfiguration 6, das trotz des Verzichts auf eine Motorraumdurchströmung eine signifikante Abweichung von

$$|\bar{c}_{W,num} - \bar{c}_{W,exp}| - \varepsilon_{\bar{c}_W,95\%} = 0,009 - 0,0011 = 0,0079 \quad (4.2)$$

zum Windkanalmesswert (unter Berücksichtigung des 95 %-Konfidenzintervalls) aufweist. Damit ergibt sich simulativ ein Kühlluftwiderstand von  $\Delta c_{W,K} = 0,011$ , der auf die Durchströmung des Motorraums zurückzuführen ist, wohingegen im Windkanal ein Kühlluftwiderstand von  $\Delta c_{W,K} = 0,031$  gemessen wird. Die Verluste einer Motorraumdurchströmung werden demnach in PowerFLOW für diese Fahrzeugkonfiguration signifikant unterschätzt. Es sei an dieser Stelle erneut darauf hingewiesen, dass geometrische bzw. modellbasierte Vereinfachungen im Simulationsmodell, insbesondere die Modellierung des virtuellen Windkanals, zu den beobachteten Abweichungen zwischen Simulation und Experiment führen können. In Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration können die Wechselwirkungen des virtuellen Windkanals mit der spezifischen Fahrzeugumströmung unterschiedlich sein und so die Abweichungen begründen.

Der Einfluss der Räder und Radhäuser lässt sich durch den Vergleich der Fahrzeugkonfigurationen 1 bis 3 bestimmen: Basierend auf einer Versuchskonfiguration mit glattem Unterboden und geschlossenen Kühlluftetritten besitzen die Räder und Radhäuser einen Anteil von 22,5 % am Gesamtluftwiderstand des Fahrzeugs. Die Räder allein weisen einen Luftwiderstandsanteil von 18 % – bezogen auf die Fahrzeugkonfiguration 3 – auf. Rückschlüsse auf die Widerstandsanteile von Rädern und Radhäusern auf Basis einer seriennahen Fahrzeugkonfiguration mit detailliertem Unterboden und Motorraumdurchströmung können anhand der Messergebnisse nicht getroffen werden. Wie bereits in Abschn. 2.2.1 erläutert, wird die Widerstandserhöhung nicht allein durch den zusätzlichen Luftwiderstand der Räder und Radhäuser hervorgerufen, sondern auch durch Interferenzeffekte mit der Unterboden- sowie Heckströmung und damit dem Fahrzeuggrundkörper (Elofsson und Bannister 2002,

Wiedemann und Potthoff 2003, Wäschle 2006, Wäschle 2007). Durch ein Verschließen der Radhäuser strömt die Motorkühlluft im Wesentlichen durch den Tunnel aus, wodurch die Unterboden- und Heckströmung maßgeblich beeinflusst wird.

Mercker et al. (1991) haben ähnliche Untersuchungen an einem Opel Calibra durchgeführt, wobei hier das Referenzfahrzeug einen glatten Unterboden besaß. Die Ergebnisse zeigen, dass die Räder und Radhäuser einen Anteil von etwa 33 % am Gesamtluftwiderstand des Versuchsfahrzeugs generieren. Bei den Windkanalversuchen von Pfadenhauer et al. (1996) an einem Audi A3 mit realem Unterboden sank der Luftwiderstandsbeiwert durch den Entfall der Räder und das Schließen der Radhäuser um ca. 32 %. Den Rädern allein ordneten sie einen Luftwiderstandsanteil von 25 % zu.

#### 4.2.2 Geschwindigkeitsfeld im Radnachlauf

In **Abb. 4.5** sind die Ebenen in den Radnachläufen senkrecht zur Hauptströmungsrichtung gezeigt, in denen das Geschwindigkeitsfeld mithilfe einer Kobrasonde gemessen und anschließend mit Simulationsergebnissen verglichen wird. Die zeitabhängigen Messgrößen werden mit einer Abtastrate von 5 kHz über eine Messdauer von 1,6 s aufgenommen.

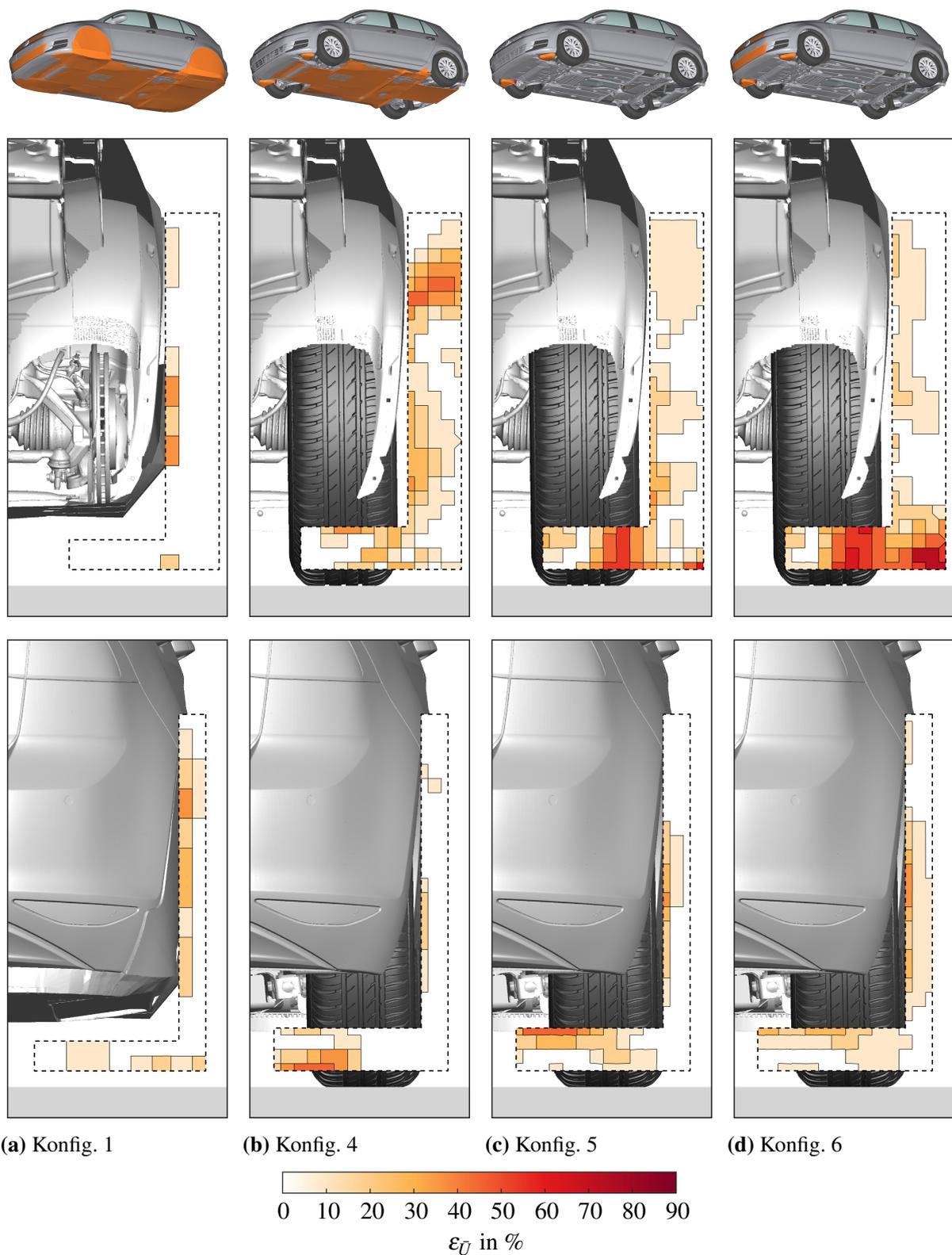


**Abb. 4.5:** Position der Messebenen im Radnachlauf in Versuch und Berechnung

Zur Bewertung der Simulationsgüte wird aus den zeitgemittelten Absolutgeschwindigkeiten  $\bar{U}_{\text{exp}}$  bzw.  $\bar{U}_{\text{num}}$  die prozentuale Abweichung

$$\varepsilon_{\bar{U}} \equiv \left| \frac{\bar{U}_{\text{num}} - \bar{U}_{\text{exp}}}{\bar{U}_{\text{exp}}} \right| \cdot 100 \% \quad (4.3)$$

zwischen Experiment und Numerik bestimmt. In **Abb. 4.6** sind diese prozentualen Abweichungen in den Nachlaufebenen A und B für ausgewählte Fahrzeugkonfigurationen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Abweichungen mit der Hinzunahme von rotierenden Rädern und Radhäusern deutlich zunehmen. Zur quantitativen Bewertung der Simulationsgüte wird der Signifikanzfaktor  $t_{\bar{U}}$  herangezogen, der das Verhältnis der absoluten Abweichung zum Fehler des Mittelwerts angibt (siehe Abschn. 3.3). Eine Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten ist demnach signifikant mit einer Wahrscheinlichkeit von mindestens 95,5 %, wenn  $t_{\bar{U}} \geq 2$  ist. In **Abb. 4.7** ist die Verteilung des Signifikanzfaktors für die zwei Auswertebenen A und B im Vorder- und Hinterradnachlauf gezeigt. Die weiß bzw. blassgelb eingefärbten Bereiche



**Abb. 4.6:** Prozentuale Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorderradnachlauf (Ebene A, obere Zeile) und Hinterradnachlauf (Ebene B, untere Zeile) in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration

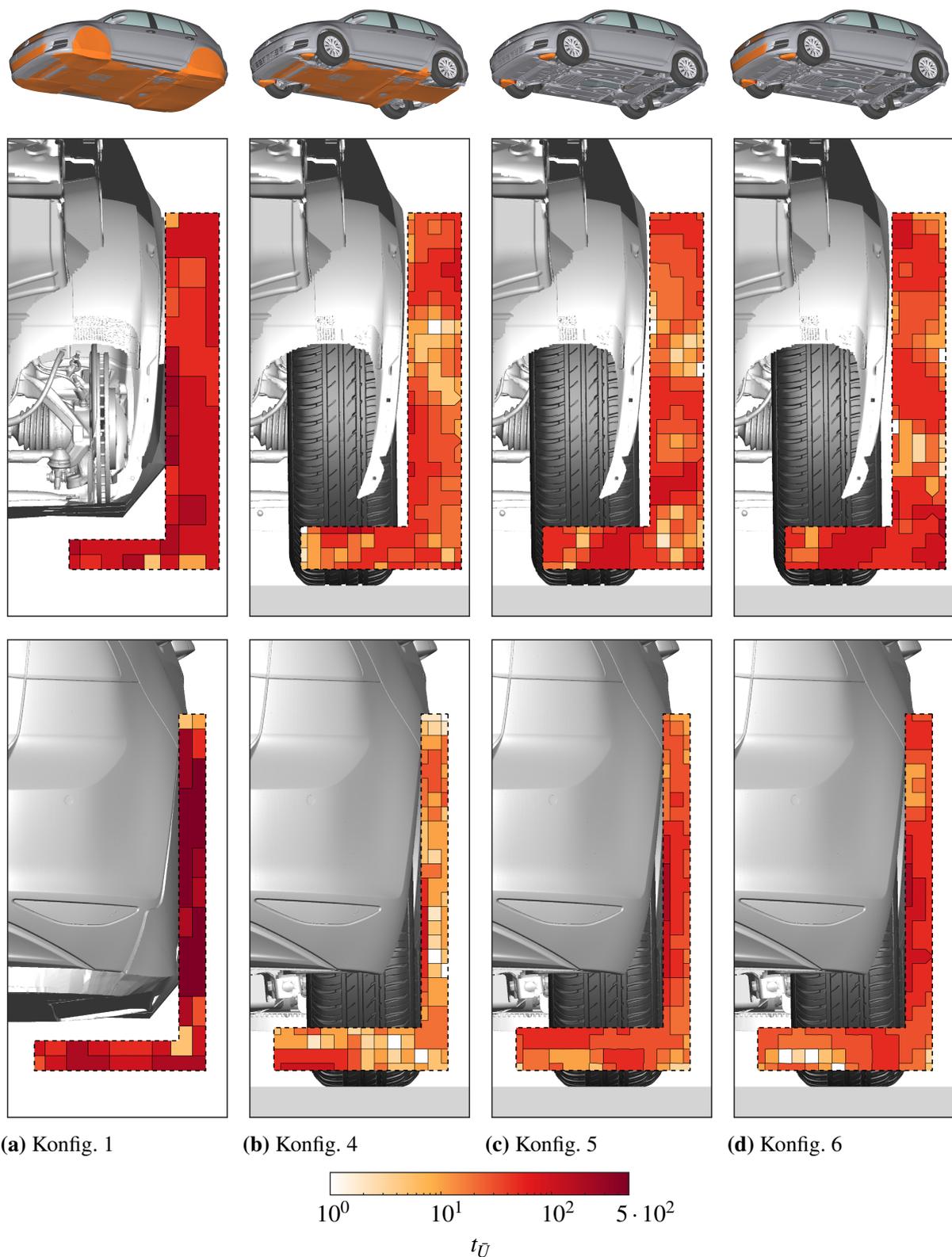
mit  $t_{\bar{U}} < 2$  stellen Regionen dar, in denen die Abweichung zwischen Numerik und Experiment nicht signifikant ist (auf Basis des 95,5 %-Konfidenzintervalls). Es wird deutlich, dass aufgrund der großen Stichprobenumfänge ( $n_{\text{num}} > 1,8 \cdot 10^5$ ;  $n_{\text{exp}} = 8192$ ) die Unsicherheiten der arithmetischen Mittelwerte sehr gering sind und somit nur wenige nicht-signifikante Bereiche auftreten. Am signifikantesten sind die Abweichungen im bodennahen Nachlauf des Vorderrads und auf mittlerer Höhe des Hinterradnachs auf in Fahrzeugnähe.

Um die Signifikanz der Abweichungen zwischen den einzelnen Fahrzeugkonfigurationen vergleichen zu können, sind in **Tab. 4.2** die über die jeweilige Nachlaufebene gemittelten Signifikanzfaktoren dargestellt. Auffällig ist, dass unter Berücksichtigung des Mittelwertfehlers die Abweichungen zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten bei der Fahrzeugkonfiguration 1 am signifikantesten sind. Da die Ungenauigkeit des arithmetischen Mittelwerts im Nenner des Signifikanzfaktors steht (siehe Gl. 3.19) und die relativen Abweichungen zwischen Numerik und Experiment vergleichsweise gering sind (siehe **Abb. 4.7a**), folgt hieraus, dass der Mittelwertfehler (Zähler des Signifikanzfaktors) bei dieser Messkonfiguration sehr klein ist. Unter den seriennahen Konfigurationen (4-6) weist die Fahrzeugkonfiguration 6 (ohne Motorraumdurchströmung) das höchste Signifikanzniveau hinsichtlich der Abweichungen zwischen den Simulations- und Messergebnissen im Vorder- und Hinterradnachs auf.

**Tab. 4.2:** Räumlich gemittelter Signifikanzfaktor für die Abweichung zwischen den mittleren Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration

Fahrzeugkonfiguration	1	4	5	6
Räder	-	x	x	x
Radhausdurchströmung	-	x	x	x
Motorraumdurchströmung	-	x	x	-
detaillierter Unterboden	-	-	x	x
Verdrängungskörper	-	x	x	x
$\bar{t}_{\bar{U}}$ (Ebene A)	146,2	47,4	51,5	68,0
$\bar{t}_{\bar{U}}$ (Ebene B)	312,8	27,2	50,6	63,2

Abgesehen von der Fahrzeugkonfiguration 1 treten die signifikantesten Abweichungen in den Vorderradnachs auf. Dieser Bereich ist durch starke Strömungsablösungen und Verwirbelungen gekennzeichnet. Die daraus resultierenden hohen Geschwindigkeitskomponenten quer zur Hauptströmungsrichtung können dazu führen, dass der Messbereich ( $\pm 45^\circ$ ) der Kobrasonde temporär überschritten wird und die Genauigkeit der Messdaten abnimmt. Gegen diese These sprechen allerdings die geringen Mittelwertfehler, aus denen die hohe Signifikanz der Abweichungen folgt (siehe **Abb. 4.7** und **Tab. 4.2**). Dennoch werden im folgenden die relativen Häufigkeiten der zeitabhängigen Strömungswinkel in der  $x,y$ - bzw.  $x,z$ -Ebene, die als  $\alpha$  bzw.  $\gamma$  (siehe **Abb. 4.2**) definiert sind, an charakteristischen Messstellen überprüft. Weichen diese stark von einer Normalverteilung ab, wäre dies ein Indiz für höhere Messunsicherheiten. Die ausgewählten Messstellen sind charakterisiert durch eine hohe prozentuale Abweichung zwischen Numerik und Experiment ( $\epsilon_{\bar{U}}$  groß) bzw. einen

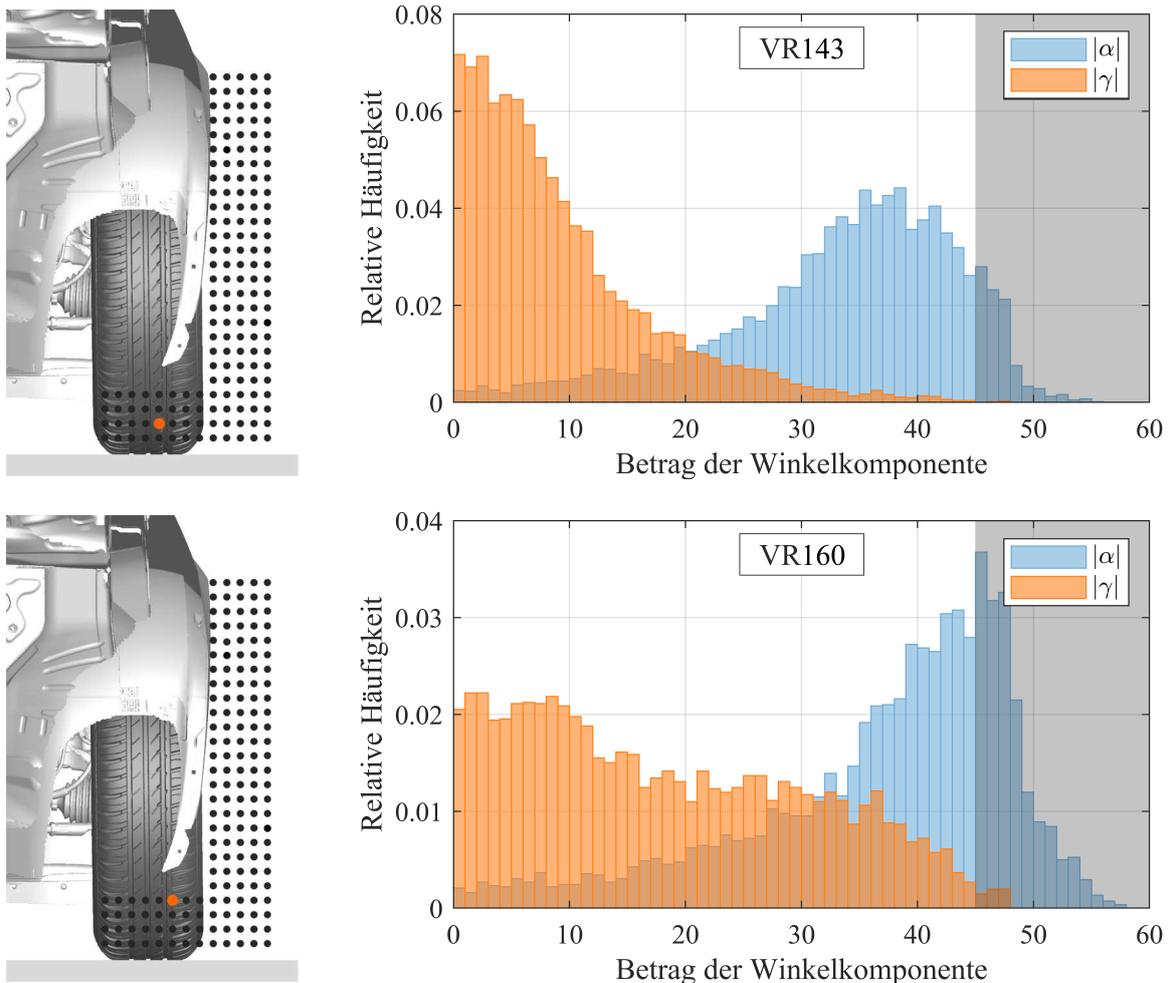


**Abb. 4.7:** Signifikanz der Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorderradnachlauf (Ebene A, obere Zeile) und Hinterradnachlauf (Ebene B, untere Zeile) für unterschiedliche Fahrzeugkonfigurationen

hohen Signifikanzfaktor  $t_{\bar{U}}$ . In **Tab. 4.3** sind die an diesen Messstellen maximal auftretenden Strömungswinkelbeträge aufgelistet. Die entsprechenden relativen Häufigkeiten der zeitabhängigen Beträge der Winkelkomponenten sind in **Abb. 4.8** dargestellt. Die Histogramme verdeutlichen, dass insbesondere in der  $x,y$ -Ebene Strömungswinkelbeträge größer als  $45^\circ$  auftreten. In diesen Bereichen weichen die Häufigkeitsverteilungen von der Form einer Normalverteilung ab und die relativen Häufigkeiten fallen deutlich ab. Die hieraus resultierende Schiefe der Häufigkeitsverteilung deutet auf gewisse Messfehler durch das Überschreiten des Winkeltoleranzbereichs der Kobrasonde hin. Da die Bestimmung des Mittelwertfehlers

**Tab. 4.3:** Maximale Strömungswinkelbeträge an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachlauf (Ebene A)

Messstelle	Eigenschaft	$ \alpha_{\max} $	$ \gamma_{\max} $
VR143	$t_{\bar{U}}$ groß	$55,0^\circ$	$47,6^\circ$
VR160	$\varepsilon_{\bar{U}}$ groß	$57,5^\circ$	$48,0^\circ$

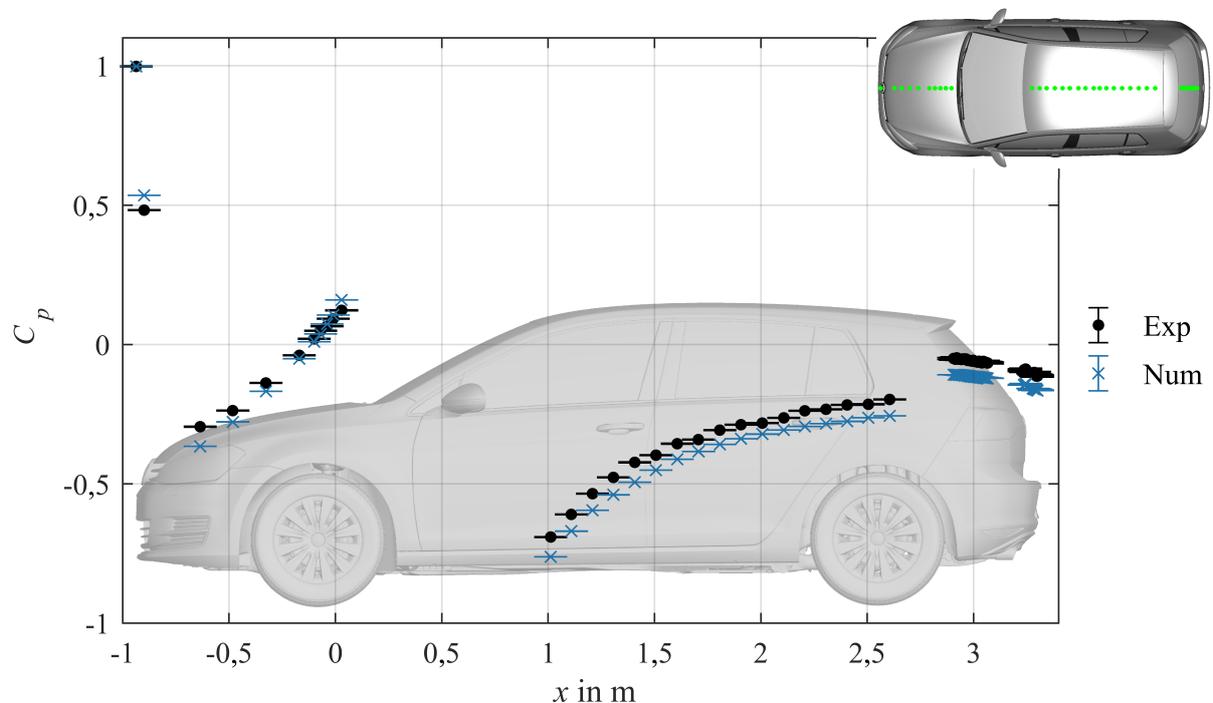


**Abb. 4.8:** Relative Häufigkeiten der Strömungswinkelbeträge  $|\alpha|$  und  $|\gamma|$  an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachlauf (Ebene A) der Referenzkonfiguration

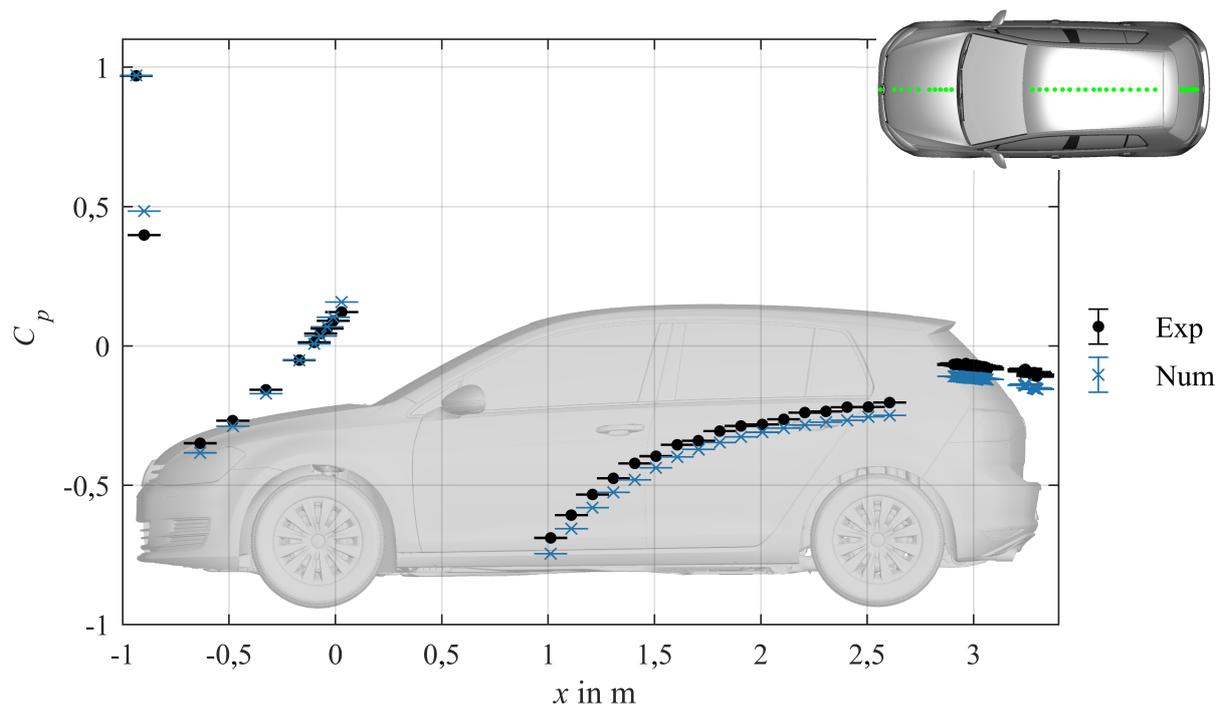
$\varepsilon_{\bar{x}}$  eine normalverteilte Messgröße  $X$  voraussetzt, können Abweichungen von einer solchen Verteilung erhöhte Unsicherheiten des arithmetischen Mittels hervorrufen. Die geringere Simulationsgüte in Teilbereichen des Vorderradnachsbaus könnte folglich zu einem gewissen Teil auf Ungenauigkeiten der Messmethode zurückzuführen sein. Abhilfe könnte hier ein alternativ gestalteter Sondenkopf schaffen, der einen größeren Winkelmessbereich besitzt. Eine größere Winkeltoleranz wird beispielsweise durch eine größere Anzahl von Druckbohrungen erreicht, wodurch sich allerdings der notwendige Bauraum sowie die Invasivität auf das Strömungsfeld erhöht.

#### 4.2.3 Oberflächendruckverteilungen

Ein Vergleich der experimentell und numerisch bestimmten statischen Druckbeiwerte (siehe Gl. 2.1) im zentralen Längsschnitt des Fahrzeugs erfolgt in **Abb. 4.9 - 4.10** für bestimmte Fahrzeugkonfigurationen. Die Unsicherheiten  $\varepsilon_{\bar{C}_p, \text{num}, 95\%}$  bzw.  $\varepsilon_{\bar{C}_p, \text{exp}, 95\%}$  hinsichtlich der Mittelwerte werden in Form von Fehlerbalken auf Basis des 95 %-Konfidenzintervalls dargestellt. Obgleich die Anzahl der Messstellen mit signifikanten Abweichungen zwischen Numerik und Experiment groß ist, können die Druckverläufe im Längsschnitt für die untersuchten Fahrzeugkonfigurationen qualitativ in der Simulation abgebildet werden. Im Heckbereich korrelieren die statischen Drücke des Berechnungsfalls ohne Motorraumdurchströmung (Konfig. 6) besser mit den Messdaten als die der Konfiguration mit Motorraumdurch-



**Abb. 4.9:** Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt der Fahrzeugkonfiguration 5 in Numerik und Experiment; Fehlerbalken geben das 95 %-Konfidenzintervall für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts an



**Abb. 4.10:** Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt der Fahrzeugkonfiguration 6 in Numerik und Experiment; Fehlerbalken geben das 95 %-Konfidenzintervall für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts an

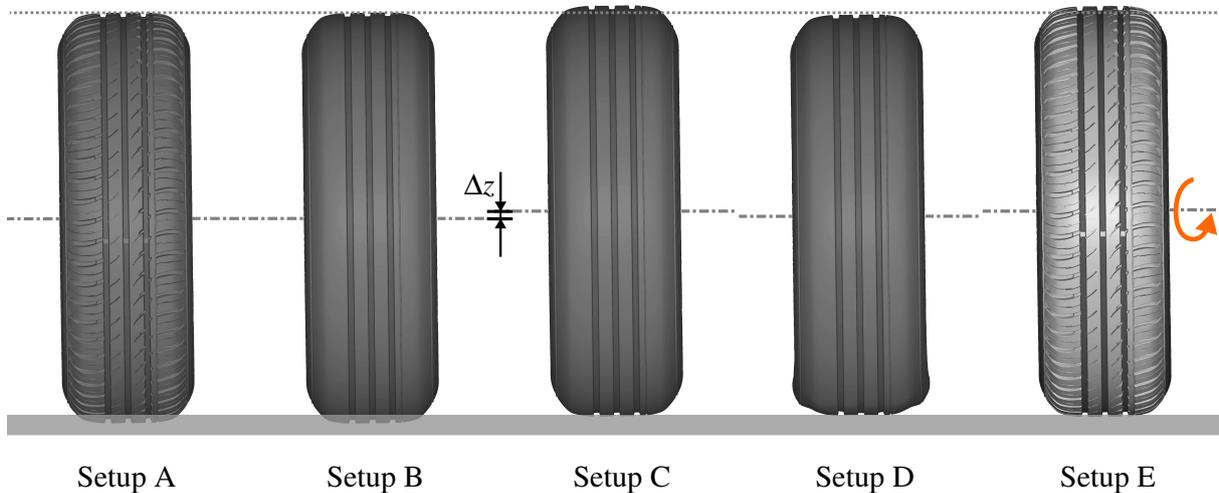
strömung (Konfig. 5), wobei die Abweichungen in beiden Fällen signifikant sind. Dieses Ergebnis bestätigt die Untersuchungen aus Abschn. 4.2.1, in denen der Abgleich der gemittelten Luftwiderstandsbeiwerte aus Numerik und Experiment ebenfalls eine bessere Korrelation für die Fahrzeugkonfiguration 6 ergeben hat.

#### 4.2.4 Vergleich unterschiedlicher Reifenmodellierungsmethoden

Zur Modellierung der Reifenrotation wird eine Auswahl der in Abschn. 3.2.5 beschriebenen Methoden an dem Golf 7-Simulationsmodell (Konfig. 5) getestet (siehe auch **Abb. 4.11**):

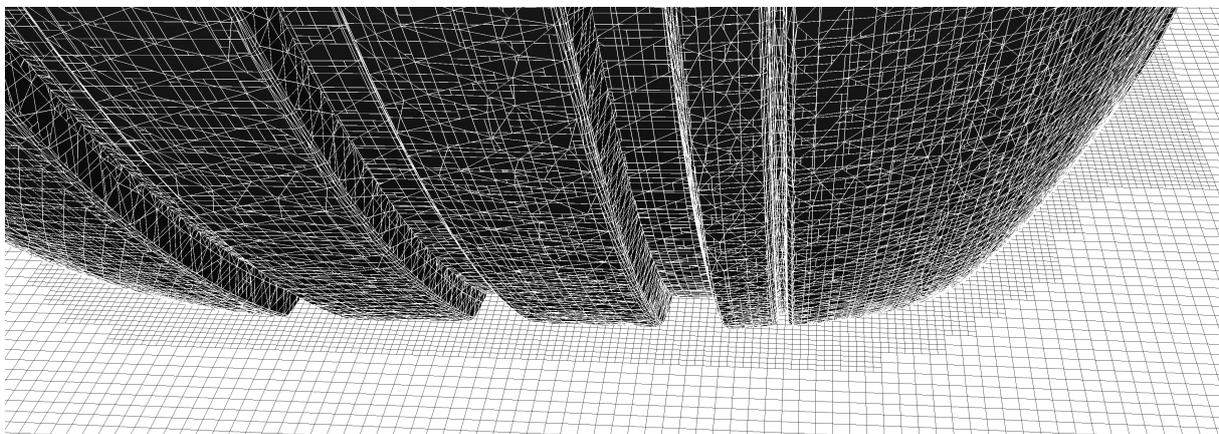
- Modellierung der Reifenrotation mithilfe der RWBC-Methode:
  - unter Berücksichtigung des vollständigen Reifenprofils (Setup A);
  - auf Basis einer Ersatzmodellierung durch einen Längsrillenreifen mit numerisch rauer Lauffläche:
    - \* in Ausgangslage (Setup B);
    - \* um  $\Delta z$  in  $z$ -Richtung verschoben, sodass Längsrillen im Radaufstandsbereich durchströmt werden können (Setup C);
    - \* unter Berücksichtigung einer Verformung des Reifens im Radaufstandsbereich (Latsch), Längsrillen können durchströmt werden (Setup D);

- Modellierung der Reifenrotation mithilfe der RTT-Methode unter Berücksichtigung des vollständigen Reifenprofils, Rad ist um  $\Delta z$  in  $z$ -Richtung verschoben, sodass Längsrillen im Radaufstandsbereich durchströmt werden können (Setup E).



**Abb. 4.11:** Untersuchte Modellierungsmethoden rotierender Reifen

Im ersten Schritt wird die Reifengeometrie sowohl unbelastet als auch unter statischer Belastung optisch vermessen und digitalisiert. Das Volumen innerhalb des Reifenprofils wird mit einer Auflösung von 1,25 mm vernetzt (siehe **Abb. 4.12**). Für die Querrillen ist eine solche Auflösung im Allgemeinen nicht ausreichend, wodurch es zu verringerten Wechselwirkungen zwischen den Rillen und der Hauptströmung kommen kann. Bei einer Ersatzmodellierung des Reifenprofils durch Längsrillen (Setup B, C, D) werden die Strömungsverluste, die durch die Querrillen entstehen und zu einer Aufdickung der Grenzschicht führen, durch die Aufprägung einer numerischen Oberflächenrauheit auf der Reifenlauffläche modelliert. Das Ergebnis bisheriger Untersuchungen war, dass die Durchströmung der Längsrillen zu gewährleisten ist, um einen Druckausgleich zwischen der Vorder- und Rückseite des Rads zu ermöglichen und somit das „Jetting“-Phänomen zu reduzieren (Schnepf et al. 2015a). Zum anderen ist eine realistische Gestaltung der Reifengeometrie in Bodennähe erforderlich, da



**Abb. 4.12:** Oberflächen- und Volumenvernetzung im Bereich des Vorderreifens

dieser Bereich frei angeströmt wird und einen großen Einfluss auf die Strömungstopologie besitzt. Zur verbesserten Modellierung des Bodenkontakts wird im nächsten Schritt folglich das Rad im Vergleich zu der Ausgangslage in  $z$ -Richtung verschoben (Setup C). Beim Setup D wird zusätzlich die Reifenverformung unter statischer Last modelliert. Durch die daraus resultierende Verringerung der Reifenhöhe im Radaufstandsbereich ist die notwendige Verschiebung des Radmittelpunkts in  $z$ -Richtung, um den Bodenkontakt des Reifens realitätsnah abzubilden, nahezu null. Für das Setup E erfolgt der Wechsel auf die RTT-Methode, die es ermöglicht, dass das Oberflächennetz des Reifens in der Simulation rotiert. Eine Verformung des Reifens im Radaufstandsbereich kann daher nicht ohne Weiteres modelliert werden. Das Rad wird analog zu den Setups C und D in seiner  $z$ -Lage positioniert.

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Modellierungsmethoden an dem Golf 7-Simulationsmodell validiert. Der Abgleich erfolgt mittels integraler Kraftmessungen, lokaler Strömungsfeldmessungen im vorderen und hinteren Radnachlauf sowie statischer Druckmessungen auf der Außenhaut des Fahrzeugs und im vorderen Radhaus.

**Integrale Kraftbeiwerte** Die auf den unterschiedlichen Reifenmodellierungsmethoden basierenden mittleren Luftwiderstandsbeiwerte sind in **Tab. 4.4** dem Windkanalmesswert  $\bar{c}_{W,exp} = 0,311$  gegenübergestellt. Die Änderung der Fahrzeugstirnfläche durch die Verschiebung der Radmittelpunkte wird nicht berücksichtigt. Die Grenzen der 95 %-Konfidenzintervalle für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts werden durch  $\epsilon_{\bar{c}_{W,num},95\%}$  bzw.  $\epsilon_{\bar{c}_{W,exp},95\%}$  sowie die Summe beider Intervalle  $\epsilon_{\bar{c}_{W},95\%}$  angegeben. Die Vereinfachung des Reifenpro-

**Tab. 4.4:** Numerisch berechnete mittlere Luftwiderstandsbeiwerte und deren Mittelwertfehler basierend auf unterschiedlichen Reifenmodellierungsmethoden und einer konstanten Fahrzeugstirnfläche im Vergleich zum Windkanalmesswert  $\bar{c}_{W,exp} = 0,311$  (95 %-Konfidenzintervall:  $\epsilon_{\bar{c}_{W,exp},95\%} = \pm 0,0004$ )

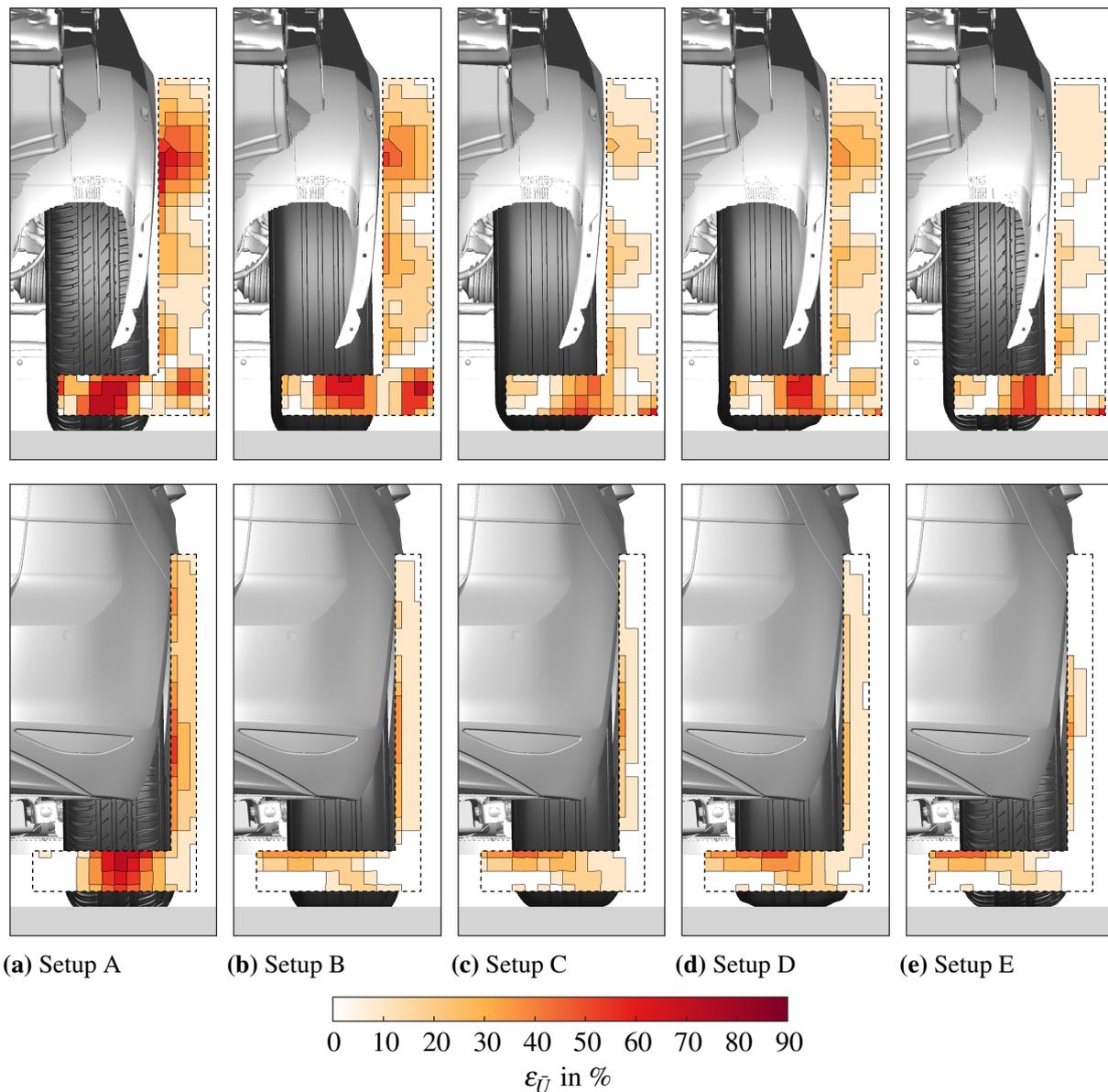
Setup	A	B	C	D	E
Reifengeometrie	detailliert	nur Längsrillen	nur Längsrillen	nur Längsrillen	detailliert
num. Oberflächenrauheit	-	4 mm	4 mm	4 mm	-
Bodendurchdringung					
- Vorderräder	23 mm	23 mm	4 mm	2 mm	4 mm
- Hinterräder	17 mm	17 mm	4 mm	2 mm	4 mm
Durchströmung der Längsrillen	-	-	x	x	x
Latschmodellierung	-	-	-	x	-
Modellierung der Relativbewegung	RWBC	RWBC	RWBC	RWBC	RTT
$\bar{c}_{W,num}$	0,311	0,301	0,300	0,301	0,300
$\epsilon_{\bar{c}_{W,num},95\%}$	$\pm 0,0007$	$\pm 0,0007$	$\pm 0,0007$	$\pm 0,0007$	$\pm 0,0007$
$\epsilon_{\bar{c}_{W},95\%}$	$\pm 0,001$	$\pm 0,001$	$\pm 0,001$	$\pm 0,001$	$\pm 0,001$

fls durch einen Längsrillenreifen mit numerischer Oberflächenrauheit (Setup B) führt gegenüber dem Setup A zu einer Reduzierung des Luftwiderstandsbeiwerts um  $\Delta c_W = -0,010$ . Abgesprungen von einer solchen Ersatzmodellierung hat hingegen eine realistischere Darstellung des Reifenaufstandsbereichs durch eine Verschiebung des Radmittelpunkts (Setup C) oder eine Deformation des Reifens (Setup D) einen vernachlässigbaren Einfluss auf den Luftwiderstandsbeiwert. Auch die Verwendung des Setups E, bei dem das detaillierte Reifenprofil mithilfe der RTT-Methode in der Berechnung rotiert, resultiert in einer Abweichung von  $\Delta c_W = -0,011$  zwischen den numerisch und experimentell bestimmten Luftwiderstandsbeiwerten. Obgleich das Setup A (detailliertes Reifenprofil, RWBC) die beste Übereinstimmung hinsichtlich des absoluten Luftwiderstandsbeiwerts zeigt, können keine Rückschlüsse auf die lokale Simulationsgüte gezogen werden. Die bereits genannten geometrischen bzw. modellbasierten Vereinfachungen des Simulationsmodells, insbesondere die Modellierung des virtuellen Windkanals, kann zu der beobachteten Abweichung von ca.  $\Delta c_W = 0,010$  zwischen Simulation und Experiment führen. Somit ist eine Bewertung der Reifenmodellierungsmethoden basierend auf integralen Größen nicht sinnvoll, insofern das Simulationsmodell die Windkanalumgebung nur vereinfacht wiedergibt.

Da für die nachfolgenden Strömungsanalysen und Maßnahmenentwicklungen der Fokus auf der Radhausströmung liegt, werden nun die verschiedenen Reifenmodellierungsmethoden hinsichtlich ihrer Simulationsgüte im Radhausbereich bewertet. Der Abgleich erfolgt zunächst auf Basis des mittleren Geschwindigkeitsfelds in den Radnächläufen.

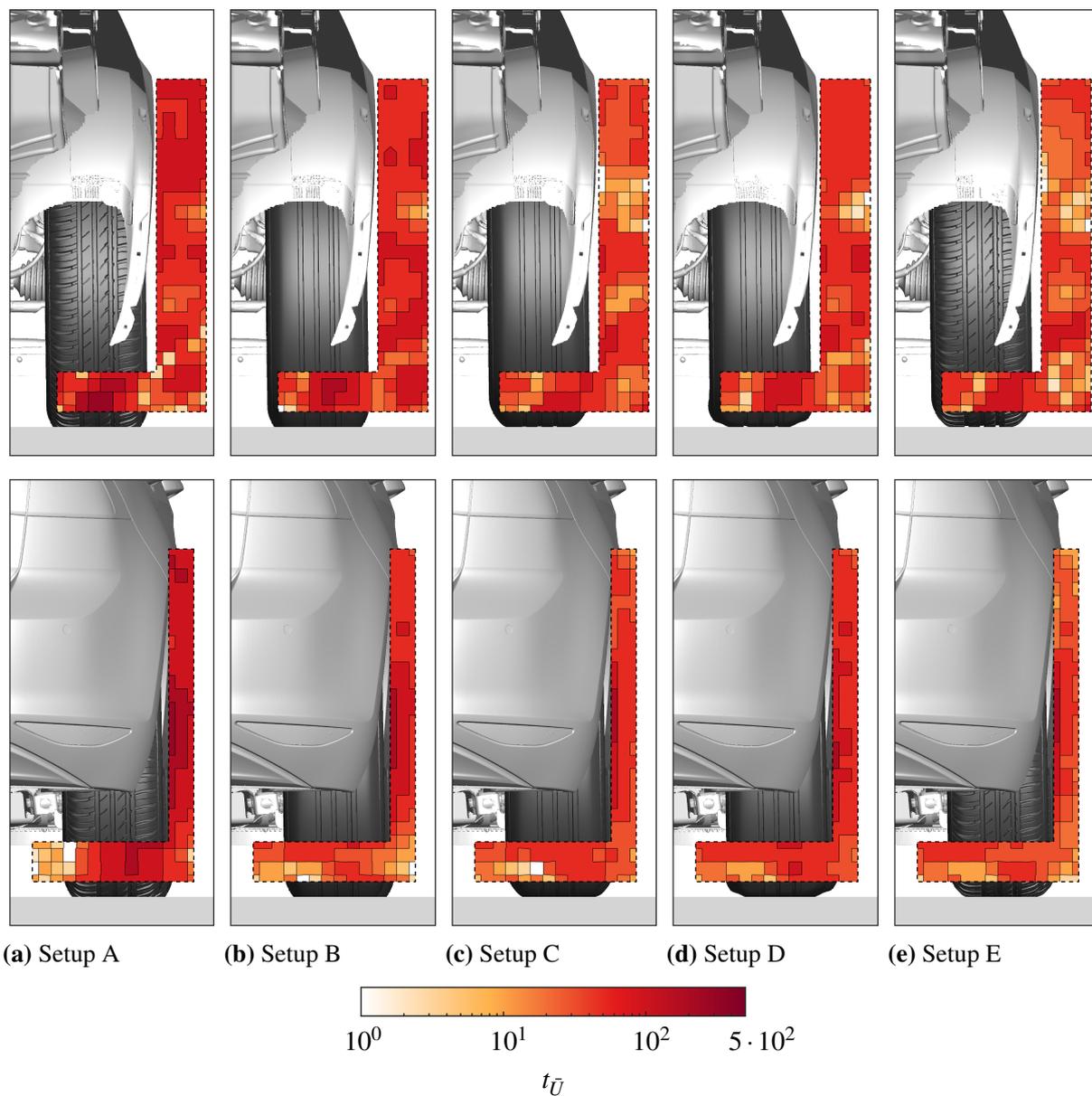
**Geschwindigkeitsfeld im Radnachlauf** In **Abb. 4.13** sind die prozentualen Abweichungen zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorder- und Hinterradnachlauf am Beispiel der Referenzkonfiguration gezeigt. Die Berechnungsergebnisse des Setups A weisen die größten Abweichungen zum mittleren Geschwindigkeitsfeld aus dem Windkanalversuch auf. Der Wechsel auf einen Längsrillenreifen mit numerischer Oberflächenrauheit (Setup B) verbessert die Simulationsgüte insbesondere im Hinterradnachlauf. Die Verschiebung des Reifens in  $z$ -Richtung (Setup C) führt hingegen zu einer deutlich verbesserten Korrelation im Vorderradnachlauf. Die Modellierung der statischen Reifenverformung (Setup D) verschlechtert wiederum geringfügig die Simulationsgüte im Vorderradnachlauf verglichen mit dem Setup C. Ein mit dem Setup C vergleichbares Simulationsergebnis hinsichtlich des mittleren Geschwindigkeitsfelds im Vorder- und Hinterradnachlauf wird durch die Verwendung des Setups E erreicht.

Zur Beurteilung der Signifikanz der Abweichung ist – analog zu Abschn. 4.2.2 – in **Abb. 4.14** die Verteilung des Signifikanzfaktors  $t_{\bar{v}}$ , der die lokale Unsicherheit des Mittelwerts berücksichtigt (siehe Abschn. 3.3), in den untersuchten Nachlaufebenen dargestellt. Die weiß bzw. blassgelb eingefärbten Bereiche mit  $t_{\bar{v}} < 2$  stellen Regionen mit nicht-signifikanten Abweichungen zwischen Numerik und Experiment auf Basis des 95,5 %-Konfidenzintervalls dar. Analog zu den Untersuchungen in Abschn. 4.2.2 ist die Unsicherheit des arithmetischen Mittelwerts aufgrund des großen Stichprobenumfangs in Berechnung und Messung sehr gering und es treten nur wenige nicht-signifikante Bereiche auf. Am signifikantesten sind auch hier die Abweichungen im bodennahen Nachlauf des Vorderrads und auf mittlerer Höhe des Hinterradnachlaufs in Fahrzeughöhe.



**Abb. 4.13:** Prozentuale Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorderradnachlauf (Ebene A, obere Zeile) und Hinterradnachlauf (Ebene B, untere Zeile) der Referenzkonfiguration in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode

Um die Signifikanz der Abweichungen für die unterschiedlichen Setups miteinander vergleichen zu können, sind in **Tab. 4.5** die über die jeweilige Nachlaufebene gemittelten Signifikanzfaktoren dargestellt. Die Abweichungen in den Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment weisen für das Setup A die höchste mittlere Signifikanz auf. Der Wechsel auf einen Längsrillenreifen mit numerischer Oberflächenrauheit (Setup B) verringert das mittlere Signifikanzniveau deutlich in der Messebene im Hinterradnachlauf und geringfügig im Vorderradnachlauf. Zu einer maßgeblichen Reduzierung des mittleren Signifikanzfaktors im vorderen Radnachlauf führt hingegen eine Verschiebung des Reifens in  $z$ -Richtung (Setup C). Die Modellierung der statischen Reifenverformung (Setup D) ver-



**Abb. 4.14:** Signifikanz der Abweichung zwischen den numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten im Vorderradnachlauf (Ebene A, obere Zeile) und Hinterradnachlauf (Ebene B, untere Zeile) der Referenzkonfiguration in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode

schlechtert wiederum geringfügig die Simulationsgüte im Vorder- und Hinterradnachlauf im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen des Setups C. Die beste Korrelation (bzw. das geringste mittlere Signifikanzniveau) hinsichtlich der mittleren Absolutgeschwindigkeiten in den betrachteten Auswerteebenen weisen die Simulationsergebnisse des Setups E auf. Die quantitative Bewertung der einzelnen Reifenmodellierungsmethoden auf Basis des Signifikanzfaktors bestätigt die Erkenntnisse aus dem rein qualitativen Vergleich der prozentualen Abweichungen in **Abb. 4.13**.

**Tab. 4.5:** Räumlich gemittelter Signifikanzfaktor für die Abweichung zwischen den mittleren Absolutgeschwindigkeiten aus Numerik und Experiment in Abhängigkeit von der Reifenmodellierungsmethode

Setup	A	B	C	D	E
Reifengeometrie	detailliert	nur Längsrillen	nur Längsrillen	nur Längsrillen	detailliert
Durchströmung Längsrillen	-	-	x	x	x
Latschmodellierung	-	-	-	x	-
Modellierung der Relativbewegung	RWBC	RWBC	RWBC	RWBC	RTT
$\bar{t}_{\bar{U}}$ (Ebene A)	95,5	88,2	53,9	66,9	51,5
$\bar{t}_{\bar{U}}$ (Ebene B)	137,4	76,6	61,2	75,7	50,6

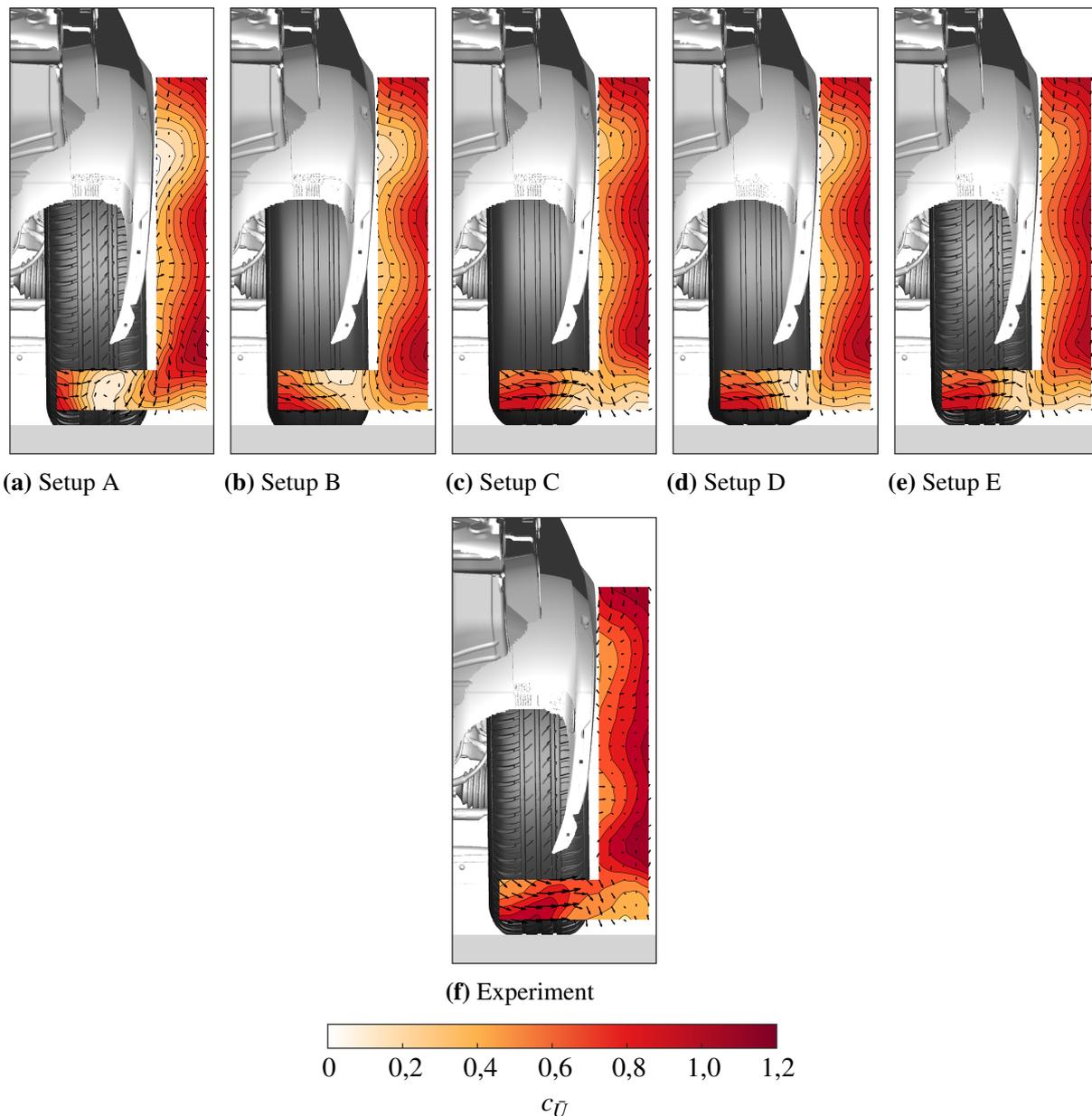
Um den Einfluss der Abweichungen zwischen Simulation und Experiment auf das Strömungsbild besser einschätzen zu können, sind in **Abb. 4.15** die auf die Anströmgeschwindigkeit  $U_{\infty}$  normierten mittleren Absolutgeschwindigkeiten

$$c_{\bar{U}} \equiv \frac{\bar{U}}{U_{\infty}} \quad (4.4)$$

sowie die projizierten Strömungsvektoren in der Nachlaufebene A einander gegenübergestellt. Anhand dieses Absolutvergleichs wird deutlich, dass die Berechnungsergebnisse der Setups B bis E die Hauptcharakteristiken des Vorderradnachsbaus qualitativ abbilden: Die bodennahen Wirbel werden in ihrer Größe, Position und Drehrichtung hinreichend genau prognostiziert. Ebenso wird der obere Radhaus- sowie Felgenwirbel in Position und Ausdehnung zufriedenstellend abgebildet. Die größten Unterschiede treten in der unteren Nachlaufregion auf Höhe der äußeren Reifenschulter auf.

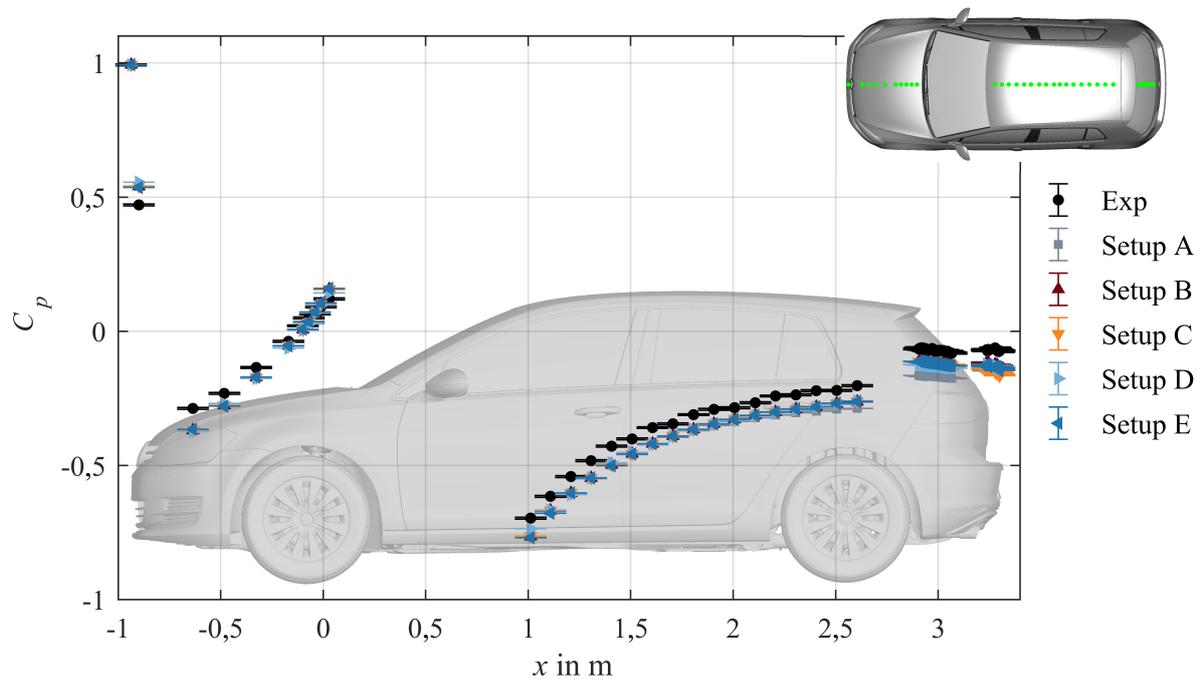
**Oberflächendruckverteilungen** Neben dem lokalen Geschwindigkeitsfeld in den Radnachsäufen wird der Einfluss der Reifenmodellierungsmethode auf bestimmte charakteristische Oberflächendruckverteilungen untersucht. Hierzu werden in **Abb. 4.16** die statischen Drücke im zentralen Längsschnitt am Beispiel der Fahrzeugkonfiguration 4 mit dem Experiment verglichen. Die Oberflächendruckverteilungen unterscheiden sich bis zum Dachabschluss nur geringfügig zwischen den einzelnen Setups. Im oberen Heckbereich des Fahrzeugs weist auch hier das Berechnungsergebnis des Setups A die größten Abweichungen zu den experimentellen Daten auf. Das Setup C zeigt hingegen die schlechteste Korrelation im unteren Heckbereich. Abgesehen von den Messstellen im hinteren (stromabwärts gelegenen) Bereich der Fronthaube sind die Abweichungen bei allen Setups signifikant auf Basis des 95 %-Konfidenzintervalls.

Deutliche Unterschiede zwischen den Berechnungsergebnissen der einzelnen Setups sind in den statischen Druckverteilungen im vorderen Radhaus zu erkennen. In **Abb. 4.17** sind diese beispielhaft für die unterste Messreihe im hinteren Bereich des Radhauses gezeigt. Unter

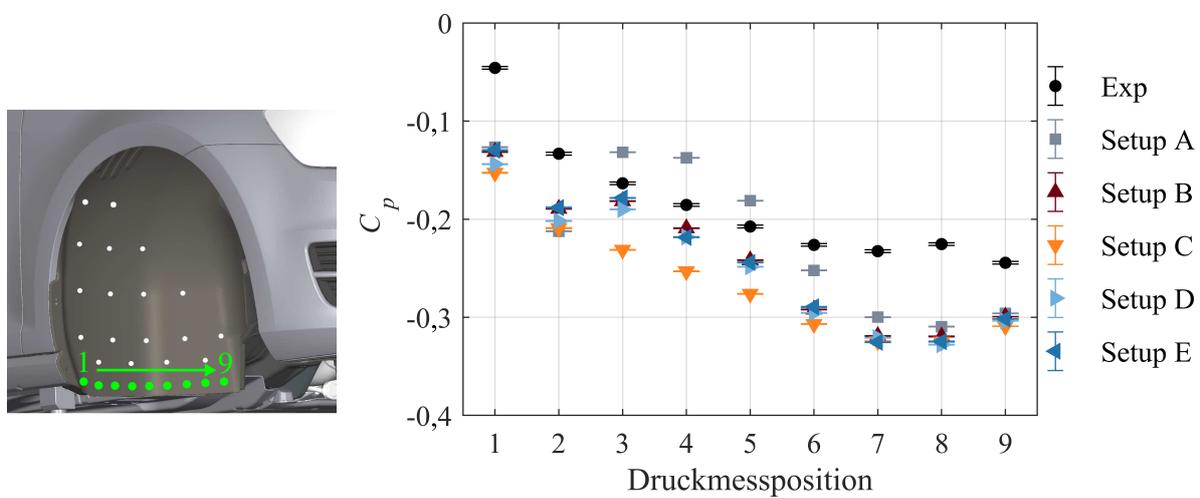


**Abb. 4.15:** Normierte mittlere Absolutgeschwindigkeiten und projizierte Strömungsvektoren im Vorderradnachlauf (Ebene A) der Referenzkonfiguration

Verwendung des Setups C kann der Druckverlauf aus dem Windkanalversuch qualitativ am besten abgebildet werden. Insbesondere die Simulationsgüte im Heckbereich ist höher als bei den anderen Modellierungsmethoden, obgleich die Abweichungen allesamt signifikant sind. Das Setup E weist hingegen eine geringere Summe der Abweichungen über alle Messpositionen auf, wobei der qualitative Druckverlauf schlechter mit dem Experiment korreliert als beim Setup C.



**Abb. 4.16:** Mittlere Oberflächendruckverteilung im zentralen Längsschnitt der Fahrzeugkonfiguration 4 in Abhängigkeit der Reifenmodellierungsmethode; Fehlerbalken geben das 95 %-Konfidenzintervall für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts an



**Abb. 4.17:** Mittlere Oberflächendruckverteilung im vorderen Radhaus der Fahrzeugkonfiguration 4 in Abhängigkeit der Reifenmodellierungsmethode; Fehlerbalken geben das 95 %-Konfidenzintervall für den Fehler des arithmetischen Mittelwerts an

### 4.3 Fazit

Aufbauend auf den Erkenntnissen bisheriger Validierungsstudien (siehe Abschn. 4.1) wurden Simulationsmodelle des Golf 7 unterschiedlicher Komplexität aufgebaut. Zum einen differenzieren sich die Modelle bezüglich geometrischer Vereinfachungen (siehe Abschn. 4.2.1 -

4.2.3), zum anderen hinsichtlich der Reifenmodellierung (siehe Abschn. 4.2.4). Während bei den bisher veröffentlichten Studien nur selten ein Abgleich mit lokalen Strömungsfeldmessungen erfolgte, liegt der Fokus im Rahmen dieser Arbeit auf der Simulationsgüte im Rad- und Radhausbereich. Der direkte Vergleich der numerisch und experimentell bestimmten mittleren Absolutgeschwindigkeiten in den Radnächläufen zeigt eine Verschlechterung der Simulationsgüte durch die Hinzunahme von rotierenden Rädern, wohingegen das Berechnungsergebnis des geometrisch einfachsten Modells (Fahrzeuggrundkörper ohne Räder und Radhäuser) die signifikantesten Abweichungen aufweist (siehe Abschn. 4.2.2). Die Ursache hierfür ist ein deutlich geringerer Mittelwertfehler der Messdaten dieser speziellen Fahrzeugkonfiguration (ohne Radnächläufe). Die alleinige Betrachtung des lokalen Signifikanzfaktors ist daher nicht sinnvoll, wenn sich die Strömungsgebiete stark unterscheiden. Daher sollten auch stets die absoluten Strömungsfeldgrößen ohne die Berücksichtigung des Mittelwertfehlers zur Bewertung der Simulationsgüte hinzugezogen werden.

Im Allgemeinen treten – unabhängig von der Fahrzeugkonfiguration – die größten Abweichungen zwischen dem experimentell und numerisch bestimmten Geschwindigkeitsfeld in den Vorderradnächläufen auf. Auf Basis des 95 %-Konfidenzintervalls des Mittelwertfehlers konnte außerdem gezeigt werden, dass die Abweichungen in den Radnächläufen zu einem Großteil signifikant sind, d. h. den Mittelwertfehler um ein Vielfaches übersteigen. Eine mögliche Ursache für die signifikanten Abweichungen zwischen Numerik und Experiment können die in den Radnächläufen auftretenden Strömungsablösungen und Verwirbelungen darstellen. Hieraus resultieren hohe instationäre Querströmungskomponenten, sodass der Winkeltoleranzbereich ( $\pm 45^\circ$ ) der Kobrasonde zeitweise überschritten wird. Die Häufigkeitsverteilungen der Strömungswinkel an charakteristischen Punkten in den Radnächläufen weichen in diesem Fall von der Form einer Normalverteilung ab. Die Berechnung der Mittelwerte kann folglich mit höheren Unsicherheiten behaftet sein. Eine größere Winkeltoleranz könnte zwar durch den Einsatz eines alternativen Sondenkopfes erzielt werden, jedoch mit dem Nachteil einer erhöhten Invasivität auf das Strömungsfeld.

Darüber hinaus wurden in Abschn. 4.2.4 unterschiedliche Ansätze zur Modellierung der Reifenrotation an dem Golf 7-Simulationsmodell getestet. Der Abgleich mit den Windkanalmessdaten zeigt, dass die Hauptcharakteristiken des Vorder- und Hinterradnächlaufs durch die Berechnungsmodelle, bei denen ein Längsrillenreifen mit numerischer Oberflächenrauheit und tangentialer Geschwindigkeitswandrandbedingung bzw. ein rotierendes Oberflächennetz eingesetzt wird, hinreichend genau abgebildet werden. Die Beobachtung von Schnepf (2016), dass bei der Verwendung einer tangentialen Wandrandbedingung die Modellierung eines rotationssymmetrischen Reifens (Längsrillenreifen mit numerisch rauher Lauffläche) eine bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen liefert als die Modellierung des vollständigen Reifenprofils, kann bestätigt werden. Obgleich die Berechnungsergebnisse basierend auf der RTT-Methode, bei der das Oberflächennetz des detaillierten Reifenprofils in der Simulation rotiert, die beste Korrelation mit den Oberflächendruck- und Geschwindigkeitsmessdaten unter Berücksichtigung des 95 %-Konfidenzintervalls aufweisen, wird für die weiteren Untersuchungen eine Modellierung mittels Längsrillenreifen, numerischer Oberflächenrauheit und Geschwindigkeitswandrandbedingung gewählt. Dieses Setup bietet den besten Kompromiss aus Rechenaufwand und Simulationsgüte.



## 5 Analyse der Strömung und deren Verlustmechanismen im Radhausbereich

Mithilfe der beschriebenen Werkzeuge erfolgt nun die Analyse der Strömungstopologie im Radhausbereich. Hierzu werden zunächst die grundlegenden Mechanismen und Widerstandskomponenten der Fahrzeugaerodynamik in Abschn. 5.1 erläutert. Ein Schwerpunkt liegt auf Wirbeln und deren Identifikation. Mittels zuvor beschriebener Indikatoren werden in Abschn. 5.2 die charakteristischen Strömungsstrukturen im Radhausbereich des Versuchsfahrzeugs analysiert. Anschließend werden die Wirbel hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand bewertet (siehe Abschn. 5.3). Hierzu wird mithilfe der Fernfeldmethode ein Zusammenhang zwischen lokalen Strömungsgrößen und aerodynamischen Kräften hergestellt. Bevor die Methode auf den hier vorliegenden Anwendungsfall übertragen wird, werden die Berechnungsformeln erläutert. Die Kenntnis der widerstandsbestimmenden Wirbelstrukturen bildet die Basis für eine gezielte Strömungsbeeinflussung (siehe Kap. 6).

### 5.1 Grundlegende Strömungsphänomene und Widerstandsanteile

Im Gegensatz zu idealisierten, reibungsfreien Strömungen sind reale Strömungen verlustbehaftet und nach Herwig und Schmandt (2015) dadurch gekennzeichnet, dass Exergie<sup>1</sup> abgebaut und Entropie generiert wird. Im Folgenden werden zunächst die grundlegenden Strömungsmechanismen an stumpfen Körpern sowie die phänomenologischen Komponenten des Luftwiderstands beschrieben. Anschließend werden Methoden zur Identifizierung der wesentlichen Strömungsstrukturen vorgestellt.

#### 5.1.1 Strömungsphänomene in der Fahrzeugaerodynamik

Das Fahrzeug als ein stumpfer Körper ist dadurch gekennzeichnet, dass dessen Umströmung maßgeblich durch Ablösungsvorgänge und die daraus resultierenden Wirbelsysteme bestimmt wird. Die Analyse der Wirbeldynamik ist daher ein wesentlicher Schritt zum physikalischen Verständnis der Fahrzeugaerodynamik (Dillmann 2013). Nach Wu et al. (2007) lassen sich drei grundlegende Strömungsstrukturen definieren, die im Folgenden nach ihrer zeitlichen Evolution aufgelistet sind:

- a) Grenzschichten,
- b) freie, abgelöste Scherschichten,
- c) voll ausgebildete Nachlaufwirbel.

---

<sup>1</sup> Energieanteil, der unter den thermodynamischen Umgebungsbedingungen uneingeschränkt in andere Energieformen umgewandelt werden kann und somit die maximal aus einem System zu gewinnende Arbeit darstellt (Rant 1956, Stephan et al. 2007).

**Grenzschichten** Nahe der Fahrzeugoberfläche wird die Luft durch die Wandhaftung und Zähigkeit des Fluids verzögert (im Windkanal) bzw. beschleunigt (in der Straßenfahrt). Die Grenzschicht besitzt charakteristische Eigenschaften gegenüber dem äußeren Strömungsfeld. Während Reibungseffekte in der Grenzschicht eine wesentliche Rolle spielen, können sie außerhalb dieses Bereichs vernachlässigt werden (Schlichting und Truckenbrodt 2001a).

**Strömungsablösungen** Die Reibungseffekte führen zu einer Dissipation kinetischer Energie in der Grenzschichtströmung (Schlichting und Gersten 2006). Dies führt dazu, dass bei einer druckinduzierten Ablösung ein von außen aufgeprägter Druckanstieg, z. B. im divergierenden Bereich eines quer angeströmten Kreiszyinders, von der Grenzschichtströmung nicht überwunden werden kann (Schlichting und Gersten 2006). Folglich kann die Strömung der Körperkontur nicht mehr folgen und löst ab (Schlichting und Truckenbrodt 2001a). In dem abgelösten Bereich (Totwassergebiet) liegt in der Regel ein Unterdruck vor (Dillmann 2013). Im Gegensatz dazu sind bei geometriebasierten Ablösungen plötzliche Geometriesprünge wie Kanten der Auslöser dafür, sodass die Grenzschichtströmung der Körperkontur nicht folgen kann (Herwig 2016). Die beschriebenen Grenzschichtphänomene treten insbesondere bei hohen Reynoldszahlen auf (Schlichting und Gersten 2006). Im Allgemeinen sind Grenzschichtablösungen an stumpfen Körpern komplex, meist instationär und mit großen Verwirbelungen sowie Energieverlusten verbunden (Schlichting und Truckenbrodt 2001a).

**Nachlaufwirbel** Durch die Induzierung von Instationaritäten der Grenzschichtablösung und die Bewegung der abgelösten Scherschichten hat der Nachlauf einen indirekten Einfluss auf die aerodynamischen Kräfte (Wu et al. 2007). Einen Spezialfall der geometriebasierten Strömungsablösung stellt die Schräg- bzw. Längsanströmung einer Körperkante dar, bei der eine Geschwindigkeitskomponente parallel zur Kante auftritt. In diesem Fall wird zum Druckausgleich eine transversale Geschwindigkeitskomponente an der längs überströmten Kante induziert, die sich zu einem ausgeprägten Randwirbel aufrollt. Bei einer stationären Anströmung ist die Gestalt dieses Wirbels zeitlich unverändert. In der Fahrzeugaerodynamik treten stationäre Randwirbel beispielsweise bei der Umströmung der A-Säule oder des Fließhecks auf (Dillmann 2013). Durch das Einrollen der Trennungsfläche zu dem Randwirbel wird Arbeit verrichtet, die nach Schlichting und Truckenbrodt (2001b) einen sogenannten induzierten Widerstand verursacht, der den Luftwiderstand des Fahrzeugs beeinflusst.

### 5.1.2 Komponenten des Luftwiderstands

Der Luftwiderstand lässt sich in die folgenden drei phänomenologischen Komponenten aufteilen (Paparone und Tognaccini 2002, Toubin 2015):

$$D \equiv D_{\text{in}} + \underbrace{D_{\text{viskos}} + D_{\text{stoss}}}_{\equiv D_{\text{profil}} = 0}. \quad (5.1)$$

Der (auftriebs-)induzierte Widerstand  $D_{in}$  basiert auf reversiblen Prozessen und ist verbunden mit der freien Wirbelablösung bei Körpern, die Auftrieb erfahren (Paparone und Tognaccini 2002, Toubin 2015). Nach Marongiu und Tognaccini (2010) stellt daher die freie Wirbelstärke im Nachlauf des Körpers ein Maß für den induzierten Widerstand dar. Die viskosen sowie stoßinduzierten Widerstände  $D_{viskos}$  bzw.  $D_{stoss}$  basieren hingegen auf irreversiblen Prozessen und lassen sich zum Profilwiderstand  $D_{profil}$  zusammenfassen (Paparone und Tognaccini 2002). Aufgrund des subsonischen Strömungsbereichs der Pkw-Aerodynamik treten hier keine Verdichtungsstöße auf und es gilt  $D_{stoss} = 0$ . Den viskosen Widerstand, der verbunden ist mit viskosen Spannungen innerhalb von Grenzschichten und Nachläufen (Paparone und Tognaccini 2002, Toubin 2015), unterteilen Fan und Li (2018) weiter in die Anteile Form-, Oberflächenreib- und Interferenzwiderstand. Der Formwiderstand ist auch bekannt als Druckwiderstand (Wu et al. 2015). Die viskosen Effekte sind nach Marongiu und Tognaccini (2010) mit einer Wirbelstärke nahe der Körperoberfläche verbunden.

Die quantitative Ermittlung der Einzelkomponenten des Luftwiderstands ist teilweise nicht trivial und meist über unterschiedliche Wege möglich. Die ersten Untersuchungen zur quantitativen Bestimmung des Profilwiderstands gehen auf Betz (1925) zurück, der hierfür die Strömungsgrößen im Körperrachlauf auswertete. Oswatitsch (1952) entwickelte die Berechnungsformel von Betz dahingehend weiter, dass er den Profilwiderstand mit den Entropieänderungen zwischen der Nachlaufebene und freien Anströmung verknüpfte. Basierend auf der Theorie von Betz (1925) und einem neuen Ansatz zur Zerlegung des Luftwiderstands stellte Maskell (1972) eine Berechnungsformel für den induzierten Widerstand auf. Die Ansätze von Betz und Maskell werden in Abschn. 5.3 erneut aufgegriffen, da sie die Grundlage für die Fernfeldmethode bilden.

### 5.1.3 Grundlegendes zu Wirbeln und deren Identifikation

Ein Schwerpunkt der folgenden Untersuchungen zur Optimierung der Radhausströmung liegt auf der Reduzierung des induzierten Widerstands. Hierzu muss zunächst ein grundlegendes Verständnis für die Strömungsstrukturen, insbesondere im Radhausbereich, aufgebaut werden. Folglich stellt die Wirbelanalyse, genauer die Identifikation, Bewertung und Kontrolle von Wirbelstrukturen, einen Schwerpunkt dieser Arbeit dar.

Wirbel sind: „... *the sinews and muscles of fluid motions*“  
(Küchemann 1965).

Ein Wirbel ist eine kohärente Strömungsstruktur, d. h. eine turbulente Fluid-Masse, die durch eine organisierte, phasenkorrelierte Bewegung verbunden ist (Hussain 1981, Hussain 1986). Kohärente Strukturen sind im Allgemeinen dreidimensional (Hussain 1986) und besitzen eine Netto-Wirbelstärke (Jeong und Hussain 1995). Die Wirbelstärke (bzw. Vortizität)  $\vec{\omega}$  ist ein grundlegender Begriff im Zusammenhang mit Wirbeln und beschreibt die Dre-

hung von Fluid-Elementen um ihre eigenen Achsen. Mathematisch ist sie definiert durch die Anwendung des Rotationsoperators auf das Geschwindigkeitsfeld  $\vec{u}$  (Wu et al. 2015):

$$\vec{\omega} \equiv \text{rot } \vec{u} = \nabla \times \vec{u} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_z}{\partial y} - \frac{\partial u_y}{\partial z} \\ \frac{\partial u_x}{\partial z} - \frac{\partial u_z}{\partial x} \\ \frac{\partial u_y}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial y} \end{bmatrix}. \quad (5.2)$$

**Intuitive Wirbelindikatoren** Aufgrund der Vielzahl unterschiedlicher Wirbeldefinitionen in der Literatur (z. B. Lugt 1979, Hussain 1981, Hussain 1986, Hunt et al. 1988, Jeong und Hussain 1995) ist die Identifikation und räumliche Abgrenzung von Wirbeln nicht eindeutig. Die Wirbelstärke ist eine von drei intuitiven Indikatoren für Wirbelgebiete:

- Hohe Beträge der Wirbelstärke (Hussain 1986, Bisset et al. 1990): Diese sind zwar charakteristisch für das Auftreten eines Wirbels, sie stellen jedoch – insbesondere in freien und wandnahen Scherströmungen – keine hinreichende Bedingung für einen Wirbelkern dar. Große Scherkräfte, die beispielsweise in Grenzschichtströmungen auftreten, können zu hohen Beträgen der Wirbelstärke führen, obwohl kein Wirbelgebiet vorliegt (Lugt 1979, Jeong und Hussain 1995).
- Geschlossene oder spiralförmige Bahn- bzw. Stromlinien (Lugt 1979): Bei diesem Kriterium werden die Trajektorien verschiedener Fluid-Partikel im Vergleich zueinander auf einer globalen Analyseebene untersucht. Damit ist das Kriterium nicht galileisch invariant<sup>2</sup> und stellt zudem keinen notwendigen Indikator für ein Wirbelgebiet dar (Jeong und Hussain 1995).
- Lokales Druckminimum (Hunt et al. 1988, Robinson 1991): Obgleich Robinson (1991) gezeigt hat, dass das Druckminimum-Kriterium Wirbelstrukturen in turbulenten Grenzschichten identifizieren kann, ist die Existenz eines lokalen Druckminimums nach Jeong und Hussain (1995) weder eine hinreichende noch eine notwendige Bedingung für das Vorhandensein eines Wirbelkerns.

Zusammengefasst sind diese intuitiven Indikatoren unzureichend, um Wirbel im Allgemeinen in einer instationären Strömung zu identifizieren (Jeong und Hussain 1995). Zudem sind entweder die Schwellwerte, die das Wirbelgebiet abgrenzen, nicht allgemeingültig und somit willkürlich zu wählen (Wirbelstärke- und Druckminimum-Kriterium) oder es besteht nach Jeong und Hussain (1995) eine Abhängigkeit von der Geschwindigkeit des Bezugssystems (Bahn- bzw. Stromlinien-Kriterium).

<sup>2</sup> Galileisch invariante Größen sind unabhängig von der Geschwindigkeit des Bezugssystems (Jeong und Hussain 1995).

**Galileisch invariante Wirbelindikatoren** Galileisch invariante Definitionen eines Wirbels basieren auf den Invarianten des Geschwindigkeitsgradiententensors (Jeong und Hussain 1995). Der Geschwindigkeitsgradiententensor

$$\nabla \vec{u} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_x}{\partial x} & \frac{\partial u_x}{\partial y} & \frac{\partial u_x}{\partial z} \\ \frac{\partial u_y}{\partial x} & \frac{\partial u_y}{\partial y} & \frac{\partial u_y}{\partial z} \\ \frac{\partial u_z}{\partial x} & \frac{\partial u_z}{\partial y} & \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{bmatrix}, \quad (5.3)$$

der in Indexnotation geschrieben werden kann als

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \underbrace{\frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)}_{\equiv S_{ij}} + \underbrace{\frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)}_{\equiv \Omega_{ij}}, \quad (5.4)$$

lässt sich in einen symmetrischen Anteil  $S_{ij}$  und einen schiefsymmetrischen Anteil  $\Omega_{ij}$  zerlegen (Batchelor 2000).

Die charakteristische Gleichung des Geschwindigkeitsgradiententensors im  $\mathbb{R}^3$  ist mit ihren Eigenwerten  $\lambda_i$  nach Jeong und Hussain (1995) gegeben durch

$$\lambda^3 + P\lambda^2 + Q\lambda + R = 0, \quad (5.5)$$

wobei  $P$ ,  $Q$  und  $R$  die Invarianten des Geschwindigkeitsgradiententensors darstellen (Jeong und Hussain 1995, Wu et al. 2006):

$$P \equiv -\text{spur}(\nabla \vec{u}) = -\frac{\partial u_i}{\partial x_i}, \quad (5.6)$$

$$Q \equiv -\frac{1}{2} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \frac{1}{2} (\Omega_{ij}\Omega_{ji} - S_{ij}S_{ji}), \quad (5.7)$$

$$R \equiv -\det \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = -\det(\nabla \vec{u}). \quad (5.8)$$

Für inkompressible Strömungen gilt nach Jeong und Hussain (1995)  $P = 0$ .

Wirbelidentifikationskriterien, die auf den Invarianten des Geschwindigkeitsgradiententensors basieren und damit als galileisch invariant bezeichnet werden, sind die folgenden:

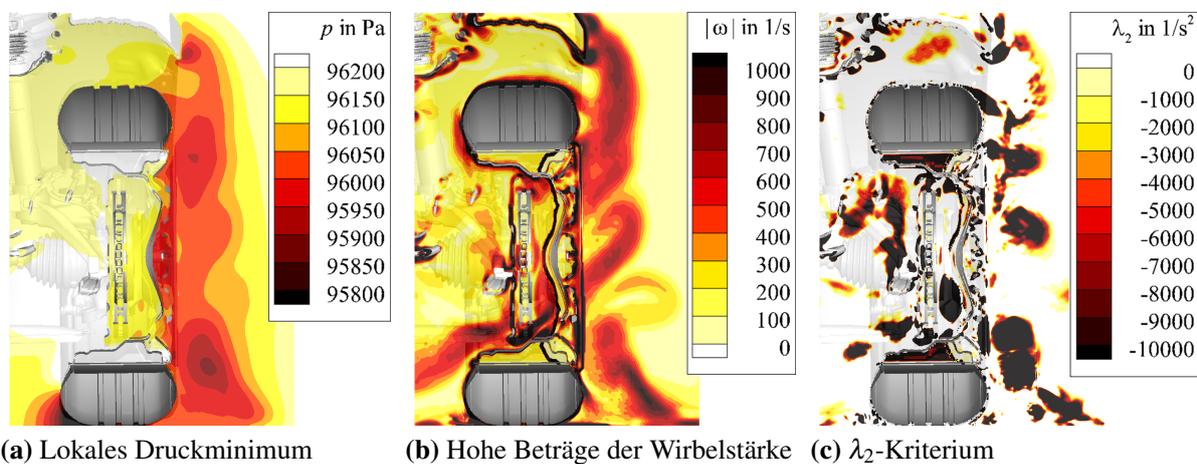
- $\Delta$ -Kriterium (siehe Chong et al. 1990),
- $Q$ -Kriterium (siehe Hunt et al. 1988),
- $\lambda_2$ -Kriterium (siehe Jeong und Hussain 1995).

Nach Chen et al. (2015) und Jeong und Hussain (1995) ist das  $\lambda_2$ -Kriterium, verglichen mit dem  $Q$ - und  $\Delta$ -Kriterium, am restriktivsten, sodass schwache Wirbelstrukturen am ehesten verworfen werden. Das  $\lambda_2$ -Kriterium basiert auf der Definition von Jeong und Hussain (1995), die besagt, dass ein Wirbelgebiet in einer inkompressiblen Strömung dann vor-

liegt, wenn der symmetrische Tensor  $\vec{S}^2 + \vec{\Omega}^2$  zwei negative Eigenwerte besitzt. Aufgrund der Symmetrie des Tensors sind die Eigenwerte stets reell, sodass das Kriterium erfüllt ist, wenn

$$\lambda_2 < 0 \quad (5.9)$$

und  $\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3$  gilt. Der Vorteil eines allgemeingültigen Schwellenwerts ( $\lambda_2 = 0$ ) zur Abgrenzung von Wirbelgebieten wird im Vergleich zu zwei intuitiven Identifikationsmethoden, dem Wirbelstärke- und Druckminimum-Kriterium, deutlich (siehe **Abb. 5.1**). Mit dem  $\lambda_2$ -Indikator können die Grenzen der Wirbelgebiete klar definiert werden. Dennoch stimmen Bereiche, bei denen die verschiedenen Indikatoren lokale Maxima bzw. Minima und damit Wirbelkerne detektieren, weitestgehend überein, sodass die Güte und Anwendbarkeit des  $\lambda_2$ -Indikators hiermit bestätigt wird (Hurlbrink et al. 2019). In den nachfolgenden Untersuchungen wird das  $\lambda_2$ -Kriterium zur Wirbelidentifikation verwendet.



(a) Lokales Druckminimum

(b) Hohe Beträge der Wirbelstärke

(c)  $\lambda_2$ -Kriterium

**Abb. 5.1:** Vergleich intuitiver Wirbelidentifikationsmethoden mit dem  $\lambda_2$ -Kriterium nach Hurlbrink et al. (2019)

## 5.2 Strömungstopologie im Radhausbereich des Versuchsfahrzeugs

Aufbauend auf der Erkenntnis, dass Wirbelstrukturen einen wesentlichen Verlustmechanismus in der Fahrzeugaerodynamik darstellen und mit geeigneten Indikatoren zu detektieren sind, wird nun das Kernthema dieser Arbeit, die Analyse von Strömungsphänomenen im Radhausbereich und die Verknüpfung mit dem Luftwiderstand, behandelt. Das Ziel ist es, die Ursache für die resultierenden aerodynamischen Kräfte bestimmten lokalen Strömungsstrukturen zuzuordnen. Mit den Ergebnissen lassen sich anschließend Optimierungspotentiale zur Luftwiderstandsreduzierung ableiten und bewerten. Die Untersuchungen erfolgen, wenn nicht explizit angegeben, auf Basis von CFD-Ergebnissen.

### 5.2.1 Einflussgrößen

Die Strömungstopologie im Radhausbereich ist bekanntlich sehr komplex und von der fahrzeugspezifischen Konfiguration abhängig:

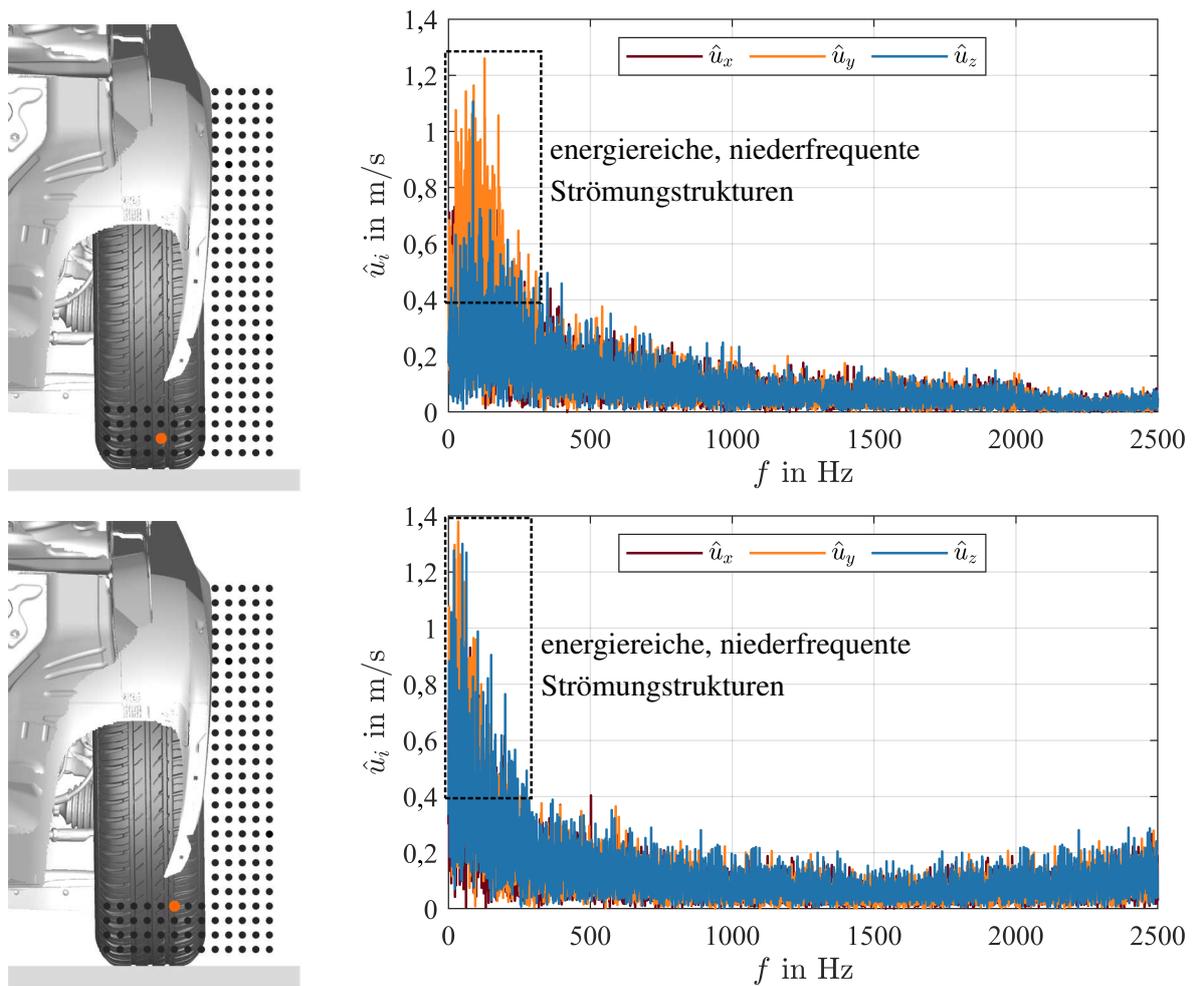
- Felgen-Reifen-Kombination,
  - Felgen: Dimension, dreidimensionale Formgebung, Verschlussgrad, ...,
  - Reifen: Dimension, Profilgestaltung, Schulterform (siehe Abschn. 2.2.3), ...,
- Radhausgeometrie (freies Luftvolumen zwischen Rad und Radhaus, Formgebung, ...),
- Kühlkonzept des Antriebssystems sowie der Bremsen (Luftauslässe in der Radhauschale, Kühlkanäle im Bereich des Unterbodens, ...),
- Länge und Gestaltung des vorderen Fahrzeugüberhangs,
- Einsatz zusätzlicher Anbauteile vor den Rädern (Spoiler, Verdrängungskörper, ...),
- Unterbodenbeschaffenheit (Verkleidungen, Diffusoren, ...),
- Geometrie der Querlenkerachse und Radaufhängung.

Die Vielzahl an Abhängigkeiten und Interferenzeffekten erschwert die Definition eines allgemeingültigen Strömungsbilds im Radhausbereich. Aus diesem Grund wird in den nachfolgenden Strömungsanalysen zunächst eine Basiskonfiguration des Versuchsfahrzeugs untersucht, von der ausgehend der Einfluss bestimmter Modifikationen (z. B. der Wechsel von Anbauteilen) analysiert wird (siehe Kap. 6).

### 5.2.2 Instationaritäten und zeitgemittelte Strömungspfade

**Instationaritäten im Radnachlauf** Eine Erkenntnis aus Abschn. 4.2.2 ist, dass die lokalen Strömungsvektoren im vorderen Radnachlauf starken zeitlichen Schwankungen unterliegen. Die Instationaritäten sollen nun mittels Spektralanalyse der Kobrasondenmessdaten an charakteristischen Messstellen (siehe Abschn. 4.2.2, **Tab. 4.3**) im Vorderradnachlauf (siehe **Abb. 4.5**, Ebene A) ausgewertet werden. Hierzu werden die zeitlichen Signale der Geschwindigkeitskomponenten  $u_i$  mithilfe von Fourier-Transformationen in ihre Frequenzanteile  $f$  zerlegt (siehe **Abb. 5.2**). Die Spektralanalyse verdeutlicht, dass der Radnachlauf ein breites Frequenzspektrum aufweist, wobei höhere Amplituden  $\hat{u}_i$  und damit spektrale Energien in den niedrigen Frequenzbereichen liegen. Es können jedoch keine Frequenzanteile identifiziert werden, die aus dem Amplitudenverlauf hervorstechen.

Obgleich der Nachweis energiereicher, niedrigfrequenter Strömungsstrukturen eine wesentliche Charakteristik der Radhausströmung darstellt, erschweren diese die Strömungsanalyse im Radhausbereich. Um die komplexen Strömungsphänomene besser verstehen und Optimierungen durchführen zu können, wird daher in den nachfolgenden topologischen Untersuchungen das zeitgemittelte Strömungsfeld betrachtet.



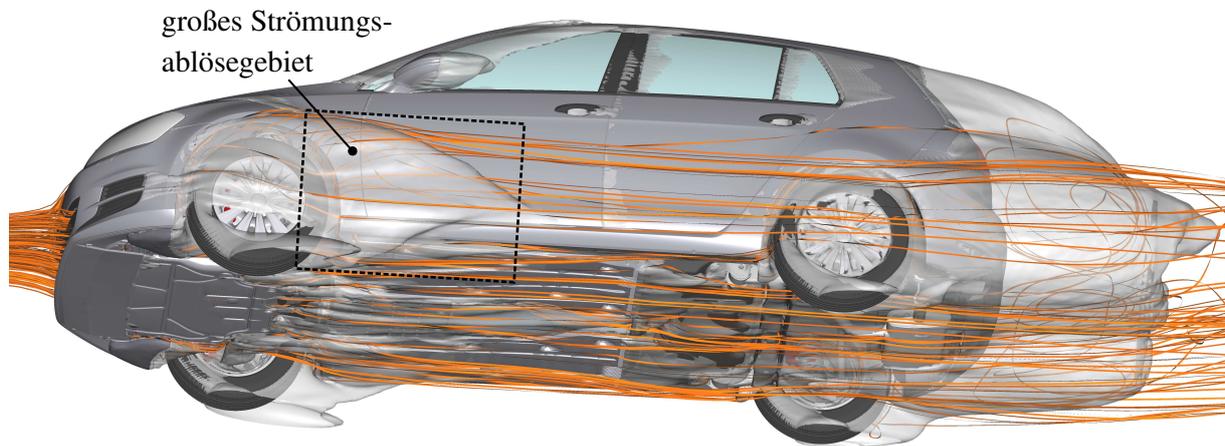
**Abb. 5.2:** Spektralanalyse der Geschwindigkeitskomponenten  $u_i$  an charakteristischen Messstellen im Vorderradnacklauf (Ebene A) der Referenzkonfiguration (Konfig. 6)

**Mittleres Strömungsfeld** Mithilfe von Stromlinien sollen im ersten Schritt die Strömungspfade der Luft analysiert werden, die ins Radhaus eintreten bzw. aus dem Radhaus austreten. Zudem geben sie ein grobes Bild der Ablöse- und Rezirkulationsgebiete. In **Abb. 5.3** sind die zeitgemittelten Stromlinien der Basiskonfiguration, die durch die Kühlluft einlassöffnungen in den Motorraum eintreten, visualisiert. Es wird deutlich, dass ein wesentlicher Anteil der Stromlinien im hinteren Bereich der vorderen Radhäuser wieder austreten.



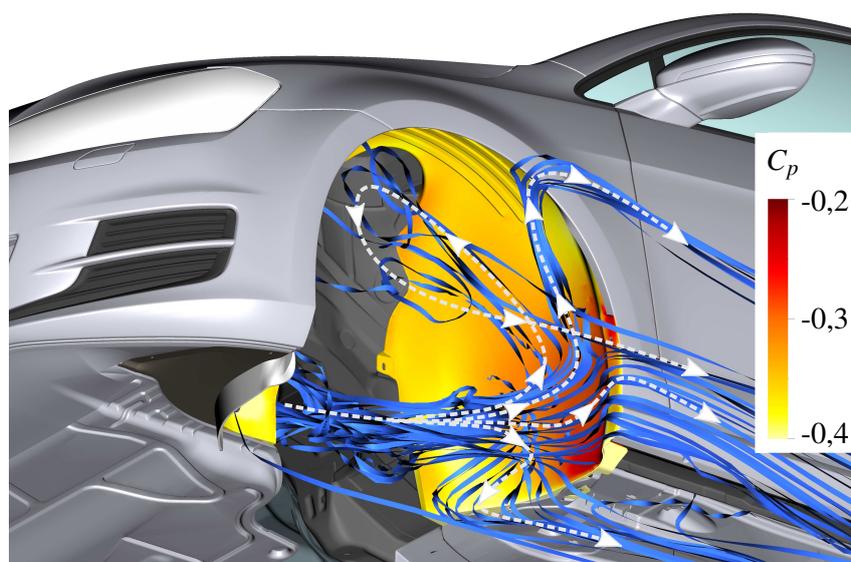
**Abb. 5.3:** Zeitgemittelte Stromlinien der Motorkühlluft

Dieses Ausströmen wirkt einem Wiederanlegen der Außenströmung im Vorderradnachlauf entgegen, vergrößert das Ablösegebiet und verstärkt die Verdrängungswirkung auf die Außenströmung (siehe **Abb. 5.4**). Der Luftwiderstand des Fahrzeugs steigt somit an. Eine Umlenkung der aus dem Motorraum ausströmenden Luft stellt somit ein Potential zur Widerstandssenkung dar.



**Abb. 5.4:** Zeitgemittelte Stromlinien der Motorkühlung und Visualisierung verlustreicher Strömungsgebiete mithilfe von Isoflächen des Totaldrucks

Ein weiterer Vorteil einer Umlenkung der ausströmenden Luft wird deutlich, wenn die statische Druckverteilung auf der hinteren Wand des vorderen Radhauses analysiert wird (siehe **Abb. 5.5**). Es kann ein lokales Druckmaximum im äußeren Bereich der hinteren Radhaushälfte identifiziert werden. Der Ursprung dieses lokalen Druckmaximums wird durch eine Visualisierung der zeitgemittelten Stromlinien deutlich: Die aus dem Motorraum ins vordere Radhaus einströmende Luft trifft auf die hintere Radhauswand, wo sie in unterschiedliche

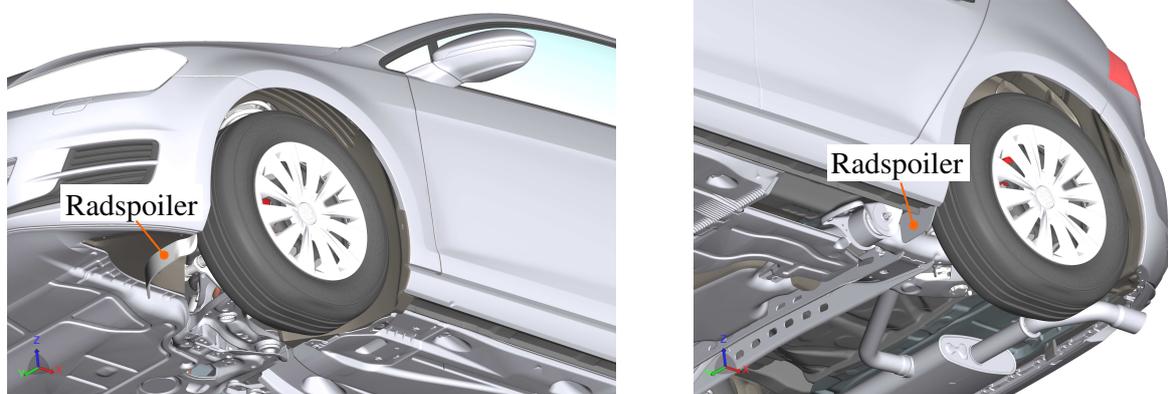


**Abb. 5.5:** Zeitgemittelte Stromlinienpfade im vorderen Radhaus

Richtungen umgelenkt wird. Die einzelnen Stromlinienpfade sind schematisch dargestellt. Um den lokalen Luftwiderstand im Radhausbereich zu reduzieren, sollte das Druckniveau in der vorderen Radhaushälfte im Allgemeinen erhöht und in der hinteren Radhaushälfte gesenkt werden.

### 5.2.3 Wirbeltopologie

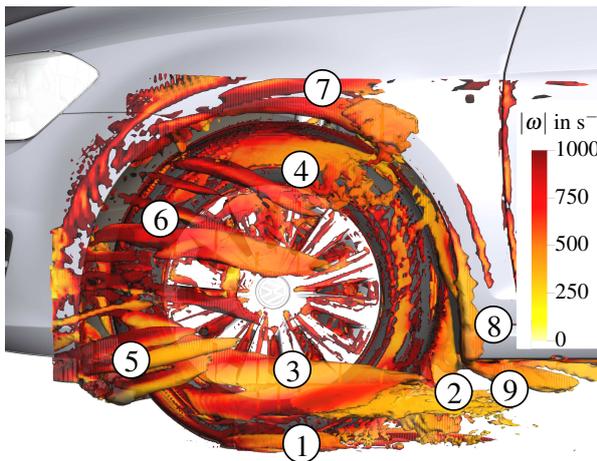
In **Abb. 5.6** ist die Basiskonfiguration des Versuchsfahrzeugs gezeigt, an der die nachfolgenden Untersuchungen zur Wirbeltopologie im Radhausbereich durchgeführt werden. Hierbei werden konventionelle Radspoiler stromaufwärts der Vorder- bzw. Hinterräder eingesetzt, um die direkte Anströmung der Räder zu reduzieren. Der Bugbereich ist zudem strömungsoptimiert gestaltet und es wird auf Bremsenkühlkanäle in den vorderen Radhausschalen verzichtet.



**Abb. 5.6:** Basiskonfiguration des Golf 7-Versuchsfahrzeugs

Mithilfe von Stromlinien können Strömungsstrukturen wie Wirbel und Rezirkulationsgebiete zwar prinzipiell lokalisiert werden, jedoch lassen sich nicht ohne weiteres Rückschlüsse auf deren Größe bzw. Stärke ziehen (Regert und Lajos 2007). Zur Wirbelidentifikation wird daher im Folgenden der in Abschn. 5.1.3 beschriebene  $\lambda_2$ -Indikator verwendet. In **Abb. 5.7** sind die  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) im vorderen und hinteren Radhausbereich gezeigt. Auf den resultierenden Begrenzungsflächen der Wirbelgebiete ist zudem die Wirbelstärkeverteilung dargestellt. Die Nomenklatur der identifizierten Wirbel sowie deren Ursprung und Trajektorie sind in **Tab. 5.1** zusammengefasst.

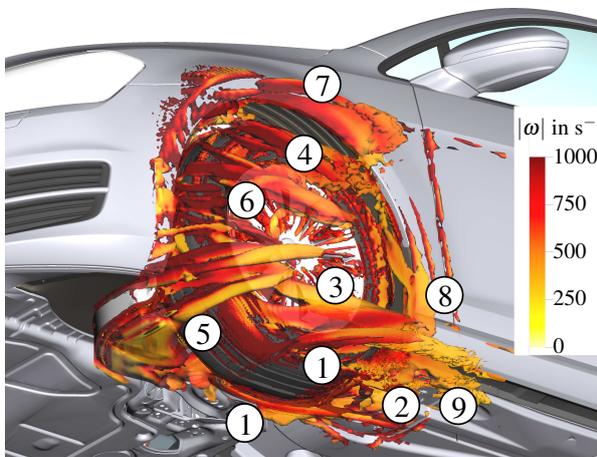
Das (primäre) Bodenwirbelpaar ①, das bereits Regert und Lajos (2007), Wäschle (2007) sowie Krajnović et al. (2011) beschrieben haben (siehe Abschn. 2.1.4), hat seinen Ursprung in dem in Abschn. 2.1.1 beschriebenen „Front-Jetting“-Effekt. Die im vorderen Radaufstandsbereich entstehenden zwei Luftströme werden auf beiden Seiten des Reifens von der Außenströmung umgelenkt. Analog zu den Beobachtungen von Regert und Lajos (2003) sowie Wäschle (2007) ist der Wirbel an der Radaußenseite dominanter als der an der Innenseite aufgrund der Schräganströmung und der daraus resultierenden früheren Strömungsablösung an der äußeren Reifenschulter.



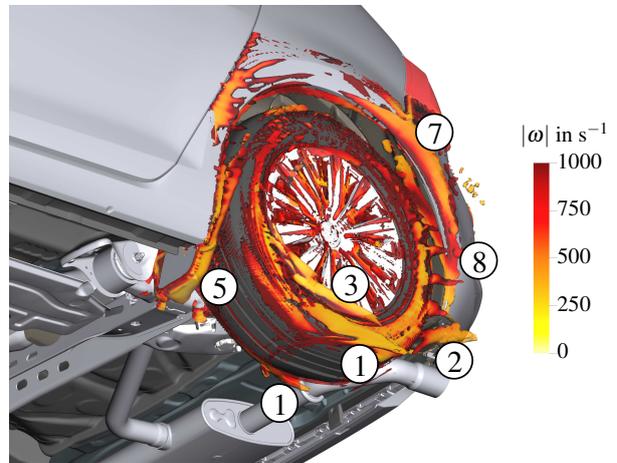
(a) Vorderes Radhaus: Ansicht 1



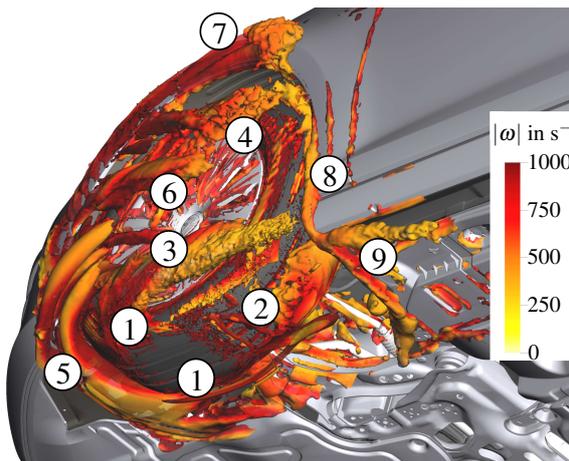
(b) Hinteres Radhaus: Ansicht 1



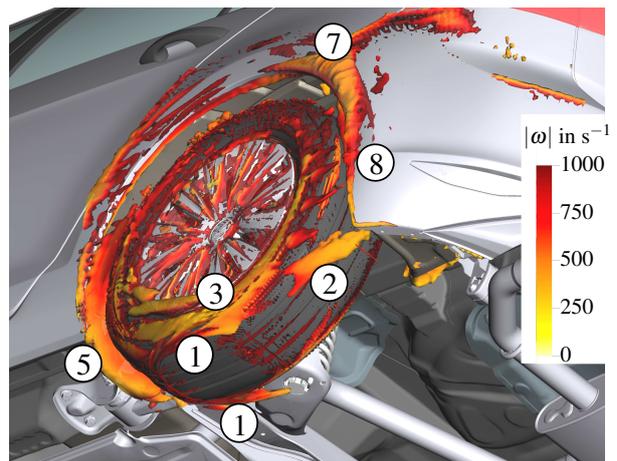
(c) Vorderes Radhaus: Ansicht 2



(d) Hinteres Radhaus: Ansicht 2



(e) Vorderes Radhaus: Ansicht 3



(f) Hinteres Radhaus: Ansicht 3

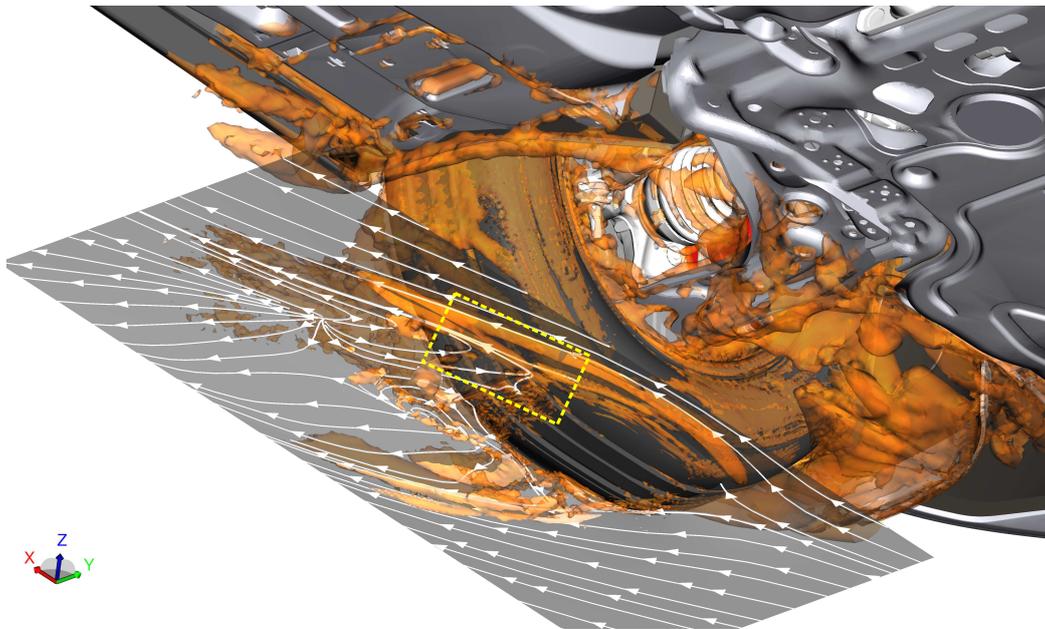
**Abb. 5.7:** Wirbeltopologie im Bereich des vorderen und hinteren Radhauses des Versuchsfahrzeugs (Fahrzeugkonfiguration mit langem Radspoiler), visualisiert mittels  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) und der Wirbelstärkeverteilung

**Tab. 5.1:** Beschreibung der Entstehungsmechanismen und Trajektorien der identifizierten Wirbelstrukturen im Radhausbereich

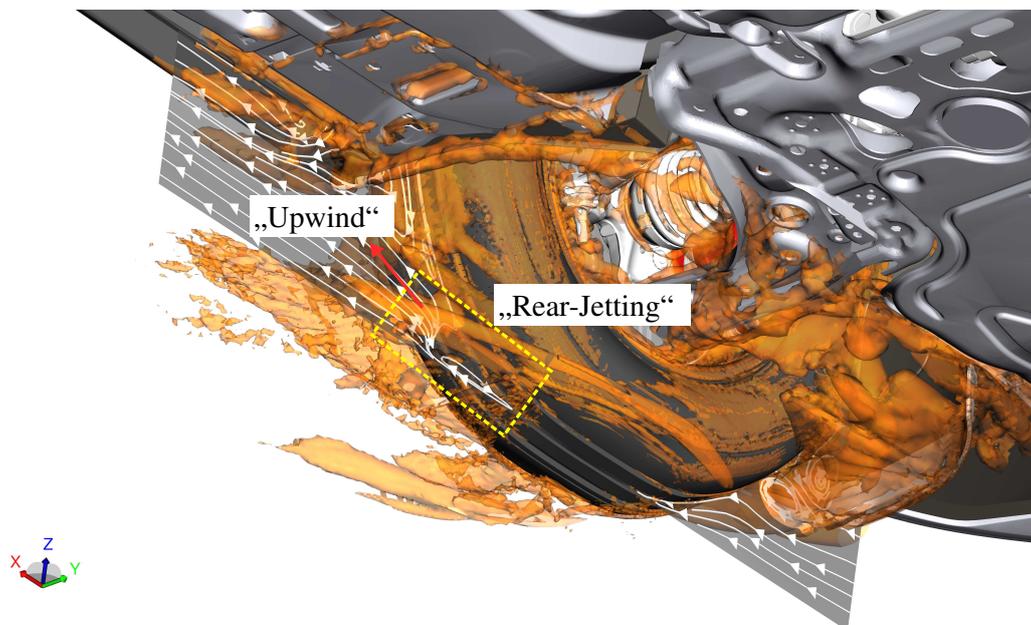
Nr.	Bezeichnung	Entstehungsmechanismus	Trajektorie
①	(primäres) Bodenwirbel-paar	Impulsstrahl vor der Radaufstandsfläche aufgrund des „Front-Jetting“-Effekts	Ausbildung in Form von zwei „Jets“ im vorderen Radaufstandsbereich, anschließend Umlenkung in Hauptströmungsrichtung auf der Innen- und Außenseite des Reifens
②	Radnachlauf-wirbel	Impulsstrahl hinter der Radaufstandsfläche aufgrund des „Rear-Jetting“-Effekts	Ausbildung im hinteren Radaufstandsbereich; aufwärtsgerichtete Ausbreitung im Radnachlauf
③	Reifenflanken-wirbel	Ablösung in unterem Reifenbereich aufgrund der Schräganströmung	Ausbildung hauptsächlich an der äußeren Reifenschulter und Umlenkung in Hauptströmungsrichtung
④	Radseiten-wirbel	Interaktion durch die Relativbewegung zwischen der oberen Radhälfte und der Außenströmung	Ausbildung an der Radaußenseite und Umlenkung in Hauptströmungsrichtung
⑤	Spoiler-nachlaufwirbel	Verwirbelung durch die Interaktion des Nachlaufgebiets, der ins Radhaus einströmenden Luft und der rotierenden Reifenoberfläche	stationäres Wirbelsystem im vorderen Radhausbereich; zusätzlich Umlenkung durch Außenströmung im äußeren Bereich
⑥	Vorderer Radhauswirbel	Strömungsabriss an der vertikalen Radhausvorderkante	Zunächst Ausbildung entlang der vertikalen Radhausvorderkante, ab bestimmtem Punkt Umlenkung in Hauptströmungsrichtung
⑦	Oberer Radhauswirbel	Ablösung aufgrund von Ausströmvorgängen im oberen Radhausbereich	Ausbildung an oberer Radhauskante und Umlenkung in Hauptströmungsrichtung
⑧	Hinterer Radhauswirbel	Ablösung aufgrund von Ausströmvorgängen im hinteren Radhausbereich	Ausbildung an vertikaler Radhaushinterkante und Umlenkung in Hauptströmungsrichtung
⑨	Unterer Radhauswirbel	Ablösung aufgrund von Ausströmvorgängen im unteren, hinteren Radhausbereich	Ausbildung an horizontaler Radhaushinterkante und Umlenkung in Hauptströmungsrichtung

Hinter der Radaufstandsfläche lässt sich ein komplexes Nachlaufwirbelsystem ② erkennen, was auf unterschiedlichen Entstehungsmechanismen beruht: Zum einen tritt eine Strömungsablösung im hinteren Bereich der inneren Reifenschulter auf (siehe **Abb. 5.8a**). Zum anderen generiert die durch das rotierende Rad aufgewirbelte Luft („Rear-Jetting“-Phänomen, siehe Abschn. 2.1.4) eine aufwärtsgerichtete Strömungskomponente im Radnachlauf („Up-

wind“, siehe **Abb. 5.8b**). Wäschle (2007) hat beiden Strömungsmechanismen voneinander getrennte Wirbelstrukturen zugeordnet (Wirbel ② und ③, siehe **Abb. 2.10b**). In dem hier vorliegenden Berechnungsfall können die einzelnen Entstehungsmechanismen und Wirbel-typen aufgrund der Komplexität des Modells nicht mehr eindeutig voneinander getrennt werden. Ein weiterer Grund könnte auch eine Durchströmung der Längsrillen im Radauf-stands-bereich sein, wodurch der Radnachlauf mit Impuls versorgt und durchmischt wird.



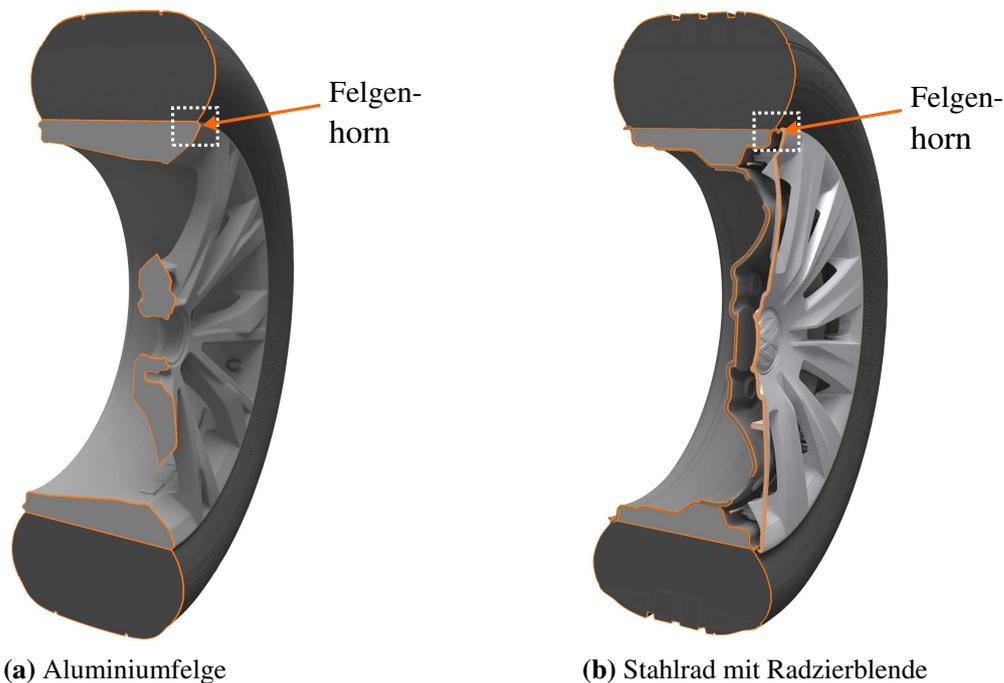
(a) Strömungsablösung im hinteren Bereich der inneren Reifenschulter (Stromlinien in die  $x,z$ -Ebene projiziert)



(b) „Rear-Jetting“- und „Upwind“-Phänomen (Stromlinien in die  $x,y$ -Ebene projiziert)

**Abb. 5.8:** Wirbelsystem im Radnachlauf des Vorderrads, visualisiert mittels projizierter Stromlinien sowie  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ )

Der Reifenflankenwirbel ③ ähnelt in seinem Erscheinungsbild dem von Wäschle (2007) beschriebenen Felgenwirbel, wobei sich die Entstehungsmechanismen voneinander unterscheiden. Wäschle gibt an, dass die Strömungsstruktur in der unteren Radhälfte durch eine Strömungsablösung am Felgenhorn (siehe **Abb. 5.9a**) und eine zusätzliche Speisung bei der Durchströmung der Felge entsteht. Ein offeneres Felgendesign würde somit den Wirbel verstärken. In dem hier vorliegenden Berechnungsfall wurde jedoch eine Radzierblende auf einer Stahlfelge verwendet (siehe **Abb. 5.9b**), die die Durchströmung der Felge stark reduziert. Der Ursprung des Reifenflankenwirbels wird in diesem Fall einer Strömungsablösung an der Reifenschulter zugeschrieben, die an der Außenseite deutlich stärker ausgeprägt ist als innen. Der Wirbel ist somit stark von der Anströmung und Reifengeometrie abhängig.



**Abb. 5.9:** Vergleich einer Aluminiumfelge und eines Stahlrads mit Radzierblende

Eine analog zu Wäschle (2007) beobachtete Struktur stellt der Radseitenwirbel ④ dar. Der Entstehungsmechanismus dieses Wirbels basiert auf der entgegengesetzt zur Außenströmung bewegten Radoberfläche, wodurch dieser in der oberen Radhälfte induziert wird und vergleichsweise schnell dissipiert.

Die Unterbodenströmung löst im Allgemeinen aufgrund der plötzlichen Geometrieänderung im vorderen Radhausbereich ab. Zusätzliche Anbauteile stromaufwärts des Radhauses im Unterbodenbereich, wie beispielsweise Radspoiler oder dreidimensional geformte Verdrängungskörper, die die Strömung umlenken und so die direkte Anströmung des Rads reduzieren sollen, verstärken das Ablösegebiet im vorderen Radhausbereich. Die durch das Totwassergebiet verdrängte und ins Radhaus einströmende Luft interagiert wiederum mit der entgegengesetzt bewegten Grenzschicht des Rads. Hieraus resultiert ein komplexes, gegeneinander rotierendes Wirbelsystem ⑤ im vorderen Radhausbereich. Das Wirbelsystem ist stark von der geometrischen Gestaltung des Übergangsbereichs zwischen Unterboden und vorderem Radhaus und damit von möglichen Anbauteilen wie Radspoilern abhängig.

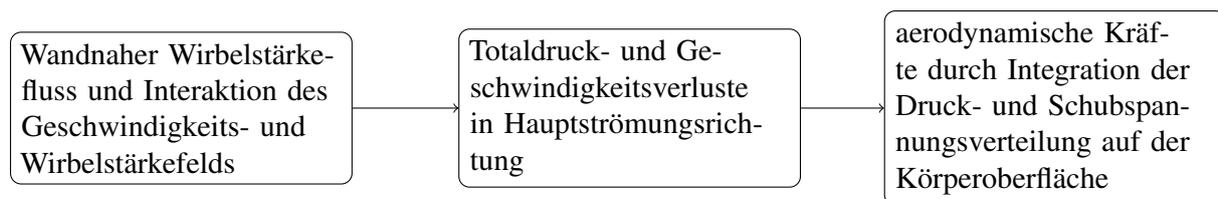
Den vorderen Radhauswirbel ⑥, den Wäschle (2007) in seiner Wirbeldarstellung eingezeichnet, jedoch nicht weiter beschrieben hat, identifizierten auch Regert und Lajos (2007) sowie Krajnović et al. (2011) als Wirbel C am Fabijanic-Modell. Der Wirbel entsteht durch einen Strömungsabriss an der vertikalen Radhausvorderkante und eine Interaktion mit der Außenströmung. Das charakteristische „Mitreißen“ des Wirbels durch die Außenströmung kann auch in diesen Untersuchungen beobachtet werden.

Die Radhauswirbel ⑦, ⑧ und ⑨ werden durch das Ausströmen der Luft aus dem Radhaus gespeist. Wäschle (2007) kennzeichnete den Wirbel ⑦ zwar in seinem Wirbelmodell, ging jedoch nicht explizit auf ihn ein. Die Wirbel ⑧ und ⑨ korrelieren hingegen wie folgt mit denen aus der Literatur:

- Wirbel ⑧  $\implies$  Wirbel S nach Krajnović et al. (2011) bzw. Regert und Lajos (2007)
- Wirbel ⑨  $\implies$  Wirbel E nach Krajnović et al. (2011) bzw. Regert und Lajos (2007)

### 5.3 Identifizierung widerstandsbestimmender Strukturen mittels Fernfeldmethode

Um den Einfluss der identifizierten Wirbelstrukturen auf die Oberflächendruckverteilung des Fahrzeugs und folglich den Luftwiderstand bestimmen zu können, wird die sogenannte Fernfeldmethode auf den fahrzeugaerodynamischen Anwendungsfall übertragen. Basierend auf den Theorien von Betz (1925), Oswatitsch (1952), Maskell (1972) und Wu (1981), wird bei der Fernfeldmethode die Interaktion lokaler Strömungsfeldgrößen (insbesondere im Körperrücklauf) mit den am Körper wirkenden aerodynamischen Kräften vorausgesetzt. Das Bindeglied stellen Totaldruck- und Geschwindigkeitsverluste in Hauptströmungsrichtung dar (Wu et al. 2007):



#### 5.3.1 Einführung in die Fernfeldmethode

Die Vortizität und Wirbeldynamik für Newton'sche Fluide basiert auf den grundlegenden Prinzipien der Strömungslehre, insbesondere den Navier-Stokes-Gleichungen für Fluide geringer Viskosität (Wu et al. 2006). Die aerodynamischen Kräfte  $\vec{F}(t)$ , die auf einen starren,

nicht-bewegten Körper in einer inkompressiblen Strömung geringer Viskosität wirken, können mithilfe der Integralform der Navier-Stokes-Gleichungen bestimmt werden (Marongiu und Tognaccini 2010, Mele und Tognaccini 2014, Mohebbian und Rival 2012):

$$\vec{F}(t) = \underbrace{-\rho \int_{\Omega} \left( \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} \right) dV}_{\equiv \vec{F}_1} - \underbrace{\int_{\Sigma} \left( p \bar{\bar{E}} - \bar{\bar{\tau}} \right) \cdot \vec{n} dA}_{\equiv \vec{F}_2}, \quad (5.10)$$

$$= -\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV - \rho \int_{\Sigma} \vec{u} (\vec{u} \cdot \vec{n}) dA - \int_{\Sigma} p \vec{n} dA + \int_{\Sigma} (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{n}) dA, \quad (5.11)$$

wobei  $\bar{\bar{E}}$  die Einheitsmatrix,  $\bar{\bar{\tau}}$  den Schubspannungstensor und  $\vec{n}$  den Einheitsnormalenvektor auf der Oberfläche  $\Sigma$  des willkürlich gewählten Kontrollvolumens  $\Omega$  darstellen (Mohebbian und Rival 2012). Die Umformung des Volumenintegrals in ein Flächenintegral

$$\int_{\Omega} \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} dV = \int_{\Sigma} \vec{u} (\vec{u} \cdot \vec{n}) dA \quad (5.12)$$

erfolgt mithilfe der DMT (*Derivative Moment Transformation*), die auf dem Gauss-Theorem

$$\int_{\Omega} \frac{\partial}{\partial x_j} (x_i u_j) dV = \int_{\Sigma} x_i u_j n_j dA \quad (5.13)$$

basiert. Das Leibniz-Integral-Theorem kann auf die instationären Terme angewendet werden, bei dem für ein festes Kontrollvolumen gilt:

$$\int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{u} dV. \quad (5.14)$$

Zur Bestimmung der aerodynamischen Kräfte auf Basis von Gl. (5.11) eignen sich nach Wu et al. (2006) zwei grundlegende Ansätze, die sich im Wesentlichen in der Festlegung des Kontrollvolumens unterscheiden:

- Nahfeldmethode (*Near Field*, NF):  $\Omega \mapsto \partial B \Rightarrow$  Oberflächenintegral  $\vec{F}_2$  dominiert
- Fernfeldmethode (*Far Field*, FF):  $\Omega \mapsto \infty \Rightarrow$  Volumenintegral  $\vec{F}_1$  dominiert

**Nahfeldmethode** Bei der konventionellen Nahfeldmethode liegt der Schwerpunkt auf den wandnahen Prozessen und das Kontrollvolumen wird koinzident mit der Körperoberfläche  $\partial B$  gewählt. Gl. (5.10) vereinfacht sich dann zu

$$\vec{F}_{\text{NF}}(t) = - \int_{\partial B} p \vec{n} dA + \int_{\partial B} (\bar{\bar{\tau}} \cdot \vec{n}) dA, \quad (5.15)$$

sodass sich die aerodynamischen Kräfte durch die Integration der mechanischen Spannungen (Druck- und Schubspannungen) auf der Körperoberfläche berechnen lassen (Marongiu und Tognaccini 2010, Gariepy et al. 2013, Mele und Tognaccini 2014, Mele et al. 2016). Die Nahfeldmethode hat den Nachteil, dass sich der Luftwiderstand nur in einen Druck- und Reibungswiderstand zerlegen lässt (Mele et al. 2016, Gariepy et al. 2013). Folglich ist

keine Unterscheidung der phänomenologischen Widerstandsanteile und damit kein Rückschluss auf den Einfluss lokaler Strömungsstrukturen möglich (Wu et al. 2006, Toubin und Bailly 2014, Toubin 2015).

**Fernfeldmethode** Alternativ kann das Kontrollvolumen auch mit einem großen Abstand zum Körper gewählt werden. Auf Basis der Impulserhaltung (siehe Gl. 5.11) müssen dann zur Berechnung der aerodynamischen Kräfte auch die Flüsse durch die Oberflächen des Kontrollvolumens sowie die zeitliche Änderung des Impulses im Kontrollvolumen berücksichtigt werden (Paparone und Tognaccini 2002). Der Luftwiderstand ergibt sich damit nach Gariépy et al. (2013) für ein festes Kontrollvolumen zu

$$D = F_{\text{FF},x}(t) = -\rho \frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} (u_x - U_{\infty}) \, dV - \rho \int_{\Sigma} (u_x - U_{\infty}) (\vec{U}_r \cdot \vec{n}) \, dA - \int_{\Sigma} (p - p_{\infty}) n_x \, dA + \int_{\Sigma} (\tau_x \cdot \vec{n}) \, dA \quad (5.16)$$

mit

$$\vec{U}_r \equiv \begin{pmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} U_{\infty} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.17)$$

bei einer rein axialen Anströmung mit  $U_{\infty}$  in  $x$ -Richtung.

Die Fernfeldmethode wurde zunächst zur aerodynamischen Analyse von Schaufel- oder Flügelprofilen in stationären, inkompressiblen Strömungen verwendet (Betz 1925, Oswatitsch 1952, Maskell 1972, Wu 1981). Erst später erfolgte die Erweiterung auf instationäre und kompressible Strömungen durch beispielsweise Marongiu und Tognaccini (2010).

**Multidimensionale Strömungsanalyse** Die Nah- und Fernfeldmethode liefern – basierend auf dem Impulserhalt – das gleiche aerodynamische Kraftergebnis (Toubin und Bailly 2014), obgleich sie die grundlegenden Strömungsstrukturen (Grenzschichten, Ablösungen, Nachlaufwirbel, siehe Abschn. 5.1.1) unterschiedlich stark gewichten (Wu et al. 2007). Der Grund hierfür ist, dass die zwei Methoden verschiedene zeitliche Evolutionsstufen desselben Wirbelstärkefelds fokussieren. Da sich die Dominanz der lokalen Wirbelstrukturen über die einzelnen Evolutionsstufen ändern kann, sind ihre Nettowiderstandsanteile am Gesamtluftwiderstand von der gewählten Methode abhängig. Abstufungen zwischen den beschriebenen Grenzfällen ( $\Omega \mapsto \partial B$  bzw.  $\Omega \mapsto \infty$ ) durch die Wahl unterschiedlich großer Kontrollvolumina  $\Omega$  ergeben in Summe ein vollständiges, multidimensionales Bild der Strömungsmechanismen, die für die aerodynamischen Kräfte verantwortlich sind (Wu et al. 2006). Da die Fernfeldmethode das Verständnis lokaler Strömungsprozesse und ihrer Einflüsse auf die aerodynamischen Kräfte fördert und sich außerdem nach Marongiu und Tognaccini (2010) für Strömungsfälle mit massiven Ablösungen eignet, soll sie im Folgenden auf den fahrzeugaerodynamischen Anwendungsfall übertragen werden.

### 5.3.2 Geschwindigkeitsbasierter Ansatz

Gl. (5.10) kann für inkompressible Strömungen derart umgeformt werden, dass die einzelnen Terme nur noch vom Geschwindigkeitsfeld und seinen räumlichen sowie zeitlichen Ableitungen abhängig sind (Näheres hierzu in Noca et al. 1997, Noca et al. 1999, Wu et al. 2006):

$$\vec{F}_{\text{FF}}(t) = -\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV - \rho \int_{\Omega} \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} dV - \int_{\Sigma} p \vec{n} dA + \int_{\Sigma} (\bar{\tau} \cdot \vec{n}) dA, \quad (5.18)$$

$$= -\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV + \rho \int_{\Omega} \left[ \vec{u} \times \vec{\omega} - \nabla \left( \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) \right] dV + \rho \int_{\Sigma} \frac{1}{2} \vec{u}^2 dA + \int_{\Sigma} (\bar{\tau} \cdot \vec{n}) dA. \quad (5.19)$$

Eine weitere Voraussetzung für die Umformung ist eine extern unbegrenzte Strömung mit konstanter Hauptströmungsgeschwindigkeit (Wu et al. 2006). Nach Wu et al. (2007) lässt sich Gl. (5.19) weiter umformen zu

$$\vec{F}_{\text{FF}}(t) = -\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV + \rho \int_{\Omega} \vec{l} dV - \frac{\rho}{2} \int_{\partial\Omega} \vec{x} \times (\vec{n} \times \vec{l}) dA + \vec{F}_{\varepsilon}, \quad (5.20)$$

wobei  $\partial\Omega$  die Summe aus der Körper- und Kontrolloberfläche,  $\vec{x}$  den Koordinatenvektor und

$$\vec{l} \equiv \vec{u} \times \vec{\omega} = \begin{pmatrix} u_y \omega_z - u_z \omega_y \\ u_z \omega_x - u_x \omega_z \\ u_x \omega_y - u_y \omega_x \end{pmatrix} \quad (5.21)$$

den Lamb-Vektor darstellen. Die Komponente des Lamb-Vektors in Hauptströmungsrichtung

$$l_x = \underbrace{u_y \omega_z}_{\text{Wirbeldehnung}} - \underbrace{u_z \omega_y}_{\text{Wirbeltransport}} \quad (5.22)$$

ist mit dem induzierten Widerstand verknüpft. Eine Reduzierung der Wirbelstärkekomponenten normal zur Hauptströmungsrichtung führt folglich zu einer Senkung des induzierten Widerstands. Der Term  $\vec{F}_{\varepsilon}$  ist ein rein viskoser Kraftanteil, der durch die Strömungsstrukturen auf der finiten Kontrolloberfläche  $\Sigma$  hervorgerufen wird. Wenn die Kontrolloberfläche weit entfernt vom Körper definiert wird, gilt  $\vec{F}_{\varepsilon} \mapsto 0$ .

### 5.3.3 Anwendung auf fahrzeugaerodynamische Berechnungen

Die Methode soll nun auf den Berechnungsfall eines umströmten Fahrzeugs übertragen werden. Hierzu muss zunächst sichergestellt sein, dass die folgenden von Wu et al. (2006) bzw. Mele und Tognaccini (2014) getroffenen Annahmen auch für den fahrzeugaerodynamischen Anwendungsfall gelten:

- inkompressible Strömung,
- vollständig ausgebildeter Nachlauf,

- hohe Reynolds-Zahl ( $Re \gg 1$ ),
- körpernahe Grenzschichten sind vom Kontrollvolumen eingeschlossen,
- wirbelbehaftete Strömung wird nur im Nachlauf durch die Grenzen des Kontrollvolumens geschnitten,
- starrer, nicht-beschleunigter Körper.

Gl. (5.20) vereinfacht sich dann nach Wu et al. (2006) zu

$$\vec{F}_{\text{FF}}(t) = -\rho \int_{\Omega} \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} dV + \underbrace{\rho \int_{\Omega} \vec{l} dV}_{\text{Wirbelkraft}} + \underbrace{\frac{\rho}{2} \int_{\partial\Omega} \vec{x} \times (\vec{n} \times \vec{l}) dA}_{\text{viskose Kraft}}. \quad (5.23)$$

Die Definition der Wirbelkraft als das Volumenintegral des Lamb-Vektor-Felds erfolgte erstmalig durch van Karman und Burgers (1935). Die Kraftberechnungsformel erfordert das zeitabhängige Strömungsfeld. Da in der Fahrzeugaerodynamik im Regelfall  $Re > 10^6$  gilt, wird das Strömungsfeld mithilfe zeitgemittelter Methoden (RANS) oder räumlich gefilterter Methoden (LES) gelöst. Durch die Verwendung der gemittelten Strömungsergebnisse zur Kraftberechnung werden Turbulenzeffekte somit vernachlässigt. Um die Mittelungsprozesse in den Berechnungsformeln zu berücksichtigen, haben Marongiu und Tognaccini (2010) die Theorie von Wu et al. (2006) um einen zusätzlichen Turbulenzterm erweitert. Bei geeigneter Wahl des Kontrollvolumens kann auf die Berechnung dieses Terms jedoch verzichtet werden. Das Kontrollvolumen sollte hierzu alle Grenzschichtregionen umfassen und den Nachlauf weit hinter dem Fahrzeug schneiden (Marongiu und Tognaccini 2010). Für die zeitlich gemittelte aerodynamische Kraft folgt dann

$$\bar{\vec{F}}_{\text{FF}} = \rho \int_{\Omega} \bar{\vec{u}} \times \bar{\vec{\omega}} dV + \frac{\rho}{2} \int_{\Sigma} \bar{\vec{x}} \times \bar{\vec{n}} \times (\bar{\vec{u}} \times \bar{\vec{\omega}}) dA, \quad (5.24)$$

wobei das instationäre Strömungsfeld aus Gl. (5.23) durch die gemittelten Strömungsgrößen (...) ersetzt worden ist (Marongiu und Tognaccini 2010). Im Folgenden wird auf die Kennzeichnung des gemittelten Strömungsfelds verzichtet.

Wenn Gl. (5.24) nun auf den fahrzeugaerodynamischen Berechnungsfall übertragen wird, ergibt sich für die Kraftkomponente in Hauptströmungsrichtung bzw. den Luftwiderstand des Fahrzeugs:

$$D = \underbrace{\rho \int_{\Omega} l_x dV}_{\equiv D_{\text{in}}} + \underbrace{\frac{\rho}{2} \int_{\Sigma_x} (\hat{y} \cdot l_y + \hat{z} \cdot l_z) dA + \frac{\rho}{2} \int_{\Sigma_y} (-\hat{y} \cdot l_x) dA + \frac{\rho}{2} \int_{\Sigma_z} (-\hat{z} \cdot l_x) dA}_{\equiv D_{\text{profil}}}. \quad (5.25)$$

Analog zu Gl. (5.1) kann auch hier der Luftwiderstand in den induzierten Widerstand  $D_{\text{in}}$  und den Profilwiderstand  $D_{\text{profil}}$  zerlegt werden. Der induzierte Widerstand resultiert folg-

lich aus der Komponente der Wirbelkraft in Hauptströmungsrichtung (Marongiu et al. 2013, Mele et al. 2016).  $\Sigma_x$ ,  $\Sigma_y$  und  $\Sigma_z$  repräsentieren die Oberflächen des Kontrollvolumens mit den Normalenvektoren in  $x$ -,  $y$ - bzw.  $z$ -Richtung. Die Berechnungsformel verdeutlicht, dass sich die aerodynamischen Kräfte bei stationären, inkompressiblen Strömungen hoher Reynolds-Zahl allein mithilfe des Lamb-Vektor-Feldes bestimmen lassen (Wu et al. 2015). Bei Strömungen mit hohen Re-Zahlen ( $Re \gg 1$ ) kann die Integration auf Strömungsregionen mit hohen Wirbelstärkebeträgen beschränkt werden, wie z. B. Grenzschichten oder Nachläufe (Mele et al. 2016). Im Umkehrschluss können die Oberflächenintegrale auf Begrenzungsflächen, die keine Grenzschichten oder Nachläufe schneiden und somit nicht drehbehaftet sind, vernachlässigt werden.

In sub- und transsonischen Strömungen ist die Sensitivität der aerodynamischen Kraftberechnung gegenüber der Wahl des Kontrollvolumens sehr gering, wenn die Grenzschichten vollständig eingeschlossen sind (Mele und Tognaccini 2014). Da die Genauigkeit der Kraftberechnung jedoch von der Simulationsgüte abhängig ist, sollten die Begrenzungsflächen im Nachlauf nicht zu weit vom Fahrzeug entfernt sein bzw. die Netzauflösung, insbesondere auf der Nachlaufebene, ausreichend hoch gewählt werden (Marongiu und Tognaccini 2010, Mele und Tognaccini 2014).

In **Abb. 5.10** sind Verteilungen des lokalen induzierten Widerstands

$$d_{\text{in}} = \rho \cdot l_x \quad (5.26)$$

sowie des lokalen Profilwiderstands

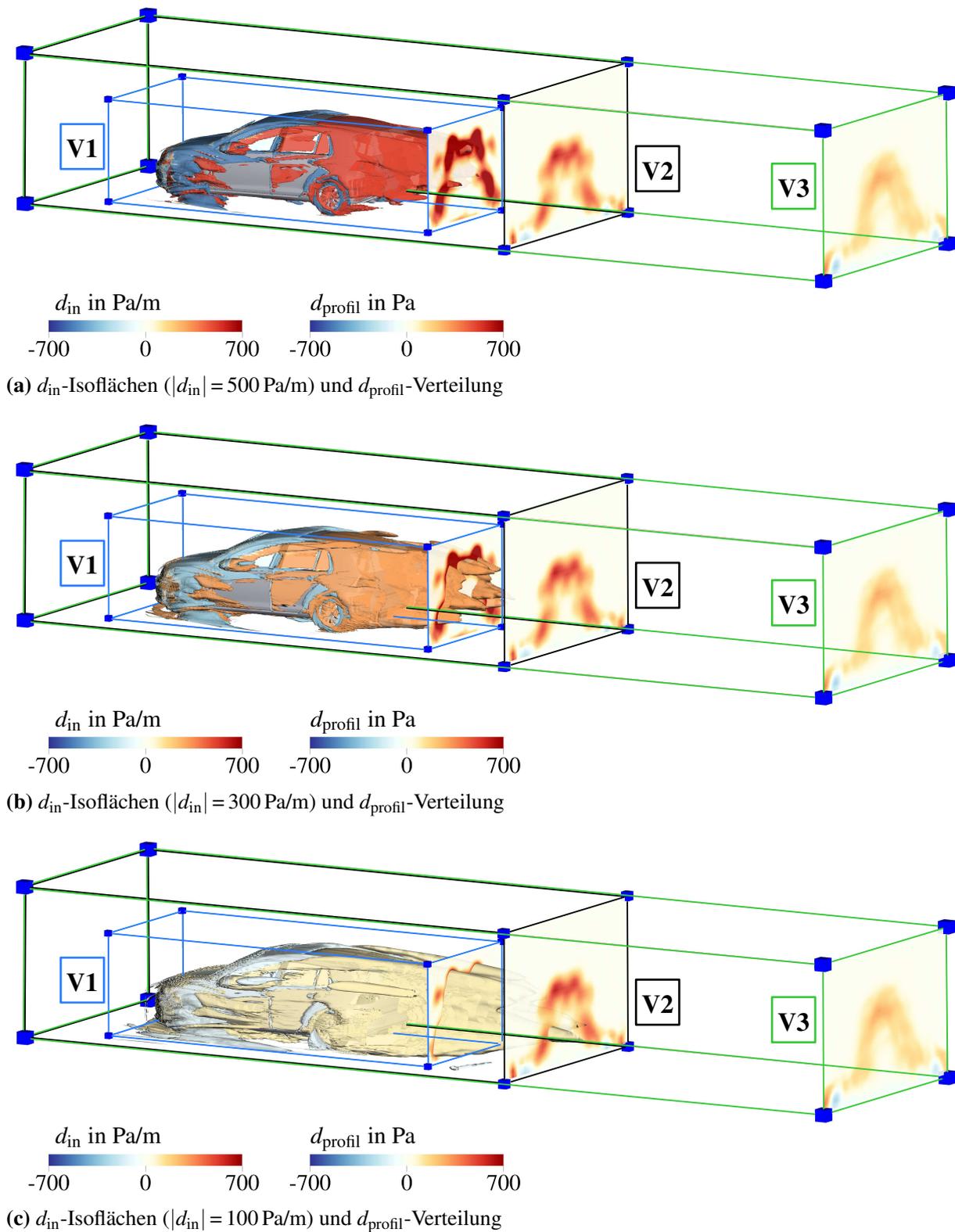
$$d_{\text{profil},\Sigma_x} = \frac{\rho}{2} (\hat{y} \cdot l_y + \hat{z} \cdot l_z), \quad (5.27)$$

$$d_{\text{profil},\Sigma_y} = \frac{\rho}{2} (-\hat{y} \cdot l_x), \quad (5.28)$$

$$d_{\text{profil},\Sigma_z} = \frac{\rho}{2} (-\hat{z} \cdot l_x) \quad (5.29)$$

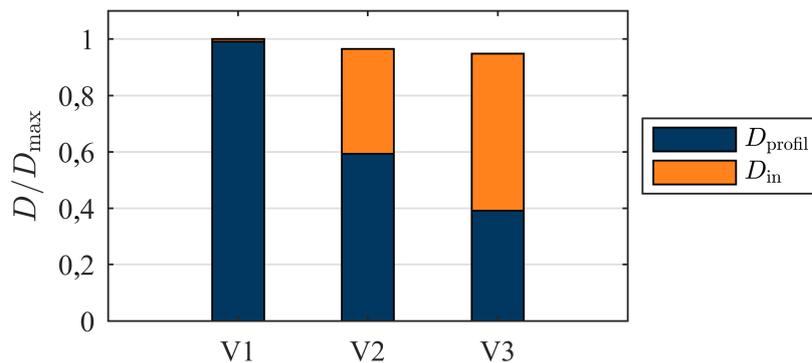
auf den einzelnen Kontrollvolumenoberflächen  $\Sigma_x$ ,  $\Sigma_y$  und  $\Sigma_z$  visualisiert:  $d_{\text{in}}$ -Isoflächen fassen Gebiete mit ( $|d_{\text{in}}| > 1500 \text{ Pa/m}$ ) ein, wobei blaue Bereiche widerstandssenkende und rote widerstandserhöhende Strömungsstrukturen einschließen. Der Grenzwert des induzierten Widerstands wurde auf Basis des im Radhausbereich auftretenden Wertebereichs derart festgelegt, dass die einzelnen Strömungsstrukturen möglichst klar voneinander getrennt werden können, aber dennoch die wesentliche Wirbeltypen detektiert werden. Zudem sind exemplarisch drei verschiedene Kontrollvolumina V1, V2 und V3 dargestellt, die sich in ihrer Größe ( $V1 < V2 < V3$ ) und Positionierung in Relation zum Fahrzeug unterscheiden. Auf den jeweiligen Begrenzungsflächen im Nachlauf des Fahrzeugs ist die Verteilung des lokalen Profilwiderstands gezeigt, wobei auch hier blaue Bereiche widerstandssenkend und rote widerstandserhöhend wirken.

Die Verteilung des lokalen Profilwiderstands in den verschiedenen Nachlaufebenen veranschaulicht die Erkenntnis von Wu et al. (2006), dass der Profilwiderstand auf dem „Abschwimmen“ niederenergetischer, viskoser Grenzschichtströmung in den Nachlauf basiert. Beim induzierten Widerstand gibt es hingegen auch große, durch die Isoflächen eingefasste



**Abb. 5.10:** Visualisierung des lokalen induzierten Widerstands mithilfe von  $d_{in}$ -Isoflächen sowie des lokalen Profilwiderstands mittels der  $d_{profil}$ -Verteilung in den Nachlaufebenen verschiedener Kontrollvolumina am Beispiel der Basiskonfiguration des Golf 7

Bereiche, die den Luftwiderstand des Fahrzeugs senken. Sie heben sich in direkter Fahrzeugnähe teilweise mit Gebieten auf, in denen der induzierte Widerstand positive Werte annimmt. Erst bei einer Vergrößerung des Kontrollvolumens in Richtung des Fahrzeugnachschießens kommen vermehrt luftwiderstandserhöhende Strömungsgebiete hinzu. Dieses Erkenntnis wird quantitativ durch die Aufteilung der integrierten Widerstandsanteile  $D_{\text{profil}}$  und  $D_{\text{in}}$  in **Abb. 5.11** bestätigt. Die Widerstandsanteile sind für die in **Abb. 5.10** eingezeichneten Kontrollvolumina V1, V2 und V3 am Beispiel der Basiskonfiguration des Versuchsfahrzeugs (siehe **Abb. 5.6**), normiert auf die Maximalkraft  $D_{\text{max}} = D_{V1}$ , angegeben.



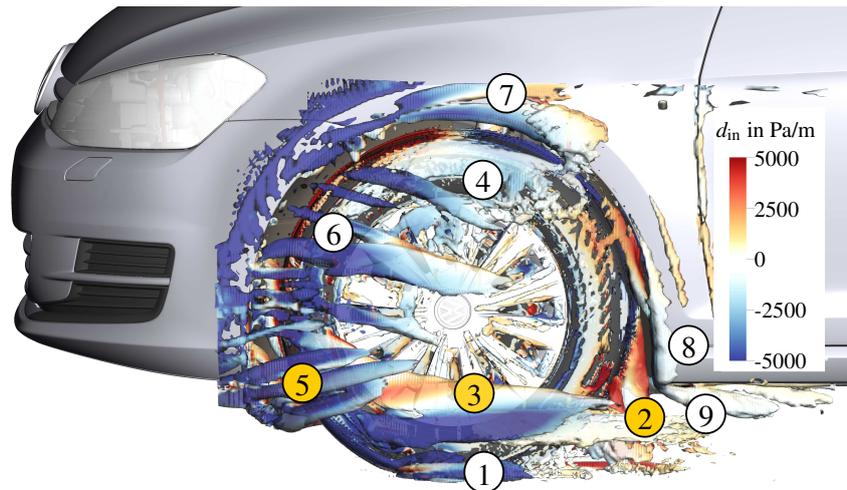
**Abb. 5.11:** Aufteilung der einzelnen Widerstandsanteile auf Basis unterschiedlicher Kontrollvolumina V1, V2 und V3 am Beispiel der Basiskonfiguration des Golf 7

Der Luftwiderstand wird bei der Wahl des Kontrollvolumens V1 nahezu vollständig durch den Profilwiderstand bestimmt. Im Umkehrschluss heben sich die Strömungsgebiete mit hohen positiven bzw. negativen induzierten Widerstandsanteilen nahezu auf. Die luftwiderstandserhöhenden Anteile des induzierten Widerstands überwiegen folglich im Nachlauf des Fahrzeugs, wohingegen die Anteile des Profilwiderstands mit steigender Entfernung zum Fahrzeug abnehmen (siehe auch **Abb. 5.10**). Zusammengefasst können also die Aussagen von Wu et al. (2006) aus Abschn. 5.3.1 hinsichtlich der Dominanz der Widerstandsanteile in Abhängigkeit von der Wahl des Kontrollvolumens bestätigt werden:

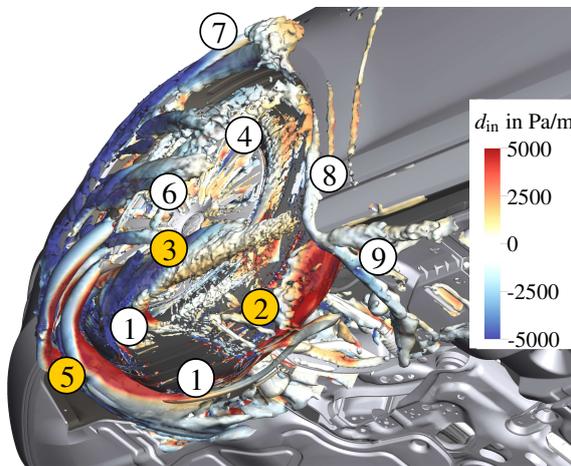
- wenn  $\Omega \mapsto \partial B \Rightarrow D \mapsto D_{\text{profil}}$ ,
- wenn  $\Omega \mapsto \infty \Rightarrow D \mapsto D_{\text{in}}$ .

### 5.3.4 Bestimmung der dominanten Wirbel

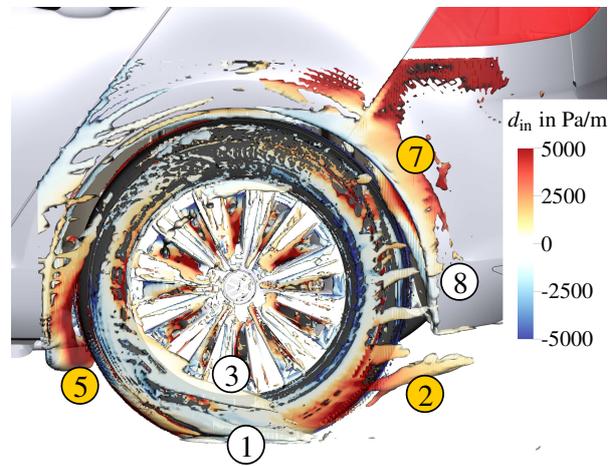
Nachdem die Wirbeltopologie im Radhausbereich des Golf 7 bereits in Abschn. 5.2.3 mithilfe von  $\lambda_2$ -Isoflächen untersucht worden ist, sollen nun die widerstandsdominierenden Wirbelstrukturen bestimmt werden. In **Abb. 5.12** wird daher auf den bereits identifizierten Wirbelgebieten (Isoflächen mit  $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) der Basiskonfiguration (siehe **Abb. 5.6**) die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands  $d_{\text{in}}$  dargestellt. Im Bereich des vorderen Radhauses erweisen sich für diese bestimmte Fahrzeugkonfiguration die Wirbel ② und ⑤ als widerstandsdominierend. Die Strömungsablösung an der inneren, hinteren Reifenschulter, die eine der wesentlichen Ursachen für das Auftreten des Wirbelsystems ② im Radnachlauf



(a) Vorderes Radhaus: Ansicht 1



(b) Vorderes Radhaus: Ansicht 2



(c) Hinteres Radhaus

**Abb. 5.12:** Identifizierung widerstandsdominierender Wirbel im vorderen und hinteren Radhausbereich des Golf 7 mithilfe von  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) und der Verteilung des lokalen induzierten Widerstands  $d_{\text{in}}$  am Beispiel der Basiskonfiguration mit Radspoiler

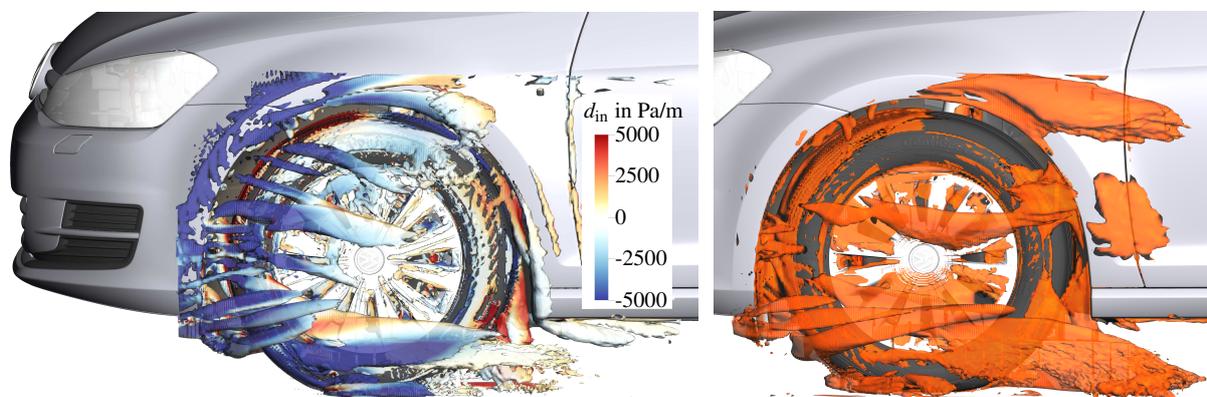
darstellt und ein lokales Maximum des induzierten Widerstands aufweist, ist in **Abb. 5.12b** deutlich zu erkennen. Ebenso ersichtlich ist in dieser Ansicht das stark ausgeprägte Strömungsablösegebiet des Spoilernachlaufwirbels ⑤, das einen hohen Widerstand induziert. Auch im Ablösebereich nahe des Felgenhorns, dem Ursprung des Reifenflankenwirbels ③, nimmt die  $d_{\text{in}}$ -Verteilung positive Werte an und beeinflusst somit den Luftwiderstand in negativer Weise. Dieser Wirbel scheint außerdem von zentraler Bedeutung zu sein, da er den Gegenpartner zu dem Radnachlaufwirbel ② darstellt.

Im hinteren Radhausbereich stellen – analog zum vorderen Radhausbereich – die Nachlaufwirbel ② und ⑤ die kritischen, d. h. widerstandsdominierenden, Strukturen dar. Zudem besitzt auch der Radhauswirbel ⑦ eine negative Wirkung auf den Luftwiderstand. Der Reifenflankenwirbel ③ ist aufgrund einer geringeren Schräganströmung gegenüber der Situation an den Vorderrädern geschwächt.

Die bisherigen Strömungsanalysen basierten zunächst auf einer Basiskonfiguration des Versuchsfahrzeugs. Aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen (siehe Abschn. 5.2.1) auf die Radhausströmung ist allerdings davon auszugehen, dass sich auch die Topologie und Dominanz der Wirbel in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration ändert. Wie groß die Auswirkungen einzelner Geometrieänderungen sind, soll in Abschn. 6.2 untersucht werden.

### 5.3.5 Analyse von Bereichen hohen induzierten Widerstands

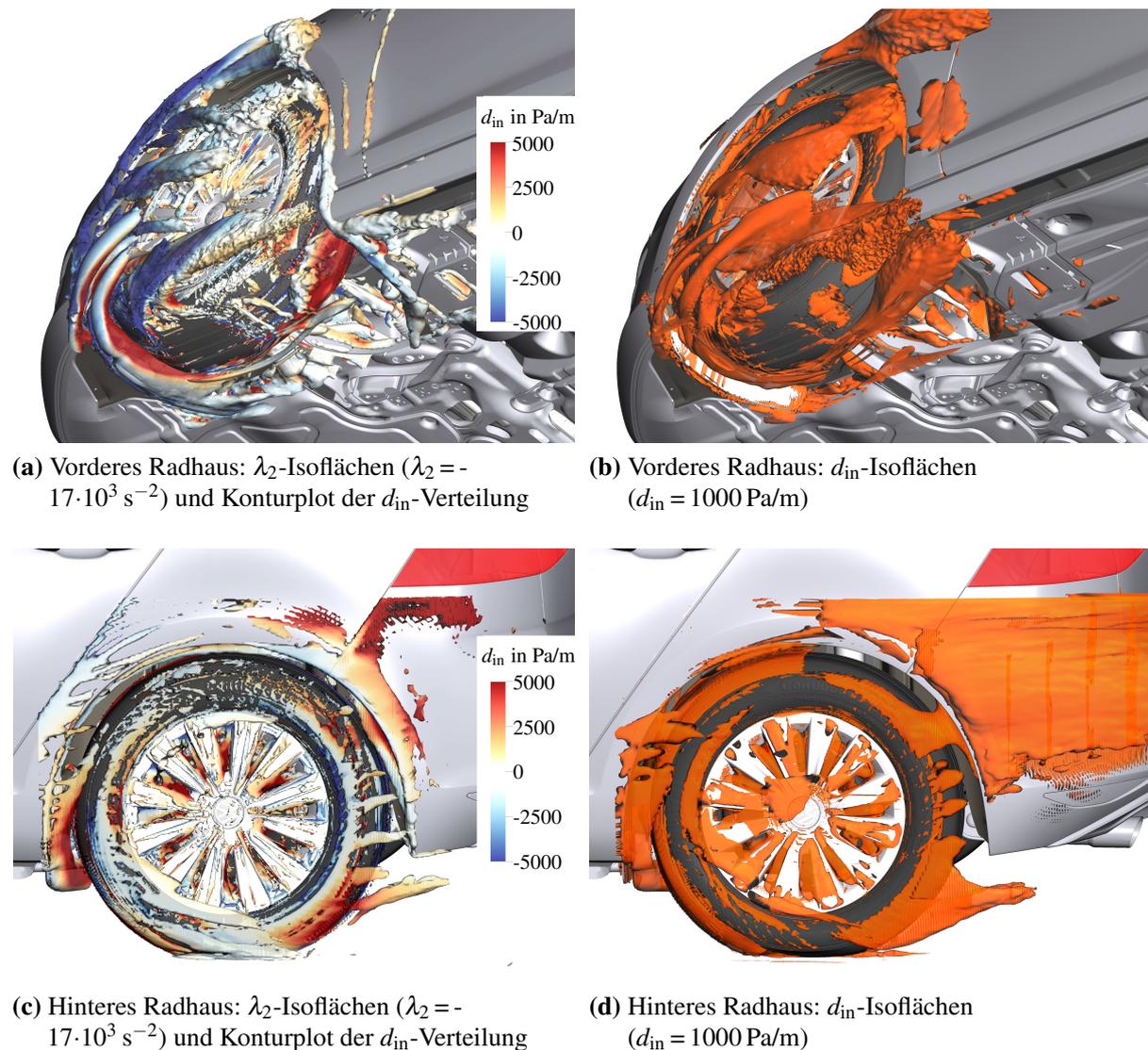
Im Folgenden soll geklärt werden, ob die mithilfe des  $\lambda_2$ -Kriteriums identifizierten Wirbel auch die Regionen mit den höchsten lokalen induzierten Widerständen darstellen. Hierzu erfolgt in **Abb. 5.13 - 5.14** ein Vergleich der  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) mit  $d_{\text{in}}$ -Isoflächen ( $d_{\text{in}} = 1000 \text{ Pa/m}$ ). Analog zu den Darstellungen aus Abschn. 5.3.4 ist auf den  $\lambda_2$ -Isoflächen zusätzlich die  $d_{\text{in}}$ -Verteilung visualisiert. Der Vergleich zeigt, dass die von den Isoflächen eingeschlossenen Regionen räumlich ähnlich, jedoch die  $d_{\text{in}}$ -Isoflächen gegenüber den  $\lambda_2$ -Wirbelkernen leicht stromabwärts verschoben sind. Als Grund hierfür wird angenommen, dass diese räumliche Verschiebung mit der Entstehung des induzierten Widerstands, der freien Wirbelablösung bei Körpern (siehe Abschn. 5.1.2), verbunden ist. Der induzierte Widerstand wird demnach durch eine weiter fortgeschrittene Evolutionsstufe der dynamischen Strömungsprozesse hervorgerufen, sodass Gebiete hohen induzierten Widerstands ( $d_{\text{in}} \gg 0$ ) erst stromabwärts von Ablösegebieten und Nachlaufwirbeln auftreten. Diese lokale Beobachtung im Radhausbereich bestätigt die Erkenntnisse aus Abschn. 5.3.3.



(a)  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) und Konturplot der  $d_{\text{in}}$ -Verteilung

(b)  $d_{\text{in}}$ -Isoflächen ( $d_{\text{in}} = 1000 \text{ Pa/m}$ )

**Abb. 5.13:** Vergleich der Methoden zur Bewertung der identifizierten Wirbel im vorderen Radhausbereich des Golf 7 hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand am Beispiel der Basiskonfiguration mit Radspoiler



**Abb. 5.14:** Vergleich der Methoden zur Bewertung der identifizierten Wirbel im vorderen und hinteren Radhausbereich des Golf 7 hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand am Beispiel der Basiskonfiguration mit Radspoiler

## 5.4 Fazit

Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf der Wirbelanalyse im Radhausbereich des Versuchsfahrzeugs, da diese nach Dillmann (2013) für das physikalische Verständnis der Fahrzeugumströmung, die durch Ablösungsvorgänge und die daraus resultierenden Wirbelsysteme maßgeblich bestimmt wird (siehe Abschn. 5.1.1), von zentraler Bedeutung ist. Mithilfe des  $\lambda_2$ -Kriteriums, das die Vorteile eines restriktiven Charakters sowie allgemeingültigen Schwellenwerts besitzt, wurden in Abschn. 5.2.3 neun charakteristische Wirbeltypen im vorderen und sechs im hinteren Radhausbereich des Golf 7 identifiziert.

Mithilfe von Spektralanalysen des Geschwindigkeitssignals an charakteristischen Messstellen im Vorderradnachlauf konnten ein breites Frequenzspektrum sowie hohe Instationaritäten nachgewiesen werden (siehe Abschn. 5.2.2). Hierbei treten höhere spektrale Energien in den niedrigen Frequenzbereichen, jedoch keine periodisch ablösenden Strömungsstrukturen auf. Da die Instationaritäten die Definition eines möglichst allgemeingültigen Strömungsbilds im Radhausbereich erschweren, liegt der Fokus dieser Arbeit auf dem zeitlich gemittelten Strömungsfeld.

Um den Einfluss der identifizierten Wirbelstrukturen auf den Luftwiderstand des Fahrzeugs und mögliche Optimierungspotentiale bestimmen zu können, ist eine Analyseverfahren erforderlich, die einen Zusammenhang zwischen den lokalen Strömungsstrukturen und den aerodynamischen Kräften herstellt. Hierzu wurde die aus anderen Anwendungsbereichen bekannte Fernfeldmethode auf die Fahrzeugaerodynamik übertragen. Basierend auf den Impulserhaltungsgleichungen sowie den Theorien von Betz (1925), Oswatitsch (1952), Maskell (1972) und Wu (1981), wird bei dieser Methode die Interaktion lokaler Strömungsfeldgrößen (insbesondere im Körperradnachlauf) mit den am Körper wirkenden aerodynamischen Kräfte vorausgesetzt. Das Bindeglied stellen Totaldruck- und Geschwindigkeitsverluste in Hauptströmungsrichtung dar. Das Kraftergebnis der Fernfeldmethode ist hierbei nur vom Geschwindigkeitsfeld und seinen räumlich-zeitlichen Gradienten abhängig (Noca et al. 1997, Noca et al. 1999, Wu et al. 2006, siehe Abschn. 5.3.3). Für instationäre, inkompressible und viskose Strömungen liefert die Fernfeldmethode das gleiche Kraftergebnis wie die konventionelle Nahfeldmethode (Wu et al. 2006, Toubin und Bailly 2014), bei der die mechanischen Spannungen auf der Körperoberfläche integriert werden (Marongiu und Tognaccini 2010, Gariepy et al. 2013, Mele und Tognaccini 2014).

Ein wesentlicher Vorteil der Fernfeldmethode ist, dass die aerodynamischen Kräfte nach Marongiu et al. (2013) in ihre phänomenologischen Anteile zerlegt werden können: in einen Wirbelkraftanteil (Volumenintegral des Lamb-Vektor-Felds) und einen viskosen Kraftanteil (Flächenintegral des Lamb-Vektor-Moments im Körperradnachlauf). Die strömungsgerichtete Komponente des Lamb-Vektors ist hierbei ein Maß für den induzierten Widerstand, der mit der freien Wirbelablösung im Nachlauf des Körpers verbunden ist (Paparone und Tognaccini 2002, Toubin 2015, Marongiu und Tognaccini 2010, siehe Abschn. 5.1.2). In Abhängigkeit von der Größe des gewählten Kontrollvolumens variiert die Aufteilung der Widerstandsanteile am Gesamtwiderstand, da die grundlegenden Strömungsstrukturen (Grenzschichten, Ablösungen, Nachlaufwirbel, siehe Abschn. 5.1.1) unterschiedlich stark gewichtet werden (Wu et al. 2007). Die Definition von Wu et al. (2006) konnte bestätigt werden, dass der Profilwiderstand auf dem „Abschwimmen“ niederenergetischer, viskoser Grenzschichtströmung in den Nachlauf basiert (siehe Abschn. 5.3.3). Außerdem wurde beobachtet, dass die positiven Anteile des induzierten Widerstands ( $d_{in} > 0$ ) im Fahrzeugnachlauf überwiegen, während der Profilwiderstand mit steigender Entfernung zum Fahrzeug abnimmt. Bei einem sehr kleinen Kontrollvolumen ergibt sich also der Luftwiderstand hauptsächlich aus dem Profilwiderstand. Bei einem sehr großen Kontrollvolumen, dessen Grenzfläche den Nachlauf erst sehr weit hinter dem Fahrzeug schneidet, dominiert hingegen der induzierte Widerstand. Eine Vielzahl unterschiedlich großer Kontrollvolumina ergibt ein

vielschichtiges Bild der Strömungsmechanismen und ihrer Evolutionsstufen, die letztlich für die aerodynamischen Kräfte verantwortlich sind (Wu et al. 2006, Wu et al. 2007).

Eine weitere Erkenntnis ist, dass Gebiete hohen induzierten Widerstands nicht exakt mit den identifizierten Wirbelkernen zusammenfallen, sondern räumlich stromabwärts verschoben sind (siehe Abschn. 5.3.5). Wie bereits auf globaler Ebene im Fahrzeugnachlauf beobachtet werden konnte, treten hohe Werte des lokalen induzierten Widerstands überwiegend stromabwärts ihres eigentlichen Ursprungs (Ablösegebiete und Wirbelkerne) auf. Durch die Wirbelidentifizierung mittels  $\lambda_2$ -Indikator bzw. die Bewertung mithilfe der  $d_{in}$ -Verteilung werden somit unterschiedliche zeitliche Evolutionsstufen der dynamischen Strömungsprozesse ausgewertet.

Durch die Anwendung der Fernfeldmethode wird ein tieferes Verständnis des Beitrags einzelner dynamischer Prozesse an den aerodynamischen Kräften aufgebaut, sodass die widerstandsbestimmenden Wirbelstrukturen im Radhausbereich des Golf 7 identifiziert werden können (siehe Abschn. 5.3.4). Im vorderen Radhausbereich erweisen sich der Radnachlaufwirbel ②, der Reifenflankenwirbel ③ sowie der Spoilernachlaufwirbel ⑤ als dominant hinsichtlich des induzierten Widerstands. Im Bereich der hinteren Radhäuser besitzt neben den beiden Nachlaufwirbeln ② und ⑤ auch der Radhauswirbel ⑦ eine negative Wirkung auf den Luftwiderstand. Aufgrund der geringen Schräganströmung ist der Reifenflankenwirbel ③ an den Hinterrädern schwächer ausgeprägt.

Durch die gewonnenen Erkenntnisse zur Dominanz der Wirbelstrukturen können nun gezielt Optimierungspotentiale bzw. Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduzierung abgeleitet werden, wobei der Fokus auf der Reduktion des induzierten Widerstands liegt. Es sollte jedoch nicht ausschließlich der Einfluss auf die lokale Verteilung des induzierten Widerstands im Radhausbereich berücksichtigt werden, sondern insbesondere auch im Heckbereich bzw. Nachlauf des Fahrzeugs. Denn wie in Abschn. 5.3.3 gezeigt, heben sich die positiven und negativen Anteile des induzierten Widerstands in Fahrzeugnähe weitestgehend auf, während die widerstandserhöhenden Anteile im Nachlauf des Fahrzeugs überwiegen.



## 6 Entwicklung luftwiderstandssenkender Maßnahmen im Radhausbereich

Das übergeordnete Ziel der Untersuchungen ist die Reduktion des Luftwiderstands durch Maßnahmen im Radhausbereich. Um ein Verständnis für die lokalen und globalen Wirkmechanismen der untersuchten Maßnahmen zu bekommen und gezielt einzelne Verlustmechanismen reduzieren zu können, wurde ein mehrstufiges Konzept zur Maßnahmenentwicklung ausgearbeitet. Der Fokus bewegt sich hierbei von der lokalen Ebene im Radhaus bis hin zur globalen Gesamtfahrzeugebene:

1. Analyse der lokalen Wirkung von Maßnahmen auf die kritischen Wirbelstrukturen und den induzierten Widerstand im Radhausbereich.
2. Untersuchung der Interferenzeffekte mit dem Fahrzeugnachlauf.
3. Ermittlung des Einflusses auf den Luftwiderstand und seiner Komponenten.

Eine zentrale Rolle nimmt die in Abschn. 5.3 auf den hier vorliegenden Abwendungsfall übertragene Fernfeldmethode ein, die einen Zusammenhang zwischen lokalen Strömungsstrukturen und den aerodynamischen Kräften herstellt. Basierend auf den bisherigen Erkenntnissen wird in Abschn. 6.1 ein Überblick über potentielle Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduzierung im Radhausbereich gegeben. Eine Auswahl dieser Maßnahmen wird in Abschn. 6.2 - 6.3 nach dem oben genannten Vorgehen hinsichtlich ihrer lokalen und globalen Wirkung analysiert.

### 6.1 Möglichkeiten der Strömungsbeeinflussung

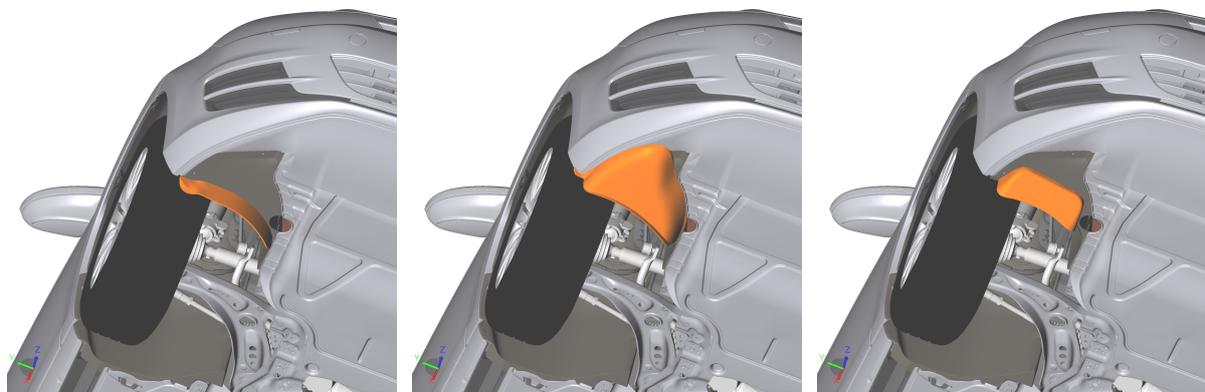
Aufgrund der Vielzahl an Einflussgrößen der Radhausströmung (siehe Abschn. 5.2.1) gibt es mindestens ebenso viele Stellgrößen zur Luftwiderstandsreduzierung. In **Tab. 6.1** sind potentielle Maßnahmen zur Beeinflussung der Radhausströmung aufgelistet. Da die Optimierung von Felgen und Reifen bereits der Schwerpunkt einiger Studien war (siehe auch Abschn. 2.2.3 - 2.2.4), z. B. Modlinger et al. (2008), Landström et al. (2011a), Landström et al. (2011b), Hobeika et al. (2013), Wittmeier et al. (2013b) oder Wittmeier (2014), wird diese Thematik im Rahmen dieser Arbeit nicht näher untersucht. Stattdessen werden die folgenden Typen von Maßnahmen hinsichtlich ihres Einflusses auf die lokale Strömungstopologie sowie den Luftwiderstand analysiert:

- Anbauteile vor dem Radhaus zur Reduzierung der direkten Anströmung der Räder,
- Verkleidungen im Radhausbereich zur Verhinderung des Einströmens ins Radhaus,
- Anpassungen der Radhausgeometrie zur Optimierung des Ausströmens aus dem Radhaus.

**Tab. 6.1:** Maßnahmen zur Strömungsbeeinflussung im Radhausbereich

Typ	Maßnahme
Modifikation der Radhausgeometrie	Minimierung des Radhausvolumens Strömungsgünstige Gestaltung der Ein-/Ausströmflächen Aktive/passive Luftleitprofile
Gezielte Lufteinlässe/-auslässe	
Anbauteile	Verdrängungskörper Spoiler Wirbelerzeuger
Versperrung des Radhauses	Starre/flexible Verkleidungen Aktive Luftausblasungen
Optimierung des Bremsenkühlkonzepts	Optimierter Bremsenkühlkanal Alternative Kühlkonzepte
Optimierung des Motorkühlkonzepts	Alternative Luftauslässe aus dem Motorraum

**Anbauteile vor dem Rad** In der Strömungsanalyse von Kap. 5 wurde ein konventioneller Radspoiler untersucht, der durch seine Positionierung im Unterbodenbereich stromaufwärts des Radhauses die Strömung vor dem Rad umlenkt. Das Ziel ist, so die direkte Anströmung des Rads und damit den Luftwiderstand zu reduzieren. Eine Alternative zu den konventionellen Radspoilern stellen dreidimensional geformte Verdrängungskörper dar (siehe **Abb. 6.1**). In Abschn. 4.2 wurden im Rahmen der Validierungsstudien bereits Fahrzeugkonfigurationen mit Verdrängungskörpern untersucht. Die Wirkung des Verdrängungskörpers auf die lokalen Strömungsstrukturen stand hierbei jedoch nicht im Fokus. Der VDK01 ist ein Verdrängungskörper, der aktuell in der Serie eingesetzt wird (siehe **Abb. 6.1b**). Die Entwicklung des Verdrängungskörpers VDK04 (siehe **Abb. 6.1c**) basiert auf den Ergebnissen einer Sensitivitätsstudie an dem Fabijanic-Modell sowie weiterer Simulationsstudien an dem Golf 7 im



(a) Konventioneller Radspoiler (Hurlbrink et al. 2019)

(b) Verdrängungskörper VDK01

(c) Verdrängungskörper VDK04

**Abb. 6.1:** Vergleich von Anbauteilen im Unterbodenbereich stromaufwärts des vorderen Radhauses

Rahmen dieser Arbeit. Der Körper vereint die Vorteile einer verbesserten Aerodynamik sowie geringerer räumlicher Abmessungen im Vergleich zu dem Serien-Verdrängungskörper VDK01. Die lokale und globale Wirkung der unterschiedlichen Anbauteile wird in Abschn. 6.2 - 6.3 näher untersucht.

Lee (2018) konnte durch eine aktive Luftausblasung vor dem Rad senkrecht zur Hauptströmung den gleichen Effekt einer Strömungsumlenkung wie mit einem konventionellen Radspoiler erzielen. Der konventionelle Radspoiler führte in den Berechnungen am Fabijanic-Modell zu einer Reduzierung des Luftwiderstands um 3,6 %, die Luftausblasung ohne einen Radspoiler hingegen zu einer Reduktion um 6,4 %. Eine Überprüfung dieser Maßnahme im Windkanal erfolgte jedoch nicht. Zudem sind solche aktiven Maßnahmen in Serienfahrzeugen nur mit einem großen Kosten- und Entwicklungsaufwand realisierbar.

**Verkleidungen im Radhausbereich** Eine Verkleidung der Radhäuser führte bei den Untersuchungen von Mercker et al. (1991) und Pfadenhauer et al. (1996) zu einer Luftwiderstandsreduktion von 7 %, wobei die Verkleidung der vorderen Radhäuser effektiver war als die der hinteren Radhäuser. Diese Beobachtung kann an dem Versuchsfahrzeug Golf 7 bestätigt werden. Hier führt eine seitliche Verkleidung der vorderen Radhäuser (siehe **Abb. 6.2a**) zu einer Reduzierung um  $\Delta c_w = -0,004$  und der hinteren (siehe **Abb. 6.2b**) um  $\Delta c_w = -0,002$ .



(a) Verkleidung vorderes Radhaus



(b) Verkleidung hinteres Radhaus

**Abb. 6.2:** Seitliche Verkleidung der vorderen und hinteren Radhäuser des Versuchsfahrzeugs

In Abschn. 5.2.2 wurde ein lokales Druckmaximum im hinteren Bereich des vorderen Radhauses detektiert, das durch einen Luftstrom hervorgerufen wird, der aus dem Motorraum in das Radhaus einströmt. Eine geeignete Umlenkung dieses Luftstrahls stellt demnach ein Potential zur Luftwiderstandsreduzierung dar. Ein intuitives Verschließen der Luftöffnung zwischen Motorraum und Radhausschale führt hingegen zu keiner Senkung des Luftwiderstands, da die aus dem Motorraum austretende Luft in diesem Fall vermehrt aus dem Tunnelbereich ausströmt. Für eine globale Luftwiderstandsreduzierung müsste dieser alternative Strömungspfad aerodynamisch optimiert werden.

**Anpassungen der Radhausgeometrie** Viele Untersuchungen wie die von Cogotti (1983) bestätigen den positiven Einfluss einer Reduzierung des Radhausvolumens auf den Luftwiderstand. Die Forderung eines minimalen Radhausvolumens bringt das Problem mit sich,

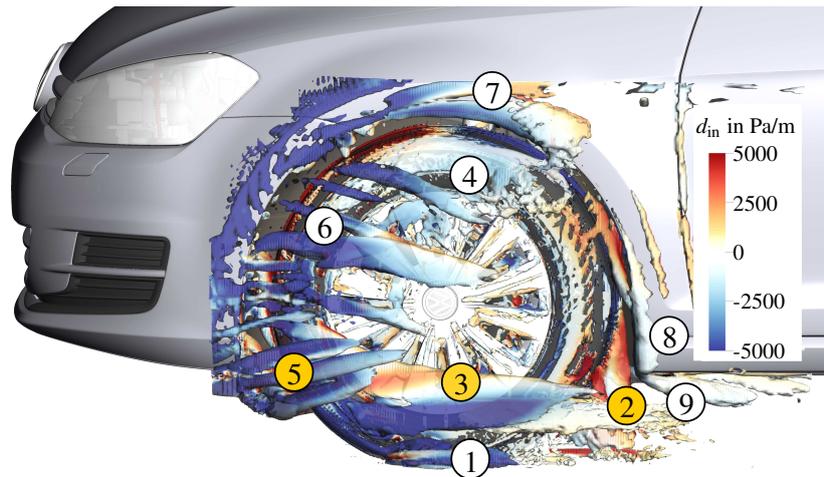
dass das minimal umsetzbare Radhausvolumen von der Fahrzeugkonfiguration abhängig ist. Die Radhüllfläche schließt den Luftraum um eine spezifische Räder-Reifen-Kombination ein, den diese unter Berücksichtigung aller konfigurierbaren Fahrzeugvarianten (u. a. Fahrwerks-, Achskonzept) und Fahrmanöver einnehmen kann. Die Gestaltung der Radhausschalen-geometrie orientiert sich an der Summenhüllfläche, d. h. der Überlagerung aller fahrzeugspezifischen Radhüllflächen („Worst-Case-Szenario“). Die Radhausschale ist daher für viele Räder-Reifen-Kombinationen bzw. Fahrzeugvarianten überdimensioniert, sodass aerodynamisches Potential verschenkt wird. Ein möglicher Optimierungsansatz ist die Entwicklung von achs-, fahrwerks- bzw. räderspezifischen Radhausschalen, die das Radhausvolumen minimieren. Unter wirtschaftlichen bzw. kundenorientierten Gesichtspunkten könnten auch verschiedene Volumeneinsätze in einer Basis-Radhausschale eingesetzt werden.

## 6.2 Lokaler Einfluss von Maßnahmen

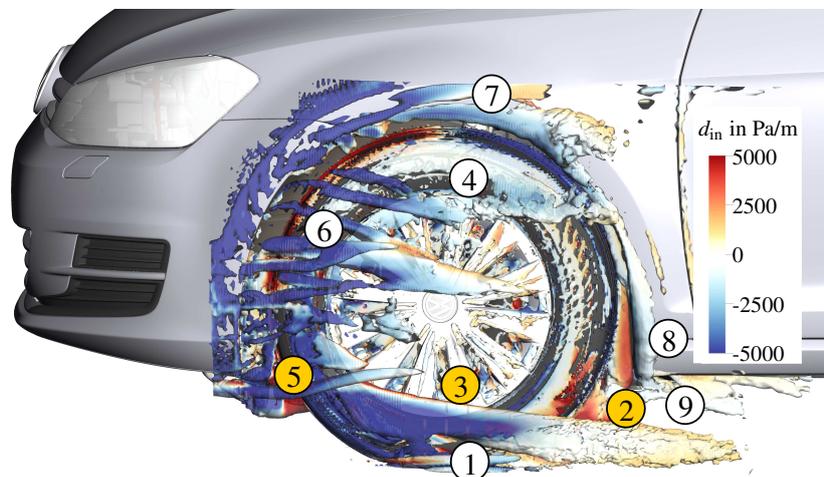
Im Folgenden soll die Ursache der widerstandsreduzierenden Wirkung des Verdrängungskörpers auf lokaler Ebene untersucht werden. Hierzu wird in Abschn. 6.2.1 der Einfluss des Verdrängungskörpers auf die Wirbeltopologie im Radhausbereich (gegenüber einem Radspoiler) bestimmt. Um lokal negativ wirkende Widerstandsanteile einzelnen Strömungsstrukturen zuordnen zu können, wird außerdem die in Abschn. 5.3 beschriebene Fernfeldmethode angewendet. In Abschn. 6.2.2 werden die Verteilungen des induzierten Widerstands in den Radnächläufen in Abhängigkeit von dem verwendeten Anbauteil miteinander verglichen, bevor in Abschn. 6.3 eine Bewertung der globalen Widerstandsanteile erfolgt.

### 6.2.1 Wirbeltopologie

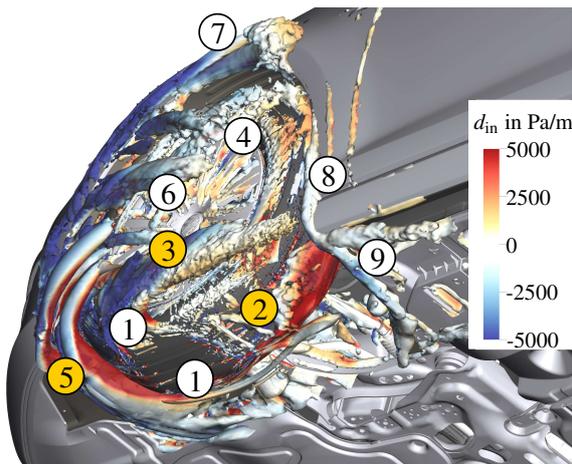
**Anbauteile vor dem Rad** In Abschn. 2.1.4 wurde bereits erläutert, dass die Anströmung der Räder einen wesentlichen Einfluss auf die Wirbelstrukturen und aerodynamischen Kräfte hat. Daher wird zunächst die Wirkung des Verdrängungskörpers VDK04 (siehe **Abb. 6.1c**) auf die Wirbeltopologie im Radhausbereich im Vergleich zu dem konventionellen Radspoiler (siehe **Abb. 6.1a**) untersucht. Hierzu sind in **Abb. 6.3 - 6.4** die Isoflächen mit dem Grenzwert  $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$  für die zwei unterschiedlichen Konfigurationen visualisiert. Zur Analyse ihres Einflusses auf den Luftwiderstand ist zudem auf den Grenzflächen der Wirbelgebiete die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands  $d_{\text{in}}$  dargestellt. In der unteren Hälfte des vorderen Radhausbereichs wird durch die Verwendung eines Verdrängungskörpers (anstelle eines Radspoilers) die Topologie einzelner Wirbelstrukturen stark beeinflusst. Der Fokus wird im Folgenden auf die in Abschn. 5.3.4 definierten kritischen Wirbel ②, ③ und ⑤ der Basiskonfiguration mit Radspoiler gelegt. Eine deutliche Änderung der Größe und Trajektorie ist hinsichtlich des Spoilernachlaufwirbels ⑤ zu erkennen. In der Basiskonfiguration mit Radspoiler wird ein komplexes Wirbelsystem im äußeren Spoilernachlauf induziert, welches stromabwärts mit dem Reifenflankenwirbel ③ interagiert. Durch den Einsatz des Verdrängungskörpers ist der Spoilernachlaufwirbel im äußeren Bereich deutlich kleiner.



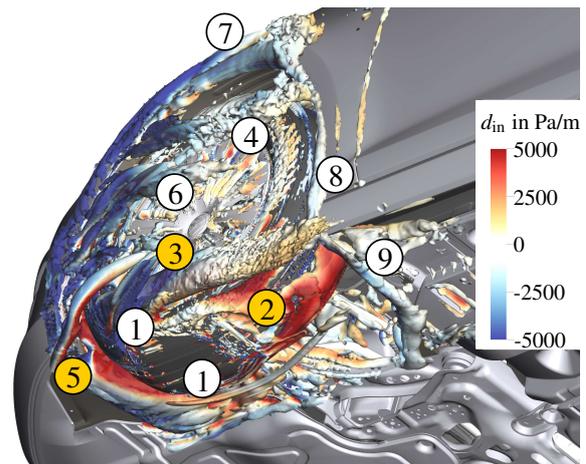
(a) Radspoiler



(b) Verdrängungskörper VDK04

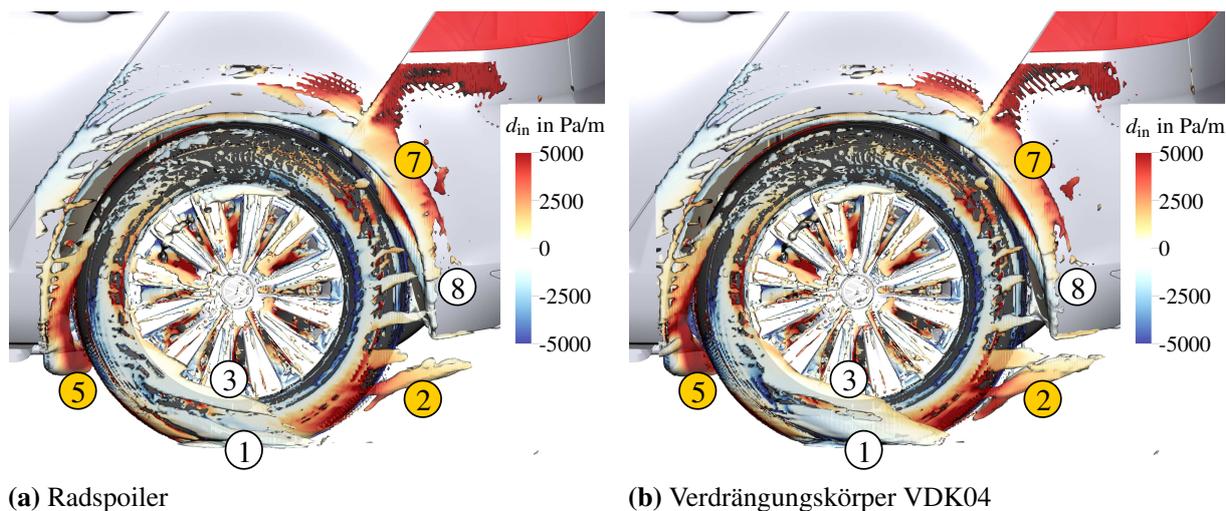


(c) Radspoiler



(d) Verdrängungskörper VDK04

**Abb. 6.3:** Visualisierung der kritischen Wirbel im vorderen Radhausbereich des Golf 7 in Abhängigkeit von dem verwendeten Anbauteil mittels  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) und der Verteilung des induzierten Widerstands  $d_{in}$



**Abb. 6.4:** Visualisierung der kritischen Wirbel im hinteren Radhausbereich des Golf 7 in Abhängigkeit von dem verwendeten Anbauteil mittels  $\lambda_2$ -Isoflächen ( $\lambda_2 = -17 \cdot 10^3 \text{ s}^{-2}$ ) und der Verteilung des induzierten Widerstands  $d_{\text{in}}$

Da diese Bereiche des Wirbels jedoch keinen widerstandserhöhenden Einfluss haben (zumindest im äußeren, sichtbaren Bereich gilt hier  $d_{\text{in}} \leq 0$ ), ist diese Änderung der Topologie zunächst nicht kritisch. Bei beiden Varianten tritt im Totwassergebiet des jeweiligen Anbauteils ein hoher lokaler induzierter Widerstand auf (siehe **Abb. 6.3c - 6.3d**). Hieraus kann geschlossen werden, dass sich zwar die Größe und Trajektorie dieses Wirbels durch den Einsatz des Verdrängungskörpers ändern, der stark negative Einfluss auf den Luftwiderstand aufgrund der ausgeprägten Totwassergebiete jedoch etwa gleich groß ist. Durch den Einsatz eines Verdrängungskörpers konnte diese kritische Strömungsstruktur demnach nicht maßgeblich beeinflusst werden.

Bereits diskutiert wurde die Interaktion des Spoilernachlaufwirbels ⑤ mit dem Reifenflankenwirbel ③, die in der Basiskonfiguration mit Radspoiler auftritt. Durch den geschwächten Spoilernachlaufwirbel in der Variante mit VDK04 wird die Strömungsablösung im Bereich des Felgenhorns reduziert, wodurch auch der Reifenflankenwirbel hinsichtlich seiner Größe und Stärke deutlich geschwächt ist (siehe **Abb. 6.3a - 6.3b**). Außerdem erscheint die Wirbelstruktur räumlich konzentrierter und stärker in Richtung des Bodens gerichtet. Das Wirbelsystem ② im Radnachlauf weist hingegen keine wesentlichen Unterschiede im Vergleich der beiden Anbauteilvarianten auf. Die Strömungsablösung an der äußeren hinteren Reifenschulter ist bei der VDK04-Konfiguration etwas stärker ausgeprägt als bei der Basiskonfiguration, was lokal zu einem höheren induzierten Widerstands führt.

Aus **Abb. 6.4** wird deutlich, dass der Einsatz eines Verdrängungskörpers stromaufwärts des vorderen Radhauses einen geringen Einfluss auf die Topologie und Stärke der Wirbelstrukturen im hinteren Radhausbereich besitzt. Die in der Basiskonfiguration als kritisch eingestuft Nachlaufwirbel ② und ⑤ erweisen sich auch bei der Variante mit Verdrängungskörper als widerstandsdominierend. Lediglich der Radnachlaufwirbel ② ist etwas stärker ausgeprägt als bei der Radspoiler-Variante. Der Radhauswirbel ⑦ ist nahezu unverändert bei beiden Konfigurationen.

### 6.2.2 Induzierter Widerstand

In Abschn. 5.3.5 wurde gezeigt, dass die Wirbelregionen und Gebiete hohen induzierten Widerstands räumlich nicht exakt zusammenfallen, sondern leicht stromabwärts versetzt sind. Als Grund hierfür wurde genannt, dass der induzierte Widerstand zwar durch die Ablösegebiete und Wirbelstrukturen hervorgerufen wird, jedoch erst im Nachlauf der dynamischen Prozesse verstärkt aufgebaut wird. Durch die Bestimmung des lokalen induzierten Widerstands lässt sich somit eine andere zeitliche Evolutionsstufe der dynamischen Prozesse analysieren, die einen direkten Einfluss auf den Luftwiderstand des Fahrzeugs besitzt und im Folgenden schwerpunktmäßig behandelt wird.

**Anbauteile vor dem Radhaus** Neben den in Abschn. 6.2.1 hinsichtlich der Wirbeltopologie untersuchten Anbauteilen, dem konventionellen Radspoiler und Verdrängungskörper VDK04, soll nun auch der Serien-Verdrängungskörper VDK01 sowie eine Konfiguration ohne Anbauteil untersucht werden. Die Analyseebenen, die zur Auswertung des lokalen induzierten Widerstands dienen, sind in **Abb. 6.5** dargestellt.



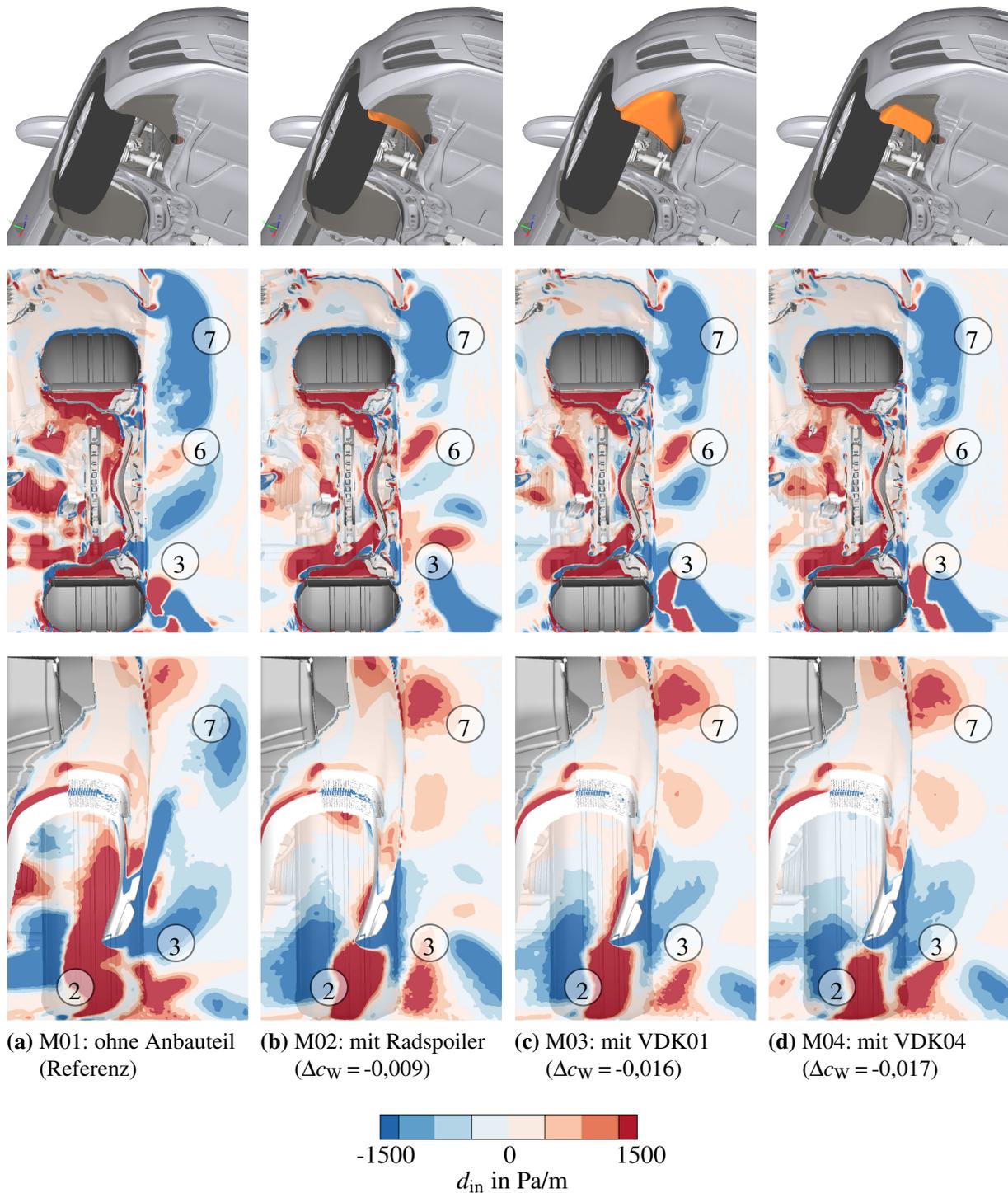
**Abb. 6.5:** Position der Analyseebenen in den Radnächläufen

Die Ebenen sind senkrecht zur Hauptströmungsrichtung in den Radnächläufen platziert. Um den Einfluss der unterschiedlichen Konfigurationen im Bereich des vorderen Radhauses bewerten zu können, sind in **Abb. 6.6** die lokalen Verteilungen des induzierten Widerstands einander gegenübergestellt.

Bei der Konfiguration ohne Anbauteil (M01) kann gegenüber den anderen Konfigurationen beobachtet werden, dass hier der induzierte Widerstand im Inneren des vorderen Radhauses stark zunimmt. Dieses Phänomen lässt sich insbesondere in der Ebene C erkennen und ist darin begründet, dass die Strömung bei dieser Konfiguration nicht durch ein Anbauteil stromaufwärts des Radhauses umgelenkt wird. Es erfolgt somit ein stärkeres Einströmen ins Radhaus, wodurch die Strömungsverluste zunehmen. Auch der Radnachlaufwirbel ② ist durch die vermehrte Anströmung des Rads und das vergrößerte Totwassergebiet im Radnachlauf gestärkt und induziert somit einen hohen Widerstand in der Ebene A.

Eine generelle Erkenntnis ist, dass im oberen, äußeren Radhausbereich (Ebene C) großflächig negative Werte des induzierten Widerstands auftreten, die sich stromabwärts (Ebene A) zu widerstandserhöhenden Gebieten entwickeln. Der Auslöser hierfür ist der obere Radhauswirbel ⑦, der in den Wirbelanalysen bisher nicht als kritisch deklariert wurde. Dennoch scheint sein Nachlauf, womöglich durch die Interaktion mit den anderen Wirbelstrukturen in der oberen Radhaushälfte, einen hohen Widerstand zu induzieren.

Bei den Maßnahmen M02, M03 und M04 ähneln sich im Allgemeinen die lokalen Verteilungen des induzierten Widerstands in den zwei Analyseebenen. Im Vergleich zu der Konfiguration ohne Anbauteil ist der induzierte Widerstand in der Ebene A im Bereich des oberen Radhauswirbels ⑦ mit einem Anbauteil deutlich höher. Hingegen sind die durch

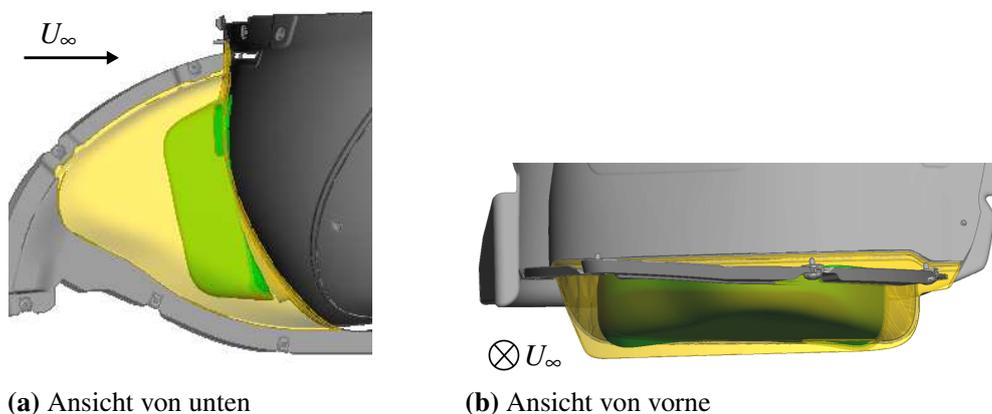


**Abb. 6.6:** Einfluss von unterschiedlichen Anbauteilen auf die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands  $d_{in}$  im Vorderradnachlauf (obere Zeile: Ebene C; untere Zeile: Ebene A)

den Radnachlaufwirbel ② induzierten Widerstände, insbesondere im Inneren des Radhauses, geringer. Wesentliche Unterschiede zwischen den lokalen Widerstandsverteilungen der Maßnahmen M02, M03 und M04 treten lediglich in Bodennähe, im Bereich des Radnachlaufwirbels ② sowie Reifenflankenwirbels ③, auf. Zusammengefasst ist die Homogenität der induzierten Widerstandsverteilung unter Verwendung des Verdrängungskörpers VDK04

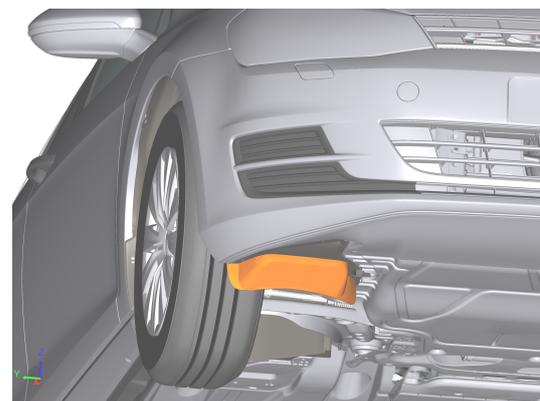
am höchsten. Eine hohe Homogenität deutet auf ein nur schwach wirbelbehaftetes Strömungsgebiet hin. Da sich positiv und negativ auf den Luftwiderstand wirkende Strömungsstrukturen im Allgemeinen gegenseitig bedingen und nach Wu et al. (2006) grundsätzlich kinetische Energie transportieren, sind Wirbelstrukturen generell zu vermeiden.

**Kombination von Maßnahmen** In **Abb. 6.7** sind die geometrischen Unterschiede zwischen dem neu entwickelten Verdrängungskörper VDK04 und dem Serien-Verdrängungskörper VDK01 gezeigt. Die Abmessungen des VDK04 sind deutlich reduziert, wobei die Höhe nahezu konstant gehalten wurde. Hieraus resultieren Vorteile hinsichtlich einer Material- und damit Kosteneinsparung sowie eines verbesserten Bodenfreigangs des Fahrzeugs.



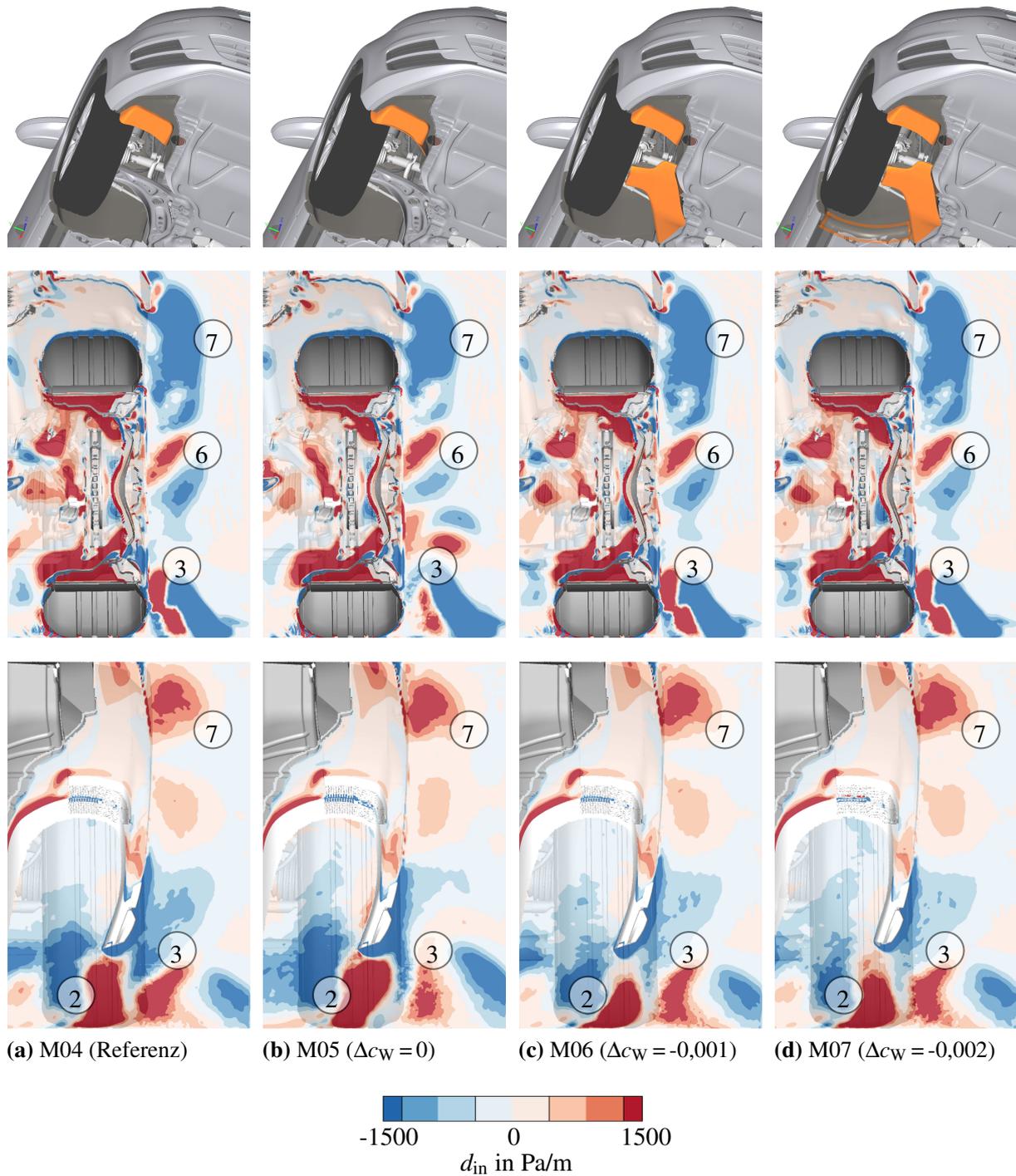
**Abb. 6.7:** Vergleich des neu entwickelten Verdrängungskörpers VDK04 (grün) mit dem Serien-Verdrängungskörper VDK01 (gelb)

Aufgrund der Vorteile des neu entwickelten Verdrängungskörpers VDK04 wird dieser im Folgenden näher untersucht. Zunächst wird der Körper um einen Radspoiler ergänzt (M05, siehe **Abb. 6.8**). Eine Kombination von Maßnahmen stellen die Konfigurationen M06 und M07 dar, bei denen – ausgehend von M04 – zunächst eine neu entwickelte Vorderachsverkleidung eingesetzt wird (M06). Anschließend wird eine große Verrundung mit einem Radius von 40 mm im Übergangsbereich zwischen Radhausschale (RHS) und Unterboden implementiert (M07). Die Auswirkungen der unterschiedlichen Maßnahmen auf die lokale Verteilung des induzierten Widerstands in den charakteristischen Ebenen im Vorderradnachlauf sind in **Abb. 6.9** dargestellt. Es kann geschlossen werden, dass die Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten – im Vergleich zu den Konfigurationen in **Abb. 6.6** – im Allgemeinen geringer sind. Auch hier treten die größten Änderungen hinsichtlich des lokalen induzierten Widerstands im Nachlauf des oberen Radhauswirbels ⑦ sowie der bodennahen Wirbel ② und ③ auf. Zu beobachten ist



**Abb. 6.8:** VDK04 mit Radspoiler

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Maßnahmen auf die lokale Verteilung des induzierten Widerstands in den charakteristischen Ebenen im Vorderradnachlauf sind in **Abb. 6.9** dargestellt. Es kann geschlossen werden, dass die Unterschiede zwischen den einzelnen Varianten – im Vergleich zu den Konfigurationen in **Abb. 6.6** – im Allgemeinen geringer sind. Auch hier treten die größten Änderungen hinsichtlich des lokalen induzierten Widerstands im Nachlauf des oberen Radhauswirbels ⑦ sowie der bodennahen Wirbel ② und ③ auf. Zu beobachten ist



**Abb. 6.9:** Einfluss von Maßnahmenkombinationen auf die Verteilung des lokalen induzierten Widerstands  $d_{in}$  im Vorderradnacklauf (obere Zeile: Ebene C; untere Zeile: Ebene A)

zudem, dass bei den Konfigurationen M06 und M07, die die aerodynamisch besten Varianten darstellen, die Homogenität der induzierten Widerstandsverteilung am höchsten ist.

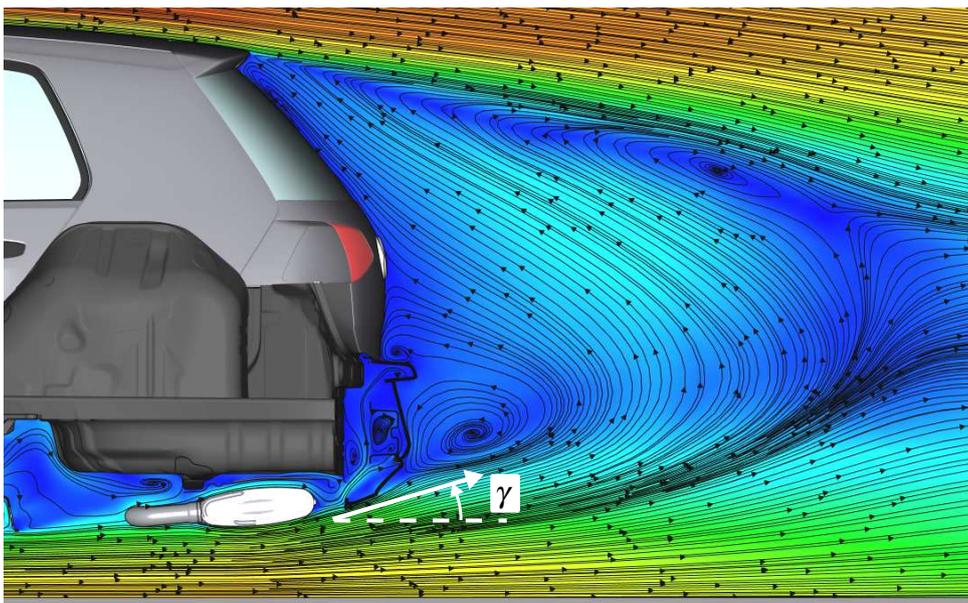
## 6.3 Globale Effekte

Nachdem die lokalen Einflüsse der verschiedenen Maßnahmen auf die Wirbeltopologie sowie den induzierten Widerstand untersucht worden sind, sollen im Folgenden die Auswirkungen auf andere Strömungsbereiche sowie den Luftwiderstand des Fahrzeugs fokussiert werden. Hierzu werden zunächst Wechselwirkungen mit dem Fahrzeugnachlauf analysiert. Im darauffolgenden Abschnitt werden die untersuchten Maßnahmen hinsichtlich des resultierenden Luftwiderstands sowie der Aufteilung in dessen phänomenologischen Komponenten bewertet. Abschließend werden Interferenzeffekte mit den Funktionsbereichen der Motor- und Bremsenkühlung diskutiert.

### 6.3.1 Interferenzen mit der Heckströmung

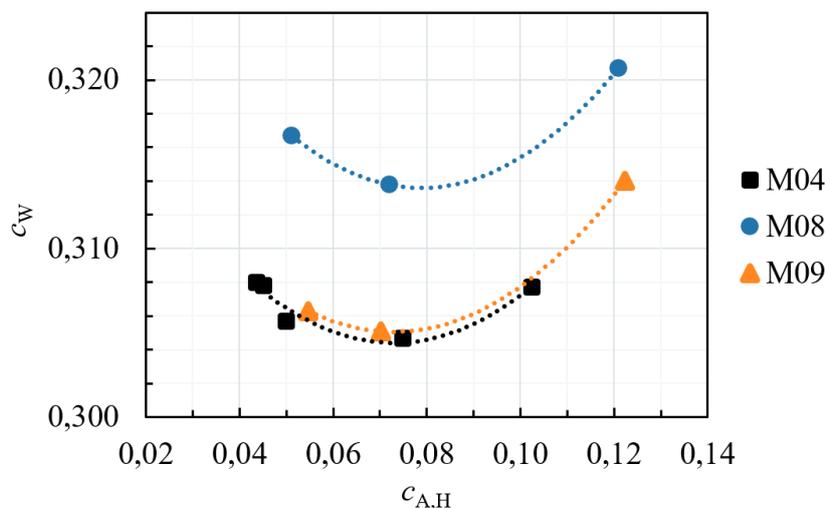
Nach Elofsson und Bannister (2002) bestimmen die Interferenzen zwischen der Radhausströmung und der Strömung im Heckbereich des Fahrzeugs maßgeblich den Luftwiderstand des Fahrzeugs. Die Hecknachlaufströmung bestimmt wiederum den Heckauftrieb des Fahrzeugs. Der Fahrzeugnachlauf und damit der Heckauftrieb lassen sich durch eine Anpassung des Diffusorabströmwinkels  $\gamma$  (siehe **Abb. 6.10**) modifizieren. Dieser hat auch einen Einfluss auf den induzierten Widerstand im Heckbereich. Durch eine Variation des Diffusorabströmwinkels kann in Windkanalversuchen eine sogenannte Auftriebspolare gemessen werden, die bei einer Darstellung des Luftwiderstandsbeiwerts in Abhängigkeit von dem Hinterachsauftriebsbeiwert

$$c_{A,H} \equiv \frac{F_{A,H}}{\frac{\rho}{2} U_{\infty}^2 A_c} \quad (6.1)$$



**Abb. 6.10:** Hecknachlaufströmung und Definition des Diffusorabströmwinkels

in der Regel eine Parabelform aufweist.  $F_{A,H}$  ist die an Hinterachse angreifende Auftriebskraft in  $z$ -Richtung. Das globale Minimum der Parabel stellt den angestrebten Optimierungspunkt dar. Die Form der Parabel ist hierbei von der Fahrzeugkonfiguration abhängig. In **Abb. 6.11** sind die Auftriebspolaren für drei unterschiedliche Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs dargestellt. Die erste stellt die Konfiguration M04 mit dem Verdrängungskörper VDK04 dar. Die zwei weiteren Konfigurationen M08 und M09 stehen für zusätzliche Luftkanäle, die im Bereich des vorderen Radhauses implementiert wurden und dienen hierbei rein zu Vergleichszwecken. Da sie keine weitere Relevanz im Rahmen dieser Arbeit besitzen, werden sie nicht näher beschrieben.



**Abb. 6.11:** Einfluss von Maßnahmen im Radhausbereich auf die Auftriebspolare

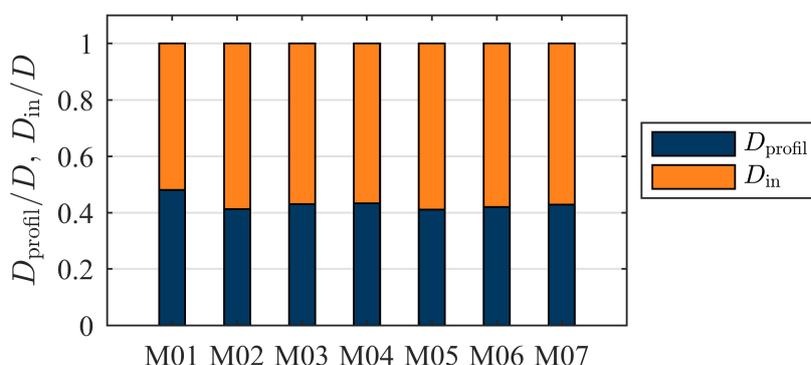
Eine für die Maßnahmenentwicklung wesentliche Erkenntnis ist, dass der Heckauftriebsbeiwert, bei dem sich für den Luftwiderstandsbeiwert ein globales Minimum einstellt, in geringem Maße von der Fahrzeugkonfiguration abhängig ist. Bei einer Maßnahmenentwicklung sollte daher stets der aktuelle Betriebspunkt auf der Auftriebspolaren bestimmt und gegebenenfalls in Richtung des globalen Minimums nachjustiert werden.

### 6.3.2 Luftwiderstand und Komponenten

Die bisherigen Untersuchungen dienen dem Verständnis der lokalen Strömungsprozesse und Wechselwirkungen. Aus den hier gewonnenen Erkenntnissen können neue Optimierungsansätze und Maßnahmen abgeleitet werden. In **Tab. 6.2** sind die in den vorherigen Abschnitten untersuchten Maßnahmen und die entsprechenden Luftwiderstandsbeiwerte, die in Windkanalversuchen gemessen wurden, in Relation zu der Konfiguration M03 angegeben. Zudem sind auch die Anteile des integralen induzierten Widerstands  $D_{in}$  sowie des integralen Profilwiderstands  $D_{profil}$  am Gesamtluftwiderstand  $D$ , die numerisch mithilfe der Fernfeldmethode bestimmt werden, tabellarisch sowie in **Abb. 6.12** dargestellt. Es wird deutlich, dass sich in der Konfiguration ohne Anbauteil (M01), die den höchsten Luftwiderstand

**Tab. 6.2:** Gemessene mittlere Luftwiderstandsbeiwerte der verschiedenen Fahrzeugkonfigurationen in Relation zu M03 (unter Vernachlässigung der geänderten projizierten Fahrzeugfläche) sowie Anteile der Luftwiderstandskomponenten auf Basis der Fernfeldmethode

Maßnahme	M01	M02	M03	M04	M05	M06	M07
Radspoiler	-	x	-	-	x	-	-
VDK	-	-	01	04	04	04	04
Achsverkleidung	-	-	-	-	-	x	x
Verrundung RHS	-	-	-	-	-	-	x
$\Delta\bar{c}_{W,M03}$	+0,016	+0,007	0	-0,001	-0,001	-0,002	-0,003
$\varepsilon_{\bar{c}_{W,exp,95\%}}$	$\pm 0,0005$						
$D_{profil}/D$	0,481	0,413	0,430	0,433	0,410	0,420	0,429
$D_{in}/D$	0,519	0,588	0,570	0,567	0,590	0,580	0,571



**Abb. 6.12:** Aufteilung der relativen Luftwiderstandsanteile  $D_{profil}/D$  und  $D_{in}/D$  in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration

besitzt, der Luftwiderstand in etwa gleich auf den Profilwiderstand und den induzierten Widerstand aufteilt. Durch den Einsatz eines Anbauteils nimmt die Relevanz des induzierten Widerstands zu, wobei in den Konfigurationen mit einem Radspoiler (M02 und M05) der Anteil des induzierten Widerstands am größten ist. Der Vergleich mit den entsprechenden absoluten Luftwiderstandsbeiwerten zeigt, dass die Aufteilung der Widerstandsanteile keine Rückschlüsse auf die resultierende gesamtheitliche Wirkung einer Maßnahme zulässt.

Basierend auf weiteren Windkanalversuchen können außerdem die folgenden Erkenntnisse bezüglich der Wirksamkeit von Verdrängungskörpern festgehalten werden:

- Die Grundform des Verdrängungskörpers hat einen großen Einfluss ( $\Delta c_W = 0,005$ ) auf den Luftwiderstand des Fahrzeugs und sollte daher fahrzeugspezifisch untersucht werden. Der hier entwickelte Verdrängungskörper VDK04 weist eine widerstandsreduzierende Wirkung bei diversen Fahrzeugtypen auf.
- Insbesondere die Positionierung des Verdrängungskörpers vor dem Rad ist von entscheidender Bedeutung für dessen Wirksamkeit. Bei einer Verschiebung um  $\Delta y = \pm 20$  mm nach außen bzw. innen konnte eine Änderung von  $\Delta c_W = 0,005$  gemessen werden.

### 6.3.3 Wechselwirkungen mit anderen Funktionsbereichen

Luftwiderstandssenkende Maßnahmen im Radhausbereich können negative Auswirkungen auf andere Funktionsbereiche haben, wie beispielsweise:

- eine Verschlechterung der Motorkühlwirkung aufgrund eines verringerten Kühlluftmassenstroms oder
- eine Verschlechterung der konvektiven Bremsenkühlung durch eine reduzierte Luftzufuhr.

**Interferenzen mit dem Motorkühlluftmassenstrom** Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit haben gezeigt, dass der Motorkühlluftmassenstrom durch Geometrieänderungen im Radhausbereich des Golf 7 beeinflusst werden kann:

- Ein Verschließen der vorderen Felgen führt zu einer Reduzierung des Kühlluftmassenstroms um 0,2 %, wohingegen das Verschließen der hinteren Felgen den Massenstrom um 2 % erhöht. Als Referenz dient hierbei eine seriennahe Fahrzeugkonfiguration mit 15"-Stahlfelgen und Radzierblenden. Bei einem sehr offenen Felgendesign ist dieses Potential erfahrungsgemäß deutlich höher.
- Der Effekt eines seitlichen Verschließens der vorderen Radhäuser wirkt analog zu dem einer Abdeckung der vorderen Felgen, wobei hier der Motorkühlluftmassenstrom um 3 % verringert wird. Ein seitliches Verschließen der hinteren Radhäuser besitzt hingegen keinen nennenswerten Einfluss auf den Massenstrom.
- Der Verschluss des Bremsenkühlkanals führt zu einer Massenstromerhöhung um 2 %.
- Ein Verschließen des Tunnelsbereichs durch eine vollständige Verkleidung des Unterbodens hat an dem Versuchsfahrzeug zu einer Verringerung des Motorkühlluftmassenstroms um 7 % geführt. Die Ursache hierfür ist, dass die Motorkühlluft in dieser speziellen Versuchskonfiguration lediglich durch die vorderen Radhäuser ausströmen kann. Ein erhöhter Luftdurchsatz im Radhaus führt zu höheren Strömungsverlusten, woraus ein höherer Gegendruck für die aus dem Motorraum ausströmende Luft resultiert.

Weitere umfangreiche Untersuchungen zu den Wechselwirkungen der Motorraumdurchströmung mit der Gesamtfahrzeugströmung haben beispielsweise Kuthada et al. (2016) durchgeführt.

**Wechselwirkung mit der Effizienz der Bremsenkühlung** Die erzwungene Konvektion ist der dominante Wärmeübergangsmechanismus im Bereich der Bremsanlage und bestimmt damit maßgeblich die Abkühlzeit zwischen zwei Bremsvorgängen. Die Effektivität der konvektiven Bremsenkühlung ist abhängig von der Höhe der direkten Luftzufuhr und wird folglich stark durch die Radhausströmung beeinflusst. Durch eine gesteigerte Ventilation können Turbulenzen, beispielsweise an den Felgenöffnungen, verstärkt werden, die den Widerstand des Rads erhöhen. Eine Steigerung der konvektiven Bremsenkühlung ist folglich in den meisten Fällen mit einer Erhöhung des Luftwiderstands verbunden. Demgegenüber zielen Maßnahmen zur Widerstandsreduktion im Radhausbereich häufig darauf ab, durch strömungsgünstige Verkleidungen im Bereich des Unterbodens sowie der Radhäuser

den Luftdurchsatz im Radhaus zu reduzieren. Diese ziehen wiederum eine Verschlechterung der Bremsenkühlleistung nach sich. Die Optimierung der Luftführung in den Radhäusern erfordert somit einen Kompromiss aus Kühleffizienz und Luftwiderstandssenkung (Dreyer 2013).

Ein Beispiel für eine aerodynamische Maßnahme im Radhausbereich ist das von Modlinger et al. (2008) entwickelte Luftleitblech, das am Bremssattel der Vorderradbremse platziert wird. Das Ziel der Maßnahme ist, die ins Radhaus einströmende Luft derart umzulenken, dass ein lokales Druckmaximum an der hinteren Radhauswand reduziert wird. Modlinger et al. konnten den Luftwiderstand somit um  $\Delta c_w = -0,004$  senken. Das numerisch ermittelte Potential konnte auch im Windkanalversuch mit Rad- und Bodensimulation bestätigt werden. Allerdings wurden in den Untersuchungen keine Interferenzeffekte mit der Bremsenkühlung untersucht. In der Theorie beeinflusst der Einsatz von Leitblechen die Bremsenumströmung und somit auch maßgeblich die Konvektion. Wie groß die Effekte auf die Kühlleistung bzw. -effizienz sind, bleibt jedoch ungeklärt.

## 6.4 Fazit

Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf der Entwicklung und Bewertung von Maßnahmen im Radhausbereich. In Abschn. 6.1 wurde daher zunächst ein Überblick über potentielle Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduzierung gegeben. Eine Auswahl dieser Maßnahmen wurde in Abschn. 6.2 - 6.3 auf Basis eines mehrstufigen Analysekonzepts bewertet. Basierend auf den lokalen Analysen kann festgehalten werden, dass der Einfluss eines Verdrängungskörpers auf die Wirbeltopologie in der unteren Hälfte des vorderen Radhauses am größten ist. Sowohl der Spoilernachlaufwirbel ⑤ als auch der Reifenflankenwirbel ③ sind bezüglich ihrer Abmessungen deutlich reduziert gegenüber der Basiskonfiguration mit Radspoiler. Zudem ist der lokale induzierte Widerstand im Bereich des Reifenflankenwirbels ③ reduziert. Eine weitere Erkenntnis ist, dass Anbauteile stromaufwärts des vorderen Radhauses im Allgemeinen den induzierten Widerstand im Inneren des Radhauses stark senken. Außerdem wird durch diese Anbauteile auch der Radnachlaufwirbel ② geschwächt. Eine weitere Beobachtung auf Basis der induzierten Widerstandsverteilung ist, dass der obere Radhauswirbel ⑦, der in den Wirbelanalysen zuvor als nicht dominant klassifiziert wurde, im Nachlauf des vorderen Radhauses einen hohen induzierten Widerstand hervorruft und demnach als kritisch eingestuft werden sollte. Außerdem scheint eine hohe Homogenität der induzierten Widerstandsverteilung im vorderen Radhaus positiv auf den Luftwiderstand zu wirken.

Eine hervorzuhebende Maßnahme stellt ein spezieller Verdrängungskörper dar, der auf Basis einer Sensitivitätsstudie sowie weiterer numerischer und experimenteller Strömungsanalysen im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde. Der Körper vereint die Vorteile einer verbesserten Aerodynamik ( $\Delta c_w = -0,001$ ) sowie geringerer räumlicher Abmessungen im Vergleich zu einem Serien-Verdrängungskörper. Durch die Kombination weiterer Maßnahmen kann der Luftwiderstand um insgesamt  $\Delta c_w = -0,003$  gegenüber der Basiskonfiguration mit einem Serien-Verdrängungskörper gesenkt werden. Für diese Konfiguration ist die

Homogenität der induzierten Widerstandsverteilung in einer charakteristischen Ebene im Vorderradnachslauf am höchsten.

Die grundlegende Erkenntnis dieses Kapitels ist, dass eine Maßnahmenentwicklung im Radhausbereich stets auf einer globalen Ebene durchgeführt werden sollte. Aufgrund von Interferenzen der Radhausströmung mit anderen Strömungsbereichen des Fahrzeugs kann die lokale und globale Wirkung von Maßnahmen hinsichtlich des Luftwiderstands gegensätzlich sein. Eine Maßnahme kann somit lokal im Radhausbereich einen widerstandssenkenden Einfluss haben, jedoch global gesehen zu einer Erhöhung des Luftwiderstands führen. Eine wichtige Stellgröße ist hierbei der Diffusorabströmwinkel, durch den sich der Fahrzeugsachslauf in Abhängigkeit von der Fahrzeugkonfiguration anpassen lässt. Die Heckabströmung steht hierbei in direktem Zusammenhang mit dem induzierten Widerstand im Heckbereich.

Weiterhin zu beachten ist auch eine mögliche Beeinflussung anderer Strömungs- und Funktionsbereiche durch Maßnahmen im Radhausbereich. Eine Optimierung der Radhausströmung kann beispielsweise zu einer Reduzierung des Motorkühlluftmassenstroms führen und somit negative Auswirkungen auf die Kühlleistung haben. Ebenso haben nach Dreyer (2013) widerstandsreduzierende Maßnahmen im Radhausbereich meist einen negativen Einfluss auf die Effizienz der Bremsenkühlung.

## 7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten numerischen und experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Strömungstopologie im Radhausbereich eines Serienfahrzeugs sehr komplex und instationär ist und sich aufgrund der zahlreichen Einflussgrößen nur schwer pauschalisieren lässt. Eine Übertragung der Strömungs- und Wirbelmodelle aus der Literatur, die meist an vereinfachten Fahrzeugmodellen ohne Motorraumdurchströmung und mit glattem Unterboden durchgeführt wurden, auf ein Serienfahrzeug ist daher nicht ohne Weiteres möglich. Diese Erkenntnis macht eine fahrzeugspezifische Strömungsanalyse für das hier verwendete Versuchsfahrzeug, einen Golf 7, unabdingbar.

Neben komplexen Strömungsverhältnissen in Simulation und Experiment liegt eine weitere Herausforderung darin, die Verlustmechanismen der Radhausströmung tiefergehend zu analysieren. Hierzu bietet sich die Fernfeldmethode an, die auf den Impulserhaltungsgleichungen sowie Theorien von Betz (1925), Oswatitsch (1952), Maskell (1972) und Wu (1981) basiert. Durch die Übertragung der Fernfeldmethode auf die numerischen Berechnungsergebnisse steht erstmals ein Analysewerkzeug zur Verfügung, mit dem ein Zusammenhang zwischen den lokalen Strömungsfeldgrößen und den am Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräfte hergestellt werden kann. Mithilfe dieses Werkzeugs lassen sich Wirbelstrukturen hinsichtlich ihres Einflusses auf den Luftwiderstand bewerten und Optimierungspotentiale ableiten. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen somit dem Aufbau eines vertiefenden Verständnisses der Verlustmechanismen sowie neuen Anreizen zur Strömungsbeeinflussung bzw. -kontrolle im Radhausbereich eines Pkw. Im Folgenden werden die wesentlichen Erkenntnisse der Untersuchungen zusammengetragen und die Forschungsfragen aus Abschn. 2.3.2 beantwortet.

*Welche Methode zur Modellierung der Radrotation zeigt die höchste Simulationsgüte?*

Es ist ein detailliertes Berechnungsmodell des Fahrzeugs erforderlich, das die Effekte von Maßnahmen im Radhausbereich auf die lokale Strömungstopologie sowie die Interferenzen mit der Gesamtfahrzeugströmung präzise abbilden kann. Hierzu wurden umfangreiche Validierungsstudien an PowerFLOW®-Simulationsmodellen eines Golf 7 durchgeführt, wobei der Abgleich mit Messdaten aus Windkanalversuchen mit Bodensimulation erfolgte. Hierbei wurden nicht nur die integralen Kraftbeiwerte verglichen, sondern auch Geschwindigkeitsfelder in den Radnächläufen sowie charakteristische Oberflächendruckverteilungen im Radhaus analysiert. Die Untersuchungen an unterschiedlichen Konfigurationen des Versuchsfahrzeugs zeigen, dass mit steigender Komplexität des Fahrzeugs die Abweichungen zwischen den numerischen und experimentellen Strömungsergebnissen im absoluten Vergleich zunehmen. Die größten lokalen Abweichungen hinsichtlich des Geschwindigkeitsfelds im Radhausbereich treten in den Vorderradnächläufen auf. Ein möglicher Grund sind die in diesen Bereichen auftretenden starken Verwirbelungen und Querströmungskomponenten, die zu hohen Anforderungen an den Strömungslöser stellen und zum anderen dafür sorgen, dass der Winkeltoleranzbereich der Drucksonde zeitweise überschritten wird.

(siehe Abschn. 4.2.2). Wird hingegen auch der Fehler der Mittelwertbildung für den Abgleich der numerischen und experimentellen Ergebnisse mit einbezogen, so kann kein eindeutiger Trend zum Einfluss einer steigenden Komplexität der Fahrzeugkonfiguration auf die Simulationsgüte beobachtet werden.

Basierend auf dem Vergleich unterschiedlicher Modellierungsmethoden rotierender Reifen kann festgehalten werden, dass die beste Korrelation der zeitgemittelten Strömungstopologie im Radnachlauf mit einem Setup erzielt wird, bei dem das detaillierte Reifenprofil mit einer erweiterten „Sliding-Mesh“-Methode (RTT) in der Simulation rotiert (siehe Abschn. 4.2.4). Die Modellierung der Reifenrotation mithilfe einer tangentialen Geschwindigkeitswandrandbedingung (RWBC) in Kombination mit einer Geometrievereinfachung des Reifens (Längsrillenreifen) und Definition einer numerischen Wandrauigkeit liefert ein annähernd gleiches Simulationsergebnis zu der RTT-Methode. Der Rechenaufwand der RWBC-Methode ist allerdings nur etwa halb so groß, sodass sich hier eine Kompromisslösung mit einer ausreichenden Genauigkeit ergibt. Unabhängig vom Simulationssetup ist eine Durchströmung der Längsrillen zu gewährleisten.

Es kann geschlussfolgert werden, dass die komplexen Strömungsstrukturen im Radhausbereich durch das verwendete Berechnungsmodell des Golf 7 hinreichend genau abgebildet werden. Das Simulationsmodell stellt somit ein geeignetes Hilfsmittel für Strömungsanalysen und Maßnahmenentwicklungen dar.

*Welche Verlustmechanismen bestimmen den Luftwiderstand des Fahrzeugs? Welche Rolle nehmen hier lokale Strömungsstrukturen ein?*

Die am Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräfte entstehen aufgrund lokaler Strömungsprozesse (siehe Abschn. 5.1). Die Wirbelstärke nimmt bei der Analyse dieser Prozesse eine wichtige Funktion ein, da die wandnahe Wirbelstärke ein Maß für den Profilwiderstand darstellt und die freie Wirbelstärke im Körperradnachlauf mit dem induzierten Widerstand verknüpft ist (Marongiu und Tognaccini 2010). Beide phänomenologischen Komponenten ergeben in Summe den Luftwiderstand des Fahrzeugs (Paparone und Tognaccini 2002, Toubin 2015). Da die Fahrzeugumströmung nach Dillmann (2013) maßgeblich durch Ablösungsvorgänge und die daraus resultierenden Wirbelsysteme bestimmt wird (siehe Abschn. 5.1.1), ist die Analyse der Wirbelstrukturen im Radhausbereich des Versuchsfahrzeugs von zentraler Bedeutung. Zur Wirbelidentifikation eignet sich das  $\lambda_2$ -Kriterium, das sich gegenüber anderen Indikatoren als restriktiv erweist. Durch die Anwendung dieses Kriteriums können neun charakteristische Wirbeltypen im vorderen und sechs im hinteren Radhausbereich des Golf 7 identifiziert werden (siehe Abschn. 5.2.3).

*Gibt es periodisch ablösende Wirbel im Radhausbereich?*

Auf Basis von Spektralanalysen des Geschwindigkeitssignals konnten keine periodischen Wirbelablösungen an charakteristischen Stellen in den Vorderradnächläufen detektiert werden (siehe Abschn. 5.2.2). Dieses Ergebnis schließt jedoch nicht aus, dass intermittent periodische Wirbelablösungen auftreten, die in Spektralanalysen über einen längeren Zeitraum nicht erkannt werden und verlustrelevant sein können.

*Kann ein Zusammenhang zwischen lokalen Strömungsstrukturen und den am Fahrzeug wirkenden aerodynamischen Kräften hergestellt werden?*

Durch die Anwendung der Fernfeldmethode auf die Berechnungsergebnisse des Golf 7 können die aerodynamischen Kräfte in Abhängigkeit von dem Geschwindigkeitsfeld sowie seinen räumlich-zeitlichen Gradienten dargestellt werden (siehe Abschn. 5.3.3). Das Kräfteergebnis ist hierbei das gleiche wie bei der konventionellen Nahfeldmethode (Wu et al. 2006, Toubin und Bailly 2014), bei der die mechanischen Spannungen auf der Körperoberfläche integriert werden (Marongiu und Tognaccini 2010, Gariepy et al. 2013, Mele und Tognaccini 2014, Mele et al. 2016). Mithilfe der Lamb-Vektor-Verteilung können so die Widerstandsanteile detektiert und einzelnen Wirbelstrukturen zugeordnet werden.

Eine wesentliche Erkenntnis ist, dass die Verteilung des induzierten Widerstands erst im Fahrzeugnachlauf an Bedeutung für die Kraftberechnung gewinnt, während der Profilverstand mit steigender Entfernung zum Fahrzeug abnimmt (siehe Abschn. 5.3.3). Analog hierzu sind Gebiete hohen induzierten Widerstands stromabwärts ihrer eigentlichen Ursprünge, den Wirbelregionen, versetzt (siehe Abschn. 5.3.5). Die Beobachtung von Wu et al. (2007), dass die Aufteilung der Widerstandsanteile am Gesamtwiderstand abhängig von der Definition des Kontrollvolumens ist, kann somit bestätigt werden.

*Welches sind die widerstandsbestimmenden Wirbel im Radhausbereich?*

Im Bereich des vorderen Radhauses des Versuchsfahrzeugs erweisen sich zwei bodennahe Radwirbel (Radnachlauf- und Reifenflankenwirbel) sowie der Spoilernachlaufwirbel als kritisch, d. h. widerstandsdominierend (siehe Abschn. 5.3.4). Im hinteren Radhausbereich sind, analog zum vorderen, der Rad- und Spoilernachlaufwirbel dominant. Der Reifenflankenwirbel an der Radaußenseite ist hingegen aufgrund der geringeren Schräganströmung der Hinterräder schwächer ausgeprägt als an den Vorderrädern. Stattdessen besitzt im hinteren Radhaus auch der obere Radhauswirbel einen negativen Einfluss auf den Luftwiderstand.

*Ist die Dominanz der Strömungsstrukturen im Radhausbereich von der Fahrzeugkonfiguration abhängig?*

Anbauteile stromaufwärts des Radhauses besitzen einen großen Einfluss auf die dominanten Wirbel in der unteren Hälfte des vorderen Radhausbereichs sowie auf den oberen Radhauswirbel (siehe Abschn. 6.2.1). Die spezielle Fahrzeugkonfiguration bestimmt daher die Dominanz der Wirbelstrukturen im Radhausbereich, wobei ein vollständiges Unterbinden

der dominanten Wirbel nur mittels großer geometrischer Eingriffe erzielt werden kann, da die komplexen Strukturen durch das grundlegende Strömungsproblem eines rotierenden, teilweise abgedeckten Rads vorgegeben werden.

*Wie kann die Fernfeldmethode zur Entwicklung von Maßnahmen eingesetzt werden?*

Die Identifizierung der dominanten Wirbel ermöglicht eine Fokussierung auf die für den Luftwiderstand entscheidenden Strömungsstrukturen. Durch den Aufbau eines vertieften Verständnisses der Strömungs- und Verlustmechanismen können Optimierungspotentiale abgeleitet und Maßnahmen zur Luftwiderstandsreduzierung entwickelt werden. Eine Zerlegung des Luftwiderstands in seine Komponenten bietet zudem die Möglichkeit, verschiedene Fahrzeugkonfigurationen hinsichtlich ihres Einflusses auf den induzierten Widerstand miteinander vergleichen zu können.

*Wo sind hohe Optimierungspotentiale im Radhausbereich und welche Maßnahmen lassen sich hieraus ableiten?*

Eine Änderung der Anströmbedingungen des Rads besitzt ein hohes Potential zur Luftwiderstandsreduzierung. Mithilfe von Anbauteilen stromaufwärts des Radhauses lässt sich die Luft gezielt umlenken. Ein im Rahmen dieser Arbeit optimierter Verdrängungskörper vereint die Vorteile einer verbesserten Aerodynamik ( $\Delta c_w = -0,001$ ) sowie geringerer räumlicher Abmessungen im Vergleich zu einem Verdrängungskörper, der in aktuellen Serienfahrzeugen eingesetzt wird (siehe Abschn. 6.2). Darüber hinaus besitzen auch Verkleidungen der vorderen Radhäuser ein hohes Optimierungspotential hinsichtlich des Luftwiderstands. Trotz der Einschränkungen aufgrund der Anforderungen an den Fahrbetrieb des Fahrzeugs kann der Luftwiderstand durch eine optimierte Verkleidung der Vorderachsen um weitere  $\Delta c_w = -0,001$  gesenkt werden. Das Hinzufügen eines Radius im hinteren, unteren Bereich der vorderen Radhausschalen führt zu einer zusätzlichen Reduzierung um  $\Delta c_w = -0,001$ . Bei diesen Maßnahmen weisen die lokalen Verteilungen des induzierten Widerstands im vorderen Radhausbereich eine hohe Homogenität auf (siehe Abschn. 6.2.2).

*Welche Interferenzen der Radhausströmung mit anderen Strömungsbereichen gibt es und welche bestimmen den Luftwiderstand?*

Die wesentliche Erkenntnis aus Abschn. 6.3 ist, dass eine Maßnahmenentwicklung im Radhausbereich stets unter einer globalen Betrachtungsweise durchgeführt werden sollte. Aufgrund von Interferenzen der Radhausströmung mit anderen Strömungsbereichen des Fahrzeugs kann die lokale und globale Wirkung von Maßnahmen auf den Luftwiderstand gegensätzlich sein. Insbesondere der Hecknachlauf, der den induzierten Widerstand im Heckbereich des Fahrzeugs bestimmt, besitzt eine starke Wechselwirkung mit der Radhausströmung und kann mithilfe des Diffusorabströmwinkels auf eine bestimmte Fahrzeugkonfiguration (bzw. eine bestimmte Maßnahme) angepasst werden (siehe Abschn. 6.3.1). Außerdem

sollten bei der Maßnahmenentwicklung die Auswirkungen auf den Motorkühlluftmassenstrom sowie die Effizienz der Bremsenkühlung berücksichtigt werden, da auch hier starke Wechselwirkungen auftreten (siehe Abschn. 6.3.3).

**Ansätze für zukünftige Untersuchungen** Durch die stetige Weiterentwicklung der Rechenleistungen und -kapazitäten können auch die Simulationsmodelle immer komplexer werden. Dies ermöglicht eine stetige Verbesserung der realitätsnahen Modellierung der Reifengeometrie und -rotation in den Berechnungsmodellen. Im Fall des hier verwendeten CFD-Modells des Golf 7 stellt die Berücksichtigung der Reifenverformung unter dynamischer Belastung den nächsten Verbesserungsschritt dar.

Um den Vergleich zwischen Simulation und Experiment zu erleichtern, wurde zum einen in den Messungen ein starres Fahrwerk eingesetzt, zum anderen wurde in den Berechnungsmodellen die (statische) Standhöhe des Fahrzeugs aus den Windkanalversuchen abgebildet. In der realen Straßenfahrt würden jedoch sowohl der Fahrzeuggrundkörper als auch die Räder aufgrund der wirkenden aerodynamischen Kräfte „aufschwimmen“ und ihre vertikale Position ändern. Ein weiterer Arbeitspunkt wäre daher eine Übertragung der beiden Effekte auf das Simulationsmodell und die Analyse ihres Einflusses auf die Wirkung von Maßnahmen. Darüber hinaus sollte auch der Effekt unterschiedlicher Felgen- und Reifengeometrien auf die Wirksamkeit von Maßnahmen untersucht werden. Die Überprüfung einer Übertragbarkeit auf andere Fahrzeuge stellt ein weiteres Forschungsvorhaben dar und soll in nachfolgenden Arbeiten fokussiert werden.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte eine Auswahl an Maßnahmentypen untersucht werden. Die Optimierung des Verdrängungskörpers resultierte in einer Luftwiderstandsreduzierung sowie Verringerung der geometrischen Abmessungen des Bauteils. Außerdem konnten auch entwickelte Achsverkleidungen und Anpassungen der Radhausschalengeometrie den Luftwiderstand senken. Die untersuchten Maßnahmen spiegeln jedoch nur einen Teil der potentiellen Maßnahmen im Radhausbereich wider. Das Potential zur Optimierung und Neuentwicklung von Maßnahmen und Maßnahmenkombinationen im Radhausbereich ist folglich noch nicht ausgeschöpft. Der Fokus zukünftiger Untersuchungen sollte hierbei verstärkt auf die Reduzierung des induzierten Widerstands im Heckbereich bzw. Fahrzeugnachlauf gelegt werden. Denn wie in Abschn. 5.3.3 gezeigt wurde, heben sich die positiven und negativen Anteile des induzierten Widerstands in Fahrzeugnähe weitestgehend auf, während die widerstandserhöhenden Anteile im Nachlauf des Fahrzeugs überwiegen.

Die im Rahmen dieser Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse unterstützen dabei, ein umfassendes Bild der Radhausströmung mit deren Einflussgrößen und Wechselwirkungen aufzubauen. Um einen Überblick über die Rolle der Radhausströmung im Kontext der Gesamtfahrzeugströmung zu bekommen, wurden die wesentlichen Interferenzeffekte mit anderen Funktionsbereichen wie der Motor- und Bremsenkühlung diskutiert (siehe Abschn. 6.3.3). Diese Untersuchungen sollten in zukünftigen Studien vertieft werden, beispielsweise durch den Aufbau multidisziplinärer CFD-FEM<sup>1</sup>-Berechnungsmodelle, mit denen auch die Wärmeübergänge und Bauteiltemperaturen untersucht werden können. Darüber

---

<sup>1</sup> Finite-Elemente-Methode

hinaus sollte auch der Einfluss auf den Ventilationswiderstand in die Maßnahmenbewertung mit einfließen, da dieser eine aerodynamische Kraft darstellt, die in der Bestimmung des Luftwiderstands für gewöhnlich nicht berücksichtigt wird, und somit einen Einfluss auf den Fahrwiderstand besitzt.

Instationäre Effekte in den Vorderradnächläufen konnten zwar messtechnisch erfasst werden, jedoch wurde hier bei der Anwendung der Fernfeldmethode auf einen fahrzeugaerodynamischen Berechnungsfall zunächst das gemittelte Strömungsfeld betrachtet. Es bedarf daher weiterer Untersuchungen, um die Fragestellung zu klären, ob die stochastisch auftretenden, niedrigfrequenten kohärenten Strukturen verlustrelevant sind.

# Literaturverzeichnis

- 4Jtech (2015): Pressure Strips Datasheet. Rev. 01, Nov. 2015.  
URL: <http://4jtech.cz/en/pressure-strips/> (abgerufen am 12.01.2019).
- 4Jtech (2016): MCCA - Multi Constant Current Anemometry. Rev. 00, Apr. 2016.  
URL: <http://4jtech.cz/en/mcca-multi-constant-current-anemometer/> (abgerufen am 12.01.2019).
- A-Tech, A-Tech Instruments Ltd. (2020): Miniature Electronic Pressure Scanners - ESP-16HD/32HD/64HD. URL [http://www.a-tech.ca/Product/Series/128/ESP-32HD\\_Minature\\_Pressure\\_Scanner?tab=1](http://www.a-tech.ca/Product/Series/128/ESP-32HD_Minature_Pressure_Scanner?tab=1).
- Aljure, D.E.; Lehmkuhl, O.; Martinez, D.; Favre, F. und Oliva, A. (2014): On the IBM approximation for the wheel aerodynamic simulation. In: 1st Int. Conf. in numerical and experimental aerodynamics of road vehicles and trains (Aerovehicles 1).
- ASME V & V 20 Committee (2009): Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer. The American Society of Mechanical Engineers.
- Axon, L. (1999): The Aerodynamic Characteristics of Automobile Wheels - CFD Prediction and Wind Tunnel Experiment. Dissertation, Universität Cranfield, Großbritannien.
- 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.
- Batchelor, G. K. (2000): An Introduction to Fluid Dynamics. Cambridge University Press.
- 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.
- Betz, A. (1925): Ein Verfahren zur direkten Ermittlung des Profilwiderstandes. In: Z. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt. Bd. 16, S. 42–44.
- Bhatnagar, P. L.; Gross, E. P. und Krook, M. (1954): A Model for Collision Processes in Gases. I. Small Amplitude Processes in Charged and Neutral One-Component Systems. In: Phys. Rev., Bd. 94(3): S. 511–525.
- Bisset, D. K.; Antonia, R. A. und Browne, L. W. B. (1990): Spatial organization of large structures in the turbulent far wake of a cylinder. In: J. Fluid Mech. Bd. 218, S. 439–461.
- Blumrich, R.; Mercker, E.; Michelbach, A.; Vagt, J.-D.; Widdecke, N. und Wiedemann, J. (2013): Windkanäle und Messtechnik. In: Schütz, T. (Hrsg.) Hucho – Aerodynamik des Automobils. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.

- Boujo, E.; Nakasato, K.; Shiozawa, H.; Miyamoto, W.; Nakajima, S. und Fuse, Y. (2008): Development of a Prediction Method for Passenger Vehicle Aerodynamic Lift using CFD. In: SAE Technical Paper 2008-01-0801.
- Chen, H.; Kandasamy, S.; Orszag, S.; Shock, R.; Succi, S. und Yakhot, V. (2003): Extended Boltzmann Kinetic Equation for Turbulent Flows. In: *Science*, Bd. 301: S. 633–636.
- Chen, Q.; Zhong, Q.; Qi, M. und Wang, X. (2015): Comparison of vortex identification criteria for planar velocity fields in wall turbulence. In: *Physics of Fluids*, Bd. 27.
- Chen, S. und Doolen, G. (1998): Lattice Boltzmann Method for Fluid Flows. In: *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Bd. 30: S. 329–364.
- Chong, M. S.; Perry, A. E. und Cantwell, P. J. (1990): A General Classification of Three-Dimensional Flow Field. In: *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Bd. 2.
- Cogotti, A. (1983): Aerodynamic Characteristics of Car Wheels. In: *Int. J. Vehicle Design*. S. 173–196.
- Cogotti, A. (1992): Flow Field Around a Rotating Wheel. In: Tanida, Y. und Miyashiro, H. (Hrsg.) *Flow Visualization VI*. Berlin, Heidelberg: Springer Verlag.
- Cyr, S.; Ih, K.-D. und Park, S.-H. (2011): Accurate Reproduction of Wind-Tunnel Results with CFD. In: SAE Technical Paper 2011-01-0158.
- Dillmann, A. (2013): *Physikalische Grundlagen der Aerodynamik*. In: Schütz, T. (Hrsg.) *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.
- Dimitriou, I. und Klusmann, 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.
- Dreyer, M. (2013): *Experimentelle Untersuchung der Umströmung und des Wärmeübergangs an PKW-Scheibenbremsen*. Dissertation, Technische Universität Braunschweig, Deutschland.
- Duncan, B.; Fischer, A. und Kandasamy, S. (2010a): Validation of Lattice-Boltzmann Aerodynamics Simulation for Vehicle Lift Prediction. In: ASME 2010 3rd Joint US-European Fluids Engineering Summer Meeting.
- Duncan, B.; Kandasamy, S.; Sbeih, K.; Lounsberry, T. H. und Gleason, M. E. (2010b): Further CFD Studies for Detailed Tires using Aerodynamics Simulation with Rolling Road Conditions. In: SAE Technical Paper 2010-01-0756.
- Elofsson, P. und Bannister, M. (2002): Drag Reduction Mechanisms Due to Moving Ground and Wheel Rotation in Passenger Cars. In: SAE Technical Paper 2002-01-0531.
- Exa Corporation (2017): *PowerFLOW® User's Guide - Release 5.4*.
- Fabijanic, J. (1996): An Experimental Investigation of Wheel-Well Flows. In: SAE Technical Paper 960901.

- Fabijanic, J. und George, A. (1996): An Experimental Investigation of the Aerodynamics of Automobile Wheel Wells. In: 14th Applied Aerodynamics Conference, Fluid Dynamics and Co-located Conferences, AIAA-96-2475-CP.
- Fackrell, J. E. (1974): The Aerodynamics of an Isolated Wheel Rotating in Contact with the Ground. Dissertation, Universität London, Großbritannien.
- Fackrell, J. E. und Harvey, J. K. (1973): The Flow Field and Pressure Distribution of an Isolated Road Wheel. In: Stephens, H.S. (Hrsg.) Advances in Road Vehicle Aerodynamics. S. 155–165.
- Fackrell, J. E. und Harvey, J. K. (1975): The Aerodynamics of an Isolated Road Wheel. In: Proc. 2nd AIAA Symp. Aerodynamics of Sports and Competition Automobiles, Bd. 16.
- Fan, Y. T. und Li, Weipeng (2018): Review of Far-Field Drag Decomposition Methods for Aircraft Design. In: Journal of Aircraft, Bd. 56: S. 1–11.
- Fiedler, O. (1992): Strömungs- und Durchflussmesstechnik. München: Oldenbourg - Verlag.
- Filipský, J.; Polická, P. und Čížek, J. (2015): Multipoint Pressure Strip Measurement for Advanced CFD Validation. In: Wiedemann, J. (Hrsg.) Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management - Proc. 10th FKFS Conference. Expert Verlag.
- Fischer, O.; Kuthada, T.; Mercker, E.; Wiedemann, J. und Duncan, B. (2010): CFD Approach to Evaluate Wind-Tunnel and Model Setup Effects on Aerodynamic Drag and Lift for Detailed Vehicles. In: SAE Technical Paper 2010-01-0760.
- Gariepy, M.; Trepanier, J.-Y. und Malouin, B. (2013): Generalization of the Far-Field Drag Decomposition Method to Unsteady Flows. In: AIAA Journal, Bd. 51(6).
- Gleason, M. E.; Duncan, B.; Walter, J.; Guzman, A. und Cho, Y.-C. (2015): Comparison of Computational Simulation of Automotive Spinning Wheel Flow Field with Full Width Moving Belt Wind Tunnel Results. In: SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., Bd. 8(1): S. 275–293.
- Haag, L.; Blacha, T. und Indinger, T. (2017): Experimental Investigation on the Aerodynamics of Isolated Rotating Wheels and Evaluation of Wheel Rotation Models Using Unsteady CFD. In: Int. J. Automotive Engineering, Bd. 8(1): S. 7–14.
- Harmain, G. A.; Mirza, A. und Ahmad, S. N. (2012): Computational Analysis of Flow in Wheelhouse of a Simplified Car Body. In: Int. J. Advanced Scientific and Technical Research, Bd. 5(2): S. 721–732.
- Herwig, H. (2016): Strömungsmechanik. Springer Vieweg, zweite Aufl.
- Herwig, H. und Schmandt, B. (2015): Strömungsmechanik. Springer Vieweg, dritte Aufl.
- Hobeika, T. (2018): Wheel Modelling and Cooling Flow Effects on Car Aerodynamics. Dissertation, Technische Hochschule Chalmers, Göteborg, Schweden.
- Hobeika, T. und Sebben, S. (2018): CFD Investigation on Wheel Rotation Modelling. In: J. Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. Bd. 174.

- Hobeika, T.; Sebben, S. und Landström, C. (2013): Investigation of the Influence of Tyre Geometry on the Aerodynamics of Passenger Cars. In: SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst., Bd. 6(1).
- Hobeika, T.; Vdovin, A. und Löfdahl, L. (2014): Influence of Rims and Tyres on the Aerodynamic Resistance of Passenger Vehicles. In: 11. Tagung Fahrzeug-Aerodynamik, 8.-9. Juli 2014, München, Deutschland.
- Hucho, W.-H. (2013): Einführung. In: Schütz, T. (Hrsg.) Hucho - Aerodynamik des Automobils. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.
- Hunt, J. C. R.; Wray, A. A. und Moin, P. (1988): Eddies, Stream and Convergence Zones in Turbulent Flows. In: Studying Turbulence Using Numerical Simulation Databases, S. 193–208.
- Hurlbrink, J.; Barth, T.; Lietmeyer, C.; Wittmaier, A. und Seume, J. (2019): Analysis of the Flow Topology and Loss Mechanisms in the Wheelhouse Area. In: 12th FKFS Conference - Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, 1.-2. Okt. 2019, Stuttgart, Deutschland.
- Hussain, A. K. M. F. (1981): Role of coherent structures in turbulent shear flows. In: Proc. Indian Acad. Sci. (Engg. Sci.), Bd. 4: S. 129–175.
- Hussain, A. K. M. F. (1986): Coherent structures and turbulence. In: J. Fluid Mech. Bd. 173, S. 303–356.
- Jeong, J. und Hussain, F. (1995): On the identification of a vortex. In: J. Fluid Mechanics, Bd. 285: S. 69–94.
- Jessing, C.; Wittmeier, F.; Wiedemann, J.; Wilhelmi, H. und Dillmann, A. (2019): Characterization of the Transient Airflow Around a Vehicle on Public Highways. In: Proc. 12th FKFS Conference.
- Kandasamy, S.; Duncan, B.; Gau, H.; Maroy, F.; Belanger, A.; Gruen, N. und Schäufele, S. (2012): Aerodynamic Performance Assessment of BMW Validation Models using Computational Fluid Dynamics. In: SAE Technical Paper 2012-01-0297.
- Küchemann, D. (1965): Report on the I.U.T.A.M. symposium on concentrated vortex motions in fluids. In: J. Fluid Mech., Bd. 21: S. 1–20.
- Knowles, R.; Saddington, A. und Knowles, K. (2002): On the Near Wake of Rotating, 40%-Scale Champ Car Wheels. In: SAE Technical Paper 2002-01-3293.
- Koitrund, S.; Lofdahl, L.; Rehnberg, S. und Gaylard, A. (2014): A Computational Investigation of Ground Simulation for a Saloon Car. In: SAE Int. J. Commercial Vehicles, Bd. 7(1): S. 111–123.
- Kotapati, R.; Keating, A.; Kandasamy, S.; Duncan, B.; Shock, R. und Chen, H. (2009): The Lattice-Boltzmann-VLES Method for Automotive Fluid Dynamics Simulation, a Review. In: SAE Technical Paper 2009-26-0057.

- Krajnović, S.; Sarmast, S. und Basara, B. (2011): Numerical Investigation of the Flow Around a Simplified Wheel in a Wheelhouse. In: *J. Fluids Engineering*, Bd. 133.
- Kuthada, Timo; Wittmeier, Felix; Bock, Benjamin; Schoenleber, Christoph und Link, Alexander (2016): The Effects of Cooling Air on the Flow Field around a Vehicle. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, Bd. 9.
- Lamura, A. und Succi, S. (2003): Lattice Boltzmann model with hierarchical interactions. In: *Physica A: Statistical Mechanics and its Applications*, Bd. 325(3): S. 477 – 484.
- Landström, C.; Josefsson, L.; Walker, T. und Löfdahl, L. (2011a): An Experimental Investigation of Wheel Design Parameters with Respect to Aerodynamic Drag. In: *Proc. 8th FKFS Conference*.
- Landström, C.; Josefsson, L.; Walker, T. und Löfdahl, L. (2012): Aerodynamic Effects of Different Tire Models on a Sedan Type Passenger Car. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, Bd. 5(1): S. 136–151.
- Landström, C.; Löfdahl, L. und Walker, T. (2009): Detailed Flow Studies in Close Proximity of Rotating Wheels on a Passenger Car. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars – Mech. Syst.*, Bd. 2(1): S. 861–874.
- Landström, C.; Walker, T.; Christoffersen, L. M. und Löfdahl, L. (2011b): Influences of Different Front and Rear Wheel Designs on Aerodynamic Drag of a Sedan Type Passenger Car. In: *SAE Technical Paper 2011-01-0165*.
- Landström, C.; Walker, T. und Löfdahl, L. (2008): Initial Experimental Investigation of the Local Flow Field around Rotating Wheels using Omniprobe. In: *7th MIRA Int. Vehicle Aerodynamics Conf.*
- Lecheler, S. (2014): *Numerische Strömungsberechnung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, dritte Aufl.
- Lee, S. W. (2018): *Computational analysis of air jet wheel deflector for aerodynamic drag reduction of road vehicle*. In: *Microsystem Technologies*. Springer-Verlag, 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*.
- Lietz, R.; Pien, W. und Remondi, S. (2000): A CFD Validation Study for Automotive Aerodynamics. In: *SAE Technical Paper 2000-01-0129*.
- Lugt, H. J. (1979): The Dilemma of Defining a Vortex. In: Müller, U.; Roesner, K. G. und Schmidt, B. (Hrsg.) *Recent Developments in Theoretical and Experimental Fluid Mechanics*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, S. 309–321.
- Mallik, S.; Remondi, S.; Chen, H. und Pervaiz, M. (2000): Developing CFD through Validation of Turbulence Models. In: *3rd MIRA Int. Vehicle Aerodynamics Conference*.
- Marongiu, C. und Tognaccini, R. (2010): Far-Field Analysis of the Aerodynamic Force by Lamb Vector Integrals. In: *AIAA Journal*, Bd. 48(11).

- Marongiu, Claudio; Tognaccini, Renato und Ueno, Makoto (2013): Lift and Lift-Induced Drag Computation by Lamb Vector Integration. In: *AIAA Journal*, Bd. 51(6).
- Maskell, E. C. (1972): Progress towards a method for the measurement of the components of the drag of a wing of finite span. In: Report No. RAE TP 72232, Royal Aircraft Establishment.
- McManus, J. und Zhang, X. (2006): A Computational Study of the Flow Around an Isolated Wheel in Contact With the Ground. In: *J. Fluids Engineering*, Bd. 128(3): S. 520–530.
- Mears, A. P.; Dominy, R. G. und Sims-Williams, D. B. (2002): The Air Flow About an Exposed Racing Wheel. In: SAE Technical Paper 2002-01-3290.
- Mele, B.; Ostieri, M. und Tognaccini, R. (2016): Vorticity Based Breakdown of the Aerodynamic Force in Three-Dimensional Compressible Flows. In: *AIAA Journal*, Bd. 54(4): S. 1198–1208.
- Mele, B. und Tognaccini, R. (2014): Aerodynamic force by Lamb vector integrals in compressible flow. In: *Physics of Fluids*, Bd. 26.
- 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: Proc. 3rd Int. Conf. Innovation and Reliability in Automotive Design and Testing.
- Mercker, E.; Breuer, N.; Berneburg, H. und Emmelmann, H. (1991): On the Aerodynamic Interference Due to the Rolling Wheels of Passenger Cars. In: SAE Technical Paper 910311.
- Modlinger, F.; Demuth, R. und Adams, N. (2007): Investigations on the Realistic Modelling of the Flow Around Wheels and Wheel Arches by CFD. In: JSAE Spring Conference, JSAE Technical Paper 2007-08-0198.
- Modlinger, F.; Demuth, R. und Adams, N. (2008): New Directions in the Optimization of the Flow around Wheels and Wheel Arches. In: 7th MIRA International Vehicle Aerodynamics Conference. Coventry.
- Mohebbian, A. und Rival, D. E. (2012): Assessment of the derivative-moment transformation method for unsteady-load estimation. In: *Exp Fluids*, (53): S. 319–330.
- Morelli, A. (1969): Aerodynamic Actions on an Automobile Wheel. In: Proc. 1st Symp. Road Vehicle Aerodynamics.
- Nitsche, W. und Brunn, A. (2006): *Strömungsmesstechnik*. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Noca, F.; Shiels, D. und Jeon, D. (1997): Measuring Instantaneous Fluid Dynamic Forces on Bodies, Using Only Velocity Fields and Their Derivatives. In: *J. Fluids and Structures*, Bd. 11(3): S. 345 – 350.

- Noca, F.; Shiels, D. und Jeon, D. (1999): A Comparison of Methods for Evaluating Time-Dependent Fluid Dynamic Forces on Bodies, Using Only Velocity Fields and Their Derivatives. In: *J. Fluids and Structures*, Bd. 13(5): S. 551 – 578.
- Oswatitsch, K. (1952): *Gasdynamik*. Wien: Springer.
- Paparone, Luigi und Tognaccini, Renato (2002): A method for drag decomposition from CFD calculations. In: *ICAS*.
- Pfadenhauer, M.; Wickern, G. und Zwicker, K. (1996): On the Influence of Wheels and Tyres on the Aerodynamic Drag of Vehicles. In: *MIRA International Conference on Vehicle Aerodynamics*. Birmingham.
- Pothhoff, J. und Fiedler, R. (1995): Simulation der Raddrehung bei aerodynamischen Untersuchungen an Kraftfahrzeugen im Windkanal. In: *Tagung „Aerodynamik des Kraftfahrzeugs“*, Nr. E30-906-056-5, HdT Essen.
- Rant, Z. (1956): Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit. In: *Forschung Ing. Wes.*, (22): S. 36–37.
- Regert, T. und Lajos, T. (2003): Investigation of Flow Field Past Rotating Wheels of Cars. In: *12th Int. Conf. Fluid Flow Technologies*. Budapest, Ungarn.
- Regert, T. und Lajos, T. (2007): Description of Flow Field in the Wheelhouses of Cars. In: *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Bd. 28: S. 616–629.
- Riederer, S. (2004): *Strömungsphänomene im Bereich der vorderen Radhäuser von Personenfahrzeugen*. Dissertation, Technische Universität München, Deutschland.
- Roache, P. J. (1998): *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*. Albuquerque, New Mexico, USA: Hermosa Publishers.
- Robinson, S. K. (1991): *The Kinematics of Turbulent Boundary Layer Structure*. Dissertation, Universität Stanford, USA.
- Rooch, A. (2014): *Statistik für Ingenieure - Wahrscheinlichkeitsrechnung und Datenauswertung endlich verständlich*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Saddington, A.; Knowles, R. und Knowles, K. (2007): Laser Doppler anemometry measurements in the near-wake of an isolated Formula One wheel. In: *J. Exp Fluids*, Bd. 42: S. 671–681.
- Schiefer, U. (1993): *Zur Simulationstechnik des freistehenden Fahrzeugrades im Windkanal*. Dissertation, Universität Stuttgart, Deutschland.
- Schlichting, H. und Gersten, K. (2006): *Grenzschicht-Theorie*, Bd. 10. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Schlichting, H. und Truckenbrodt, E. (2001a): *Aerodynamik des Flugzeuges - Erster Band*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, dritte Aufl.

- Schlichting, H. und Truckenbrodt, E. (2001b): *Aerodynamik des Flugzeuges - Zweiter Band*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, dritte Aufl.
- 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*. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.*, Bd. 8(1).
- Schnepf, B.; Tesch, G. und Indinger, T. (2013): *Investigations on the Flow Around Wheels Using Different Road Simulation Tools*. In: Wiedemann, J. (Hrsg.) *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management - Proc. 9th FKFS Conference*. Expert Verlag.
- Schnepf, B.; Tesch, G. und Indinger, T. (2015b): *On the Influence of Ride Height Changes on the Aerodynamic Performance of Wheel Designs*. In: *JSAE Int. J. Automotive Engineering*, Bd. 6(1): S. 23–29. SAE Technical Paper 20154055.
- Schröck, D. (2012): *Eine Methode zur Bestimmung der aerodynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges unter böigem Seitenwind*. Dissertation, Universität Stuttgart, Deutschland.
- Schütz, T.; Grün, N. und Blumrich, R. (2013a): *Numerische Methoden*. In: Schütz, T. (Hrsg.) *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.
- Schütz, T.; Krüger, L. und Lentzen, M. (2013b): *Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen*. In: Schütz, T. (Hrsg.) *Hucho - Aerodynamik des Automobils*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.
- Skea, A. F.; Bullen, P. R. und Qiao, J. (2000): *CFD Simulations and Experimental Measurements of the Flow Over a Rotating Wheel in a Wheel Arch*. In: SAE Technical Paper 2000-01-0487.
- Stapleford, W. R. und Carr, G. W. (1970): *Aerodynamic Characteristics of Exposed Rotating Wheels*. Motor Industry Research Association.
- Stephan, P.; Schaber, K.; Stephan, K. und Mayinger, F. (2007): *Energieumwandlungen und Exergie*. In: *Thermodynamik*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 17. Aufl.
- Succi, S. (2001): *The Lattice Boltzmann Equation*. Oxford University Press.
- TFI, TurbulentFlow Instrumentation (2019): *Cobra Probe*. URL [www.turbulentflow.com.au](http://www.turbulentflow.com.au).
- Thivolle-Cazat, E. und Gilliéron, P. (2006): *Flow Analysis Around a Rotating Wheel*. In: *13th Int. Symp. Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lissabon, Portugal.
- Toubin, Hélène (2015): *Prediction and Phenomenological Breakdown of Drag for Unsteady Flows*. Dissertation, Universität Pierre und Marie Curie, Paris, Frankreich.

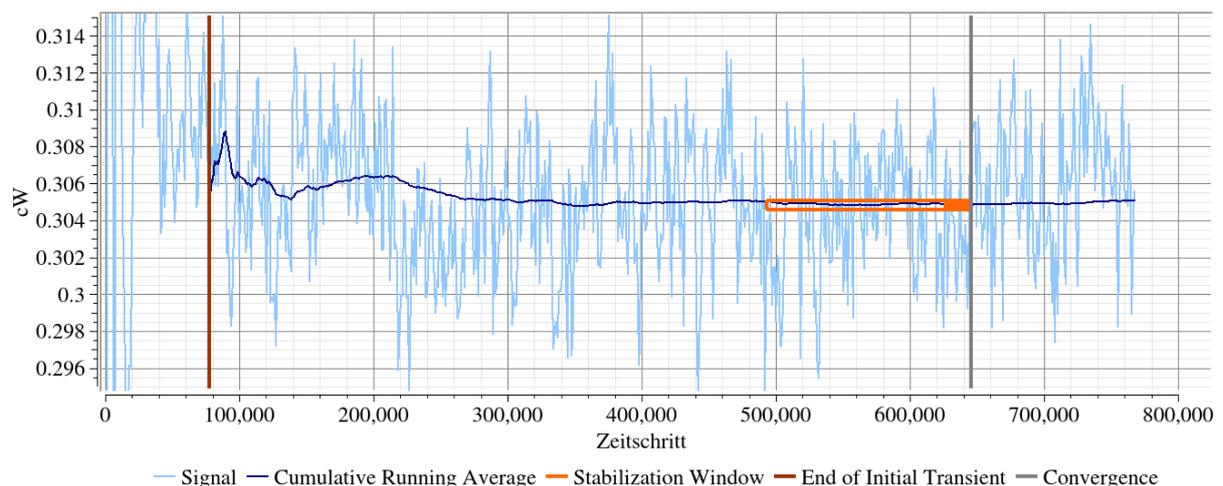
- Toubin, Hélène und Bailly, Didier (2014): Development and Application of a New Unsteady Far-Field Drag Decomposition Method. In: AIAA Journal, Bd. 53(11): S. 3414–3429.
- Vdovin, A. (2013): Investigation of aerodynamic resistance of rotating wheels on passenger cars. Dissertation, Technische Hochschule Chalmers, G otteborg, Schweden.
- Viswanathan, V. (2017): Aerodynamics of a Rotating Wheel in a Wheelhouse - a Numerical Investigation Using LES. In: .
- Wäschle, A. (2006): Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik. Dissertation, Universität Stuttgart, Deutschland.
- Wäschle, A. (2007): The Influence of Rotating Wheels on Vehicle Aerodynamics - Numerical and Experimental Investigations. In: SAE Technical Paper 2007-01-0107. SAE International.
- Wäschle, A.; Cyr, S.; Kuthada, T. und Wiedemann, J. (2004): Flow around an Isolated Wheel - Experimental and Numerical Comparison of Two CFD Codes. In: SAE Technical Paper 2004-01-0445. SAE International.
- Weber, H. (1992): Einführung in die Wahrscheinlichkeitsrechnung und Statistik für Ingenieure. Stuttgart: Teubner, dritte Aufl.
- Wickern, G.; Dietz, S. und L uhrmann, L. (2003): Gradient Effects on Drag Due to Boundary-Layer Suction in Automotive Wind Tunnels. In: SAE Technical Paper 2003-01-0655.
- 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.
- 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.
- Wiedemann, J. und Potthoff, J. (2003): The New 5-Belt Road Simulation System of the IVK Wind Tunnels - Design and First Results. In: SAE Technical Paper 2003-01-0429.
- Wittmeier, F. (2014): Ein Beitrag zur aerodynamischen Optimierung von Pkw Reifen. Dissertation, Universität Stuttgart, Deutschland.
- Wittmeier, F. und Kuthada, T. (2015): The influence of wheel and tire aerodynamics in WLTP. In: Pfeffer, P. (Hrsg.) Proc. 6th Int. Munich Chassis Symp. 2015. Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Wittmeier, F.; Kuthada, T.; Widdecke, N. und Wiedemann, J. (2014): Model Scale Based Process for the Development of Aerodynamic Tire Characteristics. In: SAE Technical Paper 2014-01-0585.

- Wittmeier, F.; Widdecke, N.; Wiedemann, J.; Lindener, N. und Armbruster, R. (2013a): Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten. In: ATZ Automobiltechn. Zeitschrift. Bd. 115, S. 144–150.
- Wittmeier, F.; Widdecke, N.; Wiedemann, J.; Lindener, N. und Armbruster, R. (2013b): Reifenentwicklung unter aerodynamischen Aspekten. In: FAT Schriftenreihe Nr. 252, Forschungsvereinigung Automobiltechnik, VDA.
- Woll, T. (2013): Verbrauch und Fahrleistungen. In: Schütz, T. (Hrsg.) Hucho - Aerodynamik des Automobils. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 6. Aufl.
- Wu, J. C. (1981): Theory for Aerodynamic Force and Moment in Viscous Flows. In: AIAA Journal, Bd. 19(4): S. 432–441.
- Wu, J.-Z.; Lu, X.-Y. und Zhuang, L.-X. (2007): Integral force acting on a body due to local flow structures. In: J. Fluid Mech., Bd. 576: S. 265–286.
- Wu, J.-Z.; Ma, H.-Y. und Zhou, M.-D. (2006): Vorticity and Vortex Dynamics. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.
- Wu, J.-Z.; Ma, H.-Y. und Zhou, M.-D. (2015): Vortical Flows. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag.

# Anhang

## A.1 Konvergenz- und Netzstudie am Simulationsmodell des Golf 7

Zur Sicherstellung der Konvergenz der numerischen Lösung ist in **Abb. A.1** die zeitabhängige numerische Lösung des Luftwiderstandsbeiwerts für das Basis-Simulationsmodell des Golf 7 gezeigt. Außerdem dargestellt sind der kumulierte Mittelwert sowie ein 1 s-Zeitfenster mit einer Höhe von  $\Delta c_W = 0,0005$ . Hieraus wird ersichtlich, dass bei der verwendeten Simulationsdauer von etwa 770.000 Zeitschritten die Schwankungshöhe des kumulierten Mittelwerts maximal  $\Delta \bar{c}_W = \pm 2,5 \cdot 10^{-4}$  beträgt. Auf Basis eines 95 %-Konfidenzintervalls der Gauß'schen Normalverteilung beträgt die Genauigkeit des berechneten mittleren Luftwiderstandsbeiwerts  $\varepsilon_{c_W, \text{num}, 95\%} = \pm 6,5 \cdot 10^{-4}$ .

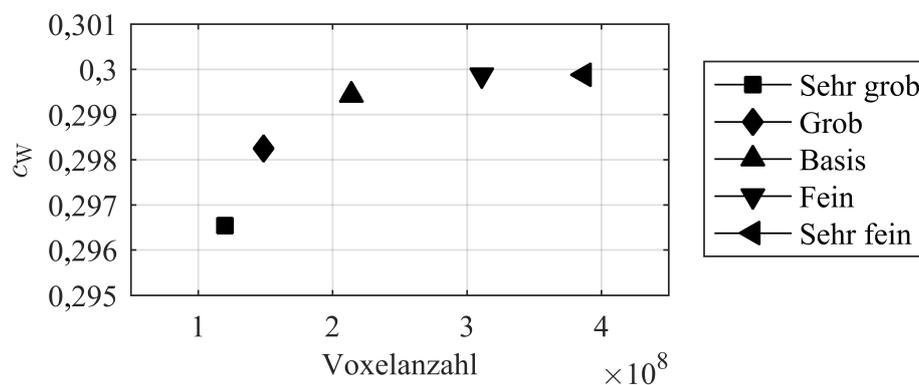


**Abb. A.1:** Signalverlauf und kumulierter Mittelwert der Zielgröße  $c_W$  in Abhängigkeit von dem Zeitschritt

Neben einer Überprüfung der Konvergenz der numerischen Lösung muss auch die Unabhängigkeit von der Netzdichte sichergestellt sein. Für die Prüfung, die theoretisch für jedes Modell und bei jeder Modifikation der Randbedingungen erfolgen muss, werden Simulationen auf unterschiedlich feinen Rechennetzen durchgeführt und die Lösungen miteinander verglichen. Erst wenn sich die Lösung bei einer weiteren Verfeinerung des Netzes nur noch innerhalb eines bestimmten Toleranzwertes ändert, liegt ein ausreichend feines Rechenetz vor (Lecheler 2014, Herwig und Schmandt 2015). Ausgehend von dem Basisnetz des Simulationsmodells der Referenzkonfiguration (Konfig. 6, siehe Abschn. 4.2.1) des Golf 7 wird die Netzdichte sowohl erhöht als auch verringert. Die gewählten Netzdichten sowie die auf Basis dieser Netze berechnete Zielgröße  $c_W$  sind in **Tab. A.1** aufgelistet. Der Konvergenzverlauf der Zielgröße mit steigender Netzdichte wird in **Abb. A.2** verdeutlicht.

**Tab. A.1:** Auswertung des Luftwiderstandsbeiwerts für unterschiedliche Verfeinerungsstufen des Volumennetzes

Netztyp	Elementanzahl	$c_w$
Sehr Fein	387178680	0.299876
Fein	310978897	0,299871
Basis	214117556	0,299429
Grob	148636721	0,298249
Sehr Grob	119935966	0,296539



**Abb. A.2:** Zielgröße  $c_w$  in Abhängigkeit von der Elementanzahl des Volumennetzes am Beispiel der Referenzkonfiguration des Versuchsfahrzeugs

Ein wesentlicher Schritt zur Verifikation der numerischen Lösung stellt die Abschätzung des Diskretisierungsfehlers mithilfe der Richardson-Extrapolation nach ASME V & V 20 Committee (2009) dar. Das Ziel ist die Beurteilung der Abhängigkeit der Lösung von der Netzdichte und dem Zeitschritt, die durch den Netzkonvergenz-Index  $GCI$  (engl.: *Grid Convergence Index*) erfasst wird. Dazu werden die Simulationsergebnisse  $f_{c,i}$  auf drei unterschiedlich feinen Netzen ( $i = 1$ : feinstes Netz;  $i = 2$ : Basisnetz;  $i = 3$ : größtes Netz) hinsichtlich der Zielgröße  $c_w$  miteinander verglichen. Die Netzverfeinerungsrate

$$r_{i+1,i} = \left( \frac{N_i}{N_{i+1}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{mit } i = 1, 2 \quad (1)$$

ergibt sich nach ASME V & V 20 Committee (2009) aus der Elementanzahl  $N$  der drei verschiedenen Netze mit  $N_1 > N_2 > N_3$  und ist in allen Raumrichtungen konstant.

Die extrapolierte Lösung ist nach ASME V & V 20 Committee (2009) mit der Ordnung  $p$  definiert als

$$f_e = f_{c,1} + \frac{f_{c,1} - f_{c,2}}{r_{21}^p - 1}, \quad (2)$$

und der relative Fehler zur extrapolierten Lösung (engl.: *Estimated Extrapolated Relative Error*) als

$$EERE_i = \left| \frac{f_e - f_{c,i}}{f_e} \right| \quad \text{mit } i = 1, 2, 3. \quad (3)$$

Die Konvergenz des Basisnetzes ist gewährleistet, wenn das folgende Kriterium für die betrachtete Zielgröße erfüllt ist:

$$\frac{GCI_2}{GCI_1 r_{21}^p} \approx 1. \quad (4)$$

Die Berechnung des Netzkonvergenz-Indexes ist in ASME V & V 20 Committee (2009) erläutert. Analog zu der Empfehlung von Roache (1998) wird ein Sicherheitsfaktor von 1,25 gewählt.

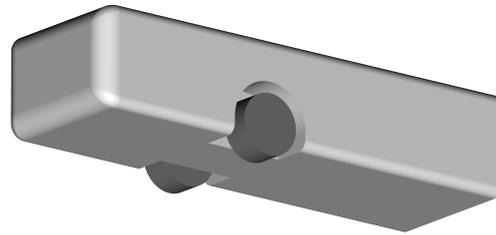
In **Tab. A.2** sind die Ergebnisse der Richardson-Extrapolation nach ASME V & V 20 Committee (2009), die an dem Simulationsmodell der Referenzkonfiguration des Golf 7 durchgeführt wurde, zusammengefasst. Die Ergebnisse zeigen, dass die räumliche Konvergenz für das Basisnetz nach Gl. (4) erfüllt ist. Die entsprechende Netzdichte wird daher für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit verwendet.

**Tab. A.2:** Richardson-Extrapolation

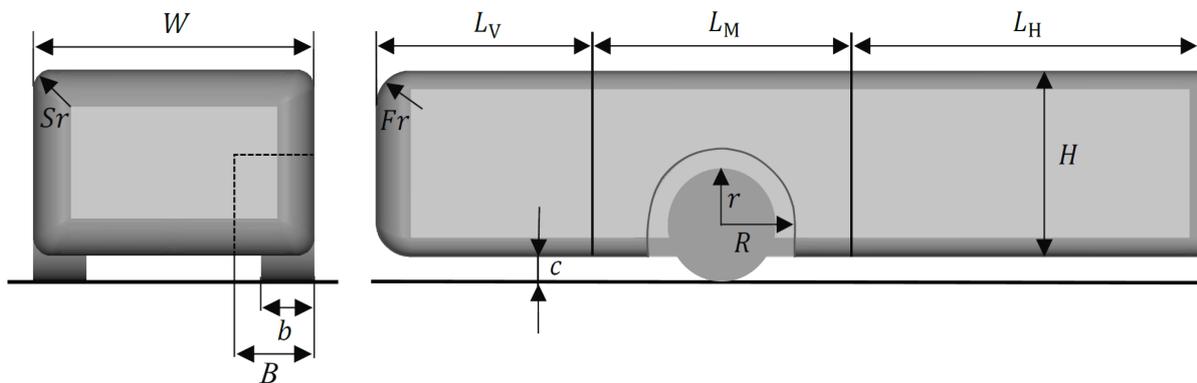
Bezeichnung	Größe	Wert bzgl. $c_W$
Netzverfeinerungsrate	$r_{21}$	1,2183
	$r_{32}$	1,2131
simulierte Lösung	$f_{c,1}$	0,2999
	$f_{c,2}$	0,2994
	$f_{c,3}$	0,2965
Ordnung	$p$	9,6992
extrapolierte Lösung	$f_e$	0,3000
relativer Fehler zur extrapolierten Lösung	$EERE_1$	$2,5747 \cdot 10^{-4}$
	$EERE_2$	0,0017
	$EERE_3$	0,0114
Netzkonvergenz-Index	$GCI_1$	$3,2193 \cdot 10^{-4}$
	$GCI_2$	0,0022
	$GCI_3$	0,0143
Wert des Konvergenzkriteriums	$GCI_2 / (GCI_1 r_{21}^p)$	1,0015

## A.2 Validierungsstudie an einem generischen Vorderwagenmodell

In diesem Validierungsschritt soll das Simulationsverfahren anhand eines vereinfachten Fahrzeugmodells validiert werden. Hierzu wird das generische Vorderwagenmodell von Fabijanic (1996) (siehe **Abb. A.3**) gewählt und in PowerFLOW<sup>®</sup> 5.4b implementiert. Wie bereits in Abschn. 2.1.2 beschrieben, diente dieses Modell bereits vielfach als Geometriebasis experimenteller und numerischer Untersuchungen im Radhausbereich, z. B. Skea et al. (2000), Regert und Lajos (2007), Krajnović et al. (2011). Fabijanic variierte in den Messungen die Länge des Vorderwagenüberhangs  $L_V$ , den Radius  $R$  sowie die Breite  $B$  des Radhauses, woraus sich unterschiedliche Durchmesser- bzw. Breitenverhältnisse  $r/R$ ,  $b/B$  von Rad zu Radhaus ergeben. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, werden die geometrischen Abmessungen des zu validierenden Modells analog zu dem Basismodell von Fabijanic (1996) gewählt, sodass die Ergebnisse auch mit den Simulationen von Skea et al. (2000), Regert und Lajos (2007) und Krajnović et al. (2011) vergleichbar sind (siehe **Abb. A.4** bzw. **Tab. A.3**).



**Abb. A.3:** Generisches Vorderwagenmodell (Fabijanic-Modell)



**Abb. A.4:** Geometrische Abmessungen des Fabijanic-Modells

**Tab. A.3:** Definition der Geometrieparameter des Fabijanic-Modells

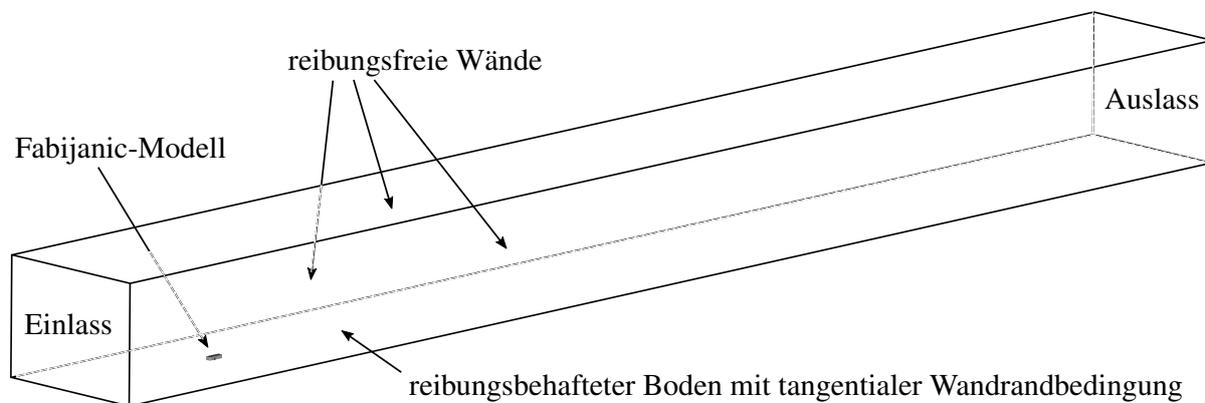
Beschreibung	Parameter	in mm	Beschreibung	Parameter	in mm
Länge vorderer Überhang	$L_V$	159,3	Seitenkantenradius	$Sr$	12,7
Länge Radhausbereich	$L_M$	177,8	Radhausradius	$R$	52,3
Länge Heckbereich	$L_H$	254,0	Radhausbreite	$B_2$	50,5
Grundkörperhöhe	$H$	127,0	Radradius	$r$	38,3
Grundkörperbreite	$W$	190,5	Radbreite	$b$	36,2
Vorderkantenradius	$Fr$	25,4	Bodenabstand	$c$	16,8

Im Folgenden wird der Aufbau des Simulationsmodells mit den Eingangsgrößen, Randbedingungen sowie der Vernetzung genauer beschrieben. Im Anschluss daran erfolgt der Ab-

gleich der Simulationsergebnisse mit vorhandenen Messdaten. Hierbei werden zum einen die integralen Kraftbeiwerte, aber auch lokale Oberflächendruckverteilungen im Radhausbereich betrachtet und zusätzlich mit Berechnungsergebnissen aus der Literatur verglichen.

### A.2.1 Simulationsmodell

In **Abb. A.5** ist die Implementierung des Modells in SIMULIA PowerFLOW® 5.4b dargestellt. Die simulierte Fluid-Domäne besitzt eine Größe von etwa  $54,1 \text{ m} \times 13,9 \text{ m} \times 8,2 \text{ m}$  (Länge  $\times$  Breite  $\times$  Höhe). Am Eintritt wird eine rein axiale Geschwindigkeit  $U_\infty = 30 \text{ m/s}$  und am Austritt der statische Druck  $p_\infty = 101325 \text{ Pa}$  vorgegeben.



**Abb. A.5:** Implementierung des Fabijanic-Modells und der Strömungsrandbedingungen in PowerFLOW®

Darüber hinaus werden die folgenden Vereinfachungen in der Modellierung des Versuchsaufbaus von Fabijanic (1996) getroffen:

- Die Deckenprofilstreben und Radausleger können, wie bei den Arbeiten von Regert und Lajos (2007) und Krajnović et al. (2011), aufgrund fehlender Geometrieangaben nicht abgebildet werden.
- Die obere und die beiden seitlichen Begrenzungsflächen der Fluid-Domäne werden als reibungsfreie Wände modelliert.
- Das Bodenlaufband wird durch die Definition einer tangentialen Geschwindigkeitswandrandbedingung auf der unteren Begrenzungsfläche des Modellwindkanals nachgebildet.
- Auch auf der Radoberfläche wird eine tangentiale Geschwindigkeit vorgegeben (RWBC-Methode).
- Das Oberflächennetz der Räder durchdringt den Boden um 1 mm.

Die Reynolds-Zahl ergibt sich aus den Strömungsbedingungen am Einlass zu  $Re = 3,81 \cdot 10^5$  basierend auf der Breite  $W$  des Modells bzw. zu  $Re = 1,53 \cdot 10^5$  basierend auf dem Raddurchmesser  $d$ . Die auf den Raddurchmesser bezogene Reynolds-Zahl liegt damit unterhalb der kritischen Reynolds-Zahl von  $4 \cdot 10^5$  eines querangeströmten Kreiszyllinders nach

Schlichting und Gersten (2006). In einem Bereich von  $10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$  ist der Luftwiderstandsbeiwert nahezu unabhängig von der Reynolds-Zahl (Schlichting und Gersten 2006).

Analog zum Golf 7-Simulationsmodell gibt es ineinander verschachtelte Netzverfeinerungsregionen (VR01 bis VR10), deren Elementkantenlänge mit dem Faktor 2 abnimmt. Der gesamte Fabijanic-Körper und dessen Nachlaufgebiet wird von einer VR08-Region umgeben, wobei das Netz in bestimmten oberflächennahen Bereichen stärker verfeinert wird (siehe **Abb. A.6**). Die Laufflächen der zylindrischen Räder sowie die Kanten des Fabijanic-Körpers, die größtenteils mit Radien versehen sind, werden mit der Netzverfeinerungsstufe VR09 aufgelöst (orange dargestellt). Die Radseitenflächen sind durch eine VR10-Region eingefasst (blau dargestellt). Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind in **Abb. A.6** nicht die sekundären VR09-Regionen visualisiert, die jede der definierten VR10-Regionen mit einer Schichtdicke von 6 „Voxels“ umgeben.



**Abb. A.6:** Verschachtelung der Netzverfeinerungsregionen (VR05 bis VR08) sowie lokal höher aufgelöste Bereiche (VR09 und VR10) beim Fabijanic-Modell

Aus den Ergebnissen einer Netzkonvergenzstudie resultiert eine Netzkantenlänge der VR10-Region von 0,2 mm.<sup>1</sup> Insgesamt ergeben sich hieraus etwa 97 Millionen Volumenelemente. Der physikalische Zeitschritt beträgt etwa  $\Delta t = 1,2 \cdot 10^{-6}$  s. Aus den ca.  $10^6$  Rechenzeitschritten resultieren eine physikalische Simulationszeit von etwa 1,2 s sowie eine Rechenzeitdauer von 6297 CPU-Stunden. Die Berechnungen wurden auf einem Rechencluster mit 959 Prozessorkernen parallelisiert.

### A.2.2 Integrale Kraftbeiwerte

Im ersten Schritt werden die numerisch berechneten Luftwiderstandsbeiwerte des Fabijanic-Modells mit Mess- und Simulationsergebnissen aus der Literatur verglichen. In **Tab. A.4** ist neben dem globalen Luftwiderstandsbeiwert  $c_W$ , der die Gesamtkräfte berücksichtigt, auch der Widerstandsanteil  $c_{W, \text{Rad}}$  aufgeführt, der sich auf die an einem Rad angreifenden Kräfte bezieht. Auch dieser lokale Widerstandsbeiwert ist auf die in Längsrichtung projizierte Fläche des Gesamtmodells  $A_c$  referenziert. Der lokale Luftwiderstandsbeiwert des Rads, der im Rahmen dieser Arbeit mithilfe des PowerFLOW<sup>®</sup>-Simulationsmodells bestimmt worden ist, weicht um  $\Delta c_{W, \text{Rad}} = 0,005$  bzw. 12,4 % von dem Messergebnis von Fabijanic (1996) ab. Diese Abweichung liegt innerhalb der von Fabijanic angegebenen Messungenauigkeit,

<sup>1</sup> Diese kleinsten Volumenelemente sind etwa um den Faktor 6 kleiner als die eines 1:1-Fahrzeugmodells, wobei das Fabijanic-Modell auch nur ein Siebtel der Länge des Golf 7 besitzt.

**Tab. A.4:** Vergleich der experimentell und numerisch ermittelten aerodynamischen Kraftbeiwerte des Fabijanic-Modells

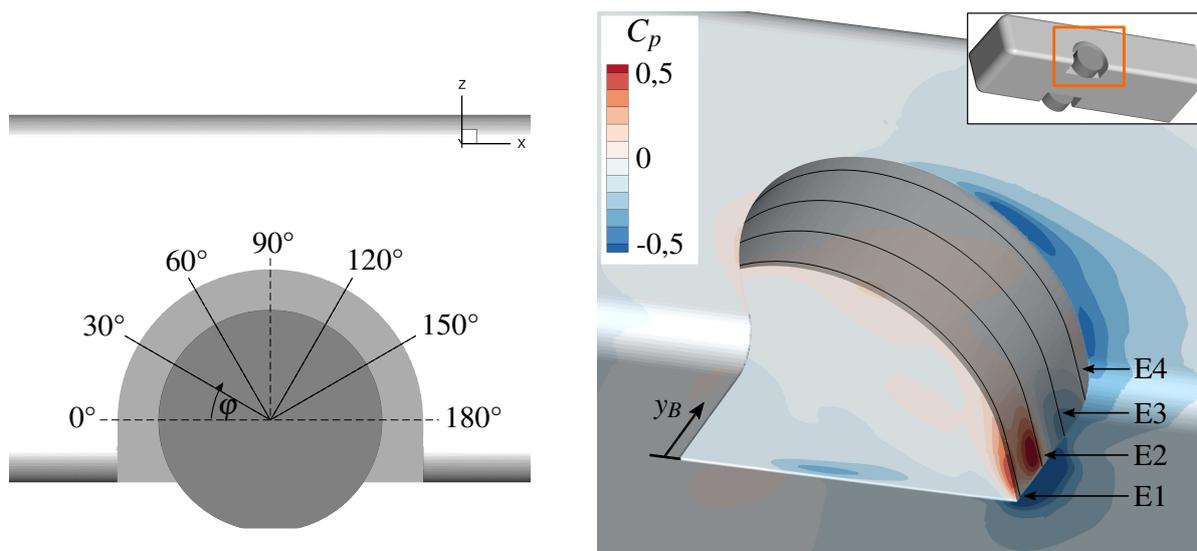
	$c_w$	$c_{w, \text{Rad}}$
Experiment		
Fabijanic (1996)	-	$0,038 \pm 0,008$
CFD: RANS		
Regert und Lajos (2007)	-	$0,034 \pm 0,001$
Harmain et al. (2012)	0,332	0,027
CFD: LES		
Krajnović et al. (2011)	0,377	0,027
CFD: CLES		
Aljure et al. (2014)	0,354	0,020
CFD: VLES		
Lee (2018)	-	$0,035 \pm 0,001$
Autorin	$0,376 \pm 0,002$	$0,033 \pm 0,002$

sodass die Übereinstimmung mit dem Experiment hinreichend genau ist. Ähnliche Ergebnisse liefern auch die Berechnungen von Regert und Lajos (2007) oder Lee (2018). Der von Lee berechnete Luftwiderstandsbeiwert des Rads weicht um 7,9 % von dem Messergebnis von Fabijanic (1996) ab. Das PowerFLOW®-Berechnungsmodell von Lee basiert auf einem Halbmodell des generischen Vorderwagens, bei dem eine Symmetrierandbedingung im zentralen Längsschnitt des Modells implementiert wurde. Er untersuchte drei verschiedene Netzfeinheiten ( $4,9 \cdot 10^6$ ,  $7,3 \cdot 10^6$  und  $11,3 \cdot 10^6$  Zellen), wobei die beste Übereinstimmung mit den Messdaten von Fabijanic (1996) mit dem feinsten Rechenetz erzielt wurde. Die Untersuchungen von Krajnović et al. (2011), Aljure et al. (2014) und Harmain et al. (2012) weisen deutlich niedrigere Widerstandsbeiwerte des Rads im Vergleich zu den Messergebnissen von Fabijanic (1996) auf.

Der globale Luftwiderstandsbeiwert des Fabijanic-Modells kann nur mit numerischen Daten anderer Autoren verglichen werden, da Fabijanic (1996) keine globalen Kraftmessergebnisse veröffentlichte. Eine gute Übereinstimmung hinsichtlich des Luftwiderstandsbeiwerts lässt sich mit den LES-Berechnungsergebnissen von Krajnović et al. (2011) erkennen.

### A.2.3 Lokale Druckverteilung im Radhaus

Zusätzlich zu den integralen Kraftbeiwerten werden nun Oberflächendruckverteilungen im Radhausbereich des Fabijanic-Modells mit publizierten Daten verglichen. Der Vorteil im Gegensatz zu integralen Beiwerten besteht darin, dass Rückschlüsse auf die lokale Strömungstopologie im Radhaus getroffen werden können. Fabijanic (1996) hat in seinen Windkanalversuchen 28 Druckmessstellen im Radhaus verwendet, die in  $30^\circ$ -Abständen in vier unterschiedlichen Ebenen E1 bis E4 angeordnet waren. Die Positionierung der Druckmessstellen ist **Abb. A.7** zu entnehmen, ebenso wie die Verteilung des statischen Druckbeiwerts



(a) Verteilung der Messpunkte in 30°-Abständen in Umfangsrichtung

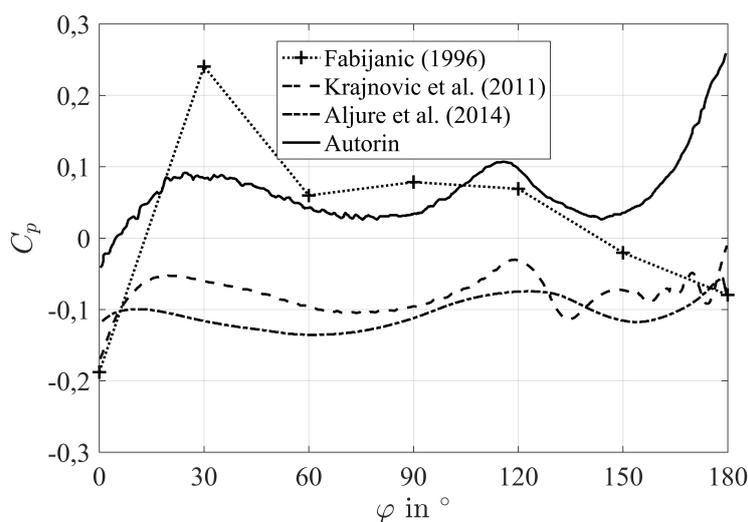
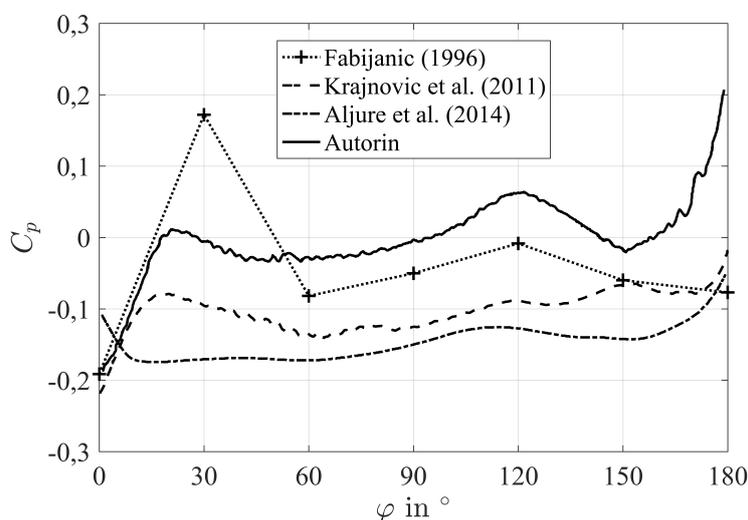
(b) Die vier untersuchten Messebenen sowie die Verteilung des statischen Druckbeiwerts auf der Körperoberfläche

**Abb. A.7:** Positionierung der Druckmessstellen auf der Innenseite des Radhauses des Fabijanic-Modells; Hauptströmung von links nach rechts

auf der Radhausoberfläche. Die Ebene E2 ist identisch mit der Innenseite des Rads, die Ebene E3 mit dem zentralen Längsschnitt der Radlauf­fläche. Die Lagen der Ebenen E1 und E4 sind in der Veröffentlichung von Fabijanic (1996) nicht genau definiert, sodass hier ein äquidistanter Abstand zwischen den vier Messebenen angenommen wird.

In **Abb. A.8 - A.9** werden die numerisch berechneten statischen Druckbeiwerte für die unterschiedlichen Schnittebenen des Radhauses mit den Messdaten von Fabijanic (1996) sowie den Simulationsergebnissen von Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014) verglichen. Die Messungenauigkeiten der experimentellen Ergebnisse werden auf Basis der verwendeten Messtechnik abgeschätzt. Für das von Fabijanic (1996) verwendete Druckmesssystem wird eine Messungenauigkeit von  $\pm 0,1\%$  angenommen (moderne Druckmesssysteme von „Scanivale Corporation“ besitzen eine Messungenauigkeit von  $\pm 0,05\%$ ). Der Differenzdruckwandler vom Typ PX163 der „OMEGA Engineering Inc.“ besitzt eine kumulierte Messungenauigkeit von  $\pm 3\%$ . Fabijanic verwendete den Typ PX160, dessen Toleranzbereich mit  $\pm 6\%$  abgeschätzt wird. Unter Berücksichtigung weiterer Messfehler (Schläuche etc.) wird die kumulierte Messungenauigkeit mit  $\pm 7\%$  abgeschätzt.

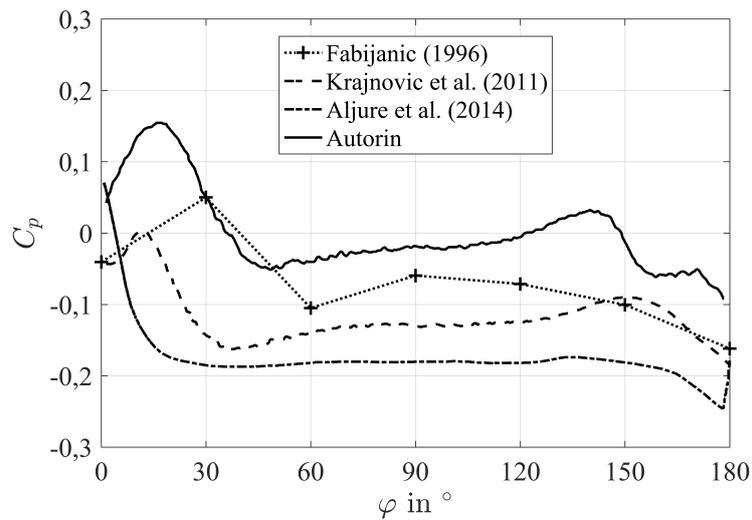
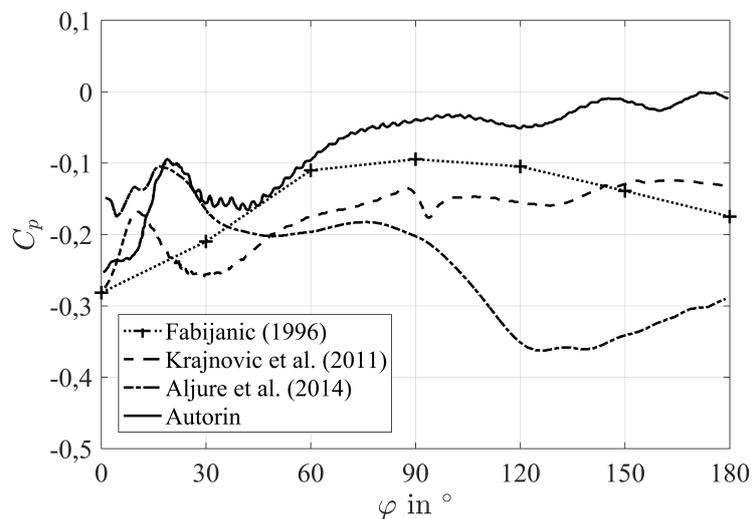
In den Berechnungsergebnissen ist das Unterdruckgebiet im vorderen Innenbereich des Radhauses (Ebene E1,  $\varphi = 0^\circ$ ) nicht so stark ausgeprägt wie in den Messdaten von Fabijanic. Außerdem wird das darauffolgende lokale Druckmaximum bei einem Umfangswinkel von  $\varphi = 30^\circ$  (Ebenen E1 und E2) nicht präzise vorhergesagt. Stattdessen wird im hinteren, inneren Bereich des Radhauses (Ebenen E1 und E2,  $\varphi = 180^\circ$ ) ein starker Druckanstieg prognostiziert, der in den Messergebnissen von Fabijanic nicht auftritt. Ähnliche Abweichungen zum Experiment beobachteten auch Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014) auf Basis ihrer LES- bzw. CLES-Simulationen, wobei die LES-Ergebnisse von Krajnović et al.

(a) Ebene E1 ( $y_B = 2\text{mm}$ )(b) Ebene E2 ( $y_B = 14,3\text{mm}$ )

**Abb. A.8:** Numerisch ermittelte statische Druckbeiwerte im Radhaus des Fabijanic-Modells (Ebenen E1 und E2) und Vergleich mit den Messdaten von Fabijanic (1996) bzw. den Simulationen von Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014)

eine bessere Übereinstimmung mit den Messdaten zeigen. Krajnović et al. verwendeten für die Modellierung der Radrotation die RWBC-Methode, Aljure et al. den IBM-Ansatz (siehe Abschn. 3.2.5). Insbesondere die statische Druckverteilung in der Messebene E2 ist den Berechnungsergebnissen von Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014) sehr ähnlich.

Im äußeren, vorderen Bereich des Radhauses (Ebenen E3 und E4) ist auffällig, dass die CFD eine Druckerhöhung in einem Winkelbereich von  $0^\circ < \varphi < 30^\circ$  prognostiziert, die mithilfe der Messdaten von Fabijanic (1996) aufgrund eines zu groben Messgitters nicht nachgewiesen werden kann, jedoch auch von Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014) numerisch ermittelt worden ist. Darüber hinaus wird das Unterdruckgebiet im hinteren Bereich nahe der Radhausaußenkante (Ebene E4,  $\varphi = 180^\circ$ ) in den Berechnungsergebnissen nicht

(a) Ebene E3 ( $y_B = 32,4$  mm)(b) Ebene E4 ( $y_B = 44,5$  mm)

**Abb. A.9:** Numerisch ermittelte statische Druckbeiwerte im Radhaus des Fabijanic-Modells (Ebenen E3 und E4) und Vergleich mit den Messdaten von Fabijanic (1996) bzw. den Simulationen von Krajnović et al. (2011) und Aljure et al. (2014)

abgebildet. Die numerisch ermittelten Oberflächendrücke in der Messebene E3 zeigen im Allgemeinen die beste Übereinstimmung mit den Messergebnissen.

Die lokalen Abweichungen in den Druckbeiwerten von Numerik und Experiment können darauf zurückzuführen sein, dass die Positionen der Druckmessstellen im Experiment nicht exakt mit den numerisch untersuchten Ebenen übereinstimmen. Wie eingangs bereits erläutert, ist die Lage der Ebenen E1 und E4 in der Veröffentlichung von Fabijanic (1996) nicht präzise definiert. Zudem sind auch gewisse Fertigungstoleranzen der Druckbohrungen nicht auszuschließen. Da die größten Abweichungen zwischen Numerik und Experiment hauptsächlich nahe der Radhausvorderkante und -hinterkante auftreten, wo aufgrund von Strömungsablösungen und Verwirbelungen hohe Druckgradienten auftreten, stellen geringe

Abweichungen der Druckmesspositionen eine mögliche Fehlerquelle dar. Insbesondere im äußeren Bereich des Radhauses konnte eine hohe Sensitivität des Druckbeiwertes hinsichtlich geringer Positionsänderungen festgestellt werden.

#### *A.2.4 Fazit*

Die Validierung des Fabijanic-Modells hat ergeben, dass die numerisch berechneten Luftwiderstandsbeiwerte mit den Messdaten von Fabijanic (1996) im Rahmen der Messungenauigkeiten übereinstimmen. Zudem wird der qualitative Verlauf der statischen Druckbeiwerte im Inneren des Radhauses hinreichend genau getroffen, wobei an einzelnen Messpositionen große Abweichungen – insbesondere im vorderen und hinteren Radhausbereich – zu den Messdaten von Fabijanic auftreten. Die Bereiche in der Nähe der Radhausvorderkante und -hinterkante sind durch Strömungsablösungen und Verwirbelungen gekennzeichnet, die wiederum Gebiete mit hohen Druckgradienten hervorrufen. Nur geringe Abweichungen in der Lage der Druckmesspositionen können daher zu großen Druckänderungen führen, zumal die Dokumentation von Fabijanic (1996) diesbezüglich nicht vollständig ist. Anzumerken ist, dass die gleichen lokalen Abweichungen zwischen Numerik und Experiment auch in den Simulationsergebnissen von Regert und Lajos (2007) und Krajnović et al. (2011) zu beobachten sind. Sie begründeten diese ebenfalls mit geometrischen Unterschieden in den Modellen bzw. Ungenauigkeiten hinsichtlich der Messpunkte.



# Wissenschaftlicher Werdegang

## Persönliche Daten:

Name	Jelena Hurlbrink
Geburtsdatum	13.11.1989
Geburtsort	Bünde

## Schulbildung:

1996 - 2000	<b>Ev. Grundschule Gohfeld, Löhne</b>
2000 - 2009	<b>Städtisches Gymnasium Löhne</b> Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

## Studium & Beruf:

	<b>Leibniz Universität Hannover</b>
2009 - 2010	Bachelorstudium Wirtschaftsingenieur
2010 - 2016	Bachelor- und Masterstudium Maschinenbau Abschluss: Master of Science
2013	<b>van Karman Institute for Fluid Dynamics, Sint-Genesius-Rode</b> Fachpraktikum im Bereich Axialverdichter
	<b>Volkswagen AG, Wolfsburg</b>
2016 - 2019	Doktorandin
seit 2019	Entwicklungsingenieurin