

**Eine experimentell validierte Methodik zur numerischen
Simulation und Analyse des aerodynamischen und
fahrdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen bei
realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung**

Jungmann, Jens

(2020)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00011646>

Lizenz:



CC-BY-NC-ND 4.0 International - Creative Commons, Attribution Non-commercial, No-derivatives

Publikationstyp: Ph.D. Thesis

Fachbereich: 16 Department of Mechanical Engineering

Quelle des Originals: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/11646>

**Eine experimentell validierte Methodik zur numerischen Simulation und Analyse
des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen
bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung**

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt

zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Jens Manfred Jungmann, M.Sc.

aus Bensheim

Berichterstatter: Apl. Prof. Dr.-Ing. Suad Jakirlić
Mitberichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer
Honorarprofessor Dr.-Ing. Thomas Schütz

Tag der Einreichung: 15.10.2019
Tag der mündlichen Prüfung: 11.12.2019

Darmstadt 2020

D17

Jungmann, Jens Manfred

Eine experimentell validierte Methodik zur numerischen Simulation und Analyse des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUprints: 2020

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-116468

URL: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/11646>

Tag der mündlichen Prüfung: 11.12.2019

Veröffentlicht unter CC BY-NC-ND 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit in der Abteilung für Entwicklung Aerodynamik der BMW Group in München. Die universitäre Betreuung der Promotion erfolgte durch das Fachgebiet Strömungslehre und Aerodynamik der Technischen Universität Darmstadt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Apl. Prof. Dr.-Ing. Suad Jakirlić für die Übernahme des Hauptreferats und die ausgezeichnete Unterstützung bei meiner Promotion. Außerdem möchte ich mich für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Anregungen bedanken, die maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer danke ich herzlich für das fachliches Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferats.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Cameron Tropea möchte ich für die Betreuung der Promotion und die interessanten Diskussionen danken. Die lehrreichen Hinweise und konstruktiven Anregungen lieferten richtungsweisende Beiträge für dieser Arbeit.

Mein außerordentlicher Dank gilt Herrn Honorarprofessor Dr.-Ing. Thomas Schütz für die Betreuung meiner Arbeit bei der BMW Group und die fachliche Unterstützung, die wesentlich zum Gelingen der Promotion beigetragen hat. Zugleich möchte ich mich für das Lektorat meiner Dissertationsschrift, die wertvollen Ratschläge und das vertrauensvolle Verhältnis bedanken.

Herrn Sven Klussmann danke ich für sein Vertrauen, für die Bereitstellung des Budgets und für den Zugang zu den Prüfstands- und Rechnerkapazitäten.

Herrn Holger Gau möchte ich für die bereichernden Diskussionen und wertvollen Hinweise auf dem Gebiet der Fahrzeugaerodynamik und die Unterstützung bei Rechnerressourcen danken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Andreas Schmidt für die fachlichen Gespräche und die zahlreichen Hilfestellungen bei der Geometrieaufbereitung und -bearbeitung.

Meinen Kollegen in der Abteilung für Entwicklung Aerodynamik danke ich für die großartige Unterstützung, den fachlichen Austausch und das sehr gute Arbeitsklima in den vergangenen Jahren.

Herrn Sebastian Hertlen und Herrn Matthias Funk möchte ich für die Betreuung meines Orientierungseinsatzes in der Grundauslegung Fahreigenschaften und für die ausgezeichnete Unterstützung bei den Fahrdynamiksimulationen mit ISAR danken.

Den Mitarbeitern der Abteilung für Aerodynamik der MAN Truck & Bus AG, insbesondere Herrn Stephan Kopp und Herrn Andreas Liebing, danke ich für das Ermöglichen der Experimente zum Pkw-Lkw-Überholmanöver. Vielen Dank für die bereitgestellten Ressourcen, den Erfahrungsaustausch und die umfangreiche Unterstützung auf dem Messgelände.

Den Kollegen der Fahrzeugmesstechnik und der Modelltechnik danke ich für die Hilfe beim Aufbau, der Installation und Inbetriebnahme der Messtechnik und Messträger.

Außerdem möchte ich Herrn Michael Perlinger und Herrn Lucas Beetz für die messtechnische Betreuung auf dem DEKRA-Testoval bzw. für die ausgezeichnete Hilfe mit der Software STAR-CCM+ bedanken.

Meiner Freundin Franziska danke ich von ganzem Herzen für die großartige Unterstützung, den Rückhalt und das Verständnis, das sie mir in dieser Zeit entgegengebracht hat.

Kurzfassung

Die aerodynamische Fahrzeugentwicklung erfolgt heutzutage ausschließlich bei statistisch stationärer Anströmung, wobei die Pkw-Längsachse parallel zur Hauptströmung ausgerichtet ist. Bei alltäglichen Straßenfahrten bewirken natürliche Windböen oder Strömungsfelder weiterer Fahrzeuge jedoch statistisch instationäre Anströmbedingungen, die oftmals eine querdynamische Reaktion des Pkw hervorrufen. Die strömungsmechanischen Effekte und deren Auswirkungen auf das fahrdynamische Fahrzeugverhalten können bisher nicht zuverlässig in Prüfständen oder numerischen Simulationen abgebildet werden. Aus diesem Grund soll in der vorliegenden Arbeit eine validierte, virtuelle Methodik zur Berechnung, Analyse und Optimierung des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Pkw bei realitätsnaher Fahrzeuganregung entwickelt werden.

Vorraussetzung für eine erfolgreiche Methodikentwicklung ist ein zuverlässiger Strömungslöser, weshalb zu Beginn die Simulationsgüte verschiedener numerischer Verfahren bewertet wird. Dazu werden Windkanalexperimente mit einem gerade und unter Schiebewinkel statistisch stationär angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodell durchgeführt. Die Validierung der entsprechenden Simulationen erfolgt mit Hilfe einer Vielzahl an Mess- und Strömungsgrößen, was eine umfassende Beurteilung der Simulationsgüten ermöglicht. Auf Basis der generierten Daten wird eine auf dem $k-\omega$ -SST-Modell basierende IDDES-Methode als präferiertes Verfahren ausgewählt und daraufhin deren Eignung zur Berechnung statistisch instationärer Fahrzeugumströmungen untersucht. Dazu werden Windkanalexperimente mit dynamisch umgelenkter Kernströmung durchgeführt. Die entsprechende Strömungssimulation weist eine sehr gute Übereinstimmung mit der im Prüfstand ermittelten Fahrzeugreaktion auf, womit die $k-\omega$ -SST-IDDES zur Berechnung statistisch instationärer Strömungsphänomene geeignet ist. Durch einen Wechsel der Simulationsumgebung wird ferner aufgezeigt, dass die Umlenkung der Anströmung im Windkanal eine Interaktion zwischen Windkanalscherschicht und Pkw bedingt. Infolgedessen sollte diese Versuchsmethodik nicht zur Bewertung des aerodynamischen Fahrzeugverhaltens herangezogen werden.

Da die Methodikentwicklung mit einem Realfahrzeug erfolgen soll, werden die gewonnenen Kenntnisse zur Gestaltung von Strömungssimulationen auf eine BMW 328iA Limousine übertragen. Zur Validierung des Simulationsaufbaus werden Versuche durchgeführt, bei denen das Fahrzeug gerade und mit einem Schiebewinkel in der Messstrecke des Windkanals platziert ist. Die experimentellen Daten weisen eine sehr gute Übereinstimmung mit den entsprechenden Simulationsergebnissen auf. Infolgedessen kann das aerodynamische Modell der Limousine uneingeschränkt für die weiteren Untersuchungen verwendet werden.

Neben einer signifikanten Anregung in Fahrzeugquerrichtung soll der zur Methodikentwicklung herangezogenen Lastfall eine alltägliche Relevanz bei Straßenfahrten aufweisen. Aus diesen Gründen wird in der vorliegenden Arbeit das aerodynamische und fahrdynamische Verhalten der BMW 328iA Limousine beim Überholen eines Sattelkraftfahrzeugs untersucht. Dazu wird die am Pkw während des Manövers angreifende Luftkraft in einer Strömungssimulation bestimmt. Die Zeitverläufe der aerodynamischen Anregung werden anschließend einem Zweispurmodell aufgeprägt und so die fahrdynamische Reaktion der Limousine berechnet. Im hinteren Bereich des Sattelkraftfahrzeugs wirken auf den Pkw eine positive Seitenkraft und ein negatives Giermoment. Dementsprechend bedingt die Interaktion der Fahrzeugumströmungen eine zum Lkw gerichtete Fahrzeugreaktion. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers verzeichnet die aerodynamische Anregung einen Richtungswechsel, der auf Höhe des Führerhauses in die jeweiligen, globalen Extremwerte resultiert. Infolgedessen weist

der Pkw im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs eine maximale Gierrate und laterale Geschwindigkeit auf, wobei die fahrdynamischen Zustandsgrößen eine Lkw-abwendende Richtung besitzen.

Um die Güte der Simulationen und somit der virtuellen Methodik zu beurteilen, werden Validierungsversuche mit der BMW 328iA Limousine und dem Sattelkraftfahrzeug durchgeführt. Die experimentell ermittelte Fahrzeugreaktion und Strömungstopologie weisen während des gesamten Manövers eine sehr gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen auf. Folglich gewährleistet die Methodik eine hohe Zuverlässigkeit, womit deren Entwicklung erfolgreich abgeschlossen ist.

Im Anschluss an die Methodikentwicklung werden grundlegende Parameter und Einflussfaktoren des Überholvorgangs simulativ untersucht, um so das Verständnis der physikalischen Wirkmechanismen zu erhöhen. Im Rahmen der Studien wird aufgezeigt, dass eine kostenintensive Ensemblemittelung des statistisch instationären Manövers durch die Betrachtung ausgewählter Bereiche der Fahrzeugreaktion umgangen werden kann. Durch die sukzessive Variation des anfänglichen lateralen Abstands und der Pkw-Geschwindigkeit wird ferner deren Auswirkung auf das aerodynamische und fahrdynamische Verhalten der Limousine herausgestellt. Bei den Untersuchungen bedingt ein geringerer Fahrzeugabstand einen betragsmäßigen Anstieg der extremalen Anregung und Reaktion des Pkw. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit beeinflusst neben dem Betrag auch die Wirkdauer der angreifenden Luftkraft. Dadurch weist die Limousine bei der niedrigsten Längsgeschwindigkeit die geringsten Extremwerte der Seitenkraft und des Giermoments, aber gleichzeitig die stärkste Fahrzeugreaktion auf. Des Weiteren wird der Einfluss der Pkw-Heckgestalt auf das Überholmanöver untersucht. Dabei wird aufgezeigt, dass Finnen im Bereich der C-Säulen eine Verbesserung und eine mittige Heckfinne eine Verschlechterung des querdynamischen Verhaltens der Limousine bewirken. Als souveränste Maßnahme geht eine Vollheckkontur aus den Studien hervor.

Für eine abschließende Betrachtung werden die vier Heckvarianten in einer straßenähnlichen Umgebung bei zeitlich konstantem Schiebewinkel simuliert. Bei den quasistationären Untersuchungen treten abweichende Tendenzen und Rangfolgen im Vergleich zu dem statistisch instationären Lastfall auf. Aufgrund der rein aerodynamischen Betrachtungsweise ist ferner die Beurteilung der Varianten bei einer gegenläufigen Entwicklung von Seitenkraft und Giermoment sehr eingeschränkt. Aus diesen Gründen sollte das querdynamische Fahrzeugverhalten nicht mit Hilfe generischer Ersatzversuche, sondern an dem zu optimierenden Lastfall, bei Betrachtung von aerodynamischer Anregung und fahrdynamischer Fahrzeugreaktion, untersucht werden.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung.....	III
1 Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Zielsetzung der Arbeit	3
2 Grundlagen der Strömungsmechanik	7
2.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik.....	7
2.1.1 Boltzmann-Gleichung	7
2.1.2 Kontinuumsmechanische Erhaltungsgleichungen	8
2.2 Diskretisierung der Grundgleichungen.....	9
2.2.1 Finite-Volumen-Methode.....	9
2.2.2 Lattice-BGK-Methode	14
2.3 Ähnlichkeitsgesetze der Strömungsmechanik	17
2.4 Grundlagen turbulenter Strömungen	18
2.4.1 Statistische Beschreibung turbulenter Strömungen	18
2.4.2 Turbulentes Energiespektrum	21
2.4.3 Universelles Wandgesetz	22
2.5 Numerische Simulation turbulenter Strömungen	24
2.5.1 Turbulente Strömungen in der Kontinuumsmechanik	24
2.5.2 Turbulenzmodellierung in der kinetischen Gastheorie	35
3 Grundlagen der Fahrzeugaerodynamik und Fahrdynamik	37
3.1 Fahrzeugaerodynamik.....	37
3.1.1 Fahrzeugkoordinatensystem und Luftkraft	37
3.1.2 Strömungsmechanische Beiwerte	38
3.1.3 Aerodynamisches Übertragungsverhalten von Fahrzeugen.....	39
3.2 Fahrdynamik	42
3.2.1 Fahrzeugkoordinatensystem.....	42
3.2.2 Lineares Einspurmodell	43
3.2.3 Zweispurmodelle.....	45
3.3 Methodiken zur Untersuchung des Seitenwindverhaltens von Pkw	46
3.3.1 Seitenwindanlage	47
3.3.2 Straßenfahrten bei natürlichem Wind	48
3.3.3 Seitenwinduntersuchungen im Windkanal.....	48

3.3.4	Experimentelle Untersuchungen zu Überholmanövern	54
3.3.5	Numerische Simulationen	59
4	Versuchs-, Simulationsmethoden und Messtechnik	67
4.1	Prüfstände und Teststrecke	67
4.1.1	Modellwindkanal.....	67
4.1.2	Windkanal der BMW Group.....	68
4.1.3	DEKRA-Testoval	69
4.2	Versuchsfahrzeuge und Messträger	70
4.2.1	DrivAer-Fahrzeugmodell	70
4.2.2	BMW 328iA Limousine.....	70
4.2.3	MAN TGX 18.480 mit KRONE Auflieger.....	70
4.3	Messtechnik	71
4.3.1	Druckmesstechnik	71
4.3.2	Vierlochsonde	73
4.3.3	Automotive Dynamic Motion Analyzer.....	74
4.4	Simulationsmodelle.....	74
4.4.1	Digitaler Modellwindkanal	74
4.4.2	DrivAer-Fahrzeugmodell in digitalem Modellwindkanal	76
4.4.3	DrivAer-Fahrzeugmodell in straßennaher Simulationsumgebung	78
4.4.4	BMW 328iA Limousine in straßennaher Simulationsumgebung	79
4.4.5	Pkw-Lkw-Überholmanöver.....	82
5	Aerodynamische Untersuchungen an einem DrivAer-Fahrzeugmodell	87
5.1	Vergleich numerischer Verfahren zur Strömungssimulation.....	87
5.1.1	Strömungstopologie des Windkanals	89
5.1.2	Gerade angeströmtes Fahrzeugmodell	91
5.1.3	Fahrzeugmodell unter Schräganströmung.....	96
5.2	Statistisch instationär angeströmtes Fahrzeugmodell	101
5.2.1	Validierung der Fahrzeugmodellumströmung.....	103
5.2.2	Fahrzeugreaktion in unterschiedlichen Simulationsumgebungen	106
6	Aerodynamische und fahrdynamische Untersuchungen an einer BMW 328iA Limousine	111
6.1	Validierung der Fahrzeugumströmung im Windkanal.....	111
6.1.1	Gerade angeströmtes Fahrzeug	112
6.1.2	Fahrzeug unter Schräganströmung.....	114
6.2	Pkw-Lkw-Überholmanöver	115

6.2.1	Analyse und Validierung der aerodynamischen Fahrzeuganregung.....	120
6.2.2	Diskussion und Validierung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion	124
6.2.3	Reproduzierbarkeit des Manövers	126
6.2.4	Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands.....	129
6.2.5	Variation der Pkw-Geschwindigkeit.....	133
6.2.6	Sensitivitätsanalyse zur Fahrzeugheckgestalt	137
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	145
7.1	Zusammenfassung	145
7.2	Ausblick.....	150
Anhang	153
A	Nachlaufebenen eines DrivAer-Körpers.....	153
A.1	Gerade angeströmtes Fahrzeugmodell	153
A.2	Fahrzeugmodell unter Schräganströmung.....	155
B	Druckverläufe an der Außenhaut einer BMW 328iA Limousine beim Überholen des Lkw.....	157
Literaturverzeichnis	167
Nomenklatur	181
Abbildungsverzeichnis	191
Tabellenverzeichnis	197

1 Einleitung

Heutzutage bestehen die Entwicklungsziele der Fahrzeugaerodynamik in der Erreichung geforderter Kühlluftmassenströme, Luftwiderstandsbeiwerte und Achsauftriebe. Die stetige Optimierung des Luftwiderstands wird sowohl durch kundenrelevante Aspekte wie dem Kraftstoffverbrauch von verbrennungsmotorischen Pkw oder der Reichweitenerhöhung von Elektrofahrzeugen, als auch durch gesetzliche Regularien zu Emissionen angetrieben. Die durch das Fahrzeug geführten Luftmassenströme dienen u. a. der Kühlung des Motors, des Getriebes, elektronischer Komponenten und Nebenaggregaten. [141] Der Vorder- und Hinterachsauftrieb sind eng mit den fahrdynamischen Fahrzeugeigenschaften und Zielen verknüpft [139]. Zur Ermittlung und Optimierung der aerodynamischen Zielgrößen werden statistisch stationäre Windkanalexperimente oder numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Das Fahrzeug ist bei den Untersuchungen parallel zur Hauptströmung ausgerichtet und erfährt aufgrund der gerichteten und schwankungsarmen Anströmung nahezu keine querdynamische Anregung. [135]

1.1 Motivation

Reale Straßenfahrten sind, im Gegensatz zu den soeben beschriebenen Simulationen und Windkanaluntersuchungen, von statistisch instationären Strömungseffekten geprägt. Diese zeichnen sich durch eine starke zeitliche Abhängigkeit, sowohl in ihrer Richtung als auch in ihrem Betrag aus. Dementsprechend bedingen natürliche Strömungsphänomene, neben der hoch- und längsdynamischen Komponente, stets eine Anregung in Fahrzeugquerrichtung. Im alltäglichen Straßenverkehr resultieren statistisch instationäre Anregungen aus freien, natürlichen Windböen, oder aus Windschneisen, die den Pkw bei einer Brückenüberquerung oder bei der Ausfahrt aus einem Waldstück erfassen. [135] Am häufigsten erfolgt die querdynamische Fahrzeuganregung jedoch durch das Strömungsfeld eines weiteren, größeren Fahrzeugs. Diese Situation tritt beispielsweise beim Überholen eines Lkw auf. Die erläuterten Lastfälle haben eine alltägliche Relevanz und wirken sich signifikant auf den Fahrkomfort und im Extremfall sogar auf die Sicherheit der Fahrzeuginsassen aus [135]. Aus diesen Gründen sollte das Seitenwindverhalten, entgegen der aktuellen Vorgehensweise, im Entwicklungsprozess von Pkw berücksichtigt und optimiert werden.

Eine weit verbreitete Methodik zur Quantifizierung des aerodynamischen Seitenwindverhaltens von Pkw besteht in der Messung von statistisch stationären Schiebewinkelkennfeldern [192]. Diese stellen den Verlauf der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten in Abhängigkeit des Strömungswinkels dar [51]. Zur Ermittlung der Beiwerte wird das Fahrzeug im Windkanal unter einem definierten Winkel, relativ zur Hauptströmungsrichtung, platziert und angeströmt [161]. Die Untersuchungen erfolgen mit nahezu homogenen und zeitlich konstanten Anströmbedingungen, wobei der Strömungswinkel zwischen den einzelnen Messungen geändert wird [134]. Aufgrund der vergleichsweise einfachen Versuchsdurchführung ist die Messung von Schiebewinkelkennfeldern in industriellen Fahrzeugwindkanälen praktikabel [161]. Eine Möglichkeit das statistisch instationäre Seitenwindverhalten im Windkanal zu untersuchen besteht in der dynamischen Rotation skalierten Fahrzeugmodelle. Die Experimente werden mit statistisch stationären Anströmbedingungen durchgeführt, wobei der Pkw um eine zur Fahrzeughochachse parallele Aufhängung oszilliert [161]. Experimentelle Untersuchungen mit dieser Methodik wurden von Passmore et al. [109], Mansor et al. [89], Theissen [166] und Wojciak [188] veröffentlicht. Eine Alternative zu oszillierenden Fahrzeugmo-

dellen stellt die dynamische Umlenkung der Fahrzeuanströmung dar. Dazu werden am Düsenaustritt des Windkanals bewegliche Leitelemente installiert, die oftmals als symmetrische Tragflügelprofile gestaltet sind [188]. Die Umlenkung der Strömung bzw. des Windkanalkernstrahls wird durch eine synchrone Rotation der Leitelemente realisiert [161]. Das Fahrzeug ist bei den Messungen parallel zu den Hauptachsen des Windkanals ausgerichtet. Seitenwinduntersuchungen mit dynamisch umgelenkter Kernströmung wurden u. a. von Mullarkey [99], Bearman et al. [5], Passmore et al. [110], Schröck [134] und Stoll [161] durchgeführt.

Ein großer Nachteil der beschriebenen Windkanaluntersuchungen stellt die fehlende Realitätsnähe der Versuchsmethodiken dar. Die Fahrzeuanströmung ist geordnet, über die Höhe kohärent und beinhaltet ausschließlich kleinskalige turbulente Strukturen [161]. Ferner ist die Bodensimulation, aufgrund der zu den Laufbändern nicht parallelen Anströmung, bzw. der notwendigen Anhebung der dynamisch rotierenden Modelle, fehlerbehaftet. Durch die Drehung des Pkw relativ zur Hauptströmungsrichtung, wird bei Schiebewinkelmessungen und oszillierenden Fahrzeugen die gesamte Luvseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt [166]. Bei den Seitenwinduntersuchungen mit dynamisch umgelenkter Anströmung liegt in den x -parallelen Ebenen des ungestörten Windkanalkernstrahls weitestgehend ein konstanter Strömungswinkel vor. Dies ist der synchronen Rotation und höhenunabhängigen Gestalt der Leitelemente geschuldet. [161] Die aerodynamischen Eigenschaften der Windkanalmethodiken entsprechen somit keiner realitätsnahen und auf öffentlichen Straßen anzutreffenden Strömungssituation.

Eine Alternative zur Bewertung und Optimierung des statistisch instationären Verhaltens von Pkw stellen Simulationen dar. Aufgrund der zunehmenden Rechenleistung, der kontinuierlichen Weiterentwicklung numerischer Modelle und Methoden, sowie der geringen Kosten werden gegenwärtig zahlreiche Seitenwinduntersuchungen virtuell durchgeführt. [192] In den numerischen Strömungssimulationen erfolgt die Anregung der Fahrzeuge überwiegend durch zeitlich veränderliche Randbedingungen. Die Anregungssignale variieren von gefilterten Rechteckfunktionen (abrupte Windschneise), halben Sinuswellen (kontinuierliche Einzelböe) bis hin zu harmonischen Wellen und bilden somit generische Windereignisse ab. Simulative Studien zum Seitenwindverhalten von Pkw bei statistisch instationärer, generischer Anregung wurden beispielsweise von Zens [192], Theissen [166] und Wojciak [188] veröffentlicht. Die Autoren untersuchen u. a. den Einfluss der Fahrzeugheckform, geometrischer Maßnahmen wie Abrisskanten sowie der Böenfrequenz und -amplitude. Ein großer Nachteil der Arbeiten stellt jedoch die fehlende Realitätsnähe dar. Obwohl Strömungssimulationen eine enorme Gestaltungsfreiheit ermöglichen, erfolgt die Fahrzeuanregung durch geordnete und über die Höhe kohärente Windereignisse, die keine turbulenten Strukturen beinhaltet. Darüber hinaus sind die Simulationsergebnisse entweder nicht validiert oder weisen große Abweichungen zu den Experimenten auf, was die Zuverlässigkeit der Aussagen und Erkenntnisse sehr einschränkt. Huemer [54] greift zur Beschreibung des fahrdynamischen Fahrzeugverhaltens bei Seitenwindanregung auf Fahrdynamiksimulationen zurück. Die Untersuchungen basieren jedoch ebenfalls auf generischen und über die z -Koordinate kohärenten Windböen.

Straßenfahrten und Fahrversuche mit Realfahrzeugen eignen sich um das gesamtheitliche Seitenwindverhalten von Pkw zu untersuchen. Eine zu diesem Zweck entwickelte und in der Fahrzeugindustrie weit verbreitete Methodik stellt die Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage dar [96], [135]. Das Versuchsfahrzeug wird bei den Experimenten mit konstanter Längsgeschwindigkeit an mehreren, senkrecht zu Fahrstrecke angeordneten Gebläsen vorbeigeführt [54], [166]. Die dabei erzeugte Strömungssituation ist der Durchfahrt einer Waldschneise oder Brücke bei natürlichem Wind nach-

empfunden [161]. Ein großer Nachteil der Methodik liegt jedoch in der fehlenden Realitätsnähe [132]. Um ein akzeptables Signal-Rausch-Verhältnis zu gewährleisten, müssen die Experimente mit hohen Strömungswinkeln durchgeführt werden [41], [56]. Darüber hinaus weist das Strömungsprofil der Anlage ein von natürlichem Wind stark abweichendes Geschwindigkeitsprofil auf [126], [192].

Straßenfahrten bei natürlichem Wind stellen eine Methodik zur realitätsnahen Bewertung des Seitenwindverhaltens von Pkw dar [132], [181]. Das Versuchsfahrzeug wird gewöhnlich mit aerodynamischer und fahrdynamischer Messtechnik ausgestattet [126], [177]. Eine Quantifizierung der Seitenwindempfindlichkeit erfolgt durch die Auswertung und Korrelation des Strömungswinkels, der resultierenden Anströmgeschwindigkeit und der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion [54], [126]. Ein Nachteil der Methodik besteht in der eingeschränkten Reproduzierbarkeit der Versuche und der Abhängigkeit von nicht planbaren Windbedingungen [132], [192]. Des Weiteren ist eine vollständige und korrekte Beschreibung der Anströmbedingung bei Straßenfahrten nicht möglich. Somit ist die Korrelation von Fahrer-, Fahrzeugreaktion und aerodynamischer Anregung stets mit großen Unsicherheiten behaftet. Die objektive Bewertung des Fahrzeugverhaltens beim Überholen von Lkw setzt ebenfalls fahrdynamische Messtechnik voraus. Darüber hinaus kann die Entwicklung der am Pkw angreifenden Luftkraft bei den Versuchsfahrten nicht messtechnisch erfasst werden und wird üblicherweise durch Druckmessungen an der Außenhaut beschrieben (vgl. [132], [191]).

Straßenfahrten und Fahrversuche auf Messgeländen erfordern fahrtüchtige Prototypen. Diese stehen jedoch in frühen Entwicklungsphasen, in denen die grundlegenden Fahrzeugproportionen und somit das Seitenwindverhalten bestimmt werden, nicht zur Verfügung. Aufgrund der komplexen Interaktion zwischen Fahrer, Aerodynamik und Fahrdynamik ist ferner die isolierte Betrachtung aerodynamischer Fahrzeugeigenschaften sehr begrenzt [161]. Demzufolge können Versuchsfahrten nicht in den aerodynamischen Entwicklungsprozess integriert werden und eignen sich vielmehr zur anschließenden Absicherung des Fahrverhaltens.

Entsprechend der soeben geführten Diskussion existiert aktuell keine experimentelle oder virtuelle Methodik, mit der das Seitenwindverhalten von Pkw realitätsnah im Entwicklungsprozess untersucht und optimiert werden kann. Die Bestrebungen statistisch instationäre Anströmbedingungen in Windkanälen darzustellen, resultieren in realitätsfernen Strömungsfelder. Die bisher veröffentlichten, simulativen Untersuchungen bilden lediglich generische Fahrzeuganregungen ab und sind außerdem nicht validiert oder weisen große Abweichungen zu den Experimenten auf. Fahrversuche setzen fahrtüchtige Prototypen voraus und sind nur bedingt zur isolierten Bewertung aerodynamischer Fahrzeugeigenschaften oder Optimierungsmaßnahmen geeignet.

1.2 Zielsetzung der Arbeit

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung einer virtuellen Methodik, die eine zuverlässige Berechnung, Analyse und Optimierung des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Pkw bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung ermöglicht. Somit soll ein Verfahren entwickelt werden, das durch die Virtualisierung eines Lastfalls bereits in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden kann. Durch eine umfangreiche Validierung soll ferner eine hohe Zuverlässigkeit der Simulationsmethodik gewährleistet werden. Da das Sicherheitsgefühl der Insassen u. a. durch die translatorische und rotatorische Bewegung des Pkw bestimmt wird, besteht der Anspruch neben der aerodynamischen Anregung die fahrdynamische Fahrzeugreaktion abzubilden. Darüber hinaus soll die Methodik ein aerodynamisches Ereignis simulieren, das eine signifikante

Anregung in Fahrzeugquerrichtung beinhaltet und bei alltäglichen Straßenfahrten, also unter kundenrelevanten Bedingungen auftritt.

Voraussetzung für eine erfolgreiche Methodikentwicklung ist ein zuverlässiger Strömungslöser. Aus diesem Grund soll zu Beginn der Arbeit ein geeignetes Verfahren zur Simulation der statistisch stationären Fahrzeugumströmung ermittelt werden. In einem ersten Schritt werden dazu Validierungsexperimente mit einem auf 30 % skalierten DrivAer-Körper im Windkanal durchgeführt. Das Fahrzeugmodell ist bei den Untersuchungen gerade und mit einem Schiebewinkel von -10° in der Messstrecke platziert. Um eine umfangreiche Datenbasis zu generieren, werden sowohl die integrale Fahrzeugreaktion, die lokale Druckverteilungen an der Außenhaut als auch die Strömungstopologie im Nachlauf des Pkw aufgezeichnet. Die numerischen Studien umfassen Simulationen mit RANS-Verfahren, einer Lattice-BGK-Methode und Formulierungen der IDDES. Neben den Verfahren wird auch der Einfluss der Turbulenzmodelle auf die simulativ ermittelte Fahrzeugumströmung untersucht. Um Interferenzeffekte zu berücksichtigen und somit eine optimale Vergleichbarkeit herzustellen, werden die Fahrzeugsimulationen in einer virtuellen Abbildung des physikalischen Windkanals durchgeführt. Des Weiteren stimmen die Fahrzeuggeometrie und Randbedingungen der Simulationen bestmöglich mit der Geometrie des Versuchsträgers und der Zustandsgrößen der Experimente überein. Anhand eines umfassenden Vergleichs zwischen den experimentell und simulativ ermittelten Daten wird abschließend ein präferiertes Verfahren zur Berechnung der statistisch stationären Fahrzeugumströmung bestimmt.

Da die virtuelle Methodik einen realistischen Lastfall abbilden soll, muss in einem nächsten Schritt die Eignung des numerischen Verfahrens zur Simulation statistisch instationärer Fahrzeugumströmungen bewertet werden. Dazu wird erneut ein Validierungsexperiment mit dem DrivAer-Körper im Windkanal durchgeführt. Die Längsachse des Fahrzeugmodells ist bei der Untersuchung parallel zur ungestörten Anströmung ausgerichtet. Am Düsenaustritt des Windkanals sind ferner sechs beweglich gelagerte Leitelemente angebracht. Diese dienen der Strömungsumlenkung in Fahrzeugquerrichtung und ermöglichen somit die statistisch instationäre Anregung des Pkw. Aufgrund der synchronen Steuerung der Leitelemente, weist das ungestörte Strömungsfeld stromauf des DrivAer-Modells eine nahezu homogene Geschwindigkeitsverteilung senkrecht zur Hauptströmungsrichtung auf. Infolgedessen kann das aerodynamische Fahrzeugverhalten über eine Korrelation des Strömungswinkels und der Seitenkraft bzw. des Giermoments beschrieben werden. Um möglichst realitätsnahe Anströmbedingungen zu gewährleisten, sind das Frequenzspektrum und die Häufigkeitsverteilung des Schiebewinkels den Eigenschaften natürlichen Winds nachempfunden. Zur Berücksichtigung von Interferenzeffekten wird die Fahrzeugsimulation in einer virtuellen Abbildung des Windkanals durchgeführt. Die statistisch instationäre Strömungsumlenkung erfolgt in dem Simulationsmodell mit Hilfe eines lokal und in y -Richtung wirkenden Quellterms. Durch einen Vergleich der simulativ und experimentell ermittelten Fahrzeugreaktionen kann abschließend die Eignung des numerischen Verfahrens zur Berechnung statistisch instationärer Strömungsvorgänge adressiert werden.

Da die virtuelle Methodik realistische Fahrzeuganregungen abbilden soll, muss deren Entwicklung mit einem Realfahrzeug erfolgen. Dementsprechend werden die im Rahmen der DrivAer-Untersuchungen gewonnenen Kenntnisse zur Konfiguration und Gestaltung von Strömungssimulation auf eine BMW 328iA Limousine übertragen. Die Berechnung eines realen Fahrzeugs, ist aufgrund der komplexen Motorraumdurchströmung und der profilierte Reifenlauffläche äußerst anspruchsvoll [130]. Deshalb sollen die Simulationsergebnisse erneut durch Windkanalexperimente validiert werden. Die BMW 328iA Limousine ist bei den Untersuchungen sowohl gerade als auch mit einem

Schiebewinkel von -10° in der Messstrecke platziert. Neben der integralen Fahrzeugreaktion wird in den Experimenten die Verteilung des statischen Drucks an der Außenhaut aufgezeichnet. Die simulativen Studien werden mit einer realitätsnahen Abbildung der Limousine durchgeführt. Darüber hinaus stimmen die Randbedingungen der Simulationen mit den Zustandsgrößen der Experimente überein. Eine Beurteilung der Simulationsgüte kann abschließend anhand der experimentell und simulativ ermittelten Druckverteilungen und der integralen Kraft- und Momentenbeiträge erfolgen.

Ein grundlegender Bestandteil der Methodikentwicklung stellt die Auswahl eines geeigneten Lastfalls dar. Neben einer signifikanten Anregung in Fahrzeugquerrichtung muss dieser eine alltägliche Relevanz bei Straßenfahrten aufweisen. Aus diesen Gründen soll in der vorliegenden Arbeit die aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA Limousine beim Überholen eines Lkw abgebildet und untersucht werden. Überholmanöver treten täglich auf Autobahnen auf und bedingen selbst bei Windstille, also wetterunabhängig, eine deutlich spürbare Fahrzeuganregung.

Wie bereits in den vorangegangenen Abschnitten diskutiert, besteht eine grundlegende Anforderung für die Entwicklung der virtuellen Methodik in einer hohen Zuverlässigkeit der Simulationsergebnisse. Aus diesem Grund werden erneut Validierungsexperimente mit der BMW 328iA Limousine und einer MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger durchgeführt. Bei den Manövern nähert sich der Pkw mit konstanter Fortbewegungsgeschwindigkeit und lateralem Abstand dem Lkw und überholt diesen mit festgehaltenem Lenkwinkel. Das Sattelkraftfahrzeug führt indessen eine gleichförmige, geradlinige Bewegung aus. Um den Einfluss von Störgrößen gering zu halten werden die Experimente bei Nacht und Windstille auf einem abgesperrten Messgelände durchgeführt. Da die am Pkw angreifende Luftkraft und deren Wirkungslinie bei Versuchsfahrten nicht erfasst werden können, wird die aerodynamische Anregung durch Druckmesssonden an der Fahrzeugaußenhaut beschrieben. Zur Ermittlung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion, der relativen Fahrzeugposition und der Fortbewegungsgeschwindigkeiten sind die Versuchsfahrzeuge mit DGPS-gestützten Kreiselmesssystemen ausgestattet.

Die numerische Strömungssimulation des Überholmanövers wird mit einer realitätsnahen Abbildung der BMW 328iA und der MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger durchgeführt. Ferner sind die Randbedingungen den Zustandsgrößen des Experiments nachempfunden. Die Beurteilung der strömungsmechanischen Simulationsgüte erfolgt durch einen Vergleich der simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Drucks an der Außenhaut des Pkw. Nach der aerodynamischen Anregung wird die fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs simuliert. Dazu wird ein Zweispurmodell mit den Fahrzeugeigenschaften des Versuchsträgers parametrisiert. Das Fahrzeugmodell bewegt sich in der Simulation, analog zu den Experimenten, mit konstanter Längsgeschwindigkeit und festgehaltenem Lenkwinkel fort. Die aerodynamische Anregung des Pkw wird durch eine Einwegkopplung der vorangegangenen Strömungssimulationen berücksichtigt. Dazu werden der Limousine die simulativ ermittelten Zeitverläufe der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten aufgeprägt. Die Validierung der simulierten Fahrzeugreaktion erfolgt mit Hilfe der experimentellen Messdaten. Aufgrund der Kopplung von Strömungs- und Fahrdynamiksimulation, berücksichtigt dieser Vergleich die Abweichungen der gesamten Simulationskette zu den Experimenten und repräsentiert somit die Simulationsgüte der virtuellen Methodik.

Im Anschluss an die Methodikentwicklung sollen grundlegende Parameter und Einflussfaktoren des Überholvorgangs simulativ untersucht werden, um so das Verständnis der physikalischen Wirkme-

chanismen zu erhöhen. Da eine Ensemblemittelung des statistisch instationären Manövers aufgrund der Anzahl an benötigten Rechnungen sehr kostspielig ist, wird zu Beginn die Reproduzierbarkeit des Lastfalls analysiert. Dazu werden jeweils zwei weitere Strömungs- und Fahrdynamiksimulationen durchgeführt. Diese weisen dieselben Randbedingungen wie die Validierungsstudien auf. Um eine maximale Spreizung in der Fahrzeuganregung und somit in den instantanen Strömungsfeldern zu gewährleisten, werden jedoch die Einlaufphasen der beiden Strömungssimulationen verändert. Anschließend wird die Auswirkung des lateralen Fahrzeugabstands auf die aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion der Limousine diskutiert. In zwei weiteren, gekoppelten Simulationen wird dazu der anfängliche Abstand um 0,5 m bzw. 1,0 m gegenüber der Validierungskonfiguration erhöht. Ein weiterer Einflussparameter des Überholvorgangs stellt die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw dar. Diese wird in den darauffolgenden Simulationen variiert. Anschließend wird die Auswirkung der Heckgestalt auf das querdynamische Verhalten des Pkw untersucht. Dazu wird die Stufenheckform der Limousine durch eine Vollheckkontur ersetzt. Die beiden weiteren Modifikationen bestehen aus Finnen, die im y_0 -Schnitt bzw. im Bereich der C-Säulen des Stufenheckfahrzeugs angebracht sind.

Für eine abschließende Betrachtung sollen die vier Heckvarianten in einer straßennahen Umgebung bei zeitlich konstantem Schiebewinkel simuliert werden. Dies ermöglicht einen Vergleich zwischen den Fahrzeugreaktionen beim Überholen des Lkw und bei quasistationärer Seitenwindanregung.

2 Grundlagen der Strömungsmechanik

Das zweite Kapitel behandelt die strömungsmechanischen Grundlagen. Diese tragen wesentlich zum Verständnis der vorliegenden Arbeit bei und umfassen die Grundgleichungen und Ähnlichkeitsgesetze der Strömungsmechanik. Da die gaskinetische Boltzmann-Gleichung und die kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen im Allgemeinen numerisch gelöst werden müssen, wird außerdem deren Diskretisierung beschrieben. Darüber hinaus werden die Grundlagen turbulenter Strömungen sowie die Turbulenzmodellierung diskutiert.

2.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

2.1.1 Boltzmann-Gleichung

In der kinetischen Gastheorie wird ein Fluid auf mikroskopischer Ebene als Ansammlung sich im Raum bewegender und miteinander kollidierender Teilchen verstanden. Die Bewegung der einzelnen Atome und Moleküle kann dabei durch die newtonschen Gesetze der Mechanik beschrieben werden. Eine technische Anwendung dieser mikroskopischen Betrachtungsweise ist jedoch aufgrund des hohen Aufwands nicht praktikabel. [128]

Alternativ zur mikroskopischen Modellierung bietet die kinetische Gastheorie einen mesoskopischen Ansatz, bei dem der Zustand eines Systems über eine molekulare Geschwindigkeitsverteilungsfunktion $\zeta(v_i, x_i, t)$ charakterisiert ist. Diese ist im sechsdimensionalen Orts- und Geschwindigkeitsraum, der auch als Phasenraum bezeichnet wird, definiert. Die Geschwindigkeitsverteilungsfunktion bemisst die relative Anzahl der Teilchen, die sich zu einem Zeitpunkt t an der Position x_i befinden und die absolute Geschwindigkeit v_i aufweisen. [128] Darüber hinaus wird sie von Hänel [44] als die wichtigste, statistische Funktion zur Beschreibung der Zustände bewegter Moleküle bezeichnet.

Eine allgemeingültige Bestimmungsgleichung der Geschwindigkeitsverteilungsfunktion ist, unter Berücksichtigung der Grundannahmen der Gaskinetik, durch die Boltzmann-Gleichung gegeben [140]:

$$\frac{\partial \zeta}{\partial t} + v_i \frac{\partial \zeta}{\partial x_i} + \frac{F_{a,i}}{m} \frac{\partial \zeta}{\partial v_i} = \left(\frac{D\zeta}{Dt} \right)_{Kollision}. \quad (2.1)$$

In der Boltzmann-Gleichung repräsentiert der Vektor $F_{a,i}$ eine äußere Kraft und m die Molekülmasse. Der Kollisionsterm auf der rechten Seite der Gleichung beschreibt die Änderung der molekularen Geschwindigkeiten und somit der Verteilungsfunktion infolge von Molekülkollisionen [44].

Aufgrund der hohen mathematischen Komplexität des Kollisionsterms wird dieser in der vorliegenden Arbeit durch einen modifizierten Term nach Bhatnagar, Gross und Krook [7] berücksichtigt. Dieses so genannte BGK-Modell beschreibt die Relaxation einer Verteilungsfunktion zur Maxwell-Verteilung und ist wie folgt definiert: [44]

$$\left(\frac{D\zeta}{Dt} \right)_{Kollision} = \frac{1}{\lambda} (\zeta^{eq} - \zeta). \quad (2.2)$$

Dabei stellt λ die Relaxationszeit, ζ eine beliebige Nichtgleichgewichtsverteilung und ζ^{eq} eine lokale Maxwell-Verteilung dar.

Bei bekannter Geschwindigkeitsverteilungsfunktion können deren Momente $M_\zeta(x_i, t)$ als Produkt aus der Verteilungsfunktion und einer geschwindigkeitsabhängigen Funktion $Y(v_i)$ integriert über den Geschwindigkeitsraum berechnet werden [44]:

$$(2.3) \quad M_\zeta(x_i, t) = \int_{v_i} Y(v_i) \zeta(v_i, x_i, t) dv_i.$$

Die Momente der Geschwindigkeitsverteilungsfunktion repräsentieren makroskopische Größen der Strömung und nehmen eine zentrale Rolle bei der Beschreibung gaskinetischer Strömungen ein. Die Dichte der Strömung ρ ist beispielsweise für $Y = m$ gegeben. Für $Y = mv_i$ kann der volumenbezogene Impuls des Fluids ρu_i berechnet werden. Der Vektor u_i repräsentiert dabei die Schwerpunkts- bzw. Strömungsgeschwindigkeit. [44] Eine vollständige Auflistung der Momente und deren physikalische Interpretation kann Bhatnagar et al. [7] entnommen werden.

2.1.2 Kontinuumsmechanische Erhaltungsgleichungen

In der Kontinuumsmechanik wird, im Gegensatz zur kinetischen Gastheorie, der molekulare Aufbau der Materie vernachlässigt und das Fluid idealisiert als stetiges Kontinuum genähert [103]. Der Zustand einer Kontinuumsströmung ist durch die Fluidichte ρ , den statischen Druck p , die absolute Temperatur T und den Geschwindigkeitsvektor u_i vollständig charakterisiert [44]. Diese räumlich und im Allgemeinen auch zeitlich veränderlichen Feldgrößen können anhand der kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen unter Zuhilfenahme einer geeigneten thermodynamischen Zustandsgleichung und stoffspezifischer Materialgesetze bestimmt werden [142]. Im Folgenden sind die Erhaltungsgleichungen für Masse (2.4), Impuls (2.5) und Energie (2.6) in eulerscher Betrachtungsweise und in differentieller, konservativer Form aufgeführt [104]:

$$(2.4) \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0,$$

$$(2.5) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i,$$

$$(2.6) \quad \frac{\partial}{\partial t} (\rho e_t) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i e_t) = -\frac{\partial}{\partial x_i} (u_i p) + \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j \tau_{ij}) + \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \rho u_i f_i + \rho q_e.$$

In den Impulsgleichungen stellt τ_{ij} den Reibspannungstensor und f_i den massebezogenen Kraftvektor dar. Die Energiegleichung ist anhand der spezifischen Gesamtenergie e_t (Summe aus innerer Energie und kinetischer Energie) formuliert. Der Vektor q_i charakterisiert den durch Wärmeleitung zu- oder abgeführten Wärmestrom pro Flächeneinheit. Die dem System von außen zugeführte spezifische Energie pro Zeiteinheit wird durch den Parameter q_e berücksichtigt. [104]

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich isotherme Strömungen betrachtet, bei denen das Kontinuum als newtonsches Fluid konstanter Dichte und Viskosität beschrieben werden kann. Die Formulierungen der Massen- und Impulsgleichungen lauten unter diesen Annahmen [104]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i. \quad (2.8)$$

In Gleichung (2.8) wurde unter anderem der Reibspannungstensor mit Hilfe der stokeschen Spannungs-Dehnungs-Beziehungen über die Geschwindigkeitsgradienten ausgedrückt [73]. Der Parameter ν stellt die kinematische Viskosität des Fluids dar. Aufgrund der isothermen Zustandsänderung entfällt darüber hinaus die Notwendigkeit der Energiegleichung [104].

2.2 Diskretisierung der Grundgleichungen

2.2.1 Finite-Volumen-Methode

Die in Unterabschnitt 2.1.2 eingeführten Erhaltungsgleichungen der Kontinuumsmechanik stellen ein, im mathematischen Sinne ausgesprochen anspruchsvolles System gekoppelter, nichtlinearer, partieller Differentialgleichungen zweiter Ordnung dar. Analytische Lösungen des Gleichungssystems können nur unter starken Einschränkungen für einige geometrisch einfach zu beschreibende Strömungstypen hergeleitet werden. [79] Bei allgemeineren oder technischen Strömungsvorgängen hingegen müssen die Erhaltungsgleichungen diskretisiert und deren Lösung mit Hilfe numerischer Verfahren bestimmt werden. Prinzipiell kann die Diskretisierung der Transportgleichungen bei Verwendung der Finite-Differenzen-Methode, der Finite-Elemente-Methode oder der Finite-Volumen-Methode erfolgen. Auf dem Gebiet der numerischen Strömungsmechanik hat sich jedoch aufgrund der strengen Konservativität des Verfahrens die Finite-Volumen-Methode etabliert. [68] Diese wird nachfolgend in Anlehnung an Schäfer [125] und Ferziger et al. [32] beschrieben.

Die grundlegende Vorgehensweise der Finite-Volumen-Diskretisierung soll im Folgenden für unstrukturierte, dreidimensionale Gitter anhand der instationären Transportgleichung

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) + S_\Phi \quad (2.9)$$

diskutiert werden. Die Variable Φ stellt dabei eine von Ort und Zeit abhängige skalare Transportgröße dar. Der Parameter D_Φ repräsentiert den Diffusionskoeffizienten und der Summand S_Φ den Quellterm.

Um die Finite-Volumen-Methode auf die Transportgleichung anwenden zu können, muss in einem ersten Schritt das Rechengebiet diskretisiert, also in eine endliche Anzahl finiter Volumina unterteilt werden. Anschließend wird die skalare Transportgleichung über die einzelnen Kontrollvolumina integriert. [125] Für ein beliebiges Kontrollvolumen V führt dies unter Anwendung des gaußschen Integralsatzes auf den Zusammenhang:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) dV + \int_A \left(\rho u_i \Phi - D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) n_i dA = \int_V S_\Phi dV. \quad (2.10)$$

Dabei bezeichnet A die Oberfläche des Kontrollvolumens, dA ein Oberflächenelement und n_i den zugehörigen Normalvektor. In einem nächsten Schritt kann das Oberflächenintegral in Gleichung (2.10) in eine Summe über die Oberflächenintegrale der einzelnen Kontrollvolumenseiten A_c aufgespalten werden: [125]

$$(2.11) \quad \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho\Phi) dV + \sum_c \int_{A_c} \left(\rho u_i \Phi - D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) n_{ci} dA_c = \int_V S_\Phi dV.$$

Gleichung (2.11) stellt noch immer eine exakte Formulierung der Ausgangsgleichung (2.9) dar. [125] Die eigentliche Diskretisierung der Transportgleichung, für die eine zellenorientierte Anordnung der Variablen gewählt wird, beginnt in dem nachfolgenden Abschnitt mit der Approximation der Oberflächenintegrale.

Approximation der Oberflächenintegrale

Die Oberflächenintegrale werden in dieser Arbeit mit Hilfe der Mittelpunktsregel diskretisiert. Dabei wird das Integral als Produkt aus dem Integranden im Flächenschwerpunkt und der Fläche der Kontrollvolumenseite δA_c berechnet. Die Mittelpunktsregel ist eine lineare Approximation und hat somit einen Fehler zweiter Ordnung. [32]

Angewendet auf die Oberflächenintegrale der konvektiven und diffusiven Flüsse ergeben sich die nachfolgenden Approximationen [125]:

$$(2.12) \quad \sum_c \int_{A_c} (\rho u_i \Phi) n_{ci} dA_c \approx \sum_c (\rho u_i n_i \delta A)_c \Phi_c = \sum_c \dot{m}_c \Phi_c,$$

$$(2.13) \quad \sum_c \int_{A_c} \left(D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) n_{ci} dA_c \approx \sum_c \left(D_\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} n_i \delta A \right)_c.$$

In Gleichung (2.12) stellt \dot{m}_c den Massenstrom durch die Kontrollvolumenseite c dar.

Durch die Diskretisierung der Oberflächenintegrale werden die konvektiven und diffusiven Flüsse der skalaren Transportgröße durch Werte auf den Kontrollvolumenseiten bzw. durch deren Gradienten ausgedrückt. Aufgrund der zellenorientierten Anordnung der Variablen stehen diese jedoch nicht auf den Kontrollvolumenseiten zur Verfügung und müssen deshalb durch Werte in Kontrollvolumenzentren approximiert werden. Dieser Schritt wird als Diskretisierung der konvektiven bzw. diffusiven Flüsse bezeichnet und ist im Folgenden anhand einer beliebigen Kontrollvolumenseite s dargestellt. [125] Die dazu benötigten, geometrischen Beziehungen zwischen der Kontrollvolumenseite und den beiden angrenzenden Nachbarzellen sind in Abbildung 2.1 veranschaulicht.

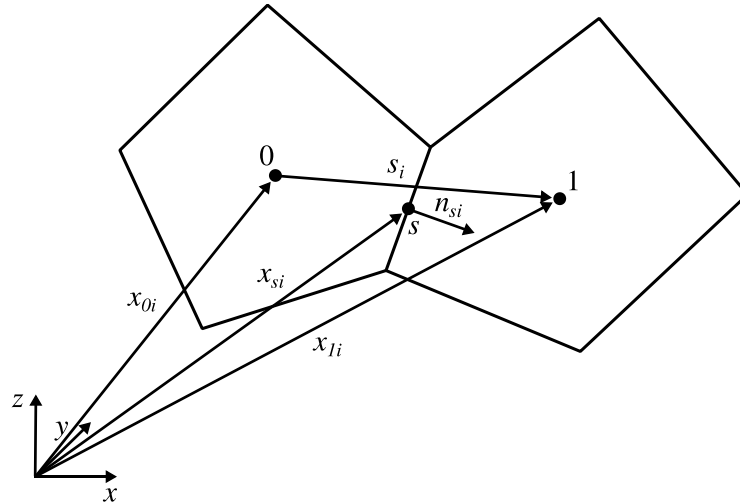


Abbildung 2.1: Geometrische Beziehungen an der Kontrollvolumenseite s und den Zentren der angrenzenden Nachbarzellen (Darstellung in Anlehnung an Siemens PLM Software [149]).

Diskretisierung der konvektiven Flüsse

Das einfachste Verfahren, das zur Diskretisierung der konvektiven Flüsse herangezogen werden kann, stellt das Aufwind-Interpolationsverfahren (engl.: upwind differencing scheme) dar [125]. Die Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite wird hier durch den Wert im benachbarten, stromaufwärts liegenden Kontrollvolumenzentrum approximiert [142]:

$$\begin{aligned}\Phi_s &\approx \Phi_0, \text{ falls } \dot{m}_s > 0, \\ \Phi_s &\approx \Phi_1, \text{ falls } \dot{m}_s < 0.\end{aligned}\tag{2.14}$$

Das Aufwind-Interpolationsverfahren hat einen Interpolationsfehler erster Ordnung und wird deshalb für weitere Betrachtungen mit der Abkürzung UDS1 benannt [32]. Das UDS1 weist eine hohe numerische Stabilität auf, neigt jedoch sehr zu numerischer Diffusion [142]. Ferner soll angemerkt werden, dass die Verwendung des UDS1 zu einem uneingeschränkt beschränkten Lösungsalgorithmus führt [32].

Die Approximation der Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite kann alternativ zum UDS1 durch ein Aufwind-Interpolationsverfahren zweiter Ordnung (UDS2) erfolgen [149]:

$$\begin{aligned}\Phi_s &\approx \Phi_0 + (x_{si} - x_{0i}) \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)_{r,0}, \text{ falls } \dot{m}_s > 0, \\ \Phi_s &\approx \Phi_1 + (x_{si} - x_{1i}) \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right)_{r,1}, \text{ falls } \dot{m}_s < 0.\end{aligned}\tag{2.15}$$

Die Rekonstruktionsgradienten $(\partial \Phi / \partial x_i)_{r,0}$ und $(\partial \Phi / \partial x_i)_{r,1}$ werden in dieser Arbeit anhand der Strömungsgröße im jeweiligen Zellzentrum 0 bzw. 1 und den Strömungsgrößen in den Zentren der direkten Nachbarzellen berechnet (vgl. [149]). Aufgrund des geringeren Interpolationsfehlers verfügt das UDS2 im Vergleich zum UDS über eine höhere Genauigkeit [149]. Beide Aufwind-Interpo-

lations-Verfahren berücksichtigen bei der Diskretisierung, dass der konvektive Transport der Strömungsgröße entlang der Bahnlinien der Strömung erfolgt. Sie erfüllen somit die Anforderung der Transporteigenschaft. [142]

Bei dem Zentralfdifferenzenverfahren (engl.: central differencing scheme, CDS) wird die Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite durch lineare Interpolation zwischen den Werten in den benachbarten Zellmittelpunkten berechnet [125]:

$$(2.16) \quad \Phi_s \approx \gamma_{CDS}\Phi_0 + (1 - \gamma_{CDS})\Phi_1.$$

Der Parameter γ_{CDS} stellt dabei den geometrischen Wichtungsfaktor dar. Das CDS hat einen Interpolationsfehler 2. Ordnung und verfügt über eine hohe Genauigkeit. [125] Darüber hinaus weist es nahezu keine numerische Diffusion auf, erfüllt jedoch nicht die Transporteigenschaft [142]. In komplexen Strömungen neigt das CDS zu numerischen Oszillationen, wodurch die Stabilität des Verfahrens deutlich beeinflusst werden kann [149].

Das begrenzte Zentralfdifferenzenverfahren (engl.: bounded central differencing scheme, BCD) basiert auf dem normierten Variablendiagramm nach Leonard [82] und vereint die Vorteile von Aufwind-Interpolationsverfahren und Zentralfdifferenzenverfahren. Bei dem BCD wird die Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite, abhängig von der numerischen Stabilität der aktuellen Näherungslösung, mit Hilfe eines UDS1, UDS2 oder CDS berechnet: [23]

$$(2.17) \quad \begin{aligned} \Phi_s &\approx \Phi_s^{UDS1} && , \text{ falls } \tilde{\Phi}_0 < 0 \text{ oder } \tilde{\Phi}_0 > 1, \\ \Phi_s &\approx \gamma_{BCD}\Phi_s^{CDS} + (1 - \gamma_{BCD})\Phi_s^{UDS2}, && \text{ falls } 0 \leq \tilde{\Phi}_0 \leq 1. \end{aligned}$$

In Gleichung (2.17) stellt $\gamma_{BCD} = \gamma_{BCD}(\tilde{\Phi}_0)$ eine Wichtungsfunktion und $\tilde{\Phi}_0$ die normierte Variable im Kontrollvolumenzentrum 0 dar. Diese ist nach Jasak et al. [61] definiert als:

$$(2.18) \quad \tilde{\Phi}_0 = \frac{\Phi_0 - \Phi_U}{\Phi_D - \Phi_U}.$$

Die Variablen Φ_U und Φ_D repräsentieren die Werte der Strömungsgröße in der zum Zellzentrum 0 stromauf bzw. stromab gelegenen Nachbarzelle. Die normierte Variable $\tilde{\Phi}_0$ dient der Identifikation numerischer Oszillationen im Strömungsfeld. Diese treten vermehrt für $\tilde{\Phi}_0 < 0$ oder $\tilde{\Phi}_0 > 1$ auf. Beim BCD wird in numerisch stabilen Bereichen das genaue und wenig diffusive CDS zur Approximation der Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite verwendet. In instabilen Regionen findet hingegen, zur Dämpfung numerischer Oszillationen, das beschränkte UDS1 Anwendung. [61] Das UDS2 und die Wichtungsfunktion γ_{BCD} werden benötigt, um einen numerisch stabilen Wechsel zwischen den beiden Verfahren zu gewährleisten [82]. Weiterführende Erläuterungen zu dem BCD und die Definition von γ_{BCD} können Jasak et al. [61] entnommen werden.

Ein hybrides Zentral-Aufwind-Interpolationsverfahren (engl.: hybrid upwind-central scheme, HUC) wurde 2004 von Travin et al. [169] veröffentlicht. Das HUC wurde speziell für die Anwendung hybrider Turbulenzmodelle, wie beispielsweise der in Unterabschnitt 2.5.1.3 vorgestellten IDDES, entwickelt. Die grundlegende Idee des Verfahrens besteht in der Verwendung eines stabilen Aufwind-Interpolationsverfahren in RANS-Bereichen und eines Zentralfdifferenzenverfahren in LES-Bereichen. [169] Letzteres wird bei der LES insbesondere aufgrund der guten Erhaltungseigenschaft der

kinetischen Energie bevorzugt [149]. Im Rahmen dieser Arbeit wird die folgende Formulierung des HUC zur Berechnung der Strömungsgröße auf der Kontrollvolumenseite verwendet [169]:

$$\Phi_s \approx \gamma_{HUC} \Phi_s^{UDS2} + (1 - \gamma_{HUC}) \Phi_s^{BCD}. \quad (2.19)$$

Die empirische Wichtungsfunktion γ_{HUC} gestaltet dabei den Wechsel zwischen UDS2 und BCD. Weiterführende Erläuterungen zu dem HUC und die Herleitung der Wichtungsfunktion können Travin et al. [169] entnommen werden.

Diskretisierung der diffusiven Flüsse

Die Diskretisierung der diffusiven Flüsse erfolgt in dieser Arbeit mit Hilfe eines Zentralfdifferenzenverfahrens zweiter Ordnung. Der Gradient der Transportgröße auf der Kontrollvolumenseite wird dabei anhand der Strömungsgröße und deren Gradienten in den beiden angrenzenden Nachbarzellen berechnet. [149]

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_s \approx (\Phi_1 - \Phi_0) \frac{n_{si}}{n_{si} s_i} + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_{01} - \left(\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_{01} s_i\right) \frac{n_{si}}{n_{si} s_i}. \quad (2.20)$$

Der Gradient $(\partial \Phi / \partial x_i)_{01}$ ist durch den arithmetischen Mittelwert der Rekonstruktionsgradienten in den benachbarten Zellenzentren definiert [149]:

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_{01} = \frac{\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_{r,0} + \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_i}\right)_{r,1}}{2}. \quad (2.21)$$

Approximation der Volumenintegrale

Die Volumenintegrale werden analog zu den Oberflächenintegralen mit der Mittelpunktsregel approximiert. Dabei wird das Integral als Produkt aus dem Wert des Integranden im Kontrollvolumenzentrum 0 und dem Volumen des Kontrollvolumens δV berechnet. Die Mittelpunktsregel hat, wie bereits bei den Oberflächenintegralen angemerkt, einen Interpolationsfehler zweiter Ordnung. [32] Für das Volumenintegral des Quellterms und der lokalen zeitlichen Änderung der Transportgröße ergeben sich somit die folgenden Approximationen [125]:

$$\int_V S_\Phi dV \approx S_{\Phi,0} \delta V, \quad (2.22)$$

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Phi) dV \approx \frac{\partial}{\partial t} (\rho_0 \Phi_0) \delta V. \quad (2.23)$$

Mit der Approximation der Volumenintegrale ist die grundlegende Vorgehensweise zur räumlichen Finite-Volumen-Diskretisierung vollständig beschrieben. Die noch ausstehende Zeitdiskretisierung wird nachfolgenden für inkompressible Strömungen diskutiert.

Zeitliche Diskretisierung

Die räumliche Diskretisierung der instationären Transportgleichung (2.9) im Strömungsgebiet resultiert in ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen, das nur noch Ableitungen der Transportgröße nach der Zeit enthält. Dieses Gleichungssystem besteht aus je einer Differentialgleichung pro Kontrollvolumen, in der die zeitliche Änderung der Transportgröße im jeweiligen Zellzentrum in Abhängigkeit der Transportgröße im eigenen und im Zentrum der Nachbarzellen ausgedrückt ist. Für ein beliebiges Kontrollvolumen kann dieser Zusammenhang durch auflösen der Differentialgleichung nach der partiellen Zeitableitung wie folgt formuliert werden: [125]

$$(2.24) \quad \frac{\partial \Phi_0}{\partial t} = \mathcal{L}(\Phi).$$

Der Operator \mathcal{L} fasst, zur Vereinfachung der Schreibweise, die aus der Ortsdiskretisierung resultierende Gleichung zusammen.

Das Ziel der zeitlichen Diskretisierung besteht darin die partielle Zeitableitung der Transportgröße in Gleichung (2.24) durch einen algebraischen Ausdruck zu approximieren. Prinzipiell können dazu implizite oder explizite Zeitschrittverfahren eingesetzt werden. [125] Da bei expliziten Verfahren die Wahl des Zeitschritts stark durch die Stabilität der Diskretisierungsmethode reglementiert ist wird in dieser Arbeit ein implizites Differenzenschema verwendet [32].

Das einfachste implizite Differenzenschema stellt das Euler-Differenzenverfahren dar. Die zeitliche Ableitung der Transportgröße zum Zeitpunkt t_{n+1} wird hier durch ein Rückwärtsdifferenzenverfahren erster Ordnung approximiert: [125]

$$(2.25) \quad \frac{\partial \Phi_0(t_{n+1})}{\partial t} \approx \frac{\Phi_0(t_{n+1}) - \Phi_0(t_n)}{\delta t} = \mathcal{L}(\Phi(t_{n+1})).$$

Der Ausdruck δt repräsentiert die Zeitschrittweite des Verfahrens.

Mit Hilfe einer quadratische Rückwärtsapproximation kann unter der Bedingung einer konstanten Zeitschrittweite ein implizites Differenzenverfahren zweiter Ordnung entwickelt werden. Dieses Verfahren weist gute Stabilitätseigenschaften und eine hohe Genauigkeit auf und ist wie folgt definiert: [125]

$$(2.26) \quad \frac{\partial \Phi_0(t_{n+1})}{\partial t} \approx \frac{3\Phi_0(t_{n+1}) - 4\Phi_0(t_n) + \Phi_0(t_{n-1}))}{2\delta t} = \mathcal{L}(\Phi(t_{n+1})).$$

2.2.2 Lattice-BGK-Methode

Die Lattice-BGK-Methode stellt ein numerisches Verfahren zur Lösung der diskreten Boltzmann-Gleichung mit modifiziertem BGK-Kollisionsoperator dar (vgl. Unterabschnitt 2.1.1). Sie wurde 1992 von Chen et al. [16] und Qian et al. [115] veröffentlicht, wobei ihre Entwicklung historisch gesehen auf die Lattice-Gas-Methoden zurückzuführen ist. Die Lattice-BGK-Methode ist für die Berechnung kontinuumsnaher Strömungen geeignet und zeichnet sich insbesondere durch eine hohe numerische Effizienz und geometrische Flexibilität aus. [44] In den nachfolgenden Abschnitten wird die grundlegende Vorgehensweise zur Diskretisierung der Lattice-BGK-Methode in Anlehnung an Hänel [44] diskutiert.

Diskretisierung des Phasenraums

Eine Voraussetzung zur Anwendung der Lattice-BGK-Methode auf ein Strömungsproblem besteht in der diskreten Formulierung des sechsdimensionalen Phasenraums [44]. In der vorliegenden Arbeit werden dazu kubische Zellen verwendet, sodass in den kartesischen Raumrichtungen äquidistante Abstände zwischen den einzelnen Knotenpunkten des Gitters vorliegen. Von einem beliebigen Knotenpunkt ausgehend, können sich Moleküle bei dem verwendeten Gittertyp in 18 verschiedene Richtungen bewegen (vgl. Abbildung 2.2). Diese werden im Folgenden durch den Index γ unterschieden. Die Bewegung der Moleküle kann entlang der kartesischen Richtungen ($\gamma = 1, \dots, 6$) oder diagonal zu zwei kartesischen Raumrichtungen ($\gamma = 7, \dots, 18$) erfolgen. [111] Die diskreten Molekülgeschwindigkeiten $v_{i\gamma}$ werden bei der Lattice-BGK-Methode so gewählt, dass sich die Moleküle in einem Zeitschritt gerade von einem Knotenpunkt zum nächsten bewegen. Zur quantitativ korrekten Erfassung des Drucktensors wird außerdem eine Nullgeschwindigkeit ($\gamma = 0$) eingeführt. Jeder diskreten Molekülgeschwindigkeit $v_{i\gamma}$ ist darüber hinaus eine diskrete Geschwindigkeitsverteilungsfunktion $\zeta(v_{i\gamma}) = \zeta_\gamma$ zugeordnet. In der Literatur wird der diskrete Phasenraum auch als Lattice bezeichnet. [44]

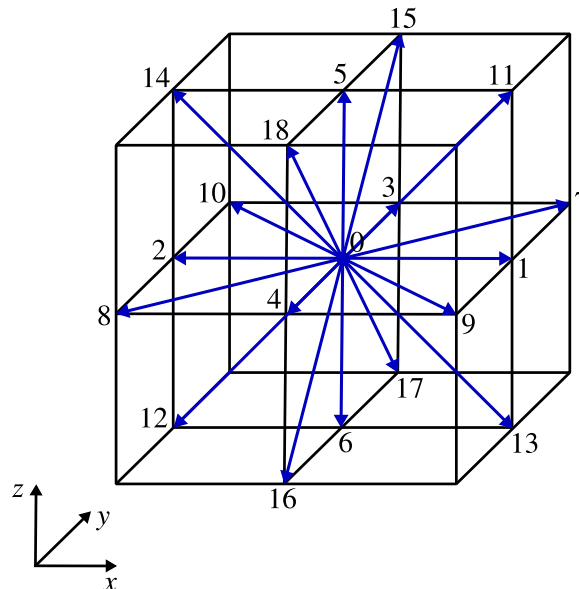


Abbildung 2.2: Diskreter Phasenraum eines kubischen Gitters mit 19 Molekülgeschwindigkeiten (Darstellung in Anlehnung an Hashemi et al. [45]).

Diskretisierung der Boltzmann-Gleichung mit BGK-Modell

Die Diskretisierung der Boltzmann-Gleichung mit BGK-Kollisionsoperator erfolgt im diskreten Phasenraum und wird nachfolgend unter Vernachlässigung der äußeren Kräfte diskutiert. In einem ersten Schritt wird dazu die Ausgangsgleichung in einen Transportschritt und einen Kollisionsschritt unterteilt. [44]

Der Transportschritt repräsentiert die linke Seite der Gleichung und beschreibt die zeitliche Änderung und den konvektiven Transport der Verteilungsfunktion im Ortsraum [44]:

$$(2.27) \quad \frac{\partial \tilde{\zeta}_\gamma}{\partial t} + v_{i\gamma} \frac{\partial \tilde{\zeta}_\gamma}{\partial x_i} = 0.$$

Dabei stellt $\tilde{\zeta}_\gamma$ einen Zwischenwert der Verteilungsfunktion dar. Die charakteristische Lösung dieser hyperbolischen, partiellen Differentialgleichung lautet: [44]

$$(2.28) \quad \tilde{\zeta}_\gamma(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) = \zeta_\gamma(x_i, t).$$

In einem Transportschritt der Zeitschrittweite δt wird also der Wert der Verteilungsfunktion entlang des Geschwindigkeitsvektors $v_{i\gamma}$ von einem Knotenpunkt zu dessen Nachbarn übertragen. [44]

Der Kollisionsschritt hingegen berücksichtigt die lokale Änderung der Verteilungsfunktion infolge von Molekülkollisionen und wird mit Hilfe des BGK-Operators modelliert. Der Wert der Verteilungsfunktion im neuen Zeitschritt, also nach der Kollision, kann anhand der Zwischenwerte $\tilde{\zeta}_\gamma$ berechnet werden. Dazu wird der Geschwindigkeitsverteilungsfunktion der diskrete Kollisionsterm addiert: [44]

$$(2.29) \quad \begin{aligned} \zeta_\gamma(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) &= \tilde{\zeta}_\gamma(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) \\ &+ \frac{\delta t}{\lambda} \left(\tilde{\zeta}_\gamma^{eq}(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) - \tilde{\zeta}_\gamma(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) \right). \end{aligned}$$

Die Funktion $\tilde{\zeta}_\gamma^{eq}$ repräsentiert die Lattice-BGK-Approximation der Maxwellverteilung. Deren ausführliche Herleitung kann Hänel [44] entnommen werden.

Der Transport- und der Kollisionsschritt sind für jede diskrete Molekülgeschwindigkeit $v_{i\gamma}$ bzw. für jede diskrete Verteilungsfunktion ζ_γ an jeden Knotenpunkt des Gitters durchzuführen. Alternativ zu einer separaten Implementierung von Transport- und Kollisionsschritt, können diese durch Lösen der sogenannten Lattice-BGK-Gleichung in einem einzigen Rechenschritt abgearbeitet werden. [44]

Die Lattice-BGK-Gleichung wird durch Einsetzen von Gleichung (2.27) in Gleichung (2.28) erhalten und ist wie folgt definiert [44]:

$$(2.30) \quad \zeta_\gamma(x_i + v_{i\gamma}\delta t, t + \delta t) = \zeta_\gamma(x_i, t) + \frac{\delta t}{\lambda} \left(\tilde{\zeta}_\gamma^{eq}(x_i, t) - \zeta_\gamma(x_i, t) \right).$$

Unabhängig der Implementierung können die makroskopischen Strömungsgrößen nach jedem Zeitschritt anhand der diskreten Geschwindigkeitsverteilungsfunktionen berechnet werden. Analog zu Gleichung (2.3) sind die Dichte der Strömung ρ und der volumenbezogene Impuls des Fluids ρu_i im diskreten Phasenraum definiert als: [44]

$$(2.31) \quad \rho(x_i, t) = \sum_{\gamma=0}^{18} \zeta_\gamma(x_i, t),$$

$$(2.32) \quad \rho u_i(x_i, t) = \sum_{\gamma=0}^{18} v_{i\gamma} \zeta_\gamma(x_i, t).$$

2.3 Ähnlichkeitsgesetze der Strömungsmechanik

Ähnlichkeitsgesetze leisten einen wichtigen Beitrag zum Verständnis strömungsmechanischer Vorgänge. Sie können über Dimensionsanalysen, fraktionelle Analysen, dimensionslose Differentialgleichungen oder Variablentransformationen hergeleitet werden. [148] Ein wesentlicher Bestandteil der Ähnlichkeitsgesetze stellen Ähnlichkeitskennzahlen dar. Diese ermöglichen die Beschreibung eines Strömungsproblems mit Hilfe weniger dimensionsloser Kennzahlen und erlauben dadurch eine Reduzierung der Anzahl an relevanten Parametern. [128]

Die Reynolds-Zahl Re ist nach dem Physiker Osborne Reynolds benannt und kann als das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften bzw. von spezifischer Impulskonvektion zu Impulsdiffusion eines Systems verstanden werden [108].

$$Re = \frac{ul}{\nu}. \quad (2.33)$$

Die Parameter u und l repräsentieren dabei die charakteristische Geschwindigkeit bzw. Länge des Strömungsproblems.

Die Mach-Zahl Ma beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Kompressionskräften und ist als Quotient aus der Strömungsgeschwindigkeit u und der Schallgeschwindigkeit a definiert [161]:

$$Ma = \frac{u}{a}. \quad (2.34)$$

Die Mach-Zahl dient ferner als Maß für die Kompressibilität einer Strömung [71]. In einem Bereich von $0 \leq Ma < 0,3$ können beispielsweise kompressible Fluide in guter Näherung als inkompressibel angesehen werden [128].

Die Strouhal-Zahl Sr ist nach dem Physiker Vincent Strouhal benannt und wird zur Beschreibung instationärer Strömungsablösungen herangezogen [122]. Die dimensionslose Kennzahl stellt das Verhältnis der Zeitskala der periodischen Strömungsbewegungen bei einer Frequenz f zur konvektiven Zeitskala l/u dar [166]:

$$Sr = \frac{fl}{u}. \quad (2.35)$$

Die reduzierte Frequenz f_n ist in Analogie zur Strouhal-Zahl definiert und dient der Charakterisierung der Instationarität der Strömungsanregung [147]:

$$f_n = \frac{\pi fl}{u}. \quad (2.36)$$

2.4 Grundlagen turbulenter Strömungen

Turbulente Strömungen sind durch eine instationäre, dreidimensionale und scheinbar zufällige Bewegung der Fluidteilchen gekennzeichnet. Die Fluktuationsbewegung der Teilchen verstärkt die Diffusion und somit die Vermischung der Strömung. Außerdem haben turbulente Strömungen eine ausgeprägte Selbstähnlichkeit und weisen eine empfindliche Abhängigkeit von den Anfangs- und Randbedingungen auf. [3], [187] Trotz der ungeordneten und schwer vorhersagbaren räumlichen und zeitlichen Struktur turbulenter Strömungen, weisen diese, universelle Eigenschaften auf und können mit Hilfe statistischer Mittel beschrieben werden [64], [187].

2.4.1 Statistische Beschreibung turbulenter Strömungen

Eine wichtige, statistische Kenngröße zur Charakterisierung turbulenter Strömungen stellt der Ensemble- oder Scharmittelwert dar [33]. Dieser ist definiert als ein Mittel über eine hinreichend große Anzahl von Realisierungen N des betrachteten Strömungsvorgangs [74]:

$$(2.37) \quad \langle g \rangle(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N g_n(t).$$

In Gleichung (2.37) repräsentiert die Funktion $g(t)$ ein zeitabhängiges, stochastisches Signal einer turbulenten Strömungsgröße und der Operator $\langle \rangle$ symbolisiert die Mittelwertbildung.

Anhand des Ensemblemittelwerts kann eine Unterscheidung zwischen statistisch stationären und statistisch instationären Signalen bzw. Strömungsvorgängen getroffen werden (vgl. Abbildung 2.3). Ist der Ensemblemittelwert einer Zeitschar zeitabhängig liegt eine statistisch instationäres Signal vor. Im Gegensatz dazu ist der Ensemblemittelwert eines statistisch stationären Signals unabhängig von der Wahl des betrachteten Zeitpunkts. [49] Als quasistationäre Betrachtung bzw. Näherung wird die Beschreibung von statistisch instationären Vorgängen mit Hilfe statistisch stationärer Ansätze oder Methoden bezeichnet.

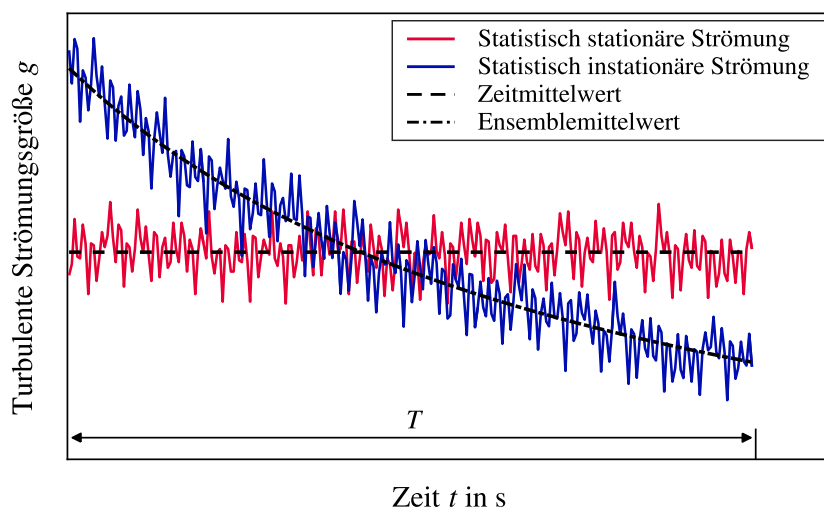


Abbildung 2.3: Zeitmittelung einer statistisch stationären Strömungsgröße und Ensemblemittelung einer statistisch instationären Strömungsgröße (Darstellung in Anlehnung an Ferziger et al. [32]).

Bei einer statistisch stationären Strömung wird anstelle der Ensemblemittelung üblicherweise eine zeitliche Mittelwertbildung durchgeführt. Der vollständige Zeitmittelwert ist definiert als: [37]

$$\langle g \rangle = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) dt. \quad (2.38)$$

Dabei stellt T das Mittelungsintervall dar, welches hinreichend groß gegenüber den längsten Zeitskalen der turbulenten Strömung zu wählen ist [74].

Eine weitere Kenngröße zur Beschreibung turbulenter Strömungen ist durch die Varianz σ^2 gegeben. Diese entspricht der in einem Signal erhalten physikalischen Leistung und ist im allgemeinen Fall einer statistisch instationären Strömung definiert als [134]:

$$\sigma^2(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^N (\langle g_n \rangle(t) - g_n(t))^2. \quad (2.39)$$

Bei statistisch stationären Strömungsvorgänge ist die Varianz zeitunabhängig und kann wie folgt berechnet werden [49]:

$$\sigma^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} (\langle g \rangle - g(t))^2 dt. \quad (2.40)$$

Da für die weiteren Betrachtungen ausschließlich der Schwankungsanteil maßgebend ist wird im Folgenden von mittelwertfreien und statistisch stationären Zeitsignal ausgegangen. Unter diesen Voraussetzungen kann die Autokorrelationsfunktion $r_{g,g}(\tau)$ eingeführt werden. [134] Diese ist ein Maß für die Ähnlichkeit eines Signals $g(t)$ mit sich selbst zu unterschiedlichen Zeitverschiebungen τ [50]:

$$r_{g,g}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t)g(t + \tau) dt. \quad (2.41)$$

Die Autokorrelationsfunktion ist eine gerade Funktion und hat ihr Maximum bei $\tau = 0$, da eine unverschobene Folge mit sich selbst am ähnlichsten ist [134].

Die Kreuzkorrelationsfunktion $r_{g,h}(\tau)$ ist in Analogie zur Autokorrelationsfunktion definiert und kann als ein Maß für die Ähnlichkeit zweier Signale $g(t)$ und $h(t)$ bei unterschiedlichen Zeitverschiebungen τ verstanden werden [124]:

$$r_{g,h}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t)h(t + \tau) dt. \quad (2.42)$$

Zur weiteren Charakterisierung zeitabhängiger, stochastischer Signale werden diese mit Hilfe der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich übertragen. Das dabei berechnete Frequenzspektrum

$G(f)$ beschreibt die Zusammensetzung des Signals aus seinen frequenzabhängigen Bestandteilen und ist wie folgt definiert: [87]

$$(2.43) \quad G(f) = \int_{-\infty}^{\infty} g(t)e^{-j2\pi ft} dt.$$

Durch Fourier-Transformation der Autokorrelationsfunktion kann das Autoleistungsdichtespektrum $S_{g,g}(f)$ eines Signals berechnet werden [65]:

$$(2.44) \quad S_{g,g}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} r_{g,g}(\tau)e^{-j2\pi f\tau} d\tau.$$

Das Autoleistungsdichtespektrum beschreibt die frequenzabhängige Verteilung der in einem Signal enthaltenen Leistung [134]. Somit kann die Leistung eines Signals in einem bestimmten Frequenzbereich durch Integration des Autoleistungsdichtespektrums über diesen Bereich ermittelt werden. Gleichung (2.44) wird auch als Wiener-Chintschin-Theorem bezeichnet. [174]

Das Kreuzleistungsdichtespektrum $S_{g,h}(f)$ ist ein Maß für die frequenzabhängige Korrelation zweier Signale und ist analog zum Autoleistungsdichtespektrum definiert [65]:

$$(2.45) \quad S_{g,h}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} r_{g,h}(\tau)e^{-j2\pi f\tau} d\tau.$$

Beide Leistungsdichtespektren können alternativ zur Faltung im Zeitbereich über eine Multiplikation im Frequenzbereich berechnet werden [65]:

$$(2.46) \quad S_{g,g}(f) = G^*(f)G(f),$$

$$(2.47) \quad S_{g,h}(f) = G^*(f)H(f).$$

Dabei ist $G^*(f)$ die zu $G(f)$ konjugiert komplexe Funktion.

Zur Quantifizierung der statistischen Abhängigkeit zweier Signale kann die Kohärenzfunktion $\gamma_{g,h}^2(f)$ herangezogen werden. Diese ist als das normierte Betragsquadrat des Kreuzleistungsdichtespektrums definiert: [161]

$$(2.48) \quad \gamma_{g,h}^2(f) = \frac{|S_{g,h}(f)|^2}{S_{g,g}(f)S_{h,h}(f)}.$$

Bei vollständiger linearer Abhängigkeit der betrachteten Signale nimmt die Kohärenzfunktion den Wert eins an. Für $\gamma_{g,h}^2(f) = 0$ liegt hingegen eine vollständige Unabhängigkeit der Signale vor, sie gelten als inkohärent. [134]

2.4.2 Turbulentes Energiespektrum

Das Energiespektrum einer turbulenten Strömung $E(\kappa)$ ist qualitative in Abbildung 2.4 dargestellt. Prinzipiell können in dem Diagramm ein Produktions-, ein Trägheits- und ein Dissipationsbereich unterschieden werden [72]. In dem Produktionsbereich (engl.: energy-containing range) wird die turbulent kinetische Energie aus der mittleren Bewegungsenergie der Strömung gewonnen [143]. In diesem Gebiet treten die größten und energiereichen Wirbel L auf [98]. In dem nachfolgenden Trägheitsbereich (engl.: inertial subrange) wird die turbulent kinetische Energie nahezu verlustfrei entlang der Skalen transferiert.

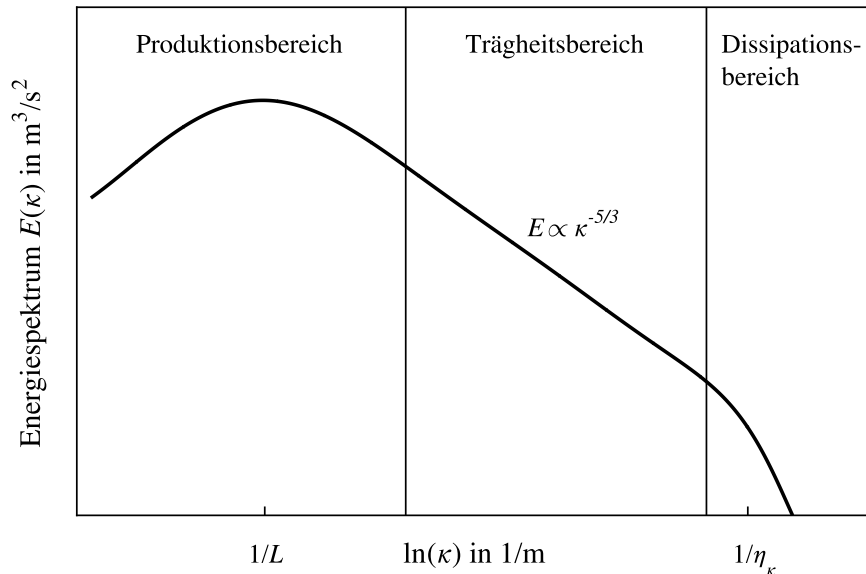


Abbildung 2.4: Energiespektrum einer turbulenten Strömung (Darstellung in Anlehnung an Pope [113] und Kornev [70]).

Der Energieinhalt des Gebiets hängt ausschließlich von der turbulenten Dissipation ε_t und der Wellenzahl κ ab und ist somit unabhängig von der molekularen Viskosität und den großskaligen Strukturen. [70] Dieser Zusammenhang wurde erstmals im Jahre 1941 von Andrei Nikolajewitsch Kolmogorow [69] formuliert:

$$E(\kappa) = C_K \varepsilon_t^{2/3} \kappa^{-5/3}. \quad (2.49)$$

Die universelle Konstante C_K hat nach Tennekes et al. [165] einen Wert von 1,5.

Im Dissipationsbereich (engl.: dissipation range) wird die turbulent kinetische Energie in Wärme dissipiert [72]. In diesem Gebiet treten die kleinsten Strukturen der Strömung, die sogenannten Kolmogorov-Wirbel auf [70]. Diese haben eine universelle Gestalt, die ausschließlich durch die Viskosität und die Dissipation bestimmt wird. Ferner können die charakteristische Länge η_κ , die charakteristische Zeit τ_κ und die charakteristische Geschwindigkeit u_κ der Kolmogorov-Wirbel über Dimensionsanalysen hergeleitet werden: [69]

$$\eta_\kappa \propto \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon_t} \right)^{1/4}, \quad (2.50)$$

$$(2.51) \quad \tau_\kappa \propto \left(\frac{\nu}{\varepsilon_t}\right)^{1/2},$$

$$(2.52) \quad u_\kappa \propto (\nu \varepsilon_t)^{1/4}.$$

Im zeitlichen Mittel wird die turbulente kinetische Energie von großen zu kleinen Skalen transportiert und viskos dissipiert (engl.: forwardscatter). Durch Interaktion der unterschiedlichen Skalen kann die turbulente Energie auch von kleinen zu großen Skalen transferiert werden (engl.: backscatter). Dieser Fall ist jedoch statistisch unwahrscheinlicher. [167]

Die turbulente kinetische Energie einer Strömung K kann als Integral der Energiedichte über die Wellenzahl bestimmt werden [113]:

$$(2.53) \quad K = \int_0^\infty E(\kappa) d\kappa.$$

Ein Maß für die Intensität der Turbulenz bzw. für die turbulenten Störungen einer Strömung stellt der Turbulenzgrad Tu dar. Dieser wird in Abhängigkeit der ungestörten Strömungsgeschwindigkeit u_∞ und der Varianzen der drei Geschwindigkeitskomponenten $\sigma_{u_x}^2$, $\sigma_{u_y}^2$ und $\sigma_{u_z}^2$ berechnet und ist definiert als: [150]

$$(2.54) \quad Tu = \frac{1}{u_\infty} \left(\frac{1}{3} (\sigma_{u_x}^2 + \sigma_{u_y}^2 + \sigma_{u_z}^2) \right)^{\frac{1}{2}}.$$

2.4.3 Universelles Wandgesetz

Eine weitere, wichtige Eigenschaft turbulenter Strömungen besteht in der universellen Gestalt der zeitgemittelten, turbulenten Wandgrenzschicht. Für die turbulente Couette-Strömung kann die dimensionslose Geschwindigkeitsverteilung der Grenzschicht analytisch hergeleitet werden. Dazu wird die Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_{τ_w} eingeführt: [129]

$$(2.55) \quad u_{\tau_w} = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2}.$$

Der Parameter τ_w repräsentiert dabei den Betrag der Wandschubspannung.

Darüber hinaus sind der dimensionslose Wandabstand y^+ und die dimensionslose, wandparallele Geschwindigkeit u^+ definiert als [142]:

$$(2.56) \quad y^+ = d_w \frac{u_{\tau_w}}{\nu},$$

$$(2.57) \quad u^+ = \frac{u}{u_{\tau_w}}.$$

In Abbildung 2.5 ist die zeitgemittelte Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Couette-Strömung dargestellt. Prinzipiell können in dem Diagramm die viskose Unterschicht, der Übergangsbereich und der logarithmische Bereich der Grenzschicht unterschieden werden. In der viskosen Unterschicht, diese reicht von der Wand bis $y^+ = 5$, dominieren die molekularen Schubspannungen. [142] Im Übergangsbereich ($5 < y^+ \leq 70$) klingt der viskose Einfluss der Strömung ab und die turbulenten Schein Spannungen nehmen zu [157]. Im logarithmischen Bereich ($y^+ > 70$) überwiegen die turbulenten Spannungen [156].

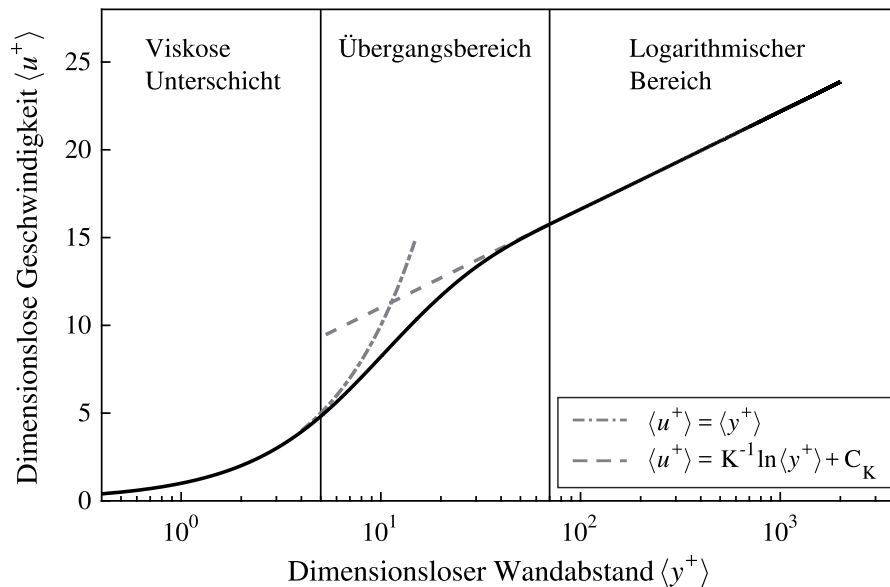


Abbildung 2.5: Zeitgemittelte Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Couette-Strömung (Darstellung in Anlehnung an Spurk [157]).

Mit Hilfe dieser Beobachtungen kann die zeitgemittelte Geschwindigkeitsverteilung der turbulenten Couette-Strömung aus den Bewegungsgleichungen hergeleitet werden. Für die viskose Unterschicht ergibt sich der lineare Zusammenhang: [129]

$$\langle u^+ \rangle = \langle y^+ \rangle. \quad (2.58)$$

Im logarithmischen Bereich gilt [129]:

$$\langle u^+ \rangle = \frac{1}{K} \ln \langle y^+ \rangle + C_K. \quad (2.59)$$

Dabei hat die von-Kármán-Konstante K einen Wert von 0,41 und die Integrationskonstante C_K einen Wert von 5,2 [113].

Da im Übergangsbereich keine analytische Lösung der Geschwindigkeitsverteilung existiert, kann diese ausschließlich durch komplexere, funktionale Zusammenhänge beschrieben werden [129]. Dabei sind unter anderem tangentialstetige Übergänge an den Bereichsgrenzen zu berücksichtigen [117].

2.5 Numerische Simulation turbulenter Strömungen

2.5.1 Turbulente Strömungen in der Kontinuumsmechanik

In dem aktuellen Unterabschnitt werden die Grundlagen zur numerischen Berechnung turbulenter Kontinuumsströmungen erläutert. Zu Beginn wird dazu ein statistisches Simulationsverfahren eingeführt. Anschließend werden die grundlegenden Aspekte skalenauflösender Strategien diskutiert. Der letzte Unterabschnitt beinhaltet eine Beschreibung und Diskussion hybrider, und somit aus den beiden Ansätzen bestehender, Verfahren zur Strömungssimulation.

2.5.1.1 Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Simulation

Die Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Simulation (engl.: Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS) stellt ein statistisches Verfahren zur Beschreibung und Berechnung turbulenter Strömungen dar [158]. Sie basiert auf einem Separationsansatz bei dem die turbulenten Strömungsgrößen als eine Überlagerung aus Mittelwert und turbulenter Schwankungsgröße ausgedrückt werden [63]. Diese Art der Darstellung wurde 1895 durch den britischen Physiker Osborne Reynolds [118] eingeführt und wird deshalb auch als Reynolds-Zerlegung bezeichnet [75]. Die Reynolds-Zerlegung einer allgemeinen, turbulenten Strömungsgröße $\Phi(x_i, t)$ ist definiert als: [43]

$$(2.60) \quad \Phi(x_i, t) = \langle \Phi \rangle(x_i, t) + \Phi'(x_i, t).$$

Das Zeichen ' kennzeichnet dabei den turbulenten Schwankungsterm. Der Operator $\langle \rangle$ symbolisiert die Reynolds-Mittelung, die im Allgemeinen als Ensemblemittelung (vgl. Gleichung(2.37)) interpretiert werden kann [43].

Des Weiteren wird bei einer RANS-Simulation der überwiegende Anteil der turbulent kinetischen Energie einer Strömung modelliert. Ausschließlich die größten turbulenten Strukturen werden bei diesem Verfahren aufgelöst. [37], [142]

Reynolds-gemittelte Erhaltungsgleichungen

Die Grundgleichungen des Verfahrens werden als Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet und basieren auf den in Unterabschnitt 2.1.2 eingeführten Erhaltungsgleichungen der Kontinuumsmechanik. Zur Herleitung der RANS-Gleichungen werden die turbulenten Strömungsgrößen in den Ausgangsgleichungen mit Hilfe der Reynolds-Zerlegung als Summe aus Reynolds-Mittelwert und turbulenter Schwankungsgröße dargestellt. [176] Anschließend erfolgt eine zeitliche Integration der Gleichungen über ein hinreichendes Zeitintervall Δt nach der Vorschrift [1]:

$$(2.61) \quad \langle \Phi \rangle(x_i, t) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \Phi(x_i, t) dt.$$

Bei dieser unvollständigen Zeitmittelwertbildung ist die Integrationszeit Δt klein gegenüber der globalen Zeitskala, jedoch deutlich größer als das turbulente Zeitmaß zu wählen [1].

Für isotherme Strömungsvorgänge dichte- und viskositätskonstanter, newtonscher Fluide resultiert das beschriebene Vorgehen in die nachfolgende Formulierung der instationären RANS-Gleichungen [37]:

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial x_i} = 0, \quad (2.62)$$

$$\frac{\partial \langle u_i \rangle}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\langle u_i \rangle \langle u_j \rangle) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \langle p \rangle}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \langle u_i \rangle}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \tau_{ij}^t}{\partial x_j} + f_i. \quad (2.63)$$

Die RANS-Gleichungen stellen eine exakte Formulierung der ursprünglichen Erhaltungsgleichungen dar, bilanzieren jedoch die Reynolds-Mittelwerte der turbulenten Strömungsgrößen. Darüber hinaus tritt durch die Integration des nichtlinearen Konvektivterms der Impulserhaltungsgleichung der dichtebezogene Reynolds-Spannungstensor $\tau_{ij}^t = \langle u_i' u_j' \rangle$ in Gleichung (2.63) auf. [151] Dieser berücksichtigt den Einfluss der turbulenten Fluktuationen auf die mittleren Strömungsgrößen und beinhaltet sechs unbekannte Korrelationen [85]. Somit ist das hergeleitete Gleichungssystem unterbestimmt. Eine analytische Beschreibung der Reynolds-Spannungen ist jedoch nicht möglich, da bei der Herleitung allgemeingültiger Transportgleichungen stets neue Korrelationen höherer Ordnung auftreten. Diese Problematik ist auch als Schließungsproblem der statistischen Turbulenztheorie bekannt. [43]

Schließungsansätze

Zur Lösung des Schließungsproblems müssen Turbulenzmodelle herangezogen werden, die durch zusätzliche Gleichungen die turbulenten Reynolds-Spannungen mit den mittleren Bewegungsgrößen in Verbindung setzen. Prinzipiell können dazu differentielle Reynolds-Spannungsmodelle (RSM) oder Wirbelviskositätsmodelle verwendet werden. [1]

RSM basieren auf den exakten Transportgleichungen der Reynolds-Spannungen, wobei unbekannte Terme, wie beispielsweise die Korrelationen höherer Ordnung, modelliert werden [43]. RSM bieten den Vorteil, dass sie die Anisotropie turbulenter Strömungen berücksichtigen und somit auch Umverteilungsmechanismen erfassen [176]. Aufgrund der Notwendigkeit zur Lösung von mindestens sechs weiteren Transportgleichungen und der schlechten numerischen Stabilitätseigenschaften finden RSM in technischen Bereichen jedoch kaum Anwendung [151].

Die klassischen Wirbelviskositätsmodelle hingegen basieren auf einem algebraischen Ansatz, bei dem die dichtebezogenen Reynolds-Spannungen anhand des mittleren Verzerrungsgeschwindigkeitentensors $\langle S_{ij} \rangle$ und der Wirbel- bzw. turbulenten Viskosität ν_t berechnet werden [158]. Dieser lineare Zusammenhang wurde 1877 von Joseph Boussinesq [13] eingeführt und wird in der Literatur auch als Wirbelviskositäts- oder Boussinesq-Ansatz bezeichnet [80]. Für Strömungen konstanter Dichte ist dieser definiert als [13]:

$$\tau_{ij}^t - \frac{1}{3} \delta_{ij} \tau_{kk}^t \approx -2\nu_t \langle S_{ij} \rangle. \quad (2.64)$$

Dabei repräsentiert das Symbol δ_{ij} das Kronecker-Delta. Der zweite Summand auf der linken Seite der Gleichung wird benötigt um die Konsistenz im Falle $i = j$ herzustellen. Des Weiteren ist der Verzerrungsgeschwindigkeitentensor S_{ij} definiert als: [70]

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (2.65)$$

Da der Boussinesq-Ansatz die Komponenten des Reynolds-Spannungstensors über eine skalare Größe mit den Verzerrungsgeschwindigkeiten verknüpft, liegt den klassischen Wirbelviskositätsmodellen die Annahme der lokalen Isotropie der Turbulenz zugrunde [105]. Darüber hinaus ist durch die Einführung des Ansatzes die Ermittlung der sechs unbekanntenen Reynolds-Spannungen und somit die Schließung der RANS-Gleichungen auf die Ermittlung der skalaren Wirbelviskosität verlagert. Diese kann prinzipiell unter Zuhilfenahme algebraischer Zusammenhänge oder differentieller Gleichungen bestimmt werden. [43] Dementsprechend kann eine Klassifizierung der Wirbelviskositätsmodelle anhand der hierzu benötigten Anzahl von Turbulenzvariablen bzw. Differentialgleichungen erfolgen [127].

Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell

In dieser Arbeit werden gute Simulationsergebnisse mit einem von Philippe Spalart und Steven Allmaras [152] im Jahre 1992 veröffentlichten Schließungsansatzes erzielt, weshalb dieser in den nachfolgenden Abschnitten diskutiert wird. Bei dem sogenannten Spalart-Allmaras-Modell wird die turbulente Viskosität mit Hilfe einer empirischen Funktion f_{v1} und der modifizierten Wirbelviskosität $\tilde{\nu}$ berechnet [152]:

$$(2.66) \quad \nu_t = f_{v1} \tilde{\nu}.$$

Die nichtlineare Dämpfungsfunktion f_{v1} ist anhand der Konstante $C_{v1} = 7,1$ und dem dimensionslosen Verhältnis aus modifizierter Wirbelviskosität und molekularer Viskosität $\chi = \tilde{\nu}/\nu$ und definiert [152]:

$$(2.67) \quad f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3}.$$

Die modifizierte Wirbelviskosität $\tilde{\nu}$, in der oben aufgeführten Gleichung, stellt eine unbekanntene Turbulenzvariable des Modells dar und muss über eine zusätzliche Transportgleichung ermittelt werden [86]. Aus diesem Grund zählt das Spalart-Allmaras-Modell zu den Eingleichungsmodellen [149].

$$(2.68) \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \tilde{\nu}) = \frac{1 + C_{b2}}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho (\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{C_{b2}}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \rho (\nu + \tilde{\nu}) \frac{\partial^2 \tilde{\nu}}{\partial x_i^2} + P_{\tilde{\nu}} - D_{\tilde{\nu}}.$$

Die beiden ersten Terme auf der rechten Seite der Transportgleichung berücksichtigen die Diffusion der modifizierten Wirbelviskosität und wurden in dieser Form von Spalart et al. [152] vorgeschlagen. Die Modellkonstanten C_{b2} und $\sigma_{\tilde{\nu}}$ hat einen Wert von 0,622 bzw. 2/3 [152].

Der Produktionsterm der modifizierten Wirbelviskosität $P_{\tilde{\nu}}$ wird in dieser Arbeit durch einen abgewandelten Ansatz nach Shur et al. [145] modelliert. Durch diese Formulierung soll u. a. eine verbesserte Abbildung der Stromlinienkrümmung gewährleistet werden [145].

$$(2.69) \quad P_{\tilde{\nu}} = \rho(1 - f_{t2})C_{b1}f_{r1}\tilde{S}\tilde{\nu}.$$

Die Modellkonstante C_{b1} weist dabei einen Wert von 0,1355 auf [145]. Die Definitionen der Funktionen f_{t2} und f_{r1} können Spalart et al. [152] bzw. Shur et al. [145] entnommen werden.

Der Deformationsparameter \tilde{S} in Gleichung (2.69) ist definiert als [149]:

$$\tilde{S} = \hat{S} + \frac{\tilde{\nu}}{K^2 d_w^2} f_{v2}. \quad (2.70)$$

Dabei stellt der Parameter d_w den Wandabstand, K die von-Kármán-Konstante und f_{v2} eine Dämpfungsfunktion dar. Letztere wurde ebenfalls in Spalart et al. [152] veröffentlicht. Die skalare Größe \hat{S} ist als Funktion des Verzerrungsgeschwindigkeiten- und des Wirbelstärketensors definiert und wird in dieser Arbeit nach Dacles-Mariani et al. [22] modelliert.

Die Dissipation der modifizierten Wirbelviskosität $D_{\tilde{\nu}}$ wird in dem Modell anhand des nachfolgenden Zusammenhangs berechnet [152]:

$$D_{\tilde{\nu}} = \rho \left(C_{w1} f_w - \frac{C_{b1}}{K^2} f_{t2} \right) \left(\frac{\tilde{\nu}}{d_w} \right)^2. \quad (2.71)$$

Die Definition der Funktion f_w und des Modellparameters C_{w1} in Gleichung (2.71) können Spalart et al. [152] entnommen werden.

2.5.1.2 Grobstruktursimulation

In der Grobstruktursimulation (engl.: large eddy simulation, LES) werden die turbulenten Skalen einer Strömung in große, aufgelöste Strukturen und kleine, zu modellierende Strukturen unterteilt. Dieser Ansatz ist aufgrund der unterschiedlichen Eigenschaften der beiden Skalenbereiche nahelegend: während die großen Wirbel geometrieabhängig, anisotrop und energiereich sind, haben die kleinen Wirbel einen universellen Charakter, sind isotrop und tragen wenig zur Gesamtenergie bei. [37], [137] Die Grenze zwischen der Grobstruktur (engl.: grid-scale, GS) und der Feinstruktur (engl.: sub-grid-scale, SGS) sollte im Trägheitsbereich des turbulenten Energiespektrums liegen [103].

Die Trennung der Skalenanteile in der LES basiert auf einer räumlichen Filteroperation nach Leonard [81]. Dabei wird jede Strömungsgröße $\Phi(x_i, t)$ in einen gefilterten Grobstrukturanteil $\bar{\Phi}(x_i, t)$ und einen Feinstrukturanteil $\Phi''(x_i, t)$ aufgeteilt [77]:

$$\Phi(x_i, t) = \bar{\Phi}(x_i, t) + \Phi''(x_i, t). \quad (2.72)$$

Die Filterung kann im allgemeinen, homogenen, isotropen Fall durch das Faltungsintegral

$$\bar{\Phi}(x_i, t) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi(x_i - r_i, t) G_F(r_i) dr_i \quad (2.73)$$

beschrieben werden [37]. Die Filterfunktion $G_F(r_i)$ genügt dabei der Eigenschaft [37]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} G_F(r_i) dr_i = 1. \quad (2.74)$$

Dementsprechend ist sichergestellt, dass der Mittelwert erhalten und eine konstante Funktion unverändert bleibt. Für weitere Eigenschaften der Filterfunktionen und prinzipiell verwendbarer Filtertypen in der LES wird auf Fröhlich [37] und Sagaut [123] verwiesen.

Gefilterte Erhaltungsgleichungen

Die LES basiert, wie die RANS-Simulation, auf den Erhaltungsgleichungen der Kontinuumsmechanik (vgl. Unterabschnitt 2.1.2). Durch Anwendung der räumlichen Filteroperation auf die Gleichungen (2.7) und (2.8) resultieren diese in die gefilterten Massen- und Impulserhaltungsgleichungen: [113]

$$(2.75) \quad \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0,$$

$$(2.76) \quad \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial \tau_{ij}^{SGS}}{\partial x_j} + f_i.$$

Die Transportgleichungen der gefilterten Strömungsgrößen sind aufgrund der Formulierung der ursprünglichen Erhaltungsgleichungen auf die Berechnung isothermer Strömungsvorgänge dichte- und viskositätskonstanter, newtonscher Fluide beschränkt [104]. Des Weiteren liegt durch die Filterung des nichtlinearen Konvektivterms der Impulserhaltungsgleichung ein nicht geschlossenes Gleichungssystem vor. Die unbekanntenen Terme in Gleichung (2.76) sind dabei durch den dichtebezogenen Feinstrukturspannungstensor τ_{ij}^{SGS} berücksichtigt. Dieser repräsentiert den Einfluss der nicht aufgelösten Strukturen auf die großskalige Bewegung und muss durch eine angemessene mathematische Beschreibung modelliert werden. [37]

Schließungsansätze

Zur Schließung des gefilterten Gleichungssystems können in der LES strukturelle und funktionale Feinstrukturmodelle herangezogen werden. Aufgrund der einfacheren Beschaffenheit finden heutzutage meist funktionale Modelle Anwendung. [123] Ein Großteil dieser Modelle basiert auf der in Unterabschnitt 2.5.1.1 eingeführten Wirbelviskositätshypothese, die 1963 von Joseph Smagorinsky [163] zur Entwicklung eines Feinstrukturmodells in die LES übertragen wurde [70]. Der Wirbelviskositätsansatz ist dabei analog zu Gleichung (2.64) definiert [37]:

$$(2.77) \quad \tau_{ij}^{SGS} - \frac{1}{3} \delta_{ij} \tau_{kk}^{SGS} \approx -2\nu_{SGS} \bar{S}_{ij}.$$

Der Parameter ν_{SGS} in Gleichung (2.77) wird als Feinstrukturviskosität bezeichnet und der Ausdruck \bar{S}_{ij} stellt den gefilterten Verzerrungsgeschwindigkeitentensor dar [70].

Smagorinsky-Modell

Zur Bestimmung der Feinstrukturviskosität zog Smagorinsky die prandtlsche Mischungsweghypothese heran [70]. Diese modelliert die Wirbelviskosität als Produkt aus dem Quadrat der Mischungsweglänge und einem Geschwindigkeitsgradienten normal zur Wand [184]. In analoger Weise wird die Feinstrukturviskosität bei dem sogenannten Smagorinsky-Modell mit Hilfe einer charakteristischen Länge l_S und des Betrags des gefilterten Verzerrungsgeschwindigkeitentensors ausgedrückt [163]:

$$(2.78) \quad \nu_{SGS} = l_S^2 S.$$

Die Längenskala l_S ist dabei als Funktion der Filterweite Δ und der Smagorinsky-Konstante C_S definiert [70]:

$$l_S = C_S \Delta. \quad (2.79)$$

Der Betrag des Verzerrungsgeschwindigkeitentensors ist gegeben durch [37]:

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}. \quad (2.80)$$

Die Smagorinsky-Konstante in Gleichung (2.79) wurde erstmals von Douglas Lilly [84] analytisch unter Zuhilfenahme einiger vereinfachender Annahmen berechnet ($C_S \approx 1,7$) [70]. Das Smagorinsky-Modell erweist sich jedoch in Regionen hoher Scherraten als zu dissipativ [120]. Aus diesem Grund muss die Feinstrukturviskosität im wandnahen Bereich durch eine Dämpfungsfunktion reduziert werden. Dazu kann beispielsweise die aus der Grenzschichttheorie stammende van-Driest-Dämpfungsfunktion [173] auf das charakteristische Längenmaß angewandt werden: [189]

$$l_S = C_S \Delta (1 - e^{-y^+/A^+}). \quad (2.81)$$

Dabei nimmt die Konstante A^+ einen Wert von 25 an [37].

Eine künstliche Dämpfung der Feinstrukturviskosität ist jedoch nicht optimal, da Feinstrukturmodelle idealerweise ausschließlich von lokalen Strömungsgrößen abhängen. Darüber hinaus kann der optimale Wert der Smagorinsky-Konstante in unterschiedlichen Bereichen komplexer Strömungen variieren. Aus diesen Gründen schlug Massimo Germano 1990 ein dynamisches Vorgehen zur Berechnung eines Smagorinsky-Parameters ($C_S = C_S(x_i, t)$) vor. [37] Dessen Definition und Herleitung kann Germano et al. [40] entnommen werden.

2.5.1.3 Detached-Eddy-Simulation

Die Detached-Eddy-Simulation (engl.: detached-eddy simulation, DES) stellt ein hybrides RANS-LES-Verfahren zur Berechnung turbulenter Strömungen dar. Die konzeptionelle Idee der DES wurde in einer Forschungsgruppe um P. Spalart, M. Shur, M. Strelets und A. Travin entwickelt und erstmals 1997 in Spalart et al. [153] veröffentlicht. [98]

Um dieses Verfahren und die ihm zu Grunde liegende Philosophie näher zu beschreiben soll zunächst eine allgemeine Definition einer DES von A. Travin [168] aus dem Jahre 2000 diskutiert werden:

“A detached-eddy simulation is a three-dimensional unsteady numerical solution using a single turbulence model, which functions as a subgrid-scale model in regions where the grid density is fine enough for a large-eddy simulation, and as a Reynolds-averaged model in regions where it is not.” [168]

Demzufolge hat die Strömungslösung einer DES einen dreidimensionalen, instationären Charakter, der vor Allem auf die Eigenschaften einer LES (vgl. Unterabschnitt 2.5.1.2) zurückzuführen ist. Eine weitere Anforderung an das Verfahren besteht in der Verwendung eines einzelnen Turbulenzmodells im gesamten Strömungsgebiet. Dieses muss somit die Fähigkeit besitzen, einen Wechsel zwischen RANS- und Feinstrukturmodell zu vollziehen. Darüber hinaus ist bei einer DES die Unterscheidung zwischen RANS- und LES-Bereichen an die lokale Gitterauflösung geknüpft. [98]

Die weiteren Betrachtungen zur Detached-Eddy-Simulation werden in Anlehnung an Charles Mocket [98] durchgeführt.

DES97

In einer weiteren Veröffentlichung von Spalart [154] wird die Verwendung von RANS- und LES-Gebieten näher spezifiziert. Demnach soll bei der DES97 (benannt nach dem Erscheinungsjahr 1997 der Urveröffentlichung von Spalart et al. [153]) die gesamte, anliegende Grenzschicht einer Strömung durch ein RANS-Verfahren simuliert werden. Im Gegensatz dazu findet die LES in Bereichen abgelöster Strömung Anwendung. [154] Diese Verwendung ist naheliegend, da RANS-Verfahren einfache Grenzschichtströmungen zuverlässig bei moderatem Aufwand abbilden können. Im Gegensatz dazu weisen sie deutliche Schwächen bei der Vorhersage abgelöster Strömungen auf. Mit einer LES können sowohl wandgebundene als auch abgelösten Strömungen zuverlässig berechnet werden. Jedoch sind die Kosten zur Simulation der aufgelösten turbulenten Strukturen in der Grenzschicht sehr hoch und steigen darüber hinaus mit der Reynolds-Zahl an. Im Gegensatz dazu ist der Rechenaufwand einer LES im wandfernen Bereich überschaubar und weitestgehend unabhängig von der Reynolds-Zahl. [98]

Zur Entwicklung der DES97 zogen Spalart et al. das in Unterabschnitt 2.5.1.1 vorgestellte Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell heran. Eine Unterscheidung zwischen wandnahe RANS-Bereich und abgelöstem LES-Gebiet erfolgt anhand des Wandabstands d_w . Dieser tritt im Zähler des Dissipationsterms der modifizierten Wirbelviskosität auf (vgl. Gleichung (2.71)) und wird durch die DES-Längenskala l_{DES97} ersetzt: [153]

$$(2.82) \quad l_{DES97} = \min(d_w, l_{LES}).$$

Die LES-Längenskala l_{LES} in der Gleichung ist analog zur Smagorinsky-Längenskala (vgl. Gleichung (2.79)) als Produkt aus einer Konstante C_{DES97} und der Filterweite Δ definiert [98]:

$$(2.83) \quad l_{LES} = C_{DES97} \Delta.$$

Die Filterweite wird als lokale Zellgröße interpretiert und als maximaler Abstand eines Zellzentrums zu den Zellzentren der angrenzenden Nachbarzellen berechnet [153].

Im wandnahen Bereich ($d_w < l_{LES}$) entspricht die DES-Längenskala in Gleichung (2.82) dem Wandabstand wodurch das Spalart-Allmaras-Modell in der ursprünglichen RANS-Formulierung arbeitet. Weit weg der Wand ($l_{LES} < d_w$) findet hingegen die LES-Längenskala Anwendung und das Modell fungiert als Feinstrukturmodell. Durch die gewählte Formulierung der LES-Längenskala, skalieren die kleinsten, aufgelösten Strukturen in diesem Gebiet mit der größten Zellauflösung. [98]

Die eingeführte Definition der DES-Längenskala setzt jedoch die Existenz des Wandabstands in dem verwendeten Turbulenzmodell voraus und kann somit nicht auf alle Modelle übertragen werden. Aus diesem Grund entwickelten Travin et al. [168] eine allgemeingültige Formulierung der DES-Längenskala: [98]

$$(2.84) \quad l_{DES97} = \min(l_{RANS}, l_{LES}).$$

Die RANS-Längenskala l_{RANS} wird dabei anhand der Turbulenzvariablen des verwendeten Modells berechnet [98].

Bereits in der ursprünglichen Veröffentlichung der DES97, aber auch in nachfolgenden Publikationen, wurden einige Unzulänglichkeiten des Modells aufgedeckt [98]. So beruht die Definition der DES-Längenskala auf der Annahme, dass die tangentielle Zellgröße in Wandnähe die Grenzschichthöhe deutlich überschreitet. Wird diese Bedingung verletzt erfolgt der Wechsel vom RANS- in das LES-Gebiet und somit die Reduzierung der modellierten Reynolds-Spannungen, innerhalb der Grenzschicht. [153] In der Regel ist jedoch das Rechengitter einer DES nicht fein genug um die turbulenten Strukturen der Grenzschicht aufzulösen [98]. Somit wird die turbulent kinetische Energie der Strömung in diesen Bereichen unterschätzt, was in eine deutliche Unterschätzung der Wandschubspannung resultiert [155]. Dieses Fehlverhalten des Modells kann unter Umständen sogar eine räumliche Verlagerung der Ablöselinie im Vergleich zur RANS-Lösung bedingen [93].

DDES

Um dieser Problematik entgegenzuwirken entwickelten Spalart et al. [155] eine alternative Formulierung der DES-Längenskala. Diese hängt im Gegensatz zur Längenskala der DES97 nicht ausschließlich von geometrischen Parametern ab, sondern beinhaltet Funktionen, die die Strömungslösung berücksichtigen. Somit soll eine strömungsbasierte Identifikation der Grenzschicht ermöglicht und der Wechsel vom RANS- in den LES-Bereich verzögert werden. [98] Aus diesem Grund wird das Verfahren von den Autoren als Delayed-Detached-Eddy-Simulation (DDES) bezeichnet [155].

Die allgemeine Formulierung der DDES-Längenskala l_{DDES} lautet [98]:

$$l_{DDES} = l_{RANS} - f_d \max(0, l_{RANS} - l_{LES}). \quad (2.85)$$

Dabei stellt f_d die Wichtungsfunktion zwischen RANS- und LES-Längenskalar dar und ist wie folgt definiert [155]:

$$f_d = 1 - \tanh[(8r_d)^3]. \quad (2.86)$$

Die Wichtungsfunktion f_d beinhaltet den Grenzschichtsensor r_d und nimmt innerhalb einer turbulenten Grenzschicht den Wert null und außerhalb den Wert eins an. Somit ist die DDES-Längenskala in der Grenzschicht gleich der RANS-Längenskala und außerhalb gleich der LES-Längenskala, was der ursprünglichen Intention einer DES entspricht. [155] Eine Definition und Erläuterung der Funktion r_d kann Spalart et al. [155] entnommen werden.

Der konzeptionelle Ansatz der DES97 und DDES weist jedoch auch Schwächen auf, die u. a. beim Wiederanlegen einer Strömung beobachtet werden können. Die turbulenten Strukturen stromauf der Wiederanlegelinie werden bei einer DDES, wie bereits ausgiebig diskutiert, durch das Gitter aufgelöst. Beim Wiederanlegen der Strömung werden dadurch fluktuierende Anteile in die Grenzschicht eingetragen. Somit können in dem Bereich um die Wiederanlegelinie aufgelöste Strukturen in der anliegenden Grenzschicht verzeichnet werden, was ein unerwünschtes Modellverhalten darstellt. [98]

WMLES

Ein alternatives Konzept eines hybriden RANS-LES-Verfahren stellt die wandmodellerte Grobstruktursimulation (engl.: wall-modelled large-eddy simulation, WMLES) dar. Wie bei der DES97 und der DDES findet bei der WMLES im wandnahen Bereich ein RANS-Verfahren Anwendung. Der Wechsel in das anschließende LES-Gebiet erfolgt bei der WMLES jedoch innerhalb der turbulenten

Wandgrenzschicht. [98] Der Nutzen und die Notwendigkeit dieses Ansatzes wurden bereits im oberen Abschnitt anhand des Wiederanlegens einer turbulenten Strömung verdeutlicht.

Eine allgemeingültige Definition der WMLES-Längenskala l_{WMLES} wurde von Travin et al. [170] und Shur et al. [146] veröffentlicht und lautet:

$$(2.87) \quad l_{WMLES} = f_B(1 + f_e)l_{RANS} + (1 - f_B)l_{LES}.$$

Die Wichtungsfunktion f_B in der Gleichung steuert den Wechsel zwischen RANS- und LES-Längenskala und ist definiert als [146]:

$$(2.88) \quad f_B = \min(2e^{-9\alpha^2}, 1).$$

Die Funktion α wird dabei anhand des Wandabstand d_w und des maximalen Abstands eines Zellzentrums zu den Zellzentren der angrenzenden Nachbarzellen h_{max} berechnet [170]:

$$(2.89) \quad \alpha = 0,25 - \frac{d_w}{h_{max}}.$$

Somit hängt die Wichtungsfunktion f_B ausschließlich von der Gestalt des Rechengitters ab. In wandnahen Gebieten nimmt sie den Wert Eins, in wandfernen Bereichen den Wert null an. Des Weiteren beginnt der durch die Wichtungsfunktion gesteuerte Wechsel zwischen RANS- und LES-Längenskala bei einem Wert von $d_w \approx 0,53h_{max}$ und ist bei $d_w/h_{max} \approx 1$ abgeschlossen (vgl. Abbildung 2.6). [98]

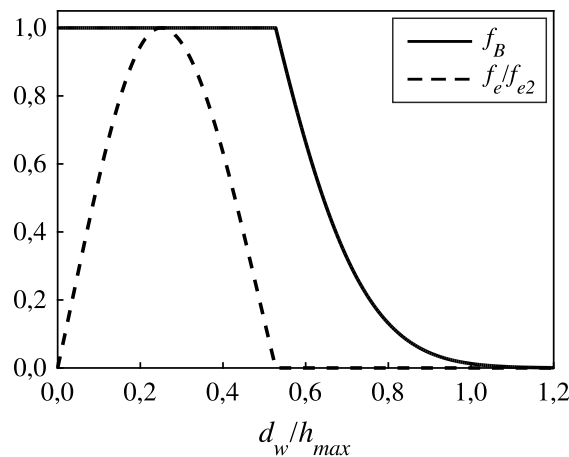


Abbildung 2.6: RANS-LES-Wichtungsfunktion f_B und gitterabhängiger Anteil der Verstärkungsfunktion f_e (entspricht f_e/f_{e2}) in Abhängigkeit des normierten Wandabstands d_w/h_{max} (Darstellung in Anlehnung an Mockett [98]).

Die Funktion f_e in Gleichung (2.87) wurde von Travin et al. [170] entwickelt, um einer ungewollten Reduzierung der modellierten Reynolds-Spannungen nahe des Übergangsbereichs der Verfahren entgegenzuwirken. Sie fungiert als Verstärkungsfunktion der RANS-Längenskala und weist sowohl eine Abhängigkeit von der Gittergestalt als auch der Strömungslösung auf. [170]

$$(2.90) \quad f_e = \max[(f_{e1} - 1), 0]f_{e2}.$$

Die Funktion f_{e1} ist in Anlehnung an die Wichtungsfunktion f_B entwickelt und berücksichtigt die Gestalt des Rechengitters [98]:

$$f_{e1} = 2e^{-C_\alpha \alpha^2}. \quad (2.91)$$

Der Parameter C_α nimmt für $\alpha \geq 0$ einen Wert von 11,09 und für $\alpha < 0$ einen Wert von 9 an. Die Funktion f_{e2} in Gleichung (2.90) ist wie folgt definiert: [170]

$$f_{e2} = 1 - \max(f_t, f_l). \quad (2.92)$$

Die Funktionen f_t und f_l beinhalten die Sensorfunktion r_{dt} und r_{dl} , die in Abhängigkeit der Strömungslösung die viskose Unterschicht bzw. den modellierten Bereich der logarithmischen Grenzschicht identifizieren [98]. Die Definitionen dieser Funktionen und weiterführende Erläuterungen zur WMLES können Travin et al. [170] und Shur et al. [146] entnommen werden.

IDDES

Travin et al. [170] beabsichtigten mit ihrer Veröffentlichung jedoch nicht eine ausschließliche Verwendung der WMLES-Formulierung. Vielmehr bestand das Ziel der Autoren in der Entwicklung einer um die WMLES-Funktionalität erweiterten DDES. [170] Dieser Ansatz wird als Improved-Delayed-Detached-Eddy-Simulation (IDDES) bezeichnet und besitzt die Fähigkeit in Abhängigkeit der Strömungstopologie und Gitterbeschaffenheit einen Wechsel zwischen DDES und WMLES zu vollziehen [146].

Da es den Autoren jedoch nicht gelang die Definitionen der DDES- und WMLES-Längenskala (vgl. Gleichung (2.85) und (2.87)) zu kombinieren schlugen sie alternative Formulierung der DDES-Längenskala \tilde{l}_{DDES} vor [98]:

$$\tilde{l}_{DDES} = \tilde{f}_d l_{RANS} + (1 - \tilde{f}_d) l_{LES}. \quad (2.93)$$

Die Wichtungsfunktionen \tilde{f}_d und f_{dt} sind dabei wie folgt definiert [146]:

$$\tilde{f}_d = \max[(1 - f_{dt}), f_B], \quad (2.94)$$

$$f_{dt} = 1 - \tanh[(8r_{dt})^3]. \quad (2.95)$$

Die modifizierte DDES-Längenskala kann mit der WMLES-Längenskala kombiniert und somit eine allgemeingültige Definition der IDDES-Längenskala l_{IDDES} eingeführt werden [98]:

$$l_{IDDES} = \tilde{f}_d (1 + f_e) l_{RANS} + (1 - \tilde{f}_d) l_{LES}. \quad (2.96)$$

In Bereichen aufgelöster turbulenter Strukturen nimmt die Funktion r_{dt} einen Wert nahe null, und die Funktion f_{dt} somit einen Wert nahe eins an. In diesem Fall entspricht die Funktion \tilde{f}_d der Wichtungsfunktion f_B und die Formulierung der IDDES-Längenskala geht in die Definition der WMLES-Längenskala über. In Gebieten, in denen der größte Anteil der turbulent kinetischen Energie modelliert wird, nimmt die Funktion f_e den Wert null an und die IDDES-Längenskala entspricht der modifizierten DDES-Längenskala. [146]

IDDES-Formulierung des k - ω -SST-Modells

Das k - ω -Shear-Stress-Transport-Modell (SST) wurde 1993 von Menter [91] veröffentlicht und gehört der Gruppe der Wirbelviskositätsmodelle an. Im wandnahen Bereich arbeitet dieses Turbulenzmodell in einer k - ω - und in der freien Außenströmung in einer k - ε -Formulierung. Die Turbulenzvariable k repräsentiert dabei die modellierte turbulente kinetische Energie der Strömung und ε deren Dissipation. Die Turbulenzgröße $\omega = \varepsilon/k$ kann als die charakteristische Frequenz der energietragenden Wirbel interpretiert werden. [142] Die zur Bestimmung der turbulenten Wirbelviskosität benötigten Transportgleichungen des k - ω -SST-Modells sind wie folgt definiert [91]:

$$(2.97) \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \langle u_i \rangle k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho (\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - D_k,$$

$$(2.98) \quad \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \langle u_i \rangle \omega) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\rho (\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} + \frac{\gamma}{\nu_t} P_k - D_\omega. \end{aligned}$$

Der Produktionsterm P_k wird in dieser Arbeit mit Hilfe des Betragsquadrats des Verzerrungsgeschwindigkeitentensors (vgl. Gleichung (2.80)) berechnet [149]:

$$(2.99) \quad P_k = \rho \nu_t \langle S \rangle^2.$$

Die Dissipation der charakteristischen Frequenz der energietragenden Wirbel D_ω in Gleichung (2.98) ist durch den folgenden Zusammenhang gegeben [91]:

$$(2.100) \quad D_\omega = \rho \beta \omega^2.$$

Um den Wechsel zwischen der k - ω - und k - ε -Formulierung der Transportgleichungen zu erläutern, wird zunächst die Funktion F_1 eingeführt [149]:

$$(2.101) \quad F_1 = \tanh \left[\left(\min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09 \omega d_w}, \frac{500 \nu}{\omega d_w^2} \right), \frac{2k}{d_w^2 C_{CD}} \right] \right)^4 \right].$$

Diese dient der Identifikation der Grenzschicht und nimmt in Wandnähe den Wert eins und am oberen Ende der Grenzschicht den Wert null an [91].

Mit Hilfe der Funktion F_1 werden die Parameter des k - ω -SST-Modells als Linearkombination aus k - ω -Modellkonstante (gekennzeichnet mit dem Index 1) und k - ε -Modellkonstante (gekennzeichnet mit dem Index 2) ausgedrückt. Für einen allgemeinen Modellparameter θ wird dieses Vorgehen durch den mathematischen Zusammenhang

$$(2.102) \quad \theta = F_1 \theta_1 + (1 - F_1) \theta_2$$

beschrieben. Somit arbeitet das Modell innerhalb der Wandgrenzschicht mit den k - ω -Konstanten als k - ω -Turbulenzmodell und außerhalb mit den k - ε -Konstanten in der k - ε -Formulierung. [91] Die Werte der Modellkonstanten σ_{k1} , σ_{k2} , $\sigma_{\omega 1}$, $\sigma_{\omega 2}$, γ_1 , γ_2 , β_1 , β_2 und C_{CD} können Menter [92] entnommen werden.

Die turbulente Viskosität wird bei dem Modell anhand der modellierten turbulent kinetischen Energie und einer turbulenten Zeitskala T_k berechnet [149]:

$$\nu_t = kT_k. \quad (2.103)$$

Da Zweigleichungsmodelle erfahrungsgemäß die modellierte turbulent kinetische Energie im Stau- punkt einer Strömung überschätzen, wird in dieser Arbeit eine beschränkte, turbulente Zeitskala eingesetzt [30]:

$$T_k = \min\left(\frac{1}{\max(\omega, \langle S \rangle F_2 / a_1)}, \frac{C_T}{\sqrt{3} \langle S \rangle}\right). \quad (2.104)$$

Dabei hat die Konstante C_T einen Wert von 0,6 [149]. Die Definition der Funktion F_2 und der Wert der Modellkonstante a_1 können Menter [91] entnommen werden.

Um die IDDES-Formulierung in das k - ω -SST-Modell zu integrieren, findet in der Transportgleichung der modellierten turbulent kinetischen Energie (vgl. Gleichung (2.97)) ein modifizierter Dissipationsterm D_k Anwendung [42]:

$$D_k = \frac{\rho k^{3/2}}{l_{IDDES}}. \quad (2.105)$$

Dieser beinhaltet die IDDES-Längenskala l_{IDDES} die in Gleichung (2.96) eingeführt wurde. Die RANS- und LES-Längenskalen sind bei dem k - ω -SST-Modell definiert als [93]:

$$l_{RANS} = \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega}, \quad (2.106)$$

$$l_{LES} = C_{IDDES} \Delta. \quad (2.107)$$

Der Parameter C_{IDDES} wird dabei als Linearkombination aus $C_{IDDES1} = 0,78$ und $C_{IDDES2} = 0,61$ nach Gleichung (2.102) berechnet. Die Konstante β^* in Gleichung (2.106) weist einen Wert von 0,09 auf. [149]

Eine allgemeingültige Definition der LES-Filterweite Δ für die IDDES wurde von Travin et al. [170] eingeführt:

$$\Delta = \min[\max(C_w d_w, C_w h_{max}, h_{min}) h_{max}]. \quad (2.108)$$

Die Gitterparameter h_{max} und h_{min} sind dabei als maximaler bzw. minimaler Abstand eines Zell- zentrums zu den Zellzentren der angrenzenden Nachbarzellen definiert [149]. Die Konstante C_w hat einen Wert von 0,15 [170].

2.5.2 Turbulenzmodellierung in der kinetischen Gastheorie

In der kinetischen Gastheorie wird der Einfluss der nicht aufgelösten turbulenten Strukturen auf die Hauptströmung durch Einführung der effektiven Relaxationszeit des BGK-Kollisionsoperator λ_{eff} (vgl. Gleichung(2.2)) berücksichtigt. Diese verstärkt die modellierte Kollisionsfrequenz der Teilchen und ist als die Summe aus molekularer λ_m und turbulenter Relaxationszeit λ_t definiert: [17]

$$(2.109) \quad \lambda_{eff} = \lambda_m + \lambda_t.$$

Zur Bestimmung der turbulenten Relaxationszeit wird in dieser Arbeit ein k - ε -Renormierungsgruppen-Modell (engl.: renormalization group, RNG) herangezogen. Dieses wurde von 1992 von Yakhot et al. [190] im Rahmen der kontinuumsmechanischen Turbulenzmodellierung eingeführt und von Teixeira [164] in die kinetische Gastheorie übertragen. Die Transportgleichungen des Modells wurden unter Zuhilfenahme der Renormierungsgruppentheorie entwickelt und sind wie folgt definiert [164]:

$$(2.110) \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \langle u_i \rangle k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\rho \nu}{\sigma_{k0}} + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_{kt}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P_k - \rho \varepsilon,$$

$$(2.111) \quad \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \langle u_i \rangle \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\rho \nu}{\sigma_{\varepsilon 0}} + \frac{\rho \nu_t}{\sigma_{\varepsilon t}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k \\ &\quad - \left[C_{\varepsilon 2} + C_v \frac{\eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta_k \eta^3} \right] \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \end{aligned}$$

Der Produktionsterm P_k in den beiden Transportgleichungen wird mit Hilfe des Betragsquadrats des gemittelten Verzerrungsgeschwindigkeitentensors (vgl. Gleichung (2.80)) ausgedrückt [38]:

$$(2.112) \quad P_k = \rho \nu_t \langle S \rangle^2.$$

Die turbulente Viskosität ν_t und die dimensionslose Scherrate η sind definiert als [164]:

$$(2.113) \quad \nu_t = C_v \frac{k^2}{\varepsilon},$$

$$(2.114) \quad \eta = \frac{\langle S \rangle k}{\varepsilon}.$$

Die turbulente Relaxationszeit in Gleichung (2.110) wird schließlich anhand des nachfolgenden Zusammenhangs berechnet [17]:

$$(2.115) \quad \lambda_t = C_v \frac{k^2}{\varepsilon T (1 + \eta^2)^{1/2}}.$$

Die Werte der Modellkonstanten σ_{k0} , σ_{kt} , $\sigma_{\varepsilon 0}$, $\sigma_{\varepsilon t}$, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, C_v und β_k können Teixeira [164] entnommen werden. Der Parameter T repräsentiert die Temperatur.

3 Grundlagen der Fahrzeugaerodynamik und Fahrdynamik

Das dritte Kapitel behandelt die Grundlagen der Fahrzeugaerodynamik und Fahrdynamik. Diese bestehen aus den aerodynamischen Beiwerten sowie aus den zur Beschreibung der Fahrzeugumströmung und -bewegung verwendeten Koordinatensystemen. Des Weiteren werden die Bewegungsgleichungen des linearen Einspurmodells hergeleitet, das strömungsmechanische Übertragungsverhalten von Fahrzeugen bei Anregung durch Seitenwind charakterisiert und der prinzipielle Aufbau von Zweispurmodellen erläutert. Abschließend wird der aktuelle Stand der Technik zur Bewertung und Optimierung des Verhaltens von Pkw bei aerodynamischer Anregung in Fahrzeugquerrichtung diskutiert.

3.1 Fahrzeugaerodynamik

3.1.1 Fahrzeugkoordinatensystem und Luftkraft

Zur Beschreibung der Fahrzeugumströmung wird in dieser Arbeit ein kartesisches, mathematisch rechtshändiges, fahrzeugfestes Koordinatensystem verwendet. Die x -Achse verläuft, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, entlang der Fahrzeuglängsrichtung, die y -Achse entlang der Fahrzeugquerrichtung und die z -Achse entlang der Fahrzeughochrichtung. Der Ursprung des Koordinatensystems befindet sich in der Radaufstandsebene bei halbem Radstand in x -Richtung und halber Spurbreite in y -Richtung.

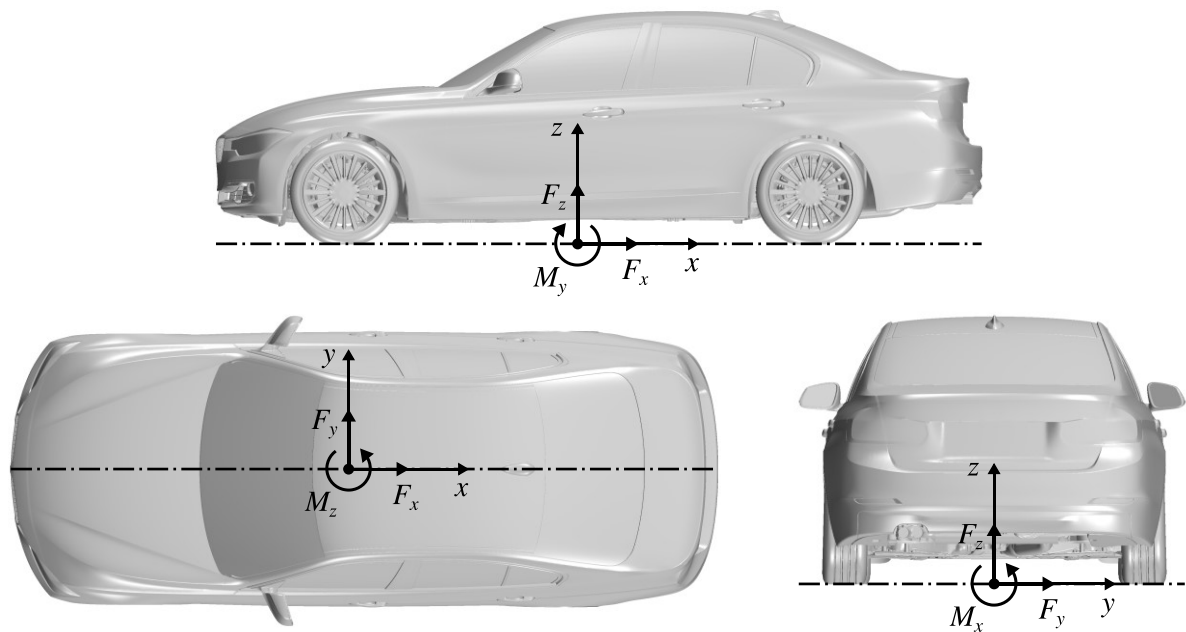


Abbildung 3.1: Aerodynamisches Koordinatensystem, Luftkraft und Versatzmoment an einem Fahrzeug (Darstellung in Anlehnung an Schütz et al. [139]).

Die aus der Fahrzeugum- und -durchströmung resultierende Luftkraft F_i kann als Summe der beiden Flächenintegrale von Druck und tangential gerichteter Wandschubspannung $\tau_{w,i}$ entlang der geschlossenen Oberfläche A berechnet werden: [141]

$$(3.1) \quad F_i = - \int_A p n_i \, dA + \int_A \tau_{w,i} \, dA.$$

In der Fahrzeugaerodynamik wird die Luftkraft üblicherweise in drei achsparallele Komponenten aufgespalten, die als Luftwiderstandskraft F_x , Seitenkraft F_y und Auftriebskraft F_z bezeichnet werden. Durch die im Allgemeinen übliche Verschiebung der Kraftwirkungslinie in den Ursprung des Pkw-Koordinatensystems entsteht des Weiteren ein Versatzmoment M_i . Die Komponenten dieses Momentenvektors werden als Rollmoment M_x , Nickmoment M_y und als Giermoment M_z benannt. [141] Der Momentenbezugspunkt ist in dieser Arbeit somit identisch mit dem Koordinatenursprung.

3.1.2 Strömungsmechanische Beiwerte

Bei statistisch stationären Fahrzeugumströmungen werden die Komponenten der Luftkraft und des Versatzmoments im Allgemeinen durch dimensionslose Beiwerte ausgedrückt [161]. Mit Hilfe dieser Darstellung kann eine versuchsspezifische Abhängigkeit der Anströmbedingungen ausgeschlossen und die Übertragbarkeit von Modellversuchen gewährleistet werden [53], [132]. Eine Voraussetzung für diese Betrachtungsweise ist jedoch, dass die aerodynamische Anregung ausschließlich durch die ungestörte Anströmung erfolgt.

Die Normierung der Luftkraft erfolgt durch die Dichte der Anströmung ρ_∞ , die Fahrzeugstirnfläche A_x und den Betrag der Relativgeschwindigkeit zwischen Fahrzeug und ungestörter Anströmung u_∞ [141].

$$(3.2) \quad c_i = \frac{F_i}{\frac{\rho_\infty}{2} u_\infty^2 A_x}$$

Dabei stellt c_x den Luftwiderstandsbeiwert, c_y den Seitenkraftbeiwert und c_z den Auftriebsbeiwert dar. Zur Normierung des Versatzmoments wird darüber hinaus die charakteristische Länge des Fahrzeugs l , die in dieser Arbeit dem Radstand entspricht, herangezogen. [141]

$$(3.3) \quad c_{mi} = \frac{M_i}{\frac{\rho_\infty}{2} u_\infty^2 A_x l}$$

Die Momentenbeiwerte werden als Rollmomentenbeiwert c_{mx} , Nickmomentenbeiwert c_{my} und Giermomentenbeiwert c_{mz} bezeichnet [53]. Der Seitenkraft- und der Auftriebsbeiwert können mit Hilfe der zugehörigen Momentenbeiwerte auf die Vorder- bzw. Hinterachse des Fahrzeugs (in den jeweiligen Radaufstandsflächen) bezogen werden [141].

$$(3.4) \quad c_{y,v} = \frac{c_y}{2} - c_{mz}, \quad c_{y,h} = \frac{c_y}{2} + c_{mz},$$

$$(3.5) \quad c_{z,v} = \frac{c_z}{2} + c_{my}, \quad c_{z,h} = \frac{c_z}{2} - c_{my}.$$

Um die statischen Drücke ebenfalls unabhängig der Anströmbedingungen darzustellen werden diese als normierte Differenzdrücke ausgedrückt [134]. Die Druckdifferenz wird dabei aus dem lokalen statischen Druck p und dem statischen Druck der ungestörten Anströmung p_∞ gebildet [53].

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{\rho_\infty}{2} u_\infty^2}. \quad (3.6)$$

In analoger Weise zum Druckbeiwert c_p kann der Totaldruckbeiwert c_{pt} mit Hilfe der lokalen Strömungsgeschwindigkeit u und der lokalen Fluidichte ρ eingeführt werden [130].

$$c_{pt} = \frac{p + \frac{\rho}{2} u^2 - p_\infty}{\frac{\rho_\infty}{2} u_\infty^2}. \quad (3.7)$$

3.1.3 Aerodynamisches Übertragungsverhalten von Fahrzeugen

Bei einem Fahrzeug, das sich im globalen Koordinatensystem mit einer Geschwindigkeit $u_{Fzg,i}$ unter Seitenwind der Geschwindigkeit $u_{Wind,i}$ bewegt, muss der Betrag der resultierenden Anströmgeschwindigkeit u_∞ aus vektorieller Addition von Wind- und Fahrzeuggeschwindigkeit berechnet werden [134]. Bei Verlagerung der Betrachtung in das fahrzeugfeste Pkw-Koordinatensystem bleibt die Fahrzeuggeschwindigkeit weiterhin als Relativgeschwindigkeit zwischen Pkw und Luftteilchen erhalten, ist jedoch mit umgekehrter Richtung zu berücksichtigen. In Abbildung 3.2 ist die Anströmbedingung am Fahrzeug im fahrzeugfesten Koordinatensystem für ein über die Höhe kohärentes Windereignis dargestellt.

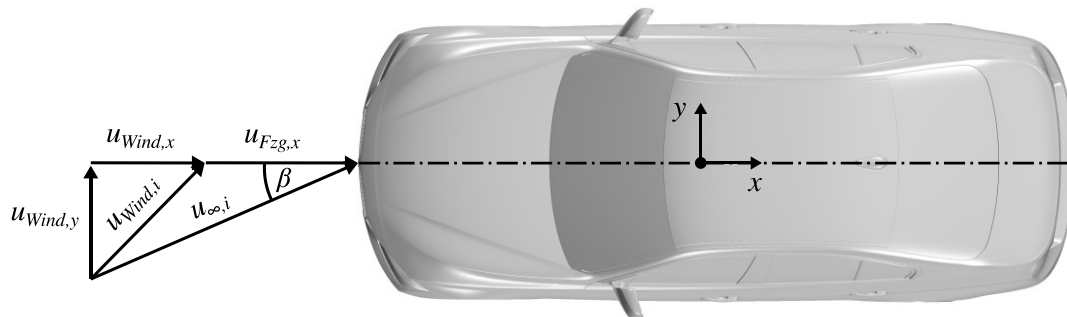


Abbildung 3.2: Resultierende Fahrzeuganströmung bei Seitenwind (Darstellung in Anlehnung an Wagner [177] und Schaible [126]).

Der horizontale Strömungs- bzw. Schiebewinkel β wird durch die resultierende Anströmgeschwindigkeit und die Fahrzeuglängsachse eingeschlossen und ist definiert als [161]:

$$\beta = \arctan\left(\frac{u_{Wind,y}}{u_{Fzg,x} + u_{Wind,x}}\right). \quad (3.8)$$

Bei zeitlich veränderlichen Anströmbedingungen, wie diese beispielsweise bei Straßenfahrten unter böigem Wind auftreten, sind die am Fahrzeug angreifende Luftkraft und somit auch der Strömungswinkel zeitabhängig. Zur Charakterisierung des aerodynamischen Verhaltens von Fahrzeugen unter

statistisch instationären Windlasten haben Baker [4] und darauf aufbauend Schröck [134], in Anlehnung an Davenport [24], die aerodynamische Admittanzfunktion eingeführt. Deren Herleitung wird nachfolgend in Anlehnung an Schröck [134] und aus Gründen der Übersichtlichkeit ausschließlich für die Admittanzfunktion der Seitenkraft durchgeführt. Ausgangspunkt der Betrachtung ist die Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Seitenkraft durch die statistisch stationären Proportionalitätsfaktoren und die Anströmgeschwindigkeit. [134] Letztere ist in dieser Formulierung ebenfalls als Funktion der Zeit berücksichtigt. [4]

$$(3.9) \quad F_y(t) = \frac{1}{2} \rho A_x c_y(\beta) u_\infty^2(t).$$

Die in Gleichung (3.9) angewendete Übertragung eines statistisch stationären Ansatzes auf einen statistisch instationären Vorgang wird auch als quasistationäre Betrachtungsweise bezeichnet [134]. Die Gültigkeit dieser Übertragung ist jedoch streng genommen auf sehr niederfrequente Windereignisse beschränkt, bei denen sich zu jedem Zeitpunkt ein zum statistisch stationären Zustand vergleichbares Strömungsfeld ausbilden kann. [134], [135]

Für kleine Änderungen darf die Abhängigkeit des Seitenkraftbeiwerts vom Schiebewinkel durch eine Taylor-Reihenentwicklung approximiert werden. [134]

$$(3.10) \quad c_y(\beta) = \frac{dc_y}{d\beta} \beta.$$

Gleichung (3.10) liegen die Annahmen zu Grunde, dass der Seitenkraftbeiwert bei gerade angeströmtem Fahrzeug null ist und dass Terme höherer Ordnung bei der Reihenentwicklung vernachlässigt werden können [134].

Durch einsetzen der Gleichung (3.10) in Gleichung (3.9) und Division der erhaltenen Gleichung durch den Term $\frac{\rho}{2} A_x u_\infty^2$ kann der Zeitverlauf des Seitenkraftbeiwerts in Abhängigkeit des Strömungswinkels dargestellt werden [134].

$$(3.11) \quad c_y(t) = \frac{dc_y}{d\beta} \beta(t).$$

Der Quotient $dc_y/d\beta$ wird als statistisch stationärer Gradienten des Seitenkraftbeiwertes bezeichnet. Eine Transformation von Gleichung (3.11) in den Frequenzbereich und die anschließende Bildung der Autoleistungsdichtespektren nach Gleichung (2.46) führt auf den Zusammenhang: [134]

$$(3.12) \quad S_{c_y, c_y}(f) = \left(\frac{dc_y}{d\beta} \right)^2 S_{\beta, \beta}(f).$$

In dieser Darstellung ist das Autoleistungsdichtespektrum des Seitenkraftbeiwertes $S_{c_y, c_y}(f)$ über den frequenzunabhängigen, statistisch stationären Gradienten mit dem Autoleistungsdichtespektrum der Windanregung $S_{\beta, \beta}(f)$ verknüpft [134]. Dies ist eine idealisierte, quasistationäre Abbildung, bei der Effekte wie Dämpfung oder Phasenunterschiede zwischen Windanregung und Fahrzeugreaktion nicht berücksichtigt werden können [4], [134]. Aus diesem Grund führten Davenport [24] und Baker [4] die aerodynamische Verstärkungs- oder Korrekturfunktion $X_{c_y, \beta}(f)$, die Admittanz ein [134].

$$S_{c_y, c_y}(f) = X_{c_y, \beta}^2(f) \left(\frac{dc_y}{d\beta} \right)^2 S_{\beta, \beta}(f). \quad (3.13)$$

Die Admittanzfunktion stellt eine Übertragungsfunktion zwischen dem instationären Kraftspektrum und dem Kraftspektrum bei quasistationärer Betrachtung dar [132]. Sie beschreibt somit die frequenzabhängige Effektivität, mit der die Fluktuationen der Windanregung in Kraftschwankungen am Fahrzeug umgesetzt werden [18].

Durch umstellen von Gleichung (3.13) nach der Admittanzfunktion ergibt sich der Zusammenhang [134]:

$$X_{c_y, \beta}(f) = \sqrt{\frac{S_{c_y, c_y}(f)}{\left(\frac{dc_y}{d\beta} \right)^2 S_{\beta, \beta}(f)}}. \quad (3.14)$$

Analog zur Admittanzfunktion des Seitenkraftbeiwerts $X_{c_y, \beta}(f)$, kann die Admittanzfunktion des Giermomentenbeiwerts $X_{c_{mz}, \beta}(f)$ hergeleitet werden. Diese ist definiert als: [134]

$$X_{c_{mz}, \beta}(f) = \sqrt{\frac{S_{c_{mz}, c_{mz}}(f)}{\left(\frac{dc_{mz}}{d\beta} \right)^2 S_{\beta, \beta}(f)}}. \quad (3.15)$$

Des Weiteren besteht nach Schröck [134] die Möglichkeit die Admittanzfunktionen über einen Ansatz der linearen Systemtheorie darzustellen. Dabei wird die aerodynamische Admittanz, wie in Abbildung 3.3 veranschaulicht, über eine Ein-/Ausgangsbeziehung zwischen Windanregung und Fahrzeugreaktion definiert. Folglich können die Admittanzfunktionen als Übertragungsfunktionen im systemtheoretischen Sinne verstanden werden. [134]

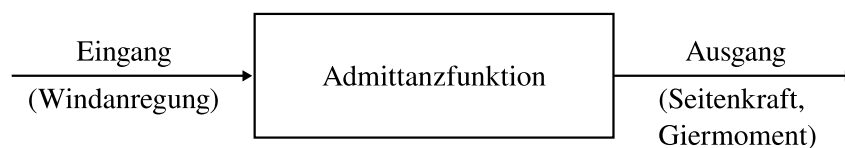


Abbildung 3.3: Fahrzeug definiert als Ein-/Ausgangssystem (Darstellung in Anlehnung an Schröck [134]).

Die Gültigkeit des Systems muss anhand der in Unterabschnitt 2.4.1 eingeführten Kohärenzfunktion überprüft werden [134]. Bei einem idealen, linearen Übertragungsverhalten ($\gamma_{g,h}^2(f) = 1$) können die jeweiligen Admittanzfunktionen uneingeschränkt zur Charakterisierung des instationären aerodynamischen Systemverhaltens herangezogen werden. Nimmt die Kohärenzfunktion hingegen Werte deutlich kleiner eins an, deutet dies auf ein gestörtes Systemverhalten hin. [135] Ursache hierfür kann beispielsweise unkorreliertes Messrauschen, ein nichtlineares Übertragungsverhalten oder eine fehlerhafte Identifikation der Ein- und Ausgangsbeziehungen sein [6], [134]. Die Admittanzfunktionen des Systems sind in diesem Fall gleichermaßen fehlerbehaftet [134].

Zum Abschluss des Unterabschnitts soll eine Grenzwertbetrachtung für die Admittanzfunktionen durchgeführt werden. Bei sehr niederfrequenten Windanregung ($f \rightarrow 0$) finden Änderungen in der

Anströmung ausgesprochen langsam statt, sodass die Strömung ein zum statistisch stationären Zustand vergleichbares Strömungsfeld ausbilden kann [134], [135]. Für die Admittanzfunktionen gilt somit: [134]

$$\lim_{f \rightarrow 0} X(f) \rightarrow 1.$$

Bei hochfrequente Windanregung sind die Längenskalen der Anströmung klein im Vergleich zur geometrischen Abmessung des Fahrzeugs. Der Einfluss der Skalen auf die Fahrzeuganregung ist somit gering und nimmt mit weiter steigender Frequenz sukzessiv ab: [166]

$$\lim_{f \rightarrow \infty} X(f) \rightarrow 0.$$

3.2 Fahrdynamik

3.2.1 Fahrzeugkoordinatensystem

Für die fahrdynamischen Betrachtungen wird ein kartesisches und mathematisch rechtshändiges Koordinatensystem eingeführt, dessen Ursprung im Fahrzeugschwerpunkt P liegt. Die x -Achse weist, wie in Abbildung 3.4 dargestellt, in Fahrzeuglängsrichtung, die y -Achse in Fahrzeugquer-richtung und die z -Achse in Fahrzeughochrichtung. Die Fortbewegung des Pkw wird üblicherweise auf ein Inertialsystem bezogen und als relative Positionsänderung des Fahrzeugschwerpunkts und zeitliche Änderung der Orientierung der Hauptachsen beschrieben [58], [172]. Die translatorischen Bewegungen entlang der Koordinatenachsen werden als Längs-, Quer- und Hubbewegung bezeichnet [116]. Rotationen um die Fahrzeugachsen werden durch den Wankwinkel φ , den Nickwinkel ϑ und den Gierwinkel ψ bzw. durch deren Winkelgeschwindigkeiten ($\dot{\varphi}$, $\dot{\vartheta}$ und $\dot{\psi}$) charakterisiert [172].

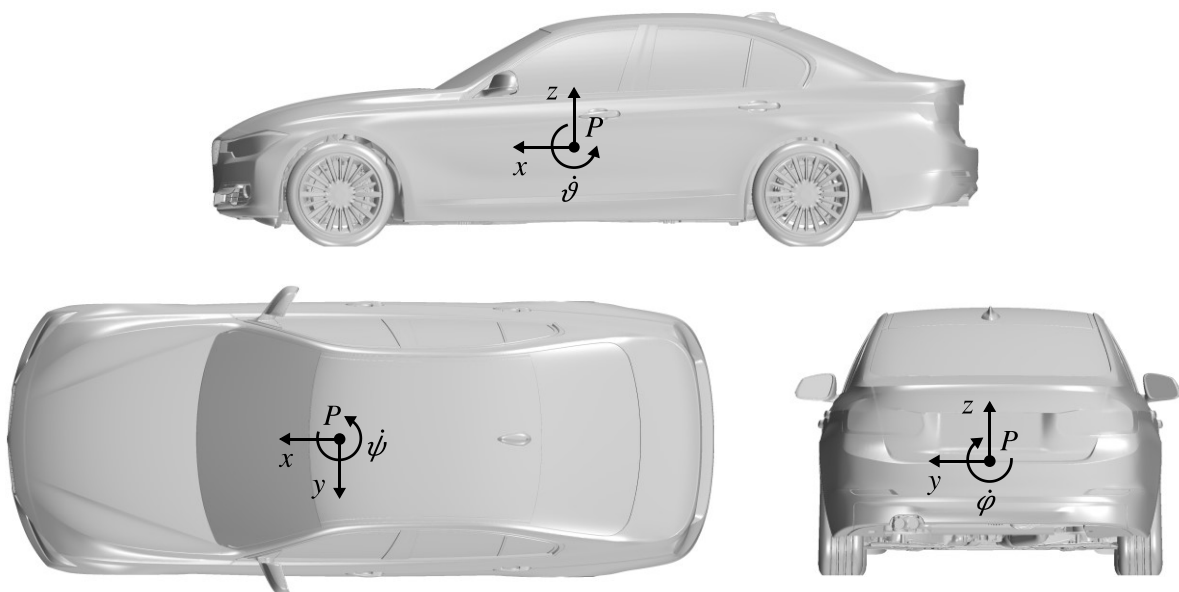


Abbildung 3.4: Fahrdynamisches Koordinatensystem und Bewegungsgrößen an einem Fahrzeug (Darstellung in Anlehnung an Mitschke et al. [96] und Heißing [51]).

3.2.2 Lineares Einspurmodell

Das lineare Einspurmodell ist ein vereinfachtes Fahrzeugmodell zur Beschreibung der Kraftfahrzeugquerdynamik und wurde 1940 von Riekert et al. [119] entwickelt. Bei diesem Modell werden die beiden Räder einer Achse zu einem Rad zusammengefasst und die gesamte Fahrzeugmasse in einem Schwerpunkt auf der Fahrzeuginnensachse konzentriert. Ferner wird der Schwerpunkt auf die Fahrbahnebene projiziert und das Wankverhalten des Fahrzeugs vernachlässigt. [54] Die Kinematik und Elastokinematik der Achsen wird über die Modellparameter der Reifen berücksichtigt, wobei ein lineares Reifenverhalten angenommen wird. Darüber hinaus setzt das Modell eine ebene Bewegung des Fahrzeugs voraus und behandelt dieses als ideal starren Körper. [185]

Zur Herleitung der Bewegungsgleichungen sind in Abbildung 3.5 die kinematischen Beziehungen des Einspurmodells dargestellt. Der Schwerpunkt des Fahrzeugs P bewegt sich mit der Geschwindigkeit $u_{Fzg,i}$ um den Momentanpol M [54]. Der Winkel β_S zwischen dem Geschwindigkeitsvektor und der Fahrzeuginnensachse wird Schwimmwinkel genannt [96]. An der Vorder- und Hinterachse werden die Geschwindigkeiten um den Momentanpol durch die Vektoren $u_{v,i}$ und $u_{h,i}$ beschrieben. Deren Orientierung zur jeweiligen Reifenlängsachse ist durch die Schräglagewinkel α_v und α_h gegeben. [54] Die Längen l_v und l_h bemessen den Abstand des Schwerpunkts zur Hinter- bzw. Vorderachse des Fahrzeugs [116]. Die Parameter r_S und δ_v charakterisieren den Krümmungsradius der Bahnkurve und den Einschlagwinkel der Vorderräder [96].

Darüber hinaus sind in Abbildung 3.5 die am Einspurmodell auftretenden Kräfte und Momente eingetragen. An der Vorder- und Hinterachse werden die Umfangs- und Seitenkräfte der Reifen durch die Vektoren $F_{u,v}$, $F_{u,h}$, $F_{s,v}$ und $F_{s,h}$ berücksichtigt. Die aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten (F_x , F_y und M_z) greifen an dem in Unterabschnitt 3.1.1 eingeführten Momentenbezugspunkt an. Dessen Abstand zum Fahrzeugschwerpunkt ist durch die Länge e_{SK} bemessen. Mit Hilfe der Fahrzeugmasse m_{Fzg} können die am Schwerpunkt wirkende Zentripetalkraft bestimmt und die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells aufgestellt werden. [96]

Aus der Kräftebilanz in Fahrzeuginnensachse ergibt sich [96]:

$$m_{Fzg} \frac{u_{Fzg}^2}{r_S} \sin \beta_S - m_{Fzg} \dot{u}_{Fzg} \cos \beta_S - F_x + F_{u,h} + F_{u,v} \cos \delta_v - F_{s,v} \sin \delta_v = 0. \quad (3.16)$$

In Fahrzeugquerrichtung resultiert das Kräftegleichgewicht in [96]:

$$m_{Fzg} \frac{u_{Fzg}^2}{r_S} \cos \beta_S + m_{Fzg} \dot{u}_{Fzg} \sin \beta_S + F_y - F_{s,h} - F_{u,v} \sin \delta_v - F_{s,v} \cos \delta_v = 0. \quad (3.17)$$

Die Momentenbilanz um den Fahrzeugschwerpunkt lautet [96]:

$$I_z \ddot{\psi} - F_y e_{SK} - M_z + F_{s,h} l_h - (F_{u,v} \sin \delta_v + F_{s,v} \cos \delta_v) l_v = 0. \quad (3.18)$$

In Gleichung (3.18) stellt I_z das Trägheitsmoment um die Fahrzeughochachse dar [96].

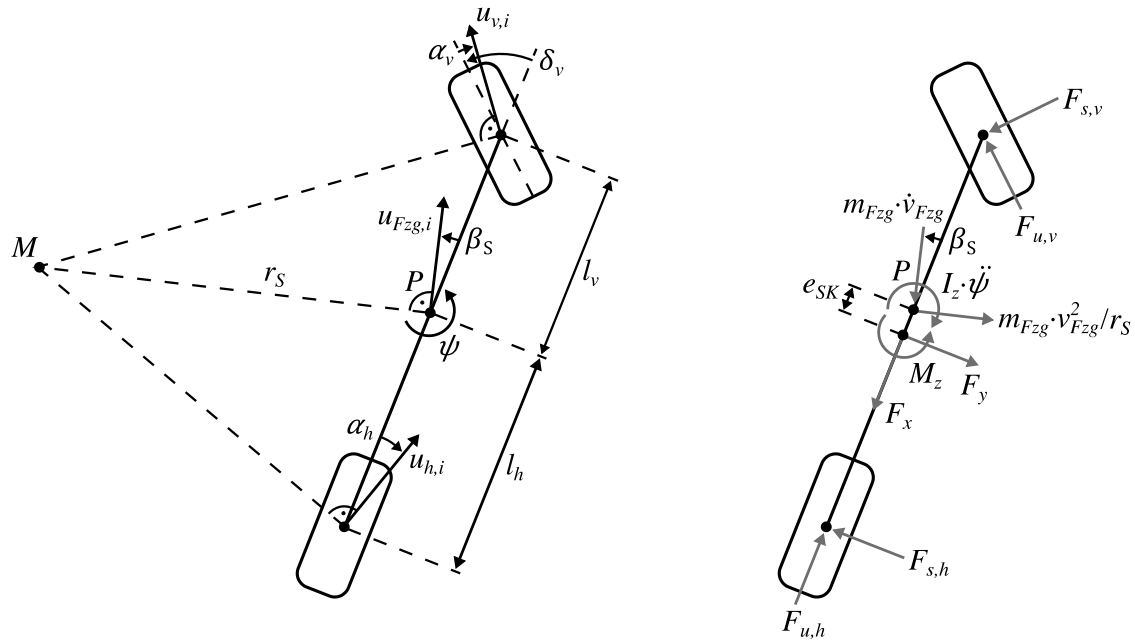


Abbildung 3.5: Kinematische Beziehungen (links) und Kräfte und Momente (rechts) an einem Einspurmodell (Darstellung in Anlehnung an Mitschke et al. [96]).

Ferner werden bei dem linearen Einspurmodell die Seitenführungskraft des Vorder- und des Hinterrads $F_{s,v}$ und $F_{s,h}$ über den jeweiligen Schräglaufwinkel und die Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha v}$ bzw. $c_{\alpha h}$ modelliert [54]:

$$(3.19) \quad F_{s,v} = c_{\alpha v} \alpha_v,$$

$$(3.20) \quad F_{s,h} = c_{\alpha h} \alpha_h.$$

Die Schräglaufwinkel der Räder α_v und α_h können, unter Zuhilfenahme der getroffenen Modellannahmen, aus den kinematischen Beziehungen des Fahrzeugs ermittelt werden [96]:

$$(3.21) \quad \alpha_v = -\beta_S + \delta_v - l_v \frac{\dot{\psi}}{u_{Fzg}},$$

$$(3.22) \quad \alpha_h = -\beta_S + l_h \frac{\dot{\psi}}{u_{Fzg}}.$$

Die Gesamtseitensteifigkeit der Vorderachse $c'_{\alpha v}$ wird als Hintereinanderschaltung der Reifensteifigkeit $c_{\alpha v}$ und dem Verhältnis aus Lenkungssteifigkeit C_L zur Gesamtnachlaufstrecke der Vorderachse n_v ausgedrückt [96]:

$$(3.23) \quad \frac{1}{c'_{\alpha v}} = \frac{1}{c_{\alpha v}} + \frac{n_v}{C_L}.$$

Der Krümmungsradius der Bahnkurve kann durch die Fahrzeuggeschwindigkeit, die Gierrate und die zeitliche Änderung des Schwimmwinkels beschrieben und der nachfolgende Zusammenhang für die Zentripetalbeschleunigung aufgestellt werden [96]:

$$\frac{u_{Fzg}^2}{r_S} = u_{Fzg}(\dot{\beta}_S + \dot{\psi}). \quad (3.24)$$

Bei konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit reduzieren sich die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells auf das Kräftegleichgewicht in Fahrzeugquerrichtung (Gleichung (3.17)) und die Momentenbilanz um den Schwerpunkt (Gleichung (3.18)). Unter der Annahme kleiner Winkeländerungen und Einführung der Gleichungen (3.19) bis (3.24) lauten diese: [96]

$$m_{Fzg}u_{Fzg}\dot{\beta}_S + (c_{\alpha h} + c'_{\alpha v})\beta_S + [m_{Fzg}u_{Fzg}^2 - (c_{\alpha h}l_h - c'_{\alpha v}l_v)]\frac{\dot{\psi}}{u_{Fzg}} = c'_{\alpha v}\delta_L^* - F_y, \quad (3.25)$$

$$I_z\ddot{\psi} + (c_{\alpha h}l_h^2 + c'_{\alpha v}l_v^2)\frac{\dot{\psi}}{u_{Fzg}} - (c_{\alpha h}l_h - c'_{\alpha v}l_v)\beta_S = c'_{\alpha v}l_v\delta_L^* + F_y e_{SK} + M_z. \quad (3.26)$$

In Gleichung (3.26) repräsentiert δ_L^* den Winkel des Lenkstockhebels. Dieser ist als Quotient aus dem Lenkradeinschlagwinkel und der Lenkübersetzung des Lenkgetriebes und des Lenkgestänges definiert. [96] Die aufgeführten Bewegungsgleichungen ermöglichen eine Berechnung der Fahrzeugreaktion bei einer Anregung durch Lenkwinkelvorgabe oder durch Luftkräfte [54]. Aufgrund der getroffenen Modellannahmen sind die Gleichungen auf Anwendungen mit Querbeschleunigungen von bis zu von $\pm 4 \text{ m/s}^2$ beschränkt [131]. Weiterführende Erläuterungen zum linearen Einspurmodell und zur Herleitung der Bewegungsgleichungen können Mitschke et al. [96] entnommen werden.

3.2.3 Zweispurmodelle

Zweispurmodelle sind eine Weiterentwicklung der Einspurmodelle und bestehen üblicherweise aus einem Fahrzeugaufbau und vier Radträgern mit Rädern. Die fünf Einzelmassen werden jeweils als ideal starr angenommen. Zweispurmodelle können bis zu 20 Freiheitsgrade aufweisen, wovon sechs die räumliche Bewegung des gefederten Fahrzeugaufbaus ermöglichen. [172] Im Allgemeinen besitzt jedes Rad einen translatorischen und einen rotatorischen Freiheitsgrad zur Abbildung der Kinematik und einen weiteren, rotatorischen Freiheitsgrad zur Realisierung des Antriebs [131]. Ferner beansprucht die Lenkung einen Freiheitsgrad an der Vorderachse und bei Allradlenkung einen weiteren an der Hinterachse des Fahrzeugs [54]. Abhängig von Fahrwerk und Anwendungsfall können Zweispurmodelle auch eine geringere Anzahl an Freiheitsgraden aufweisen [172]. Zur Veranschaulichung des Modellansatzes sind in Abbildung 3.6 die Freiheitsgrade eines vorderachslenkenden Fahrzeugs ohne Radaufhängungskinematik dargestellt.

Da Zweispurmodelle alle Radeinheiten abbilden, ermöglichen sie die Berechnung unterschiedlicher Radlenkwinkel, Raddrehzahlen und -momente, wie sie beispielsweise bei einer Kurvenfahrt zwischen dem inneren und äußeren Rad vorliegen. Durch die Abbildung des Feder- und Dämpfersystems und die realitätsnahe Positionierung des Fahrzeugschwerpunkts können fahrdynamisch bedingte Hub-, Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugs erfasst und die daraus resultierende Radlastveränderung berechnet werden. [121] Darüber hinaus kann die aerodynamische Anregung eines Fahrzeugs durch das Aufprägen der entsprechenden Kraft- und Momentenverläufe am aerodynamischen Bezugspunkt berücksichtigt werden [54]. Sekundäreffekte der Radaufhängung, wie beispielsweise Radsturzänderungen und vom Fahrer nicht verursachte Radeinschläge werden bei Zweispurmodellen ebenfalls abgebildet [96].

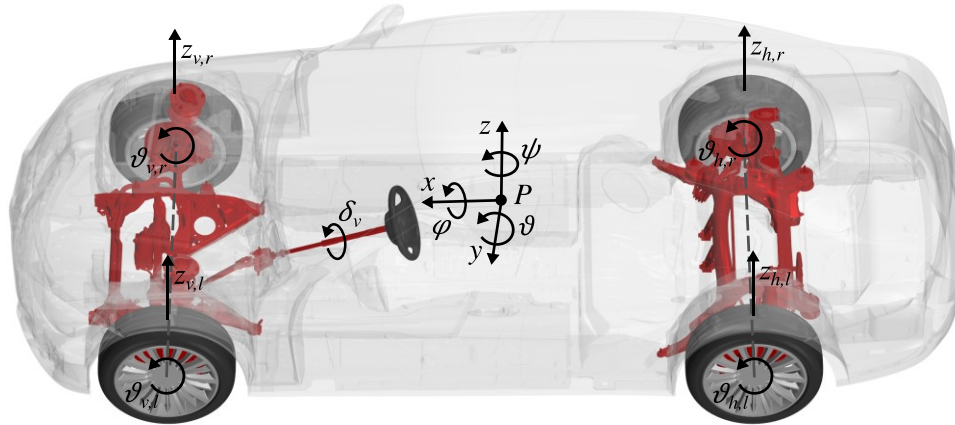


Abbildung 3.6: Freiheitsgrade eines vorderachslenkenden Zweispurmodells ohne Radaufhängungskinetik (Darstellung in Anlehnung an Schramm et al. [131] und Huemer [54])

Weitere Vorteile der Methode bestehen in einer kurzen Simulationsdauer und in einem geringen Parametrisierungsaufwand von Fahrzeugen [54]. Die Modellierung des Reifenverhaltens erfolgt bei Zweispurmodellen üblicherweise mit Hilfe nichtlinearer Ansätze wie beispielsweise dem HSRI- [29] oder dem Pacejka-Reifenmodell [107]. Die Kinematik und Elastokinematik des Fahrwerks, wie beispielsweise die lastabhängige Änderung der Sturz- und Spurwinkel der Reifen, wird über Kennfelder abgebildet. Diese können aus Mehrkörpersimulationen abgeleitet, oder durch die Vermessung realer Fahrzeuge an sogenannten Kinematics-&-Compliance-Prüfständen ermittelt werden. Die Modelle und Kennfelder werden direkt in die Bewegungsgleichungen des jeweiligen Zweispurmodells integriert. [54] Aufgrund der hohen Komplexität wird in dieser Arbeit auf eine Herleitung und Diskussion der Gleichungen verzichtet. Für vereinfachte Modellbildungen kann jedoch auf Mitschek et al. [96] und Schramm et al. [131] verwiesen werden.

3.3 Methodiken zur Untersuchung des Seitenwindverhaltens von Pkw

In dem vorliegenden Abschnitt ist der aktuelle Stand der Technik zur Bewertung und Optimierung des Seitenwindverhaltens von Pkw zusammengefasst. Wie in der gesamten Arbeit, wird dabei das Wort Simulation als Synonym für numerische Simulation verwendet. Eine Abgrenzung zu Untersuchungen an Prüfständen, die strenggenommen eine Simulation realer Vorgänge darstellen, erfolgt durch die Begriffe Versuch und Experiment.

Wie bereits in zahlreichen Veröffentlichungen herausgestellt, müssen bei Seitenwinduntersuchungen vier Faktoren unterschieden werden. Die aerodynamische Reaktion des Pkw wird durch die aerodynamische Anregung und die daraus resultierende Umströmung des Fahrzeugs bestimmt [38], [132], [134], [161], [166], [174],[181], [188]. Ferner hat der Fahrzeugaufbau einen signifikanten Einfluss auf die fahrdynamische Reaktion des Pkw [54]. Als vierter Punkt sind die Wahrnehmung und gegebenenfalls die Reaktion und Kompensation des Fahrers auf die Seitenwindstörung aufzuführen [126], [177], [178]. Dementsprechend reicht eine alleinige Betrachtung der Aerodynamik zur Beurteilung und Optimierung des gesamtheitlichen Seitenwindverhaltens von Fahrzeugen nicht aus.

3.3.1 Seitenwindanlage

Eine in der Fahrzeugindustrie weit verbreitete Methodik zur Bewertung der Seitenwindempfindlichkeit von Pkw besteht in der Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage (vgl. Abbildung 3.7) [96], [135]. Das Fahrzeug wird bei den Experimenten mit konstanter Längsgeschwindigkeit an mehreren, senkrecht zu Fahrstrecke angeordneten Gebläsen vorbeigeführt [54], [166]. Die dabei erzeugte Strömungssimulation ist der Durchfahrt einer Schneise oder Brücke bei natürlichem Wind nachempfunden [161]. Eine Beurteilung des Seitenwindverhaltens kann in einer Open-Loop- oder einer Closed-Loop-Betrachtung erfolgen [54], [126]. Bei der Closed-Loop-Methode versucht der Fahrer während der Vorbeifahrt an den Gebläsen die Störungen durch Lenkeingaben auszugleichen. Somit liegt ein geschlossener Regelkreis zwischen Fahrer und Fahrzeug vor. [192] Im Gegensatz dazu ist bei der Open-Loop-Methode der Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis offen, d. h. der Fahrer schreitet nicht ein [126], [177]. Die Open-Loop-Methode kann entweder mit freigegebenem (Free-Control) oder vom Fahrer in der Ausgangsposition festgehaltenem Lenkrad (Fixed-Control) durchgeführt werden [192].

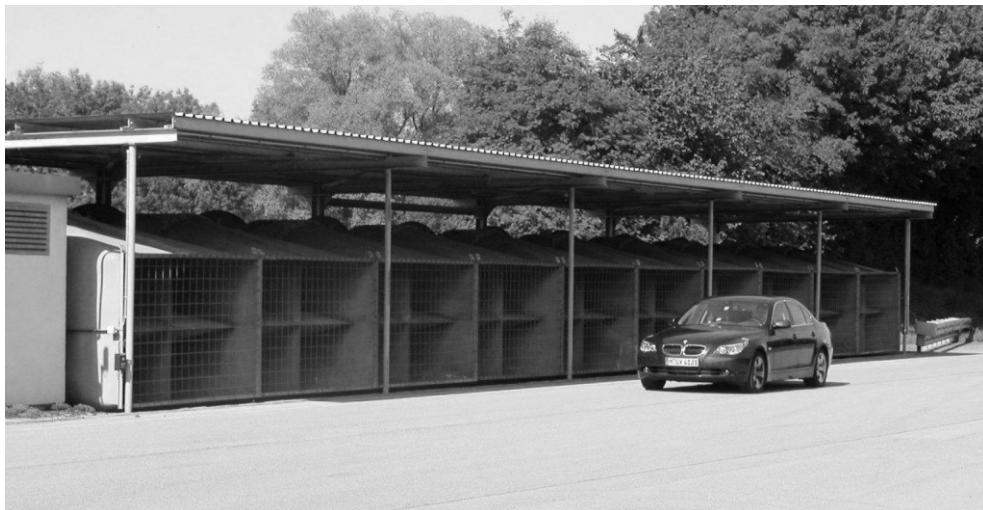


Abbildung 3.7: Seitenwindanlage der BMW Group. [132]

Aufgrund der vergleichsweise einfachen Durchführung und der hohen Reproduzierbarkeit, sind Untersuchungen an der Seitenwindanlage sehr beliebt [132], [192]. Ferner ermöglichen sie eine Betrachtung des Gesamtsystems aus Aerodynamik, Fahrdynamik und des Fahrereinflusses [135]. Nachteilig ist jedoch die fehlende Realitätsnähe der Versuchsmethodik [132]. Um ein akzeptables Signal-Rausch-Verhältnis sicher zu stellen, müssen die Experimente mit Strömungswinkeln $\beta > 30^\circ$ durchgeführt werden [41], [56]. Darüber hinaus weist das Windprofil der Seitenwindanlage, im Vergleich zu natürlichem Wind, eine Geschwindigkeitsüberhöhung in Bodennähe auf [126], [192]. Da ein fahrtüchtiger Prototyp für die Untersuchungen benötigt wird, ist des Weiteren eine Bewertung und Optimierung der Seitenwindempfindlichkeit erst in einer späten Phase der Fahrzeugentwicklung möglich [161].

3.3.2 Straßenfahrten bei natürlichem Wind

Eine Beurteilung der Seitenwindempfindlichkeit von Pkw bei natürlichem Wind ist im Rahmen von Straßenmessungen möglich [132]. Das Versuchsfahrzeug wird üblicherweise mit aerodynamischer und fahrdynamischer Messtechnik ausgestattet, sodass alle relevanten Kenngrößen aufgezeichnet werden können [126], [177]. Eine Quantifizierung des Fahrverhaltens erfolgt im Allgemeinen durch eine Auswertung und Korrelation des Strömungswinkels, der resultierenden Anströmgeschwindigkeit und der fahrdynamischen Reaktion des Fahrzeugs [54], [126]. Um die objektiven Kenngrößen mit dem subjektiven Empfinden der Fahrer zu vergleichen, finden in einigen Publikationen darüber hinaus Probandenstudien Anwendung (vgl. [177], [178], [181]).

Schaible [126] und Wagner [177] greifen in ihren Untersuchungen auf Straßenmessungen bei natürlichem Wind zurück. Zur Beurteilung der Seitenwindempfindlichkeit von Pkw führt Schaible eine spektrale Kenngröße ein. Diese ist als das Amplitudenverhältnis aus Fahrzeugreaktion und Windstörung definiert. Da die Reaktion des Fahrers in den Untersuchungen nicht berücksichtigt wird, erfolgt ausschließlich eine Beurteilung der Fahrzeugreaktion auf die Windanregung. [126] Auf den Erkenntnissen von Schaible aufbauend, erweitert Wagner den Bewertungsansatz um den Einfluss der Fahrerreaktion. Diese Betrachtung ermöglicht ihm eine Unterteilung der Anregungsfrequenzen des Winds in drei Bereiche. In einem Frequenzbereich von 0 Hz bis 0,5 Hz kann der Fahrer Störungen sehr gut ausgleichen. Bei einer Anregungsfrequenz von 0,5 Hz bis 2 Hz verstärkt der Fahrer die Fahrzeugreaktion durch seine Lenkkorrekturen. Dies ist einerseits durch die Reaktionszeit des Fahrers und andererseits durch die Phasenverschiebungen der Fahrzeugreaktionen begründet. Ab einer Frequenz von 2 Hz nimmt der Einfluss des Fahrers auf die Reaktion des Fahrzeugs stark ab. Dies ist zum einen auf die mit steigender Frequenz abnehmenden Amplituden der Fahrzeugreaktion zurückzuführen, zum anderen ist der Fahrer nicht mehr in der Lage die hohen Frequenzen auszugleichen. [177]

Straßenmessungen zeichnen sich vor Allem durch ihre hohe Realitätsnähe aus [181]. Nachteilig sind jedoch die sehr eingeschränkte Reproduzierbarkeit der Versuche und die Abhängigkeit von nicht planbaren Windbedingungen [132], [192]. Aufgrund der komplexen Interaktion zwischen Fahrer, Aerodynamik und Fahrdynamik ist die isolierte Betrachtung aerodynamischer Fahrzeugeigenschaften stark begrenzt [161]. Darüber hinaus ist eine vollständige und korrekte Beschreibung der Anströmbedingung bei Straßenfahrten nicht möglich. Somit beinhaltet eine Korrelation von Fahrer-, Fahrzeugreaktion und aerodynamischer Anströmung stets große Unsicherheiten.

3.3.3 Seitenwinduntersuchungen im Windkanal

Windkanalmessungen bieten im Vergleich zu Straßenfahrten und Experimenten an der Seitenwindanlage den Vorteil, dass sie keinen fahrtüchtigen Prototypen voraussetzen [192]. Die Fahrzeuggestalt kann beispielsweise durch Clay-Modelle abgebildet werden, wodurch Windkanaluntersuchungen schon in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung ermöglicht werden [161]. Darüber hinaus weisen die Versuche eine sehr gute Reproduzierbarkeit und eine hohe Messgenauigkeit auf [132].

Schiebewinkelkennfelder

Eine in der Fahrzeugindustrie weit verbreitete Methodik zur Quantifizierung des aerodynamischen Seitenwindverhaltens von Fahrzeugen besteht in der Messung von Schiebewinkelkennfeldern [192]. Diese stellen den Verlauf der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten in Abhängigkeit des Strömungswinkels dar [51]. Zur Ermittlung der Beiwerte wird das Fahrzeug in der Messstrecke

um seine Hochachse gedreht, sodass es einen relativen Winkel zu Hauptströmungsrichtung aufweist [161]. Die Untersuchungen erfolgen mit statistisch stationären Anströmbedingungen, wobei der Schiebewinkel zwischen den einzelnen Messungen geändert wird [134].

Aufgrund der vergleichsweise einfachen Versuchsdurchführung ist die Messung von Schiebewinkelkennfeldern weit verbreitet [161]. Ein großer Nachteil der Methodik besteht jedoch in der fehlenden Realitätsnähe [132]. Die ungestörte Anströmung des Windkanals ist geordnet und beinhaltet ausschließlich kleinskalige turbulente Strukturen. Ferner bildet die Fahrzeuganregung nahezu keine zeitlichen Schwankungen ab. [134] Infolge dessen werden Schiebewinkelmessungen in der Literatur oft als quasistationäre Näherung eines Windereignisses charakterisiert (vgl. [134], [181], [160]). Durch die Rotation der Drehscheibe weisen die Laufbänder und Teile der Grenzschichtkonditionierung einen Winkel relativ zur Hauptströmungsrichtung auf, womit die Bodensimulation fehlerbehafteter als bei Geradanströmung ist. Ferner wird durch die Drehung des Pkw die gesamte Fahrzeugluftseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt. Dies entspricht ebenfalls keiner realitätsnahen und auf der öffentlichen Straße anzutreffenden Strömungssituation.

Oszillierende Fahrzeugmodelle

Eine Erweiterung der Schiebewinkelmessungen stellt die dynamische Rotation von Fahrzeugmodellen dar. Die Versuche werden mit statistisch stationären Anströmbedingungen durchgeführt, wobei der Pkw um eine zur Fahrzeughochachse parallele Aufhängung oszilliert [161]. Die Schwingungsfrequenz, und bei erzwungenen Schwingungen auch die Amplitude, bleiben während einer Messung unverändert (vgl. [109], [89], [166]). Die Ermittlung der am Pkw angreifenden Kraft- und Momentenkomponenten erfolgt durch eine im Fahrzeuginnern oder in der Aufhängung integrierte Waage.

Passmore et al. [109] und Mansor et al. [89] greifen auf diesen Versuchsaufbau für ihre Seitenwinduntersuchungen an einem 15%-Davis-Modell zurück. Die Experimente werden in einem Reynolds-Zahl-Bereich von $4,3 \cdot 10^5$ bis $1,7 \cdot 10^6$ und mit reduzierten Frequenzen von 0,06 bis 0,72 durchgeführt. Die maximale Amplitude der Schwingungen beträgt $\pm 10^\circ$. Um den Einfluss des Heckneigungswinkels auf die Entwicklung der Luftkraft zu bestimmen, wird dieser in den Untersuchungen variiert. Ferner führen die Autoren Messungen mit konstanten Schiebewinkeln durch, um einen Vergleich zu statistisch stationären Werten zu ermöglichen. [89], [109] Bei einem Heckneigungswinkel von 20° übersteigt der Maximalwert des oszillierenden Fahrzeugmodells das bei konstantem Schiebewinkel gemessene Giermoment um ca. 40 %. Bei einem Neigungswinkel von 30° und 40° sind die statistisch instationären Überhöhungen sogar viermal so groß wie das statistisch stationär ermittelte Giermoment. Diesen Anstieg führen die Autoren auf instationäre Ablösungen an der Heckschräge des Fahrzeugs zurück. Durch das Anbringen von Abrisskanten im Bereich der C-Säule konnte die Strömung stabilisiert und das statistisch instationäre Moment deutlich reduziert werden. [109]

Theissen [166] nutzt einen ähnlichen Versuchsaufbau um das aerodynamische Seitenwindverhalten eines 50%-DrivAer-Körpers zu untersuchen. Das Stufenheckmodell wird in dem Experiment mit einer Frequenz von 2 Hz und einer Amplitude von $\pm 3^\circ$ harmonisch oszilliert. Die Reynolds-Zahl der Untersuchung beträgt $8,9 \cdot 10^6$, die reduzierte Frequenz 0,25. Um einen Vergleich zu statistisch stationären Werten zu ermöglichen, führt Theissen außerdem Messungen mit konstanten Schiebewinkeln durch. Die erhaltenen Messwerte überführt er in quasistationäre Kraft- und Momentenverläufe. Für die Seitenkraft stellen die statistisch stationär ermittelten Werte eine konservative Approximation des statistisch instationären Fahrzeugverhaltens dar. Im Gegensatz dazu übersteigt der Giermomentenverlauf des oszillierenden Fahrzeugmodells den quasistationären Graphen um rund 200 %. Darüber

hinaus weist die Seitenkraft eine positive und das Giermoment eine negative Zeitverschiebung gegenüber den jeweiligen, quasistationären Verläufen auf. Die beschriebenen Unterschiede führt Theissen auf eine veränderte Umströmung im Heckbereich des statistisch instationär angeregten Fahrzeugs zurück. [166]

Ein großer Nachteil von Seitenwinduntersuchungen mit oszillierenden Fahrzeugmodellen besteht in der fehlenden Realitätsnähe. Um eine dynamische Rotation des Fahrzeugs zu ermöglichen, muss das Modell vom Windkanalboden abgehoben werden [166]. Ferner wird durch die Rotation des Pkw relativ zur Hauptströmungsrichtung die gesamte Fahrzeugluftseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt. Dies entspricht keiner auf der öffentlichen Straße anzutreffenden Strömungssituation. [161] Aufgrund der begrenzten Tragfähigkeit und Steifigkeit der Aufhängung sowie der Trägheit des Systems kann die Versuchsmethodik ausschließlich mit skalierten Modellen und vergleichsweise niedrigen Frequenzen durchgeführt werden. Darüberhinaus wird die Fahrzeugumströmung und somit auch die Entwicklung und der Verlauf der Luftkraft von der Position der Drehachse beeinflusst. Wie schon bei den Schiebewinkelmessungen kritisiert, beinhaltet die Anströmung des oszillierenden Fahrzeugmodells nahezu keine turbulenten Strukturen.

Dynamische Umlenkung der Fahrzeuganströmung

Eine weitere Methodik zur Untersuchung des Seitenwindverhaltens von Pkw besteht in der dynamischen Umlenkung der Fahrzeuganströmung. Dazu werden am Düsenaustritt des Windkanals bewegliche Leitelemente installiert, die oftmals als symmetrische Tragflügelprofile gestaltet sind [188]. Die Umlenkung der Strömung bzw. des Windkanalkernstrahls wird durch eine synchrone Rotation der Leitelemente realisiert [161]. Die querdynamische Anregung des Pkw korreliert mit dem Anstellwinkel der Profile, wobei die Strömungsumlenkung sinusoidal oder stochastisch erfolgt (vgl. [99], [110], [134], [161]).

Mullarkey [99] greift auf diesen Versuchsaufbau für Seitenwinduntersuchungen an einem Davis-Modell in einer Maßstabstreue von 1:12 zurück. Die Auslenkung der Strömung erfolgt mit zwei symmetrischen NACA0015 Tragflügelprofilen, die bei maximalen Anstellwinkeln von $\pm 13^\circ$ horizontale Strömungswinkel von bis zu $\pm 7^\circ$ ermöglichen. Die Experimente werden mit einer Reynolds-Zahl von $4,5 \cdot 10^5$ durchgeführt, wobei die Frequenz der sinusförmigen Anregung inkrementell von 3 Hz auf 22 Hz erhöht wird. Die zeitgenaue Ermittlung der Anströmbedingung erfolgt mit Hilfe eines Hitzdrahtanemometers. Die am Pkw angreifende Luftkraft wird durch eine im Fahrzeug integrierte Waage erfasst. Bei dem untersuchten Vollheckmodell weisen die aerodynamische Admittanzfunktionen des Seitenkraft- und des Giermomentenbeiwerts (vgl. Gleichung (3.14) und (3.15)) überwiegend Werte kleiner eins auf. Lediglich ab einer reduzierten Frequenz von 1,3 nimmt die Admittanz des Giermoments Werte zwischen 1,0 und 1,15 an. Mullarkey schließt aus den Ergebnissen, dass statistisch stationäre Untersuchungen weitestgehend für eine konservative Approximation des statistisch instationären Fahrzeugverhaltens herangezogen werden können. Im Widerspruch zur Theorie (vgl. Unterabschnitt 3.1.3), nähern sich die ermittelten Admittanzfunktionen bei niedrigen Frequenzen jedoch nicht einem Wert von eins an. [99]

Passmore et al. [110] greifen für Seitenwinduntersuchungen an einem 1:6-Davis-Modell mit 20° Heckneigungswinkel auf das von Mullarkey entwickelte System zur Strömungsumlenkung zurück. Die Experimente werden mit einer Reynolds-Zahl von 10^6 durchgeführt, wobei die sinusförmige Anregung einen Frequenzbereich von 1 Hz bis 8 Hz umfasst. Die Ermittlung der am Fahrzeug auftretenden Seitenkraft und des Giermoments erfolgt mit Hilfe von 144 Druckmesssonden. Durch die

Integration der Messwerte über die Seitenwände des Modells wird der zeitliche Verlauf der querdynamischen Anregung bestimmt. Bei der kleinsten, untersuchten Frequenz (1 Hz) übersteigt die Admittanz der Seitenkraft den Stationärwert um rund 50 %. Bei höheren Anregungsfrequenzen weist das Schrägheckmodell Werte kleiner eins auf. Im Gegensatz dazu nehmen die Admittanzen des Giermoments im untersuchten Frequenzbereich Werte zwischen 1,05 und 1,30 an. Wie schon bei Mullarkey nähern sich die Admittanzfunktionen bei niedrigen Frequenzen jedoch nicht einem Wert von eins an. [110] Somit bildet die Strömung kein zum statistisch stationären Zustand vergleichbares Strömungsfeld aus, was im Widerspruch zur Theorie steht [110], [134].

In Anlehnung an die Arbeiten von Mullarkey [99] und Passmore et al. [110] entwickelt Schröck [134] ein ähnliches System zur dynamischen Umlenkung der Fahrzeuganströmung (vgl. Abbildung 3.8). Die dazu herangezogenen NACA0020 Tragflügelprofile ermöglichen maximale Strömungswinkel von $\pm 10^\circ$ bei einer maximalen Anregungsfrequenz von 10 Hz. Das Flügelsystem findet seit 2009 Anwendung im Modellwindkanal der Universität Stuttgart, womit dieser der neuste Prüfstand zur Bewertung des statistisch instationären Seitenwindverhaltens von Pkw ist. Mit Hilfe des Versuchsaufbaus untersucht Schröck den Einfluss unterschiedlicher Heckformen (Stufen-, Fließ-, Voll- und Steilheck) auf die aerodynamische Reaktion eines 20%-SAE-Modells. Im Gegensatz zu den beiden vorangegangenen Autoren erfolgt die Anregung des Fahrzeugs durch ein breitbandiges Rauschsignal. Dieses beinhaltet Frequenzen von bis zu 10 Hz und umfasst horizontale Strömungswinkel von -10° bis 10° . Die Ermittlung der Anströmbedingung erfolgt durch eine in der Kernströmung platzierte Vierlochsonde. Die am Pkw angreifende Luftkraft wird mit Hilfe einer zeitlich hochauflösenden Windkanalwaage erfasst. [134]

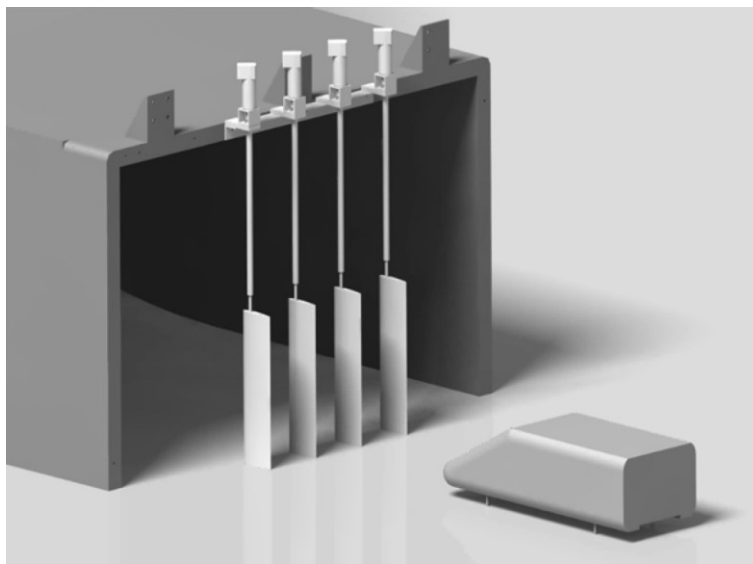


Abbildung 3.8: CAD-Modell der Windkanaldüse, des Flügelsystems und des SAE-Vollheckfahrzeugs. [133]

Im niedrigen und mittleren Frequenzbereich weist die Admittanzfunktion der Seitenkraft bei allen vier Heckformen Werte zwischen 1,0 und 1,2 auf (vgl. Abbildung 3.9). Ab einer reduzierten Frequenz von 0,28 unterschreiten die Verläufe den Stationärwert und fallen mit zunehmender Anregungsfrequenz weiter ab. Bei der Stufen- und der Fließheckkonfiguration nehmen die Admittanzfunktionen des Giermoments Werte zwischen 1,0 und 1,4 an. Bei dem Voll- und dem Steilheck liegen Überhöhungen von bis zu 100 % gegenüber dem Stationärwert vor. Eine Aufspaltung der Seitenkraft in einen

vorderen und einen hinteren Anteil verdeutlicht, dass das Überschwingen des Giermoments sowohl auf eine frequenzabhängige Amplitudenänderung, als auch auf eine Phasenverschiebung der beiden Anteile zueinander zurückzuführen ist. Bei niedrigen Frequenzen nähern sich die ermittelten Admittanzen, entsprechend der Theorie, einem Wert von eins an. Somit bildet die Strömung ein zum statistisch stationären Zustand vergleichbares Strömungsfeld aus. [134]

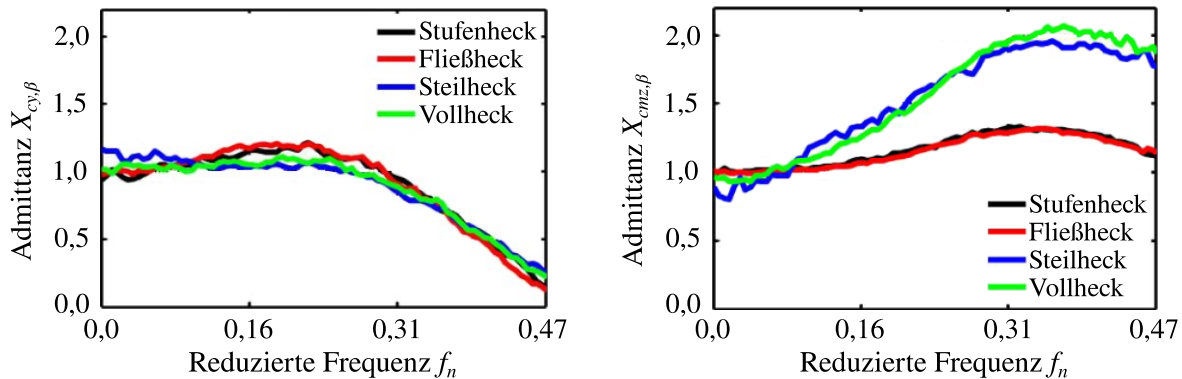


Abbildung 3.9: Admittanzfunktionen des Stufenheck-, Fließheck-, Steilheck- und Vollheckfahrzeugs in Abhängigkeit der reduzierten Frequenz (Darstellung in Anlehnung an Schröck [134]).

Ein großer Nachteil von Seitenwinduntersuchungen mit dynamisch ausgelenkter Fahrzeuganströmung besteht in der fehlenden Realitätsnähe. Durch die synchrone Steuerung und höhenunabhängige Gestalt der Leitelemente erfolgt die Umlenkung des Kernstrahls über die gesamte Breite und Höhe des Systems mit nahezu konstantem Strömungswinkel (vgl. [134], [161]). Stromauf des Pkw liegt somit ein sehr geordnetes Strömungsfeld vor, das lokale Unterschiede in der Fahrzeuganströmung vollständig vernachlässigt [161]. Dies entspricht keiner realitätsnahen und auf der öffentlichen Straße anzutreffenden Strömungssituation. Darüber hinaus beinhaltet die Anströmung ausschließlich kleinskalige turbulente Strukturen [161].

Ein weiterer, grundlegender Nachteil der Methodik wird in Unterabschnitt 5.2.2 der vorliegenden Arbeit herausgestellt, soll aber bereits in diesem Absatz angesprochen werden. Die dynamische Umlenkung des Kernstrahls am Düsenaustritt des Kanals bedingt ein Aufrollen der Windkanalscherschicht, was mit einem lokalen Abfall des statischen Drucks einhergeht. Diese Unterdruckgebiete breiten sich bis zur Fahrzeugoberfläche hin aus und tragen signifikant zur querdynamischen Anregung des Pkw bei. Die Interaktion zwischen der Fahrzeugumströmung und der Strömungstopologie des Windkanals tritt bei realen Straßenfahrten nicht auf und ist ausschließlich der experimentellen Methodik geschuldet. Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sind bis zu 55 % der querdynamischen Fahrzeuganregung auf den beschriebenen Interferenzeffekt zurückzuführen.

Aktive Turbulenzgeneratoren

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung und dynamischen Auslenkung der Fahrzeuganströmung im Windkanal bietet die Verwendung von Turbulenzgeneratoren. Diese wurden von Cogotti [19], [20] entwickelt und bestehen aus fünf Flügelpaaren, die in der Windkanaldüse installiert sind (vgl. Abbildung 3.10). Die Flügelprofile weisen eine über die Höhe stark verzügende Gestalt auf, wodurch ein in vertikaler Richtung verwundenes Strömungsprofil entsteht. [161] Darüber hinaus kann der Winkel zwischen den beiden Flügeln eines jeweiligen Paares dynamisch gesteuert werden [20].

Durch das asynchrone Öffnen und Schließen der Profilpaare wird eine partielle Verblockung der Windkanaldüse realisiert. Da die Turbulenzgeneratoren stromauf der Düsenverjüngung platziert sind, bedingt dies eine Strömungsumlenkung in Fahrzeugquerrichtung. [132] Die dynamische Änderung des Strömungswinkels kann mit einer maximalen Frequenz von 0,8 Hz und Amplituden von bis zu 3° erfolgen. Der maximal erreichbare Strömungswinkel ist jedoch sehr von der Frequenz abhängig und nimmt mit zunehmender Frequenz ab. [14] Die Ermittlung der effektiven Anströmbedingung erfolgt mit Hilfe einer Vierlochsonde. Die am Pkw angreifende Luftkraft wird durch eine Windkanalwaage erfasst [132].

Carlino [14] greift für Seitenwinduntersuchungen an einem 1:1-*SAE*-Voll- und -Stufenheckmodell auf den beschriebenen Versuchsaufbau zurück. Die Experimente werden bei einer Reynolds-Zahl von 10^6 durchgeführt. Die Fahrzeuganregung umfasst einen Frequenzbereich von 0,01 Hz bis 0,8 Hz, was einer reduzierten Frequenz von 0,002 bis 0,16 entspricht. Zur Beurteilung von instationären Effekten werden die Kraft- und Momentenverläufe auf den Strömungswinkel bezogen und mit den entsprechenden Messwerten der niedrigsten Anregungsfrequenz (0,01 Hz) normiert. Im Vergleich zu diesem quasistationären Wert weist das Stufenheckmodell eine Giermomentenüberhöhung von bis zu 40 % auf. Bei der Vollheckkonfiguration übersteigt der Verlauf des Giermomentenbeiwerts den quasistationären Messwert nicht. [14]



Abbildung 3.10: Turbulenzgeneratoren in der Düse des Pininfarina-Windkanals. [102]

Schrefl [132] untersucht das Seitenwindverhalten einer BMW 5er Limousine (E60) mit Hilfe der von Cogotti entwickelten Turbulenzgeneratoren. Die Experimente werden mit einer Reynolds-Zahl von $1,2 \cdot 10^6$ und reduzierten Frequenzen von bis zu 0,31 durchgeführt. Neben der Basiskonfiguration bewertet Schrefl zwei Aerodynamikmaßnahmen im Heck der Limousine. Die erste Modifikation ist im y_0 -Schnitt des Pkw angebracht und stellt eine Finne mit der Kontur eines Vollheckfahrzeugs dar. Auf geometrische Details der zweiten Modifikation geht Schrefl nicht ein. Bei dem Basisfahrzeug weist die Admittanz der Seitenkraft bis zu einer reduzierten Frequenz von 0,24 einen nahezu konstanten Wert von 0,5 auf. Die Admittanzfunktion des Giermoments verzeichnet in diesem Frequenzbereich einen leichten Anstieg und nimmt Werte zwischen 0,8 und 0,9 an. Ab einer reduzierten

Frequenz von 0,24 steigen beide Graphen abrupt an, was Schrefl jedoch nicht als aerodynamische Fahrzeugeigenschaft interpretiert, sondern auf die Inhomogenität der Anströmung und auf die nicht ideale Positionierung der Vierlochsonde zurückführt. Die erste Modifikation weist für reduzierte Frequenzen von 0,09 bis 0,22 eine um rund 10 % geringere Admittanz des Giermoments als das Basisfahrzeug auf. Bei der zweiten Modifikation verläuft die Admittanzfunktion des Giermoments im gesamten Frequenzbereich unterhalb der beiden diskutierten Graphen. Im Widerspruch zur Theorie nähern sich die betrachteten Admittanzfunktionen bei niedrigen Frequenzen jedoch nicht einem Wert von eins an. [132]

Seitenwinduntersuchungen mit Turbulenzgeneratoren haben den Nachteil, dass die Fahrzeuganströmung, im Vergleich zu natürlichem Wind, zu kleine Strömungswinkel aufweist. Darüber hinaus bilden die Flügelpaare einen zu geringen Anteil des bei realen Straßenfahrten anzutreffenden Frequenzspektrums ab. Neben weiteren Unzulänglichkeiten des Versuchsaufbaus, wie sie beispielsweise von Schrefl [132] herausgestellt werden, vernachlässigt die Methodik eine Betrachtung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion. Diese wird von den Fahrzeuginsassen wahrgenommen und muss somit zur Beurteilung des gesamtheitlichen Seitenwindverhaltens berücksichtigt werden.

3.3.4 Experimentelle Untersuchungen zu Überholmanövern

Aufgrund der hohen Relevanz bei Straßenfahrten und der signifikanten Auswirkung auf den Fahrkomfort und die Sicherheit der Insassen sind Überholmanöver seit den frühen 70er Jahren Bestandteil aerodynamischer Studien [132].

Quasistationäre Messungen im Windkanal

Eine Möglichkeit Überholvorgänge im Windkanal zu untersuchen besteht in der quasistationären Betrachtung des Lastfalls. Dazu wird die Relativgeschwindigkeit der beiden Fahrzeuge vernachlässigt und das statistisch instationäre Manöver durch statistisch stationäre Zustände beschrieben. [132] Das Überholmanöver wird somit durch einzelne Messungen diskreter Fahrzeugpositionen abgebildet, wobei eines der beiden Modelle inkrementelle in longitudinaler Richtung verschoben wird (vgl. [46], [132]). Die Ermittlung der auftretenden Luftkräfte erfolgt mit Hilfe einer externen, oder einer im Fahrzeuginnern befestigten Waage.

Heffley [46] nutzt quasistationäre Windkanalmessungen um die aerodynamische Anregung verschiedener Fahrzeuge beim Überholen eines Busses bzw. eines Lkw zu untersuchen. Die Experimente werden mit einer Maßstabtreue von 1:10 und einer längenbezogenen Reynolds-Zahl von $7,2 \cdot 10^6 \text{ m}^{-1}$ durchgeführt. Als überholende Fahrzeuge werden eine Limousine, ein Kleinbus, ein Pickup mit Wohnkabine, ein Wohnwagen, ein Vollheck-, ein Stufenheck-, und ein Fließheckmodell herangezogen. Die Bestimmung der auftretenden Kraft- und Momentenkomponenten erfolgt mit Hilfe einer in den Fahrzeugen integrierten Waage. Durch die Rotation der Windkanaldrehscheibe ermittelt Heffley die Auswirkung von Seitenwind auf die aerodynamische Anregung. Außerdem studiert er den Einfluss des lateralen Abstands und der geometrischen Beschaffenheit der zu überholenden Fahrzeuge. Bei den quasistationären Windkanalmessungen weisen höhere Fahrzeuge, wie der Kleinbus und der Pick-up, eine stärkere querdynamische Anregung als niedrige Modelle auf. Darüber hinaus verstärkt Wind, aus Richtung des Lkw bzw. des Busses, die aerodynamische Fahrzeugreaktion. Die in den Experimenten betrachtete Schräganströmung von -20° tritt bei realen Straßenfahrten mit relevanten Längsgeschwindigkeiten jedoch selten auf. Des Weiteren bedingt ein kleinerer lateraler Fahrzeugabstand einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments. [46]

Schrefl [132] nutzt quasistationäre Windkanalmessungen um die aerodynamische Anregung einer Limousine beim Überholen eines Lkw zu untersuchen. Die Experimente werden mit einer Maßstabstreue von 1:2,5 und einer Reynolds-Zahl von $3 \cdot 10^6$ durchgeführt. Der Überholvorgang wird durch acht statistisch stationäre Messungen abgebildet, wobei der Lkw inkrementell um rund einen Meter in longitudinaler Richtung verschoben wird (vgl. Abbildung 3.11). Der laterale Abstand der beiden Fahrzeuge d_{lat} bemisst 0,6 m. Für eine einfachere Handhabung ist das Lkw-Modell außerdem auf eine Länge von 2,5 m gekürzt, was einer Originallänge von 6,25 m entspricht. Auf eine Bodensimulation und Raddrehung wird bei den Untersuchungen verzichtet. Die Ermittlung der am Pkw angreifenden Kraft- und Momentenkomponenten erfolgt mit Hilfe einer Sechskomponentenunterflurwaage. [132]

Bei der quasistationären Betrachtung weist sowohl der Verlauf der Seitenkraft als auch des Giermoments eine einmalige Schwingung (S-Schlag) um die Abszissenachse auf (vgl. Abbildung 3.11). Der Seitenkraftbeiwert nimmt im hinteren Bereich des Lkw ein Maximum von 0,087 und stromauf des Lkw einen Minimalwert von $-0,198$ an. Die globalen Extrema des Giermomentenbeiwerts belaufen sich auf $-0,027$ bzw. $0,042$ und sind im Vergleich zu den Extremwerten der Seitenkraft räumlich verschoben. Nach Schrefl kann die aerodynamische Anregung des Pkw bei quasistationärer Betrachtung des Manövers in zwei Gebiete unterteilt werden. Im hinteren Bereich des Lkw sind sowohl die Seitenkraft als auch das Giermoment zum Lastwagen gerichtet, wohingegen im vorderen Bereich die querdynamische Anregung vom Lkw weist. [132]

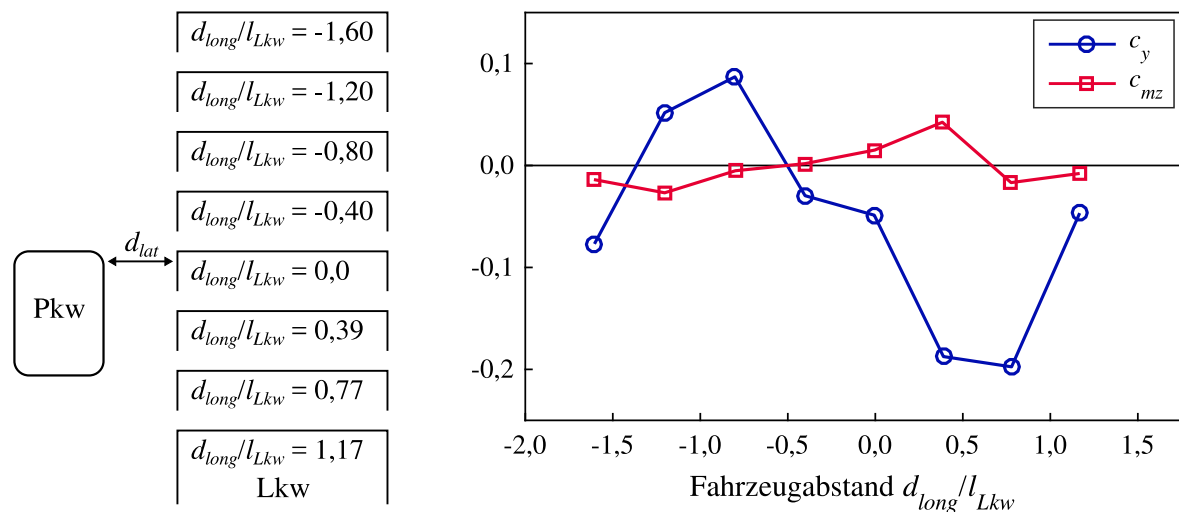


Abbildung 3.11: Relative Fahrzeugpositionen (links) und quasistationär ermittelte Seitenkraft- und Giermomentenbeiwerte des überholenden Pkw (rechts) (Darstellung in Anlehnung an Schrefl [132]).

Ein grundlegender Nachteil bei der Betrachtung von quasistationären Überholvorgängen besteht in der Vernachlässigung der Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge. Wie von Schrefl [132] und auch in Unterabschnitt 6.2.5 der vorliegenden Arbeit dargelegt, hat diese einen signifikanten Einfluss auf die am überholenden Fahrzeug angreifende Luftkraft. Da eine höhere Relativgeschwindigkeit einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments bewirkt, werden diese bei quasistationären Untersuchungen unterschätzt [132].

Windkanaluntersuchungen mit Relativgeschwindigkeit

Eine Möglichkeit dynamische Überholmanöver im Windkanal zu untersuchen, besteht in der Verwendung von Schienensystemen. Bei den Experimenten ist eines der beiden Fahrzeuge ortsfest in der Messstrecke positioniert, wohingegen das zweite mit Hilfe der Traversiereinrichtung verfahren wird (vgl. [101], [191]). Die eigentliche Fortbewegungsgeschwindigkeit des ruhenden Fahrzeugs wird durch die Anströmung des Windkanals substituiert, die Längsgeschwindigkeit des bewegten Fahrzeugs ist durch die Summe aus Wind- und Relativgeschwindigkeit gegeben.

Yamamoto et al. [191] untersuchen das Überholmanöver eines Busses und die dabei an dem überholten Pkw angreifende Luftkraft mit Hilfe dieses Versuchsaufbaus. Die Experimente werden mit 10%-Fahrzeugmodellen in einem 1:1-Windkanal durchgeführt. Die relative Anströmung des Kanals ist mit einer Geschwindigkeit von 80 km/h bemessen, wobei der Bus mit Relativgeschwindigkeiten von 0 km/h bis 60 km/h entgegen der Windrichtung bewegt wird. Neben dem Einfluss der Relativgeschwindigkeit untersuchen die Autoren die Auswirkung des lateralen Fahrzeugabstands. Die Ermittlung der am Pkw angreifenden Seitenkraft und des Giermoments erfolgt mit Hilfe von 160 Druckmesssonden. Durch die Integration der Messwerte über die Seitenwände des Modells wird der zeitliche Verlauf der querdynamischen Anregung bestimmt. Bei einer Relativgeschwindigkeit von 20 km/h weist der Seitenkraftbeiwert des überholten Pkw ein globales Maximum von 0,85 auf. Die Front des Busses ist dabei auf einer Höhe mit dem Pkw-Heck. Bei weiterem voranschreiten des Manövers (um eine halbe Pkw-Länge) verzeichnet das Giermoment einen minimalen Beiwert von -0,35. Ferner stellen die Untersuchungen heraus, dass ein größerer lateraler Fahrzeugabstand einen betragsmäßigen Abfall der querdynamischen Anregung bedingt. Eine steigende Relativgeschwindigkeit bewirkt hingegen einen Anstieg im Betrag der Extremwerte von Seitenkraft und Giermoment. [191] Die Auswirkung des Überholmanövers auf die Umströmung des überholenden Fahrzeugs wird in dieser Arbeit jedoch nicht betrachtet.

Noger et al. [101] nutzen den Versuchsaufbau um Überholvorgänge zweier geometrisch identischer Ahmed-Körper zu untersuchen. Die Experimente werden mit einer Maßstabstreue von 1:5, Windgeschwindigkeiten von 20 m/s bis 40 m/s und Relativgeschwindigkeiten von 0 m/s bis 10 m/s durchgeführt. Die Ermittlung der Luftkraft erfolgt mit einer Sechskomponentenunterflurwaage, auf der das ortsfeste Fahrzeug befestigt ist. Um die aerodynamische Anregung des überholenden und des überholten Modells messtechnisch zu erfassen, wird der bewegte Ahmed-Körper sowohl mit als auch entgegen der Windrichtung verfahren. Neben der Relativgeschwindigkeit untersuchen die Autoren die Auswirkung von Seitenwind und des lateralen Abstands auf querdynamische Anregung des Fahrzeugs. Bei dem überholenden und dem überholten Ahmed-Körper bedingt ein geringerer lateraler Fahrzeugabstand einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments. [101] Der Einfluss der Relativgeschwindigkeit ist aufgrund der gewählten Darstellung nicht ersichtlich. Zum einen werden die Kraft- und Momentenkomponenten des betrachteten Fahrzeugs mit der Geschwindigkeit des anregenden Modells normiert, zum anderen wird neben der Relativgeschwindigkeit auch die Windgeschwindigkeit in den Untersuchungen variiert, aber nicht explizit angegeben. Dadurch ist die Auswirkung der Relativgeschwindigkeit nicht von einer windgeschwindigkeitsabhängigen und durch die Entdimensionierung bedingte Skalierung der Anregung zu trennen.

Dynamische Überholmanöver können in Windkanälen aufgrund des mit der Fahrzeuggröße skalierenden Verfahrwegs ausschließlich im Modelmaßstab durchgeführt werden [191]. Ferner ist eine Bodensimulation und die Abbildung der Raddrehung nur mit enormem Aufwand realisierbar (vgl. [15]) und die Übertragbarkeit auf reale Überholvorgänge sehr eingeschränkt. Der beschriebene Ver-

suchsaufbau bietet sich daher für grundlegende Experimente an generischen Fahrzeugmodellen an, ist jedoch nicht für die Entwicklung von Serienfahrzeugen geeignet. Darüber hinaus wird, wie bei allen Windkanaluntersuchungen, die fahrdynamische Fahrzeugreaktion, also die Auswirkung der aerodynamischen Anregung, nicht betrachtet.

Straßenfahrten

Fahrten auf öffentlichen Straßen und Messgeländen ermöglichen die realitätsnahe Untersuchung von Überholmanövern im 1:1-Maßstab. Die Ermittlung der fahrdynamischen Kenngrößen erfolgt üblicherweise durch GPS-gestützte, inertielle Messeinheiten. Der Verlauf der an den Fahrzeugen angreifenden Luftkraft kann bei Straßenfahrten nicht messtechnisch erfasst werden, und wird in der Regel durch Druckmessungen an der Außenhaut beschrieben (vgl. [132], [191]). Die experimentellen Untersuchungen dienen der Beurteilung von Fahrzeugen und Maßnahmen, der Validierung von Simulationen und Experimenten im Modellmaßstab und dem Abgleich von subjektivem Empfinden und objektiven Kenngrößen.

Yamamoto et al. [191] nutzen Straßenfahrten um die fahrdynamische Reaktion eines Pkw, der durch das Strömungsfeld eines überholenden Busses angeregt wird, zu untersuchen. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit des überholten Fahrzeugs beträgt 80 km/h bzw. 100 km/h, die Relativgeschwindigkeit des Busses wird zwischen 10 km/h und 60 km/h variiert. Um einen Abgleich zu den bereits vorgestellten Windkanalmessungen zu ermöglichen, ist der Pkw außerdem mit 160 Druckmesssonden ausgestattet. Bei einer Relativgeschwindigkeit von 20 km/h ($u_{Pkw} = 80$ km/h, $u_{Lkw} = 100$ km/h und $u_{Pkw} = 100$ km/h, $u_{Lkw} = 120$ km/h) weist der Pkw jeweils eine minimale Gierrate von $-0,04$ s⁻¹ auf. Die Front des Busses befindet sich dabei auf halber Höhe des Fahrzeugs. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers (um ca. eine halbe Pkw-Länge) verzeichnet die laterale Beschleunigung ein globales Maximum. Dieses nimmt, je nach Längsgeschwindigkeit der Fahrzeuge, einen Wert von $0,6$ m/s² bzw. $0,8$ m/s² an. Ferner stellen die Untersuchungen heraus, dass ein Anstieg der Relativgeschwindigkeit einen betragsmäßigen Abfall in den Extremwerten der Gierrate und der lateralen Beschleunigung des Pkw bedingt. Yamamoto et al. führen dies auf die mit steigender Geschwindigkeitsdifferenz sinkende Wirkdauer der aerodynamischen Anregung zurück. [191] Die Auswirkung des Überholvorgangs auf die Umströmung und fahrdynamische Reaktion des überholenden Fahrzeugs wird in dieser Arbeit jedoch nicht betrachtet.

Schrefl [132] nutzt Fahrten auf einer abgesperrten Messstrecke um die aerodynamische Anregung einer BMW 5er Limousine (E60) beim Überholen eines Lkw zu untersuchen. Die Experimente werden bei Windstille und ohne den Einfluss weiterer Fahrzeuge durchgeführt. Zur Ermittlung der querdynamischen Anregung, sind an den Seitenwänden des Pkw insgesamt 48 Druckmesssonden angebracht. Der zeitliche Verlauf der Seitenkraft und des Giermoments wird durch die räumliche Integration der diskreten Messwerte bestimmt. Der laterale Abstand der Fahrzeuge ist mit 1,5 m bemessen und wird über Bodenmarkierungen sichergestellt. Schrefl führt Referenzfahrten mit einer Pkw-Geschwindigkeit von 160 km/h und einer Lkw-Geschwindigkeit von 80 km/h durch. Durch die Variation der Fahrzeuggeschwindigkeiten wird ferner deren Einfluss auf die aerodynamische Anregung des Pkw untersucht. Die nachfolgenden Ergebnisse sind als Ensemblemittel aus zehn Messungen dargestellt und in Abhängigkeit des mit der Lkw-Länge normierten longitudinalen Fahrzeugabstands aufgetragen. Die Beschreibung der relativen Fahrzeugposition erfolgt analog zu den quasistationären Windkanalmessungen (vgl. Abbildung 3.11). [132]

Bei den Referenzfahrten weist das Giermoment im hinteren Bereich des Lkw ein globales Minimum von -105 Nm auf (vgl. Abbildung 3.12). Bei weiterem Voranschreiten des Manövers (um ca. ein Drittel der Lkw-Länge) nimmt die Seitenkraft einen maximalen Wert von 80 N an. In diesem Gebiet bewirkt die Interaktion der Fahrzeugumströmungen somit eine zum Lkw gerichtete, querdynamische Anregung des Pkw. Im vorderen Bereich des Lkw verzeichnet das Giermoment ein globales Maximum von 215 Nm und die Seitenkraft einen Minimalwert von -255 N . Aus Fahrersicht weisen die Querkomponenten der am Pkw angreifenden Luftkraft somit vom Lkw weg. Ferner sind die globalen Extremwerte erneut um ca. ein Drittel der Lkw-Länge zueinander verschoben. Trotz der geometrischen Unterschiede und der berücksichtigten Relativgeschwindigkeit, weist die querdynamische Anregung des Pkw qualitative Übereinstimmungen mit den quasistationär ermittelten Verläufen (vgl. Abbildung 3.11) auf. Quantitativ liegen jedoch größere Abweichungen vor. [132]

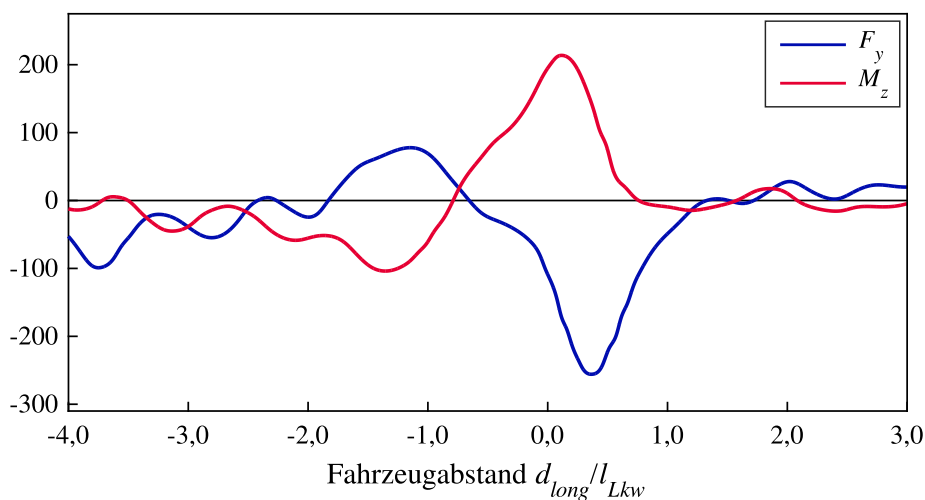


Abbildung 3.12: Seitenkraft- und Giermomentenverlauf der Limousine beim Überholen des Lkw (Darstellung in Anlehnung an Schrefl [132]).

In Abbildung 3.13 sind die mit variierenden Fahrzeuggeschwindigkeiten ermittelten Verläufe des am Pkw angreifenden Giermoments dargestellt. Mit zunehmender Fortbewegungsgeschwindigkeit, sowohl von überholten als auch überholenden Fahrzeug, verzeichnet die aerodynamische Anregung der Limousine einen betragsmäßigen Anstieg der Extremwerte. Bei gleicher Geschwindigkeitserhöhung überwiegt der Einfluss der Lkw-Geschwindigkeit den der Pkw-Geschwindigkeit. [132]

Die Untersuchung von Überholvorgängen auf öffentlichen Straßen und Messgeländen setzt fahrtüchtige Prototypen, einen Lkw, umfangreiche Messtechnik, Fahrer mit entsprechender Fahrerlaubnis und störgrößenfreie Umgebungsbedingungen voraus. Aufgrund dieser Anforderungen und des enormen Aufwands in der Vorbereitung und Durchführung der Versuche, sind diese für die Entwicklung von Serienfahrzeugen nicht geeignet. Darüber hinaus ist die aerodynamische Anregung der Limousine messtechnisch nicht mit ausreichender Genauigkeit zu erfassen. Die Verwendung von Druckmesssonden und anschließender Integration der Messwerte über die Seitenwände des Fahrzeugs setzt einen konstanten, statischen Druck über die jeweiligen Flächenelemente voraus. Diese Annahme ist jedoch bei einer komplexen Fahrzeugumströmung nicht erfüllt. Ferner reicht eine Betrachtung der Druckverteilung an den Seitenwänden nicht aus um die querdynamische Anregung eines Fahrzeugs zu bestimmen. Aufgrund des Hebelarms um die Fahrzeughochachse besitzen beispielsweise die Front- und die Heckpartie des Pkw einen nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Entwicklung des aero-

dynamischen Giermoments. Schrefl [132] ermittelt im Windkanal bei zeitlich konstanter Schräganströmung eine Abweichung von 77 % zwischen der mit Windkanalwaage und durch Integration der Druckmesssonden bestimmten Seitenkraft des Versuchsfahrzeugs. Diese Diskrepanz wird als linearer Fehler angenommen und zur Korrektur der beim Überholmanöver gemessenen Werte herangezogen. [132]

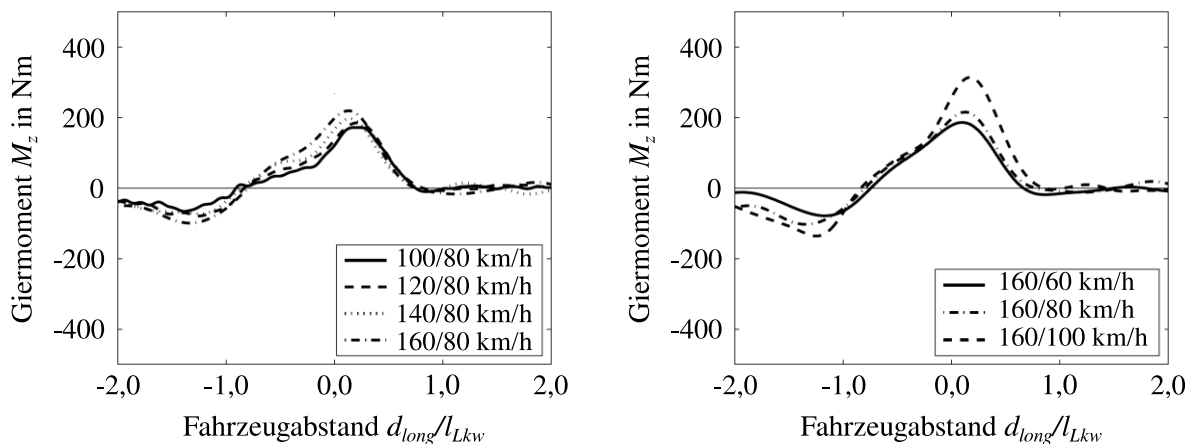


Abbildung 3.13: Giermomentenverläufe der Limousine bei unterschiedlichen Pkw- (links) und Lkw-Geschwindigkeiten (rechts) (Darstellung in Anlehnung an Schrefl [132]).

3.3.5 Numerische Simulationen

Numerische Simulationen ermöglichen die Untersuchung des Seitenwindverhaltens von Pkw unter reproduzierbaren Bedingungen und mit einer Vielzahl an Freiheitsgraden, die in Experimenten nicht oder nur bedingt realisierbar sind [161]. Simulative Untersuchungen setzen keine Hardwaremodelle oder Prototypen voraus und können dadurch bereits in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden [166]. Die Virtualisierung von Seitenwindereignissen und Manövern erlaubt eine isolierte Betrachtung der Fahrzeugumströmung, eine Bewertung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion bei generischen, aerodynamischen Einzelereignissen (z.B. generische Windböe), oder eine Kopplung von Strömungs- und Fahrdynamiksimulation. Durch die Verwendung von Fahrermodellen (vgl. [90], [96]) kann darüber hinaus die Reaktion und Kompensation unterschiedlicher Fahrertypen auf Seitenwindstörungen berechnet und bewertet werden. Simulative Untersuchungen erlauben einen detaillierten Einblick in die Strömungstopologie und in die Fahrzeugkinematik und tragen dadurch grundlegend zum Verständnisaufbau des Seitenwindverhaltens von Pkw bei.

Strömungssimulationen

Zens [192] nutzt numerische Strömungssimulationen um die Seitenwindempfindlichkeit eines Audi A2 Fahrzeugmodells (mit und ohne Abrisskanten an den Heckleuchten) zu bewerten. Die Untersuchungen werden mit der Software PowerFLOW bei einer mit der Fahrzeughöhe gebildeten Reynoldszahl von $4,0 \cdot 10^6$ durchgeführt. Um einen Vergleich zwischen statistisch stationärem und statistisch instationärem Fahrzeugverhalten zu ermöglichen, werden sowohl Simulationen mit konstanten Schiebewinkeln (5° und 10°) als auch mit zeitlich veränderlichen Randbedingungen realisiert. Zur Validierung der statistisch stationären Schiebewinkelkennfelder zieht Zens Windkanalmessungen heran. Die simulativ ermittelten Seitenkraft- und Giermomentenbeiwerte über- bzw. unterschreiten die Mess-

werte um bis zu 30 %. Bei den Luftwiderstands- und Achsauftriebsbeiwerten liegen ebenfalls größere Abweichungen zwischen den Simulationen und den Experimenten vor. [192]

Die statistisch instationären Untersuchungen bilden zum einen das Einfahren in eine kontinuierliche Seitenwindböe und zum anderen die aerodynamische Anregung durch eine abrupt auftretende Windböe, die das gesamte Fahrzeug auf einmal erfasst, ab (vgl. Abbildung 3.14). Bei der Einfahrt in die Seitenwindböe liegt kein nennenswerter Unterschied zwischen den Seitenkraft- und Giermomentenverläufen der beiden Fahrzeugvarianten vor. Bezogen auf den effektiven Strömungswinkel, weisen die globalen Extrema der querdynamischen Fahrzeuganregung betragsmäßig geringere Werte als bei den statistisch stationären Untersuchungen auf. Im Gegensatz dazu liegt bei der abrupten Anregung ein Unterschied von 7 % zwischen den globalen Giermomentenmaxima der Fahrzeugvarianten vor, wobei die Abrisskante an der Heckleuchte eine Reduzierung des Maximalwerts bedingt. Im Vergleich zu den statistisch stationär ermittelten Schiebewinkelkennfeldern verursacht die plötzlich auftretende Windböe außerdem eine deutliche Überhöhungen des Seitenkraft- und Giermomentenbeiwerts. [192]

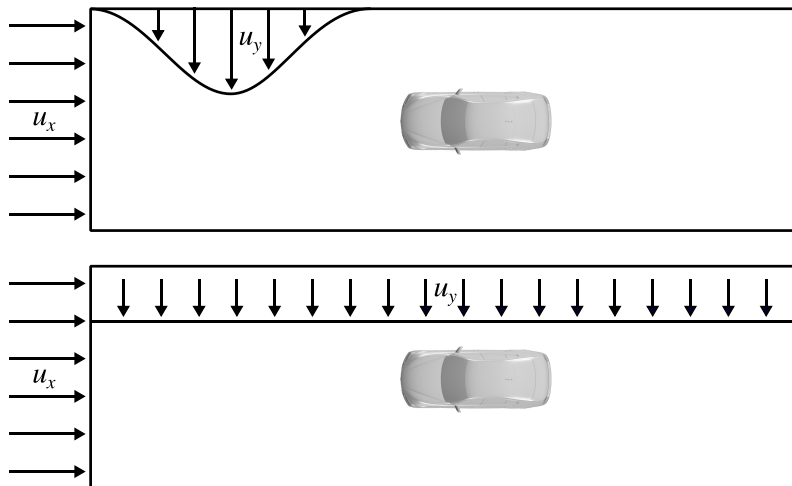


Abbildung 3.14: Simulierte Fahrzeuganregungen: kontinuierliche Seitenwindböe (oben) und abrupt auftretende Windböe (unten) (Darstellung in Anlehnung an Zens [192]).

Sowohl die durchgeführten Schiebewinkelsimulationen, als auch die statistisch instationären Untersuchungen stellen vereinfachte, generische Seitenwindereignisse dar, die keiner realitätsnahen und auf der öffentlichen Straße anzutreffenden Strömungssituation entsprechen. Durch die Rotation des Pkw relativ zur Hauptströmungsrichtung (zeitlich konstante Schiebewinkel) wird die gesamte Fahrzeuglufseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt (vgl. Unterabschnitt 3.3.3). Bei den statistisch instationären Untersuchungen werden geordnete und über die z-Koordinate kohärente Windböen betrachtet, die keine turbulenten Strukturen beinhalten und keiner zeitlichen Schwankung unterliegen. Darüber hinaus ist die Zuverlässigkeit der Simulationsergebnisse aufgrund der beträchtlichen Abweichung zu den Validierungsexperimenten sehr eingeschränkt.

Theissen [166] führt numerische Strömungssimulationen mit einem generischen Fahrzeugmodell einer oberen Mittelklasse Limousine des Herstellers BMW durch. Die Arbeit umfasst sowohl statistisch stationäre Untersuchungen mit konstanten Strömungswinkeln als auch Simulationen mit zeitlich veränderlichen Randbedingungen. Die statistisch stationären Strömungssimulationen werden zur Beschreibung des quasistationären Fahrzeugverhaltens herangezogen. Die statistisch instationäre Anregung der Limousine erfolgt durch eine sinusförmige und über die Höhe kohärente Böe (halbe

Sinuswelle mit einer Frequenz von 1 Hz), welche Schiebewinkel von -3° bis 3° abdeckt. Die Simulationen werden mit der Software PowerFLOW bei einer Reynolds-Zahl von $1,25 \cdot 10^7$ durchgeführt. Für die Seitenkraft stellt der quasistationäre Verlauf eine konservative Approximation des statistisch instationären Fahrzeugverhaltens dar (vgl. Abbildung 3.15). Bei dem Giermomentenbeiwert bedingt die instationäre Anregung ein Über- und Unterschwingen von 207 % bzw. 198 % gegenüber den quasistationären Werten. Darüber hinaus liegt für die Seitenkraft eine positive Zeitverschiebung, für das Giermoment eine negative Verschiebung gegenüber den quasistationären Verläufen vor. Neben der integralen Fahrzeugreaktion stellt Theissen Unterschiede in der lokalen Heckumströmung des Fahrzeugmodells heraus. Bei den statistisch stationären Betrachtungen tritt das Fluid vornehmlich von der windabgewandten Seite, bei den statistisch instationären Simulationen hingegen überwiegend von der windzugewandten Seite in den Fahrzeugnachlauf ein. [166]

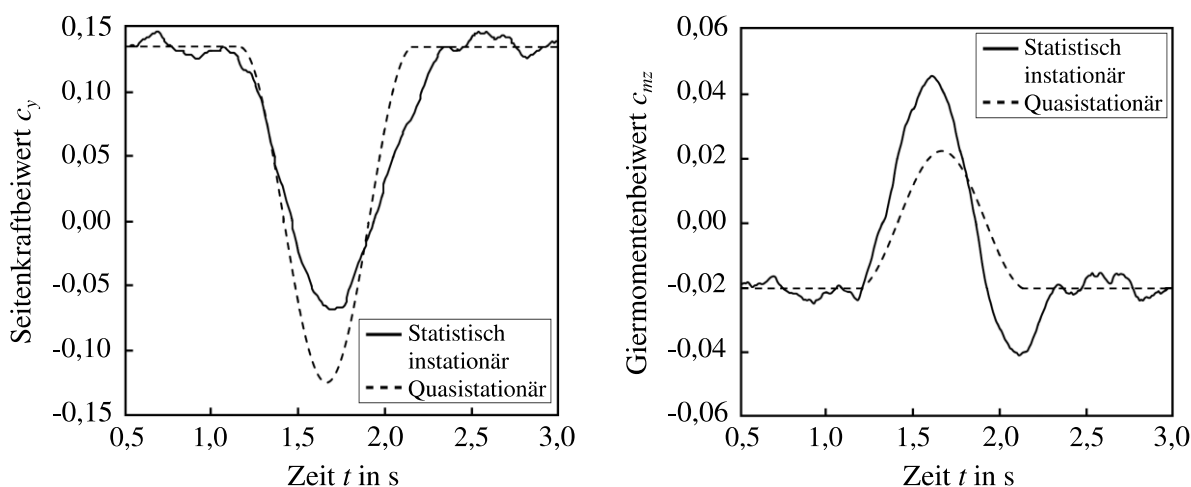


Abbildung 3.15: Verlauf des Seitenkraft- (links) bzw. Giermomentenbeiwerts (rechts) bei statistisch instationäre Fahrzeuganregung und quasistationärer Betrachtung (Darstellung in Anlehnung an Theissen [166]).

Zur Validierung der Simulationsergebnisse werden Windkanalexperimente mit einem um die Hochachse oszillierenden 50%-DrivAer-Fahrzeugmodell durchgeführt. Neben der Fahrzeuggeometrie, der Maßstabstreue und der Strömungsgeschwindigkeit (210 km/h anstatt 140 km/h) unterscheidet sich der Versuchsaufbau in der Fahrzeuganregung und -umströmung grundlegend von den Simulationen. Zum einen muss die Limousine zur dynamischen Rotation vom Windkanalboden abgehoben werden, zum anderen wird durch die Drehung des Pkw relativ zur Hauptströmungsrichtung die gesamte Fahrzeuglufseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt (vgl. Unterabschnitt 3.3.3). [166] Aus diesen Gründen ist ein quantitativer Vergleich zwischen Experiment und Simulationen nicht zielführend. Theissen weist zwar ähnliche Tendenzen in der Entwicklung der aerodynamischen Kraft- und Momentbeiwerte aus, jedoch ist beispielsweise der zeitliche Verzug im Experiment doppelt so groß wie in den Simulationen. [166]

In weiteren Simulationen untersucht Theissen den Einfluss der Böenfrequenz und -amplitude, der Fahrzeugheckform und der Strömungsgeschwindigkeit auf das aerodynamische Seitenwindverhalten des BMW-Modells. Ferner kann aufgezeigt werden, dass das Anbringen von Flügelementen im Heckbereich der Limousine eine Reduzierung des statistisch instationären Giermoments bei gleichzeitiger Erhöhung der Seitenkraft bedingt. Im Gegensatz dazu bewirkt eine Verlängerung des hinteren Überhangs eine Senkung der statistisch instationären Seitenkraft. Die Minderung der Seitenkraft geht

jedoch mit einem Anstieg des Giermoments einher. Die Form des Heckbereichs (Radien oder Kanten) hat ebenfalls einen Einfluss auf die Entwicklung der statistisch instationären Luftkraft, wobei eine scharfkantige Heckgeometrie eine Reduzierung der instationären Effekte begünstigt. [166]

Sowohl die Simulationen mit zeitlich konstanten Schiebewinkeln, als auch die statistisch instationären Untersuchungen stellen vereinfachte, generische Seitenwindereignisse dar, die keiner realitätsnahen und auf der öffentlichen Straße anzutreffenden Strömungssituation entsprechen. Durch die Rotation des Pkw relativ zur Hauptströmungsrichtung (zeitlich konstante Schiebewinkel) wird die gesamte Fahrzeugluftseite mit nahezu dem gleichen Strömungswinkel beaufschlagt. Bei den statistisch instationären Untersuchungen werden geordnete und über die Höhe kohärente Windböen betrachtet, die keine turbulenten Strukturen beinhalten und keiner zeitlichen Schwankung unterliegen. Darüber hinaus ist die angestrebte Validierung der Simulationsergebnisse, aufgrund der oben aufgeführten Abweichungen (geometrisch und strömungsmechanisch) zwischen Simulation und Experiment nicht zielführend. Eine Bewertung der Simulationsgüte bzw. eine Beurteilung der Zuverlässigkeit der simulativ gewonnenen Kenntnisse liegt somit nicht oder nur bedingt vor.

Jakirlic et al. [60] untersuchen die aerodynamische Anregung einer BMW 5er Limousine beim Überholen eines Lkw mit Hilfe numerischer Strömungssimulationen. Die beiden geometrisch leicht vereinfachten Fahrzeugmodelle weisen eine Maßstabstreue von 1:2,5 auf. Um die Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge abzubilden, werden der ortsfeste Lkw und die Limousine angeströmt, und der Pkw zusätzlich geradlinig und mit konstanter Geschwindigkeit entgegen der Hauptströmungsrichtung bewegt. Die Fahrzeuggeometrien und der Abbildungsmaßstab sind den quasistationären Windkanalexperimenten von Schrefl [132] (vgl. Unterabschnitt 3.3.4) nachempfunden. Im Gegensatz dazu werden die Fortbewegungsgeschwindigkeiten, unter Einhaltung der Reynoldsschen Ähnlichkeit, aus von Schrefl [132] veröffentlichten Straßenmessungen abgeleitet. Die Längsgeschwindigkeit des Lkw beträgt somit 200 km/h, die Geschwindigkeit des Pkw ist mit 400 km/h bemessen. Die Simulationen werden mit der Software FIRE und einem skalenauflösenden Partially-averaged Navier-Stokes-Verfahren (PANS) durchgeführt. [60]

In Abbildung 3.16 sind die simulativ ermittelten Verläufe der am Pkw wirkenden Seitenkraft und des Giermoments in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die Beschreibung der relativen Fahrzeugposition erfolgt analog zu den quasistationären Windkanalexperimenten (vgl. Abbildung 3.11). Zur Validierung der Simulationsergebnisse bilden die Diagramme außerdem die von Schrefl [132] ermittelten Messdaten (Windkanal und Straßenfahrten) ab. Bei den Straßenfahrten ist die Geschwindigkeit des Lkw mit 80 km/h bemessen, die Pkw-Geschwindigkeit beträgt 160 km/h (vgl. Unterabschnitt 3.3.4). Wie bereits von Schrefl herausgestellt, bewirkt die Interaktion der Fahrzeugumströmungen im hinteren Bereich des Lkw ($x/L_{Lkw} \approx -1$) eine zum Lkw gerichtete, querdynamische Anregung der Limousine. Diese Entwicklung ist ebenfalls bei den simulativ ermittelten Verläufen zu erkennen. Lediglich bei der Zeitschrittweite von $2,5 \cdot 10^{-4}$ s liegt eine umgekehrte Tendenz vor. [60]

Bei weiterem Voranschreiten des Manövers verzeichnen der Seitenkraft und der Giermomentenbeiwert einen Richtungswechsel. Dieser resultiert ca. auf Höhe des Führerhauses ($x/L_{Lkw} \approx 0,3$) in eine maximale und aus Fahrersicht vom Lkw weisende Fahrzeuganregung. Die Position und der Betrag der Extrema unterscheiden sich bereits bei den Windkanalexperimenten und den Straßenfahrten deutlich. Tendenziell weisen die Simulationsergebnisse eine bessere Übereinstimmung mit den Windkanalmessungen auf. Ferner wird der qualitative Verlauf der Seitenkraft und des Giermoments in der Simulation mit einer Zeitschrittweite von $2,5 \cdot 10^{-4}$ s zuverlässig abgebildet. [60]

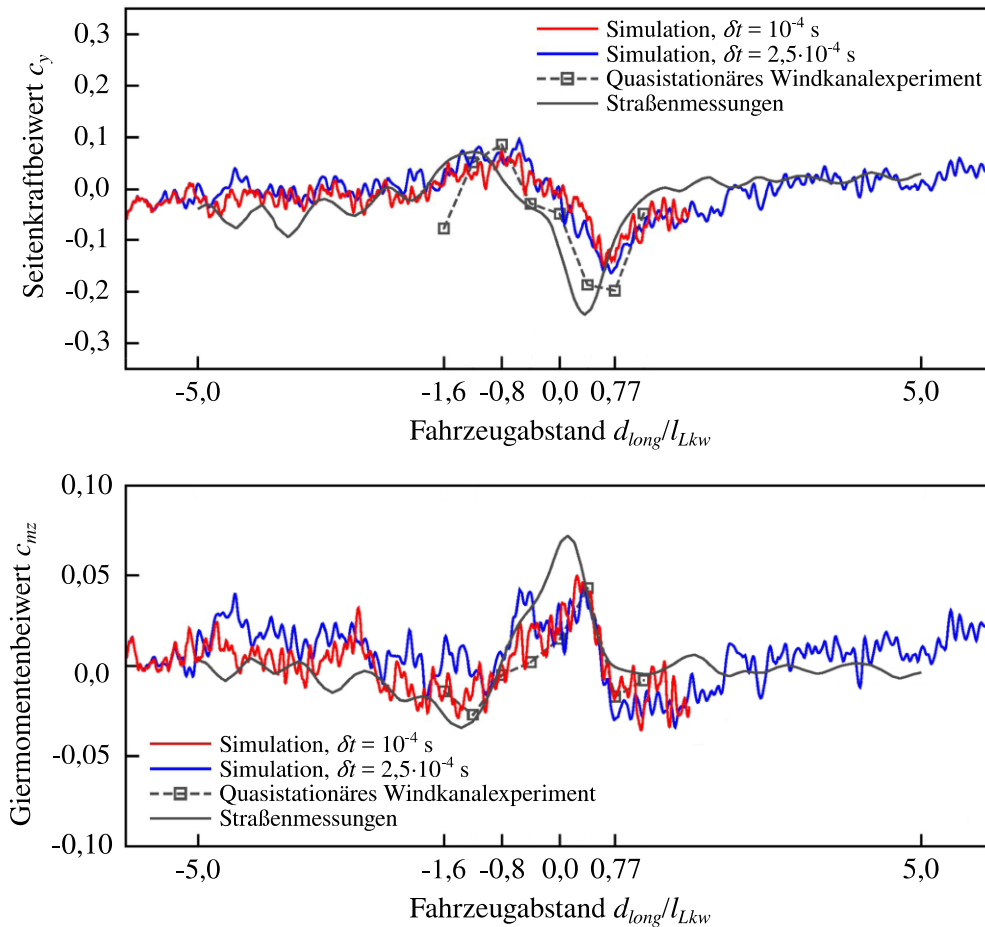


Abbildung 3.16: Simulativ und experimentell ermittelte Verläufe der am Pkw während des Überholmanövers angreifenden Seitenkraft (oben) bzw. des Giermoments (unten) (Darstellung in Anlehnung an Jakirlic et al. [60]).

Neben der integralen Fahrzeuganregung untersuchen Jakirlic et al. die Druckverteilung am Unterboden, den Seitenwänden und der Oberseite des Fahrzeugmodells. Zur Validierung der Verläufe werden die quasistationären Messdaten an den relativen Fahrzeugpositionen $x/L_{Lkw} = -0,80$ und $x/L_{Lkw} = 0,39$ herangezogen. An den Seitenwänden und der Fahrzeugoberseite liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und den Experimenten vor. Lediglich am Unterboden treten qualitative Unterschiede in den simulativ und experimentell ermittelten Verläufen des statischen Drucks auf. [60] Wie bei den integralen Strömungsgrößen können diese Abweichungen durch die unterschiedliche Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge begründet sein.

Fahrdynamiksimulationen

Huemer [54] nutzt Fahrdynamiksimulationen um die fahrdynamische Reaktion von Pkw bei Seitenwindanregung zu untersuchen. Die Studien umfassen sowohl Mehrkörpersimulationen mit der Software Adams als auch Berechnungen mit Zweispurmodellen in ISAR (Integrierte Simulation für Fahrdynamik und Regelsystem). Die Anregung der Fahrzeuge erfolgt durch sinusförmige und über die Höhe kohärente Windböen, die Strömungswinkel von 0° bis 6° (generische Böe ohne Vorzeichenwechsel) bzw. von -3° bis 3° (generische Böe mit Vorzeichenwechsel, vgl. Abbildung 3.17) umfassen. Die aerodynamische Luftkraft wird mit Hilfe fahrzeugspezifischer Schiebewinkelkennfelder in Abhängigkeit des instantanen Strömungswinkels berechnet und dem Fahrzeugschwerpunkt aufge-

prägt. Zur Validierung der Simulationen wird die Vorbeifahrt einer oberen Mittelklasse-Limousine an einer Seitenwindanlage betrachtet. Die Windgeschwindigkeit der Anlage bemisst konstant 78 km/h, wohingegen die Längsgeschwindigkeit des Pkw diskret zwischen 80 km/h und 160 km/h variiert. Das in den Simulationen verwendete Anregungssignal der Seitenwindanlage ist in Abbildung 3.17 dargestellt. Im betrachteten Geschwindigkeitsbereich sind die betragsmäßigen Abweichungen zwischen den simulativ und den experimentell ermittelten Maximalwerten der Gierrate kleiner 6 %. Bei der maximalen Querbewegung liegen die Abweichungen in einem Bereich von -12 % bis 9 %. [54]

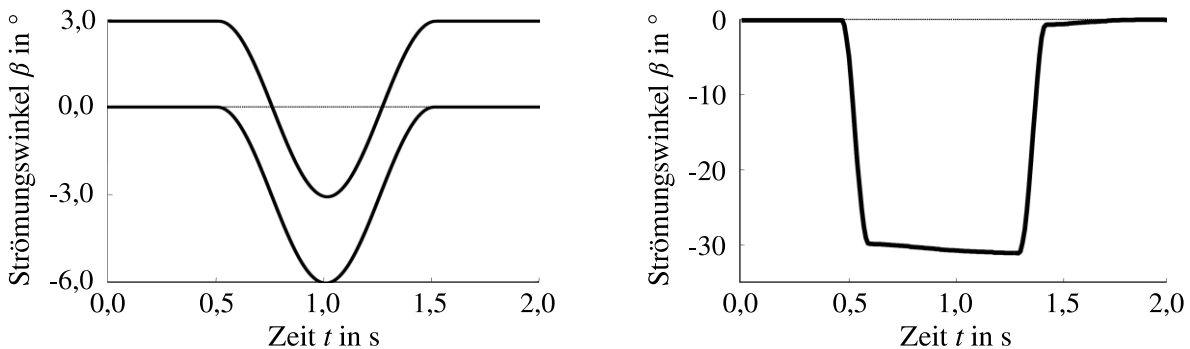


Abbildung 3.17: Simulierte Fahrzeuganregungen: sinusförmige Windböe (mit und ohne Vorzeichenwechsel, links) und Profil einer Seitenwindanlage (rechts) (Darstellung in Anlehnung an Huemer [54]).

In den darauffolgenden Simulationen vergleicht Huemer das Seitenwindverhalten verschiedener Fahrzeugmodelle. Die Pkw unterscheiden sich sowohl anhand der Fahrzeugklasse, der grundlegenden Karosserieform als auch der Fahrwerksarchitektur. Die aerodynamische Anregung erfolgt durch die generischen Windböen (mit und ohne Vorzeichenwechsel) und das virtuelle Signal der Seitenwindanlage. Je nach betrachteter Zustandsgröße und aerodynamischer Anregung weisen die Fahrzeuge unterschiedliche Reihenfolgen in Bezug auf die Stärke der betragsmäßigen Fahrzeugreaktion auf. Huemer untersucht außerdem den Einfluss der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten auf die fahrdynamische Reaktion der Mittelklassen-Limousine. Die Fahrzeuganregung erfolgt durch die generischen Windböen, wobei die Amplituden der einzelnen Schiebewinkelkennfelder nacheinander um 10 % erhöht werden. Sowohl der Maximalwert der Querbewegung als auch der Giergeschwindigkeit weisen einen deutlichen Anstieg bei einer Erhöhung der Seitenkraft und des Giermoments auf. Bei der generischen Böe mit Vorzeichenwechsel hat außerdem das aerodynamische Rollmoment eine Auswirkung auf die minimale Wankgeschwindigkeit der Limousine. [54]

Um nichtlineare Abhängigkeiten der Fahrzeugreaktion zu identifizieren, werden ferner kombinierte Amplitudenverstärkungen betrachtet. Darüber hinaus simuliert Huemer die Reaktion der Limousine bei einer Anregung durch zwei aufeinanderfolgende Windböen. Der Schwerpunkt der Untersuchung liegt auf der Bewertung des zeitlichen Verzugs der Böen. Abschließend wird die Auswirkung des Reifentyps und der Gummi und Hydrolager des Fahrwerks auf das Seitenwindverhalten untersucht. Letztere nehmen jedoch im Vergleich zu den Reifenkenngrößen oder den Fahrzeuggenen eine untergeordnete Rolle ein. [54]

Obwohl die Fahrzeuganregung mit statistisch instationären Signalen erfolgt, liegen den Fahrdynamiksimulationen keine statistisch instationäre Fahrzeugumströmung zugrunde. Die dem Fahrzeugschwerpunkt aufgeprägte Luftkraft wird durch eine quasistationäre Betrachtung aus statistisch stationär

bestimmten und zeitlich gemittelten Schiebewinkelkennfeldern abgeleitet. Somit vernachlässigen die simulativen Untersuchungen die statistisch instationären Effekte der aerodynamischen Anregung und beinhalten ferner die Nachteile der Schiebewinkelmessungen. Wie bereits in Unterabschnitt 3.3.3 diskutiert, bestehen diese in einer fehlenden Realitätsnähe, die zum einen durch die niederturbulente Anströmung des Windkanals und zum anderen durch die homogene Beaufschlagung der Fahrzeug-
luvseite mit nahezu konstantem Strömungswinkel begründet ist.

4 Versuchs-, Simulationsmethoden und Messtechnik

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Versuchs- und Simulationsmethoden sowie die in dieser Arbeit verwendete Messtechnik behandelt. Das Kapitel beschreibt somit die Windkanäle, das DEKRA-Automobil-Test-Center, die Versuchsfahrzeuge und das DrivAer-Fahrzeugmodell. Des Weiteren werden der Aufbau und die Genauigkeit der strömungsmechanischen Messtechnik und der DGPS-gestützten, inertialen Messeinheit diskutiert. Abschließend werden die aerodynamischen und fahrdynamischen Simulationsmodelle vorgestellt.

4.1 Prüfstände und Teststrecke

4.1.1 Modellwindkanal

Der im Rahmen dieser Arbeit verwendete Modellwindkanal (MWK) ist ein Windkanal Göttinger Bauart und hat eine Düsenquerschnittsfläche von $1,65 \text{ m}^2$. Die offene Messstrecke des Kanals liegt in einer geschlossenen Messhalle und verfügt über eine Freistrahlstrecke von $2,59 \text{ m}$. Die maximale Antriebsleistung des im Kanal verbauten Axialgebläses beträgt 335 kW , wodurch Anströmgeschwindigkeit von bis zu 288 km/h realisiert werden können. [57] Des Weiteren weist die an der Düse austretende Strömung einen Turbulenzgrad $< 0,3 \%$ und eine räumliche Geschwindigkeitsabweichung $< \pm 0,25 \%$ auf [114].

Um realitätsnahe Straßenbedingungen zu ermöglichen ist der MWK mit einer Grenzschichtkonditionierung und einem Fünfbandsystem, bestehend aus einem Mittellaufband und vier Radantriebseinheiten, ausgestattet (vgl. Abbildung 4.1) [134]. Die Fahrzeuge werden in dem Kanal über vier Schwellerstützen gefesselt, wobei die Räder des Modells auf den vier Radantriebseinheiten lasten.

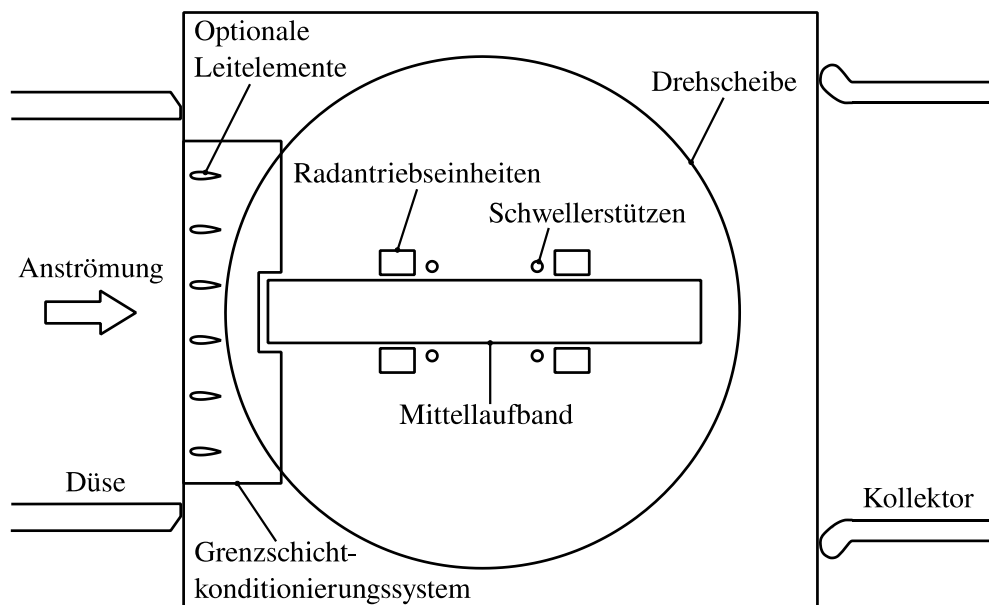


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Modellwindkanals (Darstellung in Anlehnung an Wiedemann et al. [180]).

Die Radantriebseinheiten und das Fesselungssystem sind auf einer Sechskomponentenunterflurwaage angebracht. Des Weiteren ist die Waage auf einer Drehscheibe gelagert und kann somit relativ zur Anströmrichtung rotiert werden. [161]

Die im MWK implementierte, elektromechanische Unterflurwaage hat eine Kraftgenauigkeit von $\pm 0,1$ N in x - und y -Richtung und von $\pm 0,3$ N in z -Richtung. Die Momente um die x - und y -Achse können mit einer Genauigkeit von $\pm 0,05$ Nm, das Moment um die z -Achse mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1$ Nm bestimmt werden. [106] Darüber hinaus ist durch die geringe Trägheit und hohe Steifigkeit der Waage eine hohe zeitliche Auflösung der Messwerte gewährleistet [161].

Wie in Abbildung 4.1 dargestellt, können am Düsenaustritt des Windkanals sechs beweglich gelagerte Leitelemente angebracht werden. Diese dienen der Strömungsauslenkung in Fahrzeugquerrichtung und ermöglichen somit eine statistisch instationäre Anregung des Fahrzeugmodells. Der Antrieb der Leitelemente erfolgt durch sechs unabhängige Servomotoren, die oberhalb der Düsengeometrie befestigt sind. [161] Im Rahmen dieser Arbeit werden die Servomotoren jedoch ausschließlich synchron gesteuert.

4.1.2 Windkanal der BMW Group

Der BMW-Group-Windkanal (AWK, vgl. Abbildung 4.2) ist ein Windkanal Göttinger Bauart und dient der Entwicklung von Fahrzeugen und Messträgern im 1:1-Maßstab. Der AWK hat eine 14 m lange, offene Messstrecke, die sich in einem geschlossenen Plenum der Größe $22\text{ m} \cdot 16\text{ m} \cdot 13\text{ m}$ ($L \cdot B \cdot H$) befindet. Die Düse des Kanals weist ein Kontraktionsverhältnis von 5,75:1 auf, wobei die Querschnittsfläche am Düsenaustritt 25 m^2 bemisst. Das im AWK verbaute Axialgebläse hat einen Durchmesser von 8 m und ermöglicht eine maximale Anströmgeschwindigkeit von 250 km/h bei einer Leistungsaufnahme von 4,4 MW. [128] Des Weiteren weist die ungestörte Anströmung einen Turbulenzgrad von 0,1 % am Düsenaustritt und von 0,2 % im Zentrum der Drehscheibe auf (jeweils in Hauptströmungsrichtung). Die räumliche Abweichung des statischen Drucks in der fahrzeugleeren Messstrecke ist kleiner $\pm 0,23$ %. [28]



Abbildung 4.2: Plenum des BMW-Group-Windkanals. [10]

Die Bodensimulation erfolgt im AWK über ein Fünfbandsystem (vgl. Unterabschnitt 4.1.1) und eine dreistufige Grenzschichtkonditionierung, deren prinzipielle Funktionsweise im Folgenden erläutert wird. Die am Düsenaustritt vorliegende Grenzschicht wird in einem ersten Schritt durch einen Scoop abgetrennt. Auf Höhe des Mittellaufbands wird daraufhin das wieder angewachsene Profil über eine zwei Meter breite, sekundäre Absaugung mit tangentialer Ausbläsung abgebaut. Außerdem wird die

stromab, seitlich des Mittellaufbands wieder entwickelnde Grenzschicht unmittelbar vor den Radantriebseinheiten durch ein tertiäres System (Absaugung und Ausblasung) konditioniert. [128]

In der Messstrecke des AWK liegt des Weiteren ein nahezu horizontaler Druckgradient vor [128]. Dieser wird u. a. durch die geometrische Gestaltung und Positionierung des Kollektors sowie durch das soeben beschriebene Grenzschichtkonditionierungssysteme erzielt [27], [95]. Die Fahrzeugfesselung erfolgt in dem Kanal über vier Schwellerstützen, wobei die Räder des Fahrzeugs auf den Radantriebseinheiten lasten. Darüber hinaus sind die Radantriebseinheiten und das Fesselungssystem auf einer Sechskomponentenunterflurwaage angebracht, die wiederum auf einer Drehscheibe gelagert ist. [128] Die Kraftgenauigkeit der elektromechanischen Waage liegt bei $\pm 1,00$ N in x -Richtung, $\pm 1,05$ N in y -Richtung und $\pm 0,95$ N in z -Richtung. Die Momente um die x -, y - und z -Achse können mit einer Genauigkeit von $\pm 0,65$ Nm, $\pm 0,75$ Nm und $\pm 0,70$ Nm bestimmt werden. [11]

4.1.3 DEKRA-Testoval

Die Straßenmessungen werden in dieser Arbeit auf dem DEKRA-Automobil-Test-Center in Klettwitz durchgeführt (vgl. Abbildung 4.3). Dieses grenzt an die EuroSpeedway-Lausitz und hat ein weitläufiges Teststreckengelände, das als DEKRA-Testoval (DTO) bezeichnet wird. Das DTO ist wiederum in eine Fahrdynamikfläche, ein Off Road Gelände, eine ABS-Strecke und eine Autobahnrundstrecke unterteilt. Letztere bemisst eine Gesamtlänge von 5,8 km und wurde zur Durchführung der Überholmanöver verwendet. Die beiden geradläufigen und ebenen Abschnitte der Rundstrecke, weisen jeweils eine Länge von 2,3 km und eine Breite von 12 m auf und sind durch zwei parabolische Steilkurven verbunden. Um die Rundstrecke vor Witterungsbedingungen abzuschirmen, ist diese seitlich durch mit Bäumen bepflanzte Erdwälle begrenzt. [26]

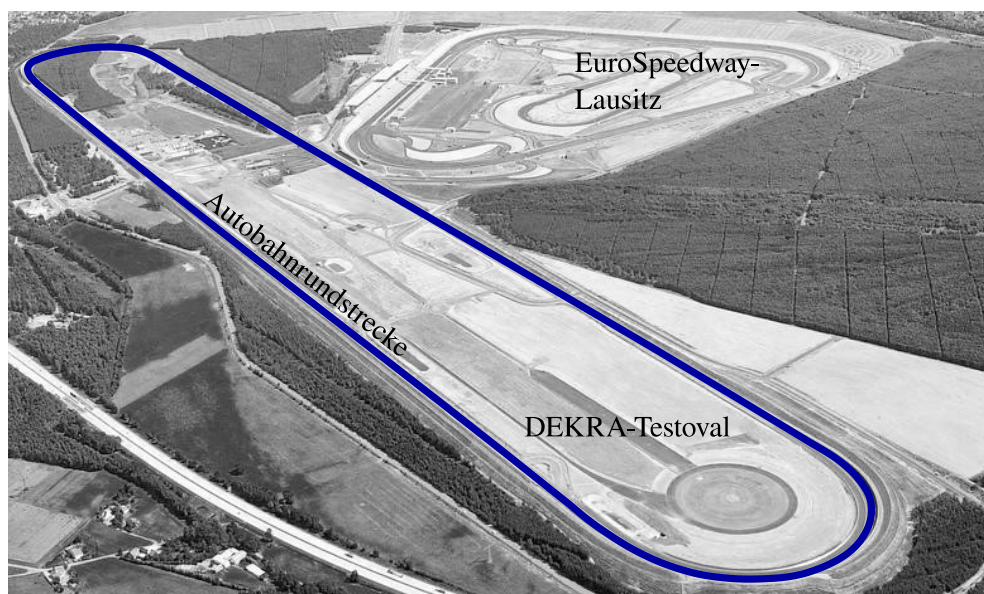


Abbildung 4.3: DEKRA-Automobil-Test-Center (Darstellung in Anlehnung an Mittelbayerische [97]).

4.2 Versuchsfahrzeuge und Messträger

4.2.1 DrivAer-Fahrzeugmodell

Der DrivAer-Körper stellt ein generisches, aber realitätsnahes Fahrzeugmodell dar, das von Heft et al. [47] am Lehrstuhl für Aerodynamik und Strömungsmechanik der TU München entwickelt wurde. Das Modell hat einen modularen Aufbau, der auf den Geometrien eines Audi A4 (B8, 2007–2015) und eines BMW 3 (E90/91, 2005–2013) basiert. [48]

Im Rahmen dieser Arbeit findet eine 30%-skalierte Stufenheck Konfiguration mit glattem Unterboden, ohne Außenspiegel und nicht durchströmtem Motorraum Anwendung (vgl. Abbildung 4.4). Die profillosen Reifen des Fahrzeugs sind auf geschlitzten Rädern verbaut. Die Länge des Fahrzeugmodells beträgt 1,384 m bei einer Breite von 0,546 m und einer Höhe von 0,423 m. Der Radstand des Fahrzeugs bemisst 0,836 m, die Stirnfläche 0,190 m².

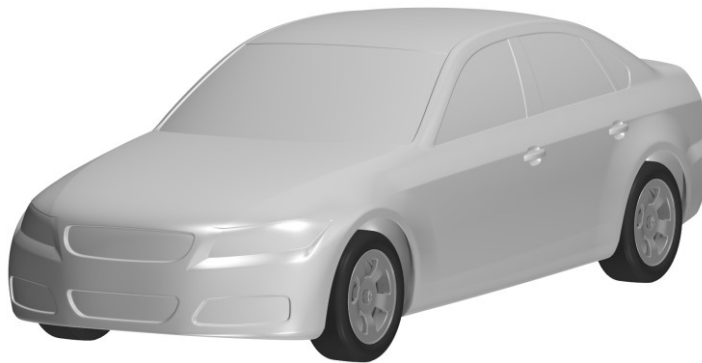


Abbildung 4.4: DrivAer-Fahrzeugmodell mit Stufenheckform.

4.2.2 BMW 328iA Limousine

Die Realfahrzeuguntersuchungen werden in dieser Arbeit mit einer BMW 328iA Limousine (F30, 2011–2019) durchgeführt (vgl. Abbildung 4.5). Das Versuchsfahrzeug ist mit einem Vierzylinder Turbomotor, einem Automatikgetriebe und der BMW Luxury Line ausgestattet. Ferner hat die Limousine ein adaptives M Fahrwerk und Servotronic. Die Länge des Fahrzeugs beträgt 4,624 m bei einer Breite von 2,031 m und einer Höhe von 1,441 m. Der Radstand des Fahrzeugs bemisst 2,810 m, die Stirnfläche 2,20 m². Des Weiteren befindet sich das Fahrzeug auf 18-Zoll-Komplettträgern mit Luxury Vielspeichenrädern (Typ 416) und Reifen 225/45 Cinturato P7 von Pirelli mit Notlaufeigenschaften. Um den numerischen Aufwand zu reduzieren, können die Räder optional mit einem außenbündigen Schließdeckel versehen werden.

4.2.3 MAN TGX 18.480 mit KRONE Auflieger

Der MAN TGX 18.480 (vgl. Abbildung 4.5) ist eine Sattelzugmaschine des Unternehmens MAN Truck & Bus mit einem zulässigen Gesamtgewicht von 18.000 kg und einer Motorleistung von 480 PS. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Zugmaschine ist mit einem Aerodynamikpaket, der Efficient Line und einem XLX-Dach ausgestattet. Des Weiteren hat sie eine 4x2-Achskonfiguration mit einer Zwillingbereifung an der Hinterachse. Die Sattelzugmaschine bemisst eine Länge

von 5,875 m bei einer Breite von 2,528 m und einer Höhe von 3,953 m. [88] Der dreiachsige Sattelaufleger wird von dem Unternehmen KRONE produziert und hat eine Länge von 13,880 m, eine Breite von 2,602 m und eine Höhe von 4,028 m [55]. Die Gesamtlänge des Sattelkraftfahrzeugs beläuft sich somit auf 16,531 m bei einer maximalen Breite von 2,602 m und einer Höhe von 4,032 m. Die Stirnfläche des Sattelzugs beträgt 10,012 m².



Abbildung 4.5: BMW 328iA Limousine und MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger.

4.3 Messtechnik

4.3.1 Druckmesstechnik

Zur experimentellen Bestimmung des statischen Drucks an diskreten Positionen der Fahrzeugaußenhaut werden in dieser Arbeit Druckmessbohrungen verwendet. In die Bohrungen sind präzise gefertigte Metallröhrchen eingesetzt, die wiederum durch PVC-Schläuche mit Drucksensoren verbunden sind. Neben der Messgenauigkeit der ausgewählten Sensoren ist die Güte der Messungen durch die qualitative Ausführung der Messstellen bestimmt [128]. Aus diesem Grund ist bei den Druckmessbohrungen auf eine gratfreie Gestalt der Kanten zu achten und es muss ein bündiges Einsetzen und Verkleben der Metallröhrchen gewährleistet werden [100], [128].

Druckmessungen am DrivAer-Fahrzeugmodell

Für die Druckmessungen am DrivAer-Fahrzeugmodell werden die piezoresistiven Drucksensor ESP-32HD des Unternehmens Pressure System Inc. herangezogen. Diese Differenzdrucksensoren verfügen über eine geringe Trägheit und gewährleisten dadurch eine zeitliche Auflösung der Messgröße von bis zu 20.000 Hz. Die ESP-32HD haben einen Messbereich von ± 6895 Pa bei einer durch Nichtlinearität, Hysterese und Nichtwiederholbarkeit bedingten maximalen Messabweichung von $\pm 4,1$ Pa. [31] Die Drucksensoren sind außerdem zu Modulen zusammengefasst, die bei den Messungen im Innern des Fahrzeugmodells platziert sind. Die PVC-Schläuche, die die Verbindung zwischen den

Drucksensoren und den Messbohrungen an der Fahrzeugoberfläche herstellen, haben eine Länge von einem Meter. Da bei den Fahrzeugmodelluntersuchungen ausschließlich zeitgemittelte Drücke betrachtet werden, ist die von der Schlauchlänge abhängige, instationäre Dämpfung der Messgröße vernachlässigbar.

Der DrivAer-Körper hat insgesamt 89 Druckmessstellen. Davon befinden sich 25 im y_0 -Schnitt an der Fahrzeugoberseite und 32 im y_0 -Schnitt am Unterboden des Modells. Außerdem sind im Heckbereich des Fahrzeugs 32 Messstellen an zwei z -parallelen Ebenen ($z_1 = 0,227$ m und $z_2 = 0,142$ m) positioniert. Die beschriebene Verteilung der Druckmessbohrungen ist in Abbildung 4.6 dargestellt.

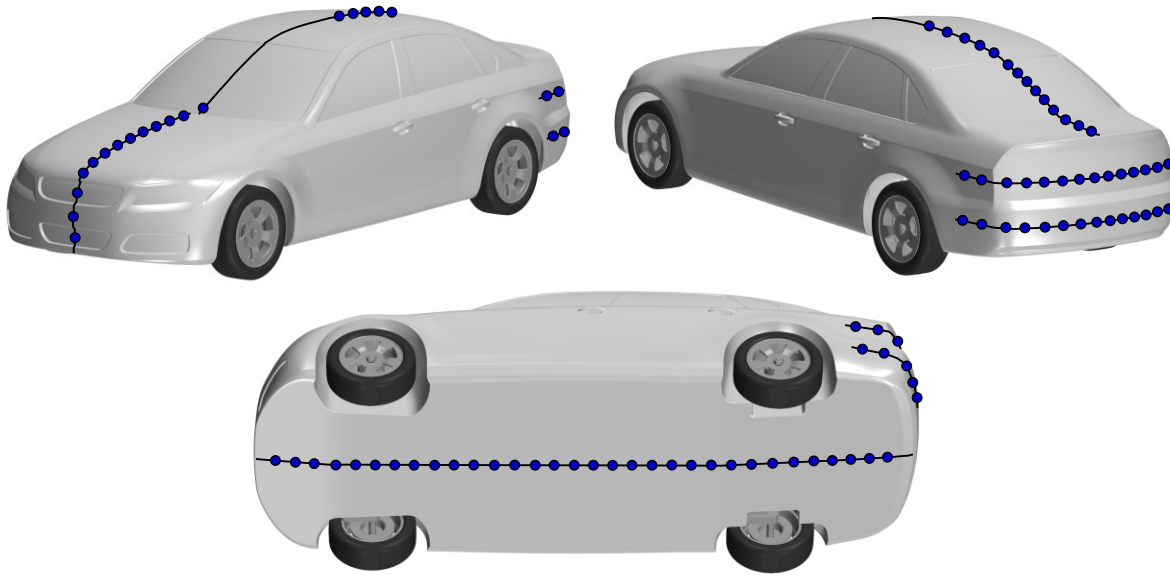


Abbildung 4.6: Druckmessstellen am DrivAer-Fahrzeugmodell.

Druckmessungen an der BMW 328iA Limousine

Bei der BMW 328iA Limousine wird der statische Druck an der Fahrzeugaußenhaut mit Hilfe der piezoresistiven Drucksensoren HCLA0025DB des Unternehmens First Sensor ermittelt. Die Differenzdrucksensoren haben einen Messbereich von ± 2500 Pa und ermöglichen eine maximale, zeitliche Auflösung von 2000 Hz. Die durch Nichtlinearität und Hysterese bedingte maximale Messabweichung der Sensoren beträgt $\pm 12,5$ Pa. Des Weiteren ist die typische Messabweichung mit einem Wert von $\pm 2,5$ Pa spezifiziert. [34] Da bei den Realfahrzeuguntersuchungen auch statistisch instationäre Vorgänge betrachtet werden, ist eine akkurate, zeitliche Auflösung der Druckverläufe von zentraler Bedeutung. Eine Dämpfung des instationären Messsignals durch zu lange PVC-Schläuche muss strikt vermieden werden. Aus diesem Grund werden die einzelnen Drucksensoren an der Fahrzeuginnenseite, in direkter Umgebung der jeweiligen Druckmessstelle, angebracht. Dadurch kann die Länge der Verbindungsschläuche auf 0,15 m reduziert werden.

Eine Abschätzung der Signaldämpfung in Abhängigkeit der verwendeten Schlauchlänge wurde von Schrefl [132] in Anlehnung an Henn [52] dargelegt. Bei dieser Betrachtung wird die im Schlauch, dem Metallröhrchen und dem Drucksensor befindliche Luft als schwingfähiges System angesehen, dem eine kritische Frequenz zugewiesen ist. Eine Dämpfung der instationären Druckschwankungen erfolgt bei dieser kritischen Frequenz, weshalb sie deutlich oberhalb des betrachteten Frequenzbereichs liegen muss. [132] In Abbildung 4.7 ist die kritische Dämpfungsfrequenz in Abhängigkeit

der verwendeten Schlauchlänge aufgetragen. Für das in dieser Arbeit verwendete System mit einer Schlauchlänge von 0,15 m liegt sie bei rund 360 Hz.

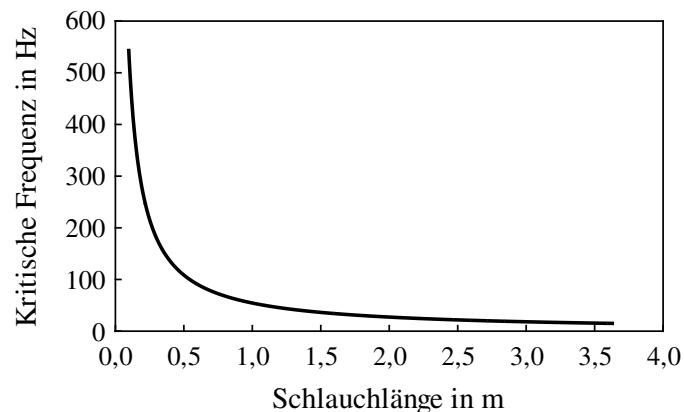


Abbildung 4.7: Kritische Frequenz der schwingfähigen Luft im Druckmesssystem in Abhängigkeit der Schlauchlänge (Darstellung in Anlehnung an Schrefl [132] und Henn [52]).

In Abbildung 4.8 ist eine Übersicht der am Versuchsfahrzeug befindlichen Druckmessstellen dargestellt. Insgesamt ist die Limousine mit 83 Drucksensoren ausgestattet, wobei zehn im y_0 -Schnitt an der Fahrzeugoberseite und 13 im Heckbereich positioniert sind. Die verbleibenden 60 Messstellen sind spiegelsymmetrisch an den Seitenwänden angebracht, da dieser Fahrzeugbereich vornehmlich für die Entstehung der Seitenkraft und des Giermoments verantwortlich ist. Zur übersichtlicheren Darstellung der ermittelten Druckverteilungen sind die Sensoren auf Geraden angeordnet.

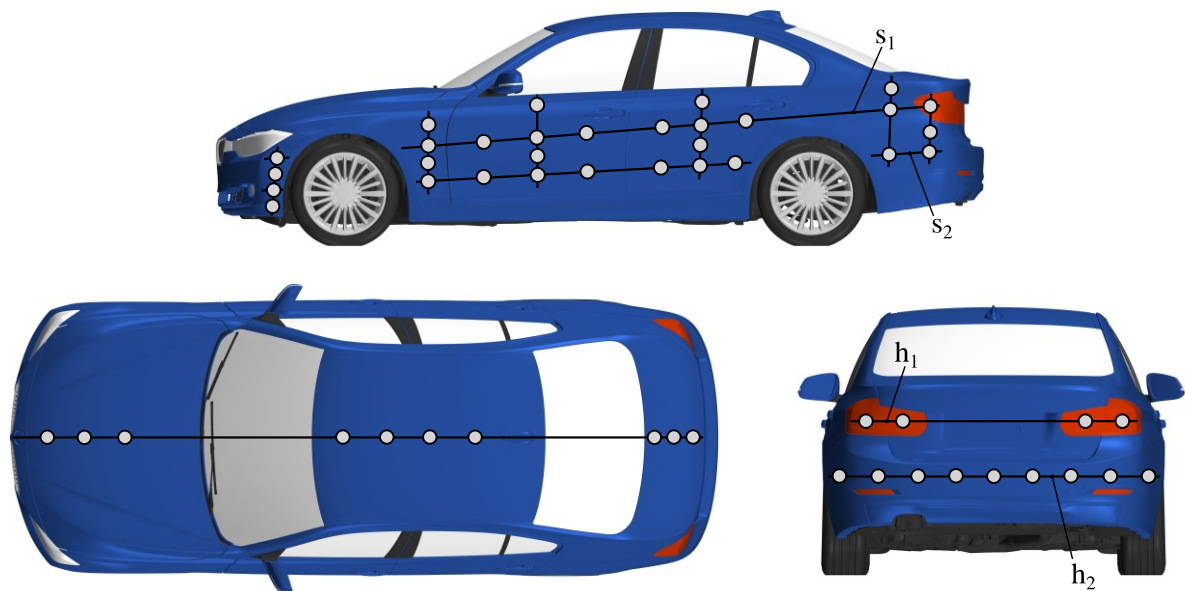


Abbildung 4.8: Druckmessstellen an der BMW 328iA Limousine.

4.3.2 Vierlochsonde

Die kobraförmige Vierlochsonde des Unternehmens Turbulent Flow Instrumentation dient der Bestimmung des Drucks und des Geschwindigkeitsvektors im Strömungsfeld. Die Vierlochsonde hat

einen 2,6 mm starken, facettierten Kopf an dem vier Differenzdrücke simultan gemessen werden [161]. Anströmwinkel und Anströmgeschwindigkeit der Sonde werden anhand der gemessenen Drücke, unter Zuhilfenahme von Kalibrierkurven, ermittelt [134]. Die Vierlochsonde hat einen Geschwindigkeitsmessbereich von 2–100 m/s und einem Anströmwinkelbereich von $\pm 45^\circ$ relativ zur Längsachse des Sondenkopfs. Die Messabweichung der Strömungsgeschwindigkeit ist mit $\pm 0,3$ m/s, die des Strömungswinkels mit $\pm 1^\circ$ spezifiziert. [171] Da die vier Differenzdrucksensoren im Gehäuse der Sonde untergebracht sind, werden nur kurze Leitungen zu den Messstellen am Sondenkopf benötigt [161]. Aus diesem Grund beträgt die maximale, zeitliche Auflösung der Sonde 2000 Hz. [171] Im Rahmen dieser Arbeit wird die Vierlochsonde zur Traversierung des Fahrzeugnachlaufs verwendet. Außerdem muss sie zur Ermittlung der Anströmbedingung des Fahrzeugs unter dynamischen Schiebewinkel herangezogen werden.

4.3.3 Automotive Dynamic Motion Analyzer

Der Automotive Dynamic Motion Analyzer (ADMA) ist eine DGPS-gestützte, inertielle Messeinheit der Firma GeneSys Elektronik GmbH. Das System besteht aus einer Kreiselplattform mit jeweils drei zueinander orthogonal ausgerichteten Beschleunigungs- und Drehratensensoren sowie einem DGPS-Empfänger. Der ADMA ist speziell für Fahrdynamikmessungen im Automobilbereich entwickelt und ermöglicht die Bestimmung der Bewegungszustände eines Fahrzeugs. [39] Die Messeinheit ermittelt dazu den zeitlichen Verlauf der drei linearen Beschleunigungen und der drei Winkelgeschwindigkeiten. Durch Integration der Messwerte und Kompensation der Erdbeschleunigung werden beispielsweise die lineare Geschwindigkeit und die Lagewinkel des Pkw bestimmt. [186]

Die Kreiselplattform weist eine Messgenauigkeit kleiner 10^{-3} g für Beschleunigungen und eine Messauflösung von $4 \cdot 10^{-5}$ °/s für Änderungen des Kurs-, Nick- und Wankwinkels auf. Der integrierte DGPS-Empfänger dient der genaueren Positionsbestimmung und der Kompensation des Driftverhaltens der Sensoren. Das Gesamtsystem hat dadurch eine Genauigkeit von 0,01 m in der Positionsschätzung und von 0,03 km/h (RMS) in der Bestimmung der Fahrzeuggeschwindigkeit. Ferner weist die ADMA eine mittlere quadratische Abweichung von $0,01^\circ$ für den Nickwinkel, von $0,015^\circ$ für den Wankwinkel und von $0,05^\circ$ für den Schwimmwinkel auf. [39]

Im Rahmen der fahrdynamischen Untersuchungen des Pkw-Lkw-Überholmanövers finden zwei ADMA Anwendung. Diese sind im Fußraum der BMW 328iA Limousine und im Auflieger des Sattelkraftfahrzeugs installiert. Durch die Positions- und Lagedifferenz der beiden Messeinheiten können somit die Abstände und Relativwinkel zwischen den Fahrzeugen bestimmt werden.

4.4 Simulationsmodelle

4.4.1 Digitaler Modellwindkanal

Der digitale Modellwindkanal (DMWK) ist eine realitätsnahe, virtuelle Abbildung des MWK (vgl. Unterabschnitt 4.1.1) und besteht aus der Düsengeometrie, dem Kollektor und dem Diffusor des physikalischen Prüfstands. Des Weiteren beinhaltet der DMWK das Plenum mit der darin befindlichen Messstrecke und das Fünfbandsystem. Die geometrischen Abmessungen der aufgeführten Bauteile stimmen mit denen des realen Windkanals überein. Die Luftrückführung und das Gebläse werden jedoch nicht in das Simulationsmodell abgebildet. Stattdessen sind die Düse und der Diffusor in

Strömungsrichtung extrudiert und an deren Enden der Strömungsein- bzw. -auslass festgelegt. Aus Gründen der Geheimhaltung darf in dieser Arbeit keine grafische Darstellung des DMWK veröffentlicht werden.

Bevor die räumliche Diskretisierung des DMWK beschrieben wird, soll in diesem Abschnitt der grundlegende Unterschied in der Gestaltung der kontinuumsmechanischen und der gaskinetischen Rechengitter erläutert werden. Durch die diskrete Formulierung des Phasenraums, können bei dem in dieser Arbeit verwendeten, gaskinetischen Verfahren ausschließlich kubische Volumenzellen herangezogen werden. Bei den kontinuumsmechanischen Simulation liegt diese Einschränkung in der Zellgeometrie nicht vor. Diese Verschiedenheit macht sich vor Allem in wandnahen Bereichen des Strömungsgebiets bemerkbar (vgl. Abbildung 4.9). Während die kontinuumsmechanischen Rechengitter ausschließlich in wandnormaler Richtung verfeinert werden können, müssen die gaskinetischen Gitter in alle Raumrichtungen verfeinert werden. Somit wird im zweiten Fall eine deutlich höhere Zellanzahl benötigt, sodass bei technisch relevanten Strömungsvorgängen die Grenzschicht in der Regel nicht bis in die viskose Unterschicht aufgelöst werden kann.

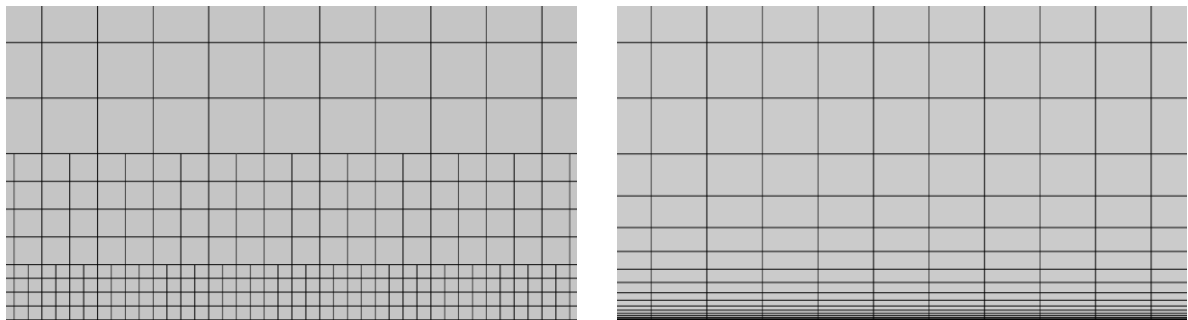


Abbildung 4.9: Räumliche Diskretisierung des Rechengebiets in Wandnähe bei den gaskinetischen (links) und den kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen (rechts).

In dieser Arbeit werden zwei Rechengitter des fahrzeugleeren DMWK, eins für die kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen und eins für die gaskinetische Simulation, erstellt. Im wandfernen Bereich bestehen die Gitter aus kubischen Volumenelementen. In Wandnähe finden in den Kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen prismatische Zellen und in den gaskinetischen Simulationen kubische Zellen Anwendung. Die Zellanzahl der Rechenetze beträgt rund 17,6 Millionen bzw. 118,6 Millionen. Um die Entwicklung der Scherschicht und somit die Druckverteilung in der Messstrecke korrekt abzubilden, werden beide Rechengitter an der Kollektoroberfläche und im Bereich der Scherschicht verfeinert. Des Weiteren wird eine Verfeinerung der Zellen im wandnahen Bereich der Düse und am Messstreckenboden vorgenommen, um die Entwicklung der Grenzschicht zu erfassen. In den kontinuumsmechanischen Simulationen haben die kleinsten Volumenelemente im wandfernen Bereich eine Seitenlänge von 7 mm und in der gaskinetischen Simulation eine Seitenlänge von 1,5 mm. Im räumlichen Mittel weisen die Rechengitter einen dimensionslosen Wandabstand von fünf bzw. 100 auf.

Im realen MWK kann die Strömung am Düsenaustritt optional durch Leitelemente in Fahrzeugquerichtung ausgelenkt werden (vgl. Unterabschnitt 4.1.1). Diese Möglichkeit besteht auch bei den kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen im DMWK. Jedoch wird hier aus Gründen des numerischen Aufwands auf die physikalische Abbildung der Leitelemente verzichtet. Stattdessen ist in dem Simulationsmodell ein geometrischer Bereich am Düsenaustritt definiert, in dem die Strömung

durch einen in y -Richtung wirkende, äußere Kraft ausgelenkt werden kann. Die Abmessungen dieser quaderförmigen Region sind dem maximalen, geometrischen Einflussgebiet der Leitelemente nachempfunden. Sofern innerhalb der Region keine äußere Kraft auf die Strömung wirkt, hat diese auch keinen Einfluss auf die Strömungstopologie des DMWK.

4.4.2 DrivAer-Fahrzeugmodell in digitalem Modellwindkanal

Da bei den experimentellen Fahrzeugmodelluntersuchungen nicht vernachlässigbare Windkanalinterferenzeffekte auftreten, werden die numerischen Validierungsstudien im DMWK durchgeführt. Der DrivAer-Körper wird dazu entsprechend der Versuchsaufbauten in der Messstrecke des Kanals platziert. Raddrehung und Bodensimulation sind ebenfalls den Experimenten nachempfunden und werden somit in den Simulationen nicht abgebildet. Insgesamt werden in dieser Arbeit drei unterschiedliche Anströmbedingungen des Fahrzeugmodells auf fünf Rechengittern untersucht.

In der ersten Konfiguration ist der DrivAer-Körper parallel zur ungestörten Anströmung des Kanals ausgerichtet und wird somit gerade angeströmt. Bei der räumlichen Diskretisierung des Setups wird ein Rechengitter für die gaskinetische und ein Gitter für die kontinuumsmechanischen Simulationen generiert. Wie in Abbildung 4.10 dargestellt, werden die kubischen Volumenzellen beider Netze schrittweise zur Fahrzeugoberfläche hin verfeinert. In den kontinuumsmechanischen Simulationen haben die kleinsten Volumenelemente im wandfernen Bereich eine Seitenlänge von 3,5 mm.

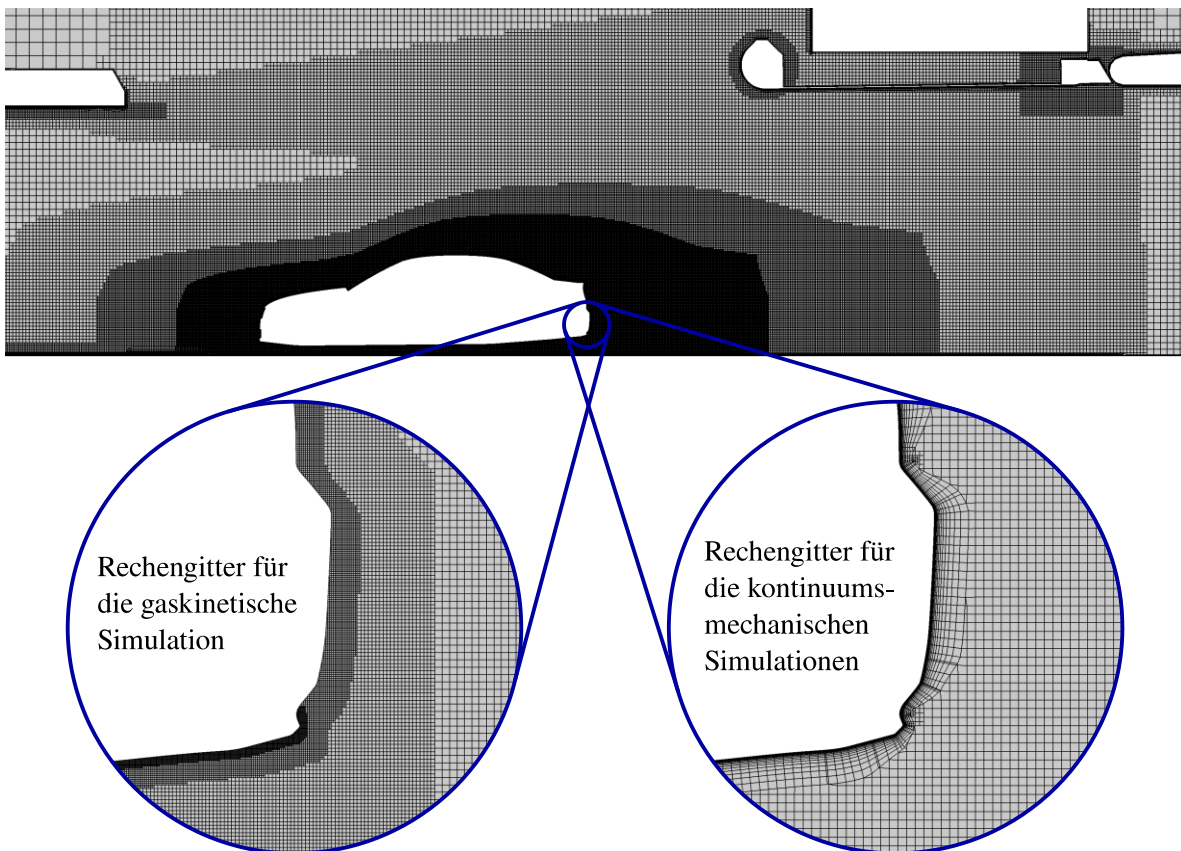


Abbildung 4.10: Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK (y_0 -Schnitt) und Gestaltung des Rechengitters im Heckbereich bei der gaskinetischen (links) und den kontinuumsmechanischen Simulationen (rechts).

Des Weiteren werden bei diesem Rechengitter prismatische Zellen an der gesamten Fahrzeugoberfläche verwendet um so einen dimensionslosen Wandabstand kleiner eins zu gewährleisten. Die Zellanzahl des Rechnetzes beträgt, inklusive der räumlichen Diskretisierung des DMWK, rund 52,4 Millionen. Bei der gaskinetischen Strömungssimulation ist die Außenhaut des DrivAer-Körpers mit 0,75 mm großen, kubischen Zellen diskretisiert. In Gebieten der Strömungsablösung, wie beispielsweise am Diffusor, wird diese Zellgröße nochmals halbiert. An der Fahrzeugoberfläche liegen somit in der gaskinetischen Strömungssimulation dimensionslose Wandabstände von fünf bis 90 vor. Das Rechengitter besteht aus rund 221,2 Millionen Volumenelementen.

In der zweiten Konfiguration sind der DrivAer-Körper und das Fünfbandsystem des DMWK um -10° gegenüber der ursprünglichen x - y -Orientierung gedreht. Somit wird das Fahrzeug unter einem zeitlich konstanten Schiebewinkel angeströmt, was als quasistationäre Näherung eines Windereignisses angesehen werden kann. Dieses Setup wird ebenfalls mit kontinuumsmechanischen und einem gaskinetischen Verfahren simuliert. Bei der Diskretisierung des Rechengebiets stimmt der grundlegende Aufbau des jeweiligen Rechengitters mit dem des gerade angeströmten Fahrzeugmodells weitestgehend überein. Ausschließlich auf der Leeseite des schräg angeströmten Fahrzeugs wird eine weitläufigere Zellverfeinerung vorgenommen, um so den seitlichen Nachlauf zu berücksichtigen (vgl. Abbildung 4.11). Die Zellanzahl der beiden Gitter beträgt rund 53,8 Millionen und 228,5 Millionen.

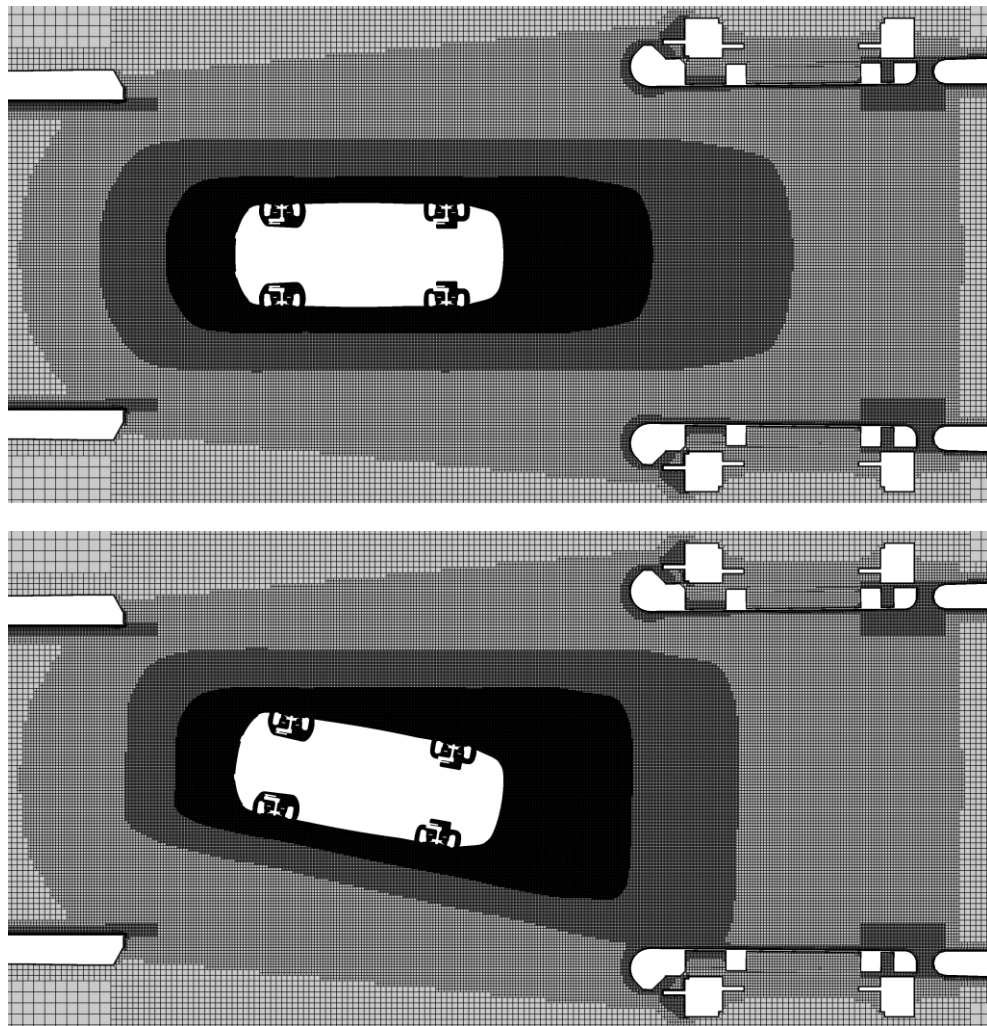


Abbildung 4.11: Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK (z -Ebene) bei Geradanströmung (oben) und unter -10° Schiebewinkel (unten).

Mit Hilfe der dritten Konfiguration wird die aerodynamische Reaktion des Fahrzeugmodells bei einer statistisch instationären Anströmung untersucht. Das Setup besteht somit aus dem DMWK, dem digitalen DrivAer-Körper und der in Unterabschnitt 4.4.1 beschriebenen Region zur Strömungsauslenkung. Das Fahrzeugmodell ist bei den Untersuchungen parallel zur ungestörten Anströmung des Kanals ausgerichtet. Die Untersuchungen sind auf ein kontinuumsmechanisches Verfahren zur Strömungssimulation beschränkt, weshalb nur ein Rechengitter für dieses Setup erstellt wird. Die Vernetzung des Rechengebiets erfolgt weitestgehend analog zur Vernetzung des gerade angeströmten Fahrzeugmodells. Um die Stabilität der Simulationen zu verbessern, werden zusätzlich der Kernstrahl des Windkanals und die Spalte zwischen Diffusor und Kollektor verfeinert (vgl. Abbildung 4.12). Außerdem ist in der Abbildung die Region zur Strömungsauslenkung farblich gekennzeichnet und anhand eines Zellversatzes zu erkennen. Das Rechengitter besteht aus rund 64,8 Millionen Volumenelementen.

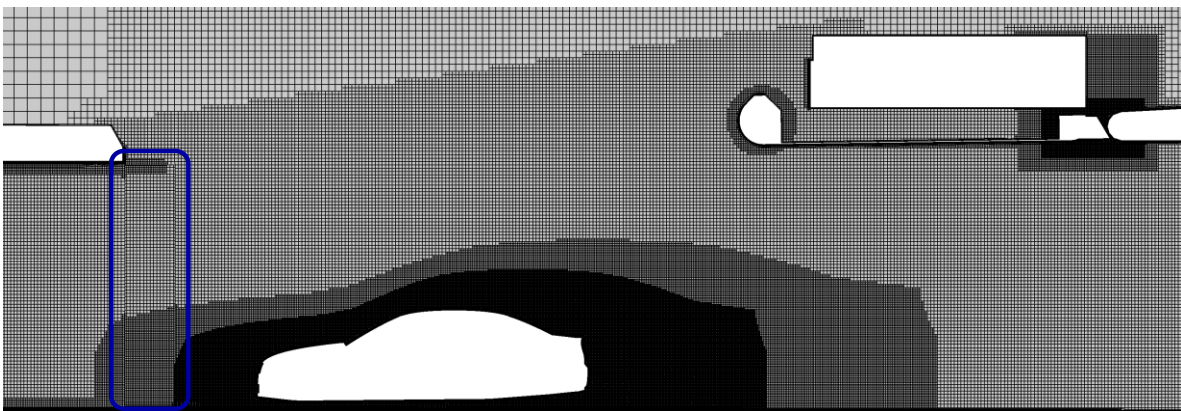


Abbildung 4.12: Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells, des DMWK und der separaten Region zur Realisierung der statistisch instationären Fahrzeuganströmung (y_0 -Schnitt).

4.4.3 DrivAer-Fahrzeugmodell in straßennaher Simulationsumgebung

Um den Einfluss von Interferenzeffekten zwischen Fahrzeugmodell und Windkanal zu untersuchen bzw. zu eliminieren, bildet ein weiteres Simulationsmodell den digitalen DrivAer-Körper in einer straßenähnlichen Umgebung ab. Diese besteht aus einem quaderförmigen Simulationsvolumen, das eine Länge von 62 m, eine Höhe von 35 m und eine Breite von 58 m bemisst. Der DrivAer-Körper ist bei den Untersuchungen 30 m stromab des Einlasses platziert und parallel zur ungestörten Anströmung ausgerichtet. Um eine Vergleichbarkeit zu den Simulationen im DMWK herzustellen, hat das Modell ebenfalls stehende Räder. In der näheren Umgebung des Fahrzeugs ist der Boden des Simulationsvolumens aus der Messstrecke des DMWK übernommen, um so eine analoge Entwicklung der Grenzschicht zu gewährleisten. Außerhalb dieses Gebiets ist die horizontale Bereichsgrenze als reibungsfreie Wand definiert. Die Decke und die seitlichen Begrenzungen des Simulationsvolumens werden als Symmetrieebene behandelt. Da der Fokus dieser Untersuchung auf der statistisch instationären Fahrzeuganregung liegt, beinhaltet das Simulationsmodell außerdem die in Unterabschnitt 4.4.1 beschriebenen Region zur Strömungsauslenkung. Deren geometrische Abmessungen und relative Position zum Fahrzeugmodell ist aus dem vorangegangenen Setup übernommen.

Die Fahrzeugmodelluntersuchungen in straßennaher Umgebung sind auf ein kontinuumsmechanisches Simulationsverfahren beschränkt, weshalb nur ein Rechengitter für diese Konfiguration erstellt wird. In der näheren Umgebung des DrivAer-Körpers erfolgt die Vernetzung des Rechengebiets analog zur Vernetzung des gerade angeströmten Fahrzeugmodells im DMWK (vgl. Unterabschnitt 4.4.2). Das Gitter weist an der Fahrzeugoberfläche somit einen dimensionslosen Wandabstand kleiner eins auf, wobei die kleinsten, kubischen Volumenelemente im wandfernen Bereich eine Seitenlänge von 3,5 mm haben. Mit zunehmender Entfernung vom Fahrzeugmodell erfolgt ebenfalls eine Vergrößerung des Rechengitters (vgl. Abbildung 4.13). Das Rechengebiet ist insgesamt durch 45,7 Millionen Volumenelemente diskretisiert.

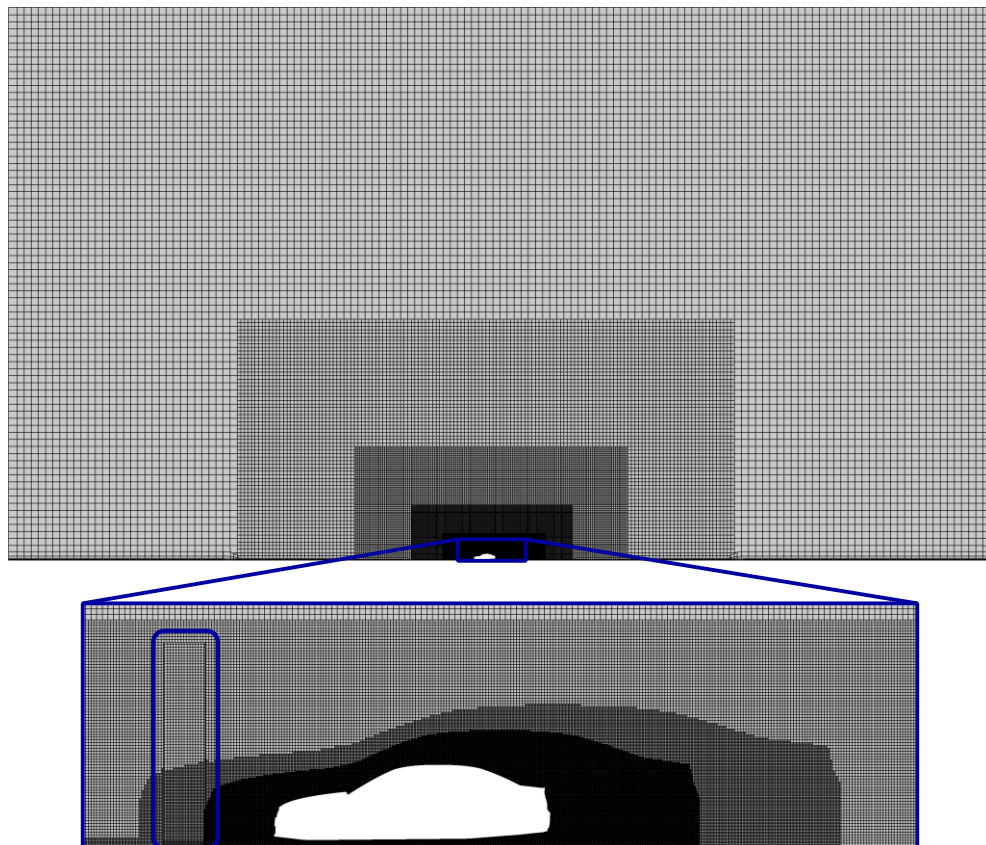


Abbildung 4.13: Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells und der straßennahen Simulationsumgebung mit der separaten Region zur Realisierung der statistisch instationären Fahrzeuganströmung (y_0 -Schnitt).

4.4.4 BMW 328iA Limousine in straßennaher Simulationsumgebung

Die simulativen Realfahrzeuguntersuchungen werden in dieser Arbeit mit einer realitätsnahen Abbildung der BMW 328iA Limousine in einer straßenähnlichen Simulationsumgebung durchgeführt. Das Fahrzeugmodell weist die maßgeblichen Komponenten des realen Fahrzeugs auf und besteht somit aus einer Karosserie, dem Fahrwerk, dem Antriebstrang und einer detaillierten Abbildung des Motorraums. Die straßenähnliche Simulationsumgebung wird bei dem Modell durch ein quaderförmiges Volumen realisiert, das eine Länge von 186 m, eine Höhe von 105 m und eine Breite von 174 m bemisst. Das Fahrzeugmodell ist bei den Untersuchungen 92 m stromab des Einlasses platziert. Um eine

Vergleichbarkeit zum Experiment herzustellen, ist in der näheren Umgebung der Limousine der Boden des Simulationsvolumens der Messstrecke des AWK nachempfunden. Somit bildet das Simulationsmodell das Fünfbandsystem des Kanals ab und verfügt über eine straßennahe Bodensimulation. Außerhalb dieses Bereichs ist der Boden als reibungsfreie Wand definiert. Die Decke und die seitlichen Begrenzungen des Simulationsvolumens werden als Symmetrieebene behandelt.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei unterschiedliche Anströmbedingungen des Fahrzeugmodells simuliert. In der ersten Konfiguration ist die Limousine parallel zur ungestörten Anströmung ausgerichtet. Im Gegensatz dazu ist das Fahrzeug im zweiten Setup um -10° gegenüber der ursprünglichen x - y -Orientierung gedreht und wird somit unter einem zeitlich konstanten Schiebewinkel angeströmt. Beide Konfigurationen werden mit einem kontinuumsmechanischen Verfahren simuliert, weshalb insgesamt zwei Rechengitter des Modells erstellt werden. Der prinzipielle Aufbau der Netze stimmt weitestgehend überein und wird im Folgenden erläutert. Im wandfernen Bereich bestehen die Gitter aus kubischen Volumenelementen, die schrittweise zum Fahrzeugmodell hin verfeinert werden (vgl. Abbildung 4.14). In der näheren Umgebung der Limousine weisen diese eine minimale Seitenlänge von 8 mm auf. Im wandnahen Bereich, also in der direkten Umgebung der Fahrzeugoberfläche, werden die beiden Rechengebiete durch prismatische Zellen diskretisiert, um dimensionslose Wandabstände kleiner eins zu ermöglichen. Außerdem wird bei der schräg angeströmten Limousine, analog zum schräg angeströmten DrivAer-Körper (vgl. Unterabschnitt 4.4.2), eine weitläufigere Zellverfeinerung auf der Fahrzeug Leeseite vorgenommen.

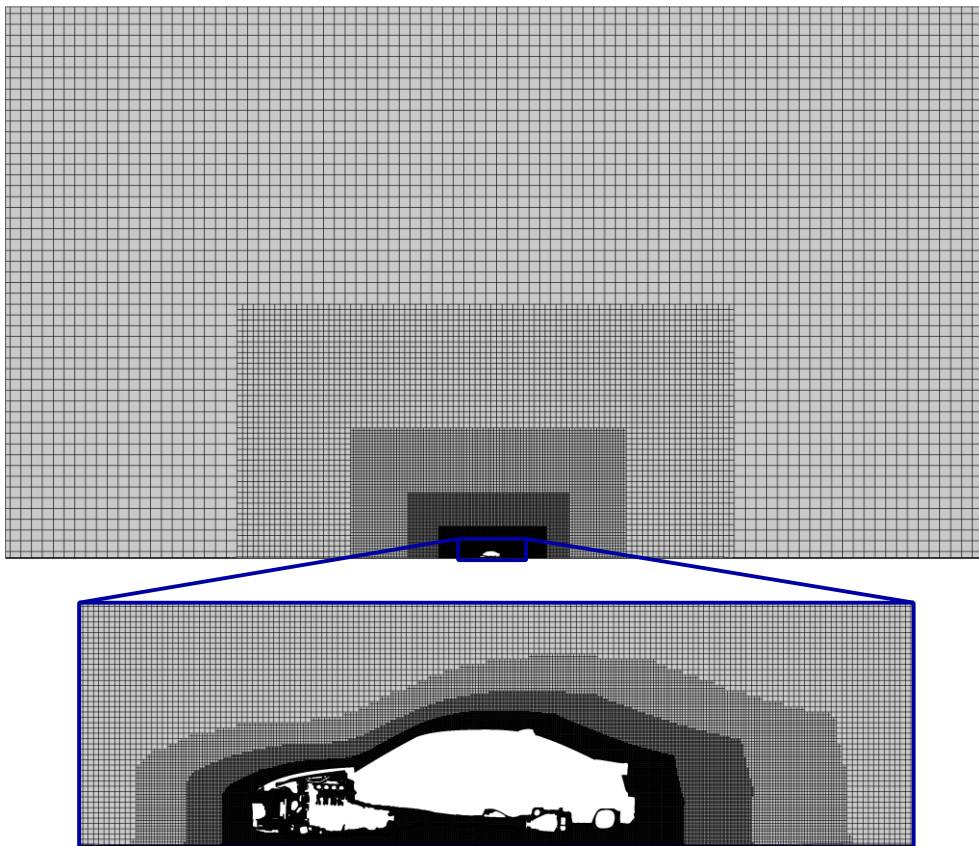


Abbildung 4.14: Räumliche Diskretisierung der BMW 328iA Limousine in der straßenähnlichen Simulationsumgebung (y_0 -Schnitt).

Die Wärmetauscher im Motorraum des Fahrzeugs können in den aerodynamischen Simulationen, aufgrund der geometrischen Gestalt der Kühlkanäle nicht realitätsnah abgebildet werden. Stattdessen müssen die Aggregate als poröse Medien behandelt und somit als separates Simulationsvolumen definiert werden (vgl. Abbildung 4.15). Der Druckabfall entlang des jeweiligen Wärmetauschers wird in dieser Arbeit mit Hilfe der Forchheimer-Gleichung modelliert: [175]

$$-\frac{dp}{dx_l} = \frac{\rho v}{k_v} u_1 + \frac{\rho}{k_k} u_1^2. \quad (4.1)$$

Die Koordinate x_l bemisst dabei die Längskoordinate des Wärmetauschers. Die Koeffizienten k_v und k_k beschreiben die viskose bzw. kinetische Permeabilität des Aggregats und werden experimentell ermittelt.

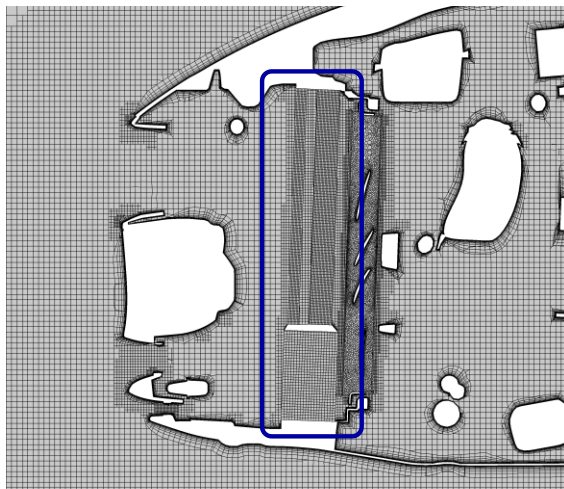


Abbildung 4.15: Räumliche Diskretisierung der Wärmetauscher im Motorraum der BMW 328iA Limousine ($y = -0,095$ m).

Rotierende Bauteile, wie Lüfter, Räder und Bremsscheibe werden in den Simulationen ebenfalls drehend modelliert. Die Behandlung dieser Komponenten wird im Folgenden repräsentativ anhand eines Komplettrads (bestehend aus Rad und Reifen) diskutiert. Durch die Vernachlässigung der Profilquerrillen wird der Reifen in dieser Arbeit als nahezu rotationssymmetrischer Körper abgebildet (vgl. Abbildung 4.16). Dessen Rotation kann somit durch das Aufprägen einer tangentialen Umfangsgeschwindigkeit an der Wand realisiert werden. Bei nicht rotationssymmetrischen Bauteilen, wie dem Rad (bestehend aus Felge, Kranz und Flansch), ist diese Methode jedoch nicht zielführend, da sie keine Positionsänderung der Geometrie berücksichtigt. Aus diesem Grund ist das Rad in ein separates Simulationsvolumen eingebunden, das sich relativ zum Fahrzeug bewegt. Die Rotation dieser Region wird durch die Überlagerung einer Gittergeschwindigkeit in den Konvektivtermen der verwendeten Transportgleichungen abgebildet. Außerdem werden an den Bereichsgrenzen zwischen rotierender und nicht rotierender Region die Nachbarschaftsverhältnisse der Zellen zu jedem Zeitschritt angepasst. Um eine hohe Zellqualität sicherzustellen, ist die Radregion im wandfernen Bereich mit polyedrischen Volumenelementen vernetzt (vgl. Abbildung 4.16). In direkter Umgebung des Rads finden erneut prismatische Zellen Anwendung.

Das Rechenetz der gerade angeströmten Limousine in der straßennahen Simulationsumgebung weist insgesamt rund 81,8 Millionen Volumenelemente auf. Bei dem schräg angeströmten Fahrzeugmodell

beträgt die Zellanzahl 82,2 Millionen. Davon werden jeweils ca. 0,4 Millionen für die die Abbildung der Wärmetauscher und rund 11,3 Millionen für die Vernetzung der rotierenden Simulationsvolumina verwendet.

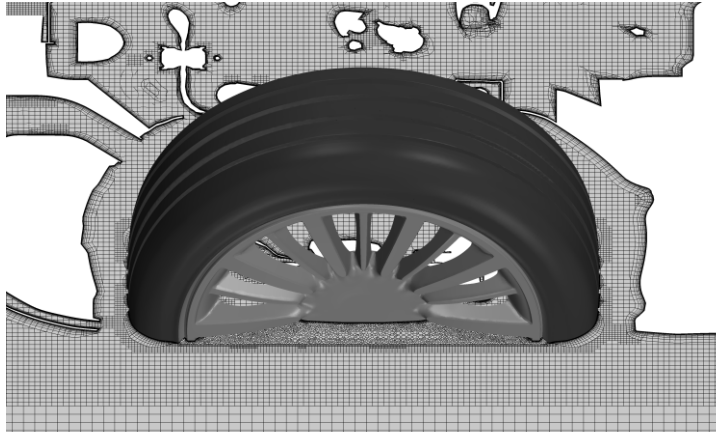


Abbildung 4.16: Räumliche Diskretisierung des Radhausbereichs und der separaten Radregion.

4.4.5 Pkw-Lkw-Überholmanöver

Aerodynamisches Simulationsmodell

Die Aerodynamiksimulationen des Pkw-Lkw-Überholvorgangs werden mit dem bereits vorgestellten Modell der BMW 328iA Limousine und einer realitätsnahen Abbildung einer MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger (vgl. Unterabschnitt 4.2.3) durchgeführt. Die Fahrzeugmodelle sind jeweils in einer eigenen, quaderförmigen Simulationsumgebung platziert, die mit einer Länge von 225 m, einer Höhe von 105 m und einer Breite von 88 m bemessen ist. Der Abstand der Fahrzeuge vom jeweiligen Strömungseinlass beträgt bei dem Pkw 132 m und bei dem Lkw 90 m. Die Räder der BMW 328iA Limousine sind, entsprechend der Experimente, mit außenbündigen Schließdeckeln versehen. Somit kann die Raddrehung des Pkw durch das Aufprägen einer tangentialen Umfangsgeschwindigkeit abgebildet werden. Bei dem Sattelkraftfahrzeug findet diese Methode ebenfalls Anwendung, da sowohl die Zugmaschine als auch der Auflieger nahezu geschlossene Radgeometrien aufweisen. Darüber hinaus werden die Wärmetauscher im Motorraum der beiden Fahrzeugmodelle als poröse Medien modelliert (vgl. Unterabschnitt 4.4.4).

Die Decken und die beiden fahrzeugfernen Seitenwände der Simulationsumgebungen werden in dieser Arbeit als Symmetrieebenen behandelt. Den Böden wird eine tangentiale Geschwindigkeit aufgeprägt, die entsprechend der jeweiligen Fahrzeuggeschwindigkeit gewählt ist. Außerdem ist an den beiden Einlässen die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Lkw als Strömungsgeschwindigkeit vorgegeben. Die Relativbewegung zwischen der Limousine und dem Sattelkraftfahrzeug wird durch eine Translation des Pkw-Simulationsvolumens realisiert und erfolgt entgegen der Anströmrichtung (vgl. Abbildung 4.17). Da das Lkw-Simulationsvolumen in den Untersuchungen keine Positionsänderung erfährt, entspricht der Betrag der Translationsgeschwindigkeit der Relativgeschwindigkeit der Fahrzeuge. Die innen liegenden Seitenwände der Simulationsumgebungen werden als strömungsdurchlässige Interfaces definiert. Diese Randbedingung ermöglicht die Koppelung zwischen der Pkw- und der Lkw-Region, setzt jedoch deckungsgleiche Randflächen voraus. In Bereichen, in denen diese Voraussetzung nicht erfüllt ist, wird die Grenzfläche als Symmetrieebene behandelt.

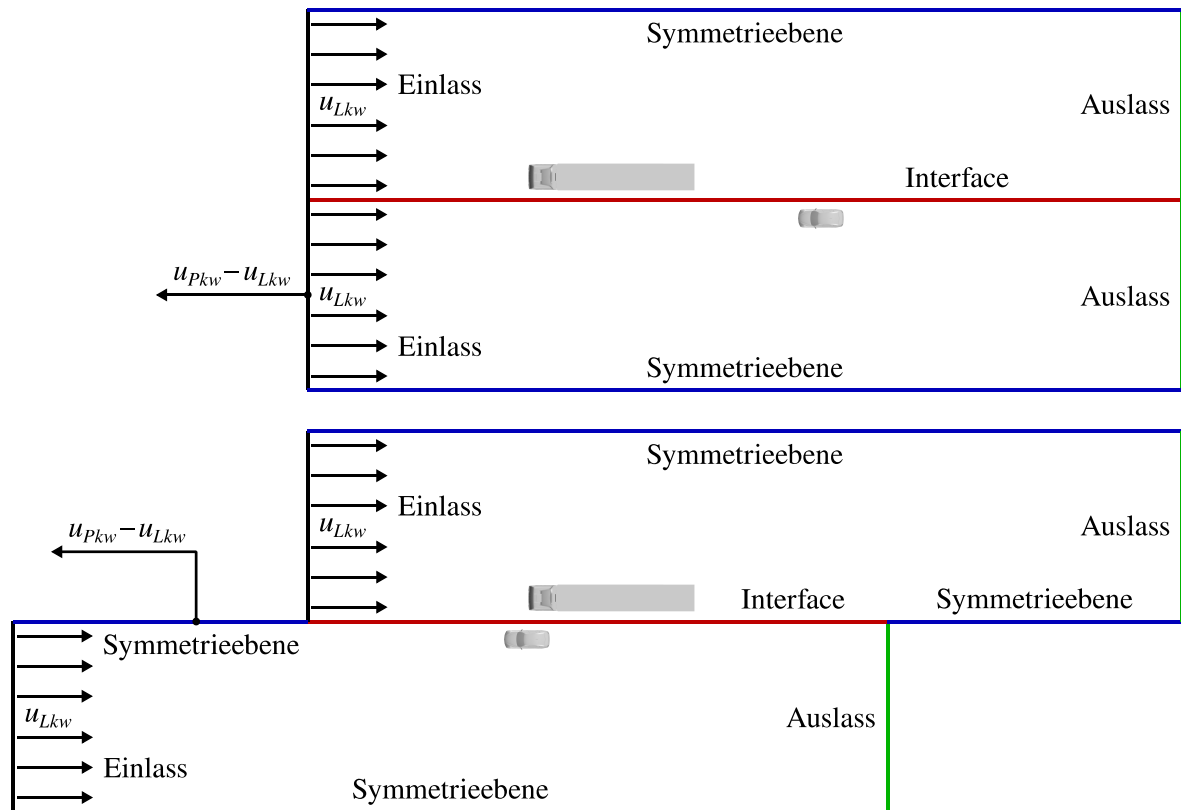


Abbildung 4.17: Realisierung der Fahrzeuganströmung und der Relativbewegung zwischen Pkw und Lkw. Oben: zu Beginn des Manövers ($t = 0$ s), unten: zu einem Zeitpunkt $t > 0$ s.

Neben der Stufenheckform werden in dieser Arbeit drei weitere Heckkonfigurationen des Pkw untersucht. Diese bestehen zum einen aus einer Vollheckkontur und zum anderen aus Finnen, die im y_0 -Schnitt bzw. im Bereich der C-Säulen des Stufenhecks angebracht sind (vgl. Abbildung 4.18). Die geometrische Gestalt der Finnen entspricht, in der jeweiligen Schnittebene, der Form des Vollheckfahrzeugs. Darüber hinaus wird der laterale Fahrzeugabstand in den Simulationen variiert (0,5 m, 1,0 m und 1,5 m). Insgesamt werden somit sechs unterschiedliche Simulationsmodelle erstellt und mit einem kontinuumsmechanischen Verfahren berechnet. Die dazu erzeugten Rechengitter stimmen in ihrem grundlegenden Aufbau vollständig überein und werden nachfolgend näher beschrieben.

Das Rechengebiet des Pkw ist im wandfernen Bereich mit kubischen Volumenelementen diskretisiert (vgl. Abbildung 4.19). Diese werden schrittweise zur Fahrzeugoberfläche hin verfeinert und weisen in der näheren Umgebung des Modells eine minimale Seitenlänge von 8 mm auf. Um die durch den Lkw verursachte, turbulente Anströmung des Pkw akkurat abzubilden, ist das Rechengitter weitläufig im vorderen Bereich des Fahrzeugs verfeinert. In direkter Umgebung der Fahrzeugoberfläche finden prismatische Zellen Anwendung, wodurch das Gitter dimensionslose Wandabstände kleiner eins aufweist. Das Rechnetze des Lkw-Simulationsvolumens besteht im wandfernen Bereich ebenfalls aus kubischen Volumenelementen. Aufgrund der geometrischen Ausdehnung des Sattelkraftfahrzeugs weisen die Zellen jedoch eine minimale Seitenlänge von 16 mm auf. Auch die prismatischen Volumenelemente an der Lkw-Oberfläche haben größere wandnormale Zellhöhen, wodurch die dimensionslosen Wandabstände bei dem Gitter Werte kleiner zehn annehmen.

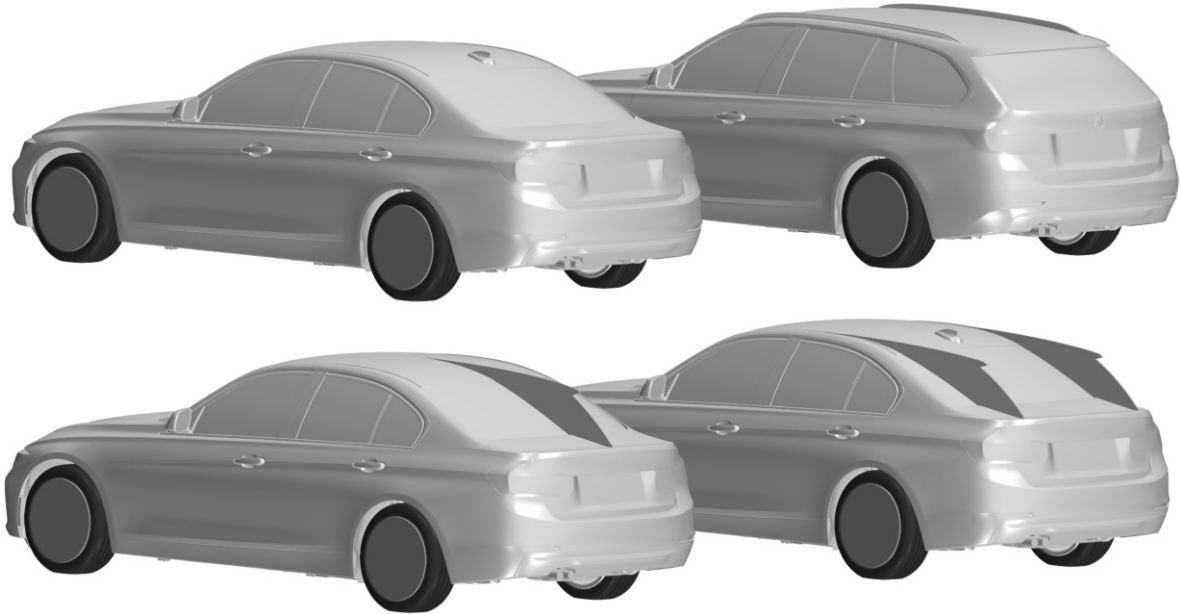


Abbildung 4.18: Heckvarianten des Pkw: Stufenheckform (oben links), Vollheckkontur (oben rechts), Stufenheck mit Finne im γ_0 -Schnitt (unten links) und Stufenheck mit Finnen im Bereich der C-Säulen (unten rechts).

Bei der Vernetzung der beiden Rechengebiete wird darüber hinaus auf eine angemessene Zellverfeinerung zwischen den Fahrzeugmodellen geachtet, um die Interaktion der Strömungen in diesem Gebiet akkurat abzubilden. Aus numerischen Gründen sind darüber hinaus die beiden Interfaces über die gesamte Länge des jeweiligen Simulationsvolumens verfeinert. Die Zellanzahl der sechs Rechengitter beträgt zwischen 216,6 Millionen und 229,7 Millionen. Die Pkw-Region ist dabei mit 127,6 Millionen bis 134,5 Millionen Zellen, das Lkw-Simulationsvolumen mit 89,0 Millionen bis 95,2 Millionen Zellen diskretisiert.

Um einen Vergleich zwischen dem Fahrzeugverhalten beim Überholen des Lkw und unter zeitlich konstantem Schiebewinkel zu ermöglichen, werden die vier Heckvarianten des Pkw außerdem in einer straßennahen Umgebung (vgl. Unterabschnitt 4.4.4) simuliert. Die Längsachse der Fahrzeuge ist bei den Untersuchungen um -10° gegenüber der ungestörten Anströmung ausgerichtet. Die Räder sind, wie bei den statistisch instationären Untersuchungen, mit außenbündigen Schließdeckeln versehen, womit die Raddrehung durch das Aufprägen einer tangentialen Umfangsgeschwindigkeit abgebildet werden kann. Die numerische Behandlung der Wärmetauscher, der Bremsscheiben und des Lüfters sind in Unterabschnitt 4.4.4 beschrieben. Die vier Simulationsmodelle werden mit einem kontinuumsmechanischen Verfahren berechnet, wobei der grundlegende Aufbau der Rechengitter mit dem der Validierungsstudien der BMW 328iA Limousine (vgl. Unterabschnitt 4.4.4) übereinstimmt. Durch die Verwendung der Radschließdeckel entfallen bei den Modellen jedoch die separaten Radregionen. Aufgrund der unterschiedlichen Fahrzeugformen unterscheiden sich außerdem die geometrischen Ausdehnungen der Verfeinerungsgebiete im Heck der Pkw. Die Zellanzahl der vier Rechengitter variiert deshalb zwischen 68,8 Millionen und 78,1 Millionen.

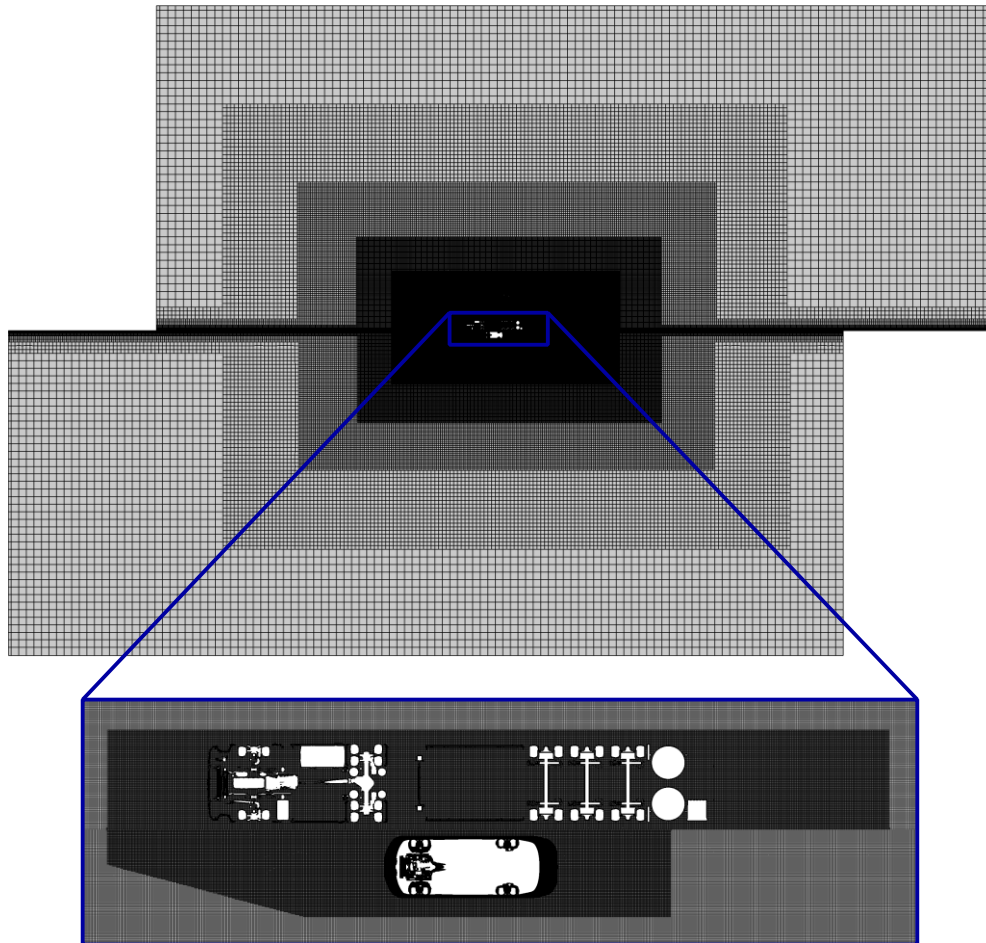


Abbildung 4.19: Räumliche Diskretisierung des Pkw- und des Lkw-Simulationsvolumens in einer z-parallelen Ebene.

Fahrdynamisches Simulationsmodell

Die Fahrdynamiksimulationen des Pkw werden mit einem nichtlinearen Zweispurmodell (vgl. Unterabschnitt 3.2.3) durchgeführt. Das Fahrzeugmodell weist insgesamt 15 Freiheitsgrade auf, wovon sechs die räumliche Bewegung des Fahrzeugaufbaus ermöglichen. Ferner besitzen die Räder einen translatorischen Freiheitsgrad zur Abbildung der Kinematik und einen rotatorischen Freiheitsgrad zur Realisierung des Antriebs. An der Vorderachse des Fahrzeugs beansprucht die Lenkung einen weiteren Freiheitsgrad, der jedoch bei Open-Loop-Manövern (konstanter Lenkwinkel) entfällt. [76] Um das Fahrverhalten der Limousine bestmöglich abzubilden, ist die Fahrwerksarchitektur des Zweispurmodells auf die des Versuchsfahrzeugs angepasst. Ferner wird die Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängung über lenkwinkel-, radhub-, reifenlängskraft- und reifenquerkraftabhängige Kennfelder modelliert. Diese sind aus Mehrkörpersimulationen des Versuchsfahrwerks abgeleitet und in den Bewegungsgleichungen des Zweispurmodells integriert. Die Modellierung des Reifenverhaltens erfolgt mit Hilfe des nichtlinearen Pacejka-Reifenmodells [107], wobei die Modellparameter auf den P7 Cinturato von Pirelli angepasst sind.

Neben den Fahrwerkseigenschaften weist das Simulationsmodell das gleiche Gesamtgewicht und die gleiche Gewichtsverteilung wie das Versuchsfahrzeug (inkl. Fahrer und Messtechnik) auf. Die aerodynamische Anregung der Limousine wird durch das Aufprägen der Kraft- und Momentenkompo-

nenten am Momentenbezugspunkt des Fahrzeugs (vgl. Unterabschnitt 3.1.1) realisiert. Der aerodynamische Einfluss des Lkw auf das fahrdynamische Verhalten des Pkw wird somit durch den zeitlichen Verlauf der am Fahrzeug angreifenden Luftkraft berücksichtigt.

5 Aerodynamische Untersuchungen an einem DrivAer-Fahrzeugmodell

5.1 Vergleich numerischer Verfahren zur Strömungssimulation

In der Fahrzeugaerodynamik werden heutzutage unterschiedliche Verfahren zur numerischen Berechnung der Fahrzeugumströmung eingesetzt. Neben Lattice-Boltzmann-Methoden und klassischen RANS-Verfahren finden in den letzten Jahren zunehmend Formulierungen der Detached-Eddy-Simulation Anwendung. [140] Wie bereits in Unterabschnitt 2.5.1 diskutiert unterscheiden sich diese Verfahren grundlegend anhand der konzeptionellen Idee, der verwendeten Transportgleichungen und der Diskretisierung des Rechengebiets. Darüber hinaus können bei den Verfahren verschiedene Turbulenzmodelle zur Berücksichtigung der nicht aufgelösten turbulenten Strukturen herangezogen werden. Grundsätzlich ist jedoch keines der Simulationsverfahren oder der aktuell verfügbaren Turbulenzmodelle überlegen [140]. Vielmehr weisen sie verschiedene Stärken aber auch Schwächen auf, was die unterschiedliche Verwendung bzw. Verbreitung der Verfahren begründet [141]. Da für die Seitenwinduntersuchungen in dieser Arbeit ein zuverlässiger Strömungslöser von zentraler Bedeutung ist, wird in diesem Abschnitt ein Vergleich der oben genannten Simulationsverfahren gezogen.

Experimente

In einem ersten Schritt werden dazu Validierungsexperimente mit einem DrivAer-Fahrzeugmodell (vgl. Unterabschnitt 4.2.1) im MWK (vgl. Unterabschnitt 4.1.1) durchgeführt. Der DrivAer-Körper wird bei den Untersuchungen sowohl gerade als auch unter -10° Schiebewinkel angeströmt. Die Schräganströmung des Fahrzeugmodells wird durch eine Rotation der Drehscheibe erzielt und kann als quasistationäre Näherung eines Windereignisses angesehen werden. Auf eine Bodensimulation und Raddrehung wird bei den Experimenten verzichtet. Des Weiteren werden die Untersuchungen bei einer mit der Fahrzeuglänge gebildeten Reynolds-Zahl von $4,02 \cdot 10^6$ durchgeführt.

Um eine umfangreiche Datenbasis für die Validierung der Simulationen zu generieren, werden neben den integralen Kraft- und Momentenbeiträgen auch lokale Strömungsgrößen in den Experimenten aufgezeichnet. So sind an dem DrivAer-Körper insgesamt 89 Druckmesssonden (vgl. Unterabschnitt 4.3.1) verbaut, die eine Bestimmung des statischen Drucks an der Fahrzeugaußenhaut ermöglichen. Darüber hinaus wird in dieser Arbeit die Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Nachlauf des Fahrzeugmodells mit Hilfe der in Unterabschnitt 4.3.2 vorgestellten Vierlochsonde traversiert. Diese wird bei den Messungen kontinuierlich mit einer Geschwindigkeit von 0,05 m/s in der Messstrecke des Windkanals verfahren. Die Messgrößen werden dabei mit einer Frequenz von 5 kHz aufgezeichnet und über ein Intervall von 0,2 Sekunden gemittelt. Bei der Windkanalwaage und den Druckmesssonden erfolgt die Bildung des Zeitmittelwerts über ein Intervall von einer Minute. Als Referenzdruck wird in den Experimenten der Plenumsdruck des Windkanals verwendet.

Strömungssimulationen

Wie bereits zur Einführung des Abschnitts erwähnt, werden die numerischen Simulationen der DrivAer-Umströmung mit RANS-Verfahren, Formulierungen der IDDES und einer Lattice-BGK-Methode durchgeführt. Neben den Simulationsverfahren wird in den Validierungsstudien auch der

Einfluss der Turbulenzmodelle auf die Fahrzeugumströmung untersucht. Im Zuge dessen finden bei den RANS-Verfahren ein Spalart-Allmaras-Turbulenzmodell (vgl. Unterabschnitt 2.5.1.1), ein Standard k - ε -Modell [62], [78] und ein Realizable- k - ε -Modell [144] Anwendung. Darüber hinaus wird ein k - ε -elliptic-blending-Turbulenzmodell [30], [8], ein k - ε - v^2 - f -Modell [83], [25], ein Standard k - ω -Modell [182], [183] und ein k - ω -SST-Modell [91], [92] für die numerischen Untersuchungen herangezogen. Bei dem hybriden Simulationsverfahren finden ein Spalart-Allmaras-IDDES-Turbulenzmodell [146], ein k - ω -SST-IDDES-Modell (vgl. Unterabschnitt 2.5.1.3) und ein k - ε -elliptic-blending-IDDES-Modell [2], [149] Anwendung. Der Einfluss der nicht aufgelösten turbulenten Strukturen auf die Hauptströmung wird bei der Lattice-BGK-Methode durch ein k - ε -Renormierungsgruppen-Modell (vgl. Unterabschnitt 2.5.2) berücksichtigt.

Bei den experimentellen Untersuchungen treten nicht vernachlässigbare Interferenzeffekte zwischen dem MWK und dem DrivAer-Körper auf. Diese sind u. a. auf den im Vergleich zum Windkanal großen Maßstab des Fahrzeugmodells zurückzuführen. Aus diesem Grund werden die numerischen Validierungsstudien in einer virtuellen Abbildung des Windkanals, dem DMWK (vgl. Unterabschnitt 4.4.1) durchgeführt. Somit kann der Einfluss des Prüfstands auf die Fahrzeugumströmung in den Simulationen berücksichtigt und eine optimale Vergleichbarkeit zu den Experimenten hergestellt werden. Eine Voraussetzung hierfür ist jedoch die akkurate Wiedergabe der Strömungstopologie, insbesondere der Bodengrenzschicht und des horizontalen Druckgradientens, in der Messstrecke des Kanals [35]. Aus diesem Grund wird zu Beginn der numerischen Untersuchungen der DMWK ohne Fahrzeugmodell mit den drei gewählten Verfahren und den oben aufgeführten Turbulenzmodellen simuliert wird. Für diese Studien werden insgesamt zwei Rechengitter, eins für die gaskinetische und eins für die kontinuumsmechanischen Simulation, erstellt. Deren prinzipieller Aufbau ist in Unterabschnitt 4.4.1 beschrieben.

Die darauffolgenden Strömungssimulationen des DrivAer-Körpers im DMWK werden ebenfalls mit den verschiedenen Verfahren und Turbulenzmodellen durchgeführt. Das Fahrzeugmodell wird dabei sowohl gerade, als auch unter -10° Schiebewinkel angeströmt. Für die beiden Konfigurationen werden jeweils zwei Rechengitter, eins für die gaskinetische und eins für die kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen erstellt. Der grundlegende Aufbau der vier Netze ist in Unterabschnitt 4.4.2 dargelegt. Die Rahmenbedingungen der Simulationen wie Raddrehung des Fahrzeugmodells, Reynolds-Zahl und Bodensimulation im Windkanal sind den Experimenten nachempfunden. Als Referenzdruck wird ebenfalls der simulierte Plenumsdruck im DMWK herangezogen.

Für die kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen wird die Software STAR-CCM+ (Version 10.04.011) der Siemens AG herangezogen. Zur Lösung der Transportgleichungen wird in den Untersuchungen ein inkompressibler Strömungslöser eingesetzt, der auf dem SIMPLE-Algorithmus basiert. Die Diskretisierung der konvektiven Flüsse in den Impulsgleichungen erfolgt bei den RANS-Simulationen mit dem UDS2 (vgl. Unterabschnitt 2.2.1) und bei den IDDES mit dem HUC (vgl. Unterabschnitt 2.2.1). Die konvektiven Flüsse der turbulenten Strömungsgrößen werden bei beiden Verfahren mit dem UDS2 diskretisiert. Die Approximation der diffusiven Flüsse erfolgt mit Hilfe des in Unterabschnitt 2.2.1 beschriebenen Zentralfrequenzenverfahrens zweiter Ordnung. Des Weiteren wird die in Unterabschnitt 2.2.1 eingeführte quadratischen Rückwärtsapproximation zur zeitlichen Diskretisierung herangezogen. Bei allen kontinuumsmechanischen Untersuchungen beträgt die Zeitschrittweite der Simulationen 10^{-4} s. Diese wurde mit Hilfe einer vorangegangenen Zeitschrittweitenstudie bestimmt.

Für die gaskinetischen Strömungssimulationen wird die Software PowerFLOW (Version 5.1a) des Unternehmens Dassault Systèmes verwendet. Die Advektion der Partikel wird bei dem auf der Lattice-BGK-Methode basierenden Softwarepaket durch eine explizites Zeitschrittverfahren gelöst [21]. Sowohl die räumliche als auch die zeitliche Diskretisierung weisen dadurch eine Genauigkeit zweiter Ordnung auf [159]. Die Diskretisierung der Transportgleichungen des k - ε -RNG-Modells erfolgen mit Hilfe eines Lax-Wendroff-Schemas [79]. Die Zeitschrittweite ist bei den gaskinetischen Simulationen durch die kleinste Zellgröße des Rechengitters und die maximal erlaubte, lokale Mach-Zahl festgelegt. Bei den Strömungssimulationen des leeren DMWK beträgt sie $1,38 \cdot 10^{-6}$ s und bei den Fahrzeugmodelluntersuchungen $2,81 \cdot 10^{-6}$ s. Die Zeitmittelung der Strömungsgrößen erfolgt sowohl bei den kontinuumsmechanischen als auch bei den gaskinetischen Simulationen über ein Intervall von einer Sekunde.

Aufgrund der Vielzahl an verwendeten Turbulenzmodellen ist eine umfängliche Diskussion der im Rahmen der Validierungsstudie erhaltenen Simulationsergebnisse nicht möglich. Stattdessen wird in den nachfolgenden Unterabschnitten ein Vergleich zwischen den drei numerischen Verfahren bei Verwendung des jeweils besten Turbulenzmodells gezogen. Dazu wurden vorab alle Simulationsergebnisse mit den experimentellen Messdaten verglichen und auf Basis dessen die drei geeignetsten Modelle bestimmt. Die besten Resultate werden bei den RANS-Verfahren mit dem Spalart-Allmaras-Eingleichungsmodell erzielt. Bei den hybriden IDDES liegt die beste Übereinstimmung mit den Messdaten bei Verwendung des k - ω -SST-IDDES-Modells vor. Da bei der Lattice-BGK-Methode ausschließlich das k - ε -RNG-Modell zur Berücksichtigung der nicht aufgelösten turbulenten Strukturen zur Verfügung stand, werden diese Ergebnisse bei den gaskinetischen Simulationen veröffentlicht.

5.1.1 Strömungstopologie des Windkanals

In den nachfolgenden Abschnitten wird ein Vergleich zwischen der Strömungstopologie des MWK und den numerischen Strömungssimulationen des DMWK gezogen. Die hierzu verwendeten, experimentellen Messdaten sind einem internen Dokument der BMW Group [12] entnommen.

In Abbildung 5.1 sind die simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Drucks im y_0 -Schnitt des fahrzeugleeren Windkanals veranschaulicht. Der Unterschied der beiden Diagramme besteht ausschließlich in der betrachteten z -Koordinate. Diese wird variiert, um den höhenabhängigen Einfluss des Windkanalbodens auf den Druckgradienten in der Messstrecke zu berücksichtigen. Prinzipiell liegt eine gute Übereinstimmung zwischen den Messdaten und den simulierten Verläufen vor. Die Charakteristik, bestehend aus Druckabfall, Plateau und anschließendem, leichten Druckanstieg wird bei allen Verfahren akkurat abgebildet. Lediglich im vorderen Bereich der Messstrecke ($-1,30 \text{ m} \leq x < -0,70 \text{ m}$) unterschreiten die Simulationen die experimentell ermittelten Werte. Die Skalierung der Ordinate in den beiden Diagrammen ist jedoch kritisch gewählt.

Im mittleren Bereich der Messstrecke ($-0,70 \text{ m} \leq x \leq 0,75 \text{ m}$) liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den simulierten und den gemessenen Druckverteilungen vor. Da der DrivAer-Körper in den nachfolgenden Fahrzeugmodelluntersuchungen dort positioniert ist, und sich somit der Druckgradient in diesem Gebiet direkt auf den Luftwiderstand des Fahrzeugs auswirkt, ist dies essentiell. Des Weiteren wird die Gestalt des Fahrzeugnachlaufs durch den statischen Druck im hinteren Bereich der Messstrecke ($0,75 \text{ m} < x \leq 1,05 \text{ m}$) beeinflusst [35]. In diesem Gebiet stimmen die simulierten und experimentell ermittelten Druckverläufe sehr gut überein. Die kleineren Abweichungen zwischen der

simulierten Druckverteilung und den experimentellen Messdaten in Nähe des Messstreckenbodens ($z = 0,075$ m) sind auf Spalte und Schrauben zurückzuführen, die in den Simulationen nicht abgebildet sind.

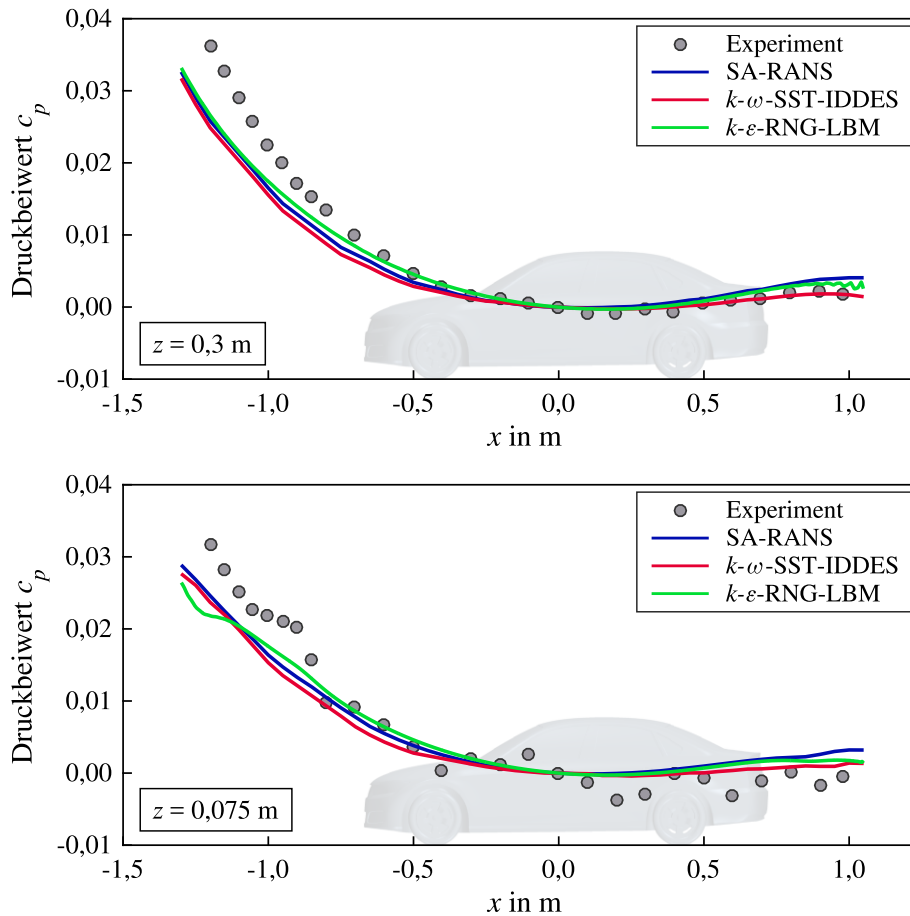


Abbildung 5.1: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des statischen Drucks in der fahrzeugleeren Messstrecke (y_0 -Schnitt) des MWK bzw. DMWK.

Neben dem statischen Druckgradienten hat die Bodengrenzschicht in der Messstrecke des Windkanals einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamische Fahrzeuganregung. Deren Entwicklung wirkt sich sowohl auf den Luftwiderstand als auch den Auftrieb des Fahrzeugmodells aus. [35] In Abbildung 5.2 ist der Verlauf der simulierten und experimentell ermittelten Grenzschichtprofile y_0 -Schnitt des fahrzeugleeren Kanals dargestellt. Im vorderen Bereich der Messstrecke ($x < 0$ m) liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulationen und den experimentellen Daten vor. Bei der Lattice-BGK-Methode wird im mittleren und hinteren Bereich der Messstrecke ($x \geq 0$ m) der Energieverlust in der Grenzschicht leicht überschätzt. Da bei diesem Verfahren ausschließlich kubische Volumenzellen Anwendung finden, kann dies durch eine zu grobe Gitterauflösung in wandnormaler Richtung bedingt sein. Bei der IDDES treten im hinteren Bereich der Messstrecke ($x > 0$ m) ebenfalls kleinere, lokal begrenzte Abweichungen zum Experiment auf. Bei der RANS-Simulation liegt auch im hinteren Bereich der Messstrecke eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten vor.

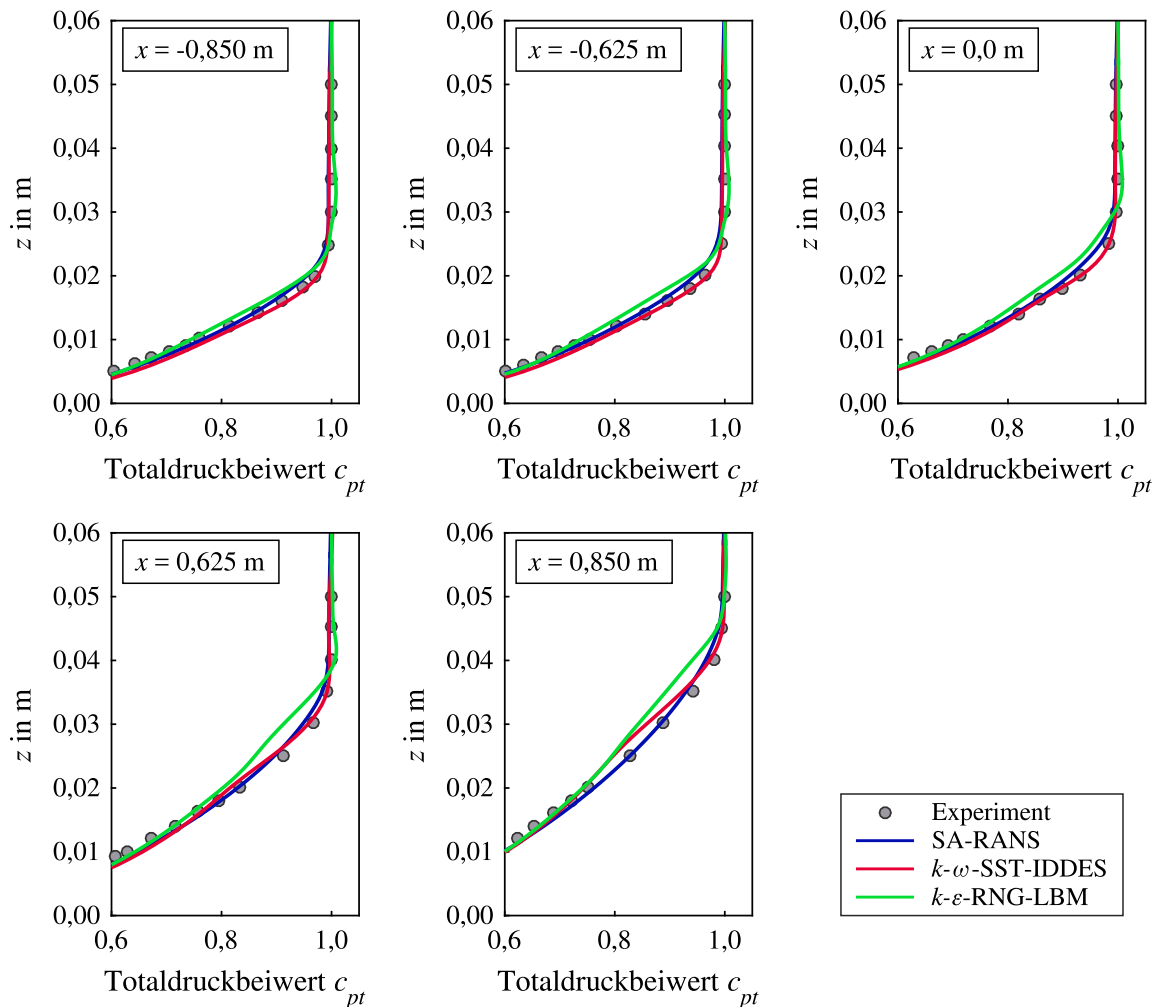


Abbildung 5.2: Entwicklung der experimentell und simulativ ermittelten Grenzschichtprofile in der fahrzeugleeren Messstrecke (y_0 -Schnitt) des MWK bzw. DMWK.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Strömungstopologie in der fahrzeugleeren Messstrecke des MWK gut mit den numerischen Strömungssimulationen des DMWK übereinstimmt. Somit kann in den nachfolgenden Simulationen der Einfluss des Prüfstands auf die Fahrzeugumströmung abgebildet werden, wodurch eine optimale Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Experiment sichergestellt ist.

5.1.2 Gerade angeströmtes Fahrzeugmodell

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Versuchs- und Simulationsergebnisse des gerade angeströmten DrivAer-Körpers präsentiert.

In Tabelle 5.1 sind die experimentell und simulativ ermittelten integralen Kraftbeiwerte des Fahrzeugmodells aufgeführt. Prinzipiell liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulationen und dem Experiment vor. Im Vergleich zu dem Messwert beträgt die Abweichung des Luftwiderstandsbeiwerts bei dem RANS-Verfahren $-0,010$, bei der Lattice-BGK-Methode $0,006$ und bei der IDDES lediglich $0,002$. Bei den Achsauftrieben liegen die Differenzen aus simulativ und experimentell ermitteltem Beiwert in einem Bereich von $-0,014$ bis $0,015$. Die im Vergleich zum Luftwiderstand leicht erhöhten Abweichungen sind auf die größere, effektive Wirkfläche des Fahrzeugmodells in z -Richtung zurückzuführen. Im Allgemeinen weist die IDDES die beste Übereinstimmung mit den

experimentellen Daten auf. Des Weiteren soll angemerkt werden, dass bei den Fahrzeugmodelluntersuchungen eine Differenz von 0,010 in den Kraftbeiwerten lediglich einer absoluten Kraftdifferenz von 2,3 N entspricht.

	c_x	c_{z1}	c_{z2}
Experiment	0,259	-0,013	0,088
SA-RANS	0,249	-0,001	0,103
$k-\omega$ -SST-IDDES	0,261	-0,016	0,098
$k-\varepsilon$ -RNG-LBM	0,265	-0,027	0,096

Tabelle 5.1: Experimentell und simulativ ermittelte Kraftbeiwerte des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

In Abbildung 5.3 sind die an der Fahrzeugaußenhaut (y_0 -Schnitt) simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Druckbeiwerts dargestellt. Das obere Diagramm beinhalten die Druckverteilungen an der Oberseite, das untere Diagramm am Unterboden des DrivAer-Modells.

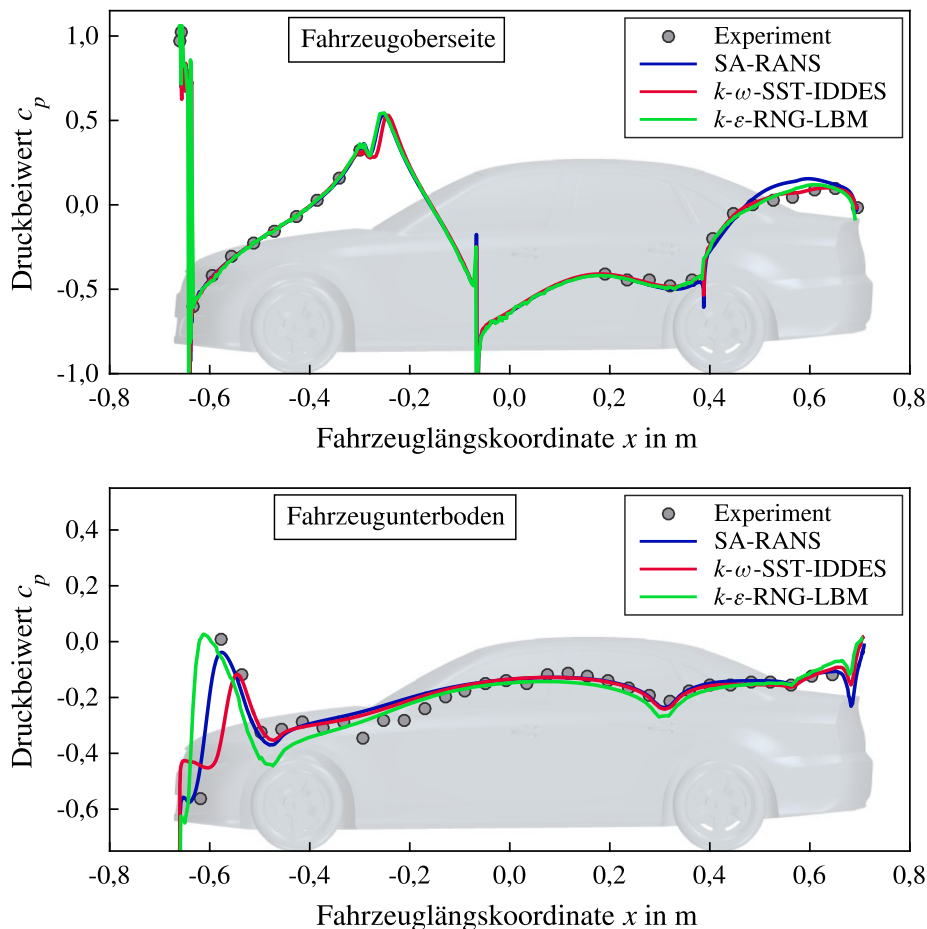


Abbildung 5.3: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Fahrzeugoberseite und am Unterboden (jeweils im y_0 -Schnitt) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

An der Oberseite liegt bei allen numerischen Verfahren eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten vor. Kleinere Abweichungen zum Experiment sind nur bei der RANS-Simulation im Übergangsbereich von der Heckscheibe zum Kofferraumdeckel zu verzeichnen. In dieser Region bildet sich in Folge einer druckinduzierten Grenzschichtablösung ein Rezirkulationsgebiet aus. Die akkurate Darstellung dieses strömungsmechanischen Phänomens stellt eine bekannte Schwäche der RANS-Verfahren dar (vgl. [9], [67], [162]). Im vorderen Bereich des Unterbodens wird die Druckverteilung vornehmlich durch eine Ablösung an der Frontspoilerunterkante und das anschließende Wiederanlegen der Strömung bestimmt. In diesem Gebiet weisen alle drei numerischen Verfahren Schwierigkeiten bei der quantitativ korrekten Erfassung des statischen Drucks auf. Im weiteren Verlauf des Unterbodens ($x > -0,1$ m) stimmen die simulierten Verläufe der RANS-Simulation und der IDDES gut mit den experimentellen Daten überein.

In Abbildung 5.4 sind die experimentell und simulativ ermittelten Druckverteilungen an der Heckbasis des DrivAer-Körpers veranschaulicht. Die dazu dargestellten, horizontalen Verläufe befinden sich auf Höhe der Rückleuchten ($z = 0,227$ m) und des Stoßfängers ($z = 0,142$ m) (vgl. Unterabschnitt 4.3.1). Im Heckbereich des DrivAer-Körpers liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulationen und dem Experiment vor. Prinzipiell wird jedoch der charakteristische Verlauf des statischen Drucks akkurater in den skalenauflösenden Simulationen abgebildet.

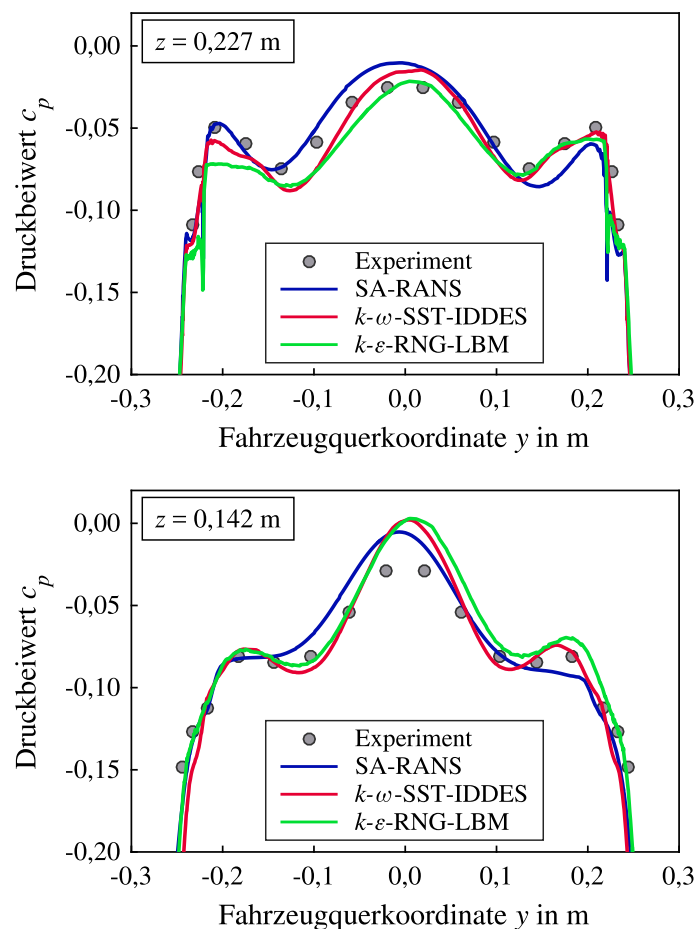


Abbildung 5.4: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis ($z = 0,142$ m bzw. $0,227$ m) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Für die weiteren Vergleiche sind in Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 die simulativ und experimentell ermittelten Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen im y_0 -Schnitt des Fahrzeugnachlaufs dargestellt. Der DrivAer-Körper hat bei den Untersuchungen eine maximale Ausdehnung von 0,74 m in x -Richtung, womit die aufgezeigten Ebenen einen minimalen Abstand von 0,02 m zum Heck des Fahrzeugmodells aufweisen. Darüber hinaus wird bei den experimentellen Untersuchungen der Anströmwinkelbereich der Vierlochsonde (vgl. Unterabschnitt 4.3.2) im Totwassergebiet des Fahrzeugs überschritten. In diesem Bereich haben die Messdaten somit keine Gültigkeit, weshalb er in allen Diagrammen weiß eingefärbt ist. Prinzipiell liegt im Nachlauf des Fahrzeugmodells eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der gemessenen und den simulierten Verteilungen des normierten Geschwindigkeitsbetrags vor (vgl. Abbildung 5.5). Der Verlauf und die Aufdickung der Scherschicht werden dennoch am besten durch die beiden skalenauflösenden Verfahren wiedergegeben. Im bodennahen Bereich hingegen stimmt die RANS-Simulation am besten mit dem Experiment überein.

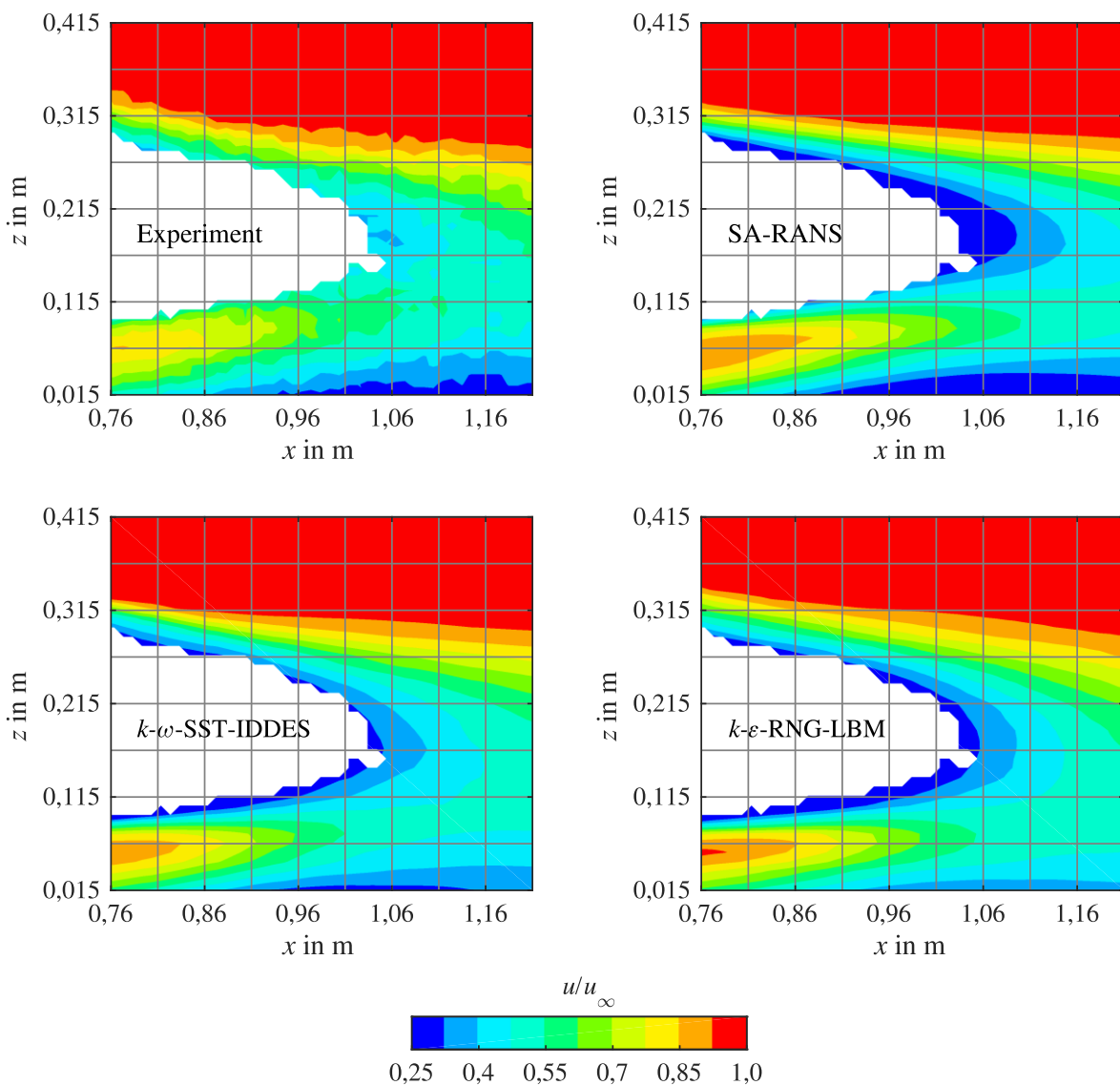


Abbildung 5.5: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf (y_0 -Schnitt) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Bei den Verteilungen des statischen Druckbeiwerts (vgl. Abbildung 5.6) treten größere Abweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment auf. Dies ist u. a. auf eine kritischere Skalierung

der Messgröße zurückzuführen. Bei der IDDES stimmen die Position des lokalen Druckmaximums und die simulierten Verläufe der Isobaren gut mit dem Experiment überein. Lediglich im fahrzeugfernen Bereich liegt eine Abweichung von ca. 0,03 im Druckbeiwert vor. Die simulierte Druckverteilung der LBM weist ebenfalls eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten vor. Jedoch wird auch hier der statische Druckbeiwert um ca. 0,03 im fahrzeugfernen Gebiet überschätzt. Im Gegensatz dazu ist in der RANS-Simulation die räumliche Position des lokalen Druckmaximums verschoben und die Verläufe der Isobaren werden folglich falsch abgebildet.

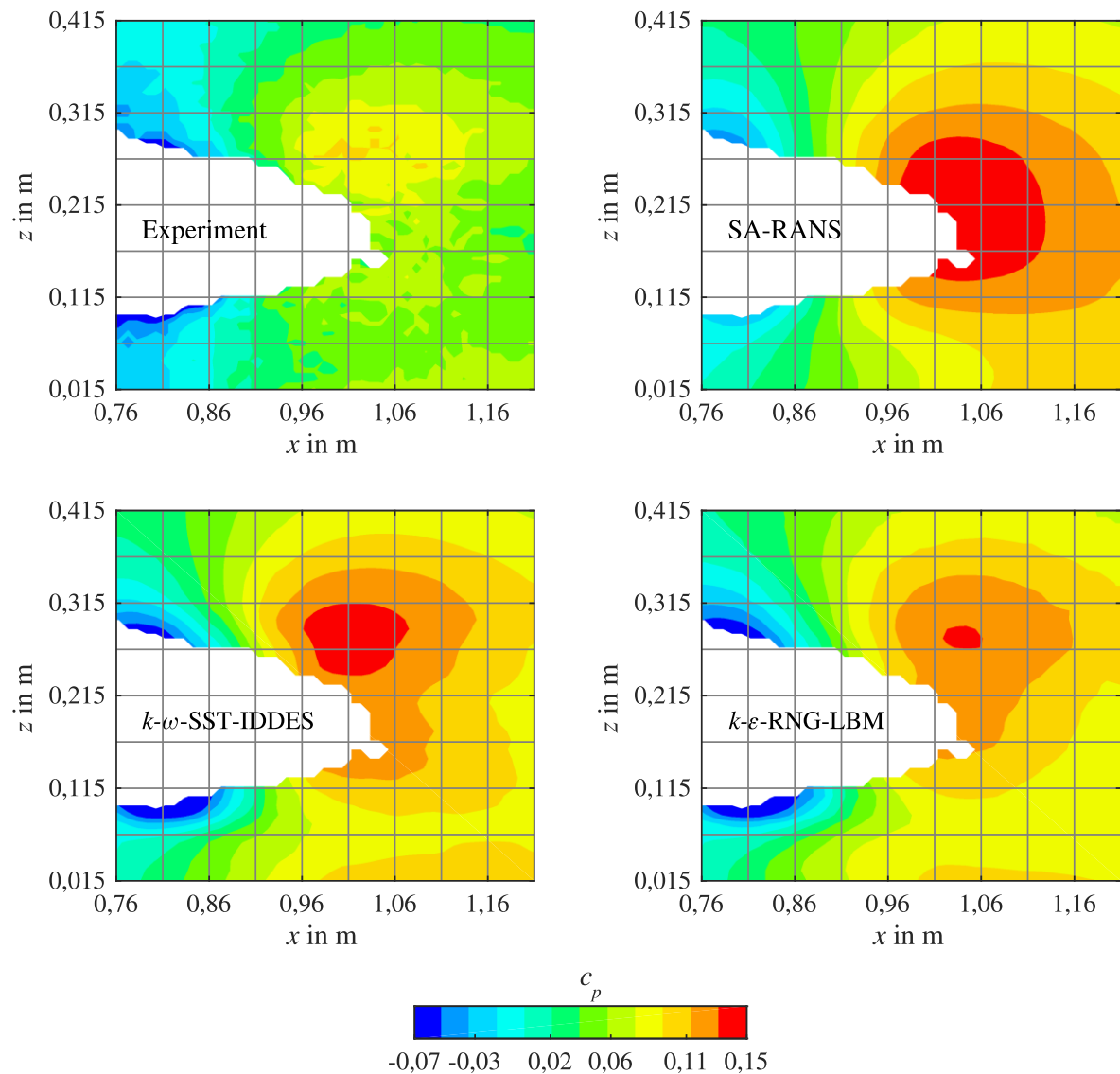


Abbildung 5.6: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf (y_0 -Schnitt) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Zum Abschluss des Unterabschnitts soll festgehalten werden, dass die Umströmung des gerade angeströmten Fahrzeugmodells sehr gut mit den beiden skalenauflösenden Verfahren abgebildet werden kann. Tendenziell wurde bei der IDDES die beste Übereinstimmung mit den Messdaten erzielt. Des Weiteren sind in Unterabschnitt A.1 und A.2 des Anhangs die experimentell und simulativ ermittelten Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen in einer z -parallelen Ebene des Fahrzeugnachlaufs hinterlegt.

5.1.3 Fahrzeugmodell unter Schräganströmung

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Versuchs- und Simulationsergebnisse des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Körpers präsentiert.

In Tabelle 5.2 sind die simulativ und experimentell ermittelten Kraft- und Momentenbeiwerte des Fahrzeugmodells aufgeführt. Im Vergleich zum Experiment, wird der Luftwiderstandsbeiwert bei allen numerischen Verfahren sehr gut abgebildet. Eine bemerkenswerte Übereinstimmung zwischen den Simulationen und dem Messwert liegt ebenfalls bei dem Beiwert der vorderen Seitenkraft vor. An der Hinterachse des DrivAer-Körpers sind hingegen höhere Abweichungen im Seitenkraftbeiwert zu verzeichnen. Bei den Achsauftrieben liegt die Differenz aus simulativ und experimentell ermitteltem Beiwert in einem Bereich von $-0,014$ bis $0,032$. Die im Vergleich zum Luftwiderstand erhöhten Abweichungen in der Seitenkraft und im Auftrieb können teilweise durch die größere, effektive Wirkfläche des Fahrzeugmodells in y - und in z -Richtung begründet werden. Nichtsdestotrotz lag bei dem gerade angeströmten Fahrzeugmodell tendenziell eine bessere Übereinstimmung zwischen den simulativ und experimentell ermittelten Beiwerten vor. Der Giermomentenbeiwert wird bei allen Verfahren gut wiedergegeben. In Anbetracht aller aufgelisteten Beiwerte, liegt die beste Übereinstimmung mit den Messdaten bei der IDDES vor. Des Weiteren soll erneut festgehalten werden, dass bei den Fahrzeugmodelluntersuchungen eine Differenz von $0,010$ in den Kraftbeiwerten lediglich einer absoluten Kraftdifferenz von $2,3$ N entspricht.

	c_x	c_{y1}	c_{y2}	c_{z1}	c_{z2}	c_{mz}
Experiment	0,315	0,253	0,076	0,021	0,122	-0,088
SA-RANS	0,319	0,255	0,097	0,019	0,154	-0,079
k - ω -SST-IDDES	0,318	0,257	0,088	0,007	0,124	-0,085
k - ε -RNG-LBM	0,323	0,253	0,068	0,001	0,139	-0,092

Tabelle 5.2: Experimentell und simulativ ermittelte Kraft- und Momentenbeiwerte des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

In Abbildung 5.7 sind die an der Fahrzeugaußenhaut (y_0 -Schnitt) simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Druckbeiwerts dargestellt. Das obere Diagramm beinhalten die Druckverteilungen an der Oberseite, das untere Diagramm an der Unterseite des DrivAer-Modells. An der Oberseite liegt bei allen numerischen Verfahren eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Messdaten vor. Ausschließlich im Übergangsbereich von der Heckscheibe zum Kofferraumdeckel sind, aufgrund des dort vorliegenden Rezirkulationsgebiets, leichte Unterschiede zwischen den simulierten Druckverläufen zu erkennen. Im vorderen Bereich des Unterbodens treten, wie schon bei dem gerade angeströmten Fahrzeugmodell, Abweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment auf. Dies ist erneut auf die Strömungsablösung an der Frontspoilerunterkante und auf das daraus resultierende Rezirkulationsgebiet zurückzuführen. Im weiteren Verlauf des Unterbodens ($x > -0,25$ m) stimmen die simulativ und experimentell ermittelten Verläufe sehr gut überein. Lediglich bei dem RANS-Verfahren treten im Bereich der Hinterachse ($0,2$ m $< x < 0,6$ m) erneut Abweichungen zu den Messdaten auf. Diese Überschätzung des statischen Drucks begründet auch den im Vergleich zum Experiment um $0,032$ erhöhten Hinterachsauftriebsbeiwert in der Simulation.

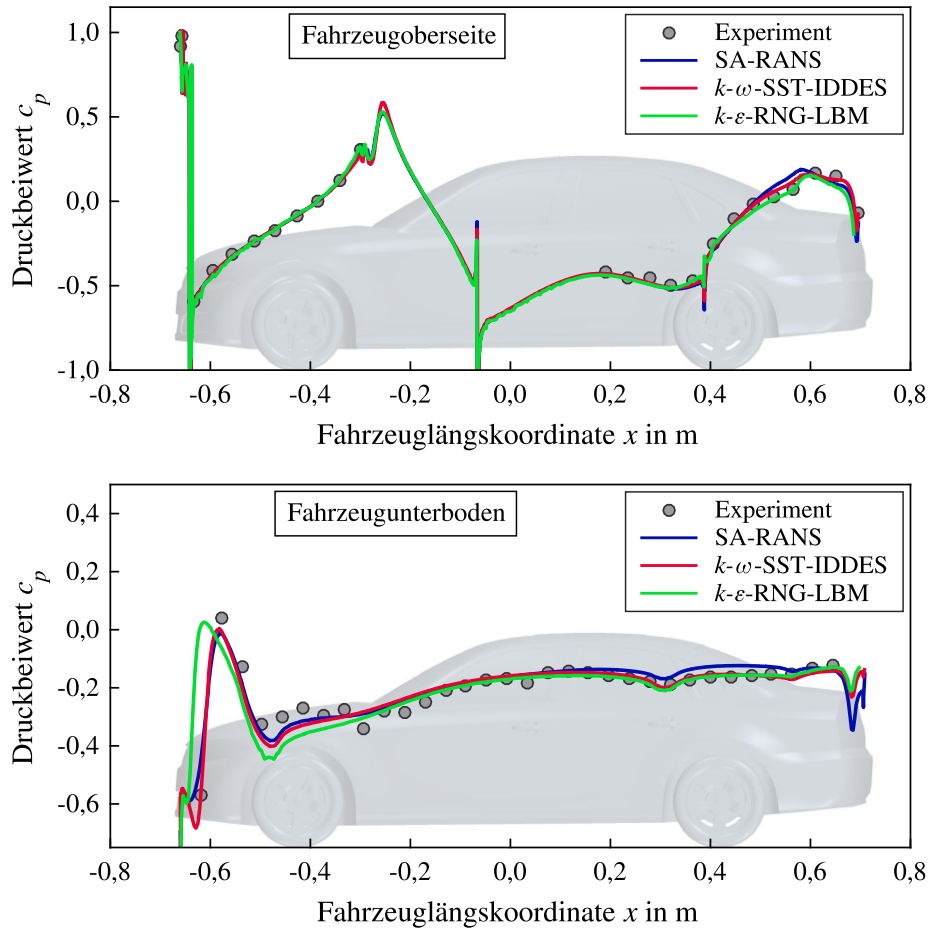


Abbildung 5.7: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Fahrzeugoberseite und am Unterboden (jeweils im y_0 -Schnitt) des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

In Abbildung 5.8 sind die experimentell und simulativ ermittelten Druckverteilungen an der Heckbasis des DrivAer-Körpers veranschaulicht. Die dazu dargestellten, horizontalen Verläufe befinden sich auf Höhe der Rückleuchten ($z = 0,227$ m) und des Stoßfängers ($z = 0,142$ m) (vgl. Unterabschnitt 4.3.1). Im Heck des Fahrzeugmodells treten größere Abweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment auf. Auf Höhe des Stoßfängers wird, in einem Bereich von $-0,13$ m $< y < 0,21$ m, der statische Druck bei allen numerischen Verfahren unterschätzt. Die simulativ ermittelten Verläufe stimmen jedoch qualitativ mit dem Verlauf der Messwerte überein.

Im Bereich der Rückleuchten ($z = 0,227$ m) sind ebenfalls qualitative Übereinstimmungen zwischen dem experimentell ermittelten und den simulierten Verläufen zu verzeichnen. Quantitativ liegen jedoch auch hier Abweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment vor. Es sei jedoch angemerkt, dass die Skalierung des statischen Druckbeiwerts im Heckbereich des DrivAer-Körpers äußerst kritisch gewählt ist.

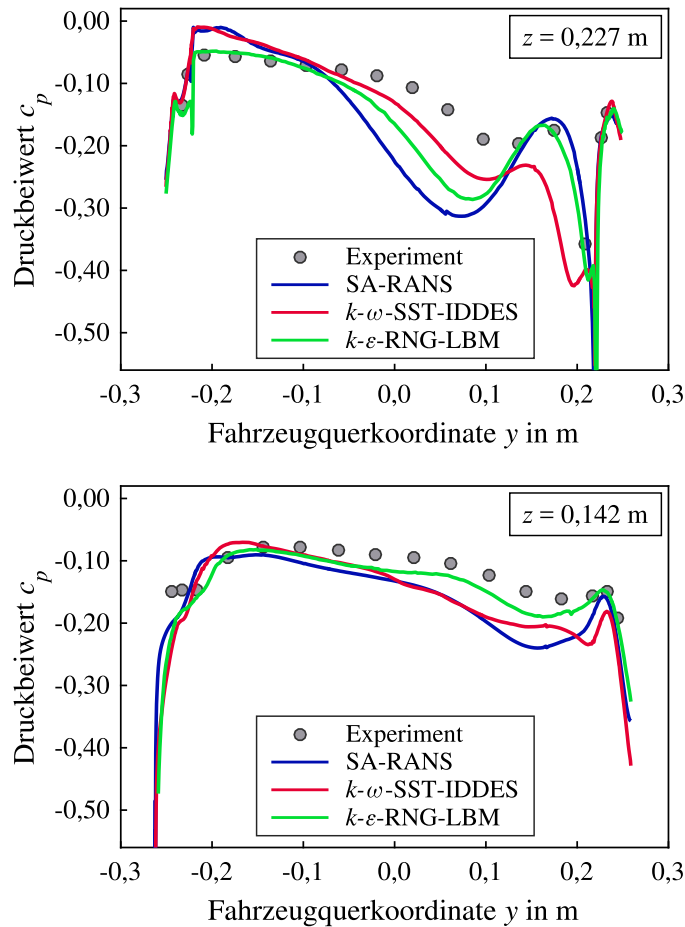


Abbildung 5.8: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis ($z = 0,142$ m bzw. $0,227$ m) des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Für die weiteren Vergleiche sind in Abbildung 5.9 und Abbildung 5.10 die simulativ und experimentell ermittelten Verteilungen des statischen Druckbeiwerts und des normierten Geschwindigkeitsbetrags im Nachlauf des Fahrzeugmodells veranschaulicht. Die dargestellten Schnittebenen weisen einen minimalen Abstand von $0,02$ m zum DrivAer-Körper auf und befinden sich, bezogen auf die y -Richtung, mittig im Fahrzeugheck. Die x -Koordinate der Ebenen verläuft jedoch nicht im Fahrzeugkoordinatensystem, sondern parallel zur ungestörten Anströmung des Windkanals. Darüber hinaus sind in den Diagrammen die Gebiete, in denen die Messwerte der Vierlochsonde aufgrund einer Überschreitung des Anströmwinkelbereichs (vgl. Unterabschnitt 4.3.2) keine Gültigkeit besitzen, weiß eingefärbt. Bei den (mit der Anströmgeschwindigkeit) normierten Geschwindigkeitsverteilungen (Abbildung 5.9) liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Experiment und der IDDES vor. Sowohl die Entwicklung der Scherschicht als die in z -Richtung unterhalb befindliche Strömungstopologie werden bei dem Verfahren akkurat abgebildet. Bei der LBM und der RANS-Simulation wird der Verlauf und die Aufdickung der Scherschicht ebenfalls gut dargestellt. Im unteren Gebiet des Fahrzeugnachlaufs ($z < 0,115$ m) wird jedoch die Strömungsgeschwindigkeit bei beiden Verfahren weiträumig unterschätzt.

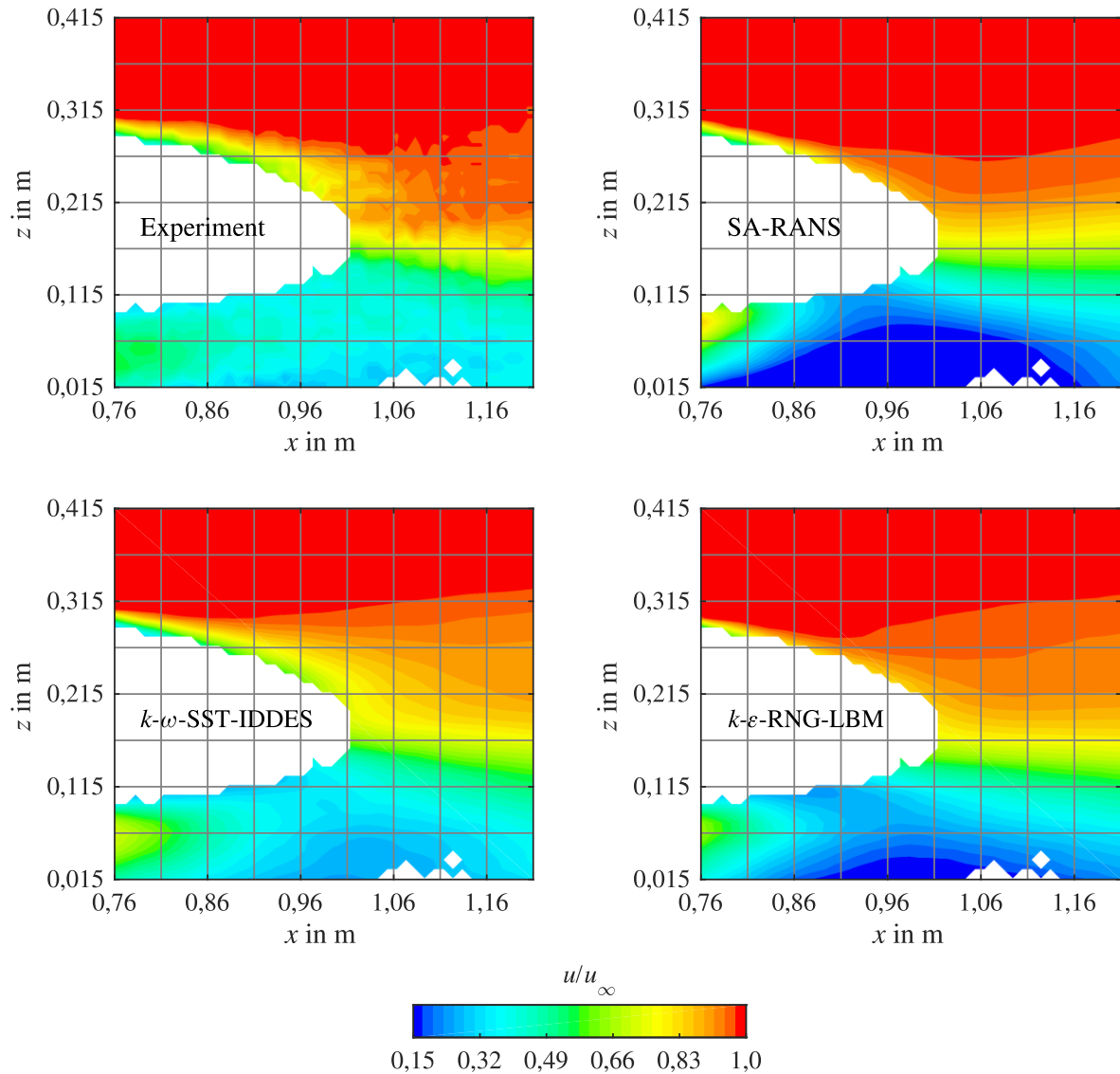


Abbildung 5.9: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Die Verteilung des statischen Druckbeiwerts (vgl. Abbildung 5.10) wird ebenfalls am besten durch die IDDES abgebildet. Sowohl die räumlichen Positionen als auch das Betragsverhältnis der beiden lokalen Druckmaxima stimmen bei dem Verfahren sehr gut mit dem Experiment überein. Im fahrzeugfernen Bereich tritt in der Simulation jedoch, wie schon bei dem gerade angeströmten Fahrzeugmodell, eine Abweichung von ca. 0,03 im Druckbeiwert auf. Bei der RANS-Simulation und der LBM wird der Betrag des statischen Drucks im fahrzeugfernen Gebiet ebenfalls überschätzt. Darüber hinaus sind bei den Verfahren die räumlichen Positionen der lokalen Druckmaxima verschoben und die Verläufe der Isobaren werden folglich falsch dargestellt. In Unterabschnitt A.2 des Anhangs sind des Weiteren die experimentell und simulativ ermittelten Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen in einer z -parallelen Ebene des Fahrzeugnachlaufs hinterlegt.

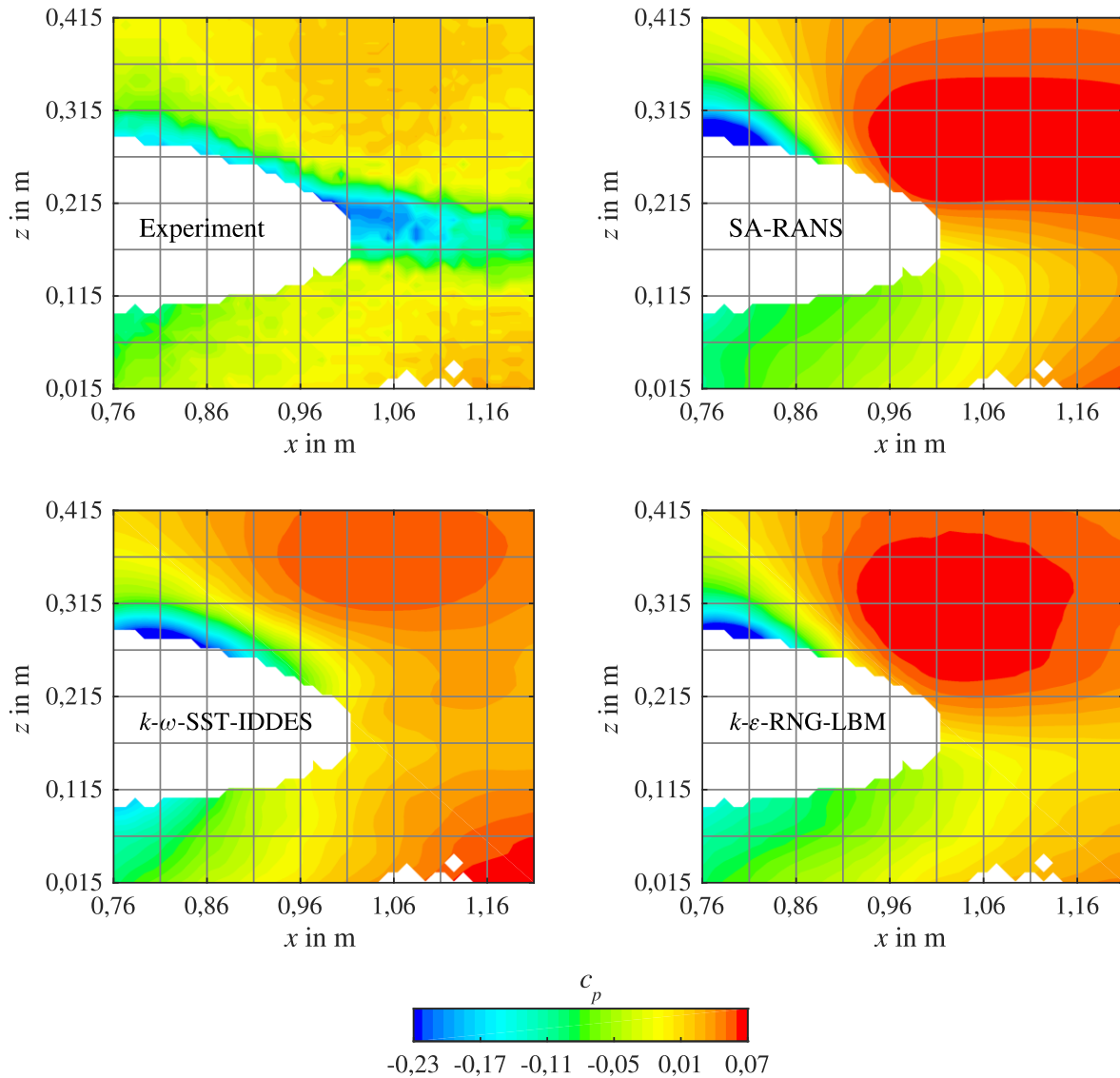


Abbildung 5.10: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

Zum Abschluss des Unterabschnitts soll festgehalten werden, dass bei dem schräg angeströmten DrivAer-Körper größere Abweichungen zwischen den Simulationen und dem Experiment als bei dem gerade angeströmten Modell vorliegen. Dies ist möglicherweise auf das geometrisch weitläufigere und komplexere Nachlaufgebiet zurückzuführen. Bei dem schräg angeströmten DrivAer-Körper löst die Grenzschicht auf der Fahrzeugleeseite bereits im vorderen Bereich des Modells ab. Die numerischen Verfahren müssen somit die Ablöselinie der Strömung auf der nur schwach gekrümmten Fahrzeugseite bestimmen. Dies ist bei weitem anspruchsvoller als im Heck des Modells, da dort die Grenzschichtablösung in weiten Bereichen durch die Fahrzeuggeometrie vorgegeben ist. Letztendlich kann jedoch die Ursache für die größere Abweichung zwischen den Simulationen und dem Experiment bei dem schräg angeströmten Modell nicht abschließend geklärt werden. Die beste Übereinstimmung mit den Messdaten weist bei beiden Fahrzeugkonfigurationen die $k-\omega$ -SST-IDDES auf. Aus diesem Grund werden alle nachfolgenden Strömungssimulationen ausschließlich mit diesem Verfahren durchgeführt.

5.2 Statistisch instationär angeströmtes Fahrzeugmodell

Im vorangegangenen Unterabschnitt konnte gezeigt werden, dass die Umströmung des gerade und unter Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Körpers am besten mit der k - ω -SST-IDDES abgebildet wird. In den Untersuchungen wurden ausschließlich statistisch stationäre Strömungsvorgänge betrachtet und die Vergleiche zwischen den Simulationen und den Experimenten erfolgten anhand zeitgemittelter Strömungsgrößen. Realitätsnahe Seitenwindeffekte, wie beispielsweise die aerodynamische Fahrzeuganregung bei einem Überholmanöver, sind jedoch durch einen statistisch instationären Charakter geprägt [135]. Aus diesem Grund wird in den nachfolgenden Absätzen die Eignung der k - ω -SST-IDDES zur Berechnung einer statistisch instationären Fahrzeugumströmung untersucht.

Experiment

In einem ersten Schritt wird dazu ein Validierungsexperiment mit dem DrivAer-Körper im MWK durchgeführt. Das Fahrzeugmodell ist bei der Untersuchung parallel zur ungestörten Anströmung des Windkanals ausgerichtet. Am Düsenaustritt des MWK sind außerdem sechs beweglich gelagerte Leitelemente angebracht (vgl. Unterabschnitt 4.1.1). Diese dienen der Strömungsauslenkung in Fahrzeugquerrichtung und ermöglichen somit die statistisch instationäre Anregung des DrivAer-Körpers. Da die Leitelemente im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich synchron gesteuert werden, weist das ungestörte Strömungsfeld senkrecht zur Hauptströmungsrichtung eine nahezu homogene Geschwindigkeitsverteilung auf.

Zur Bestimmung des effektiven Strömungswinkels, dieser unterscheidet sich vom Anstellwinkel der Leitelemente, ist in der Messstrecke die in Unterabschnitt 4.3.2 beschriebene Vierlochsonde platziert. Der Kopf der Sonde befindet sich im Fahrzeugkoordinatensystem an der Position $x = -0,80$ m, $y = 0$ m und $z = 0,75$ m. Auf eine Bodensimulation und Raddrehung wird in der Untersuchung verzichtet. Des Weiteren wird das Experiment bei einer mit der Fahrzeuglänge gebildeten Reynoldszahl von $3,79 \cdot 10^6$ durchgeführt. Die Aufzeichnung des horizontalen Strömungswinkels und der am DrivAer-Körper wirkenden Luftkraft erfolgt mit einer Abtastfrequenz von 250 Hz über einen Zeitraum von 256 s. Die zur Auswertung der Fahrzeugreaktion benötigten statistisch stationären Gradienten des Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwerts (vgl. Unterabschnitt 3.1.3) wurden in einer Voruntersuchung mit zeitlich konstanten Schiebewinkel ermittelt.

Strömungssimulationen

Für die numerischen Untersuchungen am statistisch instationär angeströmten DrivAer-Körper werden zwei unterschiedliche Simulationsmodelle herangezogen. Die Validierung der mittels k - ω -SST-IDDES berechneten Fahrzeugumströmung erfolgt in der virtuellen Abbildung des WMWK, dem DMWK. Bei dieser Konfiguration (vgl. Unterabschnitt 4.4.2) werden somit die Interferenzeffekte zwischen Windkanal und Fahrzeugmodell berücksichtigt und es ist eine optimale Vergleichbarkeit zum Experiment gewährleistet. Im Gegensatz dazu bildet das zweite Simulationsmodell den digitalen DrivAer-Körper in einer straßennahen Simulationsumgebung (SNSU) ab (vgl. Unterabschnitt 4.4.3). Bei dieser Konfiguration treten, wie bei einer realitätsnahen Straßenfahrt, keine Windkanalinterferenzeffekte auf. Somit kann durch einen Vergleich der beiden Simulationen der Einfluss des Windkanals auf die aerodynamische Fahrzeuganregung identifiziert werden. Die räumliche Diskretisierung der Konfigurationen ist in den Unterabschnitten 4.4.2 und 4.4.3 beschrieben. Zur Umsetzung der statistisch instationären Anströmung ist in beiden Simulationsmodellen, wie in Unterabschnitt 4.4.1

diskutiert, eine separate Region stromauf des Fahrzeugmodells definiert, in der die Strömung durch eine in y -Richtung wirkende, äußere Kraft ausgelenkt wird.

Um eine akkurate Übereinstimmung zwischen der Anströmbedingung des Experiments und der Simulationen zu gewährleisten, wurde in einer Voruntersuchung die Quellstärke der äußeren Kraft auf dem resultierenden Strömungswinkel kalibriert. Die Bestimmung des Strömungswinkels erfolgt bei den numerischen Untersuchungen an der gleichen räumlichen Position wie im Experiment. Des Weiteren werden die Strömungssimulationen bei einer Reynolds-Zahl von $3,79 \cdot 10^6$ durchgeführt und es wird auf eine Raddrehung des Fahrzeugmodells verzichtet. Die Entwicklung der Bodengrenzschicht ist bei beiden Simulationsmodellen der des MWK nachempfunden. Die am DrivAer-Körper angreifende Luftkraft und der horizontale Strömungswinkel werden in den Simulationen mit einer Frequenz 10 kHz aufgezeichnet. Die Simulationsdauer ist aufgrund des Rechenaufwands auf 10 s begrenzt. Der Strömungslöser, die Diskretisierungsschemata und die Zeitschrittweite sind aus den vorangegangenen Untersuchungen des statistisch stationär angeströmten Fahrzeugmodells (vgl. Unterabschnitt 5.1) übernommen. Die statistisch stationären Gradienten des DrivAer-Körpers werden für beide Simulationsumgebungen in jeweils einer weiteren Strömungssimulation bei einem zeitlich konstanten Schiebewinkel ermittelt.

Fahrzeuganregung

In diesem Abschnitt wird die im Experiment und den Simulationen vorliegende, statistisch instationäre Anströmung des DrivAer-Körpers charakterisiert. Die nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich auf das ungestörte Strömungsfeld stromauf des Fahrzeugmodells und schließen die Wandgrenzschicht und gegebenenfalls die Scherschicht des Windkanals aus. Aufgrund der räumlich gleichmäßigen Auslenkung der Strömung über die y - und z -Koordinate weist das Geschwindigkeitsfeld eine nahezu homogene Verteilung senkrecht zur Hauptströmungsrichtung auf. Die Anströmung ist außerdem schwach turbulent und hat im zeitlichen Mittel keine Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung. Bei bekannter Hauptströmungsgeschwindigkeit kann das ungestörte Strömungsfeld somit vollständig durch den zeitlichen Verlauf des horizontalen Strömungswinkels beschrieben werden. Dieser ist in Abbildung 5.11 über einen Zeitraum von 6 s veranschaulicht.

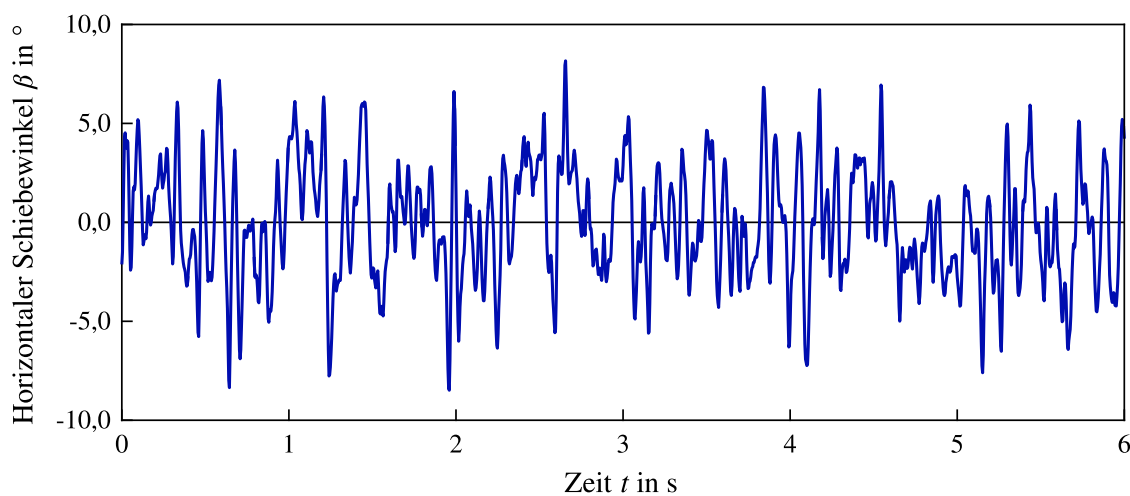


Abbildung 5.11: Zeitlicher Verlauf des horizontalen Schiebewinkels der ungestörten Fahrzeuganströmung (Darstellung in Anlehnung an Stoll [161]).

Das dargestellte Signal weist vornehmlich abrupte Änderungen des Strömungswinkels auf und hat eine maximale Amplitude von $\pm 10^\circ$. Zur weiteren Charakterisierung der Fahrzeuganregung sind in Abbildung 5.12 das Autoleistungsdichtespektrum bzw. die relative Häufigkeitsverteilung des Strömungswinkels dargestellt. Letztere ist dem natürlichen Wind nachempfunden und somit normal verteilt [161]. Das Leistungsdichtespektrum ist über die reduzierte Frequenz f_n aufgetragen (vgl. Abschnitt 2.3), die in dieser Arbeit mit dem Fahrzeuggradstand gebildet wird. Bei den Untersuchungen entspricht der Endwert der Abszisse ($f_n = 0,60$) einer dimensionsbehafteten Frequenz von 10 Hz. Darüber hinaus weist das Spektrum, entsprechend eines breitbandigen Rauschsignals, eine nahezu gleichmäßige Verteilung der Leistungsdichte über den Frequenzbereich auf.

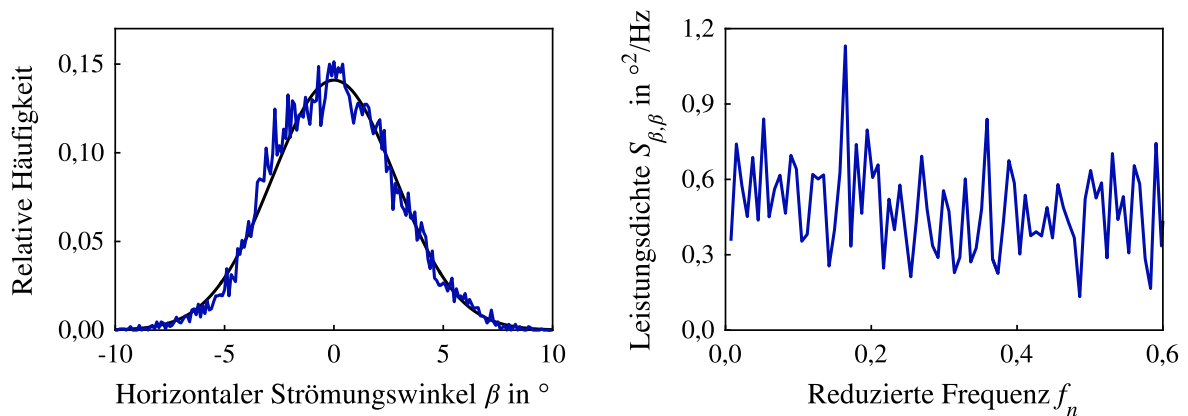


Abbildung 5.12: Relative Häufigkeitsverteilung und Autoleistungsdichtespektrum des horizontalen Strömungswinkels der ungestörten Fahrzeuganströmung (Darstellung in Anlehnung an Stoll [161]).

5.2.1 Validierung der Fahrzeugmodellumströmung

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse des statistisch instationär angeströmten DrivAer-Körpers präsentiert. Die experimentellen und numerischen Fahrzeugmodelluntersuchungen werden in der Windkanalumgebung durchgeführt.

Zu Beginn der Betrachtungen wird das im Experiment und der Simulation vorliegende Übertragungsverhalten zwischen der Fahrzeuganregung und der Fahrzeugreaktion (vgl. Unterabschnitt 3.1.3) untersucht. In Abbildung 5.13 sind dazu die Kohärenzfunktionen (vgl. Gleichung (2.48)) zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert dargestellt. Die Kohärenzfunktionen der simulativ und der experimentell ermittelten Seitenkraft nehmen in dem abgebildeten Frequenzbereich Werte größer 0,92 an.

Auch bei dem Giermomentenbeiwert liegt in der Simulation durchgehend eine Kohärenz größer 0,90 vor. Ab einer reduzierten Frequenz von 0,11 verläuft Graph sogar oberhalb von 0,95. Bei kleinen Frequenzen ($k < 0,12$) nimmt die Kohärenzfunktion des experimentell ermittelten Giermoments Werte zwischen 0,84 und 0,93 an. Im weiteren Verlauf steigt die Kohärenz jedoch an, sodass sie ab einer reduzierten Frequenz von 0,18 größer 0,95 ist. In der Simulation und dem Experiment liegt somit eine lineares Übertragungsverhalten zwischen der Anströmung und der aerodynamischen Fahrzeugreaktion im betrachteten Frequenzbereich vor. Demzufolge kann das numerische und das

experimentelle System durch eine Ein-/Ausgangsbeziehung beschrieben und die Admittanzfunktionen zur Charakterisierung der Fahrzeugreaktionen herangezogen werden (vgl. Unterabschnitt 3.1.3).

Des Weiteren soll angemerkt werden, dass die niederfrequenten Windereignisse bei den numerischen Untersuchungen aufgrund der begrenzten Simulationsdauer statistisch nicht ausreichend gesichert sind. Aus diesem Grund ist in den beiden Diagrammen und allen nachfolgenden Abbildungen der Frequenzbereich $0 \leq k \leq 0,12$ grau hinterlegt. Darüber hinaus werden die simulierten Verläufe in diesem Bereich nicht diskutiert und sind stets kritisch zu betrachten.

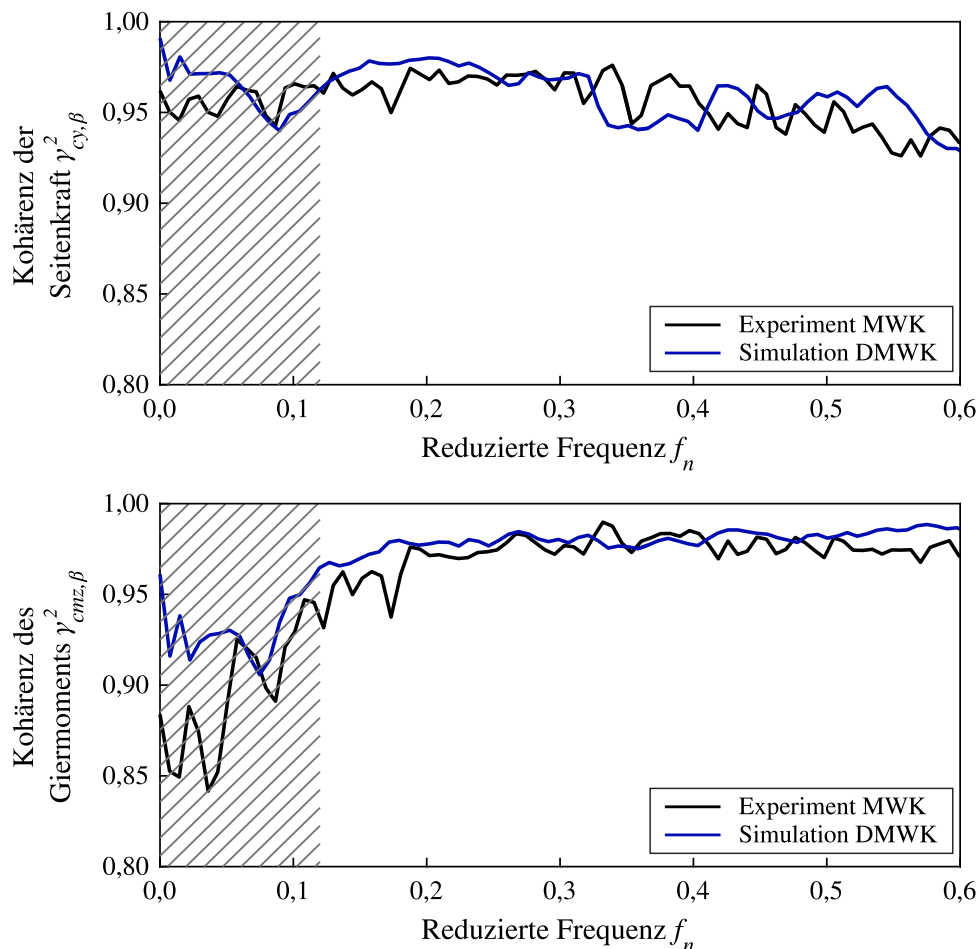


Abbildung 5.13: Experimentell und simulativ ermittelte Kohärenzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im MWK und DMWK.

Zur Beschreibung und Charakterisierung der aerodynamischen Fahrzeugreaktion sind in Abbildung 5.14 die Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert dargestellt. In den experimentellen Untersuchungen nimmt die Admittanz der Seitenkraft bei einer reduzierten Frequenz von 0 einen Wert von 1,0 an. In Konsistenz zur Theorie (vgl. Unterabschnitt 3.1.3), bildet die Strömung bei sehr niederfrequenten Windanregungen somit ein zum statistisch stationären Zustand vergleichbares Strömungsfeld aus. Mit zunehmender Frequenz fallen die Werte der Admittanz ab und verlaufen im gesamten Frequenzbereich unterhalb von 1,0. Dies bedeutet, dass bei einer statistisch instationären Anregung des Fahrzeugmodells die Werte der Seitenkraft geringer sind als bei einer von der Amplitude vergleichbaren Anregung unter statistisch stationären Bedingungen. In der Simulation verläuft die Admittanz der Seitenkraft (im sta-

tistisch gesicherten Frequenzbereich) ebenfalls in einem Wertebereich von 0,8 bis 1,0. Darüber hinaus stimmt die Charakteristik des simulativ ermittelten Verlaufs der Admittanzfunktion gut mit der des Experiments überein.

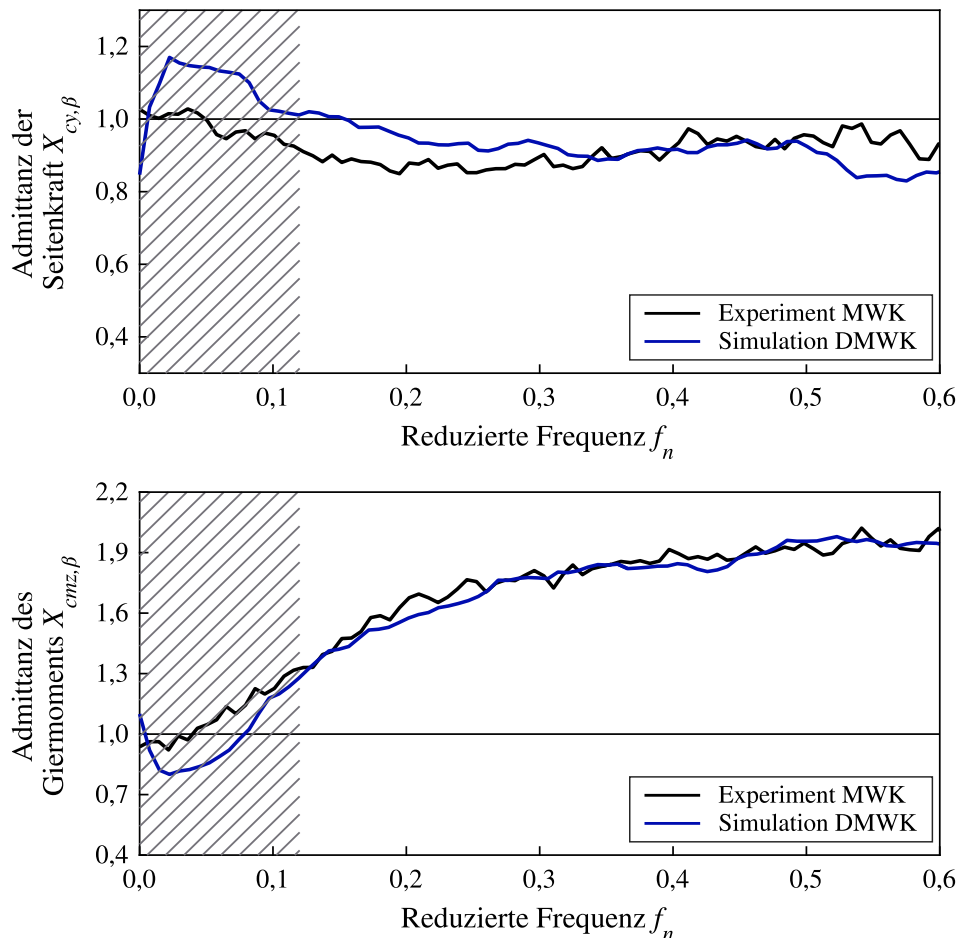


Abbildung 5.14: Experimentell und simulativ ermittelte Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im MWK und DMWK.

In den experimentellen Untersuchungen nimmt die Admittanz des Giermoments bei einer reduzierten Frequenz von 0 einen Wert von ca. 1 an. Folglich ist die Funktion im niederfrequenten Bereich konsistent mit der Theorie. Im weiteren Verlauf verzeichnet die Admittanzfunktion einen deutlichen Anstieg, und weist ab einer reduzierten Frequenz von 0,34 Werte zwischen 1,8 und 2 auf. Die statistisch instationäre Anregung bedingt somit, im Vergleich zu einer statistisch stationären Anströmung, eine signifikante Verstärkung des Giermoments. Um diese Überhöhung der aerodynamischen Fahrzeugreaktion etwas anschaulicher zu beschreiben, wird im Folgenden nicht der gesamte Frequenzbereich, sondern ausschließlich eine reduzierte Frequenz von 0,3 betrachtet. Die Admittanz des Giermoments weist bei dieser Frequenz einen Wert von rund 1,8 auf. Dies bedeutet, dass bei einer statistisch instationären Anregung des Fahrzeugmodells mit einer reduzierten Frequenz von 0,3 und einer Amplitude von beispielsweise 10° ein um den Faktor 1,8 höheres Giermoment auftritt, als bei einer statistisch stationären Messung unter 10° Schiebewinkel. In der Simulation weist die Admittanzfunktion des Giermoments ebenfalls einen starken Anstieg im statistisch gesicherten Frequenzbereich auf. Darüber hinaus stimmen die simulativ und experimentell ermittelten Verläufe sehr gut überein.

Die im Experiment und der Simulation auftretende Überhöhung des Giermoments ist auch bei den von Schröck [134], Schröck et al. [133] und Stoll et al. [160] durchgeführten Fahrzeugmodelluntersuchungen mit dynamisch ausgelenkter Anströmung zu beobachten. Die Autoren führen den Anstieg der aerodynamischen Reaktion auf Effekte im Heck der Modelle zurück und schlussfolgern, dass eine quasistationäre Betrachtung zur vollständigen Beschreibung des statistisch instationären Fahrzeugverhaltens nicht ausreicht. Außerdem soll zum Abschluss des Unterabschnitts festgehalten werden, dass die statistisch instationäre Umströmung des DrivAer-Körpers äußerst akkurat mit der k - ω -SST-IDDES abgebildet werden kann.

5.2.2 Fahrzeugreaktion in unterschiedlichen Simulationsumgebungen

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse des in der straßennahen Simulationsumgebung (SNSU) statistisch instationär angeströmten DrivAer-Körpers präsentiert. Des Weiteren wird ein Vergleich zwischen der aerodynamischen Fahrzeugreaktion in der Straßen- und der Windkanalumgebung angestellt. Dazu werden erneut die Simulationsergebnisse des im DMWK statistisch instationären Fahrzeugmodells (vgl. Unterabschnitt 5.2.1) herangezogen.

Zu Beginn der Betrachtungen soll das Übertragungsverhalten zwischen der Fahrzeuganregung und der Fahrzeugreaktion in der straßennahen Simulationsumgebung untersucht werden (vgl. Unterabschnitt 3.1.3). Aus diesem Grund sind in Abbildung 5.15 die Kohärenzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem simulativ ermittelten Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert dargestellt. Da die Simulationsdauer in den numerischen Untersuchungen auf 10 s begrenzt ist, und die niederfrequenten Windereignisse somit statistisch nicht ausreichend abgebildet werden, ist in den beiden Diagrammen und der nachfolgenden Abbildung der Frequenzbereich $0 \leq k \leq 0,12$ grau hinterlegt. Darüber hinaus werden die simulierten Verläufe in diesem Bereich nicht diskutiert. Die Kohärenzfunktion der Seitenkraft nimmt im betrachteten Frequenzbereich Werte größer 0,92 an.

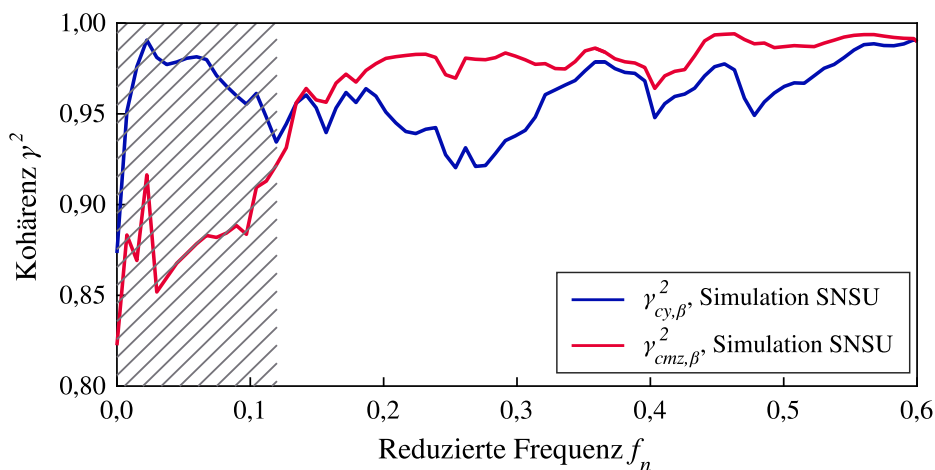


Abbildung 5.15: Kohärenzfunktion zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells in der straßennahen Simulationsumgebung.

Auch bei dem Giermomentenbeiwert liegt durchgehend eine Kohärenz größer 0,92 vor. In weiten Bereichen verläuft Graph sogar oberhalb von 0,97. Demzufolge kann das Übertragungsverhalten des Systems durch eine Ein-/Ausgangsbeziehung beschrieben und die Admittanzfunktionen zur Charakterisierung der Fahrzeugreaktionen herangezogen werden.

Um den Einfluss der Simulationsumgebung auf die aerodynamische Fahrzeugreaktion zu untersuchen, sind in Abbildung 5.16 die in der Windkanal- und der Straßenumgebung ermittelten Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert dargestellt. Die Admittanzfunktion der Seitenkraft verläuft bei der straßennahen Simulationsumgebung in einem Wertebereich von 0,35 bis 0,6. In der Windkanalumgebung nimmt die Admittanz Werte zwischen 0,8 und 1,0 an. In beiden Simulationsumgebungen ist die Seitenkraft bei einer statistisch instationären Anregung somit geringer als bei einer von der Amplitude vergleichbaren Anregung unter statistisch stationären Bedingungen. Der Betrag der relativen Minderung unterscheidet sich bei den beiden Simulationsmodellen jedoch deutlich.

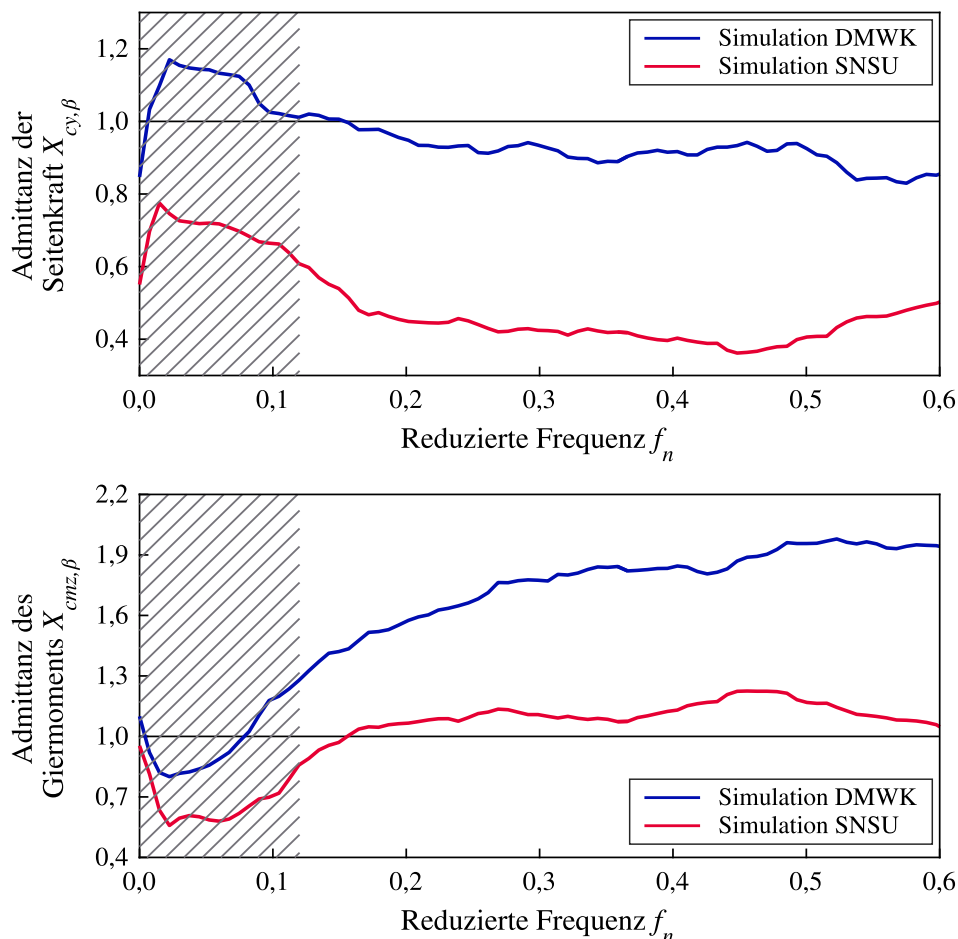


Abbildung 5.16: Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK bzw. in der straßennahen Simulationsumgebung.

Bei dem Giermoment treten ebenfalls große Unterschiede zwischen den in der Straßen- und in der Windkanalumgebung ermittelten Verläufen der Admittanzfunktion auf. Während im DMWK eine maximale Verstärkung des Giermoments um einen Faktor 2 vorliegt, weist die Admittanzfunktion bei der straßennahen Simulationsumgebung ein Maximalwert von 1,2 auf. Somit ist die querdynami-

sche Reaktion des DrivAer-Körpers stark von der Simulationsumgebung abhängig. Ferner treten in der Windkanalumgebung durchweg höhere, querdynamische Luftkräfte als bei der Untersuchung in der realitätsnahen Straßenumgebung auf.

Um die Ursache für die Unterschiede in der aerodynamischen Fahrzeugreaktion des DrivAer-Körpers zu visualisieren, sind in Abbildung 5.17 die normierte, turbulente Viskosität und der statische Druck in einer z-parallelen Ebene des Windkanalsimulationsmodells dargestellt. Im oberen Bereich der Abbildung wird die Strömung harmonisch, mit einer reduzierten Frequenz von 0,6 und einer Amplitude von $\pm 10^\circ$ ausgelenkt. Im Gegensatz dazu erfährt die Strömung im unteren Bildbereich keine Auslenkung durch die Region am Düsenaustritt.

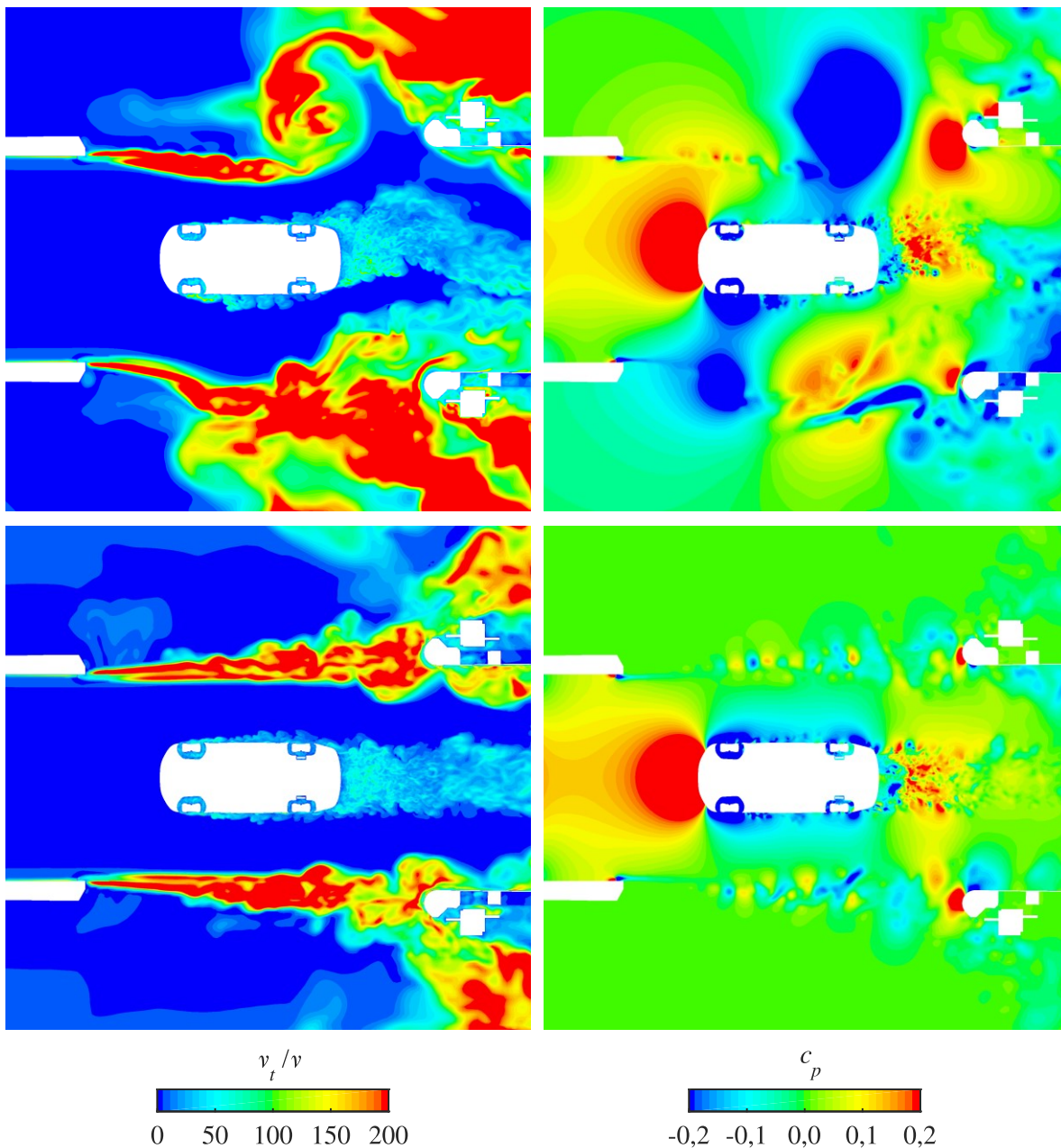


Abbildung 5.17: Normierte, turbulente Viskosität und statischer Druckbeiwert in einer z-parallelen Ebene des Windkanalsimulationsmodells bei harmonischer Strömungsauslenkung (oben) und nicht umgelenkter Fahrzeuganströmung (unten).

Mit Hilfe der turbulenten Viskosität, diese ist in den Darstellungen durch die molekulare Viskosität normiert, kann die Entwicklung der Scherschicht im DMWK visualisiert werden. In der oberen, linken Darstellung ist zu erkennen, dass durch die Auslenkung der Strömung am Düsenaustritt die räumliche Ausrichtung des Kernstrahls beeinflusst wird. Darüber hinaus bedingt die Strömungsauslenkung ein Aufrollen der Windkanalscherschicht, was mit einem lokalen Abfall des statischen Drucks einhergeht (vgl. Darstellung rechts oben). Diese Unterdruckgebiete breiten sich bis zur Fahrzeugoberfläche hin aus und tragen dadurch signifikant zur querdynamischen Anregung des DrivAer-Körpers bei. Aus diesem Grund weisen die Admittanzfunktionen des Giermomenten- und Seitenkraftbeiwerts in der Windkanalumgebung deutlich höhere Werte auf als in der straßenähnlichen Simulationsumgebung.

Des Weiteren soll angemerkt werden, dass der in x -Richtung bemessene Abstand zwischen den wechselseitigen Unterdruckgebieten durch die Frequenz der Auslenkung bestimmt wird. Bei einer reduzierten Frequenz von 0,6 entspricht der Abstand in etwa dem Radstand des Fahrzeugs, wodurch eine hohes Giermoment an dem Modell wirkt. Bei einer Reduzierung der Anregungsfrequenz steigt die Distanz zwischen den Unterdruckgebieten an und der Betrag des Giermoments fällt ab. Diese Beobachtung erklärt den starken Anstieg des Giermoments über den Frequenzbereich und somit auch den Verlauf der entsprechenden Admittanzfunktion in der Windkanalumgebung.

Abschließend kann somit festgehalten werden, dass bei den statistisch instationären Untersuchungen in der Windkanalumgebung die aerodynamische Reaktion des DrivAer-Körpers signifikant durch die Scherschicht des Prüfstands beeinflusst wird. Aus diesem Grund sollte das Seitenwindverhalten von Fahrzeugen nicht im Windkanal mit Hilfe einer in Fahrzeugquerrichtung statistisch instationär ausgelenkten Kernströmung untersucht werden. Aufgrund der hervorragenden Simulationsgüte der k - ω -SST-IDDES bietet es sich viel mehr an, das querdynamische Fahrzeugverhalten virtuell anhand eines realitätsnahen Seitenwindereignisses zu untersuchen.

Des Weiteren soll angemerkt werden, dass Windkanalinterferenzeffekte ausgiebig in den vergangenen Jahrzehnten studiert wurden (vgl. [94], [136], [179], [53], [36]). Die Untersuchungen sind jedoch auf die Interaktion von Prüfständen und gerade angeströmten Fahrzeugen beschränkt. Bei der Entwicklung und Durchführung von Experimenten zum Seitenwindverhalten (vgl. Unterabschnitt 3.3.3) werden Windkanaleinflüsse bisher nicht berücksichtigt bzw. dem aerodynamischen Fahrzeugverhalten zugeschrieben.

6 Aerodynamische und fahrdynamische Untersuchungen an einer BMW 328iA Limousine

6.1 Validierung der Fahrzeugumströmung im Windkanal

Mit der k - ω -SST-IDDES kann die statistisch stationäre und statistisch instationäre Umströmung eines DrivAer-Körpers äußerst akkurat abgebildet werden (vgl. Unterabschnitt 5.1 und 5.2). Die Berechnung der Um- und Durchströmung eines realen Fahrzeugs, wie der BMW 328iA Limousine (vgl. Unterabschnitt 4.2.2), ist jedoch wesentlich anspruchsvoller. Neben einer umfangreichen und zugleich detaillierten Geometrie weist die Limousine eine überaus komplexe Motorraumdurchströmung auf. Darüber hinaus tritt bei dem Realfahrzeug Leakage zwischen einzelnen Bauteilen auf und es liegt eine profilierte Reifenlauffläche vor. Aus diesem Grund wird in den nachfolgenden Absätzen, auch im Hinblick auf die Strömungssimulationen des Pkw-Lkw-Überholmanövers (vgl. Abschnitt 6.2), die Eignung der k - ω -SST-IDDES zur Berechnung der Realfahrzeugum- und durchströmung untersucht.

Experimente

In einem ersten Schritt werden dazu Validierungsexperimente mit einer BMW 328iA Limousine im AWK (vgl. Unterabschnitt 4.1.2 und 4.2.2) durchgeführt. Das Fahrzeug wird bei den Untersuchungen sowohl gerade als auch unter -10° Schiebewinkel angeströmt. Die Schräganströmung der Limousine wird durch eine Rotation der Drehscheibe realisiert und kann als quasistationäre Näherung eines Windereignisses angesehen werden. Mit Hilfe des Grenzschichtkonditionierungs- und des Fünfbandsystems wird eine straßennahe Bodensimulation und die Raddrehung im Windkanal ermöglicht. Die Räder der BMW 328iA Limousine sind nicht mit den optionalen Schließdeckeln versehen (vgl. Unterabschnitt 4.2.2) und werden somit durchströmt. Darüber hinaus werden die Experimente bei einer mit der Fahrzeuglänge gebildeten Reynolds-Zahl von $1,19 \cdot 10^7$ durchgeführt. Neben den integralen Kraft- und Momentenbeiwerten wird bei den Untersuchungen der statische Druck an der Fahrzeugaußenhaut mit Hilfe von 83 Druckmesssonden aufgezeichnet (vgl. Unterabschnitt 4.3.1). Die Messgrößen werden über ein Zeitintervall von einer Minute erfasst und zur Auswertung zeitlich gemittelt. Als Referenzdruck wird der Plenumsdruck des Windkanals herangezogen.

Strömungssimulationen

Wie bereits zu Beginn erwähnt, werden die numerischen Strömungssimulationen der BMW 328iA Limousine mit der k - ω -SST-IDDES durchgeführt. Da der AWK im Bereich des Pkw keinen horizontalen Druckgradienten aufweist und die Interferenzeffekte des Prüfstands vernachlässigt werden können [128], ist das Fahrzeugmodell bei den numerischen Untersuchungen in einer straßennahen Simulationsumgebung positioniert (vgl. Unterabschnitt 4.4.4). Des Weiteren ist in der näheren Umgebung der Limousine der Boden des Simulationsvolumens der Messstrecke des AWK nachempfunden. Die Umströmung des Fahrzeugmodells wird unter Geradanströmung und -10° Schiebewinkel simuliert. Die räumliche Diskretisierung der beiden Konfigurationen ist in Unterabschnitt 4.4.4 beschrieben. Darüber hinaus dort die numerische Behandlung der Kompletträder, des Lüfters und der Bremsscheiben diskutiert. Diese werden, analog zum Experiment, drehend abgebildet. Die Reynolds-Zahl beträgt bei beiden Konfigurationen $1,19 \cdot 10^7$.

Für die numerischen Simulationen wird die Version 10.06.010 der Software STAR-CCM+ herangezogen. Der Strömungslöser und die Diskretisierungsschemata sind aus den simulativen Untersuchungen am DrivAer-Fahrzeugmodell (vgl. Abschnitt 5.1) übernommen. Die Zeitschrittweite beträgt bei den Realfahrzeugsimulationen $2 \cdot 10^{-4}$ s. Die zeitliche Mittelung der Strömungsgrößen erfolgt über ein Intervall von einer Sekunde. Als Referenzdruck wird der ungestörte Umgebungsdruck am Auslass des Simulationsvolumens herangezogen.

6.1.1 Gerade angeströmtes Fahrzeug

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Versuchs- und Simulationsergebnisse der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine dargelegt.

In Tabelle 6.1 sind die experimentell und simulativ ermittelten integralen Kraftbeiwerte des Fahrzeugs aufgeführt. Prinzipiell liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem Experiment vor. Im Vergleich zu dem Messwert beträgt die Abweichung des simulierten Luftwiderstandsbeiwerts $-0,001$. Der Achsauftriebsbeiwert wird in der Simulation um lediglich $-0,022$ an der Vorder- und $-0,033$ an der Hinterachse unterschätzt. Die Abweichungen im Auftrieb sind mit hoher Wahrscheinlichkeit auf die Vernachlässigung der Profilquerrillen und Verformung des Reifens im Simulationsmodell zurückzuführen. Ferner soll angemerkt werden, dass die Übereinstimmung der integralen Kraftbeiwerte die Güte bisher veröffentlichter und mit hybriden RANS-LES-Verfahren durchgeführter Realfahrzeugsimulationen übersteigt (vgl. Schütz [138] und Islam et al.[59]).

	c_x	c_{z1}	c_{z2}
Experiment	0,297	0,105	0,053
k - ω -SST-IDDES	0,296	0,083	0,020

Tabelle 6.1: Experimentell und simulativ ermittelte Kraftbeiwerte der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.

In Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 sind die an der Fahrzeugaußenhaut simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Druckbeiwerts dargestellt. Das erste Diagramm beinhaltet die Druckverteilung an der Oberseite ($y = 0$ m), die beiden nachfolgenden Diagramme an der Heckbasis der Limousine. Die Positionen der aufgezeigten Druckmessstellen und somit die geometrischen Verläufe der Graphen sind in Unterabschnitt 4.3.1 beschrieben. An der Oberseite liegt durchweg eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem Experiment vor. Auch im Heckbereich wird die Druckverteilung auf Höhe der Rücklichter (h_1) und der Stoßfängerverkleidung (h_2) akkurat durch die k - ω -SST-IDDES wiedergegeben. Die größte Abweichung zwischen den experimentell und simulativ ermittelten Druckbeiwerten beträgt lediglich $-0,03$.

Somit kann festgehalten werden, dass die Um- und Durchströmung der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine sehr gut mit der k - ω -SST-IDDES abgebildet werden kann. Sowohl die integralen als auch die lokalen Strömungsgrößen stimmen äußerst akkurat mit den Messdaten überein.

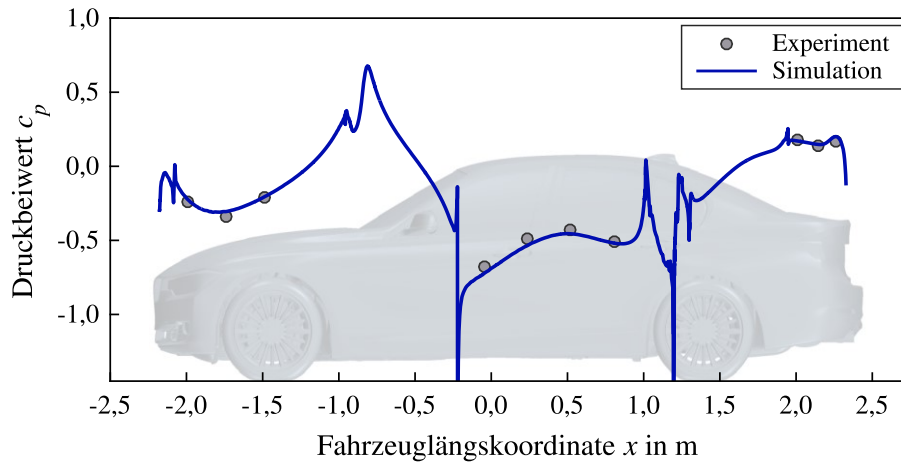


Abbildung 6.1: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Oberseite (y_0 -Schnitt) der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.

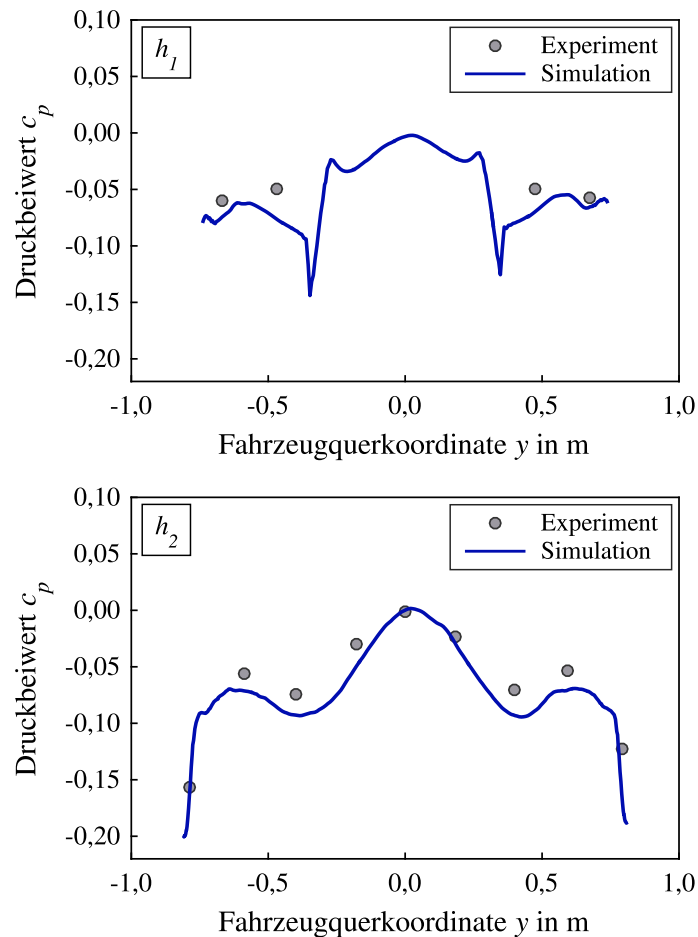


Abbildung 6.2: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.

6.1.2 Fahrzeug unter Schräganströmung

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Versuchs- und Simulationsergebnisse der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine präsentiert.

In Tabelle 6.2 sind die simulativ und experimentell ermittelten Kraft- und Momentenbeiwerte des Fahrzeugs aufgeführt. Bei der schräg angeströmten Limousine liegt ebenfalls eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem Experiment vor. Im Vergleich zu dem Messwert beträgt die Abweichung des simulierten Luftwiderstandsbeiwerts $-0,005$. Der Vorderachsseitenkraftbeiwert wird in der Simulation um lediglich $0,017$ überschätzt. An der Hinterachse der Limousine stimmen der simulativ und experimentell ermittelte Beiwert der Seitenkraft vollständig überein. Die Differenz der Giermomentenbeiwerte beträgt $-0,008$.

	c_x	c_{y1}	c_{y2}	c_{mz}
Experiment	0,332	0,250	0,070	-0,090
k - ω -SST-IDDES	0,327	0,267	0,070	-0,098

Tabelle 6.2: Experimentell und simulativ ermittelte Kraft- und Momentenbeiwerte der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.

In Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4 sind die an der Fahrzeugaußenhaut simulativ und experimentell ermittelten Verläufe des statischen Druckbeiwerts dargestellt. Das erste Diagramm beinhalten die Druckverteilung an der Oberseite ($y = 0$ m), beiden nachfolgenden Diagramme an den Seitenwänden der Limousine. Die Positionen der aufgezeigten Druckmessstellen sind in Unterabschnitt 4.3.1 beschrieben. Darüber hinaus sind in Abbildung 6.4 die geometrischen Verläufe der Graphen mit schwarzen Linien gekennzeichnet. An der Oberseite des Fahrzeugs liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Simulation und dem Experiment vor.

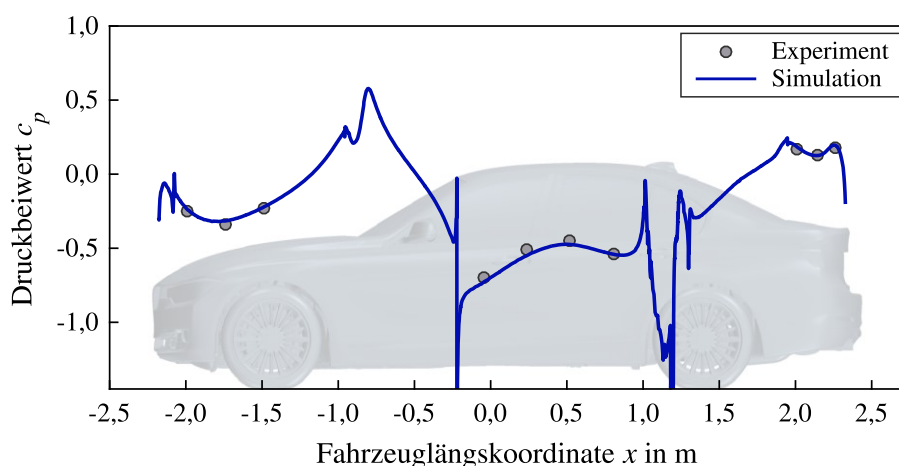


Abbildung 6.3: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Oberseite (y_0 -Schnitt) der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.

Die Seitenkraft und das Giermoment der Limousine werden maßgeblich durch die Druckverteilung an den Seitenwänden bestimmt. In diesen Bereichen (vgl. Abbildung 6.4) stimmen die simulativ ermittelten Verläufe des statischen Druckbeiwerts ebenfalls äußerst akkurat mit den Messwerten überein.

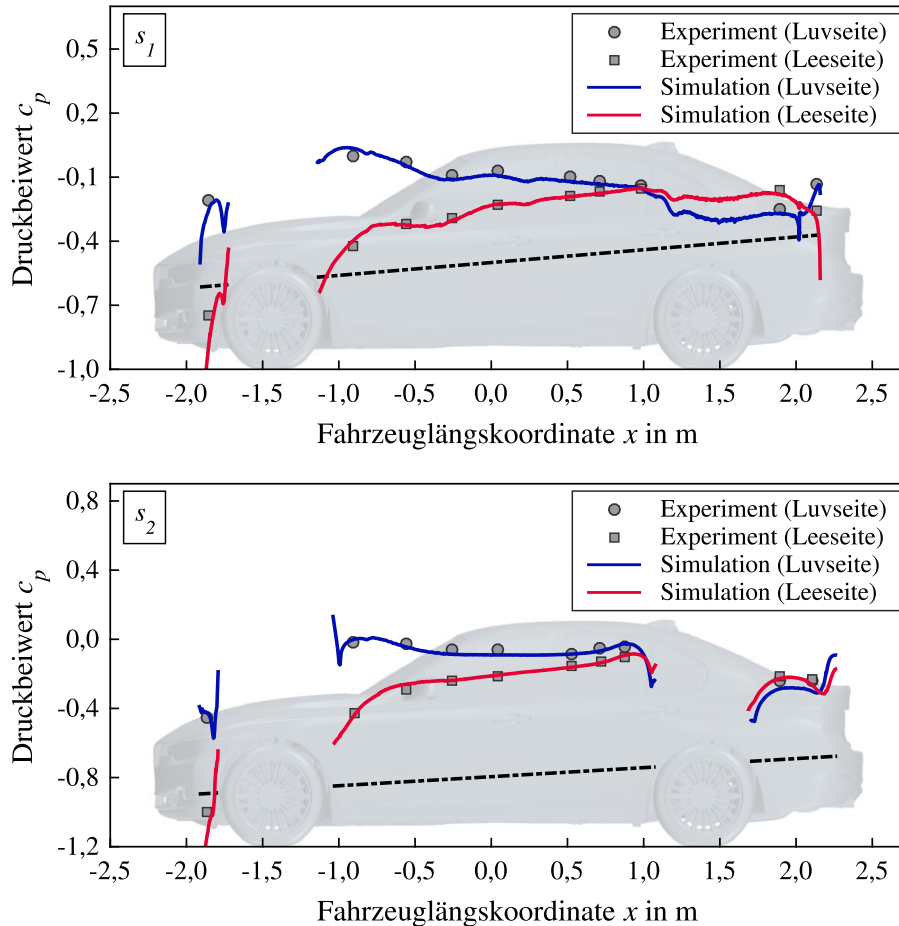


Abbildung 6.4: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an den Seitenwänden der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.

Zum Abschluss des Unterabschnitts kann festgehalten werden, dass die Um- und Durchströmung des unter -10° Schiebewinkel angeströmten Realfahrzeugs sehr gut mit der k - ω -SST-IDDES abgebildet werden kann. Sowohl die integralen als auch die lokalen Strömungsgrößen stimmen äußerst akkurat mit den Messdaten überein. Somit kann das Simulationsmodell der BMW 328iA Limousine uneingeschränkt zur Strömungssimulation des Pkw-Lkw-Überholmanövers herangezogen werden.

6.2 Pkw-Lkw-Überholmanöver

Bei Straßenfahrten erfahren Fahrzeuge aufgrund unterschiedlicher Ereignisse eine aerodynamische Anregung in Fahrzeugquerrichtung. Ein Beispiel hierfür ist natürlicher, böiger Wind, der das Fahrzeug unter einem zeitlich veränderlichen Strömungswinkel erfasst. [135] Weitaus häufiger jedoch erfolgt die querdynamische Anregung eines Pkw durch das Strömungsfeld eines weiteren, größeren Fahrzeugs. Diese Situation tritt vor Allem auf der Autobahn, beim Überholen von Lkw auf und wirkt sich signifikant auf den Fahrkomfort der Insassen aus. Aufgrund der alltäglichen Relevanz dieses

Lastfalls wird im Folgenden der Pkw-Lkw-Überholvorgang für die Untersuchungen des Seitenwindverhaltens von Pkw herangezogen. Bei experimentellen Versuchsfahrten kann die am Fahrzeug angreifende Luftkraft und deren Wirkungslinie jedoch nicht ermittelt werden. Des Weiteren sollten Seitenwinduntersuchungen schon für frühe Fahrzeugentwicklungsphasen ermöglicht werden, in denen noch keine physische Versuchsträger vorhanden sind. Aus diesen Gründen wird eine simulative Abbildung des Überholmanövers angestrebt. Neben der aerodynamischen Anregung wird in dieser Arbeit auch die fahrdynamische Reaktion des Pkw simuliert. Diese wird von den Fahrzeuginsassen wahrgenommen und muss somit zur Beurteilung des gesamtheitlichen Seitenwindverhaltens berücksichtigt werden. Um eine Aussage über die Güte der Aerodynamik- und Fahrdynamiksimulationen zu ermöglichen, werden darüber hinaus Validierungsexperimente zu dem Überholmanöver durchgeführt.

Zur Beschreibung der relativen Position der beiden Fahrzeuge wird ein Lkw-festes, mathematisch rechtshändiges, kartesisches Koordinatensystem eingeführt (vgl. Abbildung 6.5). Die X -Achse verläuft entlang der Längsrichtung, die Y -Achse entlang der Querrichtung und die Z -Achse entlang der Hochrichtung des Lkw. Der Koordinatenursprung liegt in der Radaufstandsebene bei maximaler Fahrzeugausdehnung in X -Richtung und halber Spurbreite in Y -Richtung. Diese Orientierung wurde gewählt, um mit steigender X -Koordinate ein Voranschreiten des Überholmanövers zu beschreiben. Der longitudinale Abstand der Fahrzeuge d_{long} ist durch die X -Koordinate des Pkw-Schwerpunkts P definiert. Der laterale Fahrzeugabstand d_{lat} kann als Y -Koordinate des Pkw-Schwerpunkts abzüglich der halben Lkw-Breite und dem in Y -Richtung bemessenem Abstand zwischen der Fahrzeugaußenhaut und dem Pkw-Schwerpunkt berechnet werden.

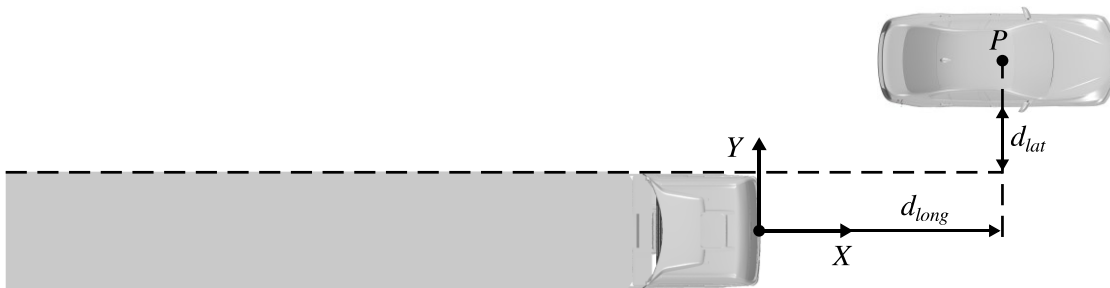


Abbildung 6.5: Koordinatensystem zur Beschreibung der relativen Position von Pkw und Lkw während der Überholmanöver.

Experimente

Die experimentellen Untersuchungen finden auf dem DEKRA-Testoval in Klettwitz (vgl. 4.1.3) statt. Um den Einfluss von Störgrößen möglichst gering zu halten, wird das Versuchsgelände exklusiv genutzt und die Experimente werden bei Nacht und Windstille durchgeführt. Des Weiteren werden die BMW 328iA Limousine (vgl. Unterabschnitt 4.2.2) und eine MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger (vgl. Unterabschnitt 4.2.3) als Versuchsfahrzeuge herangezogen. Die Räder der Limousine sind bei den Experimenten mit einem außenbündigen Schließdeckel versehen. Das Überholmanöver wird auf den beiden geraden und ebenen Streckenabschnitten des Test Ovals durchgeführt. Der Pkw nähert sich dabei mit einem konstanten lateralen Abstand dem Lkw und überholt diesen mit festgehaltenem Lenkwinkel (Open-Loop-Manöver). Die Geschwindigkeiten der Versuchsfahrzeuge werden mit Hilfe der Tempomaten konstant gehalten.

Um einen Einblick in die aerodynamische Fahrzeuganregung während des Überholmanövers zu erhalten, sind an der Außenhaut der Limousine 83 Druckmesssonden (vgl. Unterabschnitt 4.3.1) angebracht. Darüber hinaus werden die diskreten Zeitverläufe des statischen Drucks zur Validierung der Aerodynamiksimulationen herangezogen. Die Bestimmung der fahrdynamischen Reaktion des Pkw erfolgt über ein DGPS-gestütztes Kreiselmesssystem (ADMA, vgl. Unterabschnitt 4.3.3). Mit Hilfe dieser Messeinheit wird außerdem die räumliche Position und die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Limousine erfasst. Im Auflieger des Lkw ist ebenfalls ein ADMA mit DGPS-Funktionalität installiert. Somit können der laterale und der longitudinale Abstand der Versuchsfahrzeuge über die Positionsdifferenz der beiden Kreiselplattformen ermittelt werden. Der Referenzdruck wird in den Experimenten an einer mit Hartschaum gegen äußere Wärmeeinflüsse geschützten Thermosflasche abgegriffen. Die Aufzeichnung der aerodynamischen und fahrdynamischen Messgrößen erfolgt mit einer Frequenz von 100 Hz. Die mittlere Fortbewegungsgeschwindigkeit des Lkw beträgt 88 km/h, die des Pkw 174 km/h. Darüber hinaus werden im Folgenden ausschließlich Messungen berücksichtigt, bei denen der laterale Fahrzeugabstand zu Beginn des Manövers in einem Bereich von $0,5 \text{ m} \pm 0,1 \text{ m}$ liegt.

Strömungssimulationen

Die numerischen Strömungssimulationen des Überholmanövers werden mit dem bereits in Abschnitt 6.1 simulierten Modell der BMW 328iA Limousine und einer realitätsnahen Abbildung der MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger durchgeführt. Um straßenähnliche Umgebungsbedingungen zu gewährleisten, sind die beiden Fahrzeugmodelle in jeweils einem quaderförmigen Rechengebiet platziert. Die Relativbewegung zwischen der Limousine und dem Lkw wird durch eine entgegen der Anströmung gerichteten Translation des Pkw-Simulationsvolumens realisiert. Die Räder der Limousine sind, analog zum Experiment, mit außenbündigen Schließdeckeln versehen. Weitere Erläuterungen zum Aufbau des Simulationsmodells und zur räumlichen Diskretisierung der Rechengebiete können Unterabschnitt 4.4.5 entnommen werden. Darüber hinaus sind in dem Unterabschnitt die numerische Behandlung der Raddrehung, der Wärmetauscher und der Randflächen der Rechengebiete beschrieben.

Insgesamt werden in dieser Arbeit zehn Strömungssimulationen des Überholmanövers durchgeführt (vgl. Tabelle 6.3). Um die Simulationsgüte der aerodynamischen Fahrzeuganregung zu beurteilen, wird in der ersten Simulation das oben beschriebene Validierungsexperiment abgebildet. Die Längsgeschwindigkeit des Lkw beträgt somit 88 km/h, die des Pkw 174 km/h. Der laterale Abstand der Fahrzeuge bemisst zu Beginn des Überholmanövers 0,5 m. Die Validierung der Fahrzeuganregung erfolgt anhand eines Vergleichs zwischen den experimentell und simulativ ermittelten Druckverläufen an der Außenhaut des Pkw.

Da eine Ensemblemittelung des statistisch instationären Manövers aufgrund der Anzahl an benötigten Strömungssimulationen sehr kostspielig ist, wird in den beiden darauffolgenden Rechnungen die Reproduzierbarkeit des Lastfalls untersucht. Um eine maximale Spreizung in der Fahrzeuganregung und somit in den instantanen Strömungsfeldern zu gewährleisten, werden die Einlaufphasen der beiden Simulationen verändert. Die Randbedingungen stimmen jedoch vollständig mit denen der ersten Simulation überein. In den beiden darauffolgenden Simulationen wird der Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands auf die aerodynamische Fahrzeuganregung untersucht. Dazu wird dieser auf 1,0 m und 1,5 m erhöht. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Fahrzeuge bleibt unverändert. Ein weiterer Parameter des Überholmanövers stellt die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw dar. Diese ist in der sechsten und siebten Simulation auf 140 km/h bzw. 210 km/h festgelegt. Bei den Geschwindig-

keitsuntersuchungen beträgt der laterale Abstand der Fahrzeuge zu Beginn des Manövers erneut 0,5 m.

Abschließend wird der Einfluss des Fahrzeughecks auf die aerodynamische Anregung des Pkw untersucht. Dazu wird in einer achten Simulation das Stufenheck der Limousine durch eine Vollheckkontur ersetzt. Ferner werden in der neunten und zehnten Simulation Finnen im Bereich der C-Säulen bzw. im y_0 -Schnitt des Stufenheckfahrzeugs angebracht (vgl. Unterabschnitt 4.4.5). Deren geometrische Gestalt entspricht der Form der Vollheckkontur, sodass in der jeweiligen Ebene vergleichbare, projizierte Seitenflächen vorliegen. Darüber hinaus bewirken die seitlichen Finnen eine Veränderung der C-Säulenumströmung, wohingegen die mittlere Heckfinne (aufgrund der räumlichen Entfernung) einen vernachlässigbaren Einfluss auf diesen Fahrzeugbereich besitzt. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw und des Lkw sind in den Untersuchungen mit 174 km/h bzw. 88 km/h bemessen. Der anfängliche laterale Fahrzeugabstand beträgt 0,5 m.

Simulation	Heckgestalt des Pkw	Pkw-Geschwindigkeit	Lkw-Geschwindigkeit	Lateraler Abstand zu Beginn des Manövers
1	Stufenheckform	174 km/h	88 km/h	0,5 m
2	Stufenheckform	174 km/h	88 km/h	0,5 m
3	Stufenheckform	174 km/h	88 km/h	0,5 m
4	Stufenheckform	174 km/h	88 km/h	1,0 m
5	Stufenheckform	174 km/h	88 km/h	1,5 m
6	Stufenheckform	140 km/h	88 km/h	0,5 m
7	Stufenheckform	210 km/h	88 km/h	0,5 m
8	Vollheckkontur	174 km/h	88 km/h	0,5 m
9	Stufenheckform mit Finne im y_0 -Schnitt	174 km/h	88 km/h	0,5 m
10	Stufenheckform mit Finnen im Bereich der C-Säulen	174 km/h	88 km/h	0,5 m

Tabelle 6.3: Pkw-Heckgestalten, Fahrzeuggeschwindigkeiten, und anfängliche laterale Abstände bei den zehn numerischen Simulationen des Überholmanövers.

Im Anschluss an die statistisch instationären Untersuchungen werden die vier Heckvarianten bei quasistationärer Betrachtung bewertet. Dazu werden die Fahrzeugmodelle unter -10° Schiebewinkel in einer straßennahen Simulationsumgebung berechnet. Um eine optimale Vergleichbarkeit zu den Überholvorgängen zu gewährleisten sind die Räder ebenfalls mit außenbündigen Schließdeckeln versehen. Weiterführende Erläuterungen zum Aufbau der Simulationsmodelle, zur räumlichen Diskretisierung der Rechengebiete und zur Realisierung der Raddrehung können Unterabschnitt 4.4.5 entnommen werden. Für die numerische Behandlung der Wärmetauscher, der Lüfter und der Rand-

flächen der Rechengebiete wird auf Unterabschnitt 4.4.4 verwiesen. Die Reynolds-Zahl der Schiebewinkelsimulationen beträgt $1,19 \cdot 10^7$.

Für die numerischen Strömungssimulationen wird die Software STAR-CCM+ (Version 10.06.010) herangezogen. Die Schließung der Impulsgleichung erfolgt mit Hilfe des $k-\omega$ -SST-IDDES-Turbulenzmodells (vgl. Unterabschnitt 2.5.1.3). Der Strömungslöser und die Diskretisierungsschemata sind aus den simulativen Untersuchungen am DrivAer-Fahrzeugmodell (vgl. Abschnitt 5.1) übernommen. Die Zeitschrittweite der Simulationen beträgt $2 \cdot 10^{-4}$ s. Als Referenzdruck wird der ungestörte Umgebungsdruck am Auslass des Pkw-Simulationsvolumens herangezogen. Bei den Schiebewinkelsimulationen erfolgt die zeitliche Mittelung der Kraft- und Momentenkomponenten über ein Intervall von 1,5 s.

Fahrdynamiksimulationen

Die Fahrdynamiksimulationen des Überholvorgangs werden mit dem in Unterabschnitt 4.4.5 beschriebenen Zweispurmodell der BMW 328iA Limousine durchgeführt. Das Fahrzeugmodell bewegt sich in allen Simulationen mit konstanter Längsgeschwindigkeit und festgehaltenem Lenkwinkel (Open-Loop-Manöver) fort. Ferner führt die Limousine zu Beginn der Manöver eine ebene und gleichförmige Bewegung aus. Die am Pkw angreifende Luftkraft wird in den Fahrdynamiksimulationen durch eine Einwegkopplung der vorangegangenen Strömungssimulationen berücksichtigt. Dazu werden die simulativ ermittelten Zeitverläufe der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten extrahiert und dem Zweispurmodell am Momentenbezugspunkt aufgeprägt. Durch die geschilderte Kopplung sind die fahrdynamischen Simulationen als eine Weiterführung der aerodynamischen Untersuchungen zu verstehen.

Dementsprechend werden in dieser Arbeit, analog zur Anzahl der Strömungssimulationen, zehn Fahrdynamiksimulationen durchgeführt (vgl. Tabelle 6.3). Um die Simulationsgüte der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion zu beurteilen, wird in der ersten Simulation das oben beschriebene Validierungsexperiment abgebildet. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw beträgt somit 174 km/h. Die Anregung der Limousine erfolgt durch die aerodynamischen Kraft- und Momentenverläufe der ersten Strömungssimulation ($u_{Lkw} = 88$ km/h, $u_{Pkw} = 174$ km/h und $d_{lat} = 0,5$ m).

Da eine Ensemblemittelung des statistisch instationären Manövers, aufgrund der Anzahl an benötigten Simulationen, sehr kostspielig ist, wird in den beiden darauffolgenden Rechnungen die Reproduzierbarkeit der Fahrzeugreaktion untersucht. Dazu wird dem Zweispurmodell die aerodynamische Anregung der zweiten und dritten Strömungssimulation aufgeprägt. Diese werden, wie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben, unter exakt gleichen Randbedingungen ($u_{Lkw} = 88$ km/h, $u_{Pkw} = 174$ km/h und $d_{lat} = 0,5$ m), jedoch mit veränderten Einlaufphasen ermittelt. In den beiden darauffolgenden Rechnungen wird der Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands auf die fahrdynamische Reaktion der Limousine untersucht. Dazu wird das Zweispurmodell mit den bei einem anfänglichen lateralen Abstand von 1,0 m und 1,5 m ermittelten Verläufen der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten (vierte und fünfte Strömungssimulation) angeregt. Die Längsgeschwindigkeit der Fahrzeuge bleibt unverändert. Ein weiterer Parameter des Überholmanövers stellt die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw dar. Diese ist in der sechsten und siebten Fahrdynamiksimulation auf 140 km/h bzw. 210 km/h festgelegt. Dementsprechend erfolgt die Anregung der Limousine durch die Luftkraftverläufe der sechsten und siebten Strömungssimulation ($u_{Lkw} = 88$ km/h, $u_{Pkw} = 140$ km/h bzw. 210 km/h und $d_{lat} = 0,5$ m).

In der achten, neunten und zehnten Simulation wird der Einfluss der Heckgestalt auf das querdynamische Fahrzeugverhalten untersucht. Dazu werden dem Pkw die aerodynamischen Kraft- und Momentenverläufe des Vollheck- und des Stufenheckfahrzeugs mit Finnen aufgeprägt (achte, neunte und zehnte Strömungssimulation). Um ausschließlich Veränderungen der Fahrzeugumströmung zu bewerten, werden die Eigenschaften und Parameter des Zweispurmodells aus den vorangegangenen Fahrdynamiksimulationen übernommen. Die Fortbewegungsgeschwindigkeiten des Pkw und des Lkw sind ferner mit 174 km/h bzw. 88 km/h bemessen. Der anfängliche laterale Fahrzeugabstand beträgt 0,5 m.

Die Fahrdynamiksimulationen werden mit dem Berechnungsprogramm ISAR (Integrierte Simulation für Fahrdynamik und Regelsystem) durchgeführt. Dieses wurde von der BMW Group entwickelt und ist in das Softwarepaket MATLAB/Simulink integriert. Zur Berechnung der fahrdynamischen Reaktion des Pkw werden die Gleichungssysteme des Zweispurmodells mittels Eulerverfahren gelöst. Darüber hinaus wird die querdynamische Fahrzeuganregung in allen Simulationen korrigiert. Dazu werden die bei stationärem Schiebewinkel ermittelten, prozentualen Abweichung zwischen simulativ und experimentell ermittelter Seitenkraft bzw. Giermoment (vgl. Unterabschnitt 6.1.2) herangezogen. Die Zeitschrittweite der fahrdynamischen Simulationen beträgt 10^{-3} s.

6.2.1 Analyse und Validierung der aerodynamischen Fahrzeuganregung

In den nachfolgenden Abschnitten wird die aerodynamische Anregung der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs charakterisiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten Strömungssimulation ($u_{Lkw} = 88$ km/h, $u_{Pkw} = 174$ km/h und $d_{lat} = 0,5$ m) herangezogen. Anschließend erfolgt, mit Hilfe der im Experiment ermittelten Druckverteilung an der Fahrzeugaußenhaut, eine Beurteilung der aerodynamischen Simulationsgüte.

In Abbildung 6.6 sind die simulativ ermittelten Verläufe des am Pkw angreifenden Giermoments und der Seitenkraft in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Da die querdynamische Fahrzeuganregung nicht ausschließlich mit der Fluidichte, der Fortbewegungsgeschwindigkeit und der Stirnfläche des Pkw skaliert, sondern u. a. auch von der Geschwindigkeit (vgl. Schrefl [132]) und Stirnfläche des Lkw abhängt, wird auf eine Entdimensionierung der aerodynamischen Größen verzichtet. Zur Erläuterung der Graphen und der beim Überholmanöver auftretenden, strömungsmechanischen Effekte werden im Folgenden fünf Fahrzeugpositionen herausgegriffen. Diese sind in dem Diagramm durch Linien markiert und zusätzlich im unteren Bereich der Abbildung schematisch dargestellt. Grundsätzlich beinhalten die fünf Darstellungen die beiden Fahrzeuge in ihrer relativen Position, die ungestörte Anströmung, das Aufstaugebiet und den Nachlauf des Lkw. Des Weiteren sind die jeweils relevanten Verläufe der Strömung und die resultierende Fahrzeugreaktion mit Pfeilen visualisiert. Der lokale Abfall und Anstieg des statischen Drucks und der Strömungsgeschwindigkeit sind durch einen nach unten bzw. oben weisenden Pfeil hinter der jeweiligen Strömungsgröße gekennzeichnet.

In der ersten Position ($d_{long} = -28,8$ m) befindet sich die Limousine stromab des Sattelkraftfahrzeugs. Die aerodynamische Anregung des Pkw wird durch die großskaligen und anisotropen turbulenten Strukturen im Nachlauf des Lkw bestimmt. Da diese jedoch starken zeitlichen Schwankungen unterliegen und einen chaotischen Charakter haben, sind die Verläufe der Seitenkraft und des Giermoments in diesem Bereich nicht reproduzierbar (vgl. Unterabschnitt 6.2.3).

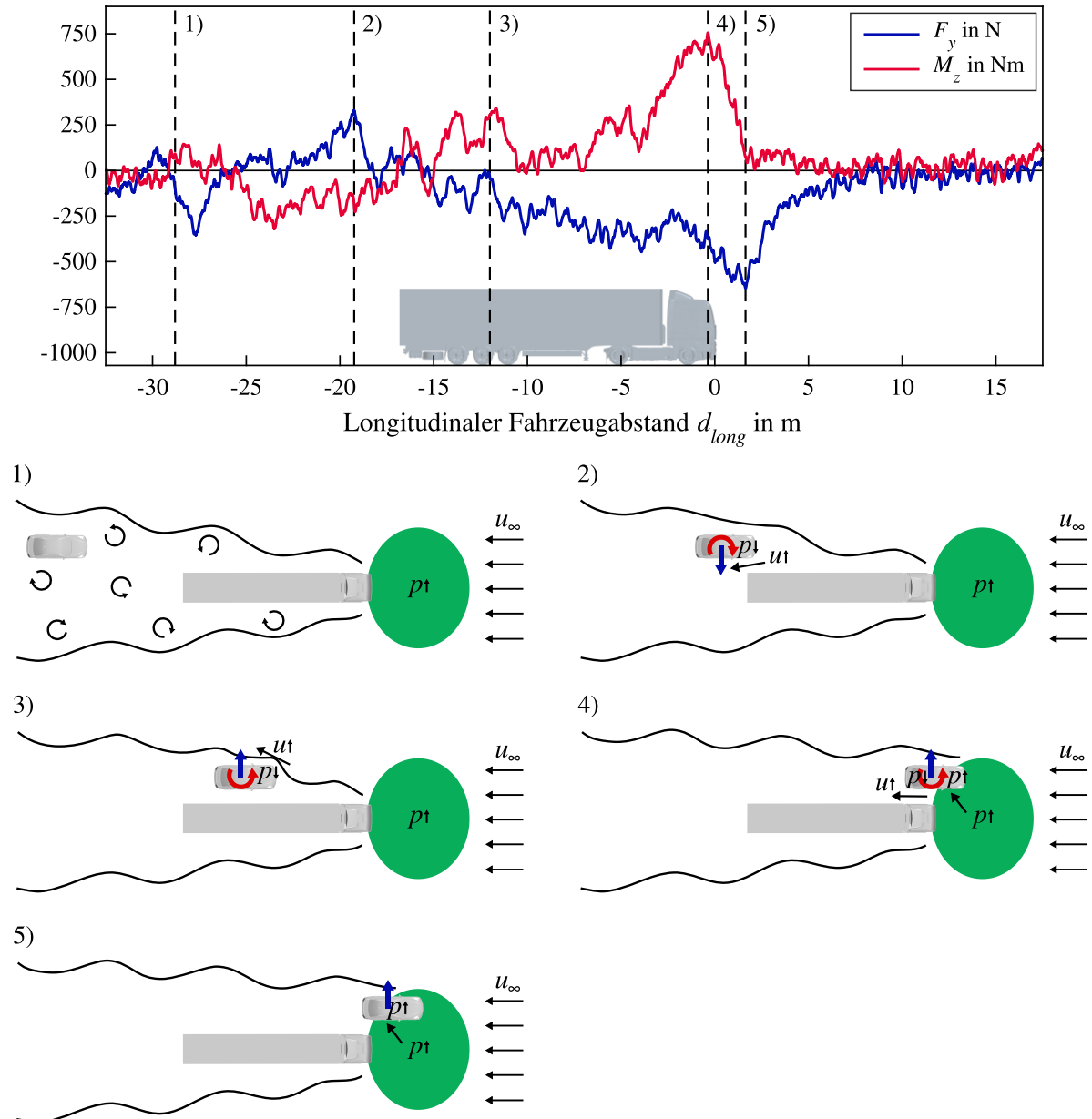


Abbildung 6.6: Simulierter Verlauf der am Pkw angreifenden Seitenkraft bzw. des Giermoments und graphische Darstellung der physikalischen Wirkmechanismen an fünf Fahrzeugpositionen.

In der zweiten Position ($d_{long} = -19,2$ m) befindet sich die Front der Limousine auf Höhe des Aufliegers, sodass zwischen den beiden Fahrzeugen ein Spalt entsteht. Aufgrund dieser Querschnittsverengung erfährt die Strömung auf der Beifahrerseite des Pkw eine Beschleunigung, die mit einem lokalen Abfall des statischen Drucks einhergeht. Die Druckminderung an der Fahrzeugoberfläche wiederum bedingt eine zum Lkw gerichtete, positive Seitenkraft. Da der soeben beschriebene Effekt ausschließlich im vorderen Bereich des Pkw auftritt, wirkt an der Limousine außerdem ein negatives Giermoment.

Durch den verjüngenden Verlauf des Lkw-Nachlaufs, trifft bei weiterem Vorschreiten des Überholmanövers, zunehmend impulsreiche Strömung auf die Fahrerseite des Pkw (vgl. Position 3)). Diese wird seitlich an der Frontschürze umgelenkt und beschleunigt, sodass in dem Bereich ein Unterdruck-

gebiet entsteht. Infolgedessen wirkt auf die Limousine eine vom Lkw weisende, negative Seitenkraft und ein positives Giermoment. Bezogen auf den gesamten Kraft- und Momentenverlauf des Überholmanövers ist die Stärke der querdynamischen Anregung in den drei beschriebenen Positionen als mittel einzustufen.

Die signifikante Fahrzeuganregung tritt im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs (Position 4) und 5)) auf. In der vierten Position ($d_{long} = -0,4$ m) befindet sich der Pkw nahezu eine halbe Fahrzeuglänge vor dem Lkw. Auf die Limousine wirkt ein maximales Giermoment von 755 Nm, dessen Entstehung auf drei unterschiedliche Effekte zurückzuführen ist. Aufgrund der Strömungsverzögerung liegt im Aufstaugebiet des Lkw ein hoher statischer Druck vor. Dieser wird zu Teilen der Pkw-Oberfläche aufgeprägt, sodass im vorderen Bereich der Beifahrerseite ein Druckanstieg zu verzeichnen ist. Zusätzlich trifft die um die Lkw-Front geleitete Strömung auf den gleichen Bereich der Fahrzeugaußenhaut. Dies bedingt einen weiteren Anstieg des statischen Drucks auf der vorderen Beifahrerseite. Die aufgestaute Luft strömt anschließend durch den Spalt zwischen Pkw und Lkw ab. Aufgrund der geringen Querschnittsfläche erfährt die Strömung dabei eine Beschleunigung, sodass im hinteren Bereich der Beifahrerseite ein geminderter Druck an der Fahrzeugaußenhaut vorliegt.

In der fünften Position ($d_{long} = 1,6$ m) befindet sich das Heck der Limousine auf Höhe der Lkw-Front. Dadurch bewirkt das Aufstaugebiet des Lkw einen Druckanstieg auf der gesamten Beifahrerseite des Pkw. Darüber hinaus trifft die um die Lkw-Front geleitete Strömung zentral auf die Seitenwand der Limousine. Dies bedingt einen weiteren Anstieg des statischen Drucks auf nahezu der gesamten Beifahrerseite. Aufgrund der soeben beschriebenen Effekte greift an dem Pkw eine maximale Seitenkraft von -645 N an.

Zur Beurteilung der aerodynamischen Simulationsgüte sind in Abbildung 6.7 die experimentell und simulativ ermittelten Verläufe des Relativdrucks p_{rel} (Differenz aus statischem und atmosphärischem Druck) an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut dargestellt. Die erste Messstelle befindet sich auf der Beifahrerseite der Limousine. Die zweite Messstelle ist spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt auf der gegenüberliegenden Fahrzeugseite platziert. Im unteren Bildbereich ist die geometrische Position der beiden Messstellen mit Hilfe eines roten Punkts an der Fahrzeugaußenhaut markiert. Die Druckverläufe auf der Beifahrerseite sind im oberen Bereich der Abbildung veranschaulicht. Das darunterliegende Diagramm beinhaltet die entsprechenden Verläufe auf der Fahrerseite des Pkw. Analog zu den integralen Strömungsgrößen, sind auch die Relativdrücke bei dem Überholmanöver dimensionsbehaftet dargestellt. Die grauen Punkte repräsentieren die diskreten Messwerte des statischen Drucks aus 20 Versuchsfahrten. Die blauen Linien veranschaulichen die simulierten Verläufe.

Im Vergleich zum Umgebungsdruck liegt bei einer ungestörten Fahrzeugumströmung ein Unterdruckgebiet an den Seitenwänden der Limousine vor. Dies ist auf die Verdrängung der Luft durch die Fahrzeugfront und die anschließende Beschleunigung im seitlichen Bereich des Pkw zurückzuführen. Bezogen auf das Überholmanöver kann bei einem longitudinalen Abstand größer 15 m von einer ungestörten Umströmung der Limousine ausgegangen werden. In diesem Bereich weisen die Druckverläufe einen Mittelwert von -220 Pa auf. Dieser kann in den nachfolgenden Betrachtungen als Vergleichswert herangezogen werden. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -20,0$ m) liegt an den beiden Messstellen ein mittlerer Relativdruck von rund -190 Pa vor. Der leichte Anstieg des statischen Drucks ist durch die, im Vergleich zur ungestörten Pkw-Umströmung, geringere effektive Anströmgeschwindigkeit im Nachlauf des Lkw begründet. Ab einem longitudinalen Abstand von $-20,0$ m fällt der Druck an beiden Messstellen sukzessiv ab. Auf der Fahrerseite unterschreitet der

simulativ ermittelte Verlauf einen Wert von -295 Pa (für $d_{long} = -2,6$ m). Auf der Beifahrerseite liegt bei einem longitudinalen Fahrzeugabstand von $-1,0$ m ein globales Maximum von -300 Pa vor.

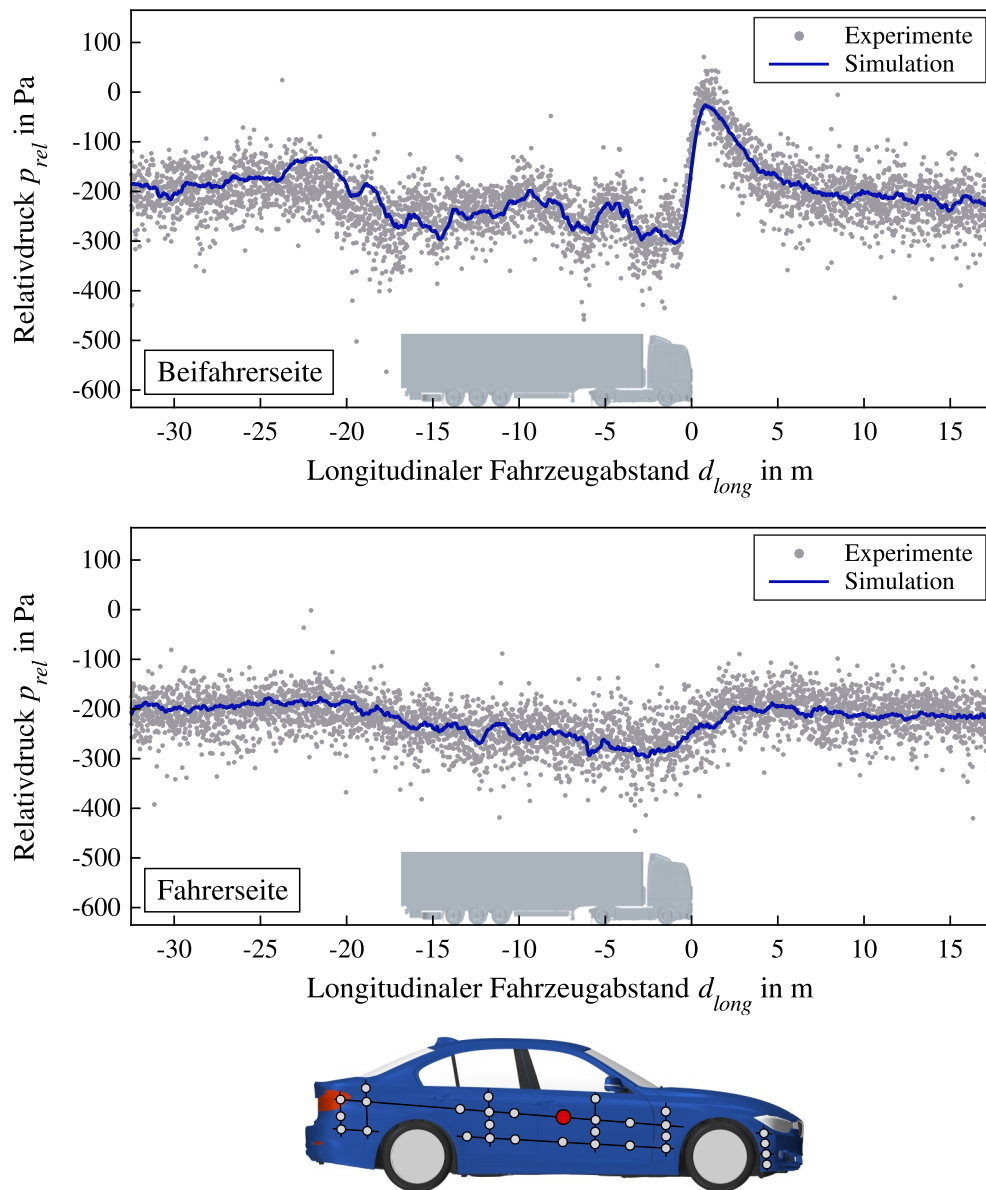


Abbildung 6.7: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt) der Pkw-Außenhaut.

Aufgrund der bereits im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen, strömungsmechanischen Effekte, nimmt im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} \approx -1,0$ m) der Druck an beiden Messstellen abrupt zu. In der Simulation wird auf der Beifahrerseite ein Maximum von -25 Pa und auf der Fahrerseite von -200 Pa erreicht. Der um 175 Pa höhere Druck an der ersten Messstelle, ist durch die dem Lkw und dessen Strömungsfeld zugewandte Orientierung der Beifahrerseite begründet. Bei weiterem Vorschreiten des Überholvorgangs schwindet der Einfluss des Lkw auf die Umströmung des Pkw und die Druckverläufe nähern sich dem Vergleichswert von -220 Pa an. Prinzipiell liegt an beiden Messstellen während des gesamten Manövers eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem

Experiment und der Simulation vor. Sowohl das relative Niveau als auch der zeitliche Verlauf des statischen Drucks werden äußerst akkurat in der Strömungssimulation abgebildet.

Für einen umfassenden Vergleich sind in Abschnitt B des Anhangs die experimentell und simulativ ermittelten Druckverläufe an neun weiteren, repräsentativen Positionen der Fahrzeugaußenhaut hinterlegt. Diese werden im Folgenden nicht näher diskutiert, jedoch kann festgehalten werden, dass an den Messstellen ebenfalls eine bemerkenswert gute Übereinstimmung zwischen dem Simulationsergebnis und den Messwerten vorliegt.

Somit wird in der numerischen Strömungssimulation sowohl der lokale, zeitliche Verlauf, als auch die räumliche Verteilung des statischen Drucks an der Fahrzeugaußenhaut akkurat wiedergegeben. Da die aerodynamische Anregung der Limousine maßgeblich durch die Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche bestimmt wird, kann den simulativ ermittelten Kraft- und Momentenverläufen ebenfalls eine hohe Zuverlässigkeit zugesprochen werden. Vielmehr setzt eine zum Experiment vergleichbare Druckverteilung an der Fahrzeugaußenhaut eine korrekte Abbildung des gesamten Strömungsfelds, einschließlich der Lkw-Umströmung und deren Interaktion mit dem Strömungsfeld des Pkw voraus. Folglich liegt bei der numerischen Strömungssimulation des Überholmanövers durchweg eine hohe Simulationsgüte vor. Die zu Beginn des Unterabschnitts aufgeführte und aus Simulationsergebnissen abgeleitete Interpretation der strömungsmechanischen Effekte kann somit ebenfalls als zuverlässig eingestuft werden. Ferner weist die querdynamische Anregung des Pkw eine qualitative Übereinstimmung mit den von Schrefl [132] im Fahrversuch ermittelten Verläufe der Seitenkraft und des Giermoments auf (vgl. Unterabschnitt 3.3.4). Aufgrund der unterschiedlichen Fahrzeuggeometrien, Fortbewegungsgeschwindigkeiten und lateralen Abstände ist ein quantitativer Vergleich der Ergebnisse jedoch nicht zielführend.

6.2.2 Diskussion und Validierung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion

In den nachfolgenden Abschnitten wird die fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs diskutiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten Fahrdynamiksimulation ($u_{Lkw} = 88 \text{ km/h}$, $u_{Pkw} = 174 \text{ km/h}$ und $d_{lat} = 0,5 \text{ m}$) herangezogen. Darüber hinaus erfolgt, mit Hilfe der im Experiment ermittelten Fahrzeugreaktion, eine Beurteilung der fahrdynamischen Simulationsgüte.

In Abbildung 6.8 sind die experimentell und simulativ ermittelten Verläufen der fahrdynamischen Gierrate in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue Linie veranschaulicht das Simulationsergebnis, die grauen Punkte repräsentieren die diskreten Messwerte aus 20 Versuchsfahrten. Bei dem Überholmanöver bedingt das am Pkw angreifende, aerodynamische Giermoment das fahrdynamische Gieren des Fahrzeugs. Der qualitative Verlauf der Gierrate weist ferner eine hohe Übereinstimmung mit dem des aerodynamischen Giermoments (vgl. Abbildung 6.6) auf. Der fahrdynamischen Reaktion liegt lediglich ein geringerer Anteil an hochfrequenten Schwankungen zugrunde, da der Pkw eine um Größenordnungen höhere Trägheit als die Strömung hat. Um eine eindeutige Beschreibung zu gewährleisten, wird aufgrund der experimentellen Streubreite, nachfolgend der Graph des Simulationsergebnisses diskutiert.

Im hinteren Bereich des Lkw ($-25,0 \text{ m} < d_{long} < -15,0 \text{ m}$) verzeichnet die Limousine eine negative Gierrate, die einen minimalen Wert von $-0,39 \text{ }^\circ/\text{s}$ annimmt. Analog zur aerodynamischen Anregung, giert die Front des Pkw somit zum Sattelkraftfahrzeug hin. Im weiteren Verlauf des Überholvorgangs verzeichnet die Gierrate einen sukzessiven Anstieg und erreicht bei einem longitudinalen Abstand

von $-11,5$ m ein lokales Maximum von $0,47$ $^{\circ}/s$. Nach einem kurzen Abfall steigt die Gierrate weiter an und weist im vorderen Bereich des Lkw ($d_{long} = 0,0$ m) ein globales Maximum von $1,13$ $^{\circ}/s$ auf. Wie bereits im vorangegangenen Unterabschnitt diskutiert, schwindet bei weiterem Voranschreiten des Überholmanövers der Einfluss des Sattelkraftfahrzeugs auf die Umströmung und somit auf fahrdynamische Reaktion des Pkw. Die Gierrate nähert sich einem Wert von $0,0$ $^{\circ}/s$ an. In einem Bereich von $-15,0$ m $< d_{long} < 5,0$ m giert somit die Front der Limousine, analog zur aerodynamischen Anregung, vom Lkw weg. Während des gesamten Überholvorgangs liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Simulationsergebnis und den Messwerten vor. Der simulativ ermittelte Graph verläuft stets innerhalb der experimentellen Streubreite, wenn auch zu Teilen im extremalen Wertebereich.

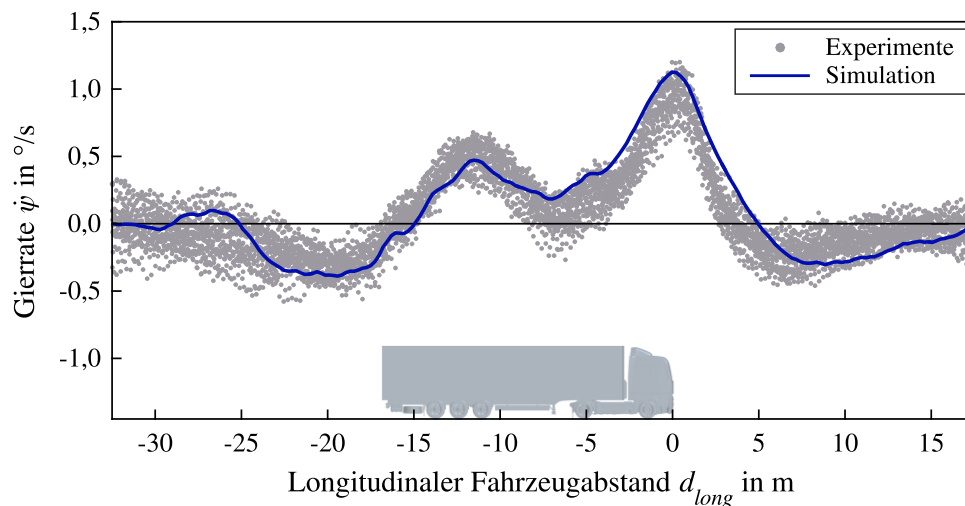


Abbildung 6.8: Simulierter Gierratenverlauf der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu diskreten Messwerten aus 20 Versuchsfahrten.

In Abbildung 6.9 sind die experimentell und simulativ ermittelten Verläufen der lateralen Geschwindigkeit u_{lat} in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue Linie veranschaulicht das Simulationsergebnis, die grauen Punkte repräsentieren die diskreten Messwerte aus 20 Versuchsfahrten. Die laterale Geschwindigkeit ist als zeitliche Änderung des lateralen Abstands zwischen Pkw und Lkw d_{lat} (vgl. Abbildung 6.5) definiert. Da das Sattelkraftfahrzeug bei den Untersuchungen eine gleichförmige Bewegung ausführt, ist eine laterale Geschwindigkeitskomponente auf eine fahrdynamische Reaktion des Pkw zurückzuführen. Diese kann aus einer reinen Translation des Pkw-Schwerpunkts in Y -Richtung (seitlicher Versatz), einem Gieren, oder einer Kombination aus beiden Bewegungsformen bestehen. Ein Gieren des Pkw bedingt einen Winkelunterschied zwischen den Fortbewegungsrichtungen beider Fahrzeuge. Über ein Zeitintervall betrachtet, resultiert dies wiederum in eine Änderung des lateralen Abstands. Ein seitlicher Versatz der Limousine ist bei dem Überholmanöver auf eine am Fahrzeug angreifende Seitenkraft zurückzuführen. Somit bedingen sowohl das aerodynamische Giermoment als auch die Seitenkraft eine laterale Geschwindigkeit.

Um eine eindeutige Beschreibung zu gewährleisten, wird aufgrund der experimentellen Streubreite, nachfolgend der simulierte Verlauf der lateralen Geschwindigkeit diskutiert. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -21,8$ m) sind die Fortbewegungsrichtung des Pkw und des Lkw identisch. Die laterale Geschwindigkeit weist einen Wert von $0,0$ m/s auf. Bei weiterem Voranschreiten des Überholvorgangs fällt die laterale Geschwindigkeit ab und erreicht bei einem longitudinalen Abstand

von $-12,2$ m ein globales Minimum von $-0,06$ m/s. Der geringste laterale Abstand zwischen den beiden Fahrzeugen liegt bei einem longitudinalen Abstand von $-4,6$ m vor. Drauffolgend verläuft der Graph der lateralen Geschwindigkeit im positiven Wertebereich und weist (für $d_{long} = 10,2$ m) ein globales Maximum von $0,19$ m/s auf. Bei einem longitudinalen Abstand von $17,5$ m ist der laterale Fahrzeugabstand um rund $0,1$ m auf $0,6$ m angestiegen. Während des gesamten Überholmanövers liegt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem Simulationsergebnis und den Messwerten vor. Der simulativ ermittelte Graph verläuft stets innerhalb der experimentellen Streubreite und gibt somit die laterale Geschwindigkeit des Pkw akkurat wieder.

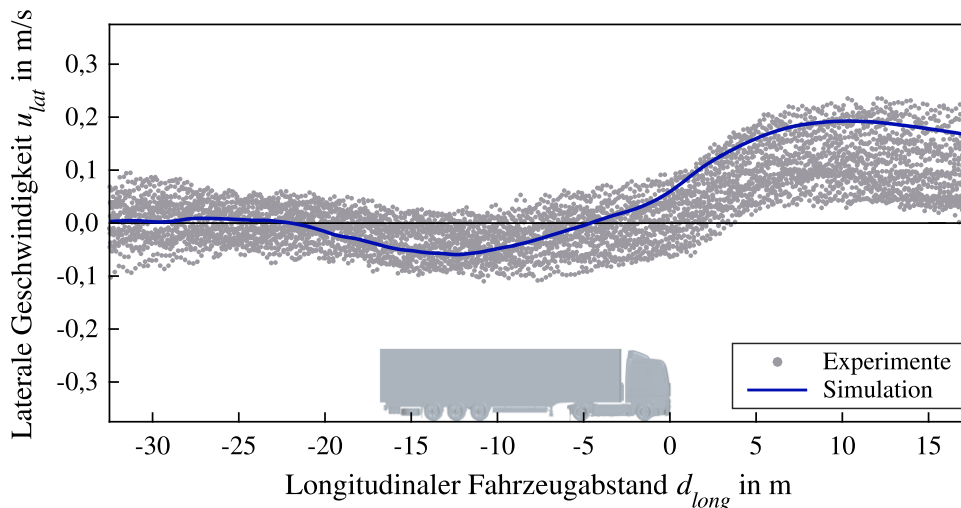


Abbildung 6.9: Simulierter Verlauf der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu diskreten Messwerten aus 20 Versuchsfahrten.

Zum Abschluss des Unterabschnitts kann festgehalten werden, dass neben der aerodynamischen Anregung (vgl. Unterabschnitt 6.2.1) auch die fahrdynamische Reaktion der Limousine beim Überholvorgang simulativ äußerst zuverlässig abgebildet werden kann. Somit ist ein Ziel dieser Arbeit, und zwar die Entwicklung einer virtuellen Methodik zur Berechnung, Analyse und Optimierung des realitätsnahen Seitenwindverhaltens von Pkw, erfolgreich abgeschlossen.

6.2.3 Reproduzierbarkeit des Manövers

In den nachfolgenden Abschnitten wird die Reproduzierbarkeit der aerodynamischen Anregung und der fahrdynamischen Reaktion der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs diskutiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten drei Strömungs- und der ersten drei Fahrdynamiksimulation herangezogen. Bei allen Untersuchungen beträgt die Geschwindigkeit des Lkw 88 km/h, die des Pkw 174 km/h und der laterale Abstand der Fahrzeuge zu Beginn des Manövers $0,5$ m. Um die Schwankungsbreite der Simulationen zu beurteilen, wird darüber hinaus die im Experiment ermittelte Fahrzeugreaktion herangezogen.

In Abbildung 6.10 sind die aerodynamischen Anregungen der Limousine in Anhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Das obere Diagramm beinhaltet die Verläufe der Seitenkraft, das untere Diagramm die des aerodynamischen Giermoments. Die grauen Linien veranschaulichen die statistisch instationären Simulationsergebnisse. Die blauen Graphen repräsentiert den Ensemble-

mittelwert der grauen Kurvenschar. Im hinteren und seitlichen Bereich des Lkw ($d_{long} < -10,0$ m) weisen die simulierten Verläufe der Seitenkraft und des Giermoments größere, instantane Abweichungen zum Ensemblemittel auf. Diese hochfrequenten Schwankungen sind vornehmlich auf eine chaotische Anregung des Pkw durch die großskaligen und anisotropen turbulenten Strukturen im Nachlauf des Sattelkraftfahrzeugs zurückzuführen. Der in Unterabschnitt 6.2.1 diskutierte, charakteristische Verlauf der integralen Strömungsgrößen ist jedoch in allen Simulationen deutlich zu erkennen.

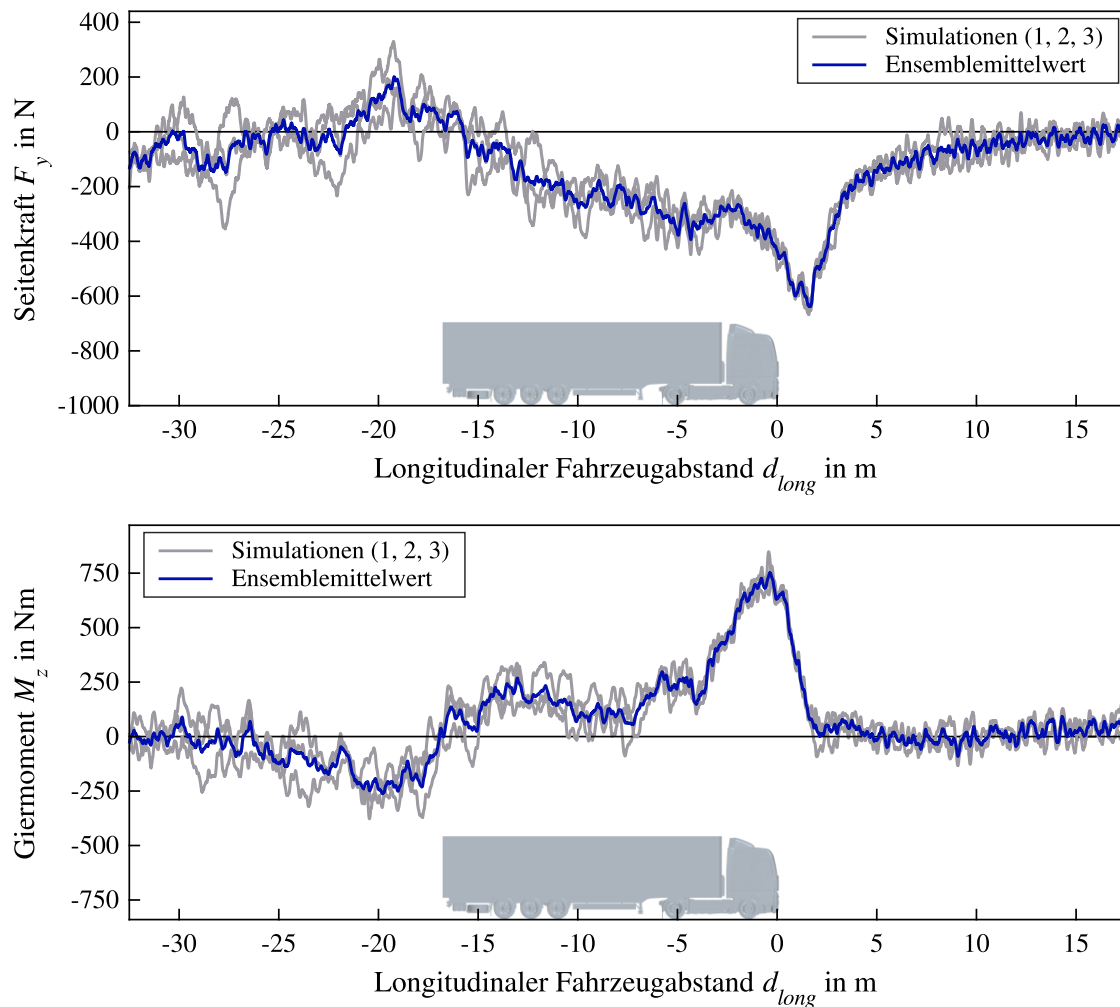


Abbildung 6.10: Statistisch instationäre Anregungen der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu den entsprechenden Ensemblemittelwerten.

Bei weiterem Voranschreiten des Überholmanövers ($d_{long} > -10,0$ m) nimmt der Anteil der turbulenten Strukturen in der Anströmung des Pkw sukzessiv ab. Die simulierten Verläufe der Seitenkraft und des Giermoments weisen dadurch im vorderen Bereich des Lkw ($d_{long} > -5,0$ m) deutlich geringere, instantane Abweichungen zum Ensemblemittel auf. Die Schwankungsbreite der Graphen ist jedoch auch in diesem Gebiet noch zu hoch, um realistische Optimierungsmaßnahmen (Geometrieänderungen im Millimeterbereich) mit jeweils nur einer Strömungssimulation beurteilen oder vergleichen zu können. Ferner soll angemerkt werden, dass die dargestellten Ensemblemittelwerte noch hochfrequente Schwankungsanteile aufweisen. Für eine vollständige Mittelwertbildung, die zur Beur-

teilung einer aerodynamischen Optimierungsmaßnahme somit notwendig wäre, würden folglich mehr als drei Strömungssimulationen pro Variante benötigt werden.

In Abbildung 6.11 ist die fahrdynamische Gierrate der Limousine in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue, rote und grüne Linie veranschaulichen die Simulationsergebnisse. Die grauen Punkte repräsentieren die diskreten Messwerte aus 20 Versuchsfahrten. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -16,0$ m) liegen größere Abweichungen zwischen den simulativ ermittelten Funktionsgraphen der Gierrate vor. Diese Schwankungen sind auf die unterschiedlichen, instationären Verläufe des aerodynamischen Giermoments im Nachlauf des Lkw zurückzuführen. Gleichwohl verlaufen die Kurven stets innerhalb der experimentellen Streubreite. Im seitlichen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs ($-16,0$ m $< d_{long} < -4,0$ m) nimmt die Übereinstimmung der Simulationen zu. In den darauffolgenden 6,0 m des longitudinalen Fahrzeugabstands sind die simulativ ermittelten Verläufe der Gierrate deckungsgleich. Folglich kann in diesem Bereich eine statistisch zuverlässige Aussage zum fahrdynamischen Verhalten der Limousine mit jeweils nur einer Strömungs- und Fahrdynamiksimulation getroffen werden. Darüber hinaus liegt bei einem longitudinalen Abstand von 0,0 m das globale Maximum der Gierrate vor. Der reproduzierbare Bereich der Fahrzeugreaktion weist somit ebenfalls die höchste Relevanz für eine Optimierung des gesamtheitlichen Seitenwindverhaltens auf. Im weiteren Verlauf des Manövers ($d_{long} > 2,0$ m) steigen die Abweichungen der einzelnen Simulationsverläufe wieder leicht an.

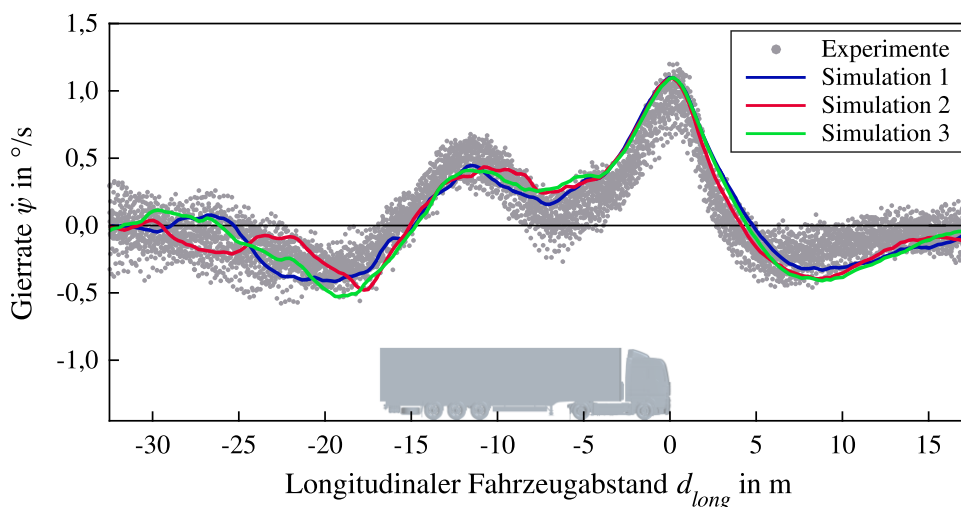


Abbildung 6.11: Experimentell und simulativ ermittelte Gierratenverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

In Abbildung 6.12 ist die laterale Geschwindigkeit der Limousine in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue, rote und grüne Linie veranschaulichen die Simulationsergebnisse. Die grauen Punkte repräsentieren die diskreten Messwerte aus 20 Versuchsfahrten. Während des gesamten Überholvorgangs liegen nahezu keine Abweichungen zwischen den simulativ ermittelten Graphen der lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit vor. Die Verläufe sind bis auf Strichstärke deckungsgleich. Folglich kann die laterale Geschwindigkeit der Limousine mit jeweils nur einer Strömungs- und Fahrdynamiksimulation zuverlässig und reproduzierbar im gesamten Bereich berechnet werden. Die Simulationsgraphen verlaufen demzufolge auch stets innerhalb der experimentellen Streubreite.

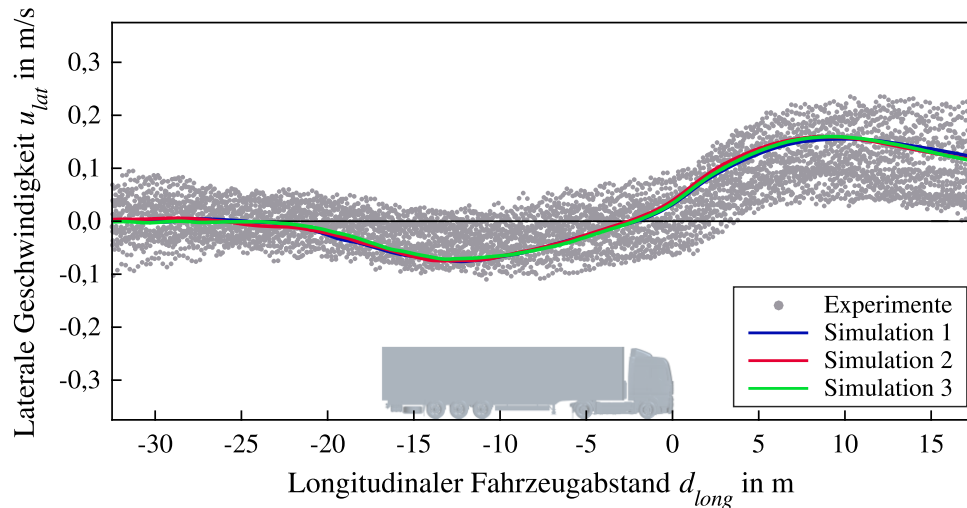


Abbildung 6.12: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die turbulenten Strukturen des Strömungsfelds die Reproduzierbarkeit des Überholvorgangs einschränken. Sowohl die Verläufe der aerodynamischen Anregung als auch die der fahrdynamischen Reaktion weisen zum Teil größere instantane Abweichungen zu dem jeweiligen Ensemblemittelwert auf. Ferner wurde dargelegt, dass eine aufwendige Ensemblemittelung durch eine Betrachtung ausgewählter Bereiche der Fahrzeugreaktion umgangen werden kann. Dies ist vornehmlich für eine Beurteilung realitätsnaher Optimierungsmaßnahmen, die im Allgemeinen kleine Änderungen im Vergleich zur Amplitude der Störanregung bedingen, von zentraler Bedeutung.

Bei Studien, in denen signifikante Änderungen im Seitenwindverhalten eines Fahrzeugs untersucht werden, können die vollständigen Verläufe der aerodynamischen Anregung und der fahrdynamischen Reaktion unter Einschränkung herangezogen werden. Um zuverlässige Aussagen treffen zu können, muss jedoch sichergestellt sein, dass die diskutierten Abweichungen der Funktionsgraphen größer sind als die zu erwartenden, instationären Schwankungen in dem betrachteten Bereich. In den nachfolgenden Untersuchungen zum Einfluss des lateralen Abstands und der Pkw-Geschwindigkeit wird beispielsweise diese erweiterte Betrachtungsweise gewählt. In der alltäglichen Serienentwicklung hat sie jedoch aufgrund der geringen Freiheit in der geometrischen Gestaltung von Optimierungsmaßnahmen und der daraus resultierenden, begrenzten Wirksamkeit keine Relevanz.

6.2.4 Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands

In den nachfolgenden Abschnitten wird der Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands auf die aerodynamische Anregung und die fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA Limousine diskutiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten, vierten und fünften Strömungs- und Fahrdynamiksimulation herangezogen. Der laterale Abstand der Fahrzeuge bemisst somit zu Beginn der Überholvorgänge 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.

In Abbildung 6.13 sind die simulativ ermittelten Verläufe der am Pkw angreifenden Seitenkraft in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue Linie veranschaulicht das Simulationsergebnis bei einem anfänglichen lateralen Abstand von 0,5 m. Die rote und die grüne Kurve repräsentieren die Funktionsgraphen bei einem lateralen Fahrzeugabstand von 1,0 m bzw.

1,5 m. Im hinteren und hinteren seitlichen Bereich des Lkw ($d_{long} < -11,0$ m) sind die Abweichungen zwischen den Simulationen geringer als die zu erwartenden, instationären Schwankungen (vgl. Unterabschnitt 6.2.3). In diesem Gebiet kann der Einfluss des lateralen Abstands auf die am Pkw angreifende Seitenkraft nicht näher spezifiziert werden. Ab einem longitudinalen Abstand von $-11,0$ m bedingt ein geringerer lateraler Fahrzeugabstand einen tendenziell stärkeren Abfall bzw. ein niedrigeres Niveau im Verlauf der Seitenkraft. Dementsprechend weisen die beiden extremalen Graphen (blau und grün) einen Unterschied von rund 170 N im minimalen Wertebereich der jeweiligen Funktion auf. Ab einem longitudinalen Abstand von 2,5 m schwindet der Einfluss des lateralen Fahrzeugabstands auf die Verläufe der Seitenkraft und die Graphen nähern sich erneut an.

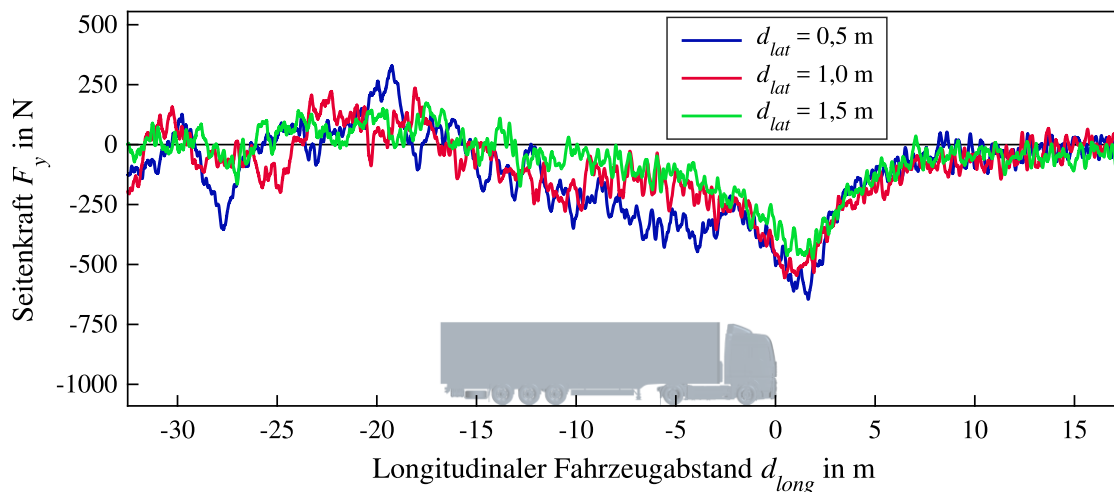


Abbildung 6.13: Seitenkraftverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.

In Abbildung 6.14 sind die simulativ ermittelten Verläufe des aerodynamischen Giermoments in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die Farbgebung der Graphen ist aus Abbildung 6.13 übernommen und wird in allen nachfolgenden Diagrammen des aktuellen Unterabschnitts beibehalten. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($-32,5$ m $< d_{long} < -18,0$ m) liegt eine bemerkenswerte Übereinstimmung zwischen den Simulationen vor. Diese übersteigt sogar die bei gleichem lateralen Fahrzeugabstand ermittelte Reproduzierbarkeit der Giermomentenverläufe (vgl. Unterabschnitt 6.2.3). Aus diesem Grund muss bei dem soeben angestellten Vergleich die potenzielle Schwankungsbreite der instationären Graphen mit in Betracht gezogen werden. Im hinteren, seitlichen Bereich des Lkw ($-18,0$ m $< d_{long} < -10,0$ m) unterschreitet der grüne Funktionsgraph die Verläufe der beiden verbleibenden Simulationen weitestgehend. Somit bedingt der laterale Fahrzeugabstand von 1,5 m ein vergleichsweise geringeres Giermoment. Im maximalen Wertebereich der Funktionen ($-3,0$ m $< d_{long} < 2,0$ m) liegt eine weitläufige Übereinstimmung zwischen dem grünen und dem roten Graphen vor. Im Vergleich dazu weist die blaue Kurve einen stärkeren Anstieg und ein um rund 230 Nm höheres Niveau des Giermoments auf. Ab einem longitudinalen Abstand von 2,0 m stimmen die simulativ ermittelten Verläufe wieder überein.

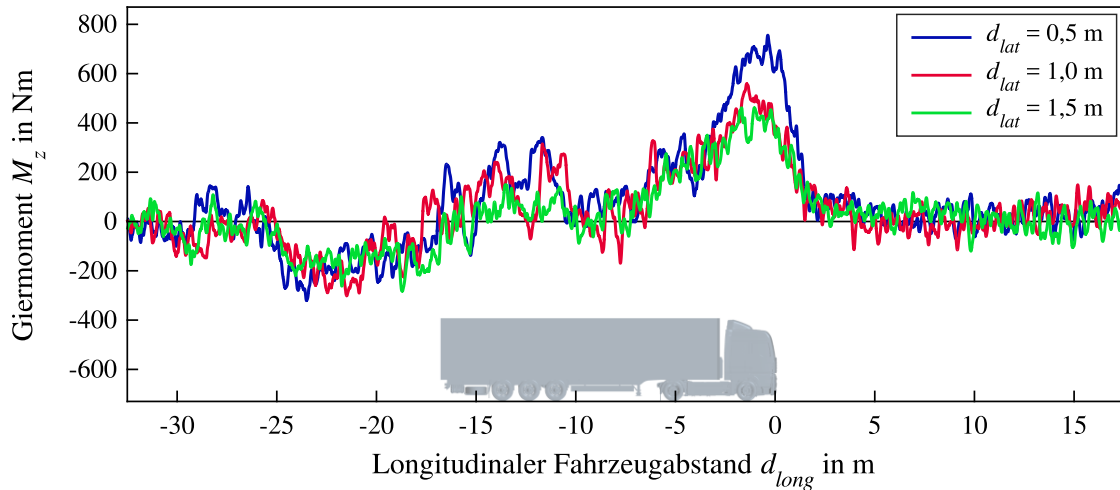


Abbildung 6.14: Entwicklung des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.

In Abbildung 6.15 ist die fahrdynamische Gierrate der Limousine in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Bei dem Überholmanöver resultiert das fahrdynamische Gieren des Pkw aus dem am Fahrzeug angreifenden, aerodynamischen Giermoment. Aus diesem Grund weisen die Funktionsgraphen der Gierrate ähnliche Phänomene wie die oben beschriebenen Giermomentenverläufe auf. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($-25,0 \text{ m} < d_{long} < -17,5 \text{ m}$) liegt nahezu keine Abweichung zwischen den Simulationsergebnissen vor. Die Übereinstimmung der Graphen übersteigt sogar die bei gleichem lateralen Fahrzeugabstand ermittelte Reproduzierbarkeit in diesem Gebiet (vgl. Unterabschnitt 6.2.3).

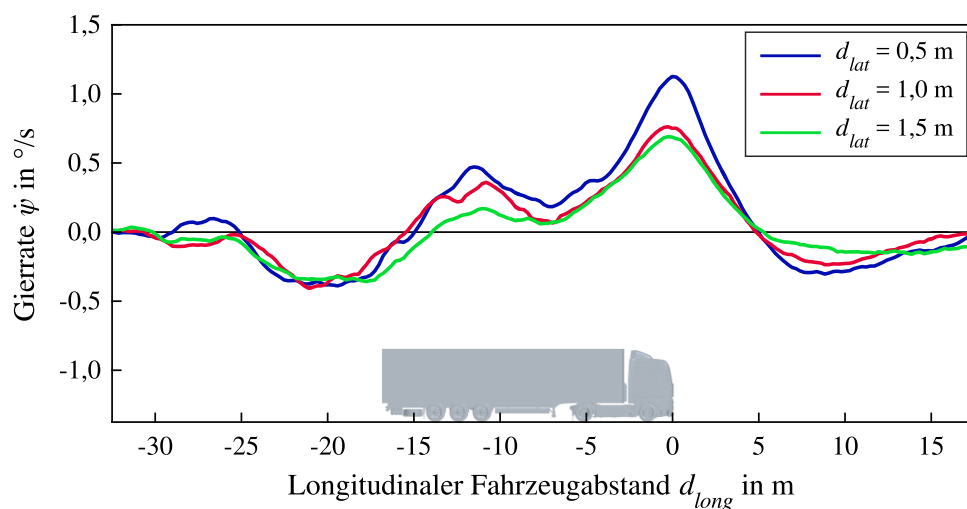


Abbildung 6.15: Gierratenverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.

Im hinteren, seitlichen Bereich des Lkw ($-16,5 \text{ m} < d_{long} < -8,5 \text{ m}$) weist die grüne Kurve eine deutlich geringere Gierrate als die beiden verbleibenden Simulationen auf. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers ($-8,5 \text{ m} < d_{long} < 5,0 \text{ m}$) stimmen der rote und der grüne Funktionsgraph weitestgehend überein. Im Vergleich dazu verzeichnet die blaue Kurve einen deutlich stärkeren Anstieg, der

in einen um rund 50 % höheren Maximalwert der Gierrate resultiert. In den darauffolgenden 12,5 m des longitudinalen Fahrzeugabstands ist die querdynamische Anregung der Limousine bereits abgeklungen und die simulierten Verläufe nähern sich einem Wert von $0,0 \text{ }^\circ/\text{s}$ an.

In Abbildung 6.16 ist die laterale Geschwindigkeit der Limousine in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -24,0 \text{ m}$) sind die Fortbewegungsrichtungen der beiden Fahrzeuge nahezu identisch. Dementsprechend weisen alle Simulationen eine laterale Geschwindigkeit von $0,0 \text{ m/s}$ auf. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers, fallen die simulativ ermittelten Verläufe ab, wobei die blaue und die rote Kurve im hinteren, seitlichen Bereich des Lkw einen minimalen Wert von $-0,06 \text{ m/s}$ annehmen. Der grüne Graph weist hingegen einen längeren Abfall und einen ausgedehnten, minimalen Wertebereich ($u_{lat} = -0,09 \text{ m/s}$) seitlich des Sattelkraftfahrzeugs auf. Im weiteren Verlauf verzeichnen die Simulationen einen Anstieg der lateralen Geschwindigkeit, der in das jeweilige, globale Maximum der Funktionen resultiert. Ein kleinerer lateraler Abstand bedingt dabei einen stärkeren Anstieg und einen höheren Maximalwert der Kurven. Stromauf des Lkw ($d_{long} = 17,5 \text{ m}$) weist der grüne Graph, im Gegensatz zum blauen und roten Kurvenverlauf, einen geringeren lateralen Fahrzeugabstand als zu Beginn des Manövers (Änderung entspricht dem Integral der lateralen Geschwindigkeit) auf.

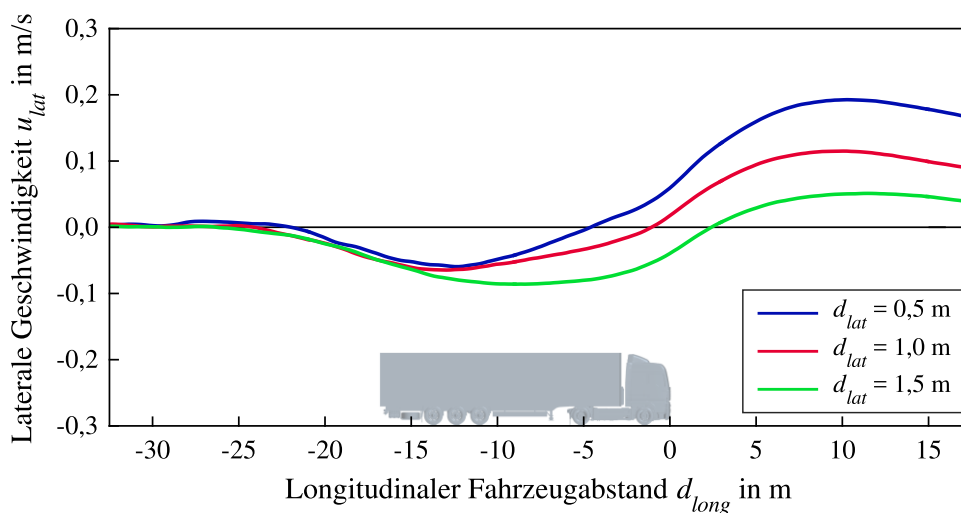


Abbildung 6.16: Entwicklung der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.

Abschließend kann festgehalten werden, dass der laterale Abstand zwischen Pkw und Lkw einen signifikanten Einfluss auf die Fahrzeugumströmung besitzt. Ferner liegt die stärkste aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion der Limousine bei allen Simulationen im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs vor. Ein geringerer lateraler Fahrzeugabstand bedingt dabei einen höheren Maximalwert der Gierrate und einen stärkeren Anstieg der lateralen Geschwindigkeit. Aus diesem Grund hat der kleinste untersuchte laterale Abstand von 0,5 m die höchste Relevanz für die Entwicklung von Maßnahmen zur Optimierung des gesamtheitlichen Seitenwindverhaltens von Fahrzeugen.

6.2.5 Variation der Pkw-Geschwindigkeit

In den nachfolgenden Abschnitten wird der Einfluss der Pkw-Geschwindigkeit auf die aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA diskutiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten, sechsten und siebten Strömungs- und Fahrdynamiksimulation herangezogen. Die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Limousine wird in den Untersuchungen somit zwischen 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h variiert. Zu Beginn der Überholmanöver bemisst der laterale Abstand der Fahrzeuge 0,5 m.

In Abbildung 6.17 sind die simulativ ermittelten Verläufe der am Pkw angreifenden Seitenkraft in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die rote Linie veranschaulicht das Simulationsergebnis bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 140 km/h. Die blaue und die grüne Kurve repräsentieren die Funktionsgraphen bei einer Geschwindigkeit von 174 km/h bzw. 210 km/h. Im hinteren und hinteren, seitlichen Bereich des Lkw ($d_{long} < -7,5$ m) liegen die Abweichungen zwischen den Simulationen innerhalb der zu erwartenden, instationären Schwankungen (vgl. Unterabschnitt 6.2.3). Die hochfrequenten Schwankungsanteile des grünen Graphen weisen, im Vergleich zur roten und blauen Kurve, jedoch größere Amplituden auf. Weitere Unterschiede zwischen den Seitenkraftverläufen können in diesem Gebiet nicht spezifiziert werden.

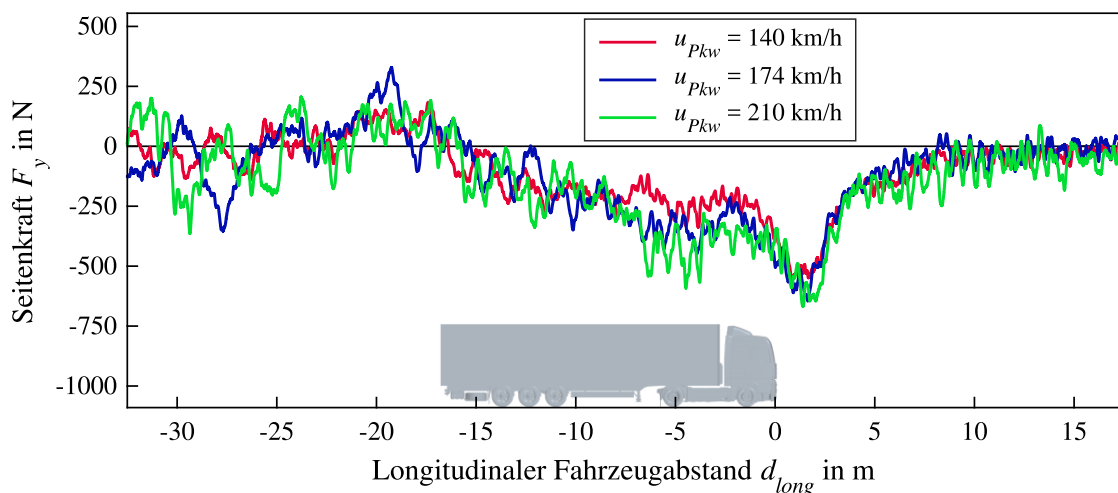


Abbildung 6.17: Seitenkraftverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.

Bei weiterem Voranschreiten des Überholmanövers ($-7,5 \text{ m} < d_{long} < 2,5 \text{ m}$) bedingt eine höhere Fahrzeuggeschwindigkeit einen tendenziell stärkeren Abfall bzw. ein niedrigeres Niveau der Seitenkraft. Dies ist vornehmlich auf die strömungsmechanische Ähnlichkeit der Fahrzeugumströmung zurückzuführen. Bei ungestörter Anströmung skaliert der statische Druck an der Fahrzeugaußenhaut mit der zweiten Potenz der Geschwindigkeit (vgl. Unterabschnitt 3.1.2). An den Seitenwänden der Limousine liegt bei einer höheren Fortbewegungsgeschwindigkeit somit ein betragsmäßig größerer Unterdruck vor. Die aerodynamische Anregung des Pkw durch das Strömungsfeld des Lkw bleibt in den Simulationen jedoch nahezu unverändert und wirkt sich vornehmlich auf die Druckverteilung auf der Beifahrerseite aus (vgl. Unterabschnitt 6.2.1). Folglich bedingt das mit steigender Fahrzeuggeschwindigkeit abfallende Druckniveau auf der Fahrerseite ein betragsmäßiger Anstieg der Seitenkraft. Ab einem longitudinalen Abstand von 2,5 m schwindet der Einfluss der Fortbewegungsgeschwindigkeit auf die Seitenkraftverläufe und die Graphen nähern sich erneut an.

In Abbildung 6.18 sind die simulativ ermittelten Verläufe des am Pkw angreifenden Giermoments in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die Farbgebung der Graphen ist aus Abbildung 6.17 übernommen und wird in allen nachfolgenden Diagrammen des aktuellen Unterabschnitts beibehalten. Im hinteren und seitlichen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -4,0$ m) liegen die Abweichungen zwischen den Simulationen weitestgehend innerhalb der zu erwartenden, instationären Schwankungen. Ausschließlich der grüne Graph überschreitet die in Unterabschnitt 6.2.3 ermittelte Schwankungsbreite zeitweise (z.B. für $d_{long} = 19,0$ m). Im vorderen Bereich des Lkw ($-4,0$ m $< d_{long} < 1,8$ m) bedingt eine größere Fahrzeuggeschwindigkeit einen tendenziell stärkeren Anstieg bzw. ein höheres Niveau des Giermoments. Dies ist, wie bei den Seitenkraftverläufen, auf den mit steigender Geschwindigkeit abnehmenden Druck auf der Beifahrerseite der Limousine zurückzuführen. Die beiden extremalen Graphen (grün und rot) weisen dadurch einen Unterschied von rund 310 Nm im maximalen Wertebereich der jeweiligen Funktion auf. Bei weiterem Voranschreiten des Überholmanövers ($d_{long} > 1,8$ m) schwindet der Einfluss der Fortbewegungsgeschwindigkeit auf die Verläufe des Giermoments und die Graphen nähern sich erneut an.

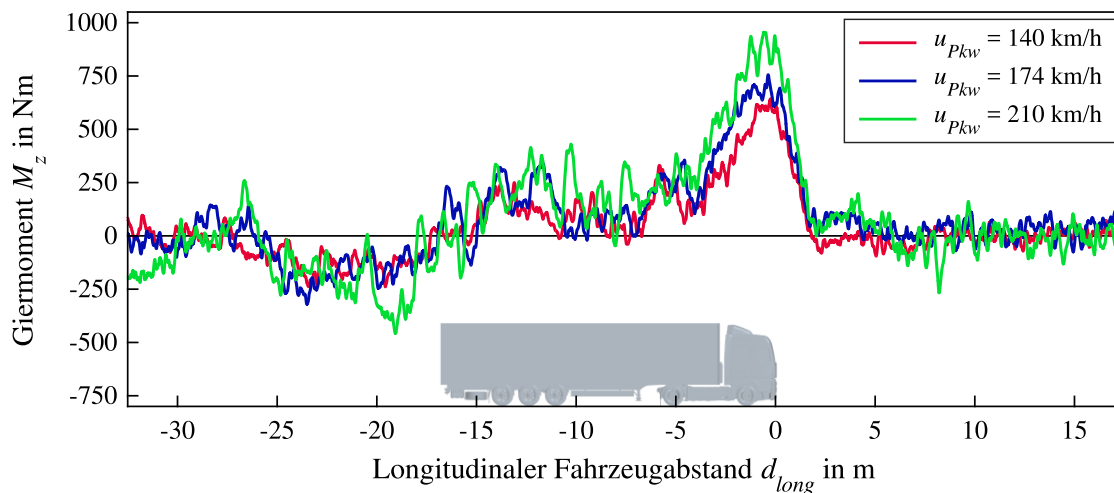


Abbildung 6.18: Entwicklung des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.

Im Hinblick auf die Diskussion der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion sind in Abbildung 6.19 die drei Giermomentenverläufe in Abhängigkeit der Zeit dargestellt. Die Startzeit der Überholmanöver ($t = 0$ s) entspricht einem longitudinalen Fahrzeugabstand von $-32,5$ m. Bei einer Längsgeschwindigkeit von 140 km/h legt der Pkw die relative Positions Differenz von 50 m innerhalb von 3,46 s zurück. Bei einer Geschwindigkeit von 174 km/h beansprucht das Manöver eine Dauer von 2,09 s und bei 210 km/h von lediglich 1,47 s. Folglich unterscheiden sich die aerodynamischen Fahrzeuganregungen bei den Geschwindigkeitsstudien sowohl durch den Betrag der angreifenden Kraft- und Momentenkomponenten als auch durch deren Wirkdauer. So ist beispielsweise das Niveau des maximalen Giermoments bei einer Fortbewegungsgeschwindigkeit von 210 km/h um einen Faktor 1,5 (entspricht 310 Nm) größer als bei 140 km/h. Im Gegensatz dazu liegt bei der niedrigeren Geschwindigkeit eine 2,5-fache Wirkdauer der Anregung vor. Die Relevanz und Auswirkung dieses zeitlichen Aspekts wird in der nachfolgenden Diskussion der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion näher dargestellt.

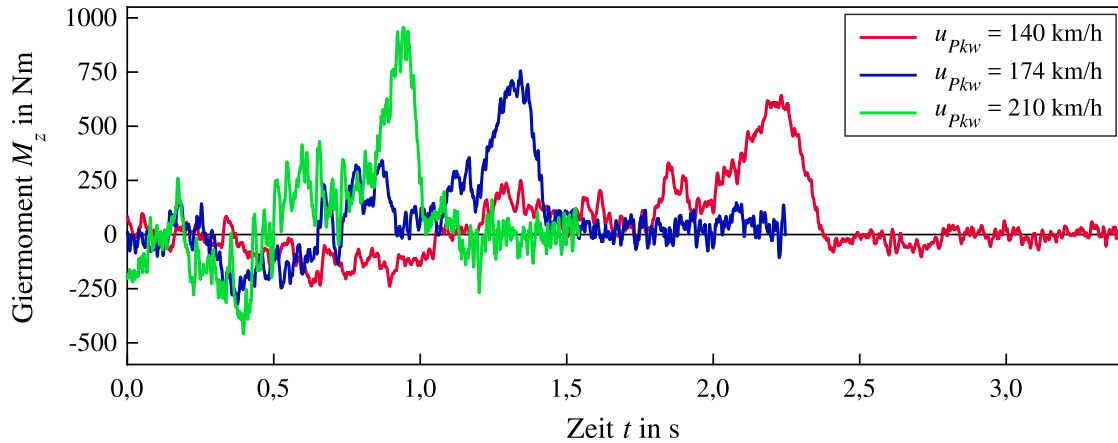


Abbildung 6.19: Zeitliche Verläufe des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.

In Abbildung 6.20 ist der Gierwinkel der Limousine in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Ein zeitlicher Bezug der fahrdynamischen Zustandsgröße, also eine Betrachtung der Gierrate, ist aufgrund der unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten nicht zielführend. Ferner wird der Gierwinkel des Pkw auf dessen Orientierung zu Beginn der Manöver ($d_{long} = -32,5$ m) referenziert. Im hinteren und seitlichen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs ($-22,0$ m $< d_{long} < -4,0$ m) weisen die Simulationen ähnliche Verläufe des Gierwinkels auf. Die Abweichungen zwischen den Graphen übersteigen jedoch die aus den Gierratenverläufen ableitbare und bei gleicher Fahrzeuggeschwindigkeit bestimmte Reproduzierbarkeit (vgl. Unterabschnitt 6.2.3). Da die aerodynamischen Anregungen in diesem Gebiet keine eindeutigen Differenzierungen aufweisen, kann dennoch die Auswirkung des Giermomentenbetrags nicht vom Einfluss der Wirkdauer unterschieden werden. Nichtsdestotrotz tritt der größte negative Gierwinkel der Limousine bei der geringsten Fahrzeuggeschwindigkeit auf.

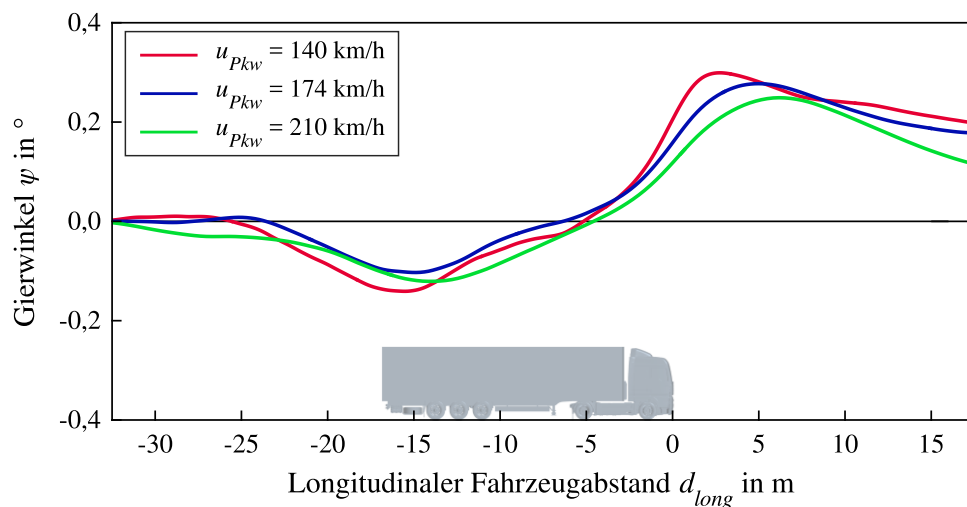


Abbildung 6.20: Gierwinkelverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.

Im vorderen Bereich des Lkw ($d_{long} > -4,0$ m) bedingt eine größere Fortbewegungsgeschwindigkeit einen Anstieg und ein höheres Niveau des aerodynamischen Giermoments (vgl. Abbildung 6.18). Im Gegensatz dazu weisen die Verläufe des fahrdynamischen Gierwinkels einen geringeren Anstieg und einen niedrigeren Maximalwert mit zunehmender Geschwindigkeit auf. Darüber hinaus bewirkt eine höhere Fahrzeuggeschwindigkeit eine räumliche Verschiebung des globalen Maximums stromauf des Lkw. Diese gegenläufige Entwicklung ist durch die unterschiedlichen Wirkdauern der aerodynamischen Anregungen begründet. Während die Phase des maximalen Giermoments bei 210 km/h für 0,18 s an der Limousine angreift, beträgt die Wirkdauer bei einer Geschwindigkeit von 140 km/h 0,45 s. Somit relativiert bzw. überwiegt die zeitliche Komponente in diesem Gebiet den betragsmäßigen Unterschied im Niveau der Anregung.

In Abbildung 6.21 ist der laterale Abstand der beiden Fahrzeuge in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Ein zeitlicher Bezug der fahrdynamischen Zustandsgröße ist aufgrund der unterschiedlichen Fortbewegungsgeschwindigkeiten der Limousine auch hier nicht zielführend. Stromab des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} < -20,0$ m) weisen die Simulationen einen lateralen Abstand von 0,50 m auf. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers fallen die simulativ ermittelten Verläufe ab, wobei die rote Kurve einen minimalen Wert von 0,44 m annimmt. Der blaue und der grüne Graph haben ein globales Minimum von 0,48 m bzw. 0,47 m. Somit liegt der kleinste laterale Abstand zwischen den Fahrzeugen bei der niedrigsten Pkw-Geschwindigkeit vor.

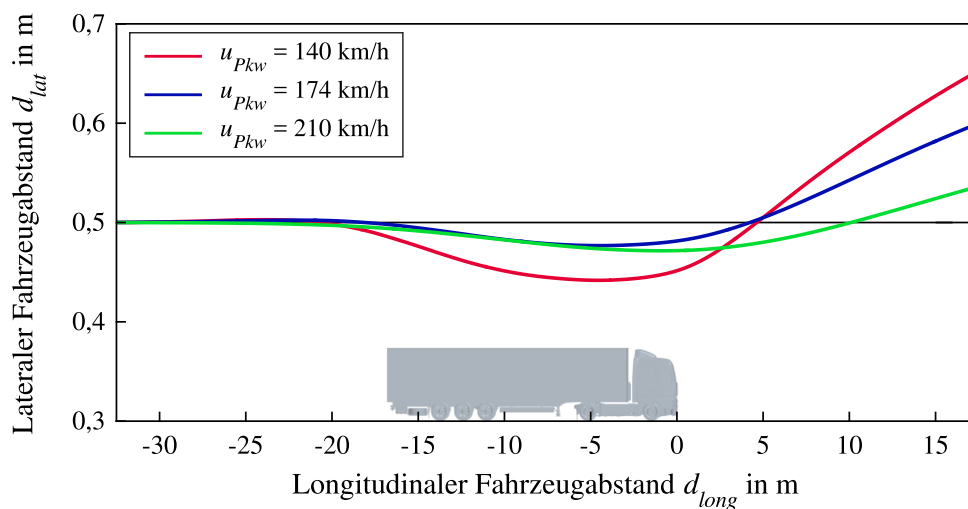


Abbildung 6.21: Entwicklung des lateralen Fahrzeugabstands der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.

Im weiteren Verlauf verzeichnen die Simulationen einen Anstieg des lateralen Abstands. Eine geringere Fortbewegungsgeschwindigkeit bedingt dabei eine größere Steigung des jeweiligen Funktionsgraphen. Stromauf des Sattelkraftfahrzeugs ($d_{long} = 17,5$ m) ist der anfängliche laterale Abstand von 0,50 m auf 0,54 m (für $u_{Pkw} = 210$ km/h), 0,60 m (für $u_{Pkw} = 174$ km/h) bzw. 0,65 m (für $u_{Pkw} = 140$ km/h) angewachsen. Damit liegen sowohl der niedrigste Minimalwert als auch der höchste Maximalwert bei der geringsten Fortbewegungsgeschwindigkeit vor. Dementsprechend ist die geschwindigkeitsabhängige Entwicklung des lateralen Fahrzeugabstands gegenläufig zum Betrag der aerodynamischen Anregung. Dies ist, wie schon bei den Verläufen des Gierwinkels diskutiert,

auf die mit sinkender Längsgeschwindigkeit steigende Wirkdauer der angreifenden Kraft- und Momentenkomponenten zurückzuführen.

Abschließend kann somit festgehalten werden, dass die Fortbewegungsgeschwindigkeit des Pkw einen signifikanten Einfluss auf die Umströmung und die daraus resultierende fahrdynamische Reaktion der Limousine hat. Eine höhere Fahrzeuggeschwindigkeit bedingt, vornehmlich im vorderen Bereich des Lkw, einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments. Die fahrdynamische Reaktion der Limousine wird jedoch nicht ausschließlich durch den Betrag der angreifenden Kraft- und Momentenkomponenten, sondern auch durch deren Wirkdauer bestimmt. Aus diesem Grund liegen der höchste bzw. niedrigste Extremwert des Gierwinkels und des lateralen Fahrzeugabstands bei der geringsten Fortbewegungsgeschwindigkeit vor.

Wie bereits zu Beginn des Unterabschnitts beschrieben werden die Fahrdynamiksimulationen mit konstantem Lenkwinkel (Open-Loop-Manöver) durchgeführt. Die Untersuchungen ermöglichen somit eine Betrachtung der Fahrzeugreaktion, nicht jedoch eine Beurteilung der Reaktion des Fahrers auf die jeweilige Fahrzeuganregung. Dennoch ist die Wahrnehmung und die Kompensation der Fahrzeugreaktion sehr durch die Wirkdauer bzw. durch die Frequenz der aerodynamischen Anregungsphasen bestimmt. So ist es vorstellbar, dass Lenkwinkleingaben des Fahrers, abhängig von der Pkw-Geschwindigkeit und der damit einhergehenden Reaktionszeit und Phasenverschiebung, sowohl eine Korrektur als auch eine Verstärkung der Fahrzeugreaktion bewirken können (vgl. Wagner [177], Schaible [126] und Unterabschnitt 3.3.2). Dieser Aspekt kann in der vorliegenden Arbeit jedoch nicht geklärt werden und hat zudem vornehmlich bei einem Vergleich und der Bewertung unterschiedlicher Fahrzeuggeschwindigkeiten Relevanz. Die Entwicklung aerodynamischer Optimierungsmaßnahmen sollte deshalb mit gleichen Fortbewegungsgeschwindigkeiten durchgeführt werden, sodass stets eine Minimierung der betragsmäßigen Fahrzeugreaktion anzustreben ist.

6.2.6 Sensitivitätsanalyse zur Fahrzeugheckgestalt

In den nachfolgenden Abschnitten wird der Einfluss des Fahrzeughecks auf die aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion des Pkw bei Überholen des Sattelkraftfahrzeugs diskutiert. Dazu werden die Ergebnisse der ersten, achten, neunten und zehnten Strömungs- und Fahrdynamiksimulation herangezogen. Folglich wird ein Vergleich zwischen der BMW 328iA Limousine und einem fahrdynamisch identischen Fahrzeug mit Vollheckkontur angestellt. Des Weiteren wird in dem Unterkapitel das querdynamische Verhalten der Limousine mit mittiger Heckfinne und mit Finnen im Bereich der C-Säulen analysiert. Die Fortbewegungsgeschwindigkeiten des Pkw und des Lkw betragen in den Untersuchungen 174 km/h bzw. 88 km/h. Der laterale Fahrzeugabstand bemisst zu Beginn der Überholmanöver 0,5 m.

In Abbildung 6.22 sind die simulativ ermittelten Verläufe des am Pkw angreifenden Giermoments in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die blaue Linie veranschaulicht das Simulationsergebnis der Limousine, die rote Linie die des Vollheckfahrzeugs. Die grüne und die gelbe Kurve repräsentieren die Funktionsgraphen der Limousine mit mittiger Finne bzw. mit den Finnen im seitlichen Heckbereich. Stromab des Führerhauses ($d_{long} < -3,5$ m) liegen die Abweichungen zwischen den Simulationen innerhalb der zu erwartenden, instationären Schwankungsbreite (vgl. Unterabschnitt 6.2.3). In diesem Gebiet kann der Einfluss des Fahrzeughecks nicht näher spezifiziert werden. Ab einem longitudinalen Fahrzeugabstand von $-3,5$ m treten deutliche Unterschiede zwischen den Giermomentenverläufen auf. Im Vergleich zur Limousine weist das Vollheckfahrzeug

einen um rund 15 % geringeren Maximalwert auf und verzeichnet ferner einen steileren und früher eintretenden Abfall des maximalen Wertebereichs.

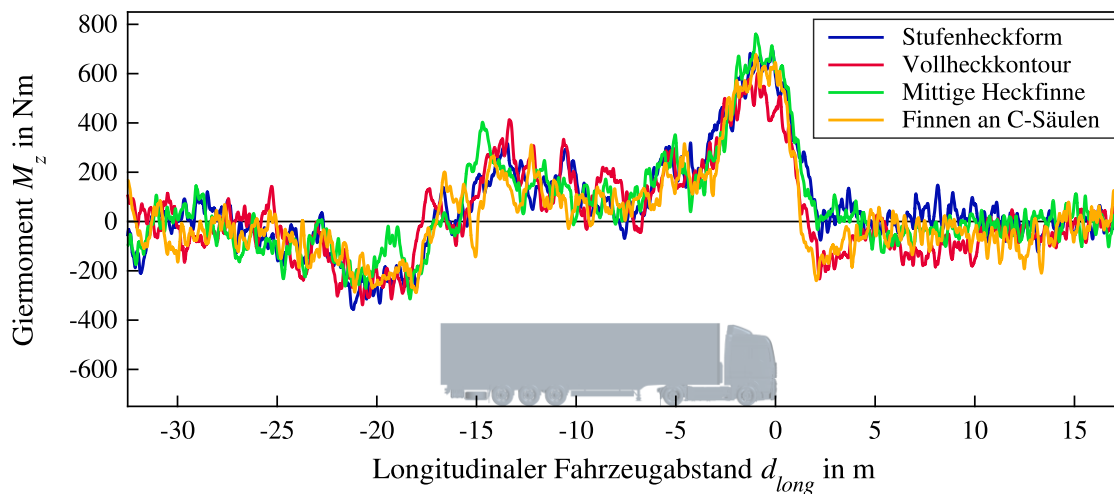


Abbildung 6.22: Giermomentenverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittlerer Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

Zur weiteren Erläuterung dieser Effekte sind in Abbildung 6.23 die Druckverteilungen an den Seitenwänden der beiden Fahrzeuge bei einem longitudinalen Abstand von $-0,5$ m dargestellt. Im vorderen Bereich liegen bei der Limousine und dem Vollheckfahrzeug ähnliche Verläufe des Relativdrucks vor. Die Ursache und Entstehung des vergleichsweise höheren Niveaus auf der Lkw zugewandten Seite wurde bereits in Unterabschnitt 6.2.1 diskutiert. Stromab der B-Säule weist die Limousine in weiten Gebieten der Beifahrerseite einen niedrigeren Druck als auf der Fahrerseite auf. Vor Allem an den C-Säulen tritt eine hohe Druckdifferenz und ferner ein ausgeprägtes Unterdruckgebiet auf. Letzteres ist durch die starke Säulenkrümmung begründet, die eine Beschleunigung der zwischen Pkw und Lkw abströmenden Luft bedingt (vgl. Unterabschnitt 6.2.1). Im Gegensatz zu Limousinen zeichnen sich Vollheckkonturen durch schwach gekrümmte D-Säulen aus. Dementsprechend weist das Vollheckfahrzeug in diesem Gebiet eine geringere Strömungsbeschleunigung und somit ein höheres Niveau des statischen Drucks auf. Darüber hinaus liegt eine geringere Druckdifferenz zwischen den Fahrzeugseiten vor, was die giermomentverstärkende Wirkung des Hecks im Vergleich zur Stufenheckform reduziert.

Die Finne im y_0 -Schnitt bedingt bei dem Überholmanöver einen leichten Anstieg des maximalen Giermoments (vgl. Abbildung 6.22). Dies ist auf die asymmetrische Fahrzeugumströmung zurückzuführen, wodurch lokale Strömungsstrukturen einen geringfügigen Druckanstieg auf der Lkw abgewandten Seite der Finne verursachen. Aufgrund der räumlichen Entfernung bewirkt diese Maßnahme jedoch keine Verbesserung der C-Säulenumströmung. Die Finnen im seitlichen Heckbereich haben keinen Einfluss auf den Maximalwert des Giermoments. Die veränderte Umströmung der C-Säulen führt jedoch einen steileren Abfall des maximalen Wertebereichs herbei.

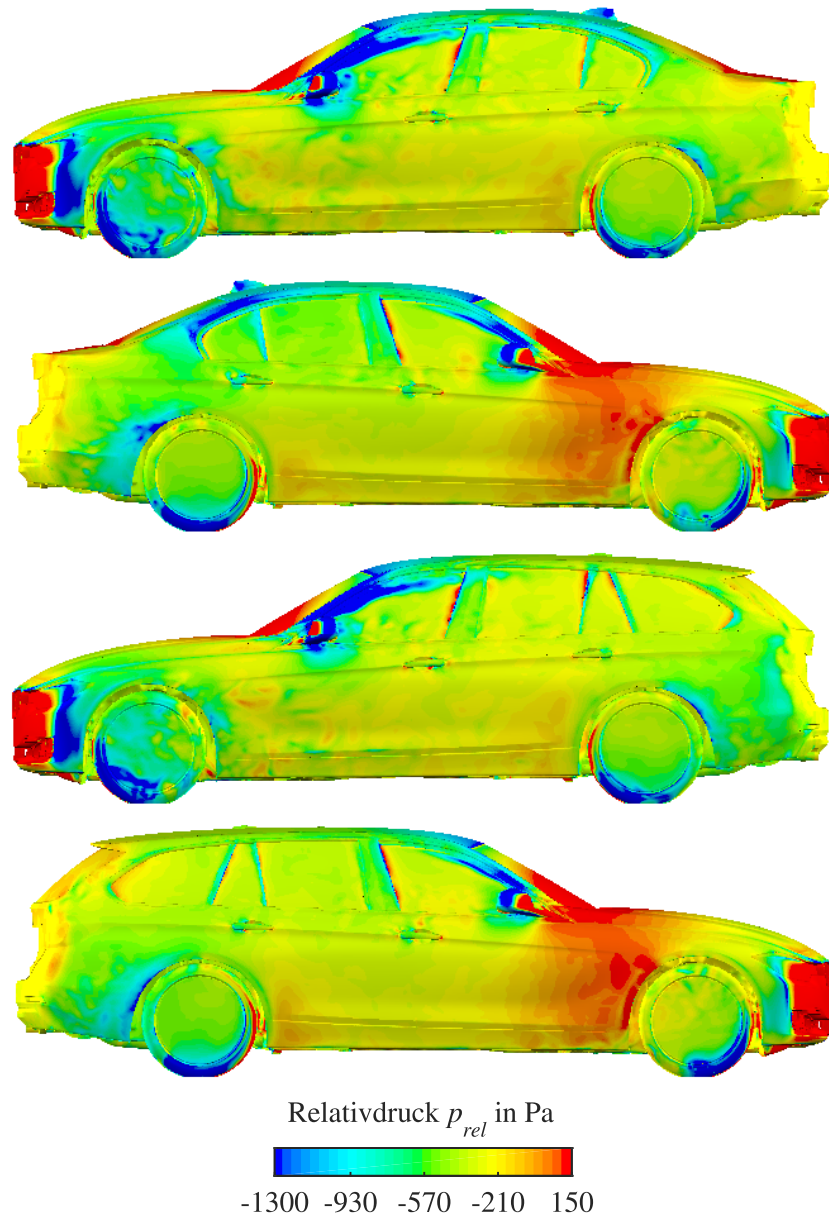


Abbildung 6.23: Relativdruckverteilungen an den Seitenwänden des Stufenheck- und des Vollheckfahrzeugs bei einem longitudinalen Fahrzeugabstand von $-0,5$ m.

In Abbildung 6.24 sind die simulativ ermittelten Verläufe der Seitenkraft in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Die Farbgebung der Graphen ist aus Abbildung 6.22 übernommen und wird in allen nachfolgenden Diagrammen des aktuellen Unterabschnitts beibehalten. Stromab des Führerhauses ($d_{long} < -3,5$ m) liegen die Abweichungen zwischen den Simulationen innerhalb der zu erwartenden, instationären Schwankungen. In diesem Bereich kann der Einfluss des Fahrzeughecks nicht näher spezifiziert werden. Ab einem longitudinalen Abstand von $-3,5$ m sind deutliche Unterschiede in den aerodynamischen Anregungen zu verzeichnen. Im Vergleich zur Limousine weist das Vollheckfahrzeug einen steileren Abfall der Seitenkraft auf, der in einen rund 25 % geringeren Minimalwert resultiert. Dieser betragsmäßige Anstieg der Fahrzeuganregung ist erneut auf die Umströmung der Hecksäulen zurückzuführen. Dabei wirkt sich das hohe Druckniveau bzw. die geringe Druckdifferenz an den D-Säulen der Vollheckkontur nachteilig auf die Entwicklung der Seitenkraft aus. Die Heckfinne im y_0 -Schnitt besitzt keinen Einfluss auf den Seitenkraftverlauf

der Limousine. Im Gegensatz dazu bedingen die seitlichen Finnen einen betragsmäßigen Anstieg des globalen Extremwerts. Dieser wird durch einen abrupten Abfall der Seitenkraft bei einem longitudinalen Abstand von ca. 0,7 m hervorgerufen. In den vorangegangenen Fahrzeugpositionen ($-4,0 \text{ m} < d_{long} < 0,7 \text{ m}$) ist der Seitenkraftverlauf deckungsgleich mit dem Graphen der Limousine.

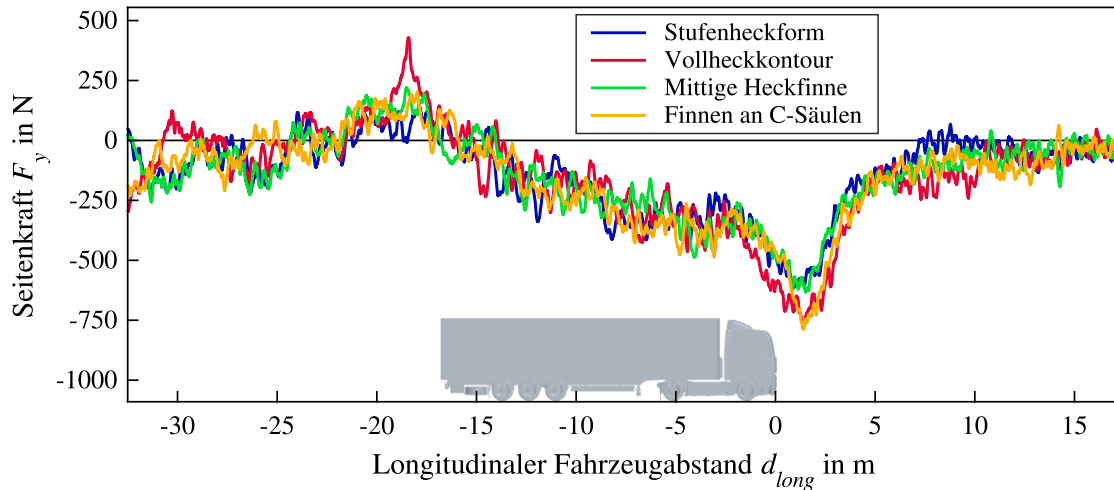


Abbildung 6.24: Seitenkraftverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontour, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

In Abbildung 6.25 ist die fahrdynamische Gierrate des Pkw in Abhängigkeit des longitudinalen Abstands dargestellt. Bei dem Überholmanöver resultiert die zeitliche Änderung des Gierwinkels aus dem am Fahrzeug angreifenden, aerodynamischen Giermoment. Infolgedessen weisen die Funktionsgraphen der Gierrate ähnliche Phänomene wie die oben beschriebenen Giermomentenverläufe auf. Stromab des Führerhauses ($d_{long} < -3,5 \text{ m}$) liegen die Abweichungen zwischen den Simulationen größtenteils innerhalb der zu erwartenden, instationären Schwankungen. Dementsprechend kann in diesem Gebiet der Einfluss des Fahrzeughecks auf die fahrdynamische Reaktion des Pkw nicht näher spezifiziert werden.

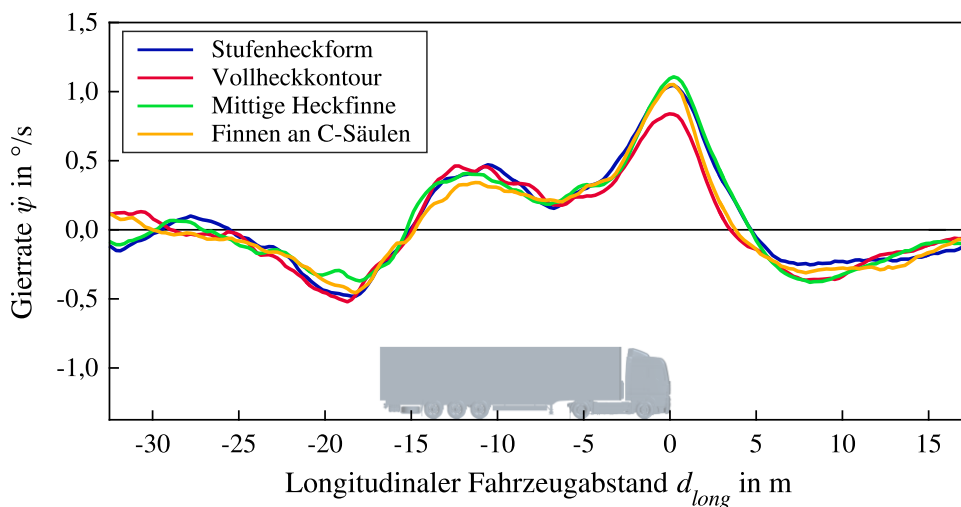


Abbildung 6.25: Gierratenverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontour, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

Im weiteren Verlauf des Überholmanövers ($-3,5 \text{ m} < d_{long} < 5,5 \text{ m}$) weist das Vollheckfahrzeug den niedrigsten Maximalwert der Gierrate auf. Außerdem verzeichnet der Funktionsgraph, im Vergleich zur Limousine, einen steileren Abfall des maximalen Wertebereichs. Die mittige Heckfinne bewirkt einen leichten Anstieg der maximalen Gierrateschwindigkeit (rund 5 %). Die Vergrößerung der projizierten Seitenfläche im y_0 -Schnitt hat somit eine nachteilige Auswirkung auf die fahrdynamische Reaktion der Limousine. Im Gegensatz dazu haben die Flossen im seitlichen Heckbereich des Pkw keinen Einfluss auf den Maximalwert der Gierrate. Die veränderte Umströmung der C-Säulen führt jedoch einen steileren Abfall des Maximalwerts herbei und bedingt somit eine Verbesserung des fahrdynamischen Fahrzeugverhaltens.

In Abbildung 6.26 ist die laterale Geschwindigkeit des Pkw in Abhängigkeit des longitudinalen Fahrzeugabstands dargestellt. Wie bereits in Unterabschnitt 6.2.2 diskutiert, resultiert diese sowohl aus dem aerodynamischen Giermoment als auch aus der am Pkw angreifenden Seitenkraft. Bis zu einem longitudinalen Abstand von 4,0 m liegen keine bemerkenswerten Unterschiede zwischen den simulativ ermittelten Funktionsgraphen vor. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers ($d_{long} \geq 4,0 \text{ m}$) besitzt das Pkw Heck einen deutlichen Einfluss auf die Entwicklung der lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit. Im Vergleich zur Limousine weist das Vollheckfahrzeug einen um rund 10 % geringeren Maximalwert auf und verzeichnet ferner einen steileren und früher eintretenden Abfall des maximalen Wertebereichs. Die mittige Heckfinne bedingt einen leichten Anstieg der maximalen lateralen Geschwindigkeit (rund 5 %). Die Vergrößerung der projizierten Seitenfläche im y_0 -Schnitt hat somit eine nachteilige Auswirkung auf die fahrdynamische Reaktion der Limousine. Die Flossen im Bereich der C-Säulen bewirken eine Reduzierung der maximalen lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit auf das Niveau der Vollheckkontur. Der anschließende Abfall des Funktionsgraphen tritt bei letzterer jedoch früher ein und verläuft steiler. Stromauf des Lkw ($d_{long} > 10,0 \text{ m}$) weist das Vollheckfahrzeug dadurch einen geringeren (und im Vergleich aller Heckvarianten den geringsten) lateralen Abstand auf.

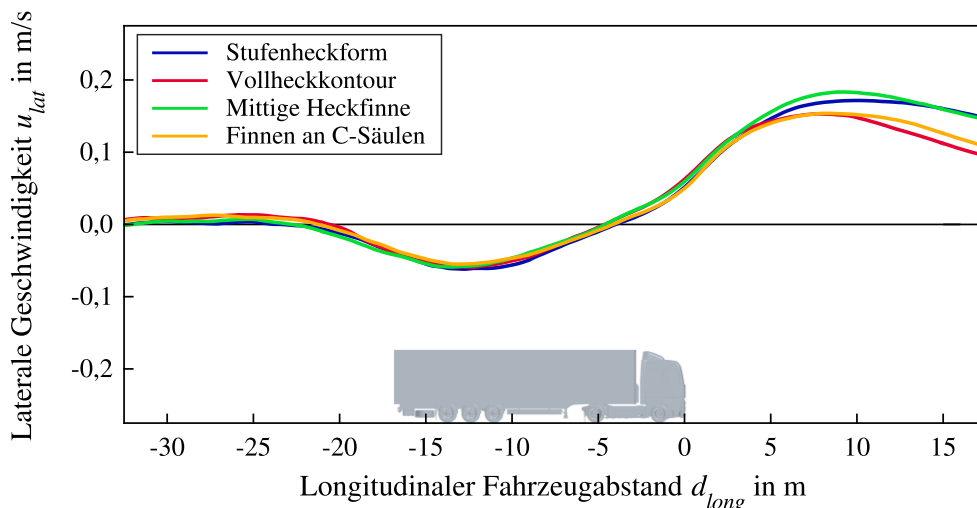


Abbildung 6.26: Entwicklung der lateralen Geschwindigkeit des Pkw mit unterschiedlichen Heckgestalten (Stufenheckform, Vollheckkontour und Stufenheck mit mittlerer Heckfinne bzw. mit Flossen im Bereich der C-Säulen) beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.

Somit kann festgehalten werden, dass das Fahrzeugheck bei dem Überholmanöver einen signifikanten Einfluss auf die Umströmung und daraus resultierende, fahrdynamische Reaktion des Pkw besitzt. Ferner treten die Auswirkungen der betrachteten Heckmodifikationen überwiegend im vorderen

Bereich des Sattelkraftfahrzeugs auf. Im Vergleich zur Limousine bewirkt die Vollheckkontur eine Reduzierung des aerodynamischen Gierrmoments und einen Anstieg der maximalen Seitenkraft. Dies ist vornehmlich auf die geringere Druckdifferenz zwischen der Lkw zu- und abgewandten Seite im Bereich D-Säulen zurückzuführen. Die veränderte Fahrzeugumströmung bedingt außerdem eine Verbesserung der maximalen Gierrate und der lateralen Geschwindigkeit, wodurch das Vollheckfahrzeug das souveränste Fahrverhalten aufweist.

Die mittige Heckfinne bewirkt einen leichten Anstieg des Gierratenmaximums und der maximalen lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit. Im y_0 -Schnitt hat die Vergrößerung der projizierten Seitenfläche somit eine negative Auswirkung auf die fahrdynamische Reaktion der Limousine. Die seitlichen Finnen vergrößern ebenfalls die Seitenfläche auf das Niveau der Vollheckkontur (in der betrachteten Ebene) und bedingen darüber hinaus eine veränderte C-Säulenumströmung. Bis zu einem longitudinalen Abstand von 0,7 m nimmt der Pkw dadurch das aerodynamische Verhalten der Limousine und anschließend das des Vollheckfahrzeugs an. Infolgedessen weist der Pkw ein verbessertes Fahrverhalten auf, was durch einen früher eintretenden Abfall des Gierratenmaximums und eine Reduzierung der maximalen lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit erzielt wird.

Entsprechend der dargelegten Erläuterungen bestimmt nicht ausschließlich die Seitenflächen des Pkw dessen aerodynamisches Verhalten. Vielmehr trägt eine gezielte Gestaltung sensibler Bereiche, wie beispielsweise der Hecksäulen, positiv zur Entwicklung der querdynamischen Anregung bei. Durch die aerodynamische Optimierung kann ferner die fahrdynamische Fahrzeugreaktion beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs verbessert werden.

Für eine abschließende Betrachtung sind in Tabelle 6.4 die simulativ ermittelten Seitenkraft- und Gierrmomentenbeiwerte des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der D-Säulen aufgeführt. Diese sind in einer straßennahen Simulationsumgebung mit statistisch stationären Anströmbedingungen und einem zeitlich konstanten Schiebewinkel von -10° ermittelt. Die Simulationen entsprechen somit einer klassischen Schiebewinkeluntersuchung, anhand derer das aerodynamische Seitenwindverhalten heutzutage üblicherweise in der Fahrzeugindustrie bewertet wird.

	c_y	c_{mz}
Stufenheckform	0,320	-0,091
Vollheckkontur	0,393	-0,066
Stufenheck mit Finne im y_0 -Schnitt	0,361	-0,072
Stufenheck mit Finnen im Bereich der C-Säulen	0,396	-0,054

Tabelle 6.4: Statistisch stationäre Seitenkraft- und Gierrmomentenbeiwerte des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen (ermittelt in einer straßenähnlichen Simulationsumgebung bei -10° Schiebewinkel).

Die Limousine weist mit den Radschließdeckeln (vgl. Unterabschnitt 4.2.2) einen Seitenkraftbeiwert von 0,320 und einen Giermomentenbeiwert von $-0,091$ auf. Im Vergleich dazu bewirkt die Finne im y_0 -Schnitt eine Reduzierung des Giermomentenbeiwerts um $-0,019$ bei einem Anstieg des Seitenkraftbeiwerts um 0,041. Aufgrund der gegenläufigen Entwicklung der Beiwerte ist bei dieser quasistationären und rein aerodynamischen Betrachtung nicht ersichtlich ob die mittige Heckfinne eine Verbesserung oder Verschlechterung des Seitenwindverhaltens bedingt. Diese Situation liegt auch bei der Vollheckkontur und den Finnen im Bereich der C-Säulen vor. Während die beiden Maßnahmen eine Reduzierung des Giermoments um -27% bzw. -41% im Vergleich zur Limousine bewirken, steigt die am Pkw angreifende Seitenkraft um 23% bzw. 24% . Für eine Beurteilung der Heckvarianten sind somit weitere, fahrzeugspezifische Kenntnisse zur Gewichtung der aerodynamischen Beiwerte erforderlich. Prinzipiell könnten diese in Fahrversuchen ermittelt werden. Aufgrund des enormen Aufwands ist dies jedoch bei der Entwicklung von Serienfahrzeugen nicht praktikabel.

Für die weitere Diskussion wird zunächst lediglich das Giermoment der Pkw betrachtet. Bei den Schiebewinkelsimulationen weist die Limousine den größten negativen Beiwert auf. Als zweites und drittes in der Rangfolge stehen der Pkw mit mittige Heckfinne und die Vollheckkontur. Der betragsmäßig geringste Giermomentenbeiwert liegt bei dem Stufenheckfahrzeug mit Finnen im Bereich der C-Säulen vor. Im Vergleich dazu tritt bei dem Überholmanöver das größte Giermoment bei dem Pkw mit Finne im y_0 -Schnitt auf. Die Limousine und das Stufenheckfahrzeug mit seitlichen Finnen weisen die zweithöchsten Maximalwerte auf. Das geringste Giermoment liegt bei dem Vollheckfahrzeug vor. Die Rangfolge des Überholmanövers kann aus den Giermomenten- (vgl. Abbildung 6.22) oder indirekt aus den Gierratenverläufen (vgl. Abbildung 6.25) auf Höhe des Führerhauses abgeleitet werden. Letzteres wird durch die Kenntnis gestützt, dass das fahrdynamische Gieren des Pkw ausschließlich aus dem aerodynamischen Giermoment resultiert (vgl. Unterabschnitt 6.2.2).

Im Vergleich zu dem Überholmanöver liegt bei den quasistationären Untersuchungen somit eine abweichende Bewertung des Gierverhaltens der Fahrzeuge vor. So bedingt beispielsweise die mittige Heckfinne bei den Schiebewinkelsimulationen eine Reduzierung und bei dem statistisch instationären Überholvorgang einen Anstieg des Giermoments. Darüber hinaus stimmen die extremen Pkw-Varianten der beiden Betrachtungsweisen, also die Fahrzeuge mit den geringsten bzw. höchsten Werten des Giermoments nicht überein.

Eine weitere Diskrepanz der Methodiken kann bei Betrachtung von Seitenkraft und Giermoment erläutert werden. Bei den Schiebewinkelsimulationen weist das Stufenheckfahrzeug mit den Finnen im Bereich der C-Säulen einen rund 18% geringeren Giermomentenbeiwert als das Vollheckfahrzeug auf. Die Seitenkraftbeiwerte der beiden Pkw-Varianten sind jedoch nahezu gleich. Somit wird das Fahrzeug mit den seitlichen Finnen bei der quasistationären Betrachtung als seitenwindunempfindlicher bewertet. Im Gegensatz dazu verzeichnet das Vollheckfahrzeug bei dem Überholmanöver den niedrigsten Maximalwert der Gierrate und den geringsten seitlichen Versatz stromauf des Lkw. Dementsprechend geht die Vollheckkontur aus den statistisch instationären Untersuchungen als souveränste Heckvariante hervor.

In der Fahrzeugindustrie werden Schiebewinkeluntersuchungen ersatzweise für die Bewertung des aerodynamischen Fahrzeugverhaltens bei alltäglichen, querdynamischen Anregungen im Straßenverkehr verwendet. Im Verlauf der soeben geführten Diskussion konnte dargelegt werden, dass diese quasistationäre Methodik abweichende Tendenzen und Rangfolgen im Vergleich zu einem realitätsnahen Lastfall wie dem Pkw-Lkw-Überholmanöver aufzeigt. Durch die rein aerodynamische Betrachtungsweise ist bei einer gegenläufigen Entwicklung von Seitenkraft- und Giermomentenbeiwert

ferner ein Vergleich von Maßnahmen oder Varianten nur bedingt möglich. Aus diesen Gründen ist es empfehlenswert das querdynamische Fahrzeugverhalten nicht mit Hilfe generischer Ersatzversuche, sondern an dem zu optimierenden Lastfall, bei Betrachtung von aerodynamischer Anregung und fahrdynamischer Fahrzeugreaktion, zu untersuchen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit war die Entwicklung einer virtuellen Methodik, die eine zuverlässige Berechnung, Analyse und Optimierung des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Pkw bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung ermöglicht. Somit sollte ein Verfahren entwickelt werden, das durch die Virtualisierung eines Lastfalls bereits in frühen Phasen der Fahrzeugentwicklung eingesetzt werden kann. Durch eine umfangreiche Validierung sollte ferner eine hohe Zuverlässigkeit der Simulationsmethodik gewährleistet werden. Da das Sicherheitsgefühl der Insassen u. a. durch die translatorische und rotatorische Bewegung des Pkw bestimmt wird, bestand der Anspruch neben der aerodynamischen Anregung die fahrdynamische Fahrzeugreaktion abzubilden. Darüber hinaus sollte die Methodik ein aerodynamisches Ereignis simulieren, das eine signifikante Anregung in Fahrzeugquerrichtung beinhaltet und bei alltäglichen Straßenfahrten, also unter kundenrelevanten Bedingungen, auftritt.

7.1 Zusammenfassung

Da eine erfolgreiche Methodikentwicklung einen zuverlässigen Strömungslöser voraussetzt, wurde in Abschnitt 5.1 ein geeignetes Verfahren zur Simulation statistisch stationärer Fahrzeugumströmungen ermittelt. In einem ersten Schritt wurden dazu Validierungsexperimente mit einem 30%-skalierten DrivAer-Körper im Windkanal durchgeführt. Das Fahrzeugmodell war bei den Untersuchungen gerade und mit einem Schiebewinkel von -10° in der Messstrecke platziert. Zur Generierung einer umfangreichen Datenbasis wurden sowohl die integrale Fahrzeugreaktion, die lokale Druckverteilungen an der Außenhaut als auch die Strömungstopologie im Nachlauf des Pkw aufgezeichnet. Die numerischen Studien umfassten Simulationen mit RANS-Verfahren, einer Lattice-BGK-Methode und Improved-Delayed-Detached-Eddy-Simulationen. Neben den Verfahren wurde auch der Einfluss der Turbulenzmodelle auf die simulativ ermittelte Fahrzeugumströmung untersucht. Um Interferenzeffekte zu berücksichtigen und somit eine optimale Vergleichbarkeit zu den Experimenten herzustellen, wurden die Fahrzeugsimulationen in einem virtuellen Modell des physikalischen Windkanals durchgeführt. Dieses Vorgehen setzt jedoch eine korrekte Abbildung der Strömungstopologie, insbesondere der Bodengrenzschicht und des horizontalen Druckgradientens in der Messstrecke voraus. Aus diesem Grund wurde zu Beginn der numerischen Untersuchungen die Durchströmung des fahrzeugleeren Windkanals mit den drei gewählten Verfahren berechnet (vgl. Unterabschnitt 5.1.1). In allen Simulationen wiesen die Verläufe des statischen Drucks eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten auf. Ferner wurde die Entwicklung der Bodengrenzschicht akkurat abgebildet, wodurch eine optimale Vergleichbarkeit zu den Experimenten sichergestellt war.

Die darauffolgenden Umströmungssimulationen des DrivAer-Körpers wurden ebenfalls mit den drei numerischen Verfahren und verschiedenen Turbulenzmodellen durchgeführt. Des Weiteren entsprachen die Fahrzeuggeometrie und Randbedingungen der Simulationen der Geometrie des Versuchsträgers bzw. der Zustandsgrößen der Windkanalexperimente. Bei dem gerade angeströmten Fahrzeugmodell (vgl. Unterabschnitt 5.1.2) lag eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Simulationsergebnissen und den experimentellen Messdaten vor. Sowohl die integrale Fahrzeugreaktion, die lokale Druckverteilungen an der Außenhaut, als auch die Strömungstopologie im Nachlauf des Pkw wurden in allen Simulationen akkurat abgebildet. Nichtsdestotrotz schienen die beiden skalenauffösenden Verfahren den klassischen RANS-Verfahren überlegen. Die beste Übereinstimmung mit den

Messwerten wurde mit einer auf dem k - ω -SST-Modell basierenden IDDES-Methode erzielt. Bei dem unter -10° Schiebewinkel angeströmten Fahrzeug (vgl. Unterabschnitt 5.1.3) lagen ebenfalls gute Simulationsergebnisse vor. Die Abweichungen zu den experimentellen Messdaten waren jedoch grundsätzlich höher als bei dem gerade angeströmten Modell. Dies wurde auf das geometrisch weitläufigere und komplexere Nachlaufgebiet zurückgeführt. Bei dem schräg angeströmten DrivAer-Körper löste die Grenzschicht auf der Fahrzeugsleeseite bereits im vorderen Bereich des Modells ab. Die numerischen Verfahren mussten somit die Ablöselinie der Strömung auf der schwach gekrümmten Fahrzeugseite bestimmen. Dies ist bei weitem anspruchsvoller als im Heck des Pkw, da dort die Grenzschichtablösung größtenteils durch die Fahrzeuggeometrie vorgegeben war. Die höchste Übereinstimmung mit den Messdaten wurde bei dem schräg angeströmten DrivAer-Körper ebenfalls mit der k - ω -SST-IDDES erzielt. Somit wies dieses Verfahren die beste Eignung zur Berechnung statistisch stationärer Fahrzeugumströmungen auf und wurde für alle nachfolgenden Strömungssimulationen herangezogen.

Da die virtuelle Methodik einen realistischen Lastfall abbilden soll, wurde in Abschnitt 5.2 die Eignung der k - ω -SST-IDDES zur Simulation statistisch instationärer Fahrzeugumströmungen bewertet. Dazu wurde erneut ein Validierungsexperiment mit dem DrivAer-Körper im Windkanal durchgeführt. Die Längsachse des Modells war bei der Untersuchung parallel zur ungestörten Anströmung ausgerichtet. Am Düsenaustritt des Windkanals waren ferner sechs beweglich gelagerte Leitelemente angebracht. Diese dienten der Strömungsumlenkung in Fahrzeugquerrichtung und ermöglichten somit die statistisch instationäre Anregung des Pkw. Für die numerischen Untersuchungen wurden zwei unterschiedliche Simulationsmodelle herangezogen. Die Validierung der mittels k - ω -SST-IDDES berechneten Fahrzeugumströmung erfolgte in einer virtuellen Abbildung des Windkanals (vgl. Unterabschnitt 5.2.1). Bei dieser Konfiguration wurden die Interferenzeffekte zwischen Prüfstand und Fahrzeugmodell berücksichtigt und somit eine optimale Vergleichbarkeit zu dem Experiment gewährleistet. Das zweite Simulationsmodell bildete hingegen den DrivAer-Körper in einer straßenähnlichen Simulationsumgebung ab (vgl. Unterabschnitt 5.2.2). Bei dieser Konfiguration traten, wie bei einer Straßenfahrt, keine Windkanalinterferenzeffekte auf. Die statistisch instationäre Strömungsumlenkung erfolgte in beiden Modellen mit Hilfe eines lokal und in y -Richtung wirkenden Quellterms.

In der Windkanalumgebung wies die simulativ ermittelte, aerodynamische Reaktion des DrivAer-Körpers eine sehr gute Übereinstimmung mit dem Experiment auf. Sowohl der Verlauf der Seitenkraft als auch des Giermoments wurden im gesamten Frequenzbereich akkurat abgebildet. Die Eignung der k - ω -SST-IDDES zur Simulation statistisch instationärer Fahrzeugumströmungen konnte somit validiert werden. Des Weiteren verzeichnete das Giermoment in der Windkanalumgebung einen bemerkenswerten Anstieg, der bei einer reduzierten Frequenz von ca. 0,55 den statistisch stationären Wert um rund 100 % überstieg. Diese statistisch instationäre Überhöhung der Fahrzeugreaktion lag bei der straßenähnlichen Simulationsumgebung nicht vor und konnte auf eine Interaktion mit dem Windkanalschicht zurückgeführt werden. Durch die dynamische Umlenkung der Strömung am Düsenaustritt wurde die räumliche Ausrichtung des Windkanalkernstrahls beeinflusst. Darüber hinaus bedingte die Strömungsauslenkung ein Aufrollen der Windkanalschicht, was mit einem lokalen Abfall des statischen Drucks einherging. Diese Unterdruckgebiete breiteten sich bis zur Fahrzeugoberfläche hin aus und trugen dadurch signifikant zur querdynamischen Anregung des DrivAer-Körpers bei. Mit Hilfe der simulativen Studien konnte somit gezeigt werden, dass das Seitenwindverhalten von Pkw nicht im Windkanal mit einer in Fahrzeugquerrichtung statistisch instationär ausgelenkten Kernströmung untersucht werden sollte.

Da die virtuelle Methodik realistische Fahrzeuganregungen abbilden soll, musste deren Entwicklung mit einem Realfahrzeug erfolgen. Dementsprechend wurden in Abschnitt 6.1 die im Rahmen der DrivAer-Untersuchungen gewonnenen Kenntnisse zur Konfiguration und Gestaltung von Strömungssimulation auf eine BMW 328iA Limousine übertragen. Aufgrund der komplexen Motorraumdurchströmung und anspruchsvollen Radmodellierung, sollten die Simulationsergebnisse erneut durch Windkanalexperimente validiert werden. Die BMW 328iA Limousine war bei den Untersuchungen sowohl gerade als auch mit einem Schiebewinkel von -10° in der Messstrecke platziert. Neben der integralen Fahrzeugreaktion wurde in den Experimenten die Verteilung des statischen Drucks an der Außenhaut des Pkw aufgezeichnet. Die simulativen Studien wurden mit einer realitätsnahen Abbildung der Limousine durchgeführt. Darüber hinaus stimmten die Randbedingungen der Simulationen mit den Zustandsgrößen der Experimente überein. Sowohl bei dem gerade (vgl. Unterabschnitt 6.1.1) als auch schräg angeströmten Fahrzeug (vgl. Unterabschnitt 6.1.2) lag eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den simulierten und den experimentell ermittelten Strömungsgrößen vor. Die integrale Fahrzeugreaktion und die lokale Druckverteilung an der Außenhaut wurden mit der $k-\omega$ -SST-IDDES äußerst akkurat abgebildet. Somit konnte das aerodynamische Simulationsmodell der BMW 328iA Limousine uneingeschränkt zur weiteren Entwicklung der virtuellen Methodik verwendet werden.

Neben einer signifikanten Anregung in Fahrzeugquerrichtung, sollte der zur Methodikentwicklung herangezogenen Lastfall eine alltägliche Relevanz bei Straßenfahrten aufweisen. Aus diesen Gründen wurde in Abschnitt 6.2 der vorliegenden Arbeit die aerodynamische Anregung und fahrdynamische Reaktion der BMW 328iA Limousine beim Überholen eines Lkw abgebildet und untersucht. Um die Simulationsgüte der virtuellen Methodik zu beurteilen und eine hohe Zuverlässigkeit zu gewährleisten, wurden erneut Validierungsexperimente mit der BMW 328iA Limousine und einer MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger durchgeführt. Bei den Manövern näherte sich der Pkw mit konstanter Fortbewegungsgeschwindigkeit und lateralem Abstand dem Lkw und überholte diesen mit festgehaltenem Lenkwinkel. Das Sattelkraftfahrzeug führte indessen eine gleichförmige, geradlinige Bewegung aus. Da die am Pkw angreifende Luftkraft und deren Wirkungslinie bei Versuchsfahrten nicht erfasst werden können, wurde die aerodynamische Anregung durch Druckmesssonden an der Fahrzeugaußenhaut beschrieben. Zur Ermittlung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion, der relativen Fahrzeugposition und der Fortbewegungsgeschwindigkeiten waren die Versuchsfahrzeuge mit DGPS-gestützten Kreismesssystemen ausgestattet.

Die numerische Strömungssimulation des Überholvorgangs (vgl. Unterabschnitt 6.2.1) wurde mit einer realitätsnahen Abbildung der BMW 328iA und der MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger durchgeführt. Die Randbedingungen waren dabei den Zustandsgrößen des Experiments nachempfunden. Während des gesamten Manövers wiesen die simulativ ermittelten Druckverläufe an der Außenhaut der Limousine eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten auf. Sowohl das relative Niveau als auch der zeitliche Verlauf des statischen Drucks wurden in der Strömungssimulation äußerst akkurat abgebildet. Da die aerodynamische Anregung des Pkw maßgeblich durch die Druckverteilung an der Fahrzeugoberfläche bestimmt wird, konnte den simulativ ermittelten Kraft- und Momentenverläufen ebenfalls eine hohe Zuverlässigkeit zugesprochen werden. Vielmehr setzt eine zum Experiment vergleichbare Druckverteilung an der Fahrzeugaußenhaut eine korrekte Abbildung des gesamten Strömungsfelds, einschließlich der Lkw-Umströmung und deren Interaktion mit dem Strömungsfeld des Pkw voraus.

Im Anschluss an die Validierung wurde die integrale querdynamische Anregung des Pkw beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs analysiert. Im hinteren Bereich des Lkw wirkten an der Limousine eine positive Seitenkraft und ein negatives Giermoment. Die Interaktion der Fahrzeuge bedingte somit eine zum Lkw gerichtete querdynamische Anregung des Pkw. Bei weiterem Voranschreiten des Manövers wies das Giermoment einen Anstieg und die Seitenkraft einen kontinuierlichen Abfall auf. Die querdynamische Fahrzeuganregung verzeichnete somit einen Richtungswechsel, der ca. auf Höhe des Führerhauses in die jeweiligen, globalen Extremwerte resultierte. Die Seitenkraft nahm dabei einen Minimalwert von -645 N , das Giermoment ein Maximum von 755 Nm an. Im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs bewirkte die Interaktion der Fahrzeugumströmungen somit eine vom Lkw weisende, querdynamische Anregung des Pkw.

Für die fahrdynamische Simulation des Überholmanövers (vgl. Unterabschnitt 6.2.2) wurde ein Zweispurmodell mit den Fahrzeugeigenschaften der BMW 328iA Limousine parametrisiert. Das Fahrzeugmodell bewegte sich, analog zu den Experimenten, mit konstanter Längsgeschwindigkeit und festgehaltenem Lenkwinkel fort. Die aerodynamische Anregung des Pkw wurde durch eine Einwegkopplung der vorangegangenen Strömungssimulation berücksichtigt. Dazu wurden der Limousine die simulativ ermittelten Zeitverläufe der aerodynamischen Kraft- und Momentenkomponenten aufgeprägt. Da die fahrdynamische Reaktion des Pkw aus der aerodynamischen Anregung resultiert, wiesen diese Analogien auf. Im hinteren Bereich des Sattelkraftfahrzeugs bedingten die Gierrate und die laterale Geschwindigkeit der Limousine eine zum Lkw gerichtete Fahrzeugreaktion. Im weiteren Verlauf des Manövers erfuhren die fahrdynamischen Zustandsgrößen einen Richtungswechsel. Dieser resultierte im vorderen Bereich des Lkw in eine maximale Gier- und laterale Geschwindigkeit.

Während des gesamten Überholvorgangs lag eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der simulativ und der experimentell ermittelten, fahrdynamischen Fahrzeugreaktion vor. Sowohl der Verlauf der Gierrate als auch der lateralen Geschwindigkeit wurden in der Simulation äußerst akkurat abgebildet. Durch die Kopplung der beiden Simulationsarten enthielt die simulierte Fahrzeugreaktion die Fehler und Abweichungen der vorangegangenen Strömungssimulation. Dementsprechend repräsentierte und beinhaltete die Validierung des fahrdynamischen Fahrzeugverhaltens die Bewertung der allgemeinen Simulationsgüte der virtuellen Methodik. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte somit eine zuverlässige Methodik zur Berechnung, Analyse und Optimierung des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Pkw bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung entwickelt werden.

Im Anschluss an die Methodikentwicklung sollten grundlegende Parameter und Einflussfaktoren des Überholvorgangs simulativ untersucht werden, um so das Verständnis der physikalischen Wirkmechanismen zu erhöhen. Da eine Ensemblemittelung des statistisch instationären Manövers, aufgrund der Anzahl an benötigten Rechnungen, äußerst kostspielig ist, wurde in Unterabschnitt 6.2.3 die Reproduzierbarkeit des Lastfalls analysiert. Dazu wurden jeweils zwei weitere Strömungs- und Fahrdynamiksimulationen durchgeführt. Diese weisen dieselben Randbedingungen wie die Validierungsstudien auf, jedoch veränderte Einlaufphasen. Die aerodynamische Anregung des Pkw verzeichnete aufgrund der turbulenten Strukturen und der damit einhergehenden, instantanen Schwankungen, größere Abweichungen zu den jeweiligen Ensemblemittelwerten. Durch die Betrachtung der fahrdynamischen Fahrzeugreaktion und einer Beschränkung auf ausgewählte Bereiche des Manövers konnte jedoch eine aufwendige Mittelwertbildung umgangen werden.

In zwei weiteren, gekoppelten Simulationen wurde daraufhin die Auswirkung des lateralen Fahrzeugabstands auf die Umströmung und die daraus resultierende, fahrdynamische Reaktion der Limousine

untersucht (vgl. Unterabschnitt 6.2.4). Bei den betrachteten Fahrzeugabständen lag die stärkste, querdynamische Anregung stets im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs vor. Ein geringerer Abstand resultierte dabei in einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments. Entsprechend der aerodynamischen Anregung bedingte ein größerer laterale Fahrzeugabstands eine Minderung der Gierrate und der lateralen Geschwindigkeit des Pkw.

Ein weiterer Einflussparameter des Überholvorgangs stellt die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Limousine dar. Diese wurde in den darauffolgenden Simulationen (vgl. Unterabschnitt 6.2.5) variiert. Im vorderen Bereich des Lkw bewirkte eine höhere Längsgeschwindigkeit einen betragsmäßigen Anstieg der Seitenkraft und des Giermoments. Im Gegensatz dazu verzeichneten der Gierwinkel und der laterale Abstand die größten Maximalwerte bei der geringsten Fortbewegungsgeschwindigkeit. Diese gegenläufige Entwicklung ist durch die unterschiedlichen Wirkdauern der aerodynamischen Anregungen begründet. Somit relativierte bzw. überwog die erhöhte, zeitliche Komponente (bedingt durch die geringere Relativgeschwindigkeit) den Unterschied im Anregungsniveau.

Abschließend wurde die Auswirkung des Fahrzeughecks auf das querdynamische Verhalten des Pkw untersucht (vgl. Unterabschnitt 6.2.6). In einer weiteren Strömungssimulation wurde dazu das Stufenheck durch eine Vollheckkontur ersetzt. Darüber hinaus wurden Finnen im Bereich der C-Säulen bzw. im y_0 -Schnitt der Limousine angebracht und berechnet. Um ausschließlich strömungsmechanische Effekte zu bewerten, blieben die Parameter der entsprechenden Fahrdynamiksimulationen unverändert. Bei den betrachteten Heckmodifikationen traten die Änderungen in der aerodynamischen Anregung und fahrdynamischen Reaktion des Pkw vornehmlich im vorderen Bereich des Sattelkraftfahrzeugs auf. Im Vergleich zur Limousine bewirkte die Vollheckkontur eine Reduzierung des Giermoments und einen Anstieg der maximalen Seitenkraft. Dies war vornehmlich auf die geringere Druckdifferenz zwischen der Lkw-zu- und abgewandten Seite im Bereich der D-Säulen zurückzuführen. Die veränderte Fahrzeugumströmung bedingte außerdem eine Verbesserung der maximalen Gierrate und der lateralen Geschwindigkeit, wodurch das Vollheckfahrzeug das souveränste Fahrverhalten aufwies. Die mittige Heckfinne bewirkte einen leichten Anstieg des Gierratenmaximums und der maximalen lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit. Im y_0 -Schnitt hat die Vergrößerung der projizierten Seitenfläche somit eine negative Auswirkung auf die fahrdynamische Reaktion der Limousine. Die seitlichen Finnen vergrößerten ebenfalls die Seitenfläche auf das Niveau der Vollheckkontur und bedingten darüber hinaus eine veränderte C-Säulenumströmung. Bis zu einem longitudinalen Abstand von 1,0 m nahm der Pkw dadurch das aerodynamische Verhalten der Limousine und anschließend das des Vollheckfahrzeugs an. Infolgedessen wies der Pkw ein verbessertes Fahrverhalten auf, was durch einen früher eintretenden Abfall des Gierratenmaximums und eine Reduzierung der maximalen lateralen Fahrzeuggeschwindigkeit erzielt wurde.

Im Anschluss an die statistisch instationären Untersuchungen wurden die vier Pkw-Varianten (Limousine, Vollheckfahrzeug und Stufenheck mit mittiger Heckfinne bzw. mit Finnen im Bereich der C-Säulen) in einer straßenähnlichen Umgebung bei einem zeitlich konstanten Schiebewinkel von -10° simuliert. Diese quasistationäre Betrachtung wird in der Fahrzeugentwicklung ersatzweise zur Bewertung des aerodynamischen Fahrzeugverhaltens bei alltäglichen, querdynamischen Anregungen im Straßenverkehr verwendet. Anhand der Simulationsergebnisse konnte dargelegt werden, dass Schiebewinkeluntersuchungen abweichende Tendenzen und Rangfolgen im Vergleich zu einem realitätsnahen Lastfall wie dem Pkw-Lkw-Überholmanöver aufzeigen. Aufgrund der rein aerodynamischen Betrachtungsweise ist bei einer gegenläufigen Entwicklung von Seitenkraft- und Giermomentenbeiwert ferner ein Vergleich von Maßnahmen oder Varianten nur bedingt möglich. Demzufolge

sollte das querdynamische Fahrzeugverhalten nicht mit Hilfe generischer Ersatzversuche, sondern stets an dem zu optimierenden Lastfall, bei Betrachtung von aerodynamischer Anregung und fahrdynamischer Fahrzeugreaktion, untersucht werden.

7.2 Ausblick

Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse (vgl. Unterabschnitt 6.2.6) wurde aufgezeigt, dass die Fahrzeugheckgestalt einen deutlichen Einfluss auf das querdynamische Verhalten des Pkw hat. Dementsprechend können aerodynamische Maßnahmen einen Beitrag zur Optimierung der Fahrzeugreaktion beim Überholen von Lkw leisten. Da bisher ausschließlich geometrische Änderungen des Heckbereichs untersucht wurden, soll zukünftig der Einfluss weiterer Gebiete wie der Fahrzeugfront und des Unterbodens aufgezeigt werden. Letzterer ist auf Grund der geringen Designrelevanz und der daraus resultierenden Gestaltungsfreiheit bedeutsam. Neben den Kenntnissen zur Gestaltung sensibler Fahrzeugbereiche wird die Entwicklung industrialisierbarer Optimierungsmaßnahmen angestrebt. Falls diese im Konflikt mit dem Design-Zielbild des Pkw stehen, können die Elemente auch aktiv, also ein- und ausfahrbar, umgesetzt werden. Im Hinblick auf das autonome Fahren, müssen die den Pkw umgebenden Fahrzeuge und deren relative Positionen zukünftig bekannt sein. Dementsprechend könnten die Maßnahmen vorausschauend und bedarfsgerecht durch die elektronische Steuereinheit eingesetzt werden.

Neben der aerodynamischen Fahrzeugoptimierung soll der Einfluss des Fahrwerks untersucht werden. Dies kann durch den systematischen Wechsel von Bauteilen und Komponenten oder durch die Variation von Parametern und Eigenschaften erfolgen. Des Weiteren sollen die Auswirkungen von Karosseriebauformen und Fahrzeugklassen aufgezeigt werden. Diese bestimmen aerodynamische und fahrdynamische Eigenschaften wie die Größe und die Verteilung der Seitenfläche, das Gewicht, die Achslastverteilung und die Schwerpunkthöhe. Die Einwegkoppelung der Simulationen ermöglicht ferner eine getrennte Betrachtung von Aero- und Fahrdynamik. Infolgedessen können aerodynamische Anregungen modifiziert und beliebig mit fahrdynamischen Fahrzeugmodellen kombiniert und simuliert werden. Anschließend soll die Effektivität der betrachteten Modifikationen bewertet und eine Rangfolge erstellt werden. Durch eine Verknüpfung mit weiteren Eigenschaften wie Kosten, Synergien und Integrierbarkeit kann die Effizienz der Maßnahmen aufgezeigt und die Umsetzung in Fahrzeugentwicklungsprojekten vorangetrieben werden.

Neben den Pkw-Eigenschaften sollen die Auswirkungen des Lkw-Typs, der geometrischen Gestalt und der Hauptabmessung des Nutzfahrzeugs untersucht werden. Für diese Studien können die FAT-Lkw-Modelle herangezogen werden, die im Rahmen von Forschungsaufträgen der Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. konstruiert wurden. Diese umfassen einen generischen Sattelzug, einen Gliederzug mit Kofferaufbau, einen Drei-Achs-Kippsattelzug, einen Tanksattelzug und einen Solo-Lkw mit Kofferaufbau [112]. Da die grundlegenden Phänomene der Lkw-Umströmung bei den unterschiedlichen Fahrzeugtypen nur bedingt variieren sind keine qualitativen Abweichungen in der aerodynamischen Anregung des Pkw zu erwarten. Nichtsdestotrotz können in den Simulationen quantitative Einflüsse aufgezeigt und untersucht werden.

Eine Erweiterung des in dieser Arbeit betrachteten Überholmanövers stellt das Überholen mehrerer, in Reihe fahrender Lkw dar. Dieser Lastfall tritt ebenfalls täglich auf Autobahnen auf und kann in den entwickelten Simulationsaufbau integriert werden. Darüber hinaus können die Geometrien der überholten Fahrzeuge getauscht und die Fortbewegungsrichtung des überholenden Fahrzeugs umge-

kehrt werden. Ersteres ermöglicht die Simulation von Pkw-Pkw-Überholmanövern oder des Überholens mehrerer, in Reihe fahrender Pkw. Durch die Umkehr der Fortbewegungsrichtung kann das aerodynamische und fahrdynamische Verhalten des Pkw bei Gegenverkehr abgebildet und bewertet werden. Ferner ermöglicht eine Modifikation der Randbedingungen eine relative Drehung der Hauptströmungsrichtung, wodurch der Einfluss von Seitenwind auf die Manöver untersucht werden kann. Neben dem Fahrzeugverhalten soll zukünftig auch die Reaktion des Fahrers auf die querdynamische Anregung berechnet werden. Dazu muss ein validiertes Fahrermodell entwickelt und in die Fahrdynamiksimulationen aufgenommen werden.

Im Anschluss an die simulativen Untersuchungen sollen die gewonnenen Kenntnisse und erarbeiteten Maßnahmen mit Probandenstudien in Fahrversuchen abgeglichen werden. Dadurch können die objektiven Kenngrößen mit der subjektiven Wahrnehmung von Fahrern korreliert werden. Außerdem ermöglichen die Versuche die Bestimmung einer minimalen Bandbreite, die für eine spürbare Verbesserung des Fahrzeugverhaltens überschritten werden muss. Durch die systematische Kombination von Maßnahmen kann ferner die Auswirkung der Gierrate und der lateralen Geschwindigkeit auf die subjektive Wahrnehmung des Fahrzeugverhaltens aufgezeigt werden. Dazu müssen die beiden Größen nahezu unabhängig voneinander variiert und die fahrdynamische Reaktion durch die Insassen bewertet werden. Abschließend soll aus den simulativ und experimentell gewonnenen Kenntnissen eine Kennzahl zur Quantifizierung der Fahrzeugsouveränität beim Überholen von Lkw abgeleitet werden. Dadurch werden die statistisch instationären Verläufe der Fahrzeugreaktion in einer skalaren Größe zusammengefasst, was einen objektiven Vergleich von Gesamtfahrzeugen, Karosserieformen, Fahrwerkskomponenten und Optimierungsmaßnahmen ermöglicht.

Anhang

A Nachlaufebenen eines DrivAer-Körpers

A.1 Gerade angeströmtes Fahrzeugmodell

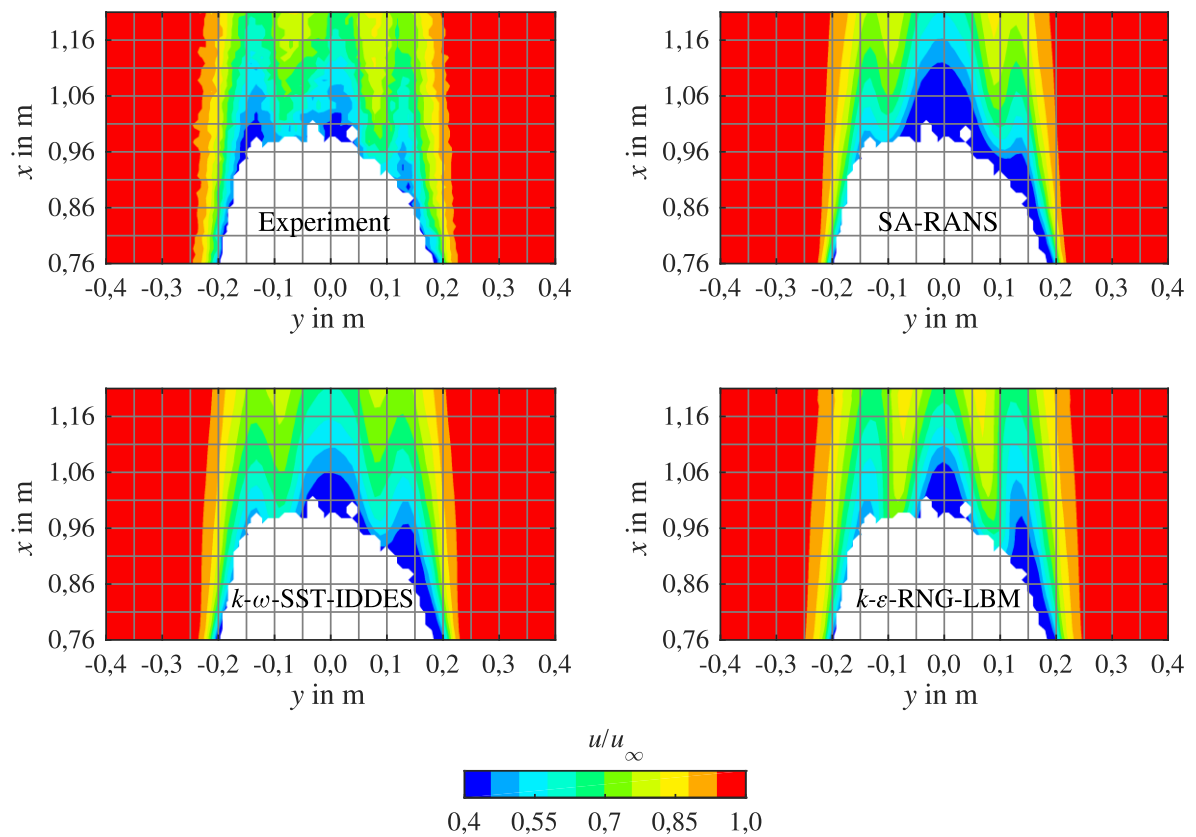


Abbildung A.1: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf ($z = 0,227$ m) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

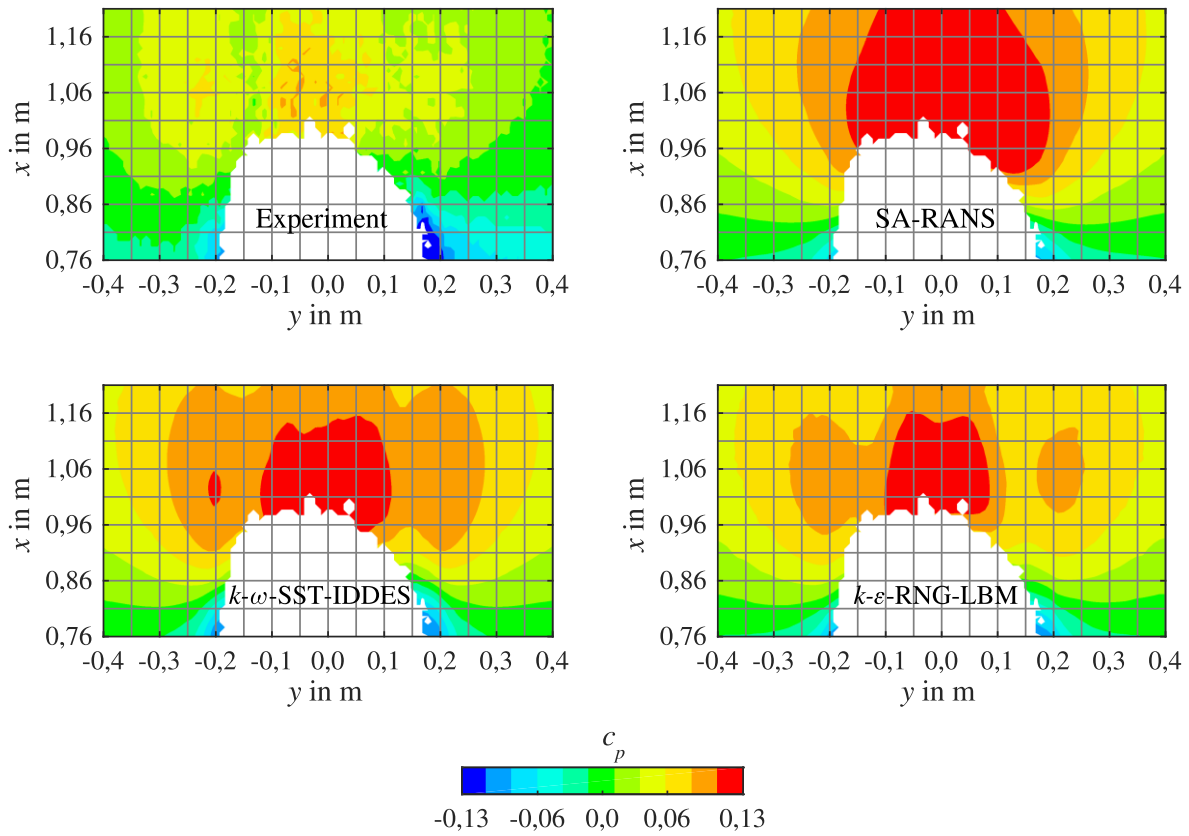


Abbildung A.2: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf ($z = 0,227$ m) des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.

A.2 Fahrzeugmodell unter Schräganströmung

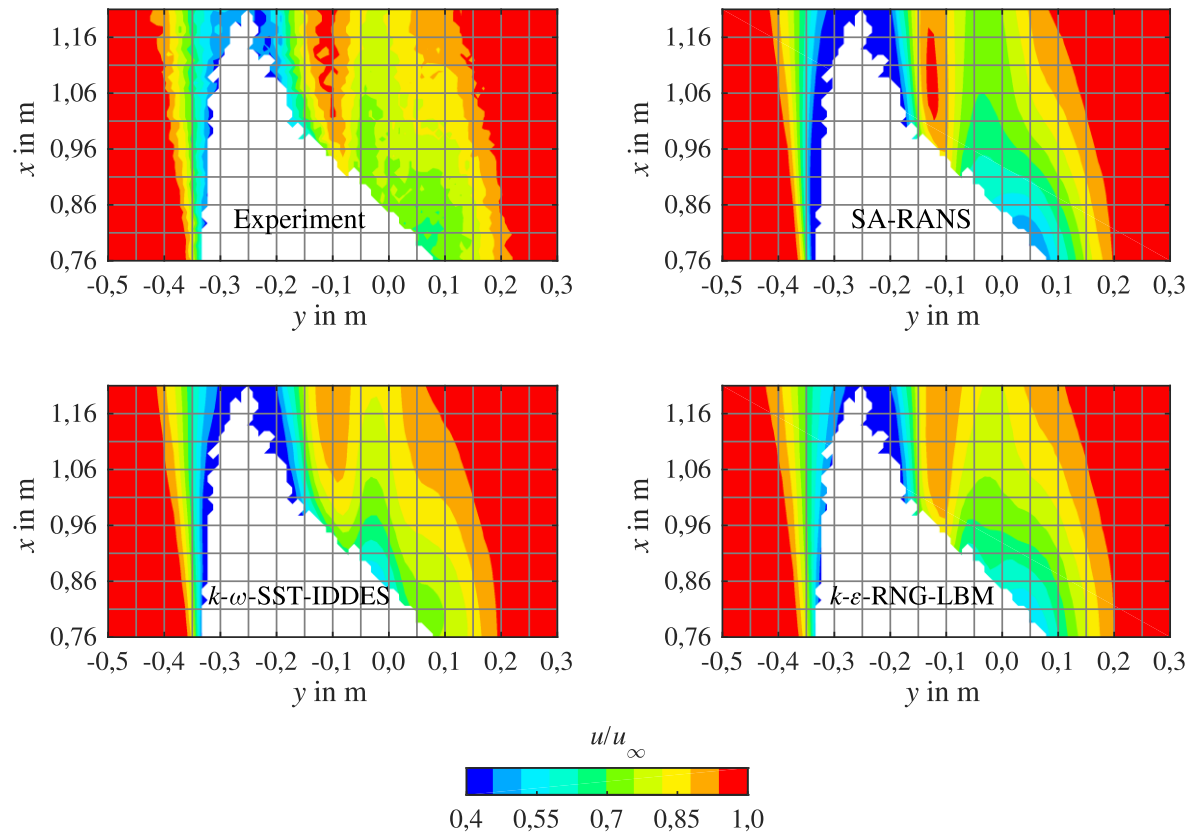


Abbildung A.3: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf ($z = 0,227$ m) des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells (x -Koordinate verläuft parallel zur ungestörten Anströmung des Windkanals).

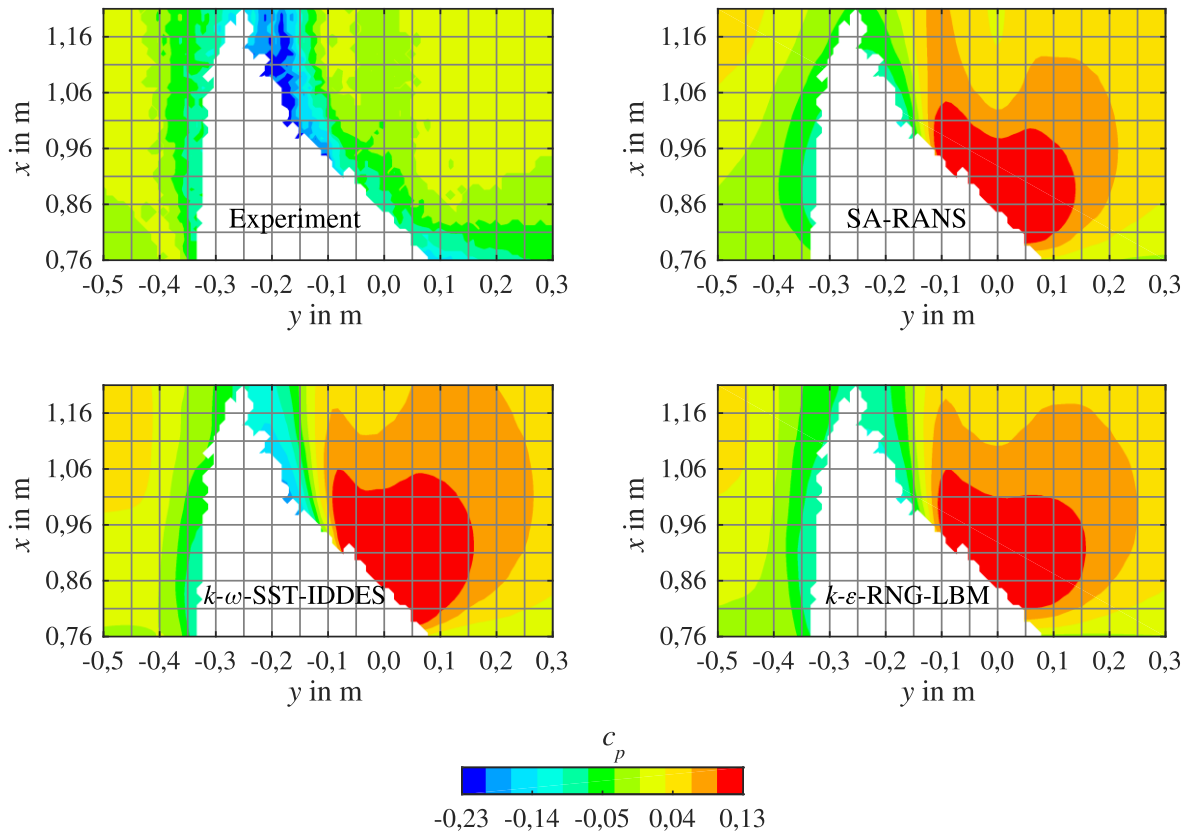


Abbildung A.4: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf ($z = 0,227$ m) des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells (x -Koordinate verläuft parallel zur ungestörten Anströmung des Windkanals).

B Druckverläufe an der Außenhaut einer BMW 328iA Limousine beim Überholen des Lkw

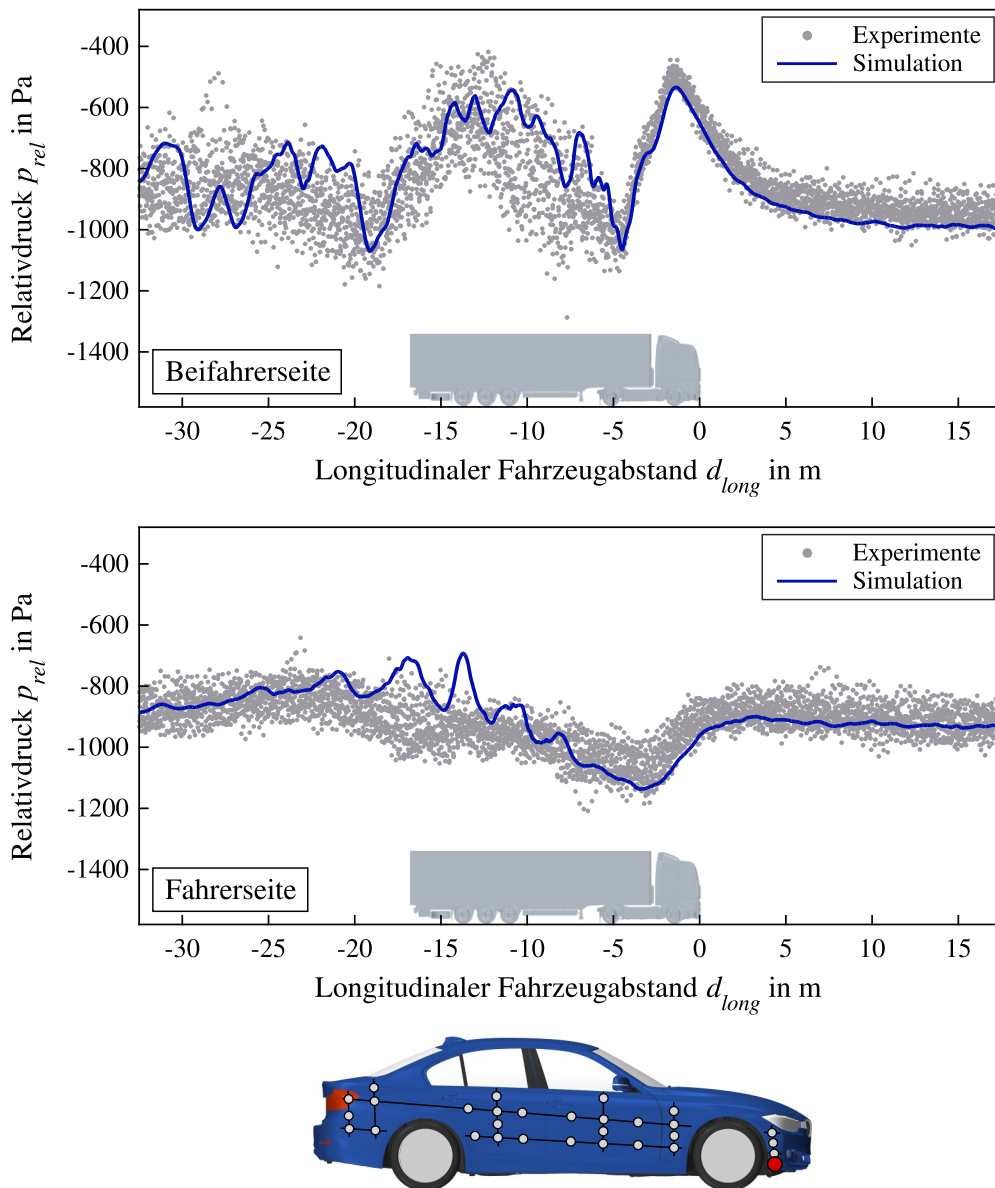


Abbildung B.1: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

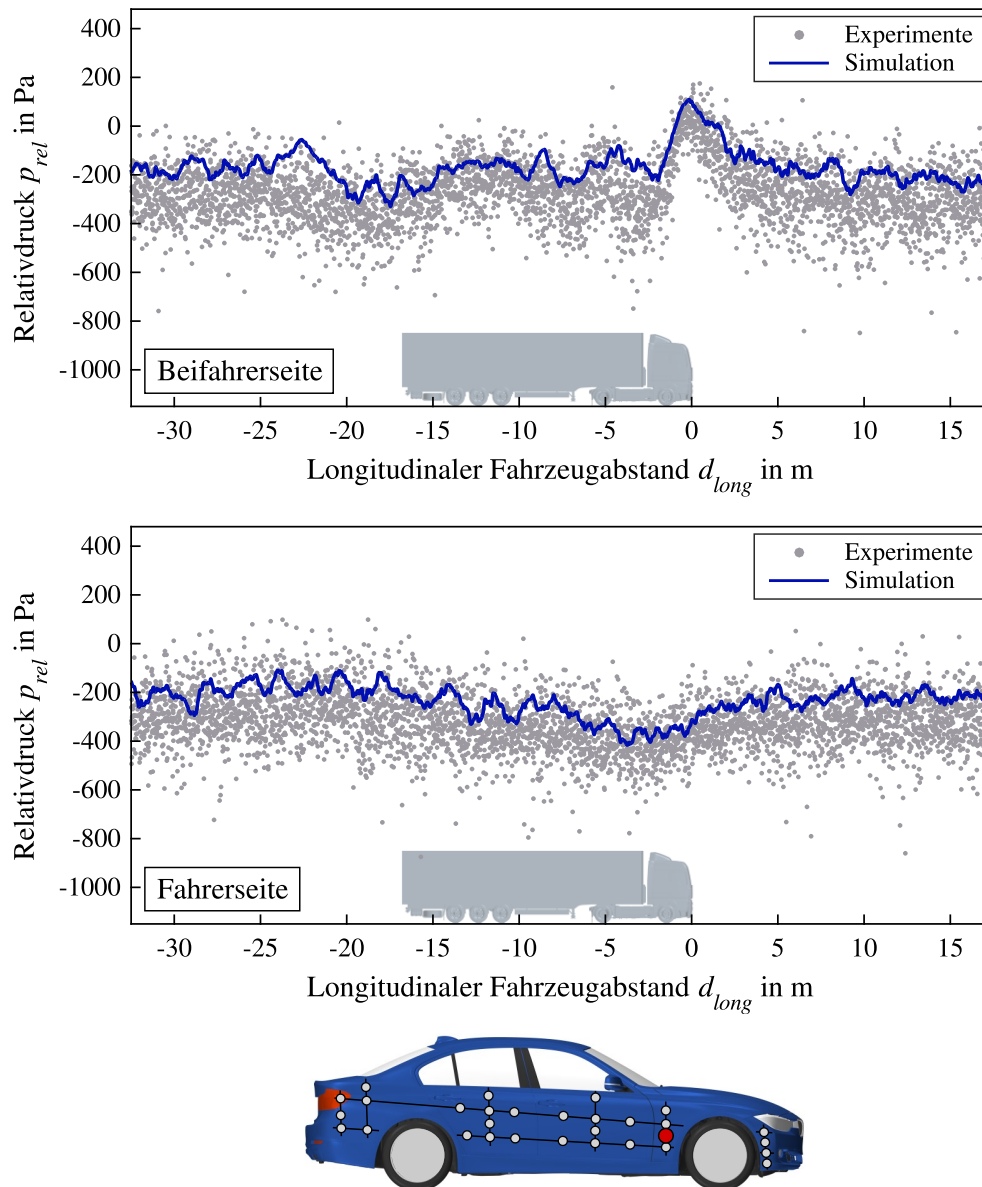


Abbildung B.2: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

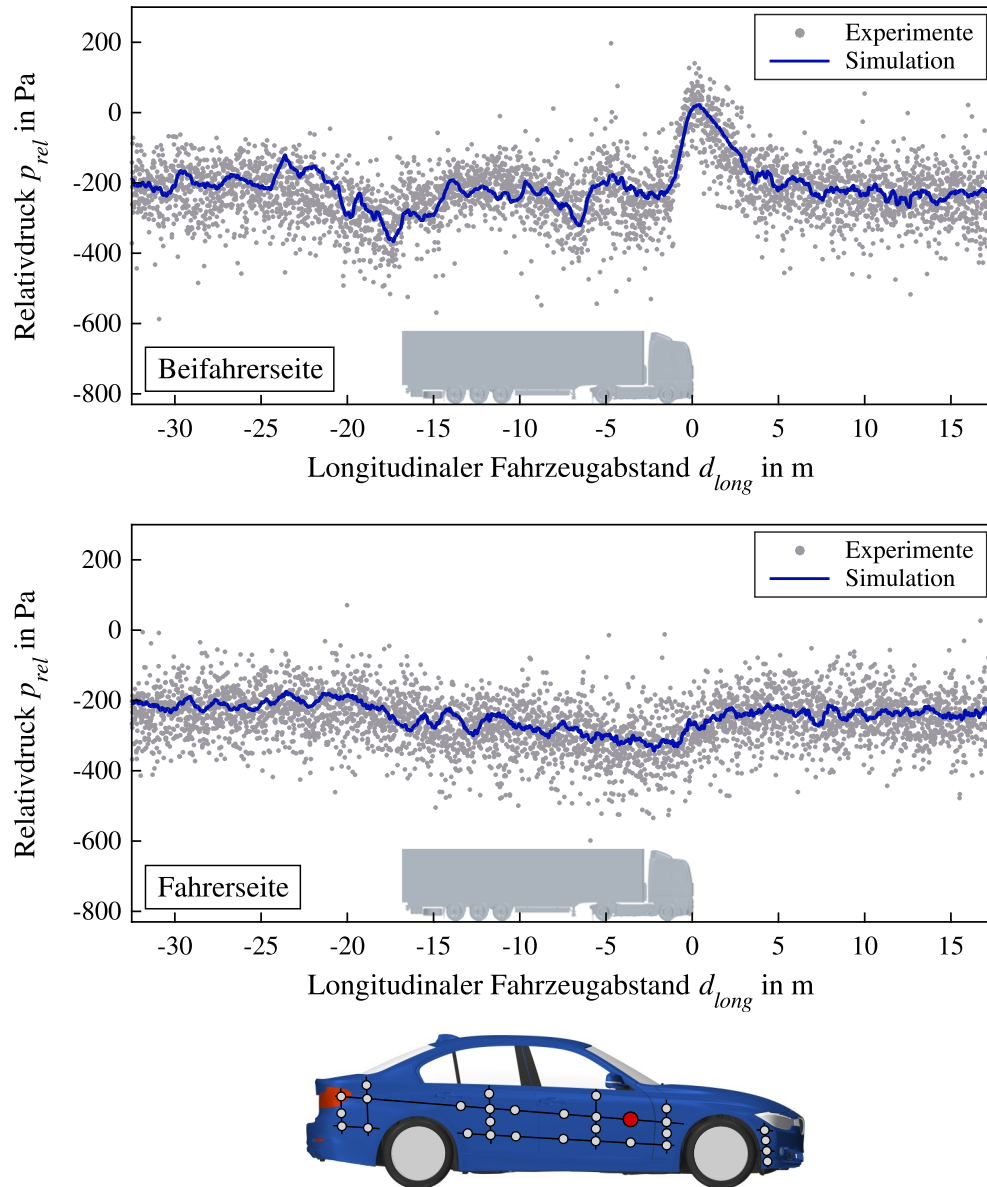


Abbildung B.3: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

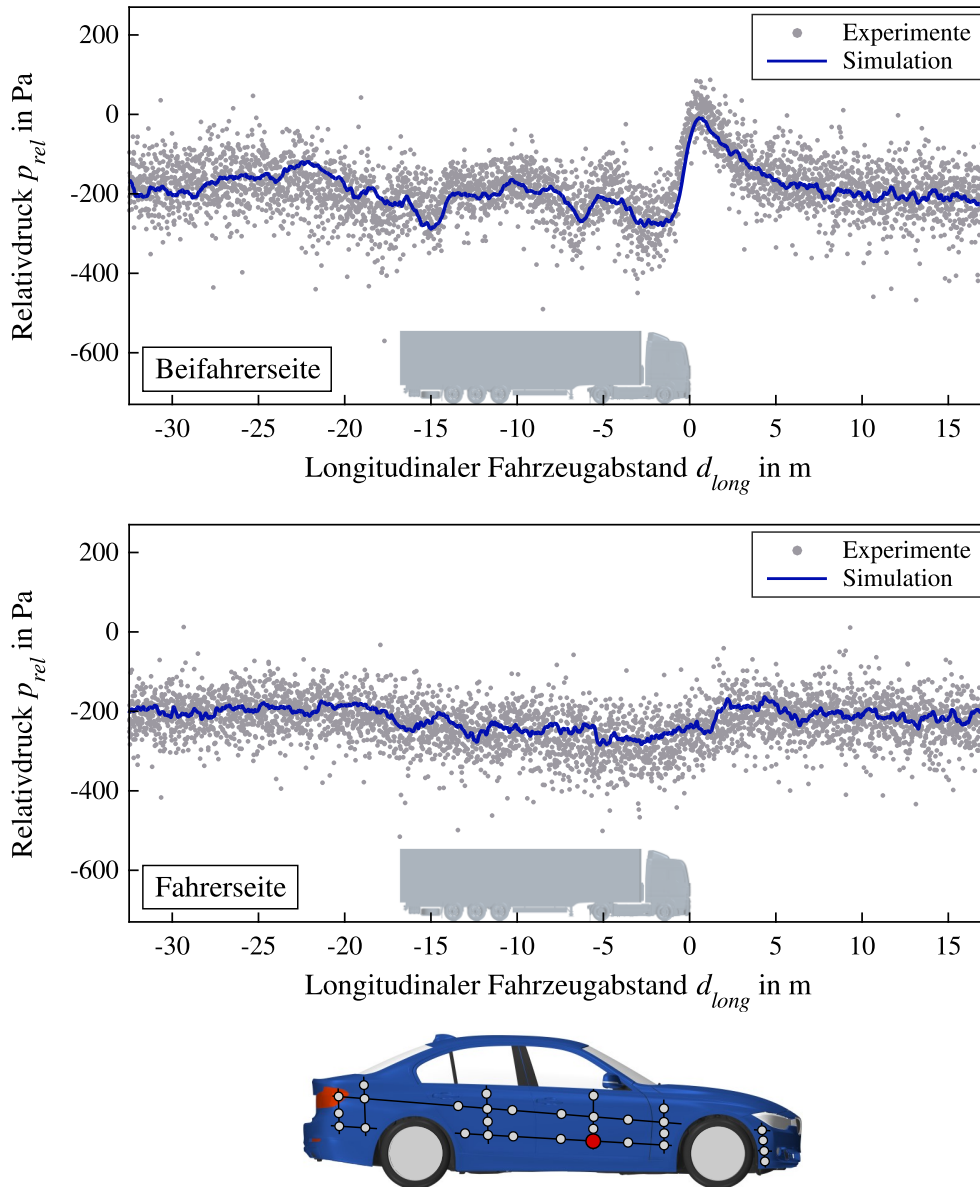


Abbildung B.4: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

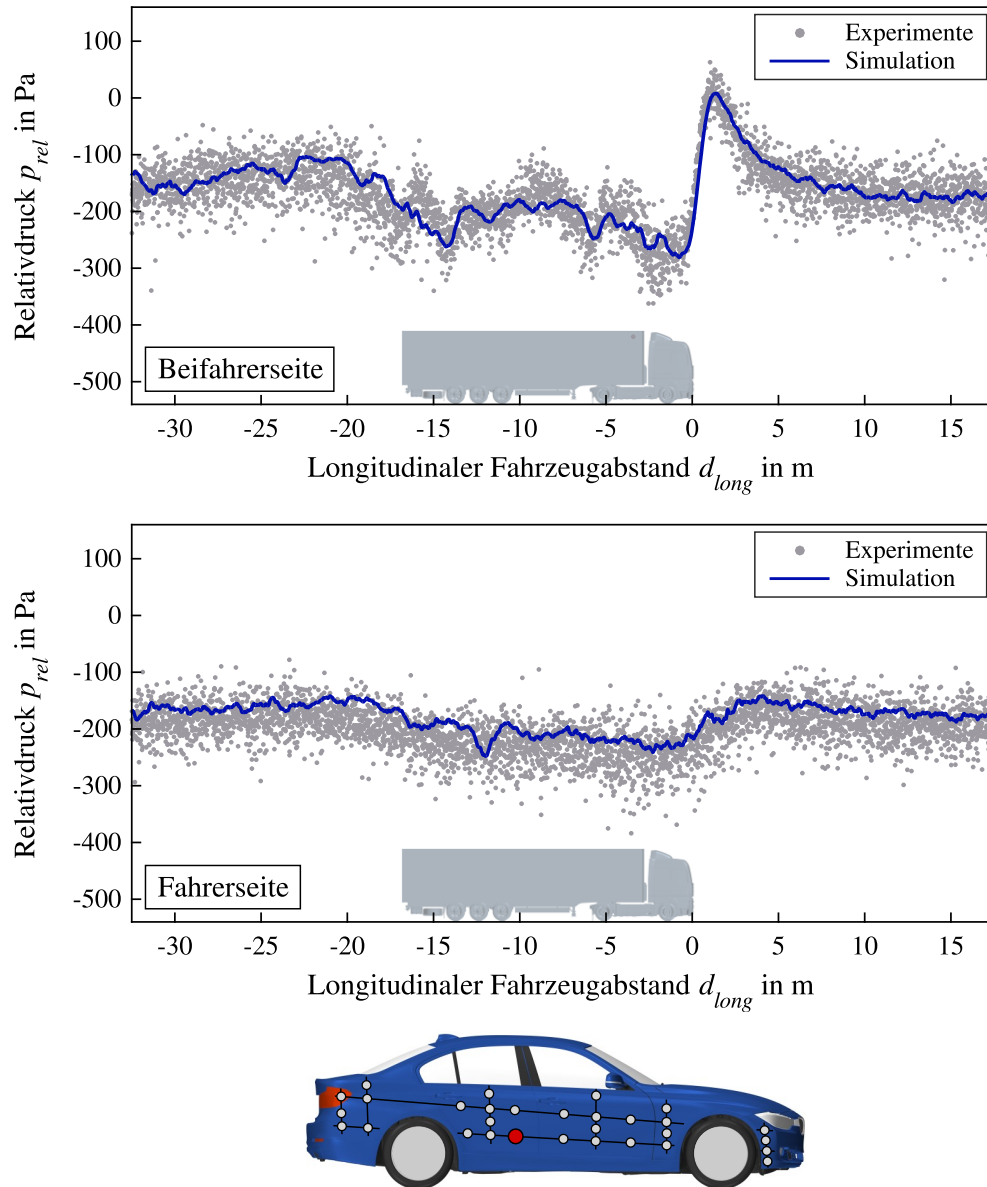


Abbildung B.5: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

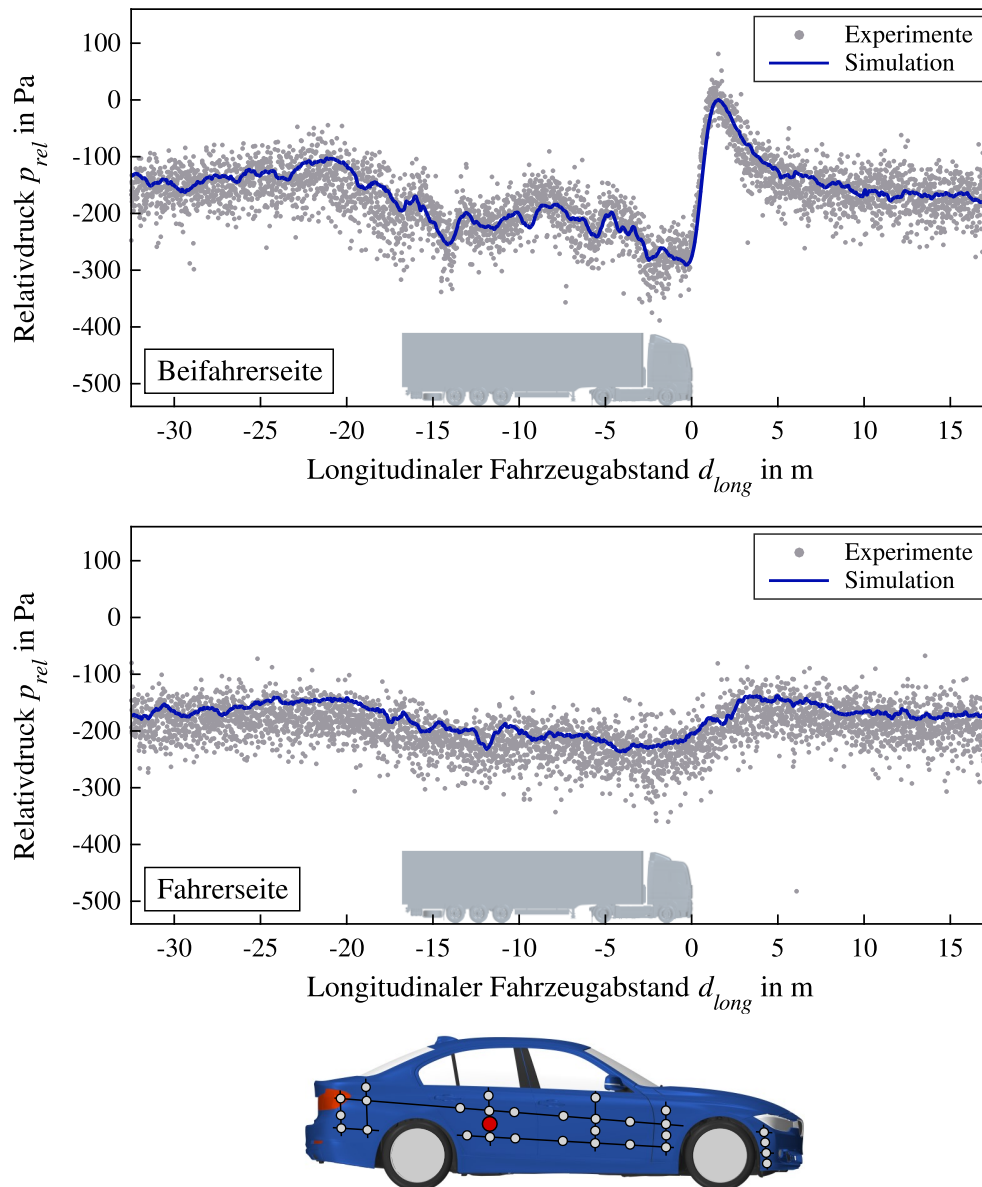


Abbildung B.6: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

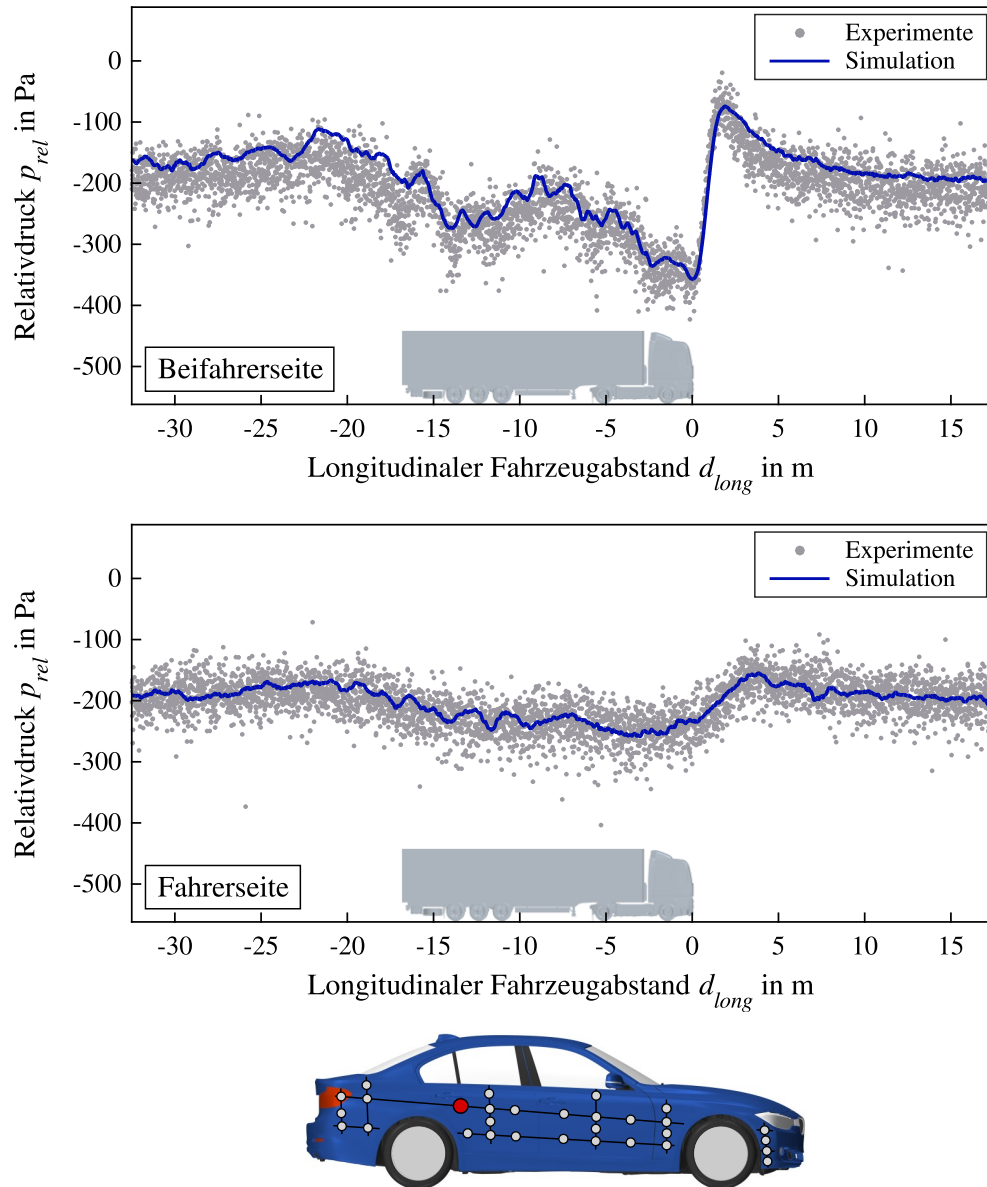


Abbildung B.7: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

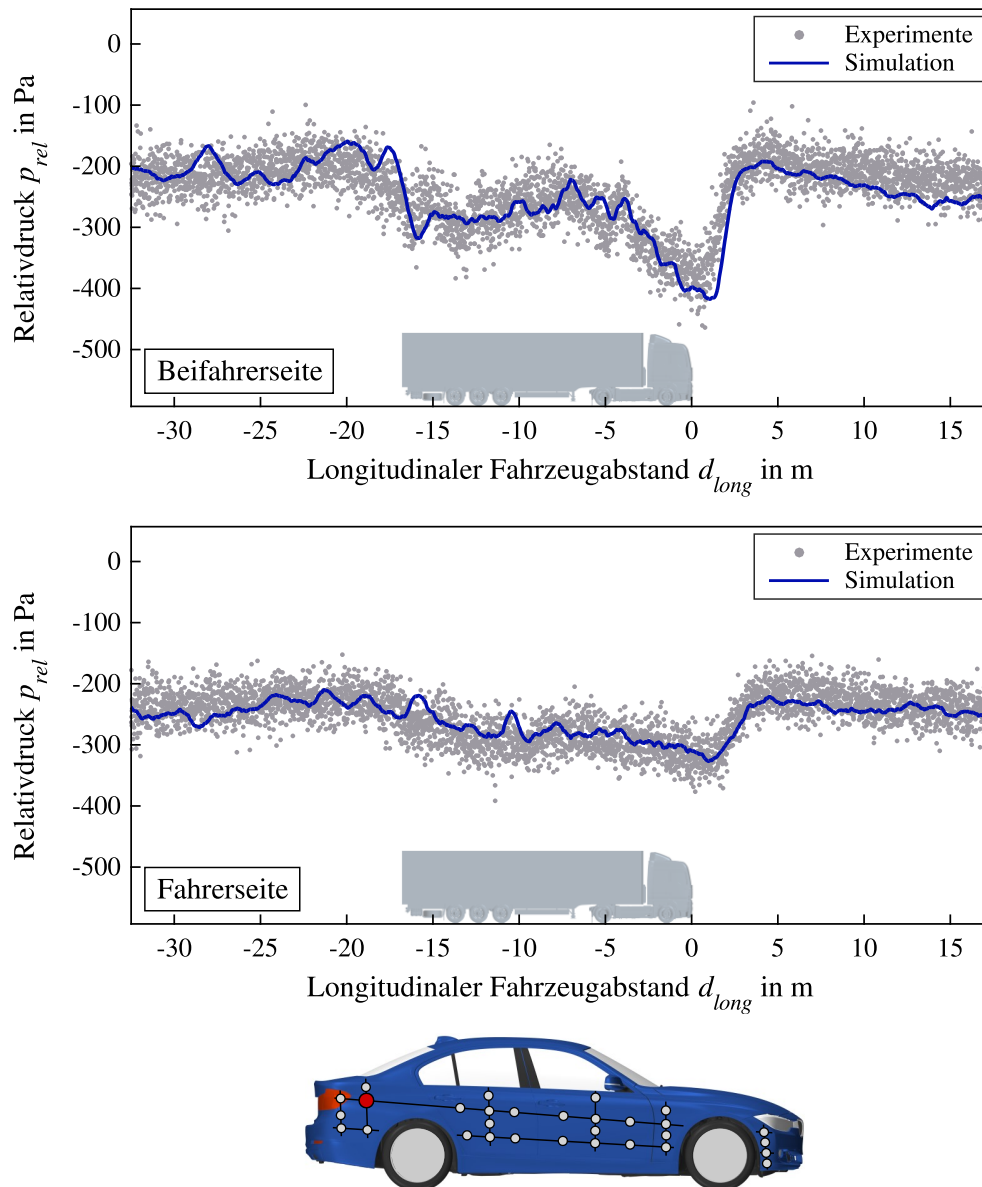


Abbildung B.8: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

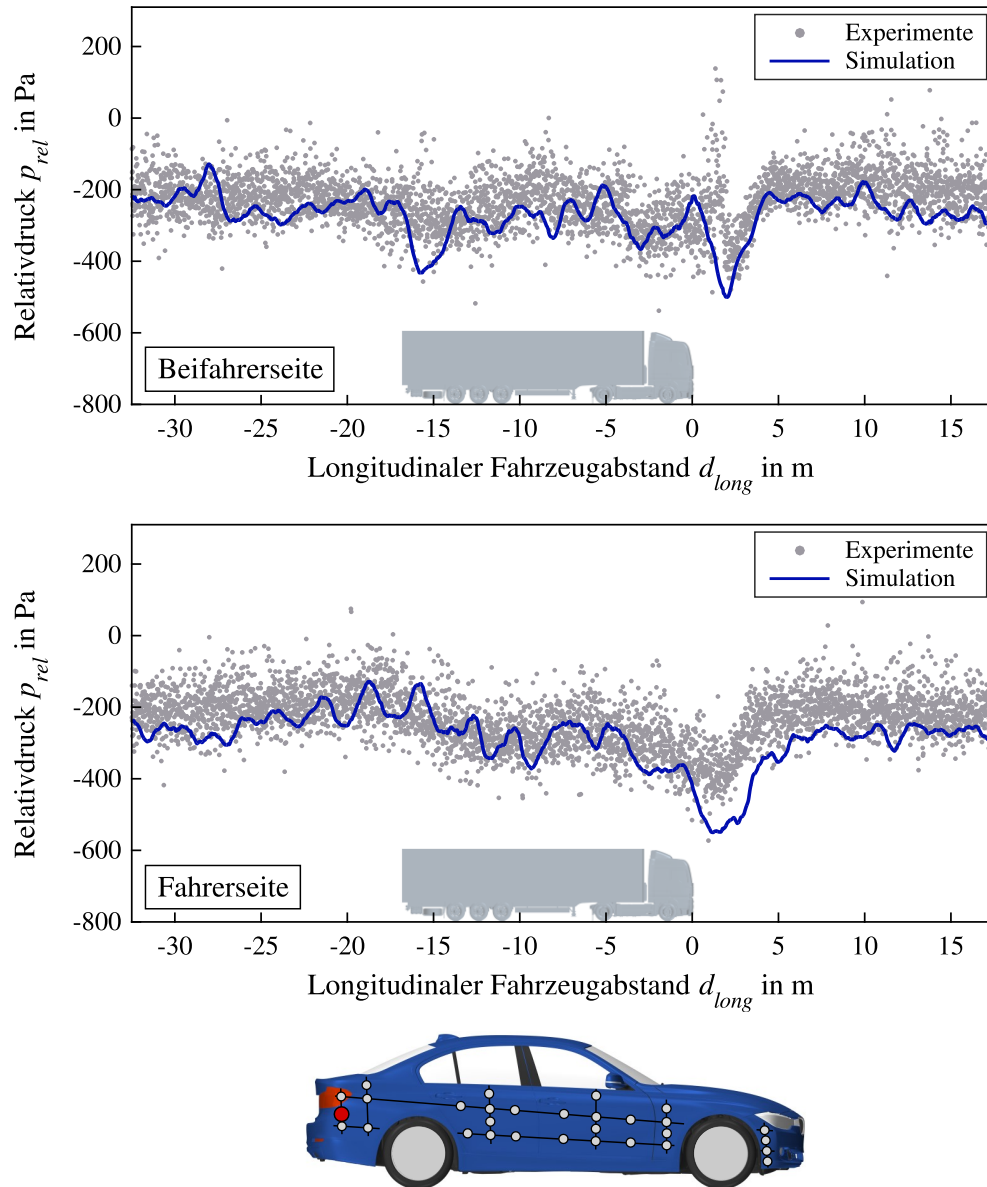


Abbildung B.9: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen (Seitenwand auf Fahrer- und Beifahrerseite, spiegelsymmetrisch zum y_0 -Schnitt, markiert durch roten Punkt) der Pkw-Außenhaut.

Literaturverzeichnis

- [1] Anciger, D.: *Numerische Simulation der Fluid-Struktur-Interaktion fluidgesteuerter Ventile in oszillierenden Verdrängerpumpen*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2012.
- [2] Ashton, N.: *Development, Implementation and Testing of an Alternative DDES Formulation Based on Elliptic Relaxation*. University of Manchester, Manchester, Dissertation, 2012.
- [3] Batchelor, G. K.: *The Theory of Homogeneous Turbulence*. 1. Auflage, Cambridge University Press, Cambridge, ISBN 978-0521041171, 1953.
- [4] Baker, C. J.: Ground Vehicles in High Cross Winds Part II: Unsteady Aerodynamic Forces. In: *Journal of Fluids and Structures* 5 (1). ISSN 0889-9746, 1991, S. 91–111.
- [5] Bearman, P. W., Mullarkey, S. P.: Aerodynamic Forces on Road Vehicles due to Steady Side Winds and Gusts. In: *Vehicle Aerodynamics, Conference*. Royal Aeronautical Society, Loughborough, ISBN 1857680065, 1994, S. 4.1–4.12.
- [6] Bendat, J. S., Piersol, A. G.: *Random Data: Analysis and Measurement Procedures*. 4. Auflage, John Wiley & Sons, New Jersey, ISBN: 978-0-470-24877-5, 2010.
- [7] Bhatnagar, P. L., Gross, E. P., Krook, M.: A Model for Collision Processes in Gases – Small Amplitude Processes in Charged and Neutral One-Component Systems. In: *Physical Review* 94 (3). The American Physical Society, ISSN 0031-899X, 1954, S. 511–525.
- [8] Billard, F., Laurence, D.: A robust $k\text{-}\varepsilon\text{-}v^2/k$ elliptic blending turbulence model applied to near-wall, separated and buoyant flows. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 33 (1). Elsevier Inc., ISSN 0142-727X, 2012, S. 45–58.
- [9] Breuer, M., Lakehal, D., Rodi, W.: Flow around a Surface Mounted Cubical Obstacle: Comparison of Les and Rans-Results. In: Deville, M., Gavrilakis, S., Ryhming, I. L. (Hrsg.): *Computation of Three-Dimensional Complex Flows. Notes on Numerical Fluid Mechanics* 53. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-322-89838-8, 1996, S. 22–30.
- [10] BMW Group: *BMW Technologietag 2009 – EfficientDynamics*. <https://www.press.bmw-group.com/deutschland/photo/compilation/T0022773DE/bmw-technologietag-2009-efficientdynamics>, abgerufen am 21.08.2018.
- [11] BMW Group: *Kalibrierbericht des BMW-Group-Windkanals*. BMW Group, München, Internes, unveröffentlichtes Dokument, 2015.
- [12] BMW Group: *Strömungstopologie des Modellwindkanals*. BMW Group, München, Internes, unveröffentlichtes Dokument, 2015.
- [13] Boussinesq, J.: Essai sur la théorie des eaux courantes. In: *Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences* 23 (1). Imprimerie Nationale, Paris, 1877, S. 1–660.
- [14] Carlino, G., Cardano, D., Cogotti, A.: A New Technique to Measure the Aerodynamic Response of Passenger Cars by a Continuous Flow Yawing. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2007-01-0902, 2007.
- [15] Chen, A. L.: *Experimental investigation of transient aerodynamics in vehicle interactions*. University of California, Berkeley, Dissertation, 1997.

- [16] Chen, H., Chen, S., Matthaeus, W. H.: Recovery of the Navier-Stokes equations using a lattice-gas Boltzmann method. In: *Physical Review A* 45 (3). The American Physical Society, ISSN 1050-2947, 1992, S. 5339–5342.
- [17] Chen, H., Kandasamy, S., Orszag, S., Shock, R., Succi, S., Yakhot, V.: Extended Boltzmann Kinetic Equation for Turbulent Flows. In: *Science* 301 (5633). American Association for the Advancement of Science, ISSN 0036-8075. 2003, S. 633–636.
- [18] Clobes, M.: *Identifikation und Simulation instationärer Übertragung der Windturbulenz im Zeitbereich*. Technischen Universität Braunschweig, Braunschweig, Dissertation, 2008.
- [19] Cogotti, A.: Generation of a Controlled Level of Turbulence in the Pininfarina Wind Tunnel for the Measurement of Unsteady Aerodynamics and Aeroacoustics. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2003-01-0430, 2003.
- [20] Cogotti, A.: Update on the Pininfarina “Turbulence Generation System” and its effects on the Car Aerodynamics and Aeroacoustics. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2004-01-0807, 2004.
- [21] Crouse, B.: *Lattice-Boltzmann Strömungssimulationen auf Baumdatenstrukturen*. Technischen Universität München, München, Dissertation, 2003.
- [22] Dacles-Mariani, J., Zilliac, G. G., Chow, J. S., Bradshaw, P.: Numerical/experimental study of a wingtip vortex in the near field. In: *AIAA Journal* 33 (9). ISSN 0001-1452, 1995, S.1561–1568.
- [23] Darwish, M. S., Moukalled, F.: Normalized Variable and Space Formulation Methodology for High-Resolution Schemes. In: *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals* 26 (1). Taylor & Francis Group, ISSN 1040-7790, 1994, S. 79–96.
- [24] Davenport, A. G.: The Application of Statistical Concepts to the Wind Loading of Structures. In: *Proceedings of the Institution of Civil Engineers* 19 (4). Institution of Civil Engineers, 1961, S. 449–472.
- [25] Davidson, L., Nielsen, P.V., Sveningsson, A.: Modifications of the v^2 - f Model for Computing the Flow in a 3D Wall Jet. In: *Turbulence, heat and mass transfer 4: proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. New York, ISBN 1567001963, 2003, S. 577–584.
- [26] DEKRA-Technology-Center: *Geländevorstellung*. www.datc.de/dl/allgemeinepraesentation.pdf, abgerufen am 18.04.2017.
- [27] Duell, E., Muller, S., Yen, J., Ebeling, W., Mercker, E.: Improving Open Jet Wind Tunnel Axial Pressure Gradients. In: *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management: Proceedings of the 7th FKFS-Conference*. Expert Verlag, Renningen, ISBN 9783816929444, 2009, S. 84–109.
- [28] Duell, E., Kharazi, A., Muller, S., Ebeling, W., Mercker, E.: The BMW AVZ Wind Tunnel Center. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2010-01-0118, 2010.
- [29] Dugoff, H., Fancher, P. S., Segel, L.: *Tire performance characteristics affecting vehicle response to steering and braking control inputs*. National Bureau of Standards, Washington, D.C., Abschlussbericht, 1969.

- [30] Durbin, P.A.: A Reynolds stress model for near-wall turbulence. In: *Journal of Fluid Mechanics* 249. Cambridge University Press, Cambridge, ISSN 0022-1120, 1993, S. 465–498.
- [31] Esterline Technologies Corporation: *Miniature Electronic Pressure Scanners – ESP-16HD/32HD/64HD*. Esterline Technologies Corporation, Indianapolis, Technisches Datenblatt, 2016.
- [32] Ferziger, J. H., Perić, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-67586-0, 2008.
- [33] Fiedler, H. E.: *Turbulente Strömungen*. Technische Universität Berlin, Berlin, Vorlesungsskript, 2003.
- [34] First Sensor AG: *Miniature amplified low pressure sensors: HCLA Series*. First Sensor AG, Puchheim, Technisches Datenblatt, 2017.
- [35] Fischer, O., Wiedemann, J.: Investigation on Wind Tunnel Interference Effects Using CFD. In: Wiedemann, J., Hucho, W.-H. (Hrsg.): *Progress in Vehicle Aerodynamics IV: Numerical Methods*. Expert-Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3816926238, 2006, S. 184–199.
- [36] Fischer, O.: *Investigation of Correction Methods for Interference Effects in Open-Jet Wind Tunnels*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2018.
- [37] Fröhlich, J.: *Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8351-9051-1, 2006.
- [38] Geisenhofer, M.: *Aufbau einer Simulationsmethode zur Bewertung von instationärer Aerodynamik*. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Masterthesis, 2015.
- [39] GeneSys Elektronik GmbH: *Automotive Testing Equipment – Automotive Dynamic Motion Analyser*. GeneSys Elektronik GmbH, Offenburg, Technisches Datenblatt, 2017.
- [40] Germano, M., Piomelli, U., Moin, P., Cabot, W.: A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model. In: *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 3 (7). American Institute of Physics, ISSN 1089-7666, 1991, S. 1760–1765.
- [41] Goetz, H.: *Crosswind Facilities and Procedures*. 1. Auflage, Society of Automotive Engineers, Warrendale, ISBN 978-1560916871, 1995.
- [42] Gritskevich, M. S., Garbaruk, A. V., Schütze, J., Menter, F. R.: Development of DDES and IDDES Formulations for the $k-\omega$ Shear Stress Transport Model. In: *Flow, Turbulence and Combustion* 88 (3). Springer Science+Business Media, ISSN 1386-6184, 2003, S. 431–449.
- [43] Haag, O.: *Studie zur Anwendung von Turbulenzmodellen in Gasturbinenbrennkammern*. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation, 2003.
- [44] Hänel, D.: *Molekulare Gasdynamik: Einführung in die kinetische Theorie der Gase und Lattice-Boltzmann-Methoden*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-44247-9, 2004.
- [45] Hashemi, Z., Abouali, O., Kamali, R.: Three dimensional thermal Lattice Boltzmann simulation of heating/cooling spheres falling in a Newtonian liquid. In: *International Journal of Thermal Sciences* 82. ISSN 1290-0729, 2014, S. 23–33.

- [46] Heffley, R. K.: Aerodynamics of Passenger Vehicles in Close Proximity to Trucks and Buses. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 730235, 1973.
- [47] Heft, A., Indinger, T., and Adams, N.: Introduction of a New Realistic Generic Car Model for Aerodynamic Investigations. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2012-01-0168, 2012.
- [48] Heft, A.: *Aerodynamic Investigation of the Cooling Requirements of Electric Vehicles*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2014.
- [49] Heimann, B., Albert, A., Ortmaier, T., Rissing, L.: *Mechatronik: Komponenten – Methoden – Beispiele*. 4. Auflage, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, München, ISBN: 978-3-446-44451-5, 2015.
- [50] Heinz, T.: *Ein physiologisch gehörgerechtes Verfahren zur automatisierten Melodietranskription*. Technische Universität Ilmenau, Ilmenau, Dissertation, 2006.
- [51] Heißing, B., Miksch, H.: *Untersuchung der Fahrdynamik von Pkw unterschiedlicher Konzeption bis in den Grenzbereich mit Hilfe eines theoretischen Fahrzeugmodells*. 1. Auflage, Westdeutscher Verlag GmbH, Opladen, ISBN 978-3-531-02503-2, 1975.
- [52] Henn, H., Sinambari, G. R., Fallen, M.: *Ingenieurakustik: Grundlagen, Anwendungen, Verfahren*. 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-322-94324-8, 1999.
- [53] Hennig, A.: *Eine erweiterte Methode zur Korrektur von Interferenzeffekten in Freistrahwindkanälen für Automobile*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2016.
- [54] Huemer, J.: *Einfluss instationärer aerodynamischer Kräfte auf die Fahrdynamik von Personenkraftwagen*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2014.
- [55] International Association of the Body and Trailer Building Industry: *Specification of Reference Semi-Trailer „ST1“*. International Association of the Body and Trailer Building Industry, Berlin, 2016.
- [56] International Organization for Standardization: *Road Vehicles – Sensitivity to Lateral Wind – Open-loop test method using wind generator input*. International Organization for Standardization, Genf, ISO 12021:2010, 1996.
- [57] Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen: *Modellwindkanal*. <http://www.fkfs.de/pruefeinrichtungen/windkanaele/modellwindkanal>, abgerufen am 21.08.2018.
- [58] Isermann, R. (Hrsg.): *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-9049-8, 2006.
- [59] Islam, M., Decker, F., de Villiers, E., Jackson, A., Gines, J., Grahs, T., Gitt-Gehrke, A., Comas i Font, J.: Application of Detached-Eddy Simulation for Automotive Aerodynamics Development. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2009-01-0333, 2009.
- [60] Jakirlic, S., Kutej, L., Basara, B., Tropea, C.: Scale-Resolving Simulation of an ‘On-Road’ Overtaking Maneuver Involving Model Vehicles. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2018-01-0706, 2018.
- [61] Jasak, H., Weller, H. G., Gosman, A. D.: High resolution NVD differencing scheme for arbitrarily unstructured meshes. In: *International Journal for Numerical Methods in Fluids* 31 (2). John Wiley & Sons, New Jersey, ISSN 0271-2091, 1999, S. 431–449.

- [62] Jones, W.P., Launder, B.E.: The Prediction of Laminarization with a Two- Equation Model of Turbulence. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15 (2). 1972, S. 301–314.
- [63] Kampitsch, M.: *Numerische Untersuchung der instationären Nachlauf/Grenzschicht-Interaktion in Turbinen- und Verdichterschaufelgittern und Vergleich mit Messungen*. Universität der Bundeswehr München, München, Dissertation, 2002.
- [64] Kamps, O.: *Lagrangesche Statistik in turbulenten Strömungen*. Westfälischen Wilhelms-Universität Münster, Münster, Dissertation, 2009.
- [65] Kiencke, U., Eger, R.: *Messtechnik: Systemtheorie für Elektrotechniker*. 7. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-78429-6, 2008.
- [66] Knacke, T.: *Numerische Simulation des Geräusches massiv abgelöster Strömung bei großer Reynoldszahl und kleiner Machzahl*. Technische Universität Berlin, Berlin, Dissertation, 2014.
- [67] Kniesner, B.: *Ein hybrides LES/RANS-Verfahren für konjugierte Impuls-, Wärme- und Stoffübertragung mit Relevanz zu Brennkammerkonfigurationen*. Technischen Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation, 2008.
- [68] Koch, R.: *Numerische Simulation reagierender Zweiphasenströmungen*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Vorlesungsskript, 2011.
- [69] Kolmogorov, N. A.: The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds numbers. In: *Doklady Akademii Nauk SSSR* 30 (4). 1941, S. 301–305.
- [70] Kornev, N.: *Mathematical Modeling of Turbulent Flows*. Universität Rostock, Rostock, Vorlesungsskript, 2013.
- [71] Krämer, A.: *Lattice-Boltzmann-Methoden zur Simulation inkompressibler Wirbelströmungen*. Universität Siegen, Siegen, Dissertation, 2017.
- [72] Kraus, H.: *Grundlagen der Grenzschicht-Meteorologie: Einführung in die Physik der Atmosphärischen Grenzschicht und in die Mikrometeorologie*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-75981-2, 2008.
- [73] Krause, E.: *Strömungslehre, Gasdynamik und Aerodynamisches Laboratorium*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-519-00435-6, 2003.
- [74] Kuhlmann, H.: *Numerische Methoden der Strömungsmechanik*. Technische Universität Wien, Wien, Vorlesungsskript, 2008.
- [75] Kusserow, U.: *Chaos, Turbulenzen und kosmische Selbstorganisationsprozesse*. 1. Auflage, Springer Spektrum, Heidelberg, ISBN 978-3-662-55895-9, 2018.
- [76] Kvasnicka, P., Prokop, G., Dörle, M., Rettinger, A., Stahl, H.: Durchgängige Simulationsumgebung zur Entwicklung und Absicherung von fahrdynamischen Regelsystemen. In: *Internationaler Kongress: Berechnung und Simulation im Fahrzeugbau* (13). Verband Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, ISBN 3180919671, 2006, S. 387–404.
- [77] Langfeldt, F.: *Einfluss reibungsbehafteter Partikel-Wand und Partikel-Partikel-Kollisionen auf die Large-Eddy Simulation disperser Mehrphasenströmungen*. Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, Hamburg, Masterthesis, 2011.

- [78] Launder, B.E., Sharma, B. I.: Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc. In: *Letters in Heat and Mass Transfer* 1 (2). 1974, S. 131–138.
- [79] Laurien, E., Oertel, H.: *Numerische Strömungsmechanik*. 3. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-9964-4, 2009.
- [80] Leder, A.: *Abgelöste Strömungen: Physikalische Grundlagen*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-528-06436-5, 1992.
- [81] Leonard, A.: Energy cascade in large-eddy simulations of turbulent fluid flows. In: *Advances in Geophysics* 18 (A). 1975, S. 237–248.
- [82] Leonard, B. P.: The ULTIMATE conservative difference scheme applied to unsteady one-dimensional advection. In: *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 88 (1). ISSN 0045-7825, 1991, S. 17–74.
- [83] Lien, L. S., Kalitzin, G., Durbin, P. A.: RANS modeling for compressible and transitional flows. In: *Proceedings of the Summer Program 1998*. Stanford University, Stanford, 1998, S. 267–286.
- [84] Lilly, D. K.: The representation of small-scale turbulence in numerical simulation experiments. In: *Proceedings of the IBM Scientific Computing Symposium on Environmental Sciences*. New York, 1966, S. 195–210.
- [85] Lipp, S.: *Numerische Simulation turbulenter reaktiver Strömungen mit einem hybriden CFD/transported PDF Modell*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Dissertation, 2011.
- [86] Lischer, T.: *Modifikation von statistischen Turbulenzmodellen zur verbesserten Beschreibung des turbulenten Geschwindigkeits- und Mischungsfeldes bei der Querstrahleinmischung*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Dissertation, 2009.
- [87] Lüke, H. D.: *Signalübertragung: Einführung in die Theorie der Nachrichtenübertragungstechnik*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-12996-8, 1999.
- [88] MAN Lkw Deutschland: *MAN TGX – Der Wirtschaftliche*. <https://www.truck.man.eu/de/de/lkw/tgx/uebersicht/tgx.html>, abgerufen am 23.05.2017.
- [89] Mansor, S., Passmore, M. A.: Estimation of bluff body transient aerodynamics using an oscillating model rig. In: *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 96 (6). Elsevier, ISSN 0167-6105, 2008, S. 1218–1231.
- [90] McRuer, D. T., Allen, R. W., Weir, D. H., Klein, R. H.: New Results in Driver Steering Control Models. In: *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society* 19 (4). 1977, S. 367–397.
- [91] Menter, F. R.: Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. In: *24th AIAA Fluid Dynamics Conference*. Orlando, 1993.
- [92] Menter, F. R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. In: *AIAA Journal* 32 (8). ISSN 0001-1452, 1994, S. 1598–1605.
- [93] Menter, F., Kuntz, M.: Adaptation of Eddy-Viscosity Turbulence Models to Unsteady Separated Flow Behind Vehicles. In: McCallen, R., Browand, F., Ross, J. (Hrsg.): *The Aero-*

- dynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Buses, and Trains*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-22088-6, 2004, S. 339–352.
- [94] Mercker, E., Wiedemann, J.: On the Correction of Interference Effects in Open Jet Wind Tunnels. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 960671, 1996.
- [95] Mercker, E., Ebeling, W., Meyer, O., Ebbinghaus, K.: *Windkanal mit Strömungskollektor*. Patentschrift, München, DE 10-2004-059-474-A1, 2004.
- [96] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-05067-2, 2014.
- [97] Mittelbayerische: *Kelheimer Geschäftsmänner wollen Lausitzring kaufen*. <https://www.mittelbayerische.de/polizei/bayern/kelheimer-geschaefts-maenner-wollen-lausitzring-kaufen-21759-art345129.html>, abgerufen am 13.04.2017.
- [98] Mockett, C.: *A comprehensive study of detached-eddy simulation*. Technische Universität Berlin, Berlin, Dissertation, 2009.
- [99] Mullarkey, S.: *Aerodynamic Stability of Road Vehicles in Side Winds and Gusts*. University of London, London, Dissertation, 1990.
- [100] Nitsche, W., Brunn, A.: *Strömungsmesstechnik*. 2. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-20990-4, 2006.
- [101] Noger, C., REGARDIN, C., Széchényi, E.: Investigation of the transient aerodynamic phenomena associated with passing manoeuvres. In: *Journal of Fluids and Structures* 21 (3). ISSN 0889-9746, 2005, S. 231–241.
- [102] Oettle, N.: *The Effects of Unsteady On-Road Flow Conditions on Cabin Noise*. University of Durham, Durham, Dissertation, 2013.
- [103] Oertel, H., Böhle, M., Reviol, T.: *Strömungsmechanik: Grundlagen – Grundgleichungen – Lösungsmethoden – Softwarebeispiele*. 6. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-8110-6, 2011.
- [104] Oertel H. (Hrsg.): *Prandtl – Führer durch die Strömungslehre: Grundlagen und Phänomene*. 13. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-2315-1, 2012.
- [105] Oertel H., Eckart, L.: *Numerische Strömungsmechanik: Grundgleichungen und Modelle – Lösungsmethoden – Qualität und Genauigkeit*. 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-03145-9, 2013.
- [106] Oyama, T., Ichige, T., Inoue, A., Bredenbeck, J.: Electrical wind tunnel external balance system. In: Bargende, M., Reuss, H.-C., Wiedemann, J. (Hrsg.): *14th Stuttgart International Symposium. Automotive and Engine Technology*. Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-05129-7, 2014.
- [107] Pacejka, H.: *Tire and vehicle dynamics*. 3. Auflage, Butterworth-Heinemann, Oxford, ISBN 9780080970165, 2012.
- [108] Pascher, U., Stein, P.: *Akademische Karrieren von Naturwissenschaftlerinnen gestern und heute*. 1. Auflage, Springer VS, Wiesbaden, ISBN 978-3-531-19543-8, 2013.

- [109] Passmore, M. A., Mansor, S.: The Measurement of Transient Aerodynamics Using an Oscillating Model Facility. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2006-01-0338, 2006.
- [110] Passmore, M. A., Richardson, S., Imam, A.: An experimental study of unsteady vehicle aerodynamics. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 215 (7). London, ISSN 0954-4070, 2001, S. 779–788.
- [111] Perumal, D. A., Dass, A. K.: A Review on the development of lattice Boltzmann computation of macro fluid flows and heat transfer. In: *Alexandria Engineering Journal* 54 (4). Elsevier Science B.V., Amsterdam, ISSN 1110-0168, 2015, S. 955–971.
- [112] Pieró, C., Indinger, T.: Schwere Nutzfahrzeugkonfigurationen unter Einfluss realitätsnaher Anströmbedingungen. In: *FAT-Schriftreihen* (281). Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V., Frankfurt, Berlin, 2015.
- [113] Pope, S. B.: *Turbulent Flows*. 1. Auflage, Cambridge University Press, Cambridge, ISBN 9780511840531, 2000.
- [114] Potthoff, J.: Die IVK-Kraftfahrzeugwindkanalanlage der Universität Stuttgart. Tagung: *Fahrzeug Aerodynamik*. Haus der Technik, Essen, 1987.
- [115] Qian, Y. H., D'Humières, D., Lallemand, P.: Lattice BGK Models for Navier-Stokes Equation. In: *Europhysics Letters* 17 (6). Institute of Physics, ISSN 0295-5075, 1992, S. 479–484.
- [116] Rau, M.: *Koordination aktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2007.
- [117] Reichardt, H.: Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik* 31 (7). John Wiley & Sons, New Jersey, 1951, S. 208–219.
- [118] Reynolds, O.: On the Dynamical Theory of Incompressible Viscous Fluids and the Determination of the Criterion. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 186. Harrison and Sons, 1894, S. 123–164.
- [119] Riekert, P., Schunck, T. E.: Zur Fahrmechanik des gummiereiften Kraftfahrzeugs. In: *Ingenieur-Archiv* 11 (3). Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISSN 1432-0681, 1940, S. 210–224.
- [120] Rogolla, R. S., Moin, P.: Numerical simulation of turbulent flows. In: *Annual Review of Fluid Mechanics* 16. 1984, S. 99–137.
- [121] Römer, J., Kautzmann, P., Mayer, M., Frey, M.: Modellbasierte Entwicklung einer neuartigen Lenkkraftunterstützung auf Basis radselektiver Antriebe. In: *Tag des Systems Engineering*. Carl Hanser Verlag, München, ISBN 978-3-446-45126-1, 2016, S. 173–182.
- [122] Rütten, M.: *Verallgemeinerte newtonsche Fluide: Thermische und viskose Strömungseigenschaften*. 1. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-662-56225-3, 2019.
- [123] Sagaut, P.: *Large Eddy Simulation for Incompressible Flows*. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-26344-9, 2006.
- [124] Sandmair, A.: *Konzepte zur Trennung von Sprachsignalen in unterbestimmten Szenarien*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Dissertation, 2011.

- [125] Schäfer, M.: *Numerik im Maschinenbau*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-65391-2, 1999.
- [126] Schaible, S.: *Fahrzeugseitenwindempfindlichkeit unter natürlichen Bedingungen*. RWTH Aachen, Aachen, Dissertation, 1998.
- [127] Scharf, F.: *Strömungsmechanische Modellierung eines Brenngaserzeugungssystems*. Technische Hochschule Aachen, Aachen, Dissertation, 2011.
- [128] Schäufele, S.: *Validierung der neuen Windkanäle im Aerodynamischen Versuchszentrum der BMW Group und Analyse der Übertragbarkeit der Ergebnisse*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Dissertation, 2010.
- [129] Schlichting, H., Gersten, K.: *Grenzschicht-Theorie*. 10. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-23004-5, 2006.
- [130] Schnepf, B. H.: *Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Umströmung eines Pkw-Rades in Simulation und Experiment*. Technischen Universität München, München, Dissertation, 2016.
- [131] Schramm, D., Hiller, M., Bardini, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-89315-8, 2010.
- [132] Schrefl, M.: *Instationäre Aerodynamik von Kraftfahrzeugen: Aerodynamik bei Überholvorgang und böigem Seitenwind*. Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, Dissertation, 2008.
- [133] Schröck, D., Widdecke, N., and Wiedemann, J.: Aerodynamic Response of a Vehicle Model to Turbulent Wind. In: Wiedemann, J. (Hrsg.): *Progress in Vehicle Aerodynamics and Thermal Management, Proceedings of the 7th FKFS-Conference*. Expert Verlag, Renningen, ISBN 9783816929444, 2009, S.143–154.
- [134] Schröck, D.: *Eine Methode zur Bestimmung der aerodynamischen Eigenschaften eines Fahrzeugs unter böigem Seitenwind*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2012.
- [135] Schröck, D., Wagner, A.: Aerodynamik und Fahrstabilität. In: Schütz, T. (Hrsg.): *Hucho – Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik Wärmetechnik Fahrdynamik Komfort*. 6. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1919-2, 2013, S. 383–440.
- [136] Schulz-Hausmann, F., Vagt, J.-D.: Influence of Test Section Length and Collector Area on Measurements in 3/4-Open-Jet Wind Tunnels. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 880251, 1988.
- [137] Schumann, U.: Large eddy simulation of turbulent convection over flat and wavy surfaces. In: Galperin, B., Orszag, S: *Large eddy simulation of complex engineering and geophysical flows*. 1. Auflage, Cambridge University Press, Cambridge, ISBN 978-0521131339, 1993, S. 399–421.
- [138] Schütz, T.: Fortschritte der CFD-Validierung in der Aerodynamikentwicklung. In: *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift* 113 (6). Springer Automotive Media, Wiesbaden, ISSN 2192-8800, 2011, S. 478–483.

- [139] Schütz, T., Krüger, L., Lentzen, M.: Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen. In: Schütz, T. (Hrsg.): *Hucho – Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik Wärmetechnik Fahrdynamik Komfort*. 6. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-0521131339, 2013, S. 177–382.
- [140] Schütz, T., Grün, N., Blumrich, R.: Numerische Methoden. In: Schütz, T. (Hrsg.): *Hucho – Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik Wärmetechnik Fahrdynamik Komfort*. 6. Auflage. Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-0521131339, 2013, S. 967–1068.
- [141] Schütz, T.: *Fahrzeugaerodynamik: Basiswissen für das Studium*. 1. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-12817-3, 2016.
- [142] Schwarze, R.: *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-24377-6, 2013.
- [143] Shats, M., Punzmann, H.: *Lecture Notes on Turbulence and Coherent Structures in Fluids, Plasmas and Nonlinear Media*. 1. Auflage, World Scientific Publishing, Singapur, ISBN 9789812566980, 2006.
- [144] Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J.: A new k - ε eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. In: *Computers & Fluids* 24 (3). Pergamon Press, ISSN 0045-7930, 1995, S. 227–238.
- [145] Shur, M. L., Strelets, M. K., Travin, A. K., Spalart, P. R.: Turbulence Modeling in Rotating and Curved Channels: Assessing the Spalart-Shur Correction. In: *AIAA Journal* 38 (5). ISSN 0001-1452, 2000, S. 784–792.
- [146] Shur, M. L., Spalart, P. R., Strelets, M. K., Travin, A. K.: A hybrid RANS-LES approach with delayed DES and wall-modeled LES capabilities. In: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 29 (6). Elsevier, New York, ISSN 0142-727X, 2008, S. 1638–1649.
- [147] Shyy, W., Aono, H., Kang, C., Liu, H.: *An introduction to flapping wing aerodynamics*. 1. Auflage, Cambridge University Press, Cambridge, ISBN 9781139583916, 2013.
- [148] Siekmann, H. E., Thamsen, P. U.: *Strömungslehre für den Maschinenbau: Technik und Beispiele*. 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-73989-0, 2009.
- [149] Siemens PLM Software: *STAR-CCM+ User Guide – Version 13.06*. Siemens PLM Software, Texas, 2018.
- [150] Sigloch, H.: *Technische Fluidmechanik*. 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-44635-4, 2008.
- [151] Skoda, R.: *Numerische Simulation abgelöster und transitionaler Strömungen in Turbomaschinen*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2003.
- [152] Spalart, P. R., Allmaras, S. R.: A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. In: *30th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*. AIAA 92-0439, 1992.
- [153] Spalart, P. R., Jou, W.-H., Strelets, M. K., Allmaras, S. R.: Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach. In: Liu, C. (Hrsg.): *Advances in DNS/LES* 1. Greyden Press, Ohio, ISBN 1570743657, 1997, S. 137–148.
- [154] Spalart, P. R.: The uses of DES: natural, extended, and improper. Präsentation: *DESider Hybrid RANS-LES Symposium*. Stockholm, 2005.

- [155] Spalart, P. R., Deck, S., Shur, M. L., Squires, K., Strelets, M. K., Travin, A.: A new version of detached-eddy simulation, resistant to ambiguous grid densities. In: *Theoretical and Computational Fluid Dynamics* 20 (3). Springer International Publishing, ISSN 0935-4964, 2006, S.181–195.
- [156] Spurk, J. H.: *Dimensionsanalyse in der Strömungslehre*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-01582-7, 1992.
- [157] Spurk, J. H., Aksel, N.: *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. 8. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-13143-1, 2010.
- [158] Steiner, R.: *Modellbildung und strömungsmechanische Simulation der dieselmotorischen Verbrennung*. Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Dissertation, 2004.
- [159] Sterling, J. D., Chen, S.: Stability Analysis of Lattice Boltzmann Methods. In: *Journal of Computational Physics* 123 (1). 1996, S. 196–206.
- [160] Stoll, D., Kuthada, T., Wiedemann, J., and Schütz, T.: Unsteady Aerodynamic Vehicle Properties of the DrivAer Model in the IVK Model Scale Wind Tunnel. In: Wiedemann, J. (Hrsg.): *Progress in vehicle aerodynamics and thermal management: Proceedings of the 10th FKFS-Conference*. Expert Verlag, Renningen, ISBN 9783816933229, S. 180–198.
- [161] Stoll, D.: *Ein Beitrag zur Untersuchung der aerodynamischen Eigenschaften von Fahrzeugen unter böigem Seitenwind*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2017.
- [162] Straka, M., Fiebach, A., Eichler, T., Koglin, C.: Hybrid simulation of a segmental orifice plate. In: *Flow Measurement and Instrumentation* 60. Elsevier, 2018, S. 124–133.
- [163] Smagorinsky, J.: General circulation experiments with the primitive equations: 1, The basic experiment. In: *Monthly Weather Review* 91 (3). 1963, S. 99–164.
- [164] Teixeira, C. M.: Incorporating Turbulence Models into the Lattice-Boltzmann Method. In: *International Journal of Modern Physics* 9 (8). World Scientific, ISSN 0129-1831, 1998, S. 1159–1175.
- [165] Tennekes, H., Lumley, J. L.: *A First Course in Turbulence*. 1. Auflage, The MIT Press, Cambridge, ISBN 978-0262200196, 1972.
- [166] Theissen, P.: *Unsteady Vehicle Aerodynamics in Gusty Crosswinds*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2012.
- [167] Thuburn, J., Kent, J., Wood, N.: Cascades, backscatter and conservation in numerical models of two-dimensional turbulence. In: *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society* 140 (679). ISSN 0035-9009, 2014, S. 626–638.
- [168] Travin, A. K., Shur, M.L., Strelets, M. K., Spalart, P. R.: Detached-eddy simulations past a circular cylinder. In: *Flow, Turbulence and Combustion* 63 (1). Kluwer Academic Publishers, ISSN 1573-1987, 2000, S.293–313.
- [169] Travin, A. K., Shur, M., Strelets, M.: Physical and numerical Upgrades in the Detached-Eddy Simulation of Complex Turbulent Flows. In: Friedrich, R., Rodi, W.: *Advances in LES of Complex Flows*. Springer Netherlands, ISBN 978-0-306-48383-7, 2002, S. 239–254.

- [170] Travin, A. K., Shur, M. L., Spalart, P. R., Strelets, M. K.: Improvement of Delayed Detached-Eddy Simulation for LES with Wall Modelling. In: *ECCOMAS CFD 2006: Proceedings of the European Conference on Computational Fluid Dynamics*. Niederlande, 2006.
- [171] Turbulent Flow Instrumentation: *Cobra Probe*. Turbulent Flow Instrumentation, Victoria, Technisches Datenblatt, 2016.
- [172] Unterreiner, M.: *Modellbildung und Simulation von Fahrzeugmodellen unterschiedlicher Komplexität*. Universität Duisburg-Essen, Duisburg, Dissertation, 2013.
- [173] Van Driest, E. R.: On Turbulent Flow Near a Wall. In: *Journal of the Aeronautic Sciences* 23. 1956, S. 1007–1011.
- [174] Vogeler, I.: *Analyse instationärer Windereignisse anhand eines digitalen Böengenerators*. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, Masterthesis, 2016.
- [175] Voigt, H.-D.: *Lagerstättentechnik: Berechnungsmethoden für das Reservoir Engineering*. 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-21012-9, 2011.
- [176] Volkert, R.: *Bestimmung von statistischen Turbulenzgrößen auf der Basis von direkten numerischen Simulationen der turbulenten Kanalströmung*. Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, Dissertation, 2006.
- [177] Wagner, A.: *Ein Verfahren zur Vorhersage und Bewertung der Fahrerreaktion bei Seitenwind*. Universität Stuttgart, Stuttgart, Dissertation, 2003.
- [178] Wallentowitz, H.: *Fahrer – Fahrzeug – Seitenwind*. Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Dissertation, 1979.
- [179] Wickern, G.: On the Application of Classical Wind Tunnel Corrections for Automotive Bodies. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2001-01-0633, 2001.
- [180] Wiedemann, J., Potthoff, J.: The New 5-Belt Road Simulation System of the IVK Wind Tunnels – Design and First Results. *SAE Technical Paper*. Warrendale, 2003-01-0429, 2003.
- [181] Wiemer, B.: *Bewertung und Analyse instationärer Seitenwindeffekte bei Personenkraftwagen*. Technische Universität München, München, Masterthesis, 2015.
- [182] Wilcox, D. C.: *Turbulence Modeling for CFD*. 2. Auflage, DCW Industries, La Cañada, ISBN 978-0963605153, 1998.
- [183] Wilcox, D.C.: Formulation of the $k-\omega$ turbulence model revisited. In: *AIAA Journal* 46 (11). Reston, ISSN 0001-1452, 2008, S. 2823–2838.
- [184] Willburger, A.: *Beitrag zur Berechnung der Meridianströmung in Axialverdichtern auf der Basis der umfangsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen unter Berücksichtigung dreidimensionaler Einflüsse*. Universität Kassel, Kassel, Dissertation, 2010.
- [185] Wikipedia: *Einspurmodell*. <https://de.wikipedia.org/wiki/Einspurmodell>, abgerufen am 09.10.2017.
- [186] Wikipedia: *Inertiale Messeinheit*. https://de.wikipedia.org/wiki/Inertiale_Messeinheit, abgerufen am 23.08.2015.
- [187] Wikipedia: *Turbulente Strömung*. https://de.wikipedia.org/wiki/Turbulente_Strömung, abgerufen am 14.05.2014.

- [188] Wojciak, J.: *Quantitative Analysis of Vehicle Aerodynamics during Crosswind Gusts*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2012.
- [189] Wunderer, R.: *Numerische Simulation der aktiven Strömungsbeeinflussung in Turbomaschinen*. Technischen Universität München, München, Dissertation, 2010.
- [190] Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B., Speziale, C. G.: Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. In: *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics* 4 (7). American Institute of Physics, ISSN 1089-7666, 1992, S. 1510–1520.
- [191] Yamamoto, S., Yanagimoto, K., Fukuda, H., China, H., Nakagawa, K.: Aerodynamic Influence of a Passing Vehicle on the Stability of the Other Vehicles. In: *JSAE Review* 18 (1). ISSN 0389-4304, S. 39–44, 1997.
- [192] Zens, K.: *Berechnungen zur instationären Fahrzeugumströmung bei Seitenwind*. Technische Universität München, München, Dissertation, 2009.

Nomenklatur

Abkürzungen

ADMA	Automotive Dynamic Motion Analyzer
AWK	Windkanal der BMW Group
BCD	Begrenztes Zentralfdifferenzenverfahren
BGK	Bhatnagar, Gross und Krook
CDS	Zentralfdifferenzenverfahren
DDES	Delayed-Detached-Eddy-Simulation
DES	Detached-Eddy-Simulation
DES97	Detached-Eddy-Simulation in der ursprünglichen Version aus dem Jahre 1997
DGPS	Differentielles Globales Positionierungssystem
DMWK	Digitaler Modellwindkanal
DTO	DEKRA-Testoval
GPS	Globales Positionsbestimmungssystem
GS	Grobstruktur
HUC	Hybrides Zentral-Aufwind-Interpolationsverfahren
IDDES	Improved-Delayed-Detached-Eddy-Simulation
LBM	Lattice-Boltzmann-Methode
LES	Grobstruktursimulation
MWK	Modellwindkanal
SGS	Feinstruktur
PANS	Partially-averaged Navier-Stokes
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
RMS	Quadratischer Mittelwert
RSM	Reynolds-Spannungsmodell
RNG	Renormierungsgruppe
SA	Spalart-Allmaras
SNSU	Straßennahe Simulationsumgebung
UDS1	Aufwind-Interpolationsverfahren erster Ordnung
UDS2	Aufwind-Interpolationsverfahren zweiter Ordnung
WMLES	Wandmodellerte Grobstruktursimulation

Lateinische Kleinbuchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a_1	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
c_i	-	Dimensionsloser Beiwert der Luftkraft
c_{mx}	-	Rollmomentenbeiwert

c_{my}	-	Nickmomentenbeiwert
c_{mz}	-	Giermomentenbeiwert
c_p	-	Statischer Druckbeiwert
c_{pt}	-	Totaldruckbeiwert
c_x	-	Luftwiderstandsbeiwert
c_y	-	Seitenkraftbeiwert
$c_{y,h}$	-	Vorderachsseitenkraftbeiwert
$c_{y,v}$	-	Hinterachsseitenkraftbeiwert
c_z	-	Auftriebsbeiwert
$c_{z,h}$	-	Vorderachsauftriebsbeiwert
$c_{z,v}$	-	Hinterachsauftriebsbeiwert
c_{ah}	N/rad	Schräglaufsteifigkeit des Hinterrads
c_{av}	N/rad	Schräglaufsteifigkeit des Vorderrads
c'_{av}	N/rad	Gesamtsteifigkeit der Vorderachse
d_{lat}	m	Lateraler Fahrzeugabstand
d_{long}	m	Longitudinaler Fahrzeugabstand
d_w	m	Wandabstand
e	-	Eulersche Zahl
e_t	m ² /s ²	Massebezogene Gesamtenergie
e_{SK}	m	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zum aerodynamischen Bezugspunkt
f	1/s	Frequenz
f_i	N/kg	Massebezogener Kraftvektor
f_d	-	Wichtungsfunktion der DDES
\tilde{f}_d	-	Wichtungsfunktion der IDDES
f_{dt}	-	Wichtungsfunktion der IDDES
f_e	-	Funktion der WMLES
f_{e1}	-	Funktion der WMLES
f_{e2}	-	Funktion der WMLES
f_l	-	Funktion der WMLES
f_{r1}	-	Funktion des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
f_t	-	Funktion der WMLES
f_{t2}	-	Funktion des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
f_w	-	Funktion des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
f_B	-	Wichtungsfunktion der WMLES
f_{v1}	-	Dämpfungsfunktion des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
f_{v2}	-	Dämpfungsfunktion des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
g		Stochastisches Signal einer turbulenten Strömungsgröße
h		Stochastisches Signal einer turbulenten Strömungsgröße

h_{max}	m	Maximaler Abstand eines Zellzentrums zu den Zellzentren der angrenzenden Nachbarzellen
h_{min}	m	Minimaler Abstand eines Zellzentrums zu den Zellzentren der angrenzenden Nachbarzellen
k	m^2/s^2	Modellierte turbulent kinetische Energie einer Strömung
k_v	m^2	Viskose Permeabilität eines Wärmetauschers
k_k	m	Kinetische Permeabilität eines Wärmetauschers
l	m	Charakteristische Länge
l_h	m	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zur Hinterachse
l_v	m	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zur Vorderachse
l_{DDES}	m	DDES-Längenskala
\tilde{l}_{DDES}	m	Alternative DDES-Längenskala
l_{DES97}	m	Längenskala der DES97
l_{LES}	m	IDDES-Längenskala
l_{LES}	m	LES-Längenskala
l_{Lkw}	m	Länge des Lkw
l_{RANS}	m	RANS-Längenskala
l_S	m	Charakteristische Länge des Smagorinsky-Modells
l_{WMLES}	m	WMLES-Längenskala
m	kg	Molekülmasse
m_{Fzg}	kg	Fahrzeuggewicht
\dot{m}_c	kg/s	Massenstrom durch die Kontrollvolumenseite c
n_i	-	Normalenvektor
n_v	m	Gesamtnachlaufstrecke der Fahrzeugvorderachse
p	N/m^2	Statischer Druck
p_{rel}	N/m^2	Relativdruck
p_∞	N/m^2	Statischer Druck der ungestörten Fahrzeuganströmung bzw. Umgebungsdruck
q_e	W/kg	Zugeführte spezifische Energie pro Zeiteinheit
q_i	W/m ²	Zu- oder abgeführter Wärmestrom pro Flächeneinheit
r_d	-	Grenzschichtsensor der DDES
r_{dl}	-	Sensorfunktion der WMLES
r_{dt}	-	Sensorfunktion der WMLES
$r_{g,g}$		Autokorrelationsfunktion des Signals g
$r_{g,h}$		Kreuzkorrelationsfunktion der Signale g und h
r_S	m	Krümmungsradius einer Bahnkurve
s		Kontrollvolumenseite
s_i	m	Vektor zwischen zwei Kontrollvolumenzentren
t	s	Zeit
δt	s	Zeitschrittweite

Δt	s	Zeitintervall
u	m/s	Betrag des Geschwindigkeitsvektors
u^+	-	Dimensionslose, wandparallele Geschwindigkeit
u_i	m/s	Vektor der Strömungsgeschwindigkeit
$u_{FZg,i}$	m/s	Geschwindigkeitsvektor eines Fahrzeugs
$u_{h,i}$	m/s	Geschwindigkeitsvektor an der Vorderachse eines Fahrzeugs
$u_{v,i}$	m/s	Geschwindigkeitsvektor an der Hinterrachse eines Fahrzeugs
u_{lat}	m/s	Laterale Geschwindigkeit eines Pkw
u_{Lkw}	m/s	Fortbewegungsgeschwindigkeit eines Lkw
u_{Pkw}	m/s	Fortbewegungsgeschwindigkeit eines Pkw
$u_{Wind,i}$	m/s	Geschwindigkeitsvektor einer Windböe
u_κ	m/s	Charakteristische Geschwindigkeit der Kolmogorov-Wirbel
u_{τ_w}	m/s	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
u_∞	m/s	Anströmgeschwindigkeit bzw. ungestörte Strömungsgeschwindigkeit
v_i	m/s	Absolute Molekülgeschwindigkeit
$v_{i\gamma}$	m/s	Diskrete Molekülgeschwindigkeiten
x	m	Koordinatenrichtung
x_i	m	Ortsvektor bzw. kartesische Koordinaten
x_l	m	Längskoordinate eines Wärmetauschers
y	m	Koordinatenrichtung
y^+	-	Dimensionsloser Wandabstand
z	m	Koordinatenrichtung

Lateinische Großbuchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m ²	Oberfläche
A_c	m ²	Oberfläche der Kontrollvolumenseite c
A^+	-	Konstante der van-Driest-Dämpfungsfunktion
dA	m ²	Oberflächenelement
dA_c	m ²	Oberflächenelement der Kontrollvolumenseite c
δA_c	m ²	Fläche der Kontrollvolumenseite c
A_x	m ²	Fahrzeugstirnfläche
C_{b1}	-	Konstante des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
C_{b2}	-	Konstante des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
C_w	-	Konstante der k - ω -SST-IDDES
C_{w1}	-	Konstante des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
C_{CD}	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
C_{DES97}	-	Konstante der DES97
C_{IDDES}	-	Konstante der k - ω -SST-IDDES

C_{IDDES1}	-	Konstante der k - ω -SST-IDDES
C_{IDDES2}	-	Konstante der k - ω -SST-IDDES
C_L	Nm/rad	Lenkungssteifigkeit
C_S	-	Smagorinsky-Konstante/Parameter
C_T	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
C_α	-	Parameter der WMLES
$C_{\varepsilon 1}$	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
$C_{\varepsilon 2}$	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
C_K	-	Universelle Konstante des Energiespektrums
C_v	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
C_{v1}	-	Konstante des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
C_K	-	Integrationskonstante des logarithmischen Wandgesetzes
D_k	kg/(ms ³)	Dissipationsterm der modellierten turbulent kinetischen Energie
$D_{\bar{\nu}}$	N	Dissipationsterm der modifizierten Wirbelviskosität
D_ω	kg/(m ³ s ²)	Dissipationsterm der charakteristischen Frequenz der energietragenden Wirbel
D_Φ		Diffusionskoeffizienten der Transportgröße Φ
E	m ³ /s ²	Energiespektrum einer turbulenten Strömung
$F_{a,i}$	N	Vektor einer äußeren Kraft
F_i	N	Luftkraft
$F_{S,h}$	N	Seitenführungskraft des Hinterrads
$F_{S,v}$	N	Seitenführungskraft des Vorderrads
$F_{u,h}$	N	Umfangskraft am Hinterrad
$F_{u,v}$	N	Umfangskraft am Vorderrad
F_x	N	Luftwiderstandskraft
F_y	N	Seitenkraft
F_z	N	Auftriebskraft
F_1	-	Funktion des k - ω -SST-Turbulenzmodells
F_2	-	Funktion des k - ω -SST-Turbulenzmodells
G		Frequenzspektrum des stochastischen Signals g
G_F	-	Filterfunktion
H		Frequenzspektrum des stochastischen Signals h
I_z	kg/m ²	Trägheitsmoment um die Fahrzeughochachse
K	m ² /s ²	Turbulent kinetische Energie einer Strömung
L	m	Längenskala des Produktionsbereichs
M		Momentanpol
M_i	Nm	Versatzmoment
M_x	Nm	Rollmoment
M_y	Nm	Nickmoment

M_z	Nm	Giermoment
M_ζ		Momente der molekularen Geschwindigkeitsverteilungsfunktion
N	-	Anzahl an Realisierungen
P		Fahrzeugschwerpunkt
P_k	kg/(ms ³)	Produktionsterm der modellierten turbulent kinetischen Energie
$P_{\tilde{\nu}}$	N	Produktionsterm der modifizierten Wirbelviskosität
S	1/s	Betrag des Verzerrungsgeschwindigkeitentensors
\tilde{S}	1/s	Deformationsparameter des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
\hat{S}	1/s	Geschwindigkeitsgradienten abhängige Funktion
$S_{g,g}$		Autoleistungsdichtespektrum des Signals g
$S_{g,h}$		Kreuzleistungsdichtespektrum der Signale g und h
S_{ij}	1/s	Verzerrungsgeschwindigkeitentensor
S_Φ		Quellterm der Transportgröße Φ
T	s	Mittelungsintervall
T_k	s	Turbulente Zeitskala
V		Kontrollvolumen
δV	m ³	Volumenelement eines Kontrollvolumens
dV	m ³	Volumen eines Kontrollvolumens
$X_{c_{mz},\beta}$	-	Admittanzfunktion aus Giermomentenbeiwert und horizontalem Strömungswinkel
$X_{c_y,\beta}$	-	Admittanzfunktion aus Seitenkraftbeiwert und horizontalem Strömungswinkel
X_i	m	Relative Koordinaten (Lkw-fest)

Griechische Kleinbuchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	-	Funktion der WMLES
α_h	rad	Schräglaufwinkel des Hinterrads
α_v	rad	Schräglaufwinkel des Vorderrads
β	rad	Horizontaler Strömungs- bzw. Schiebewinkel
β^*	-	Konstante der k - ω -SST-IDDES
β_k	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
β_S	rad	Schwimmwinkel
β_1	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
β_2	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
$\gamma_{g,h}^2$	-	Kohärenzfunktion der Signale g und h
γ_{BCD}	-	Wichtungsfunktion des BCD
γ_{CDS}	-	Wichtungsfunktion des CDS
γ_{HUC}	-	Wichtungsfunktion des HUC
γ_1	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells

γ_2	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
δ_v	rad	Einschlagwinkel der Vorderräder
δ_L^*	rad	Winkel des Lenkstockhebels
ε_t	m^2/s^3	Turbulente Dissipation
ε	m^2/s^3	Dissipation der modellierten turbulent kinetischen Energie
ζ	-	Molekulare Geschwindigkeitsverteilungsfunktion
$\tilde{\zeta}$	-	Zwischenwert der molekularen Geschwindigkeitsverteilungsfunktion
ζ^{eq}	-	Lokale Maxwell-Verteilung
$\tilde{\zeta}^{eq}$	-	Lattice-BGK-Approximation der Maxwellverteilung
η	-	Dimensionslose Scherrate
η_κ	m	Längenskala der Kolmogorov-Wirbel
ϑ	rad	Nickwinkel
$\dot{\vartheta}$	rad/s	Nickgeschwindigkeit
κ	1/m	Wellenzahl
λ	1/s	Relaxationszeit
λ_{eff}	1/s	Effektive Relaxationszeit des BGK-Kollisionsoperators
λ_t	1/s	Turbulente Relaxationszeit
λ_m	1/s	Molekulare Relaxationszeit
ν	m^2/s	Kinematische Viskosität
$\tilde{\nu}$	m^2/s	Modifizierte Wirbelviskosität
ν_t	m^2/s	Wirbel- bzw. turbulente Viskosität
ν_{SGS}	m^2/s	Feinstrukturviskosität
π	-	Kreiszahl
ρ	kg/m^3	Fluiddichte
ρ_∞	kg/m^3	Dichte der ungestörten Fahrzeuganströmung bzw. Umgebungsdichte
σ^2		Varianz
σ_{k0}	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
σ_{kt}	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
σ_{k1}	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
σ_{k2}	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
$\sigma_{\varepsilon 0}$	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
$\sigma_{\varepsilon t}$	-	Konstante des k - ε -RNG-Turbulenzmodells
$\sigma_{\tilde{\nu}}$	-	Konstante des Spalart-Allmaras-Turbulenzmodells
$\sigma_{\omega 1}$	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
$\sigma_{\omega 2}$	-	Konstante des k - ω -SST-Turbulenzmodells
τ	s	Zeitverschiebung
τ_{ij}	N/m^2	Reibspannungstensor
τ_{ij}^t	m^2/s^2	Dichtebezogener Reynolds-Spannungstensor
τ_{ij}^{SGS}	m^2/s^2	Dichtebezogener Feinstrukturspannungstensor

$\tau_{w,i}$	N/m ²	Wandschubspannung
τ_w	N/m ²	Betrag der Wandschubspannung
τ_κ	s	Zeitskala der Kolmogorov-Wirbel
φ	rad	Wankwinkel
$\dot{\varphi}$	rad/s	Wankgeschwindigkeit
χ	-	Verhältnisses aus modifizierter Wirbelviskosität und molekularer Viskosität
ψ	rad	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	rad/s	Giergeschwindigkeit bzw. Gierrate
ω	1/s	Charakteristische Frequenz der energietragenden Wirbel

Griechische Großbuchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
Δ	m	Filterweite
θ	-	Allgemeiner Modellparameter
K	-	Von-Kármán-Konstante
T	K	Absolute Temperatur
Υ		Geschwindigkeitsabhängige Funktion
Φ		Allgemeine Strömungs- bzw. Transportgröße
$\tilde{\Phi}$		Normierte Variable

Strömungsmechanische Kennzahlen

Symbol	Einheit	Bedeutung
f_n	-	Reduzierte Frequenz
Ma	-	Mach-Zahl
Re	-	Reynolds-Zahl
Sr	-	Strouhal-Zahl
Tu	-	Turbulenzgrad

Indizes

Φ_0	Wert im Zellzentrum 0
Φ_1	Wert im Zellzentrum 1
Φ_c	Wert auf der Kontrollvolumenseite c
Φ_h	Größe an der Hinterachse bzw. dem Hinterrad
Φ_i	Vektorkomponente, i. A. $i = 1, 2, 3$ (Summationskonvention)
Φ_{ij}	Tensorkomponente, i. A. $i = 1, 2, 3$ und $j = 1, 2, 3$ (Summationskonvention)
Φ_l	Größe auf der linken Fahrzeugseite
Φ_r	Größe auf der Rechtenfahrzeugseite
Φ_s	Wert auf der Kontrollvolumenseite s
Φ_v	Größe an der Vorderachse bzw. dem Vorderrad

Φ_D	Wert im Zentrum der stromab gelegenen Nachbarzelle
Φ_U	Wert im Zentrum der stromauf gelegenen Nachbarzelle
Φ_γ	Bewegungsrichtungen im diskreten Phasenraum, i. A. $\gamma = 0, \dots, 18$
Φ_∞	Freistrom- bzw. Umgebungswert

Symbole und Operatoren

δ_{ij}	Kronecker-Symbol
\mathcal{L}	Räumlicher Diskretisierungsoperator
$d\Phi/dt$	Totale Ableitung
$D\Phi/Dt$	Substantielle Ableitung
$\partial\Phi/\partial t$	Partielle Ableitung
$\langle \Phi \rangle$	Mittelwertoperator
$\bar{\Phi}$	Filteroperator
Φ'	Fluktuation bzgl. des Mittelwerts
Φ''	Fluktuation bzgl. einer gefilterten Größe
Φ^*	Konjugiert komplexe Zahl/Funktion
[]	Quellenangabe (vor Satzzeichen bezogen auf vorangegangenen Satz, nach Satzzeichen bezogen auf vorangegangenen Absatz)

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Geometrische Beziehungen an der Kontrollvolumenseite s und den Zentren der angrenzenden Nachbarzellen.	11
Abbildung 2.2:	Diskreter Phasenraum eines kubischen Gitters mit 19 Molekülgeschwindigkeiten.....	15
Abbildung 2.3:	Zeitmittelung einer statistisch stationären Strömungsgröße und Ensemblemittelung einer statistisch instationären Strömungsgröße.	18
Abbildung 2.4:	Energiespektrum einer turbulenten Strömung.	21
Abbildung 2.5:	Zeitgemittelte Geschwindigkeitsverteilung einer turbulenten Couette-Strömung.	23
Abbildung 2.6:	RANS-LES-Wichtungsfunktion f_B und gitterabhängiger Anteil der Verstärkungsfunktion f_e in Abhängigkeit des normierten Wandabstands.....	32
Abbildung 3.1:	Aerodynamisches Koordinatensystem, Luftkraft und Versatzmoment an einem Fahrzeug.....	37
Abbildung 3.2:	Resultierende Fahrzeuganströmung bei Seitenwind.....	39
Abbildung 3.3:	Fahrzeug definiert als Ein-/Ausgangssystem.	41
Abbildung 3.4:	Fahrdynamisches Koordinatensystem und Bewegungsgrößen an einem Fahrzeug.....	42
Abbildung 3.5:	Kinematische Beziehungen und Kräfte und Momente an einem Einspurmodell.	44
Abbildung 3.6:	Freiheitsgrade eines vorderachslenkenden Zweispurmodells ohne Radaufhängungskinematik.....	46
Abbildung 3.7:	Seitenwindanlage der BMW Group.....	47
Abbildung 3.8:	CAD-Modell der Windkanaldüse, des Flügelsystems und des SAE-Vollheckfahrzeugs.	51
Abbildung 3.9:	Admittanzfunktionen des Stufenheck-, Fließheck-, Steilheck- und Vollheckfahrzeugs in Abhängigkeit der reduzierten Frequenz.....	52
Abbildung 3.10:	Turbulenzgeneratoren in der Düse des Pininfarina-Windkanals.	53
Abbildung 3.11:	Relative Fahrzeugpositionen und quasistationär ermittelte Seitenkraft- und Giermomentenbeiwerte des überholenden Pkw.....	55
Abbildung 3.12:	Seitenkraft- und Giermomentenverlauf der Limousine beim Überholen des Lkw.	58
Abbildung 3.13:	Giermomentenverläufe der Limousine bei unterschiedlichen Pkw- und Lkw-Geschwindigkeiten.	59
Abbildung 3.14:	Simulierte Fahrzeuganregungen: kontinuierliche Seitenwindböe und abrupt auftretende Windböe.	60
Abbildung 3.15:	Verlauf des Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwerts bei statistisch instationäre Fahrzeuganregung und quasistationärer Betrachtung.	61
Abbildung 3.16:	Simulativ und experimentell ermittelte Verläufe der am Pkw während des Überholmanövers angreifenden Seitenkraft bzw. des Giermoments.	63
Abbildung 3.17:	Simulierte Fahrzeuganregungen: sinusförmige Windböe und Profil einer Seitenwindanlage.....	64
Abbildung 4.1:	Schematische Darstellung des Modellwindkanals.....	67
Abbildung 4.2:	Plenum des BMW-Group-Windkanals.....	68

Abbildung 4.3:	DEKRA-Automobil-Test-Center.....	69
Abbildung 4.4:	DrivAer-Fahrzeugmodell mit Stufenheckform.....	70
Abbildung 4.5:	BMW 328iA Limousine und MAN TGX 18.480 Sattelzugmaschine mit KRONE Auflieger.....	71
Abbildung 4.6:	Druckmessstellen am DrivAer-Fahrzeugmodell.....	72
Abbildung 4.7:	Kritische Frequenz der schwingfähigen Luft im Druckmesssystem in Ab- hängigkeit der Schlauchlänge.....	73
Abbildung 4.8:	Druckmessstellen an der BMW 328iA Limousine.....	73
Abbildung 4.9:	Räumliche Diskretisierung des Rechengebiets in Wandnähe bei den gaski- netischen und den kontinuumsmechanischen Strömungssimulationen.....	75
Abbildung 4.10:	Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK und Gestaltung des Rechengitters im Heckbereich bei der gaskinetischen und den kontinuumsmechanischen Simulationen.....	76
Abbildung 4.11:	Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK bei Geradanströmung und unter -10° Schiebewinkel.....	77
Abbildung 4.12:	Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells, des DMWK und der separaten Region zur Realisierung der statistisch instationären Fahr- zeuganströmung.....	78
Abbildung 4.13:	Räumliche Diskretisierung des DrivAer-Fahrzeugmodells und der straßen- nahen Simulationsumgebung mit der separaten Region zur Realisierung der statistisch instationären Fahrzeuganströmung.....	79
Abbildung 4.14:	Räumliche Diskretisierung der BMW 328iA Limousine in der straßenähn- lichen Simulationsumgebung.....	80
Abbildung 4.15:	Räumliche Diskretisierung der Wärmetauscher im Motorraum der BMW 328iA Limousine.....	81
Abbildung 4.16:	Räumliche Diskretisierung des Radhausbereichs und der separaten Radre- gion.....	82
Abbildung 4.17:	Realisierung der Fahrzeuganströmung und der Relativbewegung zwischen Pkw und Lkw.....	83
Abbildung 4.18:	Heckvarianten des Pkw: Stufenheckform, Vollheckkontur, Stufenheck mit Finne im y_0 -Schnitt und Stufenheck mit Finnen im Bereich der C-Säulen.....	84
Abbildung 4.19:	Räumliche Diskretisierung des Pkw- und des Lkw-Simulationsvolumens in einer z-parallelen Ebene.....	85
Abbildung 5.1:	Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des statischen Drucks in der fahrzeugleeren Messstrecke des MWK bzw. DMWK.....	90
Abbildung 5.2:	Entwicklung der experimentell und simulativ ermittelten Grenzschichtpro- file in der fahrzeugleeren Messstrecke des MWK bzw. DMWK.....	91
Abbildung 5.3:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Fahrzeug- oberseite und am Unterboden des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeug- modells.....	92
Abbildung 5.4:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.....	93
Abbildung 5.5:	Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.....	94

Abbildung 5.6:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	95
Abbildung 5.7:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Fahrzeugoberseite und am Unterboden des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	97
Abbildung 5.8:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	98
Abbildung 5.9:	Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	99
Abbildung 5.10:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	100
Abbildung 5.11:	Zeitlicher Verlauf des horizontalen Schiebewinkels der ungestörten Fahrzeuganströmung.	102
Abbildung 5.12:	Relative Häufigkeitsverteilung und Autoleistungsdichtespektrum des horizontalen Strömungswinkels der ungestörten Fahrzeuganströmung.	103
Abbildung 5.13:	Experimentell und simulativ ermittelte Kohärenzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im MWK und DMWK.	104
Abbildung 5.14:	Experimentell und simulativ ermittelte Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im MWK und DMWK.	105
Abbildung 5.15:	Kohärenzfunktion zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells in der straßennahen Simulationsumgebung.	106
Abbildung 5.16:	Admittanzfunktionen zwischen dem horizontalen Strömungswinkel und dem Seitenkraft- bzw. Giermomentenbeiwert des DrivAer-Fahrzeugmodells im DMWK bzw. in der straßennahen Simulationsumgebung.	107
Abbildung 5.17:	Normierte, turbulente Viskosität und statischer Druckbeiwert in einer z-parallelen Ebene des Windkanalsimulationsmodells bei harmonischer Strömungsauslenkung und nicht umgelenkter Fahrzeuganströmung.	108
Abbildung 6.1:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Oberseite der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.	113
Abbildung 6.2:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an der Heckbasis der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.	113
Abbildung 6.3:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilung an der Oberseite der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.	114
Abbildung 6.4:	Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen an den Seitenwänden der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.	115
Abbildung 6.5:	Koordinatensystem zur Beschreibung der relativen Position von Pkw und Lkw während der Überholmanöver.	116
Abbildung 6.6:	Simulierter Verlauf der am Pkw angreifenden Seitenkraft bzw. des Giermoments und graphische Darstellung der physikalischen Wirkmechanismen an fünf Fahrzeugpositionen.	121

Abbildung 6.7:	Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut	123
Abbildung 6.8:	Simulierter Gierratenverlauf der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu diskreten Messwerten aus 20 Versuchsfahrten.....	125
Abbildung 6.9:	Simulierter Verlauf der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu diskreten Messwerten aus 20 Versuchsfahrten.....	126
Abbildung 6.10:	Statistisch instationäre Anregungen der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs im Vergleich zu den entsprechenden Ensemblemittelwerten.....	127
Abbildung 6.11:	Experimentell und simulativ ermittelte Gierratenverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.	128
Abbildung 6.12:	Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.	129
Abbildung 6.13:	Seitenkraftverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.....	130
Abbildung 6.14:	Entwicklung des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.....	131
Abbildung 6.15:	Gierratenverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.....	131
Abbildung 6.16:	Entwicklung der lateralen Geschwindigkeit der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelzugs mit anfänglichen lateralen Fahrzeugabständen von 0,5 m, 1,0 m und 1,5 m.....	132
Abbildung 6.17:	Seitenkraftverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.	133
Abbildung 6.18:	Entwicklung des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.	134
Abbildung 6.19:	Zeitliche Verläufe des Giermoments der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.	135
Abbildung 6.20:	Gierwinkelverläufe der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.	135
Abbildung 6.21:	Entwicklung des lateralen Fahrzeugabstands der BMW 328iA Limousine beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs mit Pkw-Geschwindigkeiten von 140 km/h, 174 km/h und 210 km/h.	136
Abbildung 6.22:	Giermomentenverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mitiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.....	138

Abbildung 6.23: Relativdruckverteilungen an den Seitenwänden des Stufenheck- und des Vollheckfahrzeugs bei einem longitudinalen Fahrzeugabstand von $-0,5$ m.	139
Abbildung 6.24: Seitenkraftverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.	140
Abbildung 6.25: Gierratenverläufe des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.	140
Abbildung 6.26: Entwicklung der lateralen Geschwindigkeit des Pkw mit unterschiedlichen Heckgestalten beim Überholen des Sattelkraftfahrzeugs.....	141
Abbildung A.1: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	153
Abbildung A.2: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	154
Abbildung A.3: Experimentell und simulativ ermittelte Geschwindigkeitsverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.....	155
Abbildung A.4: Experimentell und simulativ ermittelte Druckverteilungen im Nachlauf des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	156
Abbildung B.1: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	157
Abbildung B.2: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	158
Abbildung B.3: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	159
Abbildung B.4: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	160
Abbildung B.5: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	161
Abbildung B.6: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	162
Abbildung B.7: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	163
Abbildung B.8: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	164
Abbildung B.9: Experimentell und simulativ ermittelte Verläufe des Relativdrucks an zwei diskreten Positionen der Pkw-Außenhaut.	165

Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: Experimentell und simulativ ermittelte Kraftbeiwerte des gerade angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	92
Tabelle 5.2: Experimentell und simulativ ermittelte Kraft- und Momentenbeiwerte des unter -10° Schiebewinkel angeströmten DrivAer-Fahrzeugmodells.	96
Tabelle 6.1: Experimentell und simulativ ermittelte Kraftbeiwerte der gerade angeströmten BMW 328iA Limousine.	112
Tabelle 6.2: Experimentell und simulativ ermittelte Kraft- und Momentenbeiwerte der unter -10° Schiebewinkel angeströmten BMW 328iA Limousine.....	114
Tabelle 6.3: Pkw-Heckgestalten, Fahrzeuggeschwindigkeiten, und anfängliche laterale Abstände bei den zehn numerischen Simulationen des Überholmanövers.	118
Tabelle 6.4: Statistisch stationäre Seitenkraft- und Giermomentenbeiwerte des Pkw mit Stufenheckform, Vollheckkontur, mittiger Heckfinne und Finnen im Bereich der C-Säulen.	142

