

Systematische Analysen zur Verbesserung der Vorhersage von
Kühlluftanteilen am c_W -Wert in der frühen Entwicklungsphase von
Serienfahrzeugen

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau
der Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Tobias Rößler

Tag der mündlichen Prüfung: 12.10.2009

Hauptreferent: Professor Dr.-Ing. H. Oertel

Koreferent: Professor Dr.-Ing. A. Class

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Aerodynamikabteilung der DAIMLER AG in Sindelfingen und meiner Mitgliedschaft beim Strömungsmechanik Kolleg am Institut für Strömungslehre der Universität Karlsruhe (TH). Herrn Prof.-Dr.-Ing. H. Oertel möchte ich an dieser Stelle für die Unterstützung und Betreuung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates danken. Herrn Prof.-Dr. Ing. A. Class gilt mein Dank für die Übernahme des Koreferates und für sein Interesse an diesem Thema. Ich danke Herrn Dr.-Ing. T. Woll für die Möglichkeit diese Arbeit bei der DAIMLER AG durchführen zu können und für die Bereitstellung der Rechnerkapazitäten. Ein ganz besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr.-Ing. V. Schwarz für seine zahlreiche Anregungen und seine fachliche kompetente Betreuung. Weiter möchte ich mich bei all meinen Kollegen in der Aerodynamikabteilung, sowie bei Herrn Dr.-Ing. H. Reister für die Hilfsbereitschaft und die freundliche Unterstützung bedanken.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern und ganz besonders bei Bianca Vatiere für den Beistand und den Rückhalt während meiner Promotionszeit bedanken.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Stand der Technik	2
1.3	Aufgabenstellung und Zielsetzung	4
2	Grundlagen	7
2.1	Grundlagen der Fahrzeugaerodynamik	7
2.1.1	Luftkräfte am Fahrzeug	7
2.1.2	Nachlaufströmung hinter stumpfen Körpern	9
2.1.3	Definition und Merkmale des Kühlluftwiderstandes	12
2.2	Numerische Grundlagen	14
2.2.1	Grundgleichungen	14
2.2.2	Diskretisierung	16
2.2.3	Randbedingungen und getroffene Annahmen	17
2.2.4	Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)	17
2.2.5	Turbulenzmodellierung	18
2.3	Strömungssimulation mit STAR-CD	23
2.4	Netzgenerierung	27
2.4.1	Unterscheidung von Rechennetzen	27
2.4.2	Vernetzungsstrategie bei Fahrzeugmodellen	28
2.5	Unterschiede zwischen dem mit STAR-CD 3.26 und STAR-CCM+ generierten Rechennetz	30
2.6	Auswertung der Widerstandsanteile bestimmter Fahrzeugabschnitte	31
3	Windkanaltechnik	33
3.1	Luftkraftmessung im Windkanal	33
3.2	Simulation der Straßenfahrt	34
3.3	FKFS Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal	35
3.4	Windkanalkorrekturen	37
3.4.1	Korrektur des simulierten Luftwiderstandsbeiwertes	37
4	Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes	39
4.1	Bestimmung des Kühlluftwiderstandes in der Praxis	39
4.2	Vergleich zwischen simuliertem und gemessenem Kühlluftwiderstand	40
4.2.1	Einfluss der Felgenstellung auf die Simulationsergebnisse	44
4.3	Einfluss der Kühlluft auf einzelne Widerstandsanteile des Fahrzeugs	46
4.4	Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder	53
4.4.1	Einfluss der austretenden Kühlluft auf die Luftkraftbeiwerte	55
4.4.2	Auswirkungen auf die einzelnen Widerstandsanteile	56
5	Einflüsse der radnahen Bereiche auf die Simulation des Kühlluftwider-	

standes	62
5.1 Vergleich des simulierten und gemessenen Kühlluftwiderstandes unter dem Einfluss der Radspoiler	62
5.2 Analyse des Radspoilereinflusses auf den Heckwiderstand bei der Simulation des Kühlluftwiderstandes	67
5.3 Einfluss der Radgeometrie auf den Kühlluftwiderstand	74
5.3.1 Einfluss der Reifenbeschaffenheit auf den gemessenen Kühlluftwiderstand	84
5.4 Überbewertung des Radspoilereinflusses bei der Simulation des E-Fahrzeugs mit Kühlluft	84
5.5 Einfluss der Raddrehung auf die Simulation des Kühlluftwiderstandes	91
5.6 Einflussfaktoren des Windkanals auf die korrekte Wiedergabe des Kühlluftwiderstandes	93
6 Instationäre Simulation des Kühlluftwiderstandes	96
6.1 Motivation für die instationäre Simulation	96
6.2 Validierung des neuen Simulationsprozesses	96
6.3 Auswirkungen der instationären Simulation auf den Kühlluftwiderstand	99
6.4 Analyse der instationären Strömungssimulation	101
7 Zusammenfassung und Ausblick	106
Literatur	110

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Veränderung des Klimas durch Treibhausgase wie CO_2 , sowie die zunehmend knapper werdenden Ressourcen an fossilen Rohstoffen, lassen die Forderungen nach verbrauchsärmeren Fahrzeugen mit geringerer Schadstoffemission immer lauter werden. So wurden der Automobilindustrie durch die EU-Kommission bestimmte Verordnungen zur Senkung der CO_2 Ausstosses auferlegt. Auch durch den aktuellen Umbruch auf den Finanzmärkten steigt der Wunsch nach sparsameren Autos mehr denn je. Dadurch hat auch die Aerodynamik in den letzten Jahren immer mehr an Bedeutung gewonnen. Durch eine luftwiderstandsarme Gestaltung der Karrosserie, sowie durch diverse Optimierungsmaßnahmen wie zum Beispiel aerodynamische Anbauteile, lassen sich erhebliche Einsparpotentiale im Verbrauch erreichen.

Dabei sehen sich die Ingenieure immer wieder mit der Herausforderung konfrontiert, die Fahrzeuge einerseits möglichst strömungsgünstig, andererseits aber auch designverträglich zu entwickeln. Neben der Reduktion des Luftwiderstandes, spielt dabei die Optimierung der Auftriebe ebenfalls eine wichtige Rolle in der Fahrzeugaerodynamik. Insbesondere bei Fahrt mit hohen Geschwindigkeiten, sind die Auftriebsbeiwerte entscheidend für die Gewährleistung der Fahrstabilität. Hierbei ist besonders darauf zu achten, die fahrzeugspezifischen Grenzen für Vorder- und Hinterachsauftrieb einzuhalten.

Schon in den 30er-Jahren hat man damit begonnen die Form der Fahrzeuge strömungstechnisch günstig zu gestalten. Seitdem wurden die Potentiale zur Optimierung des Luftwiderstandes immer weiter ausgeschöpft und sind heute schon weitestgehend bekannt. Trotzdem gibt es am Fahrzeug noch immer einige strömungsmechanische Phänomene die bisher nur teilweise erforscht sind. So ist beispielsweise die Bedeutung des Kühlluftanteils am Gesamtluftwiderstand bisher nur unzureichend geklärt. Zwar ist der Widerstand, den die Kühlluft beim Durchströmen des Motorraums auf das Fahrzeug ausübt, relativ gut bekannt. Jedoch entstehen beim Ein- und Ausströmen der Kühlluft häufig Interferenzeffekte, die sich sowohl negativ als auch positiv auf den gesamten Luftwiderstand des Autos auswirken können. Das macht eine genaue Bestimmung des Kühlluftanteils am Gesamtluftwiderstand schwierig.

Insgesamt wird aber dadurch, dass Kühlluft durch den Motorraum geleitet wird, ein nicht zu vernachlässigender zusätzlicher Widerstand verursacht, der bis zu 10 % des Gesamtluftwiderstandes ausmachen kann [12]. Der hohe Bedarf an Kühlluft, die für die Abfuhr der im Motor entstehende Wärme unbedingt notwendig ist, machen eine Durchströmung des Motorraums jedoch unausweichlich. Daher ist es um so wichtiger das Potential das sich hinter der Kühlluftströmung verbirgt optimal auszunutzen, d.h. die Umströmung des Fahrzeugs durch geschicktes Ein- und Ausleiten der Kühlluft so zu verändern, dass der Fahrzeugkörper der Strömung möglichst wenig Widerstand entgegenbringt. Diese Möglichkeit der Widerstandsreduzierung wurde bisher bei der Fahrzeugentwicklung, bis auf wenige Ausnahmen, noch nicht berücksichtigt, was darin begründet ist, dass über die Interferenzeffekte, die beim Ein- und Ausströmen der Kühlluft entstehen, bisher nur wenig bekannt ist. Dabei sind die Einströmeffekte noch eher erforscht, als die Effekte, die beim Ausströmen der Kühlluft entstehen. Hätte

man ein besseres Verständnis von der Wechselwirkung zwischen Kühlluft und Fahrzeugumströmung, wäre es den Entwicklern möglich, den Kühlluftanteil am Gesamtluftwiderstand schon in einem frühen Entwicklungsstadium durch geeignete Optimierungsmaßnahmen zu reduzieren. Dadurch wäre eine kostengünstige Möglichkeit gegeben den Gesamtluftwiderstand zu verringern, was sich letztendlich positiv auf Verbrauch und CO_2 Ausstoß auswirken würde. Um daher in Zukunft eine bessere Vorhersage über den Kühlluftanteil am Luftwiderstand treffen zu können, sollen in der vorliegenden Arbeit die Interferenzeffekte, die beim Zurückführen der Kühlluft in die Außenumströmung entstehen, näher untersucht werden.

Bei der Interaktion zwischen Kühlluft und Außenumströmung entsteht also ein zusätzlicher Widerstandsanteil, der sowohl positiv als auch negativ sein kann. Die Interferenzeffekte, die dieses Verhalten verursachen, lassen sich aber nicht eindeutig durch Windkanalmessungen bestimmen. Es bietet sich daher an, bei der Untersuchung dieses Interferenzwiderstandes mit den Methoden der numerischen Strömungssimulation zu arbeiten. Durch die Auswertung der berechneten Ergebnisse besteht nämlich die Möglichkeit, die durch die austretende Kühlluft verursachten Änderungen im Strömungsfeld sichtbar zu machen, sowie relevante Strömungsgrößen gezielt zu ermitteln und so den Einfluss der Kühlluft auch lokal zu analysieren. Hier bietet die Strömungssimulation gegenüber der herkömmlichen Strömungsvisualisierung im Windkanal den Vorteil, ansonsten schwer einsehbare Stellen wie zum Beispiel den Motorraum oder die Radhäuser auf strömungsmechanische Phänomene visuell zu untersuchen. Des Weiteren lassen sich durch die Simulation einzelne Widerstandsanteile von bestimmten Bauteilen gezielt auswerten, wodurch dann Rückschlüsse auf den Einfluss der Kühlluft gezogen werden können.

1.2 Stand der Technik

Zu Beginn der Erforschung von Strömungsphänomenen am Automobil bzw. der Entwicklung von Fahrzeugen unter aerodynamischen Gesichtspunkten, standen den Ingenieuren nur die Möglichkeit der Windkanalmessung, sowie einfache Methoden der Strömungsvisualisierung zur Verfügung. Trotzdem waren die aerodynamische Vorzüge von verschiedenen Kühlluft-Ein- und Auslassvarianten schon früh bekannt. Freiherr Koenig-Fachsenfeld [14] beschreibt diese schon 1946 und weist auf die Bedeutung der Interferenzeffekte der Kühlluft für den Luftwiderstand hin.

Garrone et al. [8] haben 1986 Windkanalmessungen mit einem Versuchsaufbau eines Kraftfahrzeugs vorgenommen mit dem es möglich war, den Durchströmwiderstand der Kühlluft separat zu untersuchen. Dabei haben sie festgestellt, dass der Durchströmwiderstand ihres Versuchsfahrzeugs höher als der eigentliche Kühlluftwiderstand liegt. Daraus schließen sie, dass sich die Interferenz der Kühlluft mit der Außenumströmung positiv auf den Luftwiderstand auswirkt und dass sich der Durchströmwiderstand deshalb nicht aus der Differenz des Luftwiderstandes eines Fahrzeugs mit geöffneten und eines mit geschlossenen Kühlluft einlässen ermitteln lässt.

Jehle [13] führte 2001 numerische Untersuchungen mit verschiedenen Kühlluftaustrittsöffnungen an einem Serienfahrzeug durch. Er erzielte eine deutliche Reduzierung des Kühlluft-

anteils am Luftwiderstand durch das Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder bzw. durch das Entfernen der seitlichen Motorraumverkleidung.

Williams [34] veröffentlichte 2003 seine Nachforschungen über die Wechselwirkung der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung. Darin geht er zunächst auf das Phänomen ein, dass der Kühlluftwiderstand bei vielen Fahrzeugen niedriger gemessen wird, als er von Impulsbetrachtungen der freien Anströmung, d.h. des Stauwiderstandes eigentlich zu erwarten wäre. Dies führt er hauptsächlich auf positive Interferenzeffekte der einströmenden Kühlluft im Vergleich zu dem Referenzfall mit geschlossenen Kühlluftinlässen zurück. Ist das Fahrzeug mit geschlossenen Kühlluftinlässen aerodynamisch falsch ausgelegt, kann es zu Ablösungen am Vorderwagen und somit zu einer Widerstandserhöhung kommen. Durch das Öffnen der Einlassöffnungen verschwinden die Ablösungen wieder und der Widerstand nimmt wieder ab. Aus diesem Effekt resultiert ein geringerer Kühlluftwiderstand. Williams bezeichnet dieses Phänomen als Einlaufwiderstand (Inlet Spillage Drag). Für die Betrachtung des Kühlluftwiderstandes bedient er sich außerdem einer analytischen Gleichung, die das Impulsgleichgewicht an einem Kontrollvolumen beschreibt. Diese berücksichtigt neben dem Impulsverlust am Kühler und dem Impulsaustausch der austretenden Kühlluft auch den Einlaufwiderstand.

Wolf et al. [35] beschreiben 2004 das patentierte Kühlluftführungskonzept des Porsche 911, wobei die Kühlluft vor die Vorderräder ausgeleitet wird. Bei diesem wohl bekanntesten Beispiel für eine nutzbringende Interferenz der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung wird gezeigt, dass durch geschicktes Ausleiten der Kühlluft, der Kühlluftwiderstand sogar fast auf null gesenkt werden kann. Dabei spielt auch die Größe der Austrittsöffnung eine entscheidende Rolle, da dadurch der Volumenstrom durch den Kühler und somit der Durchströmwiderstand beeinflusst werden kann. Der Austrittsquerschnitt hat darüber hinaus Auswirkungen auf den Impulsrückgewinn und die Interferenzwirkung der austretenden Kühlluft. Wolf et al. [35] stellen auch eine Variante vor, bei der die Kühlluft ins Radhaus ausgeleitet wird. Es zeigt sich allerdings, dass sich mit dieser Vorgehensweise nicht der gleiche Vorteil hinsichtlich des Kühlluftwiderstandes wie bei dem Ausleiten vor die Vorderräder erzielen lässt. Allerdings ermöglicht dieses Konzept eine bessere Beeinflussung des Durchströmwiderstands, da es eine widerstandswirksame Androsselung des Kühlluftvolumenstroms über den Austrittsquerschnitt ins Radhaus erlaubt.

Kuthada [16] zeigte 2006 durch numerische Analysen, dass die durch die vorderen Radhäuser austretende Kühlluft in Kombination mit der Raddrehung einen großen Einfluss auf die seitliche Fahrzeugumströmung und den Kühlluftwiderstand ausübt. Dabei stellte er auch fest, dass die Heckform im Zusammenhang mit der Güte der Straßenfahrtsimulation eine entscheidende Rolle für die Größe des gemessenen Kühlluftwiderstandes spielt. So haben laut seinen Untersuchungen, unterschiedliche Heckformen einen gravierenden Einfluss auf den Kühlluftwiderstand, insbesondere in Fällen ohne Straßenfahrtsimulation. Durch die Verwendung einer Straßenfahrtsimulation im Windkanal, verschwindet dieser Einfluss aber.

Wickern et al. [32] fanden 2006 mit ihrer Arbeit heraus, dass rotierende Räder einen großen Einfluss auf das Ansteigen des Kühlluftwiderstandes haben. Das liegt laut ihren Beschreibungen daran, dass bei geschlossenen Kühlluftinlässen mehr Luft an den Rädern vorbeistreicht und so dort einen höheren lokalen Widerstand erzeugt. Da stehende Räder mehr lokalen Luft-

widerstand als drehende erzeugen, ist beim Fall mit stehenden Rädern, aufgrund eines erhöhten Luftwiderstandes des Fahrzeugs mit geschlossenen Kühlluft einlässen, der Kühlluftwiderstand auch geringer.

Wäschle [31] untersuchte 2006 sowohl numerisch als auch experimentell den Einfluss von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik. Für die Simulation der drehenden Räder bediente er sich des MRF-(Multiple Reference Frames) Ansatzes. Dabei werden lokale Referenzkoordinatensysteme eingeführt, die sich relativ zueinander bewegen. So gelingt es ein instationäres Strömungsproblem in eine quasistationäre Betrachtung zu überführen. Die Ergebnisse aus den durchgeführten Simulationen, weisen eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen auf. Das Verständnis des MRF-Ansatzes, spielt für die Untersuchungen im letzten Teil der Arbeit eine entscheidende Rolle, da dort die Fahrzeuge mit stehenden anstatt mit drehenden Rädern simuliert werden müssen. Aus diesem Grund wird er in Kapitel 2.4.2 noch genauer beschrieben.

1.3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Die Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit besteht darin, das im Rahmen von vorangegangenen Arbeiten [13],[11], [31] bereits validierte Simulationswerkzeug bei der Untersuchung des Kühlluftwiderstandes von Serienfahrzeugen anzuwenden und durch weitere Validierungs- und Verifikationsschritte die Prognosesicherheit bei der Beurteilung des Kühlluftanteils am Gesamtluftwiderstand zu erhöhen.

Auf die genaue Definition des Kühlluftwiderstandes soll in Kapitel 2.1.3 noch näher eingegangen werden. Es lässt sich jedoch soviel vorab sagen, dass er sich vereinfacht gesagt aus dem Durchströmwiderstand und dem sogenannten Interferenzwiderstand zusammensetzt. Zweitgenannter kann sowohl beim Einströmen, als auch beim Ausströmen der Kühlluft durch Wechselwirkung mit der Außenumströmung entstehen und sich negativ aber auch positiv auf den Luftwiderstand auswirken. Der Kühlluftwiderstand darf deshalb keinesfalls mit dem Durchströmwiderstand gleichgesetzt werden.

Optimierungsmaßnahmen, die den Durchströmwiderstand betreffen, wie beispielsweise geschlossene Kühlluftführungssysteme im Motorraum, sind in der industriellen Praxis aufgrund des begrenzten Bauraums im Motorraum als wenig realistisch anzusehen. Zudem sorgt die durch den Motorraum strömende Kühlluft für eine zusätzliche Wärmeabfuhr, was ebenfalls gegen eine gekapselte Führung der Kühlluft spricht. Da der Hauptanteil des Durchströmwiderstandes aufgrund des hohen Impulsverlustes der Kühlluft beim Aufstau vor dem Kühler entsteht, ist eine Optimierung des Durchströmwiderstandes hinter den Kühlaggregaten nicht sehr sinnvoll. Des weiteren wurden in der Vergangenheit schon zahlreiche Untersuchungen zur Beurteilung des Durchströmwiderstandes bzw. zur Optimierung von PKW-Kühlluftführungssystemen vorgenommen und lassen sich zum Beispiel bei [16],[33] oder [10] nachlesen.

Die vorliegende Arbeit wird sich daher ausschließlich auf die Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes, wie er bei Serienfahrzeugen auftritt, beschränken. Dabei werden

überwiegend numerische Methoden zur Analyse der Strömungsverhältnisse am Fahrzeug eingesetzt. Der erste Teil der Arbeit wird sich mit der Untersuchung des Kühlluftwiderstandes an einem Mercedes-Benz Serienfahrzeug, einer E-Klasse der Baureihe W211, befassen. Dabei soll der Kühlluft-Interferenzwiderstand zuerst an Hand der einfachsten Konstellation mit Kühlluft, nämlich an einem Fahrzeug einmal mit geöffneten und einmal mit geschlossenen Kühlluft einlässen, analysiert werden.

Um aus den berechneten Strömungsgrößen vernünftige Rückschlüsse ziehen zu können, ist es zunächst notwendig, die berechneten Werte zu überprüfen. Dafür werden die Beiwerte aus der Simulation mit Windkanalergebnissen verglichen. Nach der Überprüfung sollen die durch die ausströmende Kühlluft verursachten Interferenzeffekte herausgearbeitet werden. Dafür besteht bei der Auswertung der Simulationsergebnisse die Möglichkeit, Widerstandsanteile von bestimmten Fahrzeugabschnitten separat zu bestimmen. Dadurch lässt sich zum Beispiel gezielt der Durchströmwiderstand, der am Kühlerpaket auftritt, ermitteln, wodurch dann über den Gesamtkühlluftwiderstand Rückschlüsse auf den Interferenzwiderstand gezogen werden können. Durch die Visualisierung von Stromlinien, sowie von Druck- und Geschwindigkeitsbeiwerten lassen sich dann die Auswirkungen der Kühlluft auf die Fahrzeugumströmung weiter analysieren.

Um weitere Erkenntnisse über die Wirkmechanismen beim Zurückführen der Kühlluft in die Außenumströmung zu erhalten, soll eine bereits existierende Kühlluft-Auslassvariante untersucht werden, die sich die positiven Auswirkungen der Kühlluftinterferenz bereits zu Nutzen macht. Die Rede ist von dem Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder, wodurch es beim Porsche 911 gelungen ist, den Kühlluftwiderstand auf fast Null zu senken. Im Rahmen dieser Arbeit soll untersucht werden, wie sich dieses System bei der zuvor untersuchten E-Klasse auswirkt. Dafür werden einfache Kühlluft-Auslassöffnungen vor den Vorderrädern in den Unterboden des Fahrzeugs geschnitten. Der erste Schritt wird dabei wieder ein Vergleich der Simulationsergebnisse mit gemessenen Werten aus dem Windkanal sein. Danach sollen die Einflüsse dieser Kühlluft-Auslassvariante auf die Gesamtumströmung, sowohl durch die Auswertung einzelner Widerstandsanteile, als auch über die visuelle Betrachtung des Strömungsfeldes analysiert werden.

Bei den Untersuchungen des Kühlluftwiderstandes mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation, hat sich allerdings in Einzelfällen gezeigt, dass es zum Teil zu erheblichen Abweichungen von den Messergebnissen kommen kann. Diese wurde insbesondere bei der Ermittlung des Kühlluftwiderstandes an einem Serienfahrzeug festgestellt. Deshalb wird sich der zweite Teil der Arbeit mit der Analyse der Ursache für diese Abweichung beschäftigen.

Als mögliche Fehlerquelle wird neben einer vereinfachten Darstellung der Räder im Modell, die Vernachlässigung von instationären Effekten in der Simulation vermutet. Es muss in Betracht gezogen werden, dass es durch die quasistationäre Strömungsberechnung, wie sie bisher angewandt wird, unter bestimmten Umständen zu einer fehlerhaften Berechnung der Beiwerte kommen kann. Bei der Untersuchung von instationären Einflüssen spielt die Strömungstopologie, wie sie hinter stumpfen Körpern, zum Beispiel hinter einem Fahrzeug oder hinter den Rädern auftritt, eine entscheidende Rolle und muss in die Überlegungen zur Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes bzw. zur Verbesserung der Modellqualität mit einbezogen

werden.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein besseres Verständnis dafür zu schaffen wie und in welchem Maße die ausströmende Kühlluft die Fahrzeugumströmung beeinflusst. Dabei soll gezeigt werden, an welchen Stellen des Fahrzeugs sich der Kühlluft-Interferenzwiderstand positiv und wo er sich negativ auf den Gesamtluftwiderstand auswirkt. Damit soll ein Grundlagenverständnis geschaffen werden, das die Ingenieure bei der Entwicklung von widerstandsrmeren Fahrzeugen unterstützt. Des Weiteren sollen die Ursachen für die erheblichen Abweichungen, die bei der Validierung des berechneten Kühlluftwiderstandes eines bestimmten Fahrzeugs aufgetreten sind, analysiert und beseitigt werden.

-

2 Grundlagen

2.1 Grundlagen der Fahrzeugaerodynamik

Will man die Interaktion der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung besser verstehen ist es wichtig, zunächst einmal über einige grundlegenden aerodynamischen Verhaltensweisen der Fahrzeugumströmung Bescheid zu wissen. Diese sind durch zahlreiche Untersuchungen, unter anderem an Fahrzeuggrundkörpern hinreichend erforscht. In diesem Kapitel sollen die, für diese Arbeit relevanten Mechanismen kurz erläutert werden. Eine wesentliche Rolle spielt dabei die Nachlaufströmung hinter stumpfen Körpern, da sie einen entscheidenden Einfluss auf die Entstehung des Luftwiderstandes hat. Bei der numerischen Bestimmung der Luftkraftbeiwerte, ist das Fahrzeug als stumpfer Körper in einer ungestörten Anströmung zu sehen. Daher sollten bei der Auswertung der Ergebnisse die Gesetzmäßigkeiten für einen solchen Strömungsfall beachtet werden. Eventuelle instationäre Ablösungen wie sie hinter stumpfen Körpern entstehen können, sollten deshalb bei der Analyse der Ergebnisse mit in die Überlegungen einbezogen werden. Aus diesem Grund werden in diesem Kapitel die grundlegenden Gesetzmäßigkeiten für Nachlaufströmungen hinter stumpfen Körper eingeführt.

2.1.1 Luftkräfte am Fahrzeug

Bezüglich der Umströmung kann ein Fahrzeug der Klasse der stumpfen Körper zugeordnet werden. Je nach Geschwindigkeit des Fahrzeugs bzw. der Anströmung, wirken dabei unterschiedlich starke Druck- und Reibungskräfte auf das Fahrzeug. Bei herkömmlichen PKWs verursachen die Druckkräfte 80-90% des Luftwiderstandes [12]. Um ein besseres Verständnis über die Wirkung der Kräfte, die aus der Druckverteilung am Fahrzeug resultieren zu erhalten, hilft die Betrachtung des, sich aus der Bernoulli-Gleichung des reibungsfreien Fluids ergebenden Gesamtdrucks p_{Ges} , der in einem bestimmten Punkt in einer Strömung vorherrscht. Der Gesamtdruck wird in der Fahrzeugaerodynamik auch oft als Totaldruck bezeichnet. Dieser setzt sich aus dem statischen Druck und dem dynamischen Druck zusammen.

$$p_{tot} = p + \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (2.1)$$

Darin ist p der statische Druck und $\rho \cdot v^2/2$ der dynamische Druck. Durch die Verdrängungswirkung des Fahrzeugs kommt es beim Fahren zu einem Aufstau der Strömung vor dem Fahrzeugbug. Dabei beschreibt die Druckerhöhung $p_S - p_\infty = \rho \cdot v_\infty^2/2$ den sogenannten Staudruck bzw. den dynamischen Druck. Darin ist p_∞ der Druck der ungestörten Anströmung und p_S der am Staupunkt vorherrschende Gesamtdruck [22]. Der Staudruck wird zusammen mit der projizierten Stirnfläche A_{ref} zur Bestimmung der dimensionslosen Luftkraftbeiwerte herangezogen.

$$\begin{aligned}
 \text{Widerstandsbeiwert : } c_W &= \frac{W}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref}} \\
 \text{Auftriebsbeiwert : } c_A &= \frac{A}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref}} \\
 \text{Seitenkraftbeiwert : } c_S &= \frac{S}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref}} \\
 \text{Rollmomentenbeiwert : } c_L &= \frac{L}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref} l_{ref}} \\
 \text{Nickmomentenbeiwert : } c_M &= \frac{M}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref} l_{ref}} \\
 \text{Giermomentenbeiwert : } c_N &= \frac{N}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_{ref} l_{ref}}
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

mit

- W, A, S : Luftkraftkomponenten in Richtung der Koordinatenachsen
 L, M, N : Momente um die Koordinatenachsen
 ρ : Luftdichte in der ungestörten Anströmung
 v_∞ : Anströmgeschwindigkeit
 A_{ref} : Referenzfläche des Fahrzeugs
 l_{ref} : Referenzlänge des Fahrzeugs
- (2.3)

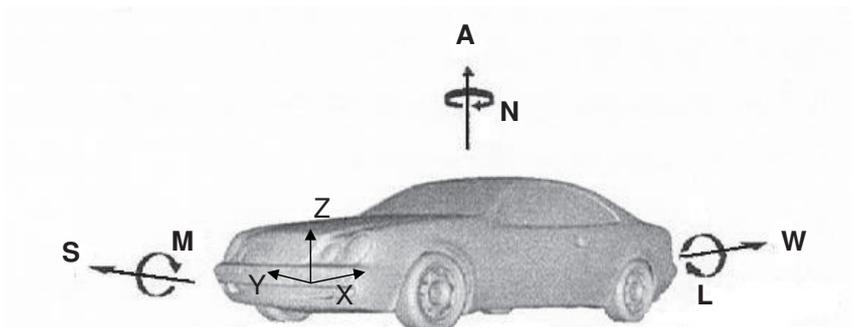


Abb. 2.1: Richtungen der Luftkraftkomponenten und Momente

Änderungen dieser Beiwerte, werden in der Fahrzeugaerodynamik häufig mit Punkten bezeichnet. Ein Punkt entspricht dabei einem Tausendstel des entsprechenden Luftkraftbeiwertes. Eine weitere wichtige Größe für die Betrachtung der Strömungsverhältnisse am Fahrzeug,

stellt der dimensionslose Druckbeiwert c_p dar. Er beschreibt das lokale Verhältnis des statischen Druckes zum dynamischen Druck in einem bestimmten Punkt einer Strömung.

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{\rho}{2} \cdot v_\infty^2} \quad (2.4)$$

Darin ist p der statische Druck an einem bestimmten Punkt. In der Fahrzeugaerodynamik verwendet man zudem auch häufig den Totaldruckbeiwert $c_{p,tot}$ für die Strömungsanalyse.

$$c_{p,tot} = \frac{p_{tot} - p_\infty}{\frac{\rho}{2} \cdot v_\infty^2} \quad (2.5)$$

Für die Betrachtung der am Fahrzeug vorliegenden Strömungsgeschwindigkeiten, wird hier der dimensionslose Geschwindigkeitsbeiwert c_v eingeführt. Er schreibt sich mit der Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung v_∞ und der lokal vorliegenden Strömungsgeschwindigkeit v_i zu:

$$c_v = \frac{v_i}{v_\infty} \quad (2.6)$$

2.1.2 Nachlaufströmung hinter stumpfen Körpern

Für die Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes spielt die Nachlaufströmung des Fahrzeugs und der Räder eine wichtige Rolle. Die austretende Kühlluft verursacht eine Verdrängung der Außenströmung, wodurch sich am Unterboden, aber auch im Bereich der Räder eine veränderte Strömungsstruktur ausbildet, die schließlich den Nachlauf der Räder und des Fahrzeugs beeinflussen kann. Aufgrund dessen, sollen in diesem Abschnitt die Strömungsverhältnisse hinter stumpfen Grundkörpern, stellvertretend für die Nachlaufströmung hinter einem Fahrzeug und den Rädern, näher betrachtet werden. In Nachlaufströmungen stumpfer Körper, stellen sich, durch das Ablösen der Strömung vom Körper, in Abhängigkeit von der Körpergeometrie und der Reynoldszahl, verschiedene Strömungsstrukturen ein. Dabei lässt sich über die Größe der Reynoldszahl darauf schließen, ob es sich um eine stationäre oder instationäre Ablösung handelt. Die Reynoldszahl ist folgendermaßen definiert:

$$Re = \frac{v_\infty \cdot D}{\nu}, \quad \nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.7)$$

Darin ist D die charakteristische Länge eines Körpers und ν die kinematische Zähigkeit, die das Verhältnis zwischen molekularer Zähigkeit μ und Dichte ρ beschreibt.

Als das wohl bekannteste Ablösephänomen ist hier die Kármánsche Wirbelstraße zu nennen, die zu den periodischen Ablösungen zählt. Bei diesem instationären Phänomen bilden sich hinter einem stumpfen Körper, wie zum Beispiel hinter einem quer angeströmten, nicht rotierenden Kreiszyylinder (s. Abb. 2.2), oder einer längs angeströmten dicken Platte mit gut gerundeten Vorderkanten, ab einer Reynoldszahl von $Re_D = 40$, gegenläufige Wirbel

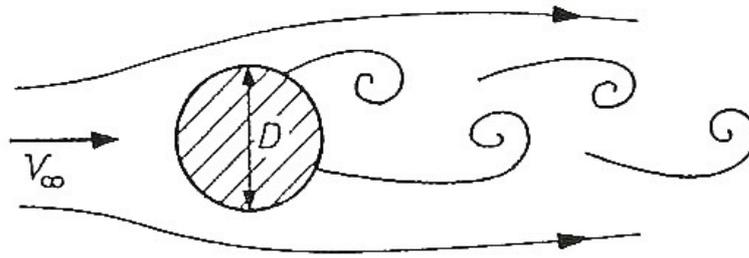


Abb. 2.2: Kármánsche Wirbelstraße hinter einem Kreiszylinder [12], [22]

aus, die periodisch ablösen und nach hinten davon schwimmen. Im Reynoldszahlenbereich $40 \leq Re_D \leq 300$ tritt bei einem Kreiszylinder eine reine laminare Kármánsche Wirbelstraße auf [25].

Untersuchungen an Grundkörpern mit Vollheck haben gezeigt, dass Ablösungen, die im Heckbereich von PKWs auftreten, nicht periodischer, sondern eher stochastischer Natur [12] sind. Jedoch hilft die Betrachtung der Kármánschen Wirbelstraße die instationären Effekte, wie sie auch im Nachlauf von Kraftfahrzeugen und deren Räder auftreten können, besser zu verstehen.

Die Strouhalzahl ist in diesem Zusammenhang eine wichtige Kennzahl. Aus ihr lässt sich die Ablösefrequenz der Wirbel bestimmen. Sie gibt das Verhältnis des Produkts aus Wirbelablösefrequenz und Breite des umströmten Hindernisses zu der Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung an [25].

$$Sr = \frac{f \cdot D}{v_\infty} \quad (2.8)$$

Für die meisten zweidimensionalen Profile kann für die Strouhal-Zahl näherungsweise $Sr \approx 0,2$ angenommen werden. Dieser Wert gilt allerdings nur für den Reynoldsbereich $2,5 \cdot 10^2 < Re < 2,5 \cdot 10^5$ [23]. Innerhalb dieses Bereichs kann die Strouhalzahl als relativ unabhängig von der Reynoldszahl gesehen werden. Außerhalb dieses Bereichs weist sie jedoch eine viel stärkere Abhängigkeit von der Reynoldszahl auf (s. Abb 2.3). Ab einer Reynoldszahl von $Re > 10^6$ bilden sich beim Kreiszylinder periodische turbulente Nachlaufstrukturen aus [20]. Mit dem Übergang zu turbulenten Grenzschichtströmungen auf einem Kreiszylinder fällt $1/Sr$ entsprechend dem Abfall des Widerstandsbeiwertes c_W stark ab. Für Reynoldszahlen größer 10^7 stellt sich in der turbulenten Nachlaufströmung bei konstantem c_W -Wert auch eine konstante Ablösefrequenz ein [21].

In der Fachliteratur gibt es eine Vielzahl von Untersuchungen zur Bestimmung der Ablösefrequenz bei Kraftfahrzeugen. Duell et al. [6] ermitteln experimentell an einem idealisierten Modell mit Vollheck und scharfen Kanten an der Basis, eine Strouhalzahl von 0,069 bei einer Reynoldszahl von $Re = 7,5 \cdot 10^5$. Krajnovic et al. [15] erhalten durch Strömungssimulation mit LES (Large Eddy Simulation) mit dem selben Modell bei einer Reynoldszahl von $Re = 2,1 \cdot 10^5$ einen ähnlichen Wert von $Sr = 0,073$. Sims-Williams et al. [26] bestimmen die

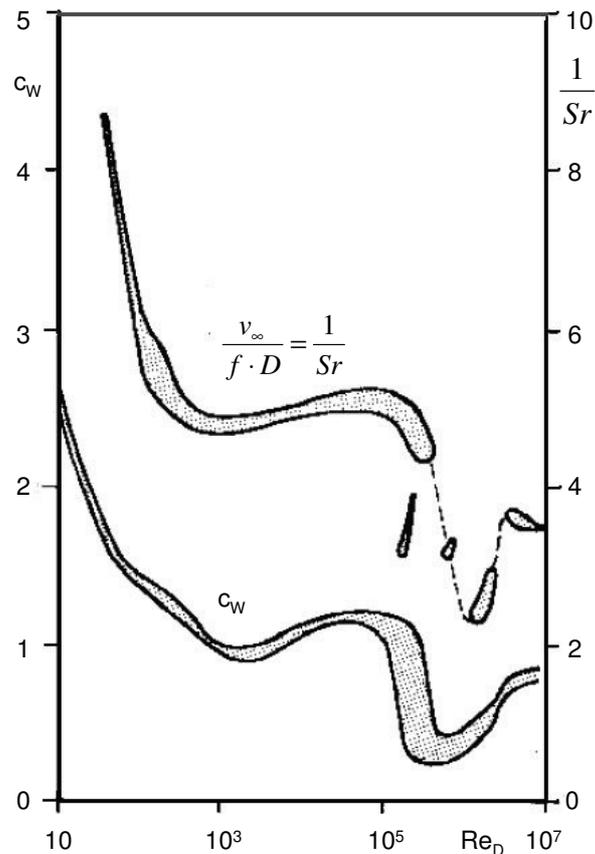


Abb. 2.3: Widerstandsbeiwert c_w und reziproke Werte der dimensionslosen Ablösefrequenz $1/Sr$ für die Zylinderumströmung [21]

Strouhalzahl an einem Grundkörper mit Schrägheck, wie ihn Ahmed et al.[1] zum ersten mal benutzten, auf $Sr \approx 0,5$.

Dass die Nachlaufströmung hinter einem Fahrzeug hohen instationären Charakter hat, zeigen auch die Untersuchungen von Gilhome et al. [9] an einem Serienfahrzeug mit Stufenheck. Sie beobachten im Bereich hinter der Heckscheibe ein Wirbelpaar, welches sich gegenläufig zum C-Säulenwirbelpaar ausbildet. Dieses Wirbelpaar, das sie als Haarnadelwirbel bezeichnen, bildet sich in regelmäßigen Abständen an der Hinterkante des Daches, löst sich aus dem Totwasser und schwimmt schließlich nach hinten fort [12]. Dadurch ergeben sich im Nachlauf Druckschwankungen, die sich schließlich auf den Luftwiderstand auswirken. Gilhome et al. [9] ermitteln mit Hilfe einer Spektralanalyse der Druckschwankungen auf der Heckscheibe und dem Kofferraumdeckel zwei charakteristische Frequenzen, aus denen sie die Strouhalzahlen $Sr_l = 0,11$ und $Sr_h = 0,41$ bestimmen. Dabei steht l für die niedrigen Ablösefrequenzen und h für die hohen Frequenzen. Erstgenannte können sie eindeutig der Ablösefrequenz des Haarnadelwirbels zuordnen. Für die größere Strouhalzahl vermuten sie die Ursache in der kleinskaligen Wirbelbildung innerhalb der Scherschicht, die sich an der Hinterkante des Daches ausbildet.

Die von Gillhome et al. gefundenen Strouhalzahlen bieten einen guten Anhaltspunkt zur Bestimmung der Ablösefrequenz von Nachlaufwirbeln bei Fahrzeugen mit Stufenheck. Nimmt man zum Beispiel die Strouhal-Zahl $Sr = 0,11$ und berechnet daraus die Ablösefrequenz mit der Fahrzeugbreite b ($b = 1,8 \text{ m}; v_\infty = 140 \text{ km/h}$), erhält man einen Wert von $f \approx 2,3 \text{ Hz}$. Diese Zahl gibt eine ungefähre Vorstellung über die Größenordnung der Wirbelablösefrequenz hinter einem Fahrzeug mit Stufenheck.

2.1.3 Definition und Merkmale des Kühlluftwiderstandes

Der Kühlluftwiderstand eines Fahrzeugs wird in der Literatur oft als die Differenz des Luftwiderstandes eines Fahrzeugs mit durchströmten Motorraum und eines Fahrzeugs mit geschlossenen Kühlluftseinlässen, also ohne Motorraumdurchströmung angegeben. Diese Vorgehensweise ist auch in der Automobilindustrie eine allgemein gültige Methode zur Bestimmung des Kühlluftwiderstandes, weshalb diese Definition im folgenden zur Beschreibung des Kühlluftwiderstandes beibehalten werden soll. Der Kühlluftwiderstand schreibt sich demnach:

$$\Delta c_{WK} = c_{W, \text{Einlass offen}} - c_{W, \text{Einlass geschlossen}} \quad (2.9)$$

Diese Definition verleitet leicht zu der Annahme, dass die Entstehung des Kühlluftwiderstandes nur durch einen reinen Durchströmwiderstand begründet ist. Bei der Betrachtung des Kühlluftwiderstandes darf jedoch keinesfalls vernachlässigt werden, dass eventuelle Interferenzeffekte beim Ein- und Ausströmen der Kühlluft, ebenfalls einen wesentlichen Beitrag zum Kühlluftwiderstand leisten können. Dieser Interferenzanteil wird als Kühlluft-Interferenzwiderstand bezeichnet und kann sich sowohl positiv, als auch negativ auf den Kühlluftwiderstand und somit auf den gesamten Luftwiderstand des Fahrzeugs auswirken.

Der Kühlluftwiderstand setzt sich also, vereinfacht gesagt aus dem Durchströmwiderstand und dem Interferenzwiderstand zusammen und lässt sich deshalb auch folgendermaßen darstellen [12]:

$$\Delta c_{WK} = \Delta c_{W, \text{Durchstr}} + \Delta c_{W, \text{Interferenz}} \quad (2.10)$$

Durchströmwiderstand

Wie bereits in Abschnitt 1.3 erwähnt soll der Durchströmwiderstand im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht näher betrachtet werden, weshalb er hier nur der Vollständigkeit halber kurz erläutert wird. Der Durchströmwiderstand eines PKWs hängt im Wesentlichen vom Kühlluftmassenstrom \dot{m}_{KL} , bzw. von den Impulsverlusten ΔI_{KL} , die dieser durch die Druckverluste bei der Durchströmung und durch Ablenkung aus der Anströmrichtung erfährt, ab [12]. Dieser Sachverhalt wird 1986 von Wiedemann [33] in einem theoretischen Ansatz zur Bestimmung des Durchströmwiderstandes, unter der Annahme einer leckagenfreien Kühlluftführung, zusammengefasst. Der Ansatz beruht auf einer Bilanzierung der Impulsströme an einem bestimmten Kontrollvolumen, welches einen idealisierten Motorraum darstellen soll. Der Kühler ist in diesem stark vereinfachten Modell bereits mit berücksichtigt. Auf die genaue Herleitung dieses Ansatzes soll hier nicht eingegangen werden. Sie lässt sich unter [28]

nachlesen. Der Durchströmwiderstand für ein vereinfachtes Modell schreibt sich demnach folgendermaßen :

$$\Delta c_{W, Durchstr} = 2 \cdot k \cdot \left(1 - k \cdot \frac{A_X}{A_A} \cos \alpha \right) \quad (2.11)$$

mit dem Massenstromparameter k :

$$k = \frac{\dot{m}_{KL}}{\rho \cdot A_X \cdot v_\infty} \quad (2.12)$$

Darin ist A_X die Stirnfläche des Fahrzeugs und A_A die Querschnittsfläche der Austrittsöffnung. Dieser Impulsansatz erlaubt eine ungefähre Abschätzung des Durchströmwiderstandes von Kraftfahrzeugen. Er darf aber keinesfalls mit dem Kühlluftwiderstand gleichgesetzt werden. Betrachtet man den Impulsansatz nach Wiedemann (s. Gleichung 2.11), fällt sofort auf, dass zur Reduzierung des Durchströmwiderstandes der Kühlluftmassenstrom möglichst gering gehalten werden sollte. Dies lässt sich jedoch in der Praxis nicht immer realisieren, da immer eine Grundversorgung der zu kühlenden Aggregate mit einer bestimmten Menge an Kühlluft gewährleistet sein muss.

Damit auch bei niedrigen Geschwindigkeiten, sowie bei stehendem Fahrzeug immer eine ausreichende Versorgung mit Kühlluft gewährleistet ist, wird entweder vor oder hinter dem Kühlerpaket ein Lüfter zur zusätzlichen Kühlluftförderung eingebaut. Der Lüfter, der in den hier untersuchten Fahrzeugen saugend hinter dem Kühlerpaket angeordnet ist, spielt ebenfalls eine wichtige Rolle für die homogene Durchströmung des Kühlers. Messungen von Kuthada [16] haben gezeigt, dass der Einsatz eines Lüfters die Inhomogenität der Kühlerdurchströmung um über 10 % senken kann. Laut seinen Untersuchungen, kann eine inhomogene Anströmung der Kühlerstirnfläche die Druckverluste am Kühler bis zu 25 % erhöhen und führt somit schließlich zu einer Verschlechterung des Gesamtwiderstandes. Allerdings sollte bei hohen Anströmgeschwindigkeiten und dementsprechend hohem Staudruckanteil auf den Lüfterbetrieb verzichtet werden. Stattdessen ist es sinnvoller den Lüfter in diesen Betriebspunkten im Windmilling-Betrieb, also frei drehend in der Anströmung zu betreiben.

Eine weitere Möglichkeit den Kühlluftmassenstrom und damit den Durchströmwiderstand zu beeinflussen, ist die Veränderung der Größe und Form der Kühlluft- bzw. -auslässe. Da die Kühlermaske und die Bugschürzenöffnung, aufgrund designspezifischer Merkmale, bei den Kunden einen hohen Wiedererkennungswert für die Marke haben, können an diesen Bauteilen jedoch nur geringfügige Veränderungen vorgenommen werden. Stattdessen lässt sich der Durchströmwiderstand durch dezente Abdeckungen an den Kühlluft-einlässen oder durch eine Kühlerjalousie regulieren. Die Kühlerjalousien werden oft in Form einer Ringjalousie, direkt hinter dem Lüfter, oder als eine rechteckige Jalousie direkt vor dem Kühler, eingebaut. Dadurch kann die Durchströmung des Motorraums auf ein Minimum reduziert werden.

Beim realen Fahrzeug ist allerdings keine Garantie gegeben, dass sich durch die Reduktion des Kühlluftmassenstroms automatisch auch der Kühlluftwiderstand verringert, da sich durch die Umverteilung der Fahrzeugumströmung auch negative Interferenzeffekte ergeben können die dann zu einem Anstieg des Kühlluftwiderstandes führen. Der Impulssatz alleine stellt also

keine verlässliche Methode dar um den Kühlluftwiderstand eines Fahrzeugs zu optimieren. Es muss dabei immer, zusätzlich der Anteil des Kühlluft-Interferenzwiderstandes mit berücksichtigt werden.

Interferenzwiderstand

Dass der Kühlluft-Interferenzwiderstand von gleicher Größenordnung wie der Durchströmwiderstand sein kann, zeigen z. B. die Untersuchungen von Garrone et al. [8]. Sie bestimmen die einzelnen Widerstandsanteile für Fahrzeugoberseite, Fahrzeugunterseite und Kühlluftführungssystem experimentell, in dem sie zwei separate Waagen zur Messung der Luftkräfte in die Fahrzeugoberseite und das Kühlluftführungssystem einbauen und den Luftwiderstand des gesamten Modells im Windkanal messen. Dabei stellen sie fest, dass der nach Gleichung (2.9) bestimmte Kühlluftwiderstand einen geringeren Wert hat als der, den sie mit der Waage des Kühlluftführungssystems messen. Sie führen diese Widerstandsreduktion auf positive Interferenzeffekte der Kühlluftströmung zurück.

Diese Interferenzeffekte lassen sich im Windkanal allerdings nur sehr schwer lokalisieren. Hier stellt die numerische Strömungssimulation das geeignete Werkzeug dar, um die Interaktion der Kühlluft mit der Außenumströmung, bzw. den daraus resultierenden Einfluss auf den Luftwiderstand, besser beurteilen zu können. Im nächsten Unterkapitel werden daher die Grundlagen, die für eine numerische Strömungssimulationen notwendig sind, eingeführt.

2.2 Numerische Grundlagen

Der zweite Teil dieses Kapitels wird sich mit den Grundlagen der numerischen Strömungssimulation befassen. Bei der numerischen Strömungssimulation, oder kurz CFD (Computational Fluid Dynamics) wird ein entsprechend großer Fluidraum, der sich um das umströmte Objekt herum befindet, in viele kleine Teile (Finite Elemente oder Finite Volumen) zerlegt. Für jedes dieser Elemente werden dann algebraische Gleichungen, die die strömungsmechanischen Beziehungen zwischen den Elementen beschreiben, numerisch gelöst. Nachfolgend werden diese Gleichungen näher erläutert. In der vorliegenden Arbeit wird zur Lösung dieser algebraischen Gleichungen das kommerzielle Programm Star-CD eingesetzt.

2.2.1 Grundgleichungen

Die numerische Strömungssimulation bedient sich zur Berechnung von Strömungen kontinuumsmechanischen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Dabei werden die drei Größen Masse, Impuls und Energie in Erhaltungsform, d.h. als Divergenz dieser Größen formuliert. Das bedeutet, dass das Differentialgleichungssystem an einem raumfesten Kontrollvolumen hergeleitet wird, so dass jede Gleichung direkt die Massen-, Impuls-, oder Energieerhaltung ausdrückt [22]. Diese Gleichungen, die die kontinuumsmechanischen Eigenschaften eines Fluids vollständig beschreiben, werden im allgemeinen auch als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet. Mit Hilfe dieser Grundgleichungen lassen sich technisch interessierende Strömungsgrößen wie Geschwindigkeit, Dichte, Druck und Temperatur von kompressi-

blen und inkompressiblen Fluiden, in Abhängigkeit der drei kartesischen Koordinaten und der Zeit berechnen [17].

Im folgenden werden die Erhaltungsgleichungen in differentieller Form und in vektorieller Schreibweise dargestellt.

- Kontinuitätsgleichung (Masseerhaltung):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (2.13)$$

- Navier-Stokes-Gleichung (Impulserhaltung):

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right) = \vec{F} - \nabla p + \mu \cdot \Delta \vec{v} \quad (2.14)$$

- Energiegleichung (Energieerhaltung):

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial e}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) e \right) = \nabla \lambda \cdot (\nabla T) - p(\nabla \vec{v}) + \mu \Phi + \rho \cdot \frac{dq_s}{dt} \quad (2.15)$$

mit

- t : Zeit
- ρ : Dichte des Fluids
- p : Druck
- \vec{v} : Geschwindigkeitsvektor
- \vec{F} : Volumenkräfte
- T : Temperatur
- e : Im Volumenelement befindliche Energie
- λ : Wärmeleitfähigkeit
- Φ : Dissipationsfunktion
- q_s : Wärmefluss pro Fläche

$\Delta \vec{v}$ steht für den auf \vec{v} angewandten Laplace-Operator. Der Operator Nabla ∇ beschreibt die Divergenz des jeweiligen Vektors, auf den dieser Operator angewandt wird. Er enthält die folgenden Komponenten.

$$\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right)^T$$

Eine ausführliche Herleitung der Gleichungen findet sich bei [21].

2.2.2 Diskretisierung

Die Navier-Stokes-Gleichungen beschreiben ein System von gekoppelten, partiellen Differentialgleichungen zweiter Ordnung. Solche Differentialgleichungssysteme lassen sich bis heute nicht auf analytischem Wege lösen. Deshalb sind für die Berechnung von Strömungen mit diesen Gleichungen numerische Lösungsmethoden notwendig. Dabei werden die partiellen Differentialgleichungen mit Hilfe von Diskretisierungsmethoden von der kontinuierlichen Form in eine diskrete Beschreibung überführt. Das bedeutet, dass die Variablen nur in einigen diskreten Punkten im Raum und zu bestimmten Zeitpunkten definiert sind.

Diskretisierung im Raum

Eine Diskretisierungsmethode die auch in dieser Arbeit verwendet wird, ist die Finite-Volumen-Methode (FVM). Dabei wird das gesamte Strömungsfeld in kleine Elemente, in sogenannte Finite Volumen aufgeteilt. Die Differentialgleichungen werden für die Diskretisierung über das gesamte Strömungsgebiet integriert. Hierfür wird der aus der Vektoranalysis bekannte Gaußsche Integralsatz angewandt

$$\int_V (\nabla \cdot \mathbf{f}) \cdot d\mathbf{V} = \int_O (\mathbf{f} \cdot \mathbf{n}) \cdot d\mathbf{O} \quad (2.16)$$

Für jedes der Finite Volumen, wird das Volumenintegral, bei Hexaederzellen, in sechs Oberflächenintegrale (jeweils eines für die Seitenflächen der Elemente) umgewandelt [21]. O steht hier für die Oberfläche des Berechnungsvolumens und $\mathbf{n} = (n_1, n_2, n_3)^T$ für den nach außen weisenden Normalenvektor. Durch die Integration reduziert sich die Ordnung aller Differentialquotienten um eins und die so entstandenen algebraischen Gleichungen können dann für jedes Element mit Rechnerunterstützung gelöst werden.

Zeitdiskretisierung

Bei der Zeitdiskretisierung werden die Strömungsvariablen nur zu bestimmten Zeitpunkten berechnet und abgespeichert. Der zeitliche Verlauf der Variablen zwischen diesen Zeitpunkten wird approximiert [17]. Für die instationären Strömungsberechnungen im Rahmen dieser Arbeit, wird für die Zeitdiskretisierung ein Implizites Rückwärtsverfahren angewandt. Als Beispiel für ein solches Verfahren soll hier das Implizite Euler-Verfahren kurz erläutert werden. Es schreibt sich mit der Funktion $f[u(t^n)] = f(u^n) = f^n$ und der Variablen $u(t^n) = u^n$ zum Zeitpunkt $n + 1$ zu:

$$\frac{u^{n+1} - u^n}{\Delta t} = f^{n+1} \quad , \quad u^{n+1} = u^n + \Delta t \cdot f(u^{n+1}) \quad (2.17)$$

Das Verfahren wird als implizit bezeichnet, da es sich nicht nach der unbekanntem Größe u^{n+1} auflösen lässt, was einen höheren Programmieraufwand bedeutet. Der Vorteil dieses Verfahrens gegenüber einem expliziten Verfahren liegt jedoch in der höheren numerischen Stabilität [17].

Die Stabilität eines Verfahrens hängt maßgeblich von der gewählten Zeitschrittweite ab und lässt sich mit der sogenannten CFL-Bedingung (Courant-Friedrich-Levy-Bedingung) überprüfen. Diese lautet:

$$\Delta t < \text{CFL} \frac{\Delta x}{u} \quad (2.18)$$

Dabei ist Δt der diskrete Zeitschritt, Δx der diskrete Ortsschritt, u die lokale Geschwindigkeit und der Vorfaktor CFL die CFL-Zahl (oft auch als Courant-Zahl bezeichnet) deren Wert verfahrensabhängig ist. Als diskreter Ortsschritt wird im Rahmen dieser Arbeit die durchschnittliche Kantenlänge der wandnächsten Zellschicht mit $\Delta x = 0,03 \text{ mm}$ eingesetzt.

2.2.3 Randbedingungen und getroffene Annahmen

Da bei den am Kraftfahrzeug auftretenden Strömungen, für die Mach-Zahl (Verhältnis von Anströmgeschwindigkeit u_∞ und Schallgeschwindigkeit a_∞) $Ma \leq 0,3$ gilt, kann das Newtonsche Medium Luft als inkompressibel angesehen werden. Die Betrachtung des vorliegenden Strömungsproblems erfolgt außerdem isotherm, weshalb im Folgenden die Energiegleichung vernachlässigt werden kann. Für den Teil der Arbeit, in dem nur stationäre Lösungen betrachtet werden, gilt außerdem für die Navier-Stokes-Gleichungen $\frac{\partial}{\partial t} = 0$. Die stationär berechneten Ergebnisse werden mit zeitlich gemittelten, experimentellen Werten verglichen. Da bei einem realen Fahrzeug aber auch instationäre Strömungen auftreten, kann es nicht ausgeschlossen werden, dass es dabei zu Abweichungen aufgrund von instationären Effekten am Fahrzeug kommt.

Ein weiterer wichtiger Punkt, der bei der Simulation zu beachten ist, ist die Frage, ob die Strömung laminaren oder turbulenten Charakter besitzt. Ausschlaggebend hierfür ist die Reynoldszahl. Geht man davon aus, dass für das charakteristische Längenmaß die Fahrzeuglänge herangezogen wird (ca. 4,5 m), liegen die Reynoldszahlen ungefähr in der Größenordnung 10^7 , was bedeutet, dass die Strömung als voll turbulent angesehen werden kann. Sie wurde deshalb mit den sogenannten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, wie sie nachfolgend beschrieben werden, berechnet.

2.2.4 Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)

Um turbulente Strömungen eines inkompressiblen Mediums simulieren zu können, werden die mit dem Reynolds Ansatz modifizierten Navier-Stokes-Gleichungen herangezogen. Dieser Ansatz leitet sich aus experimentellen Erkenntnissen von Untersuchungen turbulenter Strömungen ab. Die Strömungsgrößen ϕ , wie z. B. die Komponente eines Geschwindigkeitsvektors, werden hierbei als Überlagerung des zeitlich gemittelten Wertes $\bar{\phi}$ dieser Größen und einem zusätzlichen Schwankungstherm ϕ' dargestellt [21]:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (2.19)$$

Die Definition des zeitlichen Mittelwertes der Strömungsgröße an einem festen Ort lautet

$$\bar{\phi} = \frac{1}{T} \int_0^T \phi dt \quad (2.20)$$

Darin ist T eine bestimmte Zeitspanne. Nach dem Einsetzen dieser Größen in die Navier-Stokes-Gleichungen, erhält man die sogenannten Reynoldsgleichungen. Sie ermöglichen es, die Schwankungsbewegungen von turbulenten Strömungen zu berücksichtigen, ohne sie dabei detailliert räumlich und zeitlich auflösen zu müssen und schreiben sich für inkompressible Medien bei Vernachlässigung der äußeren Volumenkraft wie folgt [17]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.21)$$

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{u}_j \cdot \bar{u}_i) \right) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \right] \quad (2.22)$$

Diese Gleichungen sind um einen zusätzliche Term der Schwankungsgrößen, die sogenannten Reynolds-Spannungen erweitert:

$$\tau_{ij}^t = -\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} \quad (2.23)$$

Durch die Erweiterung um diese Unbekannten ist das Gleichungssystem nicht mehr geschlossen und lässt sich deshalb so nicht lösen. Die Lösung von solchen Gleichungssystemen lässt sich nur über eine Modellierung der Turbulenz, wie sie nachfolgend vorgestellt wird, finden.

2.2.5 Turbulenzmodellierung

Die Modellierung der Turbulenz erfolgt in den meisten Fällen über den Boussinesq-Ansatz. Die Reynolds-Spannungen sind dabei proportional zu den Gradienten der mittleren Geschwindigkeitskomponenten gesetzt. Turbulenzmodelle die diesen Ansatz verwenden, werden auch als Wirbelviskositätsmodelle bezeichnet. Sie enthalten anstatt der 6 unbekanntenen Reynolds-Spannungen nur noch eine Unbekannte, die Wirbelviskosität μ_t . Der Boussinesq-Ansatz schreibt sich wie folgt:

$$-\rho \cdot \overline{u_i \cdot u_j} = \mu_t \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot K \cdot \delta_{ij} \quad (2.24)$$

mit $\delta_{ij} = 1$, für $i = j$ und $\delta_{ij} = 0$, für $i \neq j$.

Der Proportionalitätsfaktor μ_t wird als turbulente Viskosität oder Wirbelviskosität bezeichnet. Er ist im Gegensatz zur molekularen Viskosität μ keine Stoffkonstante, sondern eine zu bestimmende Funktion, die die Eigenschaft der Turbulenz einer Strömung beschreibt. K ist die spezifische turbulente Energie der Schwankung und ist folgendermaßen definiert:

$$K = \frac{1}{2} \cdot (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (2.25)$$

Bei den Geschwindigkeiten u , v und w handelt es sich um die Schwankungsgeschwindigkeiten in x -, y - und z - Richtung. Zur Bestimmung der Wirbelviskosität μ_t werden Turbulenzmodelle herangezogen, die abhängig vom jeweiligen Strömungsproblem, sowohl aus einfachen algebraischen Gleichungen, als auch aus partiellen Differentialgleichungen bestehen können. Diese Modelle werden nachfolgend kurz beschrieben. Darüber hinaus wird die Gruppe der Reynolds-Spannungsmodelle vorgestellt, die nicht auf dem Boussinesq-Ansatz basieren.

1. Nullgleichungsmodelle:

Bei diesen Modellen wird μ_t an Hand von algebraischen Gleichungen, die charakteristische Strömungsgrößen der Turbulenz, wie zum Beispiel ein turbulentes Längenmaß beschreiben, berechnet. Das wohl bekannteste Modell dieser Art ist der Prandtl'sche Mischungswegansatz:

$$\mu_t = C \cdot \rho \cdot l^2 \cdot \left| \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right| \quad (2.26)$$

mit

$$l = 0,41 \cdot z \quad (2.27)$$

Die Größe l wird dabei als Prandtl'scher Mischungsweg bezeichnet, also die Strecke die ein Turbulenzballen zurücklegt, bis er sich vollständig mit seiner Umgebung vermischt hat [21]. Da das Bestimmen dieser Größe bei dreidimensionalen Strömungen sehr schwierig sein kann, werden Nullgleichungsmodelle nur auf einfache Strömungsfälle, wie zum Beispiel auf zweidimensionale Grenzschichtströmungen in Wandnähe angewandt.

Nullgleichungsmodelle gehen außerdem nur von den lokalen Gegebenheiten aus, die die Turbulenz beeinflussen. Die Transportmechanismen der Turbulenz bleiben bei solchen Modellen unberücksichtigt.

2. Eingleichungsmodelle:

Die Eingleichungsmodelle haben ihren Namen von einer zusätzliche Differentialgleichung die den Transport der turbulenten kinetische Energie berücksichtigt. Beim Prandtl'schen Ein-Gleichungsmodell wird die Wirbelviskosität an Hand der Beziehung

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot L \cdot \sqrt{K} \quad , \text{ mit } C_\mu = 0,09 \quad (2.28)$$

berechnet, wobei die Größe K die zeitlich gemittelte, in den turbulenten Schwankungsbewegungen enthaltene kinetische Energie darstellt [17]. Das turbulente Längenmaß L muss durch eine empirische Gleichung ermittelt werden.

3. Zweigleichungsmodelle:

Stellvertretend für diese Modelle soll hier das im Rahmen dieser Arbeit verwendete

k- ε Modell vorgestellt werden. Diese Modelle verwenden zusätzlich zu der Transportgleichung für die Berechnung der turbulenten kinetischen Energie k noch eine weitere Transportgleichung für die Bestimmung der Dissipationsrate ε (k- ε Modell). An Hand dieser turbulenten Größen lässt sich dann folgender Ansatz zur Modellierung der Wirbelviskosität lösen

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \cdot \frac{K^2}{\varepsilon} \quad , \text{ mit } C_\mu = 0,09 \quad (2.29)$$

Dieser Ansatz hat den Vorteil, dass er keine charakteristische Länge enthält, die es empirisch zu bestimmen oder abzuschätzen gilt.

4. Reynolds-Spannungsmodelle:

Die Reynolds-Spannungsmodelle sind wie bereits erwähnt die Einzigen, die nicht auf dem Boussinesq-Ansatz basieren. Bei Strömungen mit stark anisotroper Turbulenz kann der Ansatz der Wirbelviskosität nicht mehr verwendet werden, da die Turbulenz hier richtungsabhängig ist. Diese Richtungsabhängigkeit wird durch die turbulente kinetische Energie nicht berücksichtigt. Stattdessen werden die Komponenten des Reynolds-Spannungstensors bei diesen Modellen einzeln berechnet. Auch hier gibt es, wie bei den Wirbelviskositätsmodellen algebraische Gleichungsmodelle, sowie Transportgleichungsmodelle, bei denen für jede Reynolds-Spannung eine eigene Transportgleichung integriert wird [17]

Das im Rahmen dieser Arbeit angewandte k- ε Modell verliert in der viskosen Unterschicht der Wandgrenzschicht, wo die molekulare Zähigkeit überwiegt, seine Gültigkeit. Zudem würde es für die Berechnung der Strömung in den wandnahen Schichten einen enormen zusätzlichen Rechenaufwand bedeuten. Deshalb beschränkt sich die Anwendung dieses Turbulenzmodells nur auf den Bereich außerhalb der wandnahen Zonen. Für die Berechnung der wandnahen Bereiche wurden hier deshalb das logarithmische Wandgesetz sowie ein Zweischichten-Modell (Two-Layer) eingesetzt.

Wandgesetz

Die Kombination des k- ϵ Modells mit dem logarithmischen Wandgesetz wird als Standard k- ϵ Modell bezeichnet. Bei diesem Modell entfällt die Berechnung der Strömung in der viskosen Unterschicht. Stattdessen wird die Geschwindigkeit in dieser Schicht als wandparallel angenommen. Der erste Berechnungspunkt für die Berechnung der wandnahen Schichten mit dem logarithmischen Wandgesetz muss deshalb außerhalb der viskosen Unterschicht liegen. Für die Geschwindigkeiten in der viskosen Unterschicht bzw. in der wandnahen Zone gilt somit der dimensionslose Wert

$$u^+ = \begin{cases} y^+ & , \quad y^+ \leq y_m^+ \\ \frac{1}{\kappa} \ln(C_E y^+) & , \quad y^+ > y_m^+ \end{cases} \quad (2.30)$$

mit

$$u^+ = \frac{u - u_{Wand}}{u_\tau}$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$y^+ = \rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k^{\frac{1}{2}} \frac{y}{\mu}$$

y : Abstand des Zellmittelpunktes senkrecht zur Wand

C_E : Empirisch bestimmter Koeffizient

κ : Karmankonstante

τ_w : Wandschubspannung

$$C_\mu = 0.09$$

Für y_m^+ gilt:

$$y_m^+ - \frac{1}{\kappa} \ln(C_E y_m^+) = 0 \quad (2.31)$$

Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass die wandnahen Bereiche nicht sehr hoch im Rechengitter aufgelöst werden müssen, was eine enorme Einsparung an Zellen und somit Rechenzeit bedeutet. Der Nachteil liegt jedoch in der Ungenauigkeit der Darstellung der turbulenten Vorgänge in Wandnähe. Die Genauigkeit dieses Modells nimmt ab, je mehr sich die berechnete Strömung von den Annahmen, die dem Wandgesetz zugrunde liegen, entfernt. Es handelt sich dabei im einzelnen um folgende Voraussetzungen:

- Die Änderungen der Strömungsgrößen in der Grenzschicht dominieren in Wandnormalenrichtung.
- Der Einfluß von Druckgradienten und Impulsquellen ist sehr klein und erlaubt eine einheitliche Scherspannung in der Wandgrenzschicht.

- Scherspannungs- und Geschwindigkeitsvektoren verlaufen parallel und gleichgerichtet in der Wandgrenzschicht.
- Es gibt ein Gleichgewicht zwischen der Produktion und der Dissipation von Turbulenzenergie in der Wandgrenzschicht.
- Die Änderung der turbulenten Längenskala verläuft linear.

Two-Layer-Modell

Das Two-Layer-Modell bedient sich zur Berechnung von Strömungen, inklusive der kompletten Wandgrenzschicht, eines zwei Schichten Ansatzes. Bei diesem Ansatz werden die wandnahen Zonen im Gegensatz zum Wandgesetz numerisch aufgelöst, d.h. diese Bereiche werden mit, zur Wand hin immer feiner werdenden Zellschichten versehen. Dadurch ist eine Berechnung der strömungsmechanischen Vorgänge in der Wandgrenzschicht möglich. Bei der Vernetzung der Wandgrenzschicht ist darauf zu achten, dass der y^+ -Wert bei $y^+ \approx 3$ liegt [3] (bei anderen Turbulenzmodellen wie z.B. dem Low-Reynolds-Number-Modell beträgt er normalerweise $y^+ \approx 1$). Die viskose Unterschicht wird hierbei nicht mehr durch das Wandgesetz modelliert, sondern mit Hilfe von dünnen Zellschichten berechnet. Außerhalb dieses, von der molekularen Zähigkeit dominierten Bereichs, wird das Strömungsgebiet mit dem k - ε Modell berechnet.

Die Berechnung der viskosen Unterschicht hingegen geschieht mit Hilfe eines Eingleichungs-Modells. Dabei wird für die Bestimmung von k weiterhin eine Transportgleichung gelöst, während für die Verteilung von ε ein algebraischer Ansatz verwendet wird. Die Wirbelviskosität wird um einen, vom Wandabstand abhängigen Faktor f_μ erweitert [3]:

$$f_\mu = 1 - \exp\left(-\frac{1}{A_\mu} Re_y\right) \quad (2.32)$$

mit

$$\begin{aligned} Re_y &= \frac{\sqrt{k}y}{\nu} \\ l &= \kappa C_\mu^{-0,75} \\ A_\mu &= 50,5 \\ \kappa &: \text{Karmankonstante} \\ y &: \text{Wandabstand} \end{aligned}$$

Für die Berechnung der Dissipationsrate ε existieren verschiedene algebraische Ansätze. Im Rahmen dieser Arbeit wurde für die Berechnung der Kraftfahrzeugumströmung der Ansatz nach Norris und Reynolds verwendet, da er hinsichtlich Stabilität und Konvergenz die besten Ergebnisse liefert:

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \left(1 + \frac{C_\varepsilon}{Re_y}\right) \quad (2.33)$$

mit

$$C_\varepsilon = 5,3$$

Durch das Einführen dieses speziell für die Wandgrenzschicht formulierten Ansatzes können jetzt die turbulenten Größen an der Wand berechnet werden. Dadurch lässt sich eine deutlich bessere Aussage über Ablösungen als beim Standard k- ε -Modell treffen.

2.3 Strömungssimulation mit STAR-CD

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete kommerzielle Softwarepaket STAR-CD, setzt sich unter anderem aus dem Pre-Postprozessor Prostar, sowie dem Solver STAR zusammen. Zudem enthält es verschiedene Elemente zur Generierung des Rechennetzes.

Diskretisierung in STAR-CD

Für die Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen, wie sie im Abschnitt 2.2.1 beschrieben sind, verwendet STAR-CD die bereits erwähnte Finite-Volumen-Methode. Dabei wird der Rechenraum in mehrere Kontrollvolumina (Zellen) aufgeteilt. Die Differentialgleichungen werden dann über die jeweilige Zelle und deren Oberfläche integriert. Anschließend folgt eine Approximation der unabhängigen Variablen in den Mittelpunkten der Zellen. Für die Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen mit der Finite-Volumen-Methode ist es hilfreich, diese in die folgende koordinatenfreie Vektorschreibweise zu überführen:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) + \text{div}(\rho\vec{u}_r\Phi - \Gamma_\Phi \text{grad}\Phi) = S_\Phi \quad (2.34)$$

In dieser Schreibweise steht Φ für eine der unabhängigen Variablen (u_i , k , e , usw.) und \vec{u}_r für die Relativgeschwindigkeit zwischen der Anströmgeschwindigkeit und einer lokalen Geschwindigkeit. Γ_Φ steht für die entsprechenden Diffusionsterme und S_Φ für die Quellterme der Ausgangsgleichung.

Durch Integration der Gleichung (2.34) über ein geschlossenes Volumen mit der Oberfläche S erhält man:

$$\frac{\partial}{\partial t} \oint_V (\rho\Phi) dV + \oint_S (\rho\vec{u}_r\Phi - \Gamma_\Phi \text{grad}\Phi) d\vec{S} = \oint_V s_\Phi dV \quad (2.35)$$

Der Vektor \vec{S} ist hier der Oberflächenvektor des Kontrollvolumens V . Wendet man nun diese Gleichung auf eine Volumenzelle eines Rechennetzes mit dem Volumen V_p und der Oberfläche S_j , ($j = 1, \dots, n$) an, so erhält man

$$\frac{\partial}{\partial t} \underbrace{\oint_{V_p} (\rho\Phi)dV}_{T_1} + \underbrace{\sum_j \oint_{S_j} (\rho\vec{u}_r\Phi - \Gamma_\Phi \text{grad}\Phi)d\vec{S}}_{T_2} = \underbrace{\oint_{V_p} s_\Phi dV}_{T_3} \quad (2.36)$$

Für den weiteren Verlauf der Diskretisierung werden nun Approximationen der Terme T_j , ($j = 1, 2, 3$) eingeführt. Für die zeitliche Diskretisierung des Terms T_1 soll gelten:

$$T_1 = \frac{3(\rho\Phi V)^n - 4(\rho\Phi V)^{n-1} + (\rho\Phi V)^{n-2}}{2\delta t} \quad (2.37)$$

Es handelt sich hierbei um ein implizites Rückwärtsverfahren zweiter Ordnung, welches sich zur Diskretisierung des zeitabhängigen Terms dreier aufeinanderfolgenden Zeitpunkten bedient (siehe Abbildung 2.4).

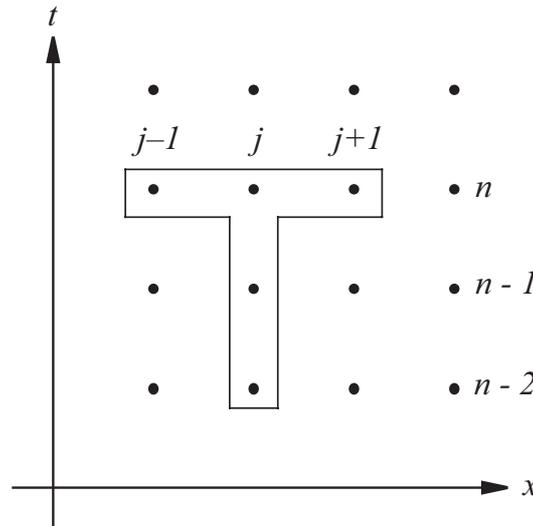


Abb. 2.4: Veranschaulichung des verwendeten Zeitdiskretisierungsschemas zweiter Ordnung [4]

Der zweite Term T_2 der Gleichung (2.36) wird in die Konvektiven Flüsse K_j und die diffusiven Flüsse D_j aufgespalten, die als über die Oberflächen der Zellen gemittelte Werte ausgedrückt werden.

$$T_2 \approx \sum_j (\rho\vec{u}_r\Phi\vec{S})_j - \sum_j (\Gamma_\Phi \vec{\text{grad}}\Phi\vec{S})_j \equiv \sum_j K_j - \sum_j D_j \quad (2.38)$$

Die Diffusionsterme D_j werden durch oberflächenzentrierte Ausdrücke angenähert

$$D_j \approx \Gamma_{\Phi,j} \left[f_j^l (\Phi_N - \Phi_P) + \left\{ \vec{grad}\Phi \vec{S} - f_j^l \vec{grad}\Phi \vec{d}_{PN} \right\}_j \right] \quad (2.39)$$

Der erste Term beschreibt die diffusiven Flüsse in Normalenrichtung zwischen zwei benachbarten Zellen und der zweite Term die difussiven Flüsse, die quer dazu verlaufen. Weiter ist f_j^l ein geometrischer Faktor, \vec{d}_{PN} der Abstandsvektor zwischen den Zellmittelpunkten P und N und $\Gamma_{\Phi,j}$ eine interpolierte Flächendiffusion.

Die Art und Weise wie die konvektiven Flüsse K_j diskretisiert werden spielt für die Stabilität und Genauigkeit einer Strömungsberechnung eine große Rolle. STAR-CD verfügt hierfür über mehrere räumliche Diskretisierungsverfahren verschiedener Ordnungen wobei für die konvektiven Flüsse K_j gilt :

$$K_j \equiv F_j \Phi_j \quad (2.40)$$

mit

$$F_j \equiv \left(\rho \vec{u}_r \cdot \vec{S} \right)_j \quad (2.41)$$

F_j beschreibt darin den Massenfluss durch die Oberfläche j und Φ_j stellt einen gemittelten Wert dar, der abhängig vom verwendeten Verfahren zwischen verschiedenen Knotenwerten des Rechnernetzes interpoliert wird.

Im Rahmen dieser Arbeit wird das räumliche Diskretisierungsverfahren MARS (Monotone Advection and Reconstruction Scheme) verwendet. Die Erfahrung hat gezeigt, dass dieses Verfahren, bei einem hoch komplexen Rechnernetz wie das eines Kraftfahrzeugs, die besten Resultate hinsichtlich der Stabilität und Genauigkeit liefert. Das MARS Verfahren ist ein multidimensionales Verfahren zweiter Ordnung, welches sich aus folgenden zwei Schritten zusammensetzt [3]:

- **Reconstruction**
Dieser erste Schritt dient zur Berechnung eines monotonen Gradientenfeldes an Hand des TVD Verfahrens (Total Variation Diminishing) zweiter Ordnung.
- **Advection**
Der zweite Schritt berechnet, an Hand der rekonstruierten Strömungsgrößen die Flüsse durch die Oberflächen der Zellen mit Hilfe eines monotonen Verfahrens. Dieses minimiert unerwünschte Oszillationen der Strömungsgrößen im Verlauf der Rechnung, ohne dabei die Genauigkeit eines Diskretisierungsverfahrens zweiter Ordnung zu beeinträchtigen. Dieser Vorgang lässt sich über einen Kompressionsfaktor, der zwischen 0 und 1 liegt, beeinflussen. Bei stationären Simulationen ist dieser Faktor standarmäßig auf 0,5 gesetzt, da dieser Wert den besten Kompromiss bezüglich Genauigkeit und Stabilität des Verfahrens darstellt.

Der dritte Term T_3 aus Gleichung (2.36), der Quellen und Senken sowie externe Flüsse beinhalten kann, lässt sich wie folgt approximieren:

$$T_3 \approx s_1 - s_2 \Phi_p \quad (2.42)$$

mit der diskretisierten Form der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{(\rho V)^n - (\rho V)^0}{\delta t} + \sum F_j = 0 \quad (2.43)$$

ergibt sich schließlich folgende kompakte Form der Ausgangsgleichung

$$A_p \Phi_p^n = \sum_m A_m \Phi_m^n + s_1 + B_p \Phi_p^0 \quad (2.44)$$

mit

- A_m : Anteil der konvektiven und diffusiven Flüsse
- $B_p \equiv \frac{(\rho V)^0}{\delta t}$

Lösungsalgorithmus

STAR-CD verwendet zur Lösung der diskretisierten Gleichungen standardmäßig implizite Verfahren. Diese sind durch die Lösungsalgorithmen SIMPLE, PISO und SIMPISO realisiert. Die drei Algorithmen besitzen alle die Gemeinsamkeit, dass sie zur Lösung der Gleichungen mit dem Prädiktor-Korrektor Verfahren arbeiten. Dabei wird in einem ersten Schritt zunächst eine grobe Näherungslösung bestimmt (Prädiktorschritt), die dann in einem zweiten Schritt (Korrektorschritt) verbessert wird (oft sind es auch mehrere Korrektorschritte). Hierfür werden die Grundgleichungen zunächst entkoppelt und anschließend iterativ gelöst.

Im Rahmen dieser Arbeit wird, sowohl für die stationäre, als auch für die instationäre Simulation, der Algorithmus SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) verwendet. Durch eine Neuerung im Gleichungslöser STAR, kann mit der 4. Generation des Softwarepakets STAR-CD, der Algorithmus SIMPLE auch für instationäre Simulationen angewandt werden. Dies war in der Vorgängergeneration aus Gründen der Genauigkeit und Stabilität nur bedingt unter der Beachtung von wirtschaftlichen Aspekten möglich.

Beim SIMPLE-Algorithmus wird, im Gegensatz zu den anderen Algorithmen, nur ein Korrektorschritt durchgeführt. Bei instationären Simulationen mit diesem Algorithmus, wird daher die Prädiktor/Korrektor Sequenz aus Gründen der Stabilität und der Genauigkeit für jeden Zeitschritt wiederholt. Dadurch müssen die Toleranzen der Lösungsvariablen nicht so klein, wie zum Beispiel beim PISO Algorithmus gewählt werden [4] und es kann außerdem mit einer größeren Zeitschrittweite gerechnet werden, ohne dabei an Genauigkeit zu verlieren [5].

2.4 Netzgenerierung

Die Qualität des Rechennetzes spielt eine entscheidende Rolle für die Genauigkeit der Lösung eines Strömungsproblems. Bei der Generierung des Rechengitters muss deshalb mit großer Sorgfalt vorgegangen werden. Je nach verwendetem Diskretisierungsverfahren, hat die Güte der Zellen einen mehr oder weniger großen Einfluss auf die Stabilität und das Konvergenzverhalten einer Rechnung. Das Rechenetz wird in Abhängigkeit von verschiedenen Parametern, wie zum Beispiel geforderter Genauigkeit oder Rechnerkapazität erstellt. Besondere Aufmerksamkeit ist auch der Vernetzung der Grenzschicht zu widmen, wobei besonders auf die Einhaltung der y^+ -Regel (s. Kap. 2.2.5) zu achten ist.

In der Fahrzeugaerodynamik erfolgt die Generierung der Rechnetze in der Regel weitestgehend automatisiert. Dabei ist es nicht immer ganz einfach, ein dem Strömungsproblem angemessenes Rechenetz zu erzeugen. Oft muss ein Kompromiss gefunden werden zwischen der geforderten Qualität bzw. der Zellanzahl des Rechennetzes und den zur Verfügung stehenden Berechnungsressourcen. Allerdings konnte in den letzten Jahren, durch zunehmende Leistungsfähigkeit der Prozessoren, der Detaillierungsgrad der Rechnetze immer weiter erhöht werden. Die hohe Auflösung der einzelnen Bauteile, kann aber je nach Komplexität der Geometrie und verwendeter Netzform, auch eine zunehmende Anzahl von Fehlern im Rechengitter mit sich bringen. Diese Fehler mussten bisher zum Teil aufwändig von Hand repariert werden, was einen enormen zusätzlichen Zeitaufwand bedeutet. Neuere Entwicklungen, wie zum Beispiel das auch im Rahmen dieser Arbeit verwendete Programm STAR-CCM+, ermöglichen es jedoch Rechnetze mit sehr viel weniger fehlerhaften Stellen zu generieren (s. Kap. 2.5).

2.4.1 Unterscheidung von Rechnetzen

Die Zellen der Rechnetze können recht unterschiedliche Formen annehmen. In der Regel sind die Netze aus Tetraeder oder Hexaeder bzw. Polyeder aufgebaut. Der Vorteil von Tetraedernetzen liegt darin, dass die Flächen der Zellen immer eben sind. Dadurch lassen sie sich gut an eine Geometrie anpassen was eine einfache Automatisierung des Vernetzungsprozesses bedeutet. Der Nachteil von Tetraedernetzen liegt allerdings darin, dass eine Rechnung mit solchen Netzen einen höheren numerische Aufwand als mit Hexaedernetzen bedeutet und in der Regel auch nicht deren Genauigkeit liefert. Hexaedernetze lassen sich nicht so gut an eine komplizierte Geometrie anpassen wie Tetraedernetze. Je nach Komplexität der Oberfläche kann es vorkommen, dass Zellen mehr oder weniger stark verzerrt oder verdreht werden. Zudem müssen die Hexaeder oft mit dem Körper verschnitten werden, wodurch dann Polyeder entstehen. Der Vorteil von Hexaedernetzen liegt jedoch darin, dass sie einen geringeren numerischen Aufwand und eine höhere Genauigkeit mit sich bringen. Grundsätzlich wird bei Rechnetzen zwischen strukturierten und unstrukturierten Netzen unterschieden. Des Weiteren werden in der Literatur noch weitere Netzformen beschrieben, die sich aus den genannten Arten ableiten lassen.

Strukturierte Netze

Unter einem strukturierten Netz versteht man Rechengitter, deren Gitterpunkte sich eindeutig, zu voneinander unabhängigen Netzlinienscharen zuordnen lassen. Diese Netzform bietet den Vorteil, dass sich die einzelnen Knotenpunkte durch fortlaufende Indizes der Koordinatenrichtungen in einer Matrix zusammenfassen lassen, die den Kurvenscharen zugeordnet werden kann. Durch diese Matrix sind Nachbarschaftsinformationen der Zellen eindeutig festgelegt, was den numerische Aufwand erheblich reduziert. Das einfachste strukturierte Netz ist ein kartesisches Rechengitter. Ein Beispiel für eine solche Netzform ist ein orthogonales Rechengitter. Bei der Vernetzung von gekrümmten Oberflächen, muss dieses Netz allerdings stufenweise an die Geometrie angenähert werden, weshalb es für komplexe Geometrien eher ungeeignet ist.

Unstrukturierte Netze

Bei unstrukturierten Netzen sind die einzelnen Knotenpunkte nahezu beliebig in einer Ebene oder im Raum angeordnet. Die Zellen innerhalb des Gitters können so auch jede beliebige Form haben. Die einzelnen Knotenpunkte können hier nicht einer unabhängigen Netzlinienschar zugeordnet werden. Stattdessen muss der Ort der Zelle sowie die Verknüpfung zur Nachbarzelle explizit angegeben werden. Dabei wird jeder Knotenpunkt einer Zelle, im mathematisch positiven Sinn nummeriert und in einer Zuordnungsmatrix den globalen Knotennummern zugewiesen [17]. Dadurch entsteht ein hoher numerischer Aufwand, der sehr viel Speicherplatz benötigt. Der Vorteil dieser Netze liegt allerdings in der großen Flexibilität und Anpassungsfähigkeit an komplizierte Berandungen. Bei den im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Netzen, handelt es sich um unstrukturierte Netze.

2.4.2 Vernetzungsstrategie bei Fahrzeugmodellen

Ein Kraftfahrzeug stellt ein geometrisch hochkomplexes Gebilde mit Öffnungen, Hohlräumen und vielen verschiedenen, zum Teil sogar bewegten Bauteilen dar. Alleine die Bauteilvielfalt des Motors mit seinen Komponenten bildet eine stark zerklüftete Oberfläche. Auch der Unterboden oder die drehenden Räder machen die Reduzierung des Luftwiderstandes eines Fahrzeugs mittels CFD, zu einer sehr anspruchsvollen Aufgabe. Will man die strömungsmechanischen Phänomene an einem PKW möglichst genau berechnen, ist daher ein qualitativ hochwertiges Rechengitter mit einer hohen Auflösung, d. h. mit möglichst vielen Volumenzellen nötig. Die Erstellung eines solchen Rechengitters, stellt immer noch eine große Herausforderung dar.

Bevor mit der Vernetzung des Fahrzeugs begonnen werden kann, muss die Oberfläche zunächst mit Hilfe eines CAD Programms aufbereitet werden. Dabei müssen Löcher auf der CAD Oberfläche geschlossen werden, um eine sauber definierte Ausgangsfläche für die Vernetzung zu erhalten. Der anschließende Vernetzungsprozess erfolgt, bis auf die Vernetzung der drehenden Bauteile, sowie des Kühlerpakets weitestgehend automatisiert. Für diesen Prozess wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit, das in STAR-CD implementierte Vernetzungswerkzeug ES-Aero verwendet. Die einzelnen Vernetzungsschritte werden nachfolgen kurz beschrieben:

Oberfläche vorbereiten

In einem ersten Schritt wird die Qualität der Oberfläche noch einmal überprüft und gegebenenfalls verbessert. Anschließend werden die Kanten, die beim späteren Verschneiden der Geometrie mit dem Hexaedernetz erhalten bleiben sollen, markiert.

Oberfläche extrudieren

Der nächste Schritt besteht darin, die Oberfläche in lokal variablen Abständen zu extrudieren und so eine zweite Oberfläche (Subsurface) zu erzeugen. Dies kann bei einer komplizierten Geometrie wie bei einem Fahrzeug sehr schwierig sein, da sich die Oberflächen nicht gegenseitig durchdringen dürfen. Zum Teil kann sogar eine manuelle Nacharbeitung nötig sein. Der so entstandene Zwischenraum (Extrusion-Layer) dient zur Auflösung der wandnahen Schichten.

Rechenvolumen definieren und diskretisieren

Für die anschließende Vernetzung, wird zunächst ein ausreichend großes Rechenvolumen, in Form einer rechteckigen Box um das Fahrzeug definiert. Bei der Dimensionierung der Rechenbox ist darauf zu achten, die Wände in einem ausreichenden Abstand zum Fahrzeug zu legen, um mögliche Wechselwirkungen zu vermeiden. Der so entstandene Rechenraum wird dann komplett mit Hexaedernzellen, die jeweils eine geometrieangepasste Größe haben, aufgefüllt. Das Maß der Verfeinerung richtet sich hierbei nach der Komplexität der Geometrie, bzw. nach dem an der jeweiligen Stelle zu erwartenden Strömungsphänomen.

Rechnetz mit der Geometrie verschneiden

Der so erzeugte Netzblock wird nun mit dem Fahrzeug verschnitten. Hierfür wird nicht die Fahrzeugoberfläche selbst, sondern die im zweiten Schritt erstellte Subsurface herangezogen. Dabei können an den Schnittflächen, Polyederzellen (getrimmte Zellen) entstehen. Die Zellknoten werden bei diesem Vorgang auf die extrudierte Oberfläche verschoben. Dabei kann es zu einer unscharfen Abbildung von Geometrieberandungen kommen. Nur die im ersten Schritt markierten Kanten bleiben exakt erhalten.

Wandparallele Schichten generieren

Der entstandene Hohlraum zwischen Fahrzeug und Hexaedernetz wird mit wandparallelen Schichten (sogenannten Sub-Layer) erzeugt, die ausgehend von den Hexaedernzellen in immer feineren Schichten zur Wand des Fahrzeugs hin extrudiert werden. Anzahl und Grad der Verfeinerung, wird hierbei abhängig von dem zu untersuchenden Strömungsproblem festgelegt.

Verfeinerung des Nachlaufs und des Bodens

Abschließend wird der Nachlauf des Fahrzeugs weiter verfeinert. Ebenso die Zellen in Bodennähe, um die Bodengrenzschicht besser aufzulösen. Nach Fertigstellung des Rechnetzes müssen noch die Randbedingungen definiert werden. Dies kann entweder automatisch mit speziell zu diesem Zweck programmierten Makros, oder von Hand in Pro-STAR erfolgen.

Vernetzung des Kühlerpakets und des Lüfters

Die feine Struktur der in einem Fahrzeug enthaltenen Kühlaggregate wie Ladeluftkühler, Kühlmittelkühler und Kondensator machen eine geometriegebundene Vernetzung dieser Bauteile so gut wie unmöglich. Die Auflösung der Kühlermatrix würde die Zellanzahl auf ein nicht mehr zu bewältigendes Maß anwachsen lassen. Stattdessen werden diese Körper als poröse Struktur angesehen und dementsprechend in Pro-STAR modelliert. Dabei wird die poröse Geometrie der Kühlluftaggregate durch Fluidzellen dargestellt, deren Durchlässigkeit über Porositätskoeffizienten festgelegt wird. Die Porositätskoeffizienten werden zuvor aus einem gemessenen Kühlerkennfeld ermittelt.

Die Darstellung des Lüfters im Rechennetz ist in der Regel nicht notwendig, da dieser bei Windkanaluntersuchungen im Windmillingbetrieb, also frei drehend in der Anströmung betrachtet wird und so einen Widerstand darstellt, der als vernachlässigbar klein angesehen werden kann. Bei der im Rahmen dieser Arbeit untersuchten E-Klasse der Baureihe W212, wird aber dennoch ein drehender Lüfter simuliert, um eine möglichst realitätsnahe Simulation durchzuführen. Der Lüfter wird dabei mit dem MRF Ansatz, wie er auch bei den Rädern verwendet und nachfolgen beschrieben wird simuliert.

Darstellung der drehenden Räder

Die Simulation der drehenden Räder und des drehenden Lüfters erfolgt in dieser Arbeit quasi-stationär. Hierfür wird der sogenannten MRF- (Multiple Reference Frames) Ansatz verwendet. Dieser Ansatz arbeitet mit lokalen Referenzkoordinatensystemen die sich relativ zueinander bewegen. Für ein Fahrzeug mit drehenden Rädern bedeutet dies, dass die Strömung um die Karosserie in einem fahrzeugfesten Koordinatensystem betrachtet wird, während die Strömung im Bereich der Felgen, in einem mit der Rotationsgeschwindigkeit des Rades bewegten Koordinatensystem berechnet wird. Dieser Ansatz wurde unter anderem, in einer vorangegangenen Arbeit von Wäschle [31] 2006 für 1:1 Serienfahrzeuge untersucht und kann als validiert angesehen werden. Bei der Vernetzung von MRF-Gebieten ist unbedingt darauf zu achten, dass die Schnittstellen zwischen den Bereichen mit relativ zueinander bewegten Koordinatensystemen einen fließenden Übergang vorweisen. Dies bedeutet, dass an den Schnittstellen ein kontinuierliches Gitter vorliegen muss.

2.5 Unterschiede zwischen dem mit STAR-CD 3.26 und STAR-CCM+ generierten Rechennetz

Für die Erstellung, der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Rechennetze, kommen zwei verschiedenen Programme zum Einsatz. Die Rechengitter aus dem ersten Teil der Arbeit, wurden mit dem Programm STAR-CD 3.26 generiert. Im zweiten Teil der Arbeit werden, im Zuge der Neueinführung der Simulationssoftware STAR-CCM+ in die Mercedes-Benz Aerodynamiksimulation, die Rechennetze mit diesem Programm erstellt.

Der Hauptunterschied zwischen der Vernetzung mit STAR-CCM+ und STAR-CD liegt darin, dass STAR-CCM+ neben der bisher bekannten Vernetzung mit Hexaedern und Tetraedern, zusätzlich die Möglichkeit bietet ein Polyedernetz zu erstellen. Die im Rahmen dieser Arbeit

generierten Modelle, bestehen jedoch nach wie vor aus Hexaedernetzen, die mit der Fahrzeuggeometrie verschnitten werden. Allerdings erzeugt STAR-CCM+ hierbei, im Gegensatz zu STAR-CD, ein Rechennetz ohne T-Stöße an den Zellübergängen (sogenannte “Couples”). Dies bedeutet, das Netz verfügt ausschließlich über eins zu eins Verbindungen der Knoten an den Zellgrenzen. Angrenzungsflächen mit unterschiedlichen Größen sind somit im Rechennetz nicht mehr möglich.

2.6 Auswertung der Widerstandsanteile bestimmter Fahrzeugabschnitte

Wie bereits in Kapitel 1.3 erwähnt, bietet die Untersuchung von Strömungen am Fahrzeug mit Hilfe der numerischer Simulation den Vorteil, dass Widerstandsanteile von bestimmten Fahrzeugabschnitten separat ausgewertet werden können. Diese Methode eignet sich besonders zur Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes, da sich damit der Einfluss der Kühlluft auf die Fahrzeugumströmung, gezielt in Zahlenwerten ausdrücken lässt. Dafür müssen nur die einzelnen Widerstandsanteile eines Fahrzeugs mit geöffneten und des selben Fahrzeugs mit verschlossenen Kühlluft-einlässen ausgewertet werden. Die Unterschiede die sich dadurch bei den Widerstandsanteilen ergeben, lassen sich so auf den Einfluss der Kühlluft zurückführen.

In den Abbildungen 2.5 ist die Aufteilung der Karosserie, wie sie zur Auswertung bestimmter Widerstandsanteile ausgewählt wurden, dargestellt.

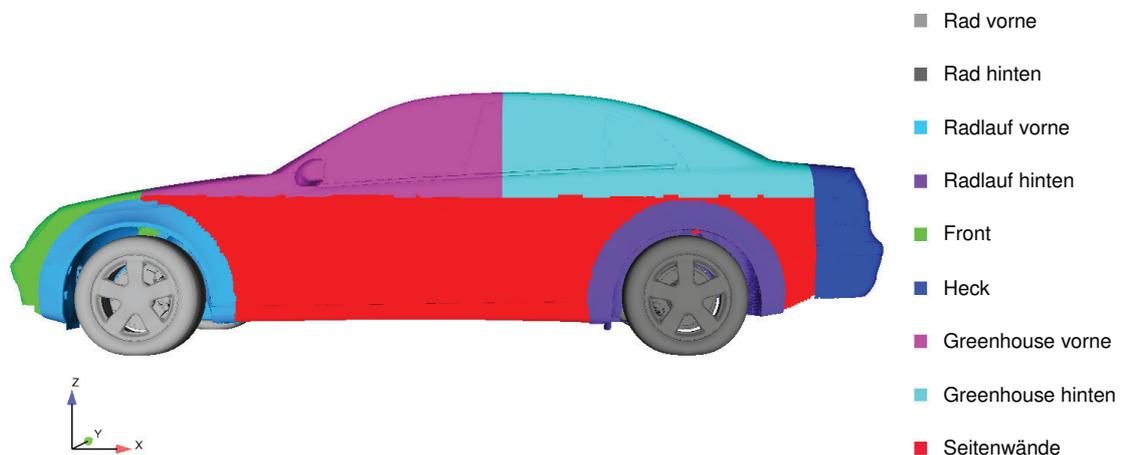


Abb. 2.5: Aufteilung der Karosserie und der Räder bei der Auswertung der Widerstandsanteile

Die Aufteilung wurde aus zwei Gründen bewusst so vorgenommen. Zum einen beinhaltet die Aufteilung ganz gezielt die Stellen am Fahrzeug, an denen strömungsmechanische Effekte, wie zum Beispiel Ablösungen zu erwarten sind. Zum anderen gibt es eine Symmetrie in der Aufteilung zwischen Vorder- und Hinterwagen, damit sich die einzelnen Widerstandsanteile

zwischen diesen beiden Bereichen, zum Beispiel zwischen vorderem und hinterem “Greenhouse”, nicht aufheben können.

In Abbildung 2.6 ist die Aufteilung der übrigen Fahrzeugkomponenten für die Auswertung der Widerstandsanteile gezeigt. Dabei wird der Unterboden im Ganzen ausgewertet, während die inneren Komponenten in Motorraum und Kühlerpaket unterteilt sind. Die beiden zuletzt genannten Abschnitte, sind zum Beispiel für die Beurteilung des Durchströmwiderstandes von Bedeutung.

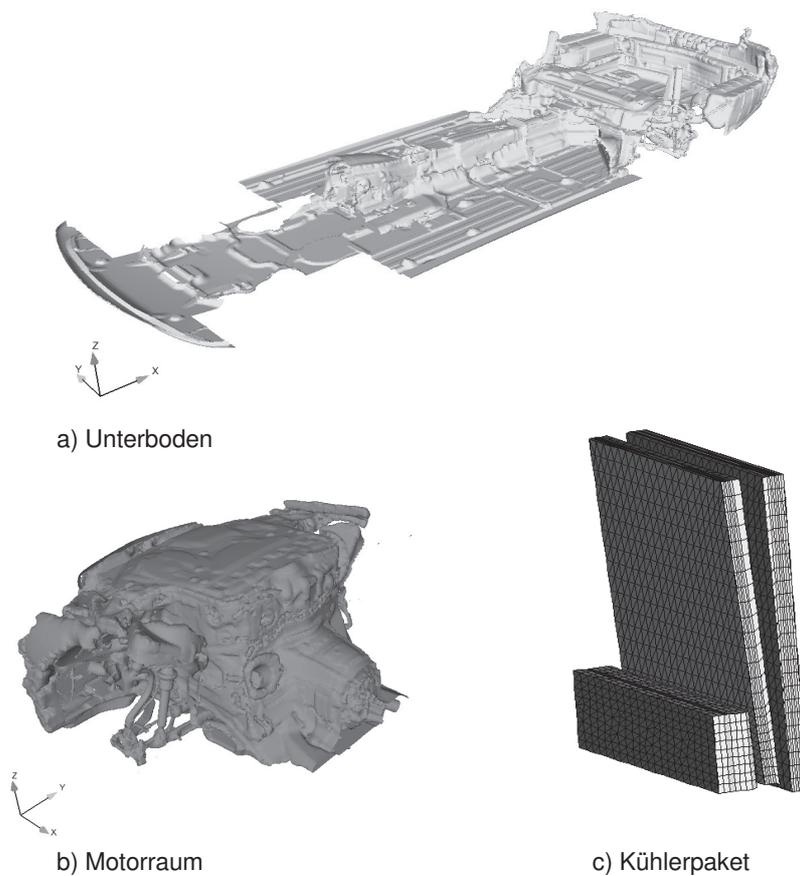


Abb. 2.6: Unterboden und Motorraumkomponenten bei der Auswertung der Widerstandsanteile

Um die Aussagekraft der simulierten c_W -Werte des Gesamtfahrzeugs zu untermauern, werden diese mit Windkanalmessungen verglichen. Im nächsten Kapitel werden daher einige grundlegenden technische Merkmale von Windkanälen vorgestellt.

3 Windkanaltechnik

Grundsätzlich werden bei Windkanälen zwei Bauarten unterschieden. Kanäle mit offener Luftführung werden als Eiffel-Kanäle bezeichnet, während man bei Kanälen mit geschlossener Luftführung von Kanälen Göttinger Bauart spricht. Eiffel-Kanäle haben in der Regel geringere Baukosten als Windkanäle Göttinger Bauart. Allerdings haben sie den großen Nachteil, dass sie im Betrieb mehr Energie benötigen. Bei den in der Industrie eingesetzten Fahrzeugwindkanälen handelt es sich fast immer um Kanäle Göttinger Bauart, da diese ökonomischer sind und sich in diesen, die physikalischen Eigenschaften der Luft besser kontrollieren lassen.

Windkanaluntersuchungen sind in der Automobilindustrie, trotz zunehmendem Einsatz von CFD, immer noch ein wichtiger Bestandteil bei der aerodynamischen Entwicklung und Optimierung von PKWs. Windkanalversuche dienen der Bestimmung von Luftkräften, zu aeroakustischen Untersuchungen sowie zu Verschmutzungsuntersuchungen. Außerdem werden die Messergebnisse aus Windkanalversuchen zur Validierung von Simulationsergebnissen herangezogen. Bei einem direkten Vergleich von Windkanalmessungen mit Simulationsergebnissen ist jedoch darauf zu achten, dass die selben Randbedingungen vorliegen. In der Praxis bedeutet dies, dass die Randbedingungen des Windkanals im Simulationsmodell übernommen werden müssen. Oft ist jedoch ein genauer Abgleich der Randbedingungen nicht möglich bzw. sehr aufwändig. Deshalb müssen Abweichungen der Randbedingungen bei einem direkten Vergleich in die Überlegungen mit einbezogen werden und gegebenenfalls mit Korrekturverfahren ausgeglichen werden. Näheres dazu wird in Abschnitt 3.4 beschrieben

3.1 Luftkraftmessung im Windkanal

Das Ziel der Fahrzeugaerodynamik, ist die Optimierung der am Fahrzeug wirkenden Luftkräfte. Um diese Luftkräfte gezielt bestimmen zu können, wird das Fahrzeug im Windkanal auf ein im Windkanalboden integriertes Waagesystem platziert. Mit modernen 6-Komponentenwaagen lassen sich so alle Luftkraftkomponenten wie Widerstand, Auftrieb und Seitenkraft und alle Momente wie Giermoment, Rollmoment und Nickmoment messen. Bei symmetrischer Anströmung reduzieren sich die zu messenden Komponenten auf Widerstand, Auftrieb und Nickmoment. Die am häufigsten gemessenen Luftkräfte sind Widerstand und Auftrieb, da sie der Reduzierung des Verbrauchs und der Optimierung der Fahrstabilität dienen. Um das Eigengewicht des Fahrzeug nicht mit zumessen, wird vor jeder Messung ein Nullabgleich der Messaufnehmer durchgeführt. Bei der Messung der Luftkräfte kommt es außerdem, bedingt durch Strömungsabriss am Fahrzeug bzw. durch Wirbelbildung zu Schwankungen der gemessenen Werte. Deshalb ist es notwendig, die Messwerte über einen entsprechend langen Zeitraum zu erfassen, um einen angemessenen Mittelwert bilden zu können.

Für die Bestimmung der dimensionslosen Luftkraftbeiwerte ist es außerdem erforderlich, die Strömungsgeschwindigkeit in der Messstrecke zu kennen. Bei leerer Messstrecke lässt sich die Strömungsgeschwindigkeit sehr gut über den mit einem Prandtl-Rohr gemessenen Staudruck bestimmen. Befindet sich jedoch ein Messobjekt in der Strecke, so lässt sich durch dessen Störeinfluss der Staudruck nicht mehr fehlerfrei bestimmen. Deshalb haben sich für Luft-

kraftuntersuchungen in Fahrzeugwindkanälen zur Bestimmung des Staudrucks die Düsenmethode und die Plenummethode etabliert. Beide Methoden haben gemeinsam, dass der in der leeren Messstrecke gemessene Staudruck mit der Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Düse, bzw. zwischen Vorkammer und Plenum, ins Verhältnis gesetzt wird. Die Strömungsgeschwindigkeiten, die für die Luftkraftbeiwerte in dieser Arbeit eingesetzt wurden, sind nach der Plenummethode bestimmt. Für eine nähere Beschreibung der beiden Methoden sei auf die Fachliteratur [12] verwiesen.

3.2 Simulation der Straßenfahrt

Im Windkanal wird die Relativbewegung der Luft zum Fahrzeug, also der beim Fahren entstehende Fahrtwind, durch einen künstlich erzeugten Luftstrom simuliert. Dabei steht das Fahrzeug in der sogenannten Messstrecke (Plenum) auf einem Waagesystem, welches zur Bestimmung der Luftkräfte dient und wird von vorne angeströmt. Der grundlegende Unterschied, zwischen Windkanalversuchen und einer realen Straßenfahrt besteht darin, dass ohne entsprechende Maßnahmen die Raddrehung und die Relativbewegung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn vernachlässigt wird. Dadurch bildet sich am Windkanalboden eine Grenzschicht aus, die die Strömung um das Fahrzeug beeinflusst und somit das Messergebnis verfälscht.

Außerdem ist für einen realistischen Vergleich mit der Straßenfahrt, der Einfluss der drehenden Räder zu berücksichtigen. Moderne Windkanäle verfügen deshalb über verschiedene Bodensimulationstechniken, um den Einfluss dieser Fehlerquellen zu minimieren.

Damit sich die Räder des Fahrzeugs mitdrehen, wird dieses auf ein Laufbandsystem platziert. Dabei kann entweder jedes einzelne Rad auf einem Laufband drehen, oder aber ein großes Laufband bewegt sich unter dem Fahrzeug hindurch. Die Messaufnehmer der Waagen sind dabei in das Laufbandsystem integriert. Werden die Räder durch einzelne Laufbänder gedreht, gibt es zudem noch die Variante, dass ein fünftes Laufband mit der Geschwindigkeit und Richtung der Anströmung unter dem Fahrzeug hindurchläuft, um die Relativbewegung der Luft zum Windkanalboden auszugleichen.

Die Ausbildung einer Bodengrenzschicht auf dem übrigen Windkanalboden, lässt sich durch verschiedene Absaug- oder Ausblasvorrichtungen verhindern. Dabei ist besonders darauf zu achten, die Ausbildung einer Bodengrenzschicht vor dem Fahrzeug durch eine Grenzschichtvorabsaugung zu vermeiden. Allerdings können im Windkanal keine Umwelteinflüsse wie Seitenwind, Böen oder vorrausfahrende, bzw. überholende Fahrzeuge dargestellt werden. Kuthada [16] hat in seiner Arbeit gezeigt, dass die Qualität der Bodensimulation einen entscheidenden Einfluss auf den Kühlluftwiderstand hat, insbesondere bei der Betrachtung unterschiedlicher Heckformen. Laut seinen Untersuchungen wirkt sich eine fehlende Bodensimulation bei Fahrzeugen mit verschiedenen Heckformen gravierend auf den Kühlluftwiderstand aus. Die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Messungen, sind alle in solch einem Windkanal mit Bodensimulationstechnik entstanden. Die technische Ausstattung dieses Kanals wird im Folgenden beschrieben.

3.3 FKFS Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal

Der FKFS Aeroakustik-Fahrzeugwindkanal der Universität Stuttgart ist nach Göttinger Bauart, mit 3/4 offener Messstrecke (Plenum) zur Messung von Kraftfahrzeugen im Maßstab 1:1 errichtet. In der Messstrecke können sowohl Luftkraftmessungen, als auch Aeroakustikmessungen durchgeführt werden. Der Grundriss des FKFS Aeroakustik-Windkanals ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Die technischen Daten des Kanals lassen sich aus Tabelle 3.1 entnehmen.

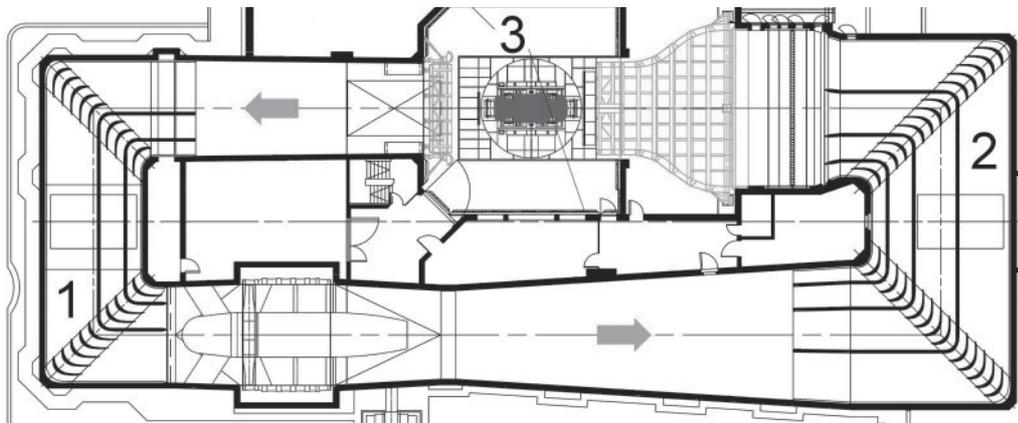


Abb. 3.1: Grundriss des FKFS 1:1 Windkanals

Tab. 3.1: Technische Daten des FKFS 1:1 Fahrzeugwindkanals

Düsenquerschnittsfläche:	22,45	m^2
Blockierungsverhältnis:	9,80	%
Kollektorquerschnittsfläche:	26,47	m^2
Messstreckenlänge:	9,94	m
max. Windgeschwindigkeit:	255	km/h

Der Kanal ist mit einem 5-Bandsystem, mit einem mittigen Laufband zwischen der Radspur und 4 separaten Laufbändern zum externen Antrieb der Räder ausgestattet. Des Weiteren gibt es eine Reihe von Absaug- und Ausblasvorrichtungen, um das Ausbilden einer störenden Bodengrenzschicht zu verhindern (s. Abb. 3.2)

- A Raddreheinheiten
- B Laufband zwischen der Radspur (Centerbelt)
- C Grenzschichtvorabsaugung

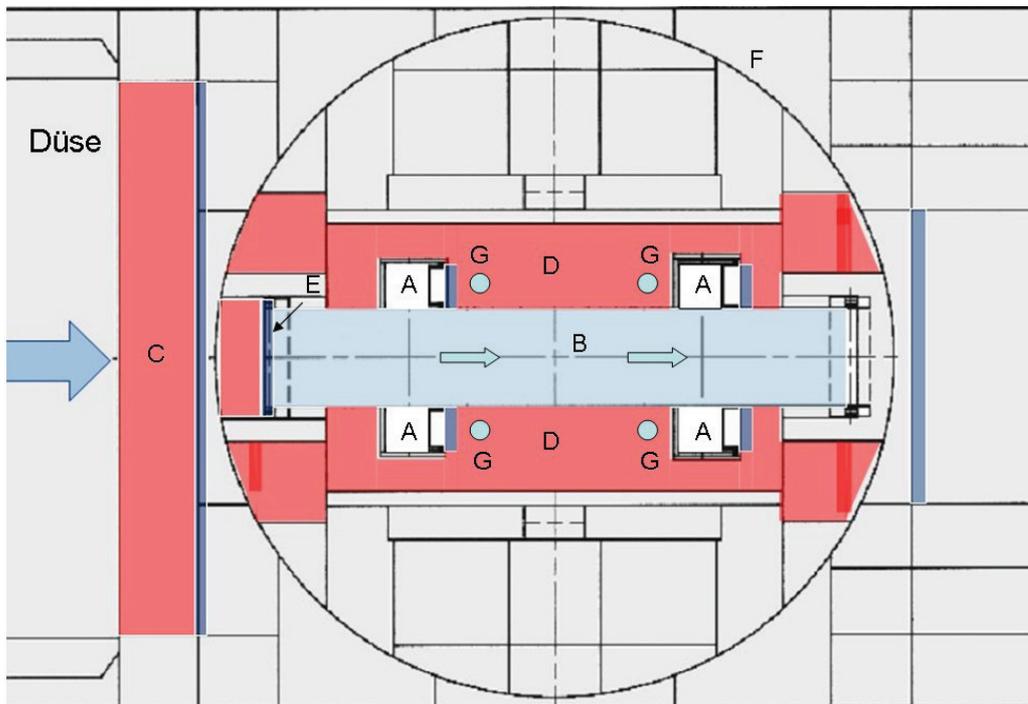


Abb. 3.2: Prinzipskizze der Bodensimulationstechniken im FKFS 1:1 Windkanal

- D Verteilte Absaugung
- E Tangentiale Ausblasung
- F Bodendrehscheibe
- G Schwellestützen zur Fixierung des Fahrzeugs

3.4 Windkanalkorrekturen

Abgesehen von der Bodengrenzschicht, die sich bei fehlender Straßenfahrtsimulation ausbilden kann, gibt es bei der Simulation der Straßenfahrt im Windkanal noch andere Fehlerquellen. Durch die bauliche Beschaffenheit des Windkanals kommt es, aufgrund der Versperrung durch das Messobjekt zu Blockierungseffekten, die sich auf die Messergebnisse auswirken. Bei einer offenen Messstrecke, wie dem FKFS Fahrzeugwindkanal, kommt es zu fünf Störungen, die das Messergebnis beeinflussen [12]: Strahlaufweitung, Strahldeformation, Düsen-Blockierung, Kollektor-Blockierung und einem Druckgradienten in X-Richtung, entlang der Messstrecke. Generell gilt dabei je größer das Modell im Verhältnis zum Windkanal ist, desto größer wird der Fehler. Dieser Fehler zeigt sich besonders bei Vergleichsmessungen mit unterschiedlichen Windkanälen, oder bei der Validierung von Simulationsergebnissen. Um diese Fehler zu quantifizieren, wurden verschiedene Korrekturverfahren entwickelt. Diese beruhen hauptsächlich auf potentialtheoretischen und empirischen Ansätzen. Mercker und Wiedemann [19] haben ein Korrekturverfahren für offene Messstrecken entwickelt, das neben der klassischen Düsenversperrung auch die Strahlaufweitung, die Kollektorversperrung und den statische Druckgradienten in der Messstrecke berücksichtigt. Die auch im Rahmen dieser Arbeit verwendete Korrekturformel nach Mercker und Wiedemann lautet:

$$c_{W, \text{Korr}} = \frac{c_{W, \text{Mess}} + \Delta c_{W, \text{HB}}}{(1 + \varepsilon_S + \varepsilon_C + \varepsilon_N)^2} \quad (3.45)$$

Dabei ist $c_{W, \text{Mess}}$ der gemessene Widerstandsbeiwert und $\Delta c_{W, \text{HB}}$ der Einfluss der Differenz des statischen Drucks zwischen Vorder- und Hinterkante des Fahrzeugs auf den Luftwiderstand. ε_S ist die durch die Strahlblockierung verursachte Störgeschwindigkeit, ε_C , die durch die Kollektorversperrung entstehende Störgeschwindigkeit und ε_N die Störgeschwindigkeit bezüglich der Düsenversperrung. Bei der Herleitung des Korrekturverfahrens wird auf eine exakte Beschreibung der Strömungsverhältnisse am Fahrzeug verzichtet. Stattdessen bedienen sich Mercker und Wiedemann der Fernfeld-Betrachtungsweise.

3.4.1 Korrektur des simulierten Luftwiderstandsbeiwertes

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Strömungsberechnungen erfolgen alle in einer quaderförmigen Rechenbox, die mit ihren Abmessungen weit über denen des Windkanals liegt. Trotzdem handelt es sich um eine geschlossene Strecke, in der sich wie im Windkanal die Einflüsse der Strahlblockierung und der Kollektor- oder Nachlauf-Blockierung auf den Luftwiderstand des Fahrzeugs auswirken. Um deshalb die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen vergleichen zu können, werden die simulierten Widerstandsbeiwerte ebenfalls mit einem Verfahren korrigiert, das ähnlich wie die Windkanalkorrekturformel auf Untersuchungen von Fahrzeugen in geschlossenen Messstrecken basiert [7]:

$$c_{W,Korr} = \frac{c_{W,Sim} + \Delta c_{W,HB}}{(1 + \varepsilon_S + \varepsilon_C)^2} \quad (3.46)$$

Durch die Korrektur der im Windkanal und in der Simulation bestimmten Widerstandsbeiwerte, soll der Einfluss durch die geometrischen Gegebenheiten des Windkanals, bzw. der Rechenbox weitestgehend eliminiert werden. Die Fehler, die durch diese geometrischen Gegebenheiten im Bezug zur Straßenfahrt entstehen, können jedoch nie vollständig durch die Korrektur beseitigt werden. Dies sollte bei einem Vergleich zwischen den korrigierten Beiwerten aus der Simulation und aus der Messung immer im Hinterkopf behalten werden.

4 Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes

Dieses Kapitel widmet sich der Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes am Beispiel eines Mercedes-Benz Serienfahrzeugs, sowie der Untersuchung einer bereits existierenden Kühlluft-Auslassvariante, die sich die positive Wechselwirkung der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung zunutze macht. Dabei spielt die Strömungsberechnung mittels CFD eine entscheidende Rolle. Die Auswertung von numerischen Strömungssimulationen bietet die Möglichkeit, den Verlauf der Strömung durch die Darstellung von Stromlinien sichtbar zu machen und die interessierenden Strömungsgrößen, wie z. B. Druck und Geschwindigkeit gezielt auszuwerten. Dadurch lässt sich auch der durch die Kühlluft verursachte Durchströmwiderstand, über die Auswertung der Druckverluste am Kühlerpaket, relativ genau bestimmen. Da sich die Wechselwirkung der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung gleichzeitig, sowohl positiv als auch negativ auf den Kühlluftwiderstand auswirken kann, gestaltet sich die Bestimmung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes etwas schwieriger. Die Visualisierung der Strömung an Hand von numerischen Strömungssimulationen ist dabei ein hilfreiches Mittel, um die Interaktion der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung besser beurteilen zu können. Damit bei der Arbeit mit diesem Werkzeug verlässliche Aussagen getroffen werden können, ist es jedoch notwendig, die berechneten Ergebnisse mit experimentellen Werten zu vergleichen.

Die Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung beträgt dabei $v_\infty = 38,88 \text{ m/s}$ bei einer Temperatur von $T = 25^\circ \text{ Celsius}$. Mit einer Fahrzeugbreite von $b = 1,82 \text{ m}$ als charakteristische Länge, ergibt sich für das Fahrzeug eine Reynoldszahl von $Re \approx 4,7 \cdot 10^6$. Die Fahrzeugbreite wurde, wie schon bei der Bildung der Strouhal-Zahl in Kapitel 2.1.2 deshalb als charakteristische Länge gewählt, da sich mit den daraus gebildeten Kennzahlen das Nachlaufverhalten des Fahrzeugs, wie in Kapitel 2.1.2 erläutert, beurteilen lässt. Die Größenordnung der Kennzahlen zeigt dabei, dass instationäre Ablösungen am Fahrzeug auftreten können. Diesen instationären Ablösungen werden wir im Verlauf der Arbeit noch besondere Aufmerksamkeit zukommen lassen (s. Kap. 6). Zunächst wird jedoch eine grundlegende Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes erfolgen.

4.1 Bestimmung des Kühlluftwiderstandes in der Praxis

Durch das Subtrahieren des c_W -Wertes eines Fahrzeugs ohne Motorraumdurchströmung, von dem eines Fahrzeugs mit Motorraumdurchströmung, lässt sich laut Definition (s. Kap. 2.1.3) der Kühlluftwiderstand eines Fahrzeugs bestimmen. Jedoch wird in verschiedenen Literaturquellen auch darüber diskutiert, ob die Bezeichnung Kühlluftwiderstand für den durch diese Vorgehensweise bestimmten Wert gerechtfertigt ist [16], [8], da durch die Wechselwirkung der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung der Luftwiderstand auch positiv beeinflusst werden kann. Aufgrund dessen wird durch diese Differenz nicht der tatsächliche, von der Kühlluftströmung verursachte Widerstandsanteil wiedergegeben, vielmehr handelt es sich dabei um eine quantitative Aussage, wie sich die Durchströmung des Motorraums mit Kühlluft auf den Luftwiderstand auswirkt. Im Rahmen dieser Arbeit soll mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation eine qualitative Beurteilung des Kühlluftinflusses auf den Luftwiderstand

herausgearbeitet werden. Dafür wird zunächst der Kühlluftwiderstand sowohl durch CFD als auch durch Windkanalmessungen an einem Serienfahrzeug ermittelt.

Im Windkanal wird zur Bestimmung des Kühlluftwiderstandes zusätzlich zur Standardkonfiguration mit geöffneten Kühllufteinlässen eine Messung mit abgeklebten Kühllufteinlässen durchgeführt. Analog zu den Windkanalversuchen wird auch in der Simulation das Fahrzeug einmal mit geöffneten und einmal mit geschlossenen Kühlluftöffnungen berechnet.

Bei einem Serienfahrzeug ohne gezielte Maßnahmen zur Reduzierung des Kühlluftwiderstandes kann in der Regel davon ausgegangen werden, dass das Fahrzeug mit durchströmtem Motorraum einen höheren Luftwiderstand als das selbe Fahrzeug ohne Motorraumdurchströmung hat. Strömungsablösungen auf der Motorhaube eines Fahrzeugs ohne Motorraumdurchströmung zum Beispiel, können jedoch auch zu einer Umkehr dieser Aussage führen.

4.2 Vergleich zwischen simuliertem und gemessenem Kühlluftwiderstand

Das in dieser Arbeit angewandte numerische Verfahren wurde bereits im Rahmen von vorangegangenen Dissertationen unter anderem von Jehle [13] oder Heeß [11] für die Simulation von Kraftfahrzeugen verifiziert. Jehle hat hierbei unter Anwendung des Standard- $k-\epsilon$ Turbulenzmodells (s. Kap. 2.2.5) das Verfahren an einem SAE-Körper und an einem 1:1 Serienfahrzeug durch Luftkraftmessungen, Druckmessungen und LDA-Messungen verifiziert. Heeß verifizierte das Verfahren ergänzend dazu für die Fahrzeugumströmung mit Auflösung der viskosen Unterschicht auf der Fahrzeugoberfläche anhand von gemessenen Luftkraftbeiwerten.

Hier soll überprüft werden, ob sich die numerische Strömungssimulation zur Beurteilung von Widerstandsänderungen, die durch die Kühlluft verursacht werden, eignet. Hierfür werden im Windkanal gemessene Luftkraftbeiwerte für einen Vergleich mit den simulierten Beiwerten herangezogen. Zunächst soll dadurch geklärt werden, ob die Simulation in der Lage ist, die einfachste Konfiguration mit Kühlluft, bei einem Serienfahrzeug wiederzugeben.

Die numerische Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes erfolgt zunächst mit der Simulationssoftware STAR-CD 3.26, an einer serienmäßigen E-Klasse der Baureihe W211. Die relevanten geometrischen Parameter die bei der Erstellung des Rechengitters eingesetzt wurden sind in Tabelle 4.2 aufgeführt.

Tab. 4.2: Vernetzungsparameter des Simulationsmodells

Abmessungen der Rechenbox [m]	40 x 40 x 20,3
Anzahl der Fluidzellen	36 Millionen
Dicke Extrusion-Layer [mm]	4-8
Anzahl der Sub-Layer	15 (Two Layer), 3 (Wandgesetz)
Staffelung der Zellgröße [mm]	2/4/8/16/32/64/128/256/512

Das Simulationsmodell der E-Klasse verfügt über einen sehr hohen Detaillierungsgrad sowohl was die Außenhaut betrifft als auch im Motorraum. Die Grenzschicht wird im Motorraum mit dem logarithmischen Wandgesetz und an der Außengeometrie mit dem Two-Layer-Ansatz modelliert (s. Kap. 2.2.5). Bereiche am Fahrzeug, die als aerodynamisch empfindlich eingestuft werden, wie z. B. der Bereich um die Räder, sind hierbei besonders fein aufgelöst. In Abbildung 4.1 ist der hohe Detaillierungsgrad des Simulationsmodells, sowie die hohe Auflösung im Rechengitter der fahrzeugnahen Bereiche zu erkennen.

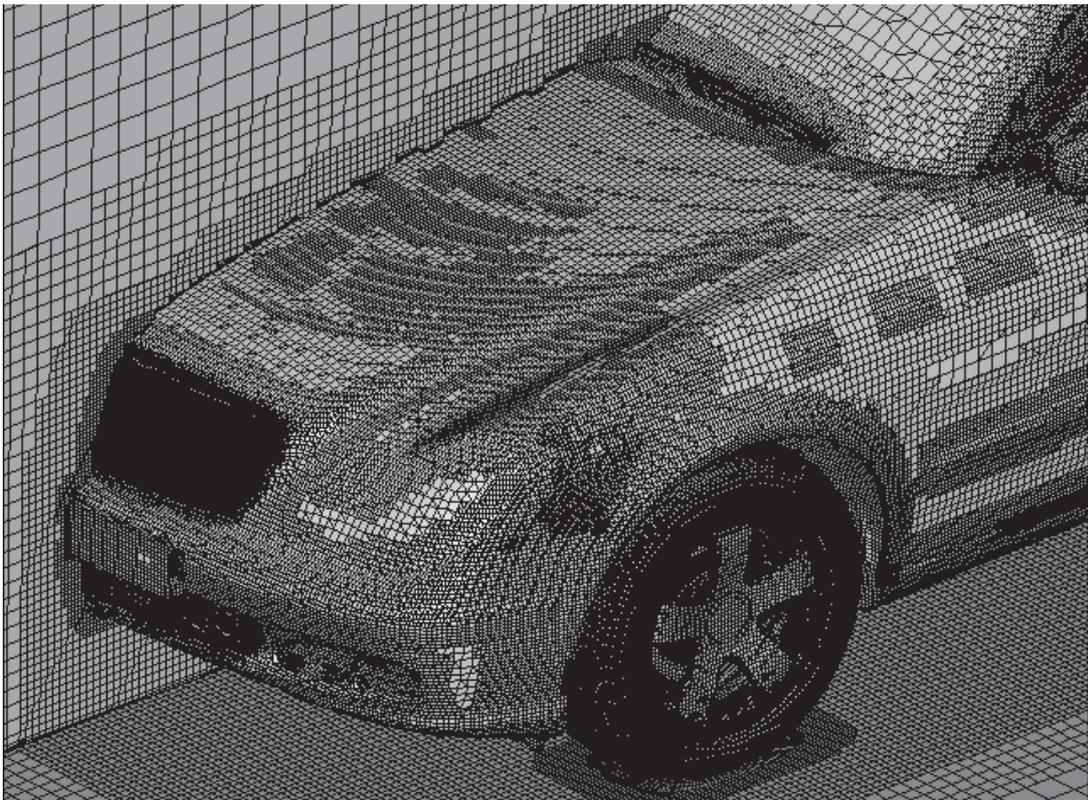


Abb. 4.1: Ausschnitt aus dem Simulationsmodell der E-Klasse (BR W211), mit sehr hohem Detaillierungsgrad

Ein wichtiges Detail im Simulationsmodell ist die Darstellung des Reifenlatsches. Der Latsch ist eine Deformation am unteren Teil des Reifens, die sich durch das Gewicht des Fahrzeugs ausbildet (s. Abb. 4.2). Untersuchungen von Berner [2] haben gezeigt, dass gerade die Darstellung des Latsches einen Einfluss auf die korrekte Simulation der Luftkraftbeiwerte hat.

Beim Modell ohne Motorraumdurchströmung werden die Kühllufteinlässe durch zweidimensionale undurchlässige Wandzellen verschlossen (s. Abb. 4.3). An Hand dieser zweidimensionalen Zellen, lässt sich auch der Kühlluftmassenstrom im Modell regulieren.

In Abbildung 4.4 werden die berechneten Luftkraftbeiwerte der Fahrzeugkonfigurationen mit und ohne Motorraumdurchströmung mit Ergebnissen von Windkanalmessungen verglichen.

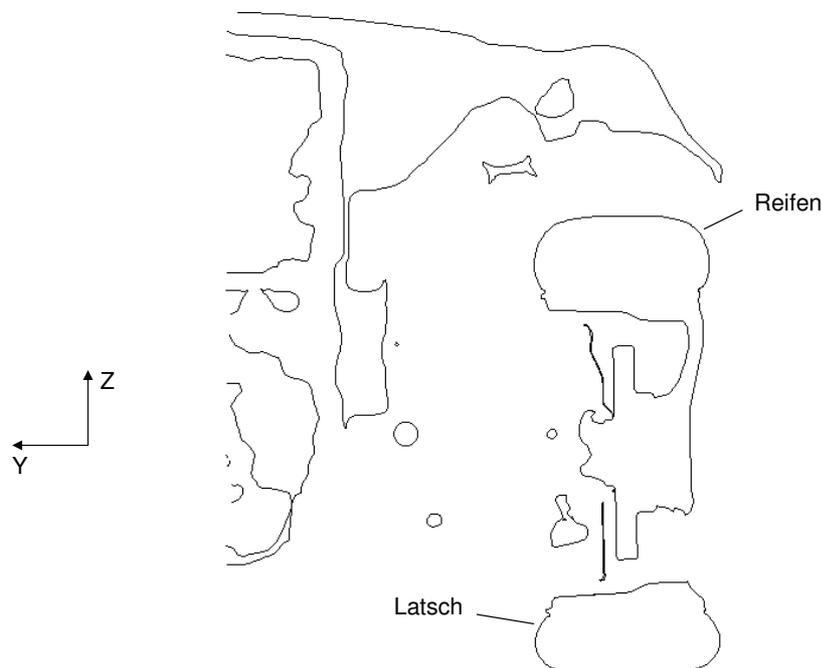


Abb. 4.2: Querschnitt durch die Oberfläche am linken Vorderrad des Simulationsmodells mit Latschdarstellung bei $X = 0\text{mm}$

Die im Windkanal gemessenen Luftwiderstandsbeiwerte sind nach dem Korrekturverfahren von Mercker und Wiedemann [19], [18] wie in Kapitel 3.4 erwähnt, korrigiert. Die berechneten Werte sind ebenfalls nach der Methode für geschlossene Messstrecken korrigiert. Dadurch ist eine Gegenüberstellung von simulierten und gemessenen Widerstandsbeiwerten möglich.

Allgemein fällt in Abbildung 4.4 auf, dass beim Fahrzeug mit Kühlluft die Abweichungen zwischen Simulation und Messung bei allen Beiwerten größer sind als im Fall ohne Kühlluft. Der Vergleich der Widerstandsbeiwerte zeigt im Fall mit Kühlluft eine Differenz von $\Delta c_W = 0,016$, um die sich der berechnete Wert unterhalb des gemessenen befindet. Im Fall ohne Kühlluft liegt der berechnete Luftwiderstandsbeiwert nur noch $\Delta c_W = 0,010$ unter dem gemessenen Wert. Dadurch befindet sich der berechnete Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{WK} = 0,012$, wie sich aus dem Diagramm entnehmen lässt, $\Delta c_W = 0,006$ unter dem gemessenen Kühlluftwiderstand.

Der Vergleich der Auftriebsbeiwerte weist besonders beim Vorderachsauftrieb deutliche Unterschiede zwischen Rechnung und Messung auf. Beim Fahrzeug mit Kühlluftdurchströmung ist hier mit $\Delta c_{av} = 0,055$ die größte Abweichung zu beobachten. Im Fall mit Kühlluft fällt zudem auf, dass die Auftriebsverteilung aus der Simulation gegensätzlich zu den Messergebnissen ist. In der Regel ist durch das Verschließen der Kühlluft einlässe zu erwarten, dass es zu einer Umkehr der Auftriebsverteilung und somit des Nickmoments, vom Negative ins Positive kommt [16]. Dieser Effekt wird von der Simulation hier nicht wiedergegeben. Bei der Messung ist diese Umkehr vorhanden, wenn gleich auch nur sehr schwach ausgeprägt.

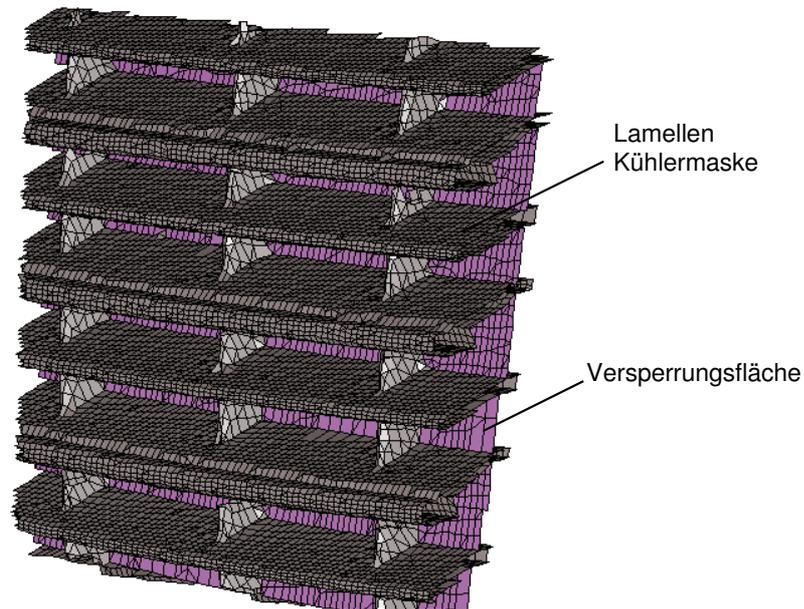


Abb. 4.3: Ausschnitt aus der Kühlermaske, die durch zweidimensionale Wandzellen verschlossen wurde

Im Fall ohne Kühlluft entspricht die Auftriebsverteilung der simulierten Werte tendenziell denen der gemessenen, d. h. die Auftriebe an der Hinterachse sind höher als die an der Vorderachse. In der Simulation stellen sich jedoch negative Auftriebe an der Vorderachse ein. Lediglich an der Hinterachse ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Auftrieben zu beobachten.

Die Abweichungen der einzelnen Beiwerte sind bei einem direkten Vergleich verhältnismäßig groß. Dies kann verschiedene Gründe haben. Ein Grund wäre, dass es im Simulationsmodell, trotz des hohen Detaillierungsgrades, immer noch Vereinfachungen im Vergleich zum realen Fahrzeug gibt. Insbesondere bei der Vernetzung der Reifen, müssen auf Grund der beschränkten Anzahl von Zellen, die das Simulationsmodell haben darf, Vereinfachungen getroffen werden, d. h. das Reifenprofil zum Beispiel, wird im Rechennetz nicht dargestellt. Berner [2] hat in seinen Untersuchungen jedoch gezeigt, dass gerade die Darstellung der Längsrillen des Reifenprofils im Rechennetz, einen Einfluss auf die korrekte Simulation der Luftkraftbeiwerte hat. Eine exaktere Darstellung der Reifen, könnte die Genauigkeit bei der Simulation der Luftkraftbeiwerte noch weiter erhöhen. Dies ist jedoch, auf Grund der großen Anzahl an benötigten Zellen, aus wirtschaftlichen Gründen nicht immer möglich.

Zwar sind die Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Widerstandsbeiwerten mit bis zu $\Delta c_W = 0,016$ relativ groß. Jedoch geben die Simulationsergebnisse den richtigen Trend hinsichtlich des Kühlluftwiderstandes wieder. Der berechnete Wert unterscheidet sich dabei nur um $\Delta c_W = 0,006$ vom gemessenen. Aus diesem Grund können die berechneten Widerstandsbeiwerte durchaus zu einer Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes herangezogen werden.

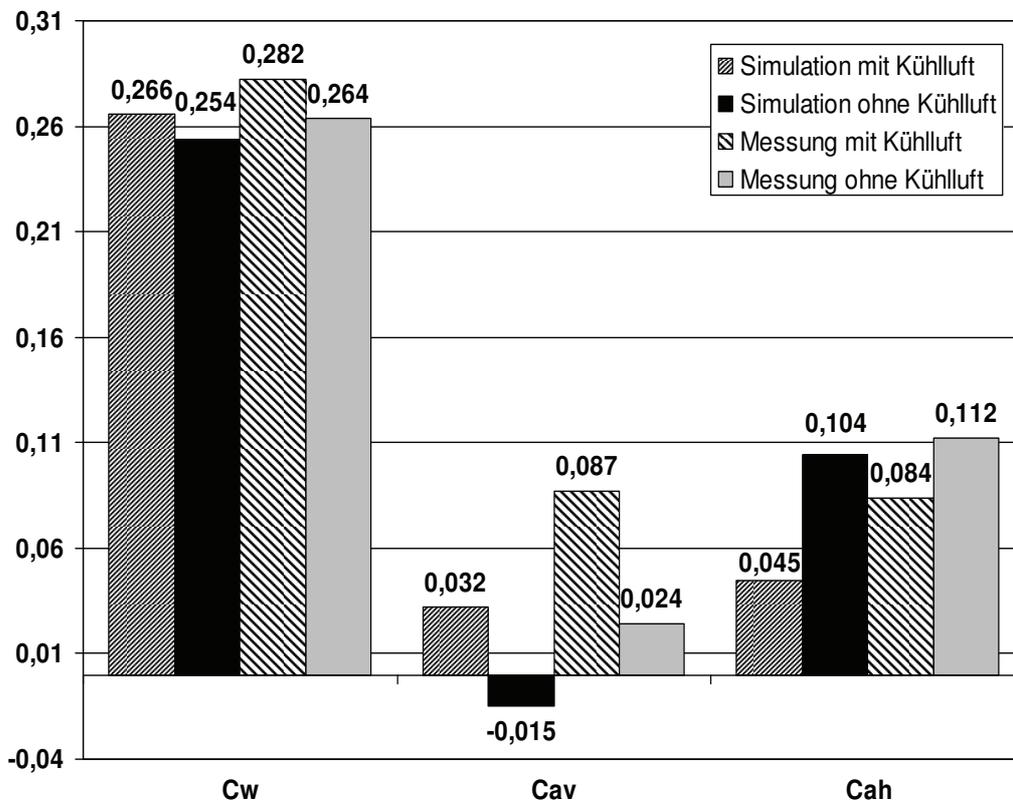


Abb. 4.4: Simulierte und gemessene Luftkraftbeiwerte der E-Klasse mit und ohne Kühlluft
(Widerstandsbeiwerte korrigiert)

4.2.1 Einfluss der Felgenstellung auf die Simulationsergebnisse

Die im vorangegangenen Abschnitt betrachteten Ergebnisse sind alle mit drehenden Rädern quasistationär, mit dem von Wäschle [31] validierten und in Kapitel 2.4.2 beschriebenen MRF-Ansatz berechnet. Dabei werden den Fluidzellen im Bereich der Räder eine Rotationsgeschwindigkeit vorgegeben. Die Räder selbst drehen im Simulationsmodell aber nicht tatsächlich mit. Es stellt sich nun, im Zusammenhang mit der in den vorderen Radhäusern austretenden Kühlluft die Frage, ob die Stellung der Felgen im Simulationsmodell Auswirkungen auf die Berechnung des c_w -Werts hat. Zu diesem Zweck, werden im Folgenden die simulierten c_w -Werte der E-Klasse mit verschiedenen Felgenstellungen betrachtet.

Die Felgen der Vorderräder werden dabei in vier verschiedene Positionen, mit den Winkeln 0, 18, 36 und 54 Grad gedreht. Aufgrund des hohen Vernetzungsaufwandes können hier nur die Felgenstellungen der Vorderräder untersucht werden. Hier wäre aufgrund der austretenden Kühlluft auch der größere Einfluss auf den Kühlluftwiderstand zu erwarten, da der berechnete c_w -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft größere Abweichungen zur Messung aufweist als im Fall ohne Kühlluft. Bei dem untersuchten Fahrzeugmodell handelt es sich ebenfalls um eine E-Klasse der Baureihe W211, die aber im Gegensatz zum vorher betrachteten Modell, über

ein anderes Kühlerpaket verfügt und somit auch einen anderen c_W -Wert aufweist. Die restliche Fahrzeuggeometrie ist jedoch identisch zu dem vorherig betrachteten Fall.

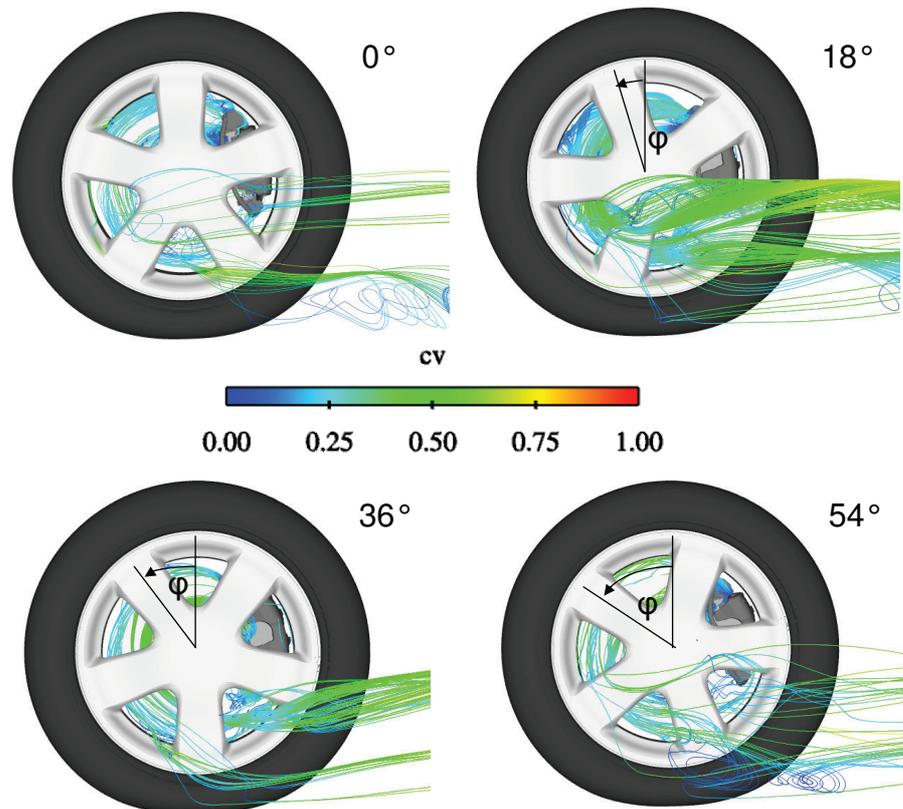


Abb. 4.5: Ausströmverhalten am Vorderrad bei vier verschiedenen Felgenstellungen

Abbildung 4.5 zeigt die vier verschiedenen Felgenstellungen am Vorderrad, sowie den Austritt der Stromlinien aus dem Radinnern. Es ist zu beobachten, dass die Stromlinien immer im unteren Bereich des Rades austreten. Betrachtet man die berechneten c_W -Werte der vier Modelle in Tabelle 4.3 so lässt sich feststellen, dass sich die Werte durch die veränderte Felgenstellung nicht ändern. Es kann also als Ergebnis aus diesen Untersuchungen festgehalten werden, dass der Drehwinkel der Räder, keinen Einfluss auf das Simulationsergebnis hat.

Tab. 4.3: Vergleich der simulierten c_W -Werte bei vier verschiedenen Felgenstellungen

Drehwinkel	0°	18°	36°	54°
c_W -Wert	0,278	0,278	0,278	0,278

4.3 Einfluss der Kühlluft auf einzelne Widerstandsanteile des Fahrzeugs

Durch den Einsatz von CFD ist es bei der Untersuchung des Kühlluftwiderstandes möglich, den Widerstand von einzelnen Bauteilen oder Bereichen separat auszuwerten. So lässt sich zum Beispiel, der am Kühler entstehende Impulsverlust, über die Berechnung der Differenz der Drücke vor und nach dem Kühler, sehr gut bestimmen. Da der Durchströmwiderstand zum größten Teil durch die Druckverluste am Kühler geprägt ist, lässt sich dieser über die Bestimmung des Widerstandes, der sich an den Kühlaggregaten absetzt, relativ gut abschätzen.

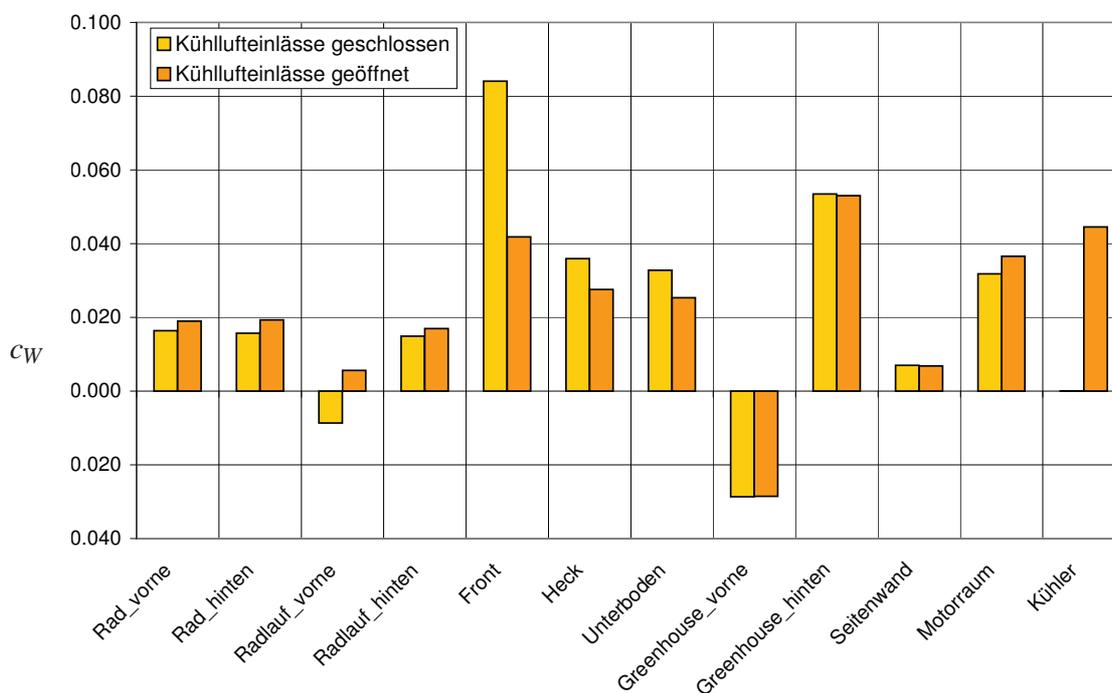


Abb. 4.6: Widerstandsanteile der E-Klasse (BR W211) mit und ohne Motorraumdurchströmung.

Betrachtet man die einzelnen Widerstandsanteile der Fahrzeuge mit und ohne Kühlluft in Abbildung 4.6 fällt sofort auf, dass sich der berechnete Durchströmwiderstand, bzw. der Widerstand der auf die Kühler wirkt, mit $\Delta c_{w, Durchstr} = 0,045$ deutlich über dem berechneten Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{wK} = 0,012$ befindet. Dies bedeutet, dass durch die Durchströmung des Motorraums mit Kühlluft, irgendwo am Fahrzeug Interferenzeffekte auftreten, die sich positiv auf den Luftwiderstand auswirken. Der relative hohe Widerstandsanteil im Motorraum beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühlluft einlässen lässt sich dadurch erklären, dass Teile der Lenkung in die Motorraumauswertung mit einbezogen sind (s. Kap. 2.6). Diese sind auch beim Fahrzeug ohne Kühlluft der Unterbodenströmung ausgesetzt, wodurch sich auch ohne Motorraumdurchströmung, ein ähnlicher hoher Teilwiderstand wie beim Fahrzeug mit Motorraumdurchströmung einstellt. Im Folgenden soll die Auswertung der Widerstandsanteile dazu

dienen, die Effekte die bei der Wechselwirkung der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung entstehen, näher zu analysieren.

Das Blockdiagramm (s. Abb. 4.6) lässt sofort erkennen, an welchen Stellen sich die positiven und negativen Einflüsse der Kühlluft bemerkbar machen. Ein Bereich wo sich die ausströmende Kühlluft besonders negativ auf den Luftwiderstand auswirkt, ist das vordere Radhaus. Dabei ist auffällig, dass der Widerstandsanteil des vorderen Radhauses durch die Kühlluftströmung vom Negativen ins Positive umschlägt. Dies lässt sich zum Teil dadurch erklären, dass die Außenumströmung durch die Verdrängungswirkung des Vorderwagens und der vorderen Radspoiler beschleunigt wird und somit bei der Überströmung des Radhauses einen Unterdruck in diesem erzeugt. Beim Fahrzeug mit Kühlluftströmung, wird dieser Unterdruck zum Teil durch die ins Radhaus ausströmende Kühlluft ausgeglichen. Beim Fahrzeug ohne Kühlluftströmung ist dieser Druckausgleich schwächer ausgeprägt, was einen größeren Unterdruck im Radhaus zur Folge hat. Der aus den Motorraumöffnungen ins Radhaus einströmende Luftmassenstrom reduziert sich bei diesem Strömungsfall um 75 %. Dabei nimmt der Luftmassenstrom durch die Lenkeröffnungen um 65 % ab, während er durch die Lüftungsschlitze in der vorderen Hälfte der Radhausschale nur um 10 % reduziert wird. Der fehlenden Druckausgleich durch die Kühlluftströmung bewirkt, dass sich beim Fahrzeug ohne Kühlluft, an den Rückwänden der vorderen Radhäuser ein höherer Unterdruck ausbildet, der schließlich eine in Bewegungsrichtung des Fahrzeugs treibende Kraft auf die Radhausschalen ausübt. Die graphische Darstellung des statischen Druckbeiwertes in Abbildung 4.7 zeigt, die Druckverteilung im Radhaus. Bei einem Vergleich der beiden Darstellungen lässt sich erkennen, dass beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühlluftteinlässen an der hinteren Hälfte der Radhausschale ein höherer Unterdruck anliegt, als beim Fall mit geöffneten Kühlluftteinlässen.

Die Differenzendarstellung des dimensionslosen Druckbeiwertes in X-Richtung, also entgegen der Fahrtrichtung, in Abbildung 4.8 zeigt, wo genau im Radhaus sich die Druckunterschiede zwischen einem Fahrzeug mit und ohne Motorraumdurchströmung auswirken. Für die Erstellung des Differenzbildes wird der, an der Oberfläche anliegende Druckbeiwert des Fahrzeugs mit geschlossenen Kühlluftteinlässen, von dem mit geöffneten Kühlluftteinlässen abgezogen. Da in beiden Fällen im Radhaus ein Unterdruck herrscht, zeigt der rote Bereich in Abbildung 4.8 demnach die Stellen an, wo beim Fahrzeug ohne Kühlluftdurchströmung ein höherer Unterdruck, bzw. eine größere Kraft in Fahrtrichtung wirkt. Diese Kraft erklärt den negativen Widerstandsanteil, der sich bei der Simulation des Fahrzeugs ohne Kühlluft in den vorderen Radläufen ergibt.

Die negativen Druckdifferenzen am Rand der Radhausschale in Abbildung 4.8 kommen zum Teil dadurch zustande, dass an diesen Stellen, wie Abbildung 4.9 zu entnehmen ist, beim Fahrzeug ohne Kühlluft der Druckbeiwert auf der Oberfläche nahezu null ist. Im Fall mit Kühlluft hingegen bleibt der negative Druckbeiwert auf der Radhausschale bestehen, wodurch es dann bei der Differenzbildung der beiden Fälle zu dem in Abbildung 4.8 blau eingefärbten negativen Druckdifferenzen kommt. Ein anderer Grund für die negativen Druckdifferenzen in Abbildung 4.8 ist, dass der statische Druckbeiwert an diesen Stellen im Fall ohne Kühlluft positiv und im Fall mit Kühlluft negativ ist (s. Abb. 4.7). Dadurch kommt es bei der Differenzbildung ebenfalls zu einem negativen Wert. Die aus dem negativen Druckbeiwert resultierende Kraft in Fahrtrichtung, reicht beim Fahrzeug mit geöffneten Kühlluftteinlässen jedoch nicht

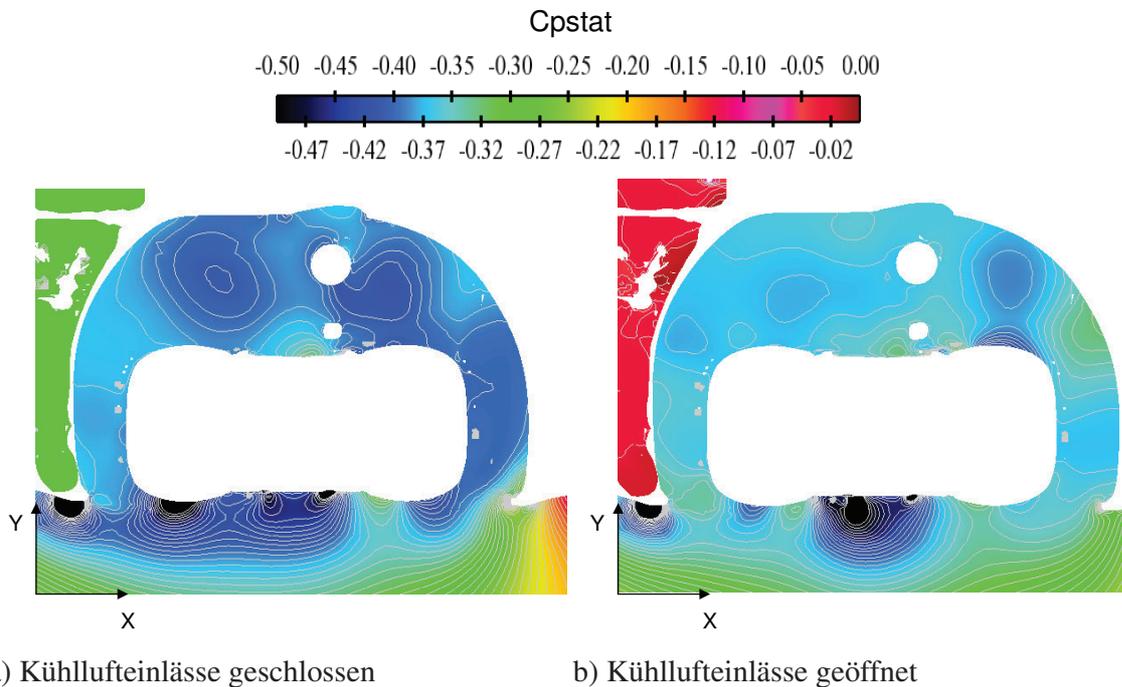


Abb. 4.7: Verteilung der statischen Druckbeiwerte im vorderen linken Radhaus der E-Klasse; Schnitt bei $Z = 200$ mm

aus, um wie im Fall mit geschlossenen Kühllufteinlässen einen negativen Widerstandsanteil an den vorderen Radhäusern zu erzielen.

An den hinteren Radhäusern ändern sich die Widerstandsanteile durch den Einfluss der Kühlluft nur wenig. Das liegt zum Teil daran, dass sich das hintere Radhaus nicht unmittelbar am Ausströmort der Kühlluft befindet und diese deshalb keinen direkten Einfluss, wie bei den vorderen Radhäusern hat. Außerdem sind die hinteren Radhäuser weiträumiger in Richtung Unterboden geöffnet, was eine bessere Ausgleichsströmung ermöglicht.

Eine weitere Stelle an der sich die Ursache für den negativen Einfluss der Kühlluft auf die Widerstandsanteile leicht erklären lässt, ist das rechte Hinterrad. Die Auswertung der Widerstandsanteile in Abbildung 4.6 zeigt, dass der Widerstandsanteil an den Hinterrädern durch die Kühlluftströmung um $\Delta c_W = 0,003$ zunimmt. Die Erklärung dafür findet sich in den Abbildungen 4.10 und 4.11. Auf dem rechten Bild in Abbildung 4.10 lässt sich deutlich erkennen, wie bei geöffneten Kühllufteinlässen die Unterbodenströmung durch die am Kardantunnel austretende Kühlluft verdrängt wird. Infolgedessen, wird auch die Nachlaufströmung des rechten Vorderrades verdrängt, die beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühllufteinlässen für das rechte Hinterrad die Anströmung darstellt. Dadurch wird das rechte Hinterrad mit einer viel höheren Geschwindigkeit von der abgelenkten Unterbodenströmung angeströmt als das linke, wodurch es, wie in Abbildung 4.11 zu sehen, zu einem deutlichen Druckanstieg auf der Vorderseite des Rades kommt. Dieser Druckanstieg ist dann letztendlich für den erhöhten Widerstandsanteil an den Hinterrädern des Fahrzeugs mit Motorraumdurchströmung mit

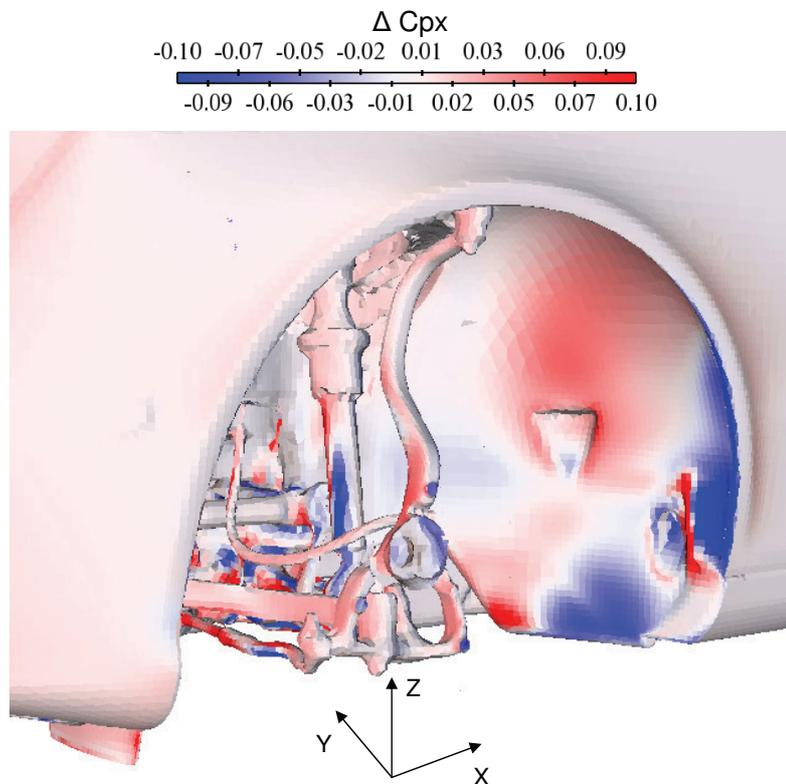
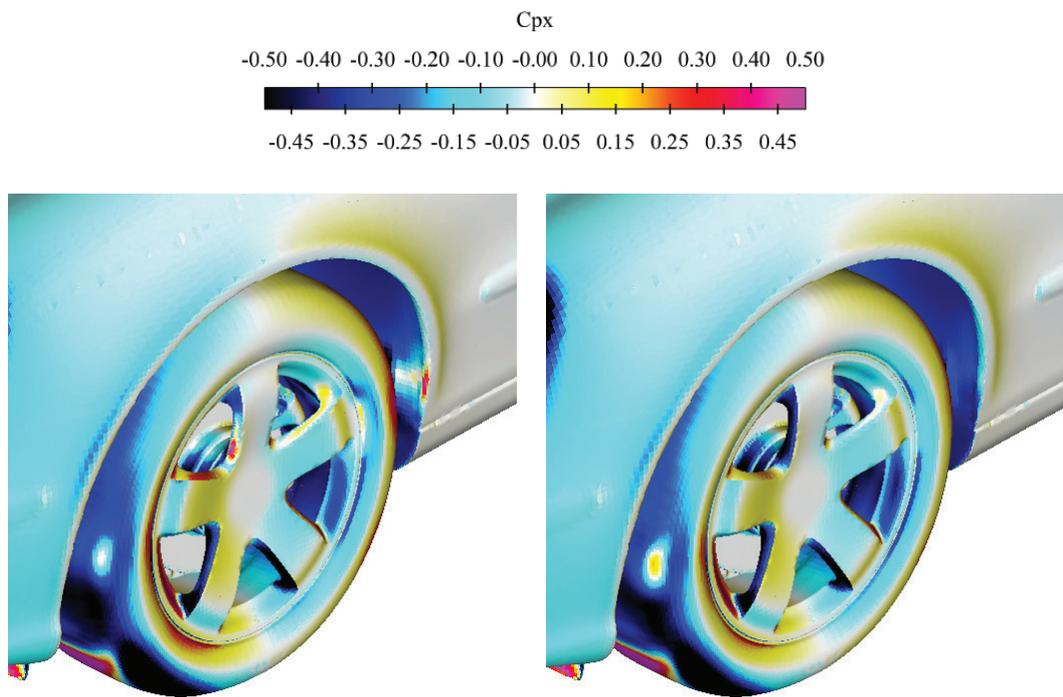


Abb. 4.8: Differenzen der Druckbeiwerte in X-Richtung der E-Klasse mit und ohne Kühlluft, im vorderen linken Radhaus ($C_{p,X}$ mit Kühlluft $- C_{p,X}$ ohne Kühlluft)

verantwortlich.

Die Betrachtung der Widerstandsanteile in Abbildung 4.6 macht aber auch deutlich, an welchen Stellen die Kühlluft einen positiven Einfluss auf den Luftwiderstand ausübt. Der scheinbar positive Einfluss an der Fahrzeugfront, wirkt sich dabei nur auf den ersten Blick widerstandsreduzierend aus. Für einen direkten Vergleich der beiden Widerstandsanteile müssen beim Fahrzeug mit geöffneten Kühlluftöffnungen die Anteile der Kühler zur Front dazu addiert werden, was zur Folge hat, dass das Fahrzeug mit Kühlluft einen um $\Delta c_W = 0,003$ höheren Widerstandsanteil an der Front aufweist. Dadurch bleibt nur noch die Widerstandsverbesserung am Unterboden und am Heck. Die Widerstandsanteile verbessern sich durch die Kühlluftströmung um jeweils $\Delta c_W = 0,008$. Abbildung 4.11 zeigt wo die Ursachen für die Verbesserung des Widerstandsanteils am Unterboden zu finden sind.

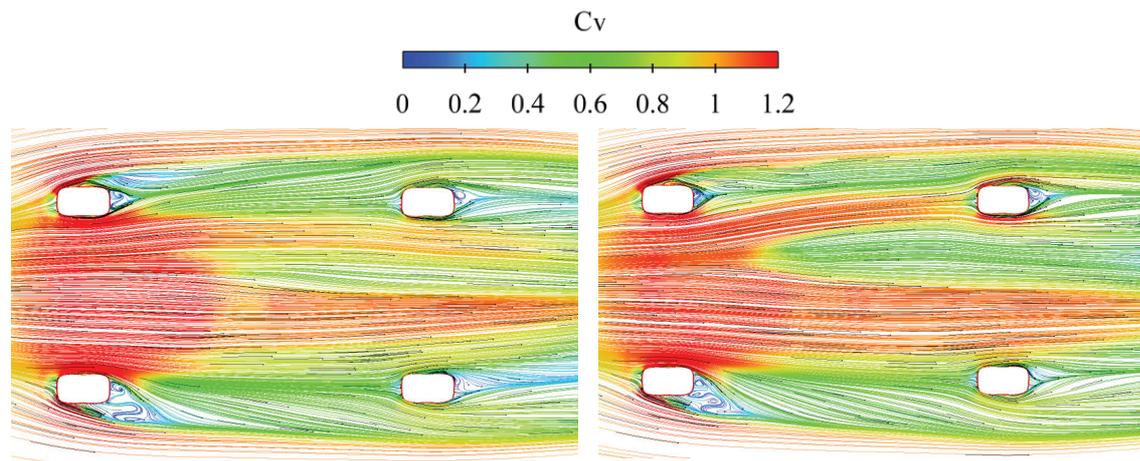
Beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühlluftöffnungen links im Bild, sind auf dem Hinterachsgetriebe, auf der Hardyscheibe, sowie auf der Hinterachse deutlich höhere Druckbeiwerte zu beobachten als beim Fahrzeug mit geöffneten Kühlluftöffnungen. Diese lassen sich dadurch erklären, dass beim Fahrzeug mit geöffneten Kühlluftöffnungen, die am Unterboden ausströmende Kühlluft den Kardantunnel, sowie den Bereich um das Hinterachsgetriebe auffüllt und somit ein Einstromen der wesentlich energiereicheren Unterbodenströmung verhindert. Durch



a) Kühllufteinlässe geschlossen

b) Kühllufteinlässe geöffnet

Abb. 4.9: Darstellung der Druckbeiwerte in X-Richtung am vorderen linken Radhaus der E-Klasse



a) Kühllufteinlässe geschlossen

b) Kühllufteinlässe geöffnet

Abb. 4.10: Stromlinien der Unterbodenströmung, auf eine fahrbahnparallele Schnittebene projiziert; Schnitt bei $Z = -240$ mm

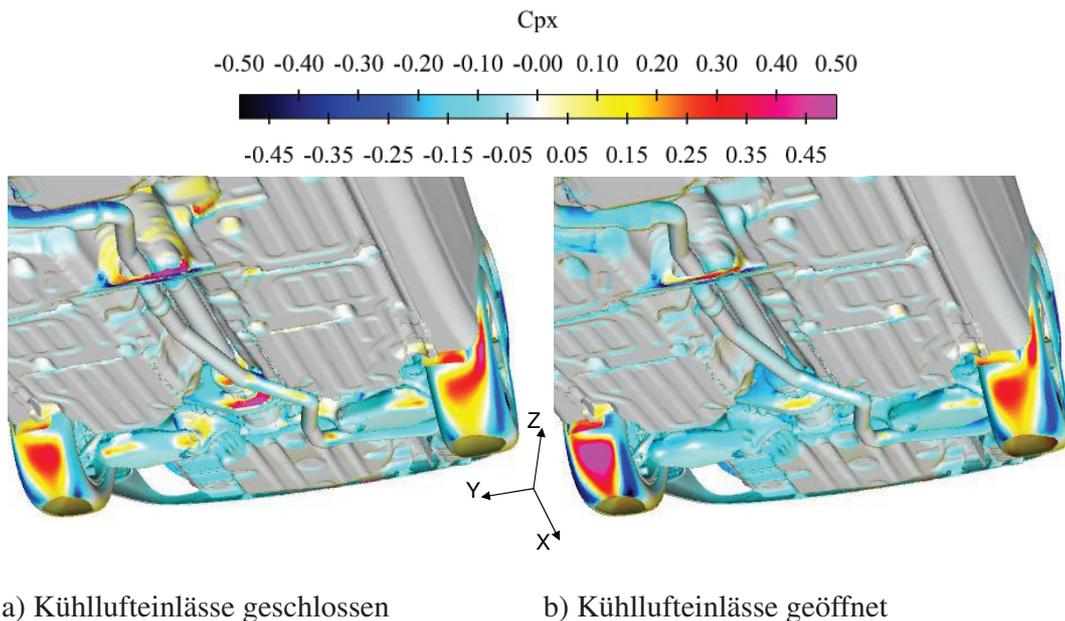


Abb. 4.11: Druckbeiwerte in X-Richtung am Unterboden und an den Hinterrädern der E-Klasse

das Verschließen der Kühllufteinlässe, fehlt dieser ausfüllende Luftmassenstrom und die Unterbodenströmung kann ungehindert in den Kardantunnel eindringen, wo sie schließlich auf die Bauteile der Hinterachse trifft und dort einen Anstieg des Widerstands verursacht.

Die Differenzendarstellung der Druckbeiwerte in Abbildung 4.12 macht die Änderungen im Basisdruck, also des Drucks am Heck, zwischen dem Fall mit und ohne Kühlluft deutlich. Dabei werden wieder jeweils die Druckbeiwerte auf der Heckoberfläche des Fahrzeugs ohne Kühlluft, von denen des Fahrzeugs mit Kühlluft abgezogen. Da in beiden Fällen ein Unterdruck am Heck anliegt, ist der Druckbeiwert in X-Richtung, also aus der Bildebene heraus, jeweils positiv. Der hellblaue Bereich zeigt demnach an, dass sich beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühllufteinlässen, fast über der gesamten Heckfläche ein höherer Unterdruck ausbildet, was schließlich in dem im Blockdiagramm 4.6 dargestellten, größeren Widerstandsanteil resultiert.

Des Weiteren zeigen sich in Abbildung 4.12 am linken Hinterrad deutliche Differenzen im Druckbeiwert. Diese Differenzen sind das Resultat von Strömungsablösungen, die sich durch das Ausbleiben der Kühlluftströmung, am linken Hinterrad ereignen (s. Abb. 4.10). Diese Druckänderungen sind jedoch im Vergleich zu denen, die sich am rechten Hinterrad ereignen (s. Abb. 4.11), verhältnismäßig gering.

Durch die Darstellung der Isoflächen bei einem Totaldruckbeiwert von $c_{P,tot} = -0,05$ in Abbildung 4.13 wird deutlich, wo die Ursache für die Unterschiede im Basisdruck der beiden Fälle zu finden ist. Die Isoflächen bilden die Grenze zwischen den Druckbereichen unterhalb und oberhalb des Wertes von $c_{P,tot} = -0,05$. Konkret bedeutet dies, dass das Gebiet außerhalb der dargestellten Hüllkurve, über dem Totaldruckbeiwert von $c_{P,tot} = -0,05$ liegt und dass die

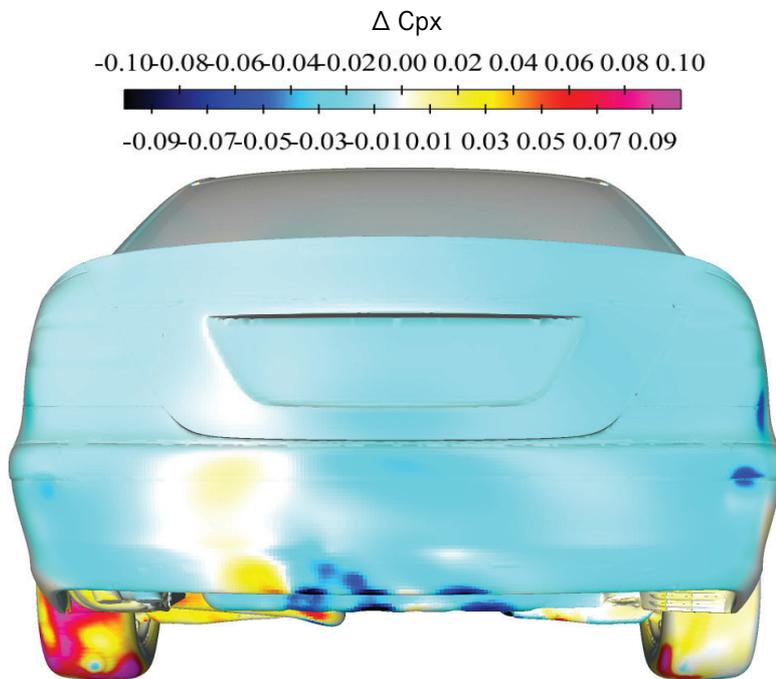
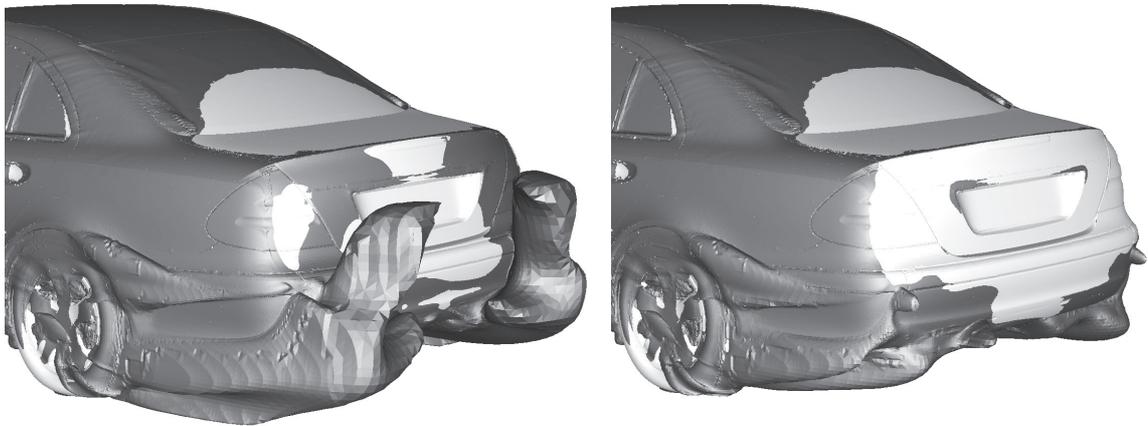


Abb. 4.12: Differenzen der Druckbeiwerte in X-Richtung der E-Klasse mit und ohne Kühlluft
 $(C_{P,X} \text{ mit Kühlluft} - C_{P,X} \text{ ohne Kühlluft})$

Bereiche, die von der Hüllkurve eingeschlossen werden, unterhalb von $c_{P, tot} = -0,05$ liegen. Somit wird aus der Darstellung ersichtlich, dass sich die Ausbildung des geringeren Basisdrucks beim Fahrzeug ohne Kühlluftströmung, im Bereich des Unterbodens bzw. von den Hinterrädern kommend, vollzieht und sich von dort bis in den Nachlauf fortpflanzt.

In Abbildung 4.14 sind die Isoflächen am Heck bei $c_{P, tot} = 0$ für die beiden Fahrzeugkonfigurationen dargestellt. Bei diesem Wert unterscheiden sich die beiden Bilder lediglich noch im Nachlauf der Hinterräder voneinander. Beim Fahrzeug mit geschlossenen Kühlluftseinlässen ist das Unterdruckgebiet des Radnachlaufs weiter nach hinten ausgedehnt als beim Fahrzeug mit geöffneten Kühlluftseinlässen. Beim Vergleich der beiden Strömungsfälle untereinander und mit Abbildung 4.13 wird deutlich, dass sich die Änderungen im Totaldruckbeiwert, die sich auf Grund der am Unterboden ausströmenden Kühlluft ergeben, nur in einem sehr kleinen Wertebereich abspielen. Dies verdeutlicht, wie empfindlich das Verhältnis zwischen Kühlluft und Fahrzeugumströmung, insbesondere bezüglich der Auswirkungen auf den Nachlauf ist.

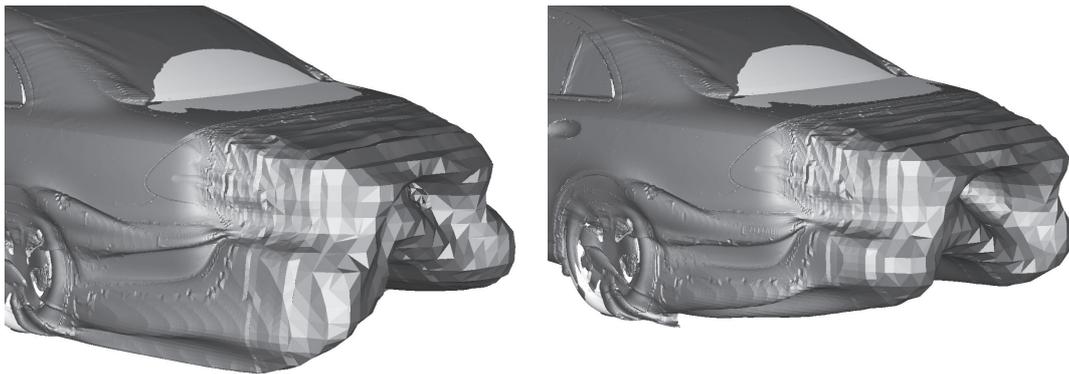
Die im Rahmen dieses Kapitels durchgeführten Untersuchungen zeigen, wie sich die numerische Strömungssimulation zur Beurteilung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes einsetzen lässt. Sie erheben jedoch keinen Anspruch darauf, alle Effekte die sich bei der Interaktion der Kühlluft mit der Fahrzeugumströmung einstellen, restlos zu erfassen. Auch lassen sich die Ergebnisse nicht für alle Fahrzeuge verallgemeinern. Die grundlegende Wirkkette des Kühlluftinflusses auf den Luftwiderstand, die sich von den Vorderrädern über die Hinterräder bis in den Fahrzeugnachlauf zieht, dürfte zumindest bei Stufenheckfahrzeugen immer die Glei-



a) Kühllufteinlässe geschlossen

b) Kühllufteinlässe geöffnet

Abb. 4.13: Isoflächen des Totaldruckbeiwertes bei $c_{p,tot} = -0,05$ im Nachlauf der E-Klasse mit und ohne Kühlluft



a) Kühllufteinlässe geschlossen

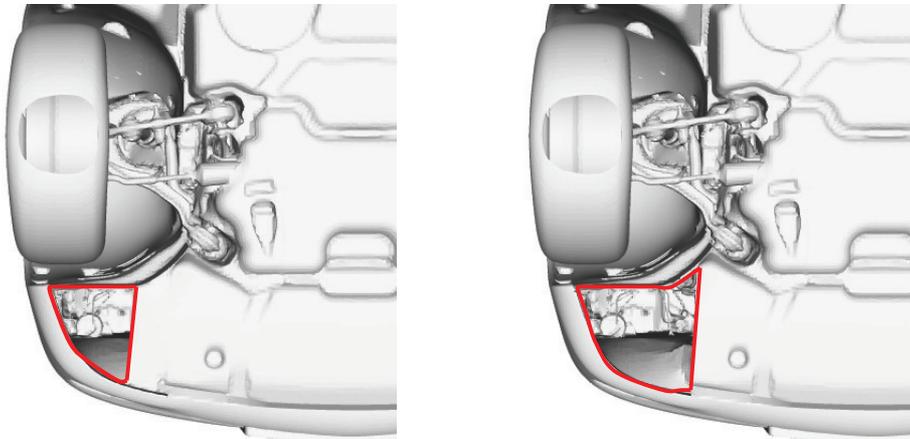
b) Kühllufteinlässe geöffnet

Abb. 4.14: Isoflächen des Totaldruckbeiwertes bei $c_{p,tot} = 0,0$ im Nachlauf der Fahrzeuge mit und ohne Kühlluft

che sein. In den nächsten Kapiteln werden daher weitere Untersuchungen zu diesem Einfluss folgen.

4.4 Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder

Das wohl bekannteste Beispiel dafür, wie positiv sich die Wechselwirkung zwischen Kühlluft und Fahrzeugumströmung auf den Gesamtluftwiderstand auswirken kann, ist das von Porsche entwickelte Kühlluft-Führungssystem, bei dem die Kühlluft senkrecht zur Anströmung vor den Vorderrädern ausgeleitet wird. Dadurch wird beim Porsche 911 ein sich auf die Fahrzeugumströmung positiv auswirkender Interferenzeffekt erzielt, der den Kühlluftwiderstand des Fahrzeugs auf nahezu Null reduziert. Laut den Entwicklern dieses Systems wirkt die vor



a) kleine Auslassöffnung

b) große Auslassöffnung

Abb. 4.15: Kühlluft-Auslassöffnungen vor den Vorderrädern in zwei verschiedenen Größen

den Vorderrädern austretende Kühlluft wie ein virtueller Radspoiler und verbessert so die Radumströmung [35].

Diese Variante der Kühlluftausleitung bietet somit ideale Voraussetzungen, um den Kühlluft-Interferenzwiderstand mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation näher zu untersuchen. Dafür soll zunächst wieder die Qualität der Ergebnisse aus der Simulation, durch einen Vergleich mit Windkanalergebnissen, für die weiteren Untersuchungen des Kühlluft-Interferenzwiderstandes, überprüft werden.

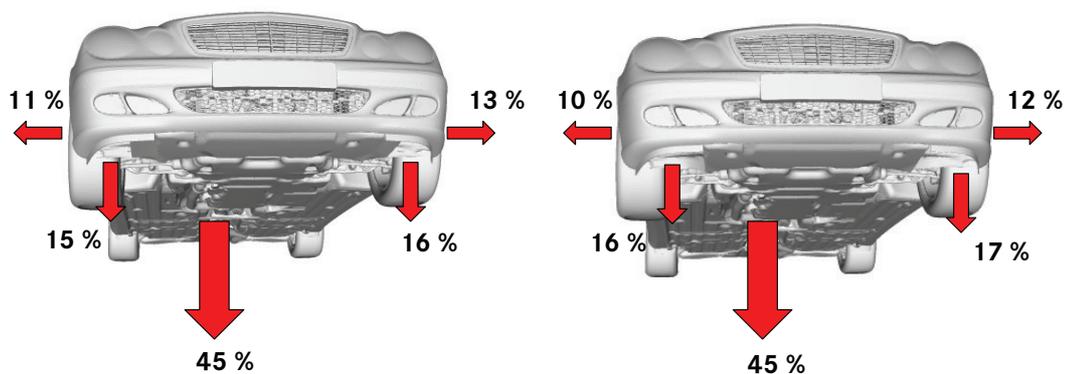
Zu diesem Zweck, wird diese Kühlluft-Führungsvariante bei dem zuvor untersuchten Mercedes-Benz Serienfahrzeug, der E-Klasse, angewandt. Hierfür wird der Unterboden mit zwei Öffnungen, vor jedem Vorderrad jeweils eine, versehen aus denen die Kühlluft ungehindert aus dem Motorraum ausströmen kann. Die Kühlluft wird dabei weder im Motorraum, noch beim Ausströmen geführt. Um das Ausströmen der Kühlluft aus den Öffnungen zu verstärken, wurden stromaufwärts der Öffnungen Spoilerlippen am Vorderwagen angebracht. Durch die Verdrängungswirkung der Spoiler wird eine lokale Beschleunigung der Strömung erreicht, wodurch ein Saugeffekt vor den Öffnungen entsteht, der das Ausströmen der Kühlluft an dieser Stelle verstärkt. Das übrige Simulationsmodell bleibt dabei unverändert.

Um die Wirkung der so austretenden Kühlluft auf die Fahrzeugumströmung, bzw. den Luftwiderstand zu untersuchen, werden die Ergebnisse mit denen des Serienfahrzeugs verglichen. Des Weiteren soll der Einfluss der Größe der Auslassöffnungen untersucht werden. Hierfür werden die Öffnungen zur Fahrzeugmitte hin auf jeder Seite um 10 cm erweitert, wie in Abbildung 4.15 zu sehen.

Der Kühlluftmassenstrom wird dabei bei allen Varianten, sowohl in der Simulation als auch im Windkanal, durch einfaches Schließen einzelner Lamellen der Kühlermaske, auf dem Niveau des Serienfahrzeugs gehalten, um so eine Vergleichbarkeit gewährleisten zu können. Die

Auslassöffnungen bewirken im Vergleich zum Serienfahrzeug eine Umverteilung des Kühlluftmassenstroms um 14 %. Konkret bedeutet dies, dass durch das Anbringen der Öffnungen 14 % mehr Kühlluft am Vorderwagen ausströmen, die folglich im Kardantunnel fehlen. Dadurch kommt es zu einer Umkehr des Kühlluft-Austrittsverteilung zwischen Kardantunnel und Radhäuser.

Durch die Vergrößerung der Kühlluft-Auslassöffnungen strömt aus jeder dieser Kühlluftöffnungen jeweils ein Prozent mehr Luft aus, um das sich der Massenstrom ins Radhaus verringert. Der in den Kardantunnel ausströmende Kühlluftmassenstrom bleibt dabei konstant (s. Abb. 4.16).



a) kleine Auslassöffnung

b) große Auslassöffnung

Abb. 4.16: Verteilung des Kühlluftmassenstroms bei kleinen und großen Auslassöffnungen

4.4.1 Einfluss der austretenden Kühlluft auf die Luftkraftbeiwerte

In einem Vergleich mit dem Serienzustand sollen die Auswirkungen der virtuellen Radspoiler auf den Gesamtluftwiderstand und die Auftriebsbeiwerte betrachtet werden. Nachfolgend sind die Abweichungen der Luftkraftbeiwerte im Bezug zum Serienfahrzeug aufgeführt.

Tab. 4.4: Differenzen zwischen den Luftkraftbeiwerten des Serienzustandes und den Fahrzeugen mit Kühlluftaustritt vor den Vorderrädern ($c_{W, \text{Serie}} - c_{W, \text{Auslass Vorderräder}}$)

	Simulation			Messung		
	Δc_W	Δc_{AV}	Δc_{AH}	Δc_W	Δc_{AV}	Δc_{AH}
große Auslassöffnungen	-0,003	0,033	-0,031	0,003	0,028	-0,003
kleine Auslassöffnungen	0,001	0,046	-0,024	0,005	0,041	-0,008

Der Vergleich zwischen Simulation und Messung in Tabelle 4.4 macht deutlich, dass die in der Messung beobachteten Vorteile für den Luftwiderstandsbeiwert, die durch das Ausleiten

der Kühlluft vor den Vorderrädern erzielt werden, in der Simulation nicht bzw. nur bedingt gegeben sind. Im Fall mit der großen Austrittsöffnung wird der c_W -Wert in der Simulation sogar um $\Delta c_W = -0,003$ schlechter als beim Serienfahrzeug und zeigt somit eine genau gegenläufige Richtung zur Messung. Jedoch lässt sich eine Gemeinsamkeit dahingehend erkennen, dass der Einfluss der Größe der Auslassöffnungen auf den Luftwiderstandsbeiwert, in der Simulation den gleichen Trend wie in der Messung zeigt. Mit der kleineren Austrittsöffnung wird demnach ein geringerer c_W -Wert als mit der großen erzielt. Bei der Betrachtung der Auftriebsbeiwerte zeigt sich, dass in beiden Fällen der gleiche Trend wie in der Messung berechnet wird. Während der simulierte Hinterachsauftrieb dabei, ca. eine Größenordnung über den Messdaten liegt, wird der Vorderachsauftrieb gut wiedergegeben.

Der Vergleich der Widerstandsbeiwerte zeigt Abweichungen, die in der selben Größenordnung liegen wie der aerodynamische Benefit, der im Windkanal durch das Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder entsteht. Es ist daher schwierig mit Hilfe der berechneten c_W -Werte einen Vorteil dieses Kühlluft-Führungssystems nachzuweisen. Betrachtet man jedoch die einzelnen Widerstandsanteile in Abbildung 4.17 fällt sofort auf, dass durch das Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder, in den vorderen Radläufen ein Widerstandsvorteil berechnet wird, der eine Größenordnung über den Abweichungen, die beim Vergleich der c_W -Werte zu beobachten sind, liegt. Aus diesem Grund sollen im Folgenden, trotz der Abweichungen, die berechneten Widerstandsanteile zur Untersuchung der positiven und negativen Interferenzeffekte, die beim Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder entstehen, herangezogen werden. Die gezielte Visualisierung von Strömungsgrößen ist dabei wieder ein hilfreiches Mittel, um die Effekte die beim Ausströmen der Kühlluft auftreten, darzustellen.

4.4.2 Auswirkungen auf die einzelnen Widerstandsanteile

Die Auswertung der einzelnen Widerstandsanteile in Abbildung 4.17 zeigt wie bereits erwähnt, dass die aerodynamischen Vorteile hier, anders wie beim Porsche 911 von Wolf et al. [35] beschrieben, nicht an den Vorderrädern, sondern im vorderen Radhaus zu finden sind. Die Widerstandsanteile der Vorderräder nehmen im Vergleich zum Serienfahrzeug hier sogar zu, wenn auch nur in einem sehr viel geringeren Ausmaß als die Widerstandsverbesserung die im vorderen Radhaus zu beobachten ist. Aus diesem Grund wird im Folgenden zunächst der Bereich um die vorderen Radläufe näher untersucht. Hierfür wird immer das Fahrzeug mit den großen Auslassöffnungen mit dem Serienfahrzeug verglichen, da diese beiden Fahrzeuge den größten Unterschied voneinander aufweisen.

Abbildung 4.18 gibt Aufschluss darüber, wie sich das Ausströmen der Kühlluft vor die Vorderräder in der Simulation darstellt. Die ausströmende Kühlluft wird direkt nach dem Verlassen des Motorraums von der Fahrzeugumströmung nach hinten weggedrückt. Anschließend strömt ein Teil wieder direkt ins Radhaus ein, der andere überströmt das Radhaus am Unterboden und hüllt schließlich das Hinterrad ein.

Die aus den Simulationsergebnissen gewonnene Erkenntnis über den Strömungsverlauf im Bereich der Vorderräder, liefert die Erklärung für die negativen Widerstandsanteile in den vorderen Radhäusern. Betrachtet man zunächst die Druckbeiwerte in X-Richtung in Abbildung

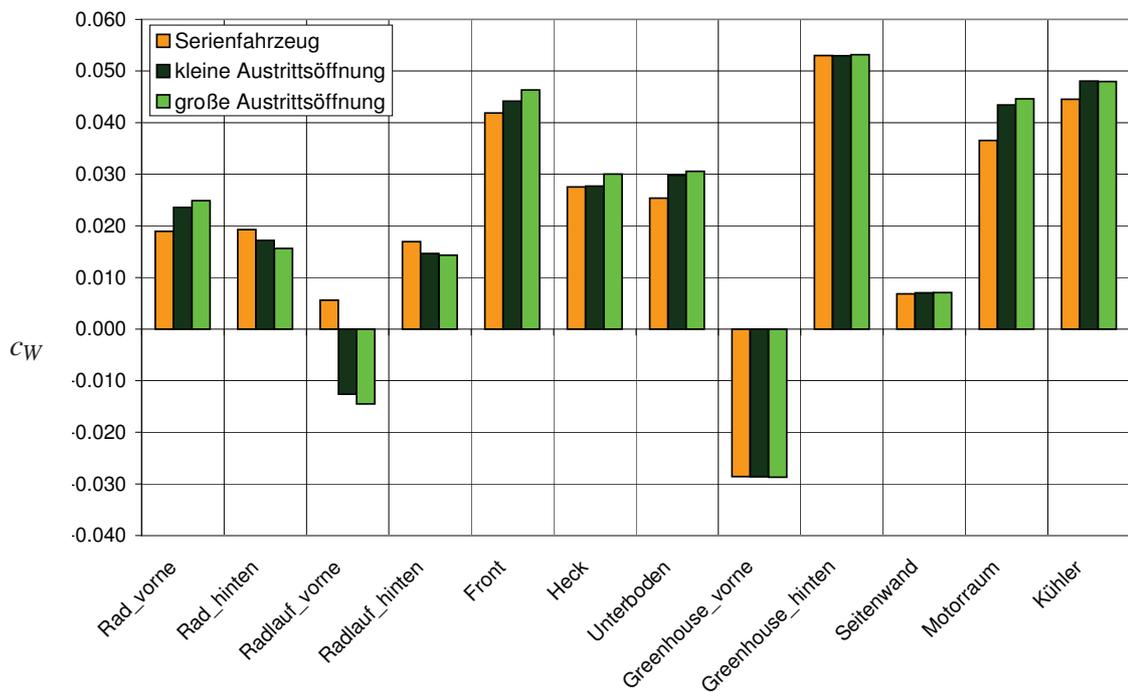


Abb. 4.17: Vergleich der Widerstandsanteile der Fahrzeuge mit großer und kleiner Kühlluft-Auslassöffnung mit denen des Serienzustands der E-Klasse

4.19 wird ersichtlich, an welchen Stellen im Radhaus sich die Unterschiede beim Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder im Vergleich zum Serienzustand ereignen. Die tiefblauen Bereiche rechts im Bild, dort wo die hintere Hälfte der Radhausschale in den Unterboden übergeht, machen deutlich, dass an diesen Stellen, beim Fahrzeug mit den Kühlluftauslässen vor den Vorderrädern ein größerer Unterschied im Vergleich zum Serienzustand rechts im Bild vorliegen muss.

Die Darstellung der Stromlinien in einem Y-Schnitt durch das vordere linke Radhaus in Abbildung 4.20 lässt erkennen, wie es zu diesen Unterschieden und damit zu dem Widerstands-vorteil durch das Ausleiten der Kühlluft vor die Vorderräder kommt. Links im Bild ist zu sehen, wie die Unterbodenströmung auf die Kante am Übergang zwischen dem hinteren Teil der Radhausschale und Unterboden trifft. Dadurch wird an dieser Stelle ein Druckwiderstand generiert, der dem in Fahrtrichtung wirkenden Druckbeiwert auf den hinteren Hälften der Radhausschalen, entgegenwirkt (s. Abb. 4.19). Rechts im Bild beim Fahrzeug mit den Kühlluft-Auslassöffnungen vor den Vorderrädern, ist dieses Verhalten nicht zu beobachten. Die Unterbodenströmung wird durch die vor den Vorderrädern ausströmende Kühlluft weiter vom Radhaus weg gedrängt, wodurch die Radhausströmung an der zuvor kritischen Stelle austreten kann. Dadurch bleibt der an der hinteren Hälfte der Radhausschale anliegende Unterdruck bestehen (s. Abb. 4.19) was sich in einem negativen Widerstandsanteil in Abbildung 4.17 äußert.

Es stellt sich nun die Frage, warum sich der Widerstandsanteil der Vorderräder durch die vir-

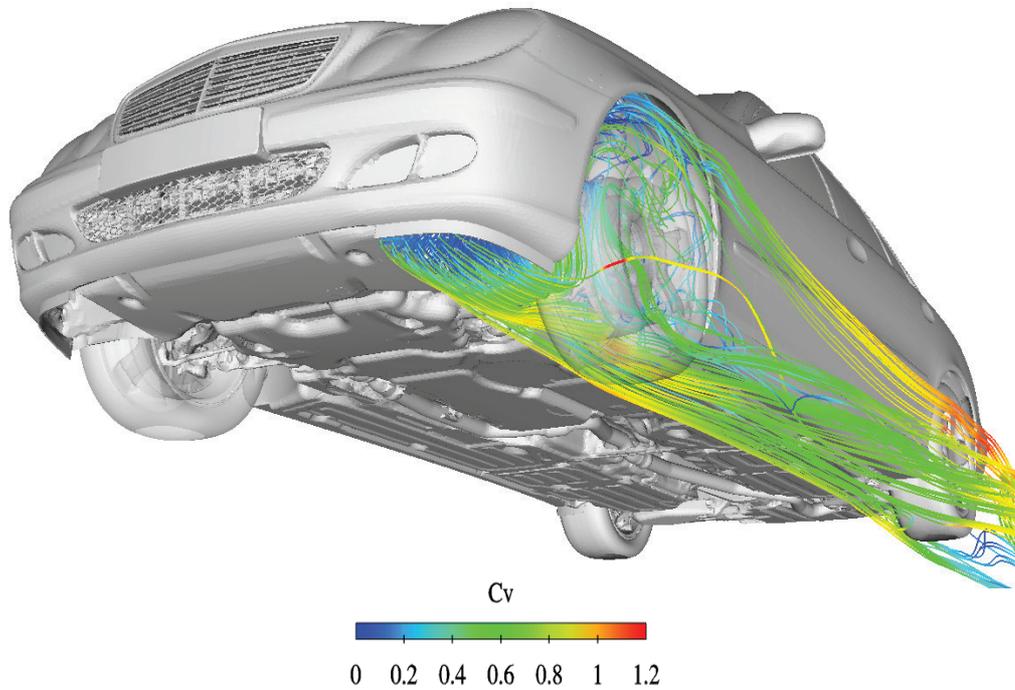
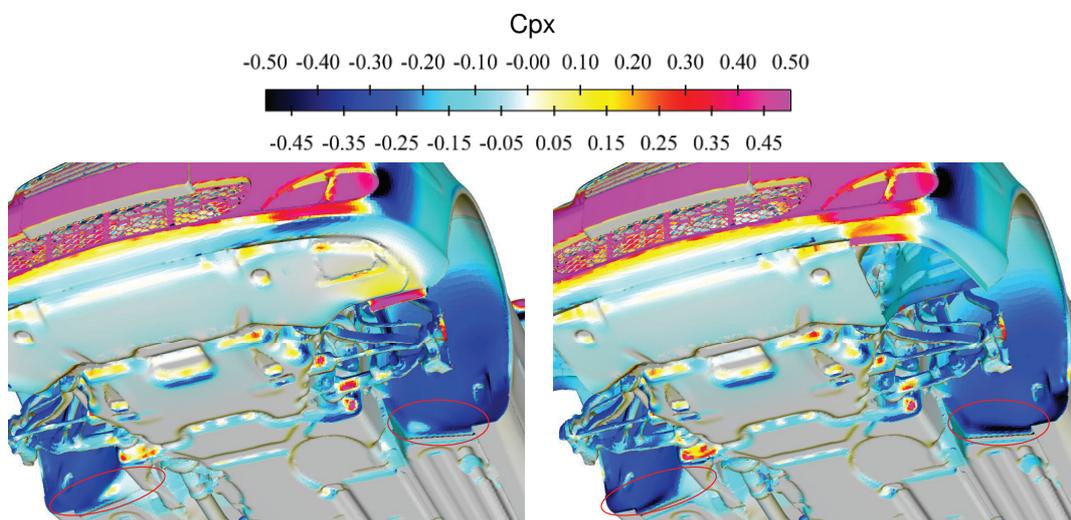


Abb. 4.18: Ausströmen der Kühlluft vor den Vorderrädern



a) Serienfahrzeug

b) Kühlluftauslass vor den Vorderrädern

Abb. 4.19: Vergleich der Druckbeiwerte in X-Richtung zwischen dem Serienfahrzeug und der Variante mit Kühlluftauslass vor den Vorderrädern

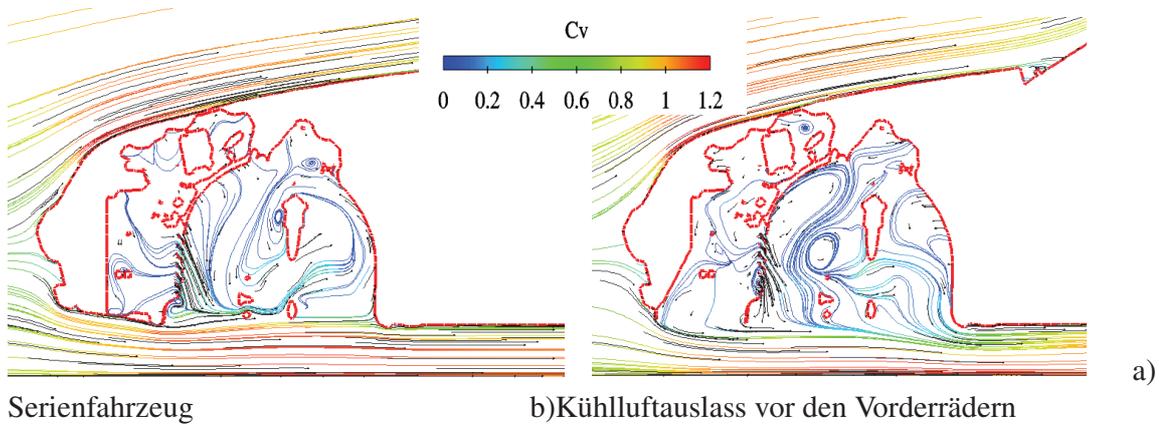


Abb. 4.20: Projektion der Stromlinien auf eine Y-Schnittebene durch das vordere linke Radhaus

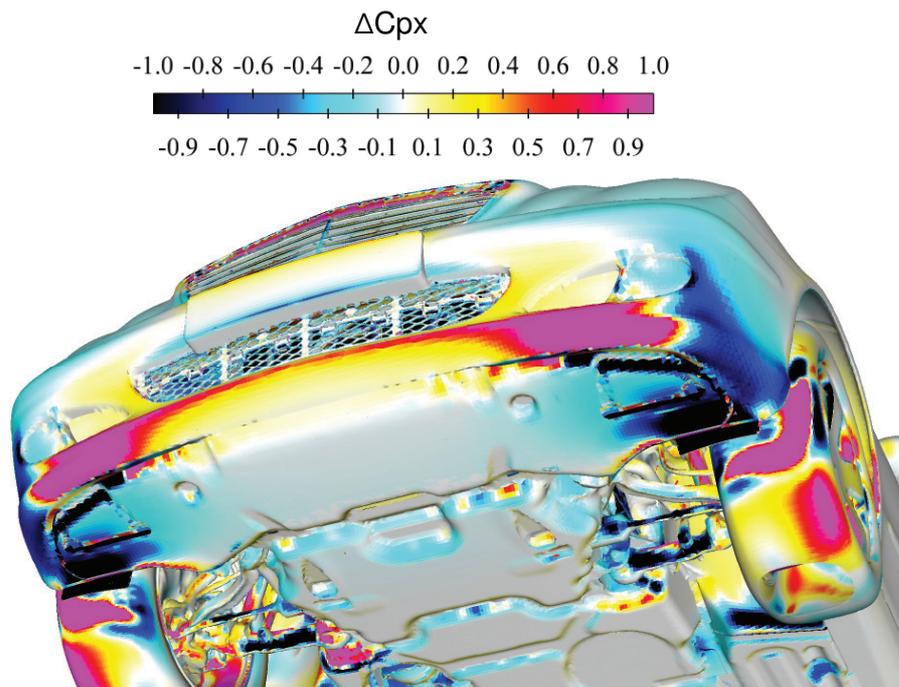
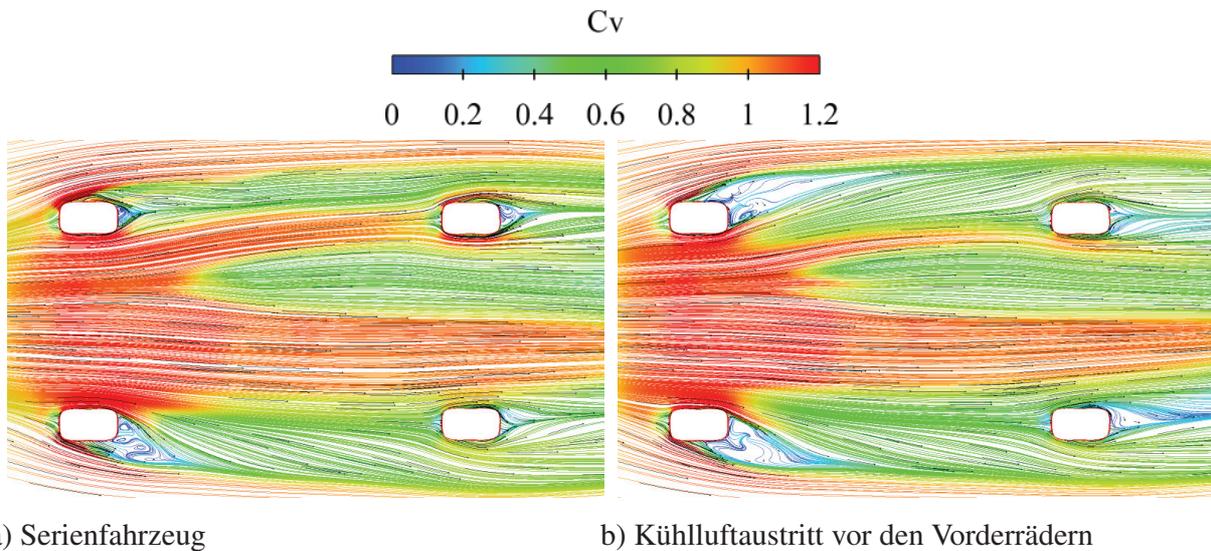


Abb. 4.21: Differenz der Druckbeiwerte in X-Richtung zwischen dem Fahrzeug mit den großen Kühlluftöffnungen vor den Vorderrädern und dem Serienfahrzeug ($C_{P,X}$ Auslass Vorderräder $- C_{P,X}$ Serie)

tuellen Radspoiler verschlechtert. Durch die Darstellung der Differenzen der Druckbeiwerte in Abbildung 4.21 lässt sich sofort erkennen, wo die Unterschiede im Vergleich zum Serienfahrzeug liegen. Die roten Stellen auf der Vorderseite des Reifens zeigen einen deutlich höheren Druckwiderstand beim Fahrzeug mit den großen Auslassöffnungen im Vergleich zum

Serienfahrzeug. Dabei entsteht der horizontale Balken des L-förmigen Bereichs dadurch, dass durch das Fehlen der Radspoiler das Vorderrad an dieser Stelle direkt angeströmt wird, wenn gleich auch nur von der energetisch schwächeren Kühlluftströmung, die aus den Auslassöffnungen strömt. Der vertikale Balken lässt sich dadurch erklären, dass beim Fahrzeug mit den Kühlluft-Auslassöffnungen die Anströmung durch die gebogene Form des Saugspoilers, direkt auf das Vorderrad gelenkt wird. Beim Serienfahrzeug hingegen, wird die Anströmung durch den senkrecht dazu verlaufenden Radspoiler zur Seite hin abgelenkt und die Reifenschulter wird überströmt.



a) Serienfahrzeug

b) Kühlluftaustritt vor den Vorderrädern

Abb. 4.22: Stromlinien der Unterbodenströmung, auf eine fahrbahnparallele Schnittebene projiziert, Schnitt bei $Z = -240$ mm (Draufsicht von oben)

Die Projektion der Stromlinien der Unterbodenströmung auf eine fahrbahnparallele Schnittebene in Abbildung 4.22 zeigt eine weitere Ursache für den deutlich erhöhten Widerstandsanteil der Vorderräder bei beiden Kühlluft-Auslassvarianten. Rechts in Abbildung 4.22 sind an beiden Vorderrädern deutliche Ablösungen zu sehen. Links im Bild beim Serienfahrzeug hingegen, sind diese Ablösungen nur am linken Vorderrad zu beobachten. Die Differenzen der Druckbeiwerte zwischen dem Serienfahrzeug und dem Fahrzeug mit den großen Kühlluftauslässen in Abbildung 4.23 verdeutlichen, wie sich dieses Ablöseverhalten auf die Oberflächendrücke der Vorderräder auswirkt. Auf der Nachlaufseite des rechten Vorderrades lassen die roten Stellen darauf schließen, dass dort beim Fahrzeug mit den Kühlluftauslässen vor den Vorderrädern, ein höhere Druckbeiwert entgegen der Fahrtrichtung anliegt als es beim Serienfahrzeug der Fall ist. Dieser größere Unterdruck im Radnachlauf, trägt so ebenfalls zu dem, gegenüber dem Serienfahrzeug erhöhten Widerstandsanteil der Vorderräder (s. Abb. 4.17) bei.

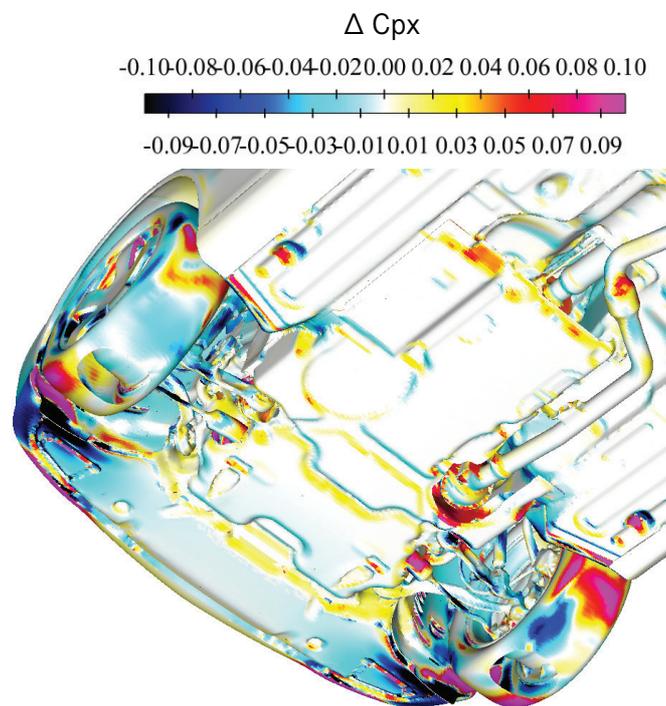


Abb. 4.23: Differenzen der Druckbeiwerte in X-Richtung zwischen dem Fahrzeug mit den großen Kühlluftöffnungen vor den Vorderrädern und dem Serienfahrzeug ($C_{P,X}$ Auslass Vorderräder $- C_{P,X}$ Serie)

5 Einflüsse der radnahen Bereiche auf die Simulation des Kühlluftwiderstandes

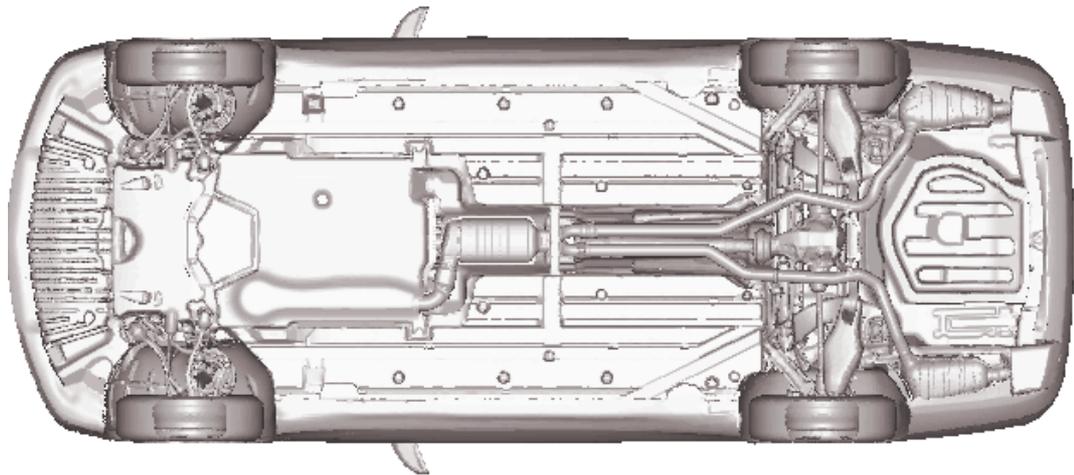
5.1 Vergleich des simulierten und gemessenen Kühlluftwiderstandes unter dem Einfluss der Radspoiler

Das vorangegangene Kapitel hat gezeigt, wie und in welchem Ausmaß sich die numerische Strömungssimulation zur Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes nutzen lässt. Es ist aber auch deutlich geworden, wo die Strömungssimulation an ihre Grenzen stößt. Bei der Untersuchung von aerodynamischen Maßnahmen, die den Kühlluft-Interferenzwiderstand betreffen, wie z.B. verschiedene Kühlluftauslassvarianten die den c_W -Wert lediglich um $\Delta c_W = 0,003 - 0,004$ beeinflussen, kann es beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen zu Abweichungen kommen, da derartige geringfügige Änderungen des c_W -Wertes im Toleranzbereich der Simulationsergebnisse liegen. Das heißt, bei der Simulation kann es bedingt durch gewisse geometrische und numerische Vereinfachungen, wie zum Beispiel Diskretisierungsverfahren oder der Turbulenzmodellierung zu Unschärfen im Ergebnis kommen. Es ist daher schwierig im Windkanal getroffene Optimierungsmaßnahmen, die sich im Bereich von wenigen c_W -Punkten wie beim vorherigen Beispiel bewegen, numerisch exakt zu erfassen.

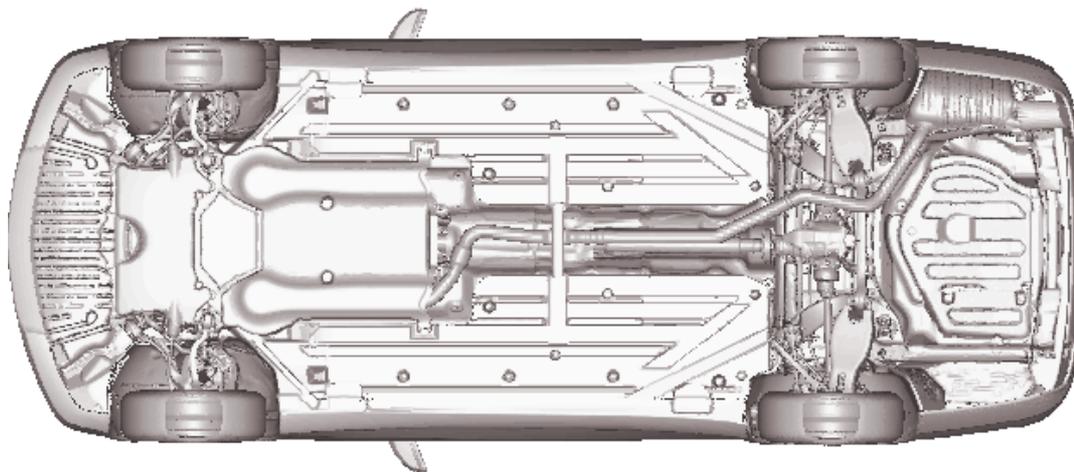
Bei der numerischen Simulation der E-Klasse der Baureihe W212, haben sich in der Entwicklungsphase jedoch erhebliche Abweichungen zwischen Simulationsergebnissen und Messergebnissen ergeben. Dabei sind sowohl bei einem sogenannten Ausgewählten-Durchsichtsmodell (ADSM), einem nicht fahrtauglichen Fahrzeugmodell im frühen Entwicklungsstadium, als auch bei einem Erprobungsfahrzeug (E-Fahrzeug), welches beinahe Serienreife besitzt, deutliche Abweichungen bei der Bestimmung des Kühlluftwiderstandes aufgetreten. Die Reynoldszahl berechnet sich dabei mit der Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung $v_\infty = 38,88 \text{ m/s}$ und einer Fahrzeugbreite von $b = 1,85 \text{ m}$ zu $Re = 4,8 \cdot 10^6$ und liegt somit in der gleichen Größenordnung wie beim Vorgängerfahrzeug.

Die Außenhaut der beiden Fahrzeugmodelle mit unterschiedlichen Reifegraden ist nahezu identisch. Die Modelle unterscheiden sich lediglich im Aufbau des Unterbodens, in der Darstellung des Motorraums und in der Form der Radspoiler. Das Ausgewählte-Durchsichtsmodell verfügt über stark vereinfachte Radspoiler, im Gegensatz zum Erprobungsfahrzeug, dessen Radspoiler einen nahezu schon serienreifen Stand haben (s. Abb. 5.2 und 5.3). Zusätzlich ist die Abgasanlage des ADSMs anders als beim E-Fahrzeug, mit zwei Endtöpfen ausgestattet (s. Abb. 5.1).

Des Weiteren unterscheiden sich die beiden Modelle in der Darstellung der Kühler, bzw. in der Art und Weise wie die Fahrzeugfront zur Unterbindung der Motorraumdurchströmung verschlossen wird. Beim ADSM wird das Kühlerpaket mit Hilfe poröser Medien simuliert. Zudem wird der Kühlluftmassenstrom zusätzlich über zweidimensionale Wandzellen mit variabler Durchlässigkeit (sogenannte "Baffles"), die im Bereich der Kühlermaske und der Bugschürzenöffnung eingearbeitet sind, reguliert. Damit lässt sich der Kühlluftmassenstrom, bis



a) Ausgewähltes Durchsichtsmodell (ADSM)

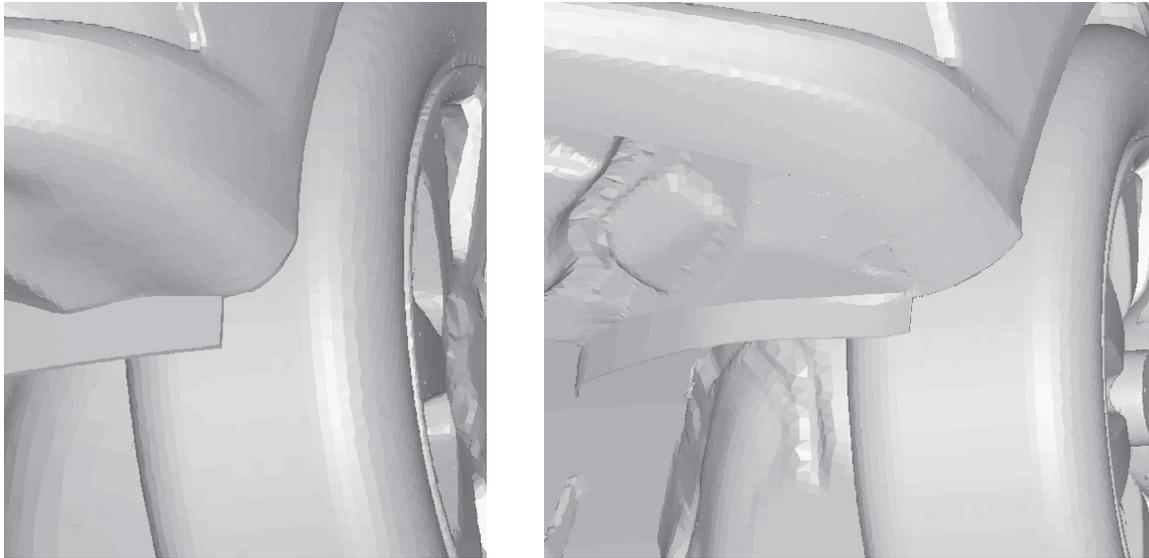


b) Erprobungsfahrzeug (E-Fzg.)

Abb. 5.1: Unterschiedliche Unterbodengestaltung beim ADSM und E-Fahrzeug

hin zum kompletten Verschließen der Öffnungen einstellen. Das Simulationsmodell des E-Fahrzeugs verfügt über keine derartige Vorrichtung zur Regelung des Kühlluftmassenstroms. Hier sind nur poröse Medien, die das Kühlerpaket des realen Fahrzeugs simulieren, im Netz enthalten. Die Fahrzeugfront wird hier bei Bedarf durch das Löschen der Fluidzellen im Bereich der Kühlluftöffnungen verschlossen.

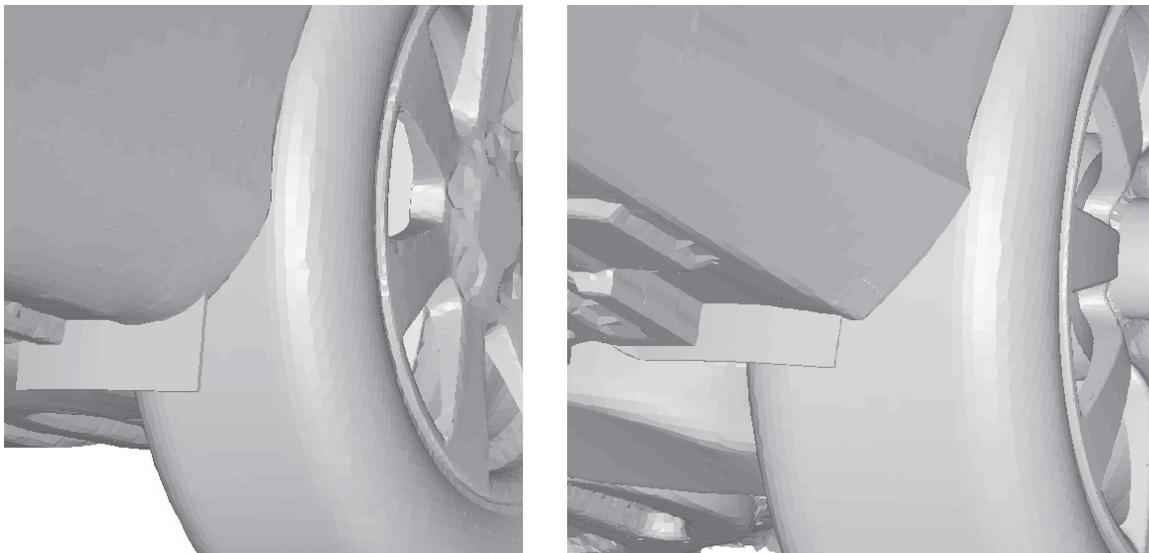
In den Tabelle 5.5 und 5.6 sind die Parameter aufgeführt, die bei der Vernetzung des Ausgewählten-Durchsichtsmodells und des Erprobungsfahrzeugs mit STAR-CD 3.26 angewandt wurden. Die Unterschiede in den Parametern sind in der Historie der Entwicklung begründet. Die Netze wurden nach den jeweiligen Anforderungen erstellt, die im Verlauf der Entwicklung an diese Modelle gestellt waren.



a) ADSM

b)E-Fahrzeug

Abb. 5.2: Vordere Radspoiler beim ADSM und beim E-Fahrzeug der E-Klasse (BR W212)



a) ADSM

b)E-Fahrzeug

Abb. 5.3: Hintere Radspoiler beim ADSM und beim E-Fahrzeug der E-Klasse (BR W212)

Beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen in Abbildung 5.4 fällt auf, dass die größten Abweichungen, sowohl beim ADSM als auch beim E-Fahrzeug, bei den Konfigurationen mit Kühlluftdurchströmung und mit Radspoiler auftreten. So ist der größte

Tab. 5.5: Vernetzungsparameter für das Ausgewählte-Durchsichtsmo­dell

Abmessungen der Rechenbox [m]	40 x 20 x 15,3
Anzahl der Fluidzellen	23 Millionen
Dicke Extrusion-Layer [mm]	4-8
Anzahl der Sub-Layer	18 (Two Layer), 3 (Wandgesetz)
Dicke der wandnächsten Zelle [mm]	0,03
Staffelung der Zellgröße [mm]	2/4/8/16/32/64/128/256/512

Tab. 5.6: Vernetzungsparameter für das Erprobungsfahrzeug

Abmessungen der Rechenbox [m]	40 x 30 x 20,3
Anzahl der Fluidzellen	38 Millionen
Dicke Extrusion-Layer [mm]	4-8
Anzahl der Sub-Layer	15 (Two Layer), 3 (Wandgesetz)
Dicke der wandnächsten Zelle [mm]	0,03
Staffelung der Zellgröße [mm]	2/4/8/16/32/64/128/256/512

Unterschied von $\Delta c_W = 0,017$ beim E-Fahrzeug zu beobachten. Aber auch beim ADSM fällt die Spanne mit $\Delta c_W = 0,012$ sehr groß aus. Wird der Radspoiler hingegen vor der Simulation entfernt, liegen die Abweichungen zur Messung nur noch eine Größenordnung unter denen des Falls mit Radspoiler. Bei den Fahrzeugen ohne Kühlluftdurchströmung stimmen die Simulationsergebnisse durchgehend besser mit den Messwerten überein. Die Differenzen schwanken hier zwischen $\Delta c_W = 0,001 - 0,008$.

Die oben beschriebenen Abweichungen zwischen Simulationsergebnissen und Messungen haben bei den Fahrzeugen mit Radspoiler zur Folge, dass der Kühlluftwiderstand wie in Abbildung 5.5 dargestellt, negativ berechnet wird. In den Fällen ohne Radspoiler wird der Kühlluftwiderstand zumindest tendenziell richtig von der Simulation wiedergegeben, das heißt er hat analog zu den Messungen ein positives Vorzeichen. Dieses Phänomen ist sowohl beim Ausgewählten-Durchsichtsmo­dell, als auch beim E-Fahrzeug aufgetreten. Die beiden Varianten mit und ohne Radspoiler der beiden Fahrzeugmodelle haben dabei untereinander exakt die gleiche Geometrie und Netzstruktur, bis auf den Unterschied, dass die Radspoiler bei einem Modell durch eine lokale Neuvernetzung entfernt wurden. Die Neuvernetzung erfolgt durch das Ausschneiden einer ausreichend großen Fluidzellen-Box aus dem Rechnetz, die die abzuändernde Stelle, beinhaltet. Anschließend wird sie durch eine andere Box, die die abgeänderte Geometrie enthält, ersetzt.

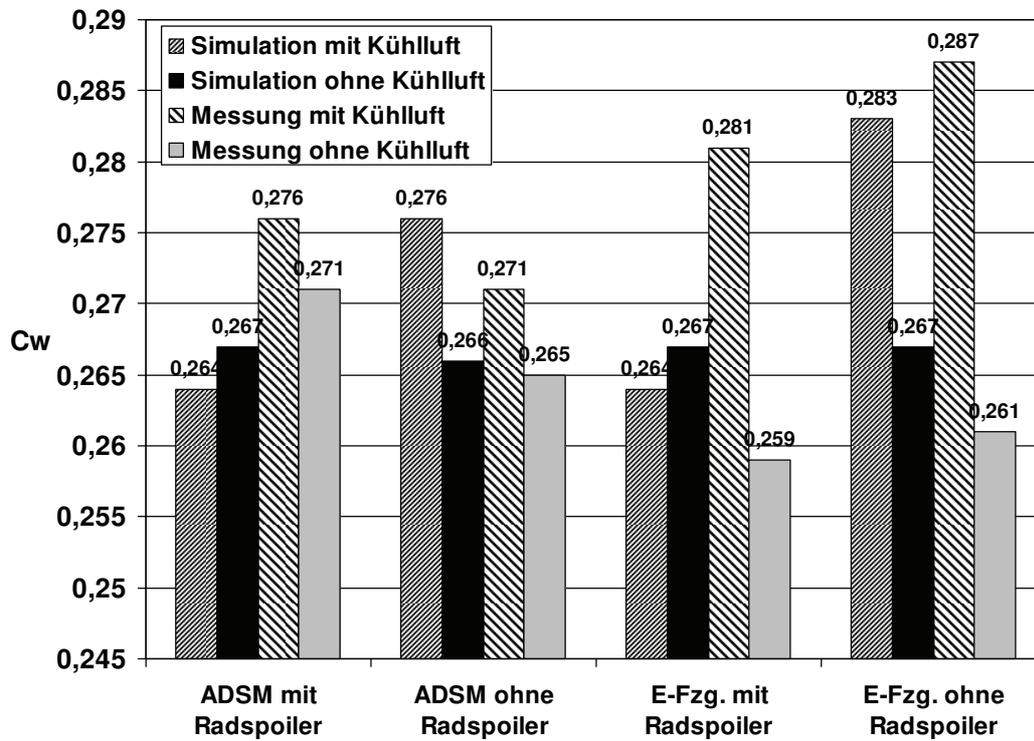


Abb. 5.4: Simulierte und gemessene c_w -Werte der Fahrzeugvarianten mit und ohne Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft (Beiwerte korrigiert)

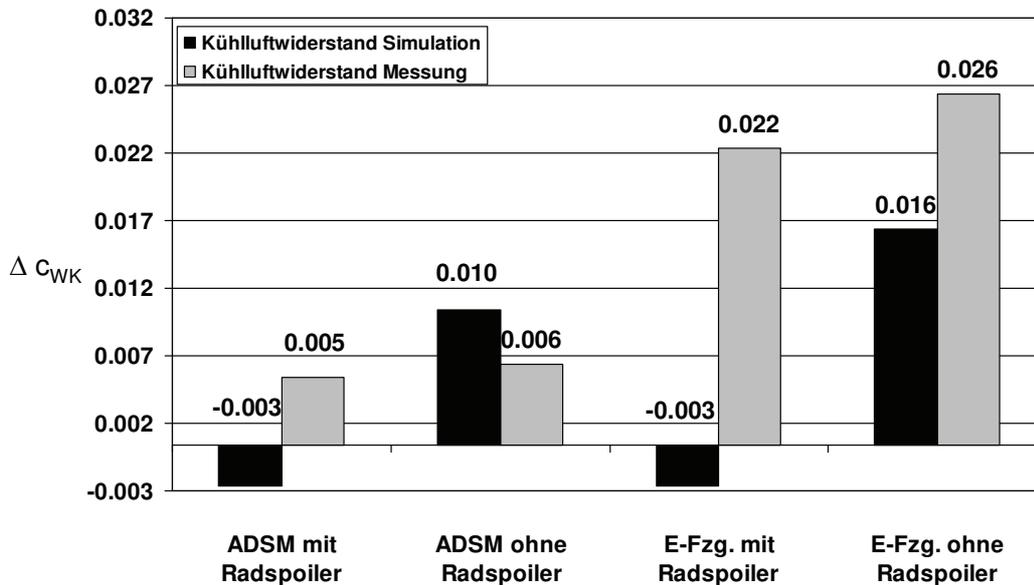


Abb. 5.5: Simulierter und gemessener Kühlluftwiderstand, mit und ohne Radspoiler

Es stellt sich nun die Frage, warum der Kühlluftwiderstand nur in den Fällen mit Radspoiler negativ berechnet wird. Dafür muss zunächst geklärt werden, wie der negative Kühlluftwiderstand zustande kommt. Da der Kühlluftwiderstand gemäß der Formel 2.9 bestimmt wird, kommen drei verschiedene Möglichkeiten in Frage: entweder der c_W -Wert des Fahrzeugs mit Motorraumdurchströmung wird zu niedrig berechnet, oder der c_W -Wert des Fahrzeugs ohne Motorraumdurchströmung wird zu hoch berechnet, oder aber beide Fälle treten ein. Dieser Fall ist aufgrund der, aus den Messergebnissen zu erwartenden Größenordnung des Kühlluftwiderstandes von $\Delta c_{WK} = 0,020$, am wahrscheinlichsten. Bei der Suche nach der Ursache für den negativ berechneten Kühlluftwiderstand, soll die Auswertung der einzelnen Widerstandsanteile der simulierten Varianten helfen.

5.2 Analyse des Radspoilereinflusses auf den Heckwiderstand bei der Simulation des Kühlluftwiderstandes

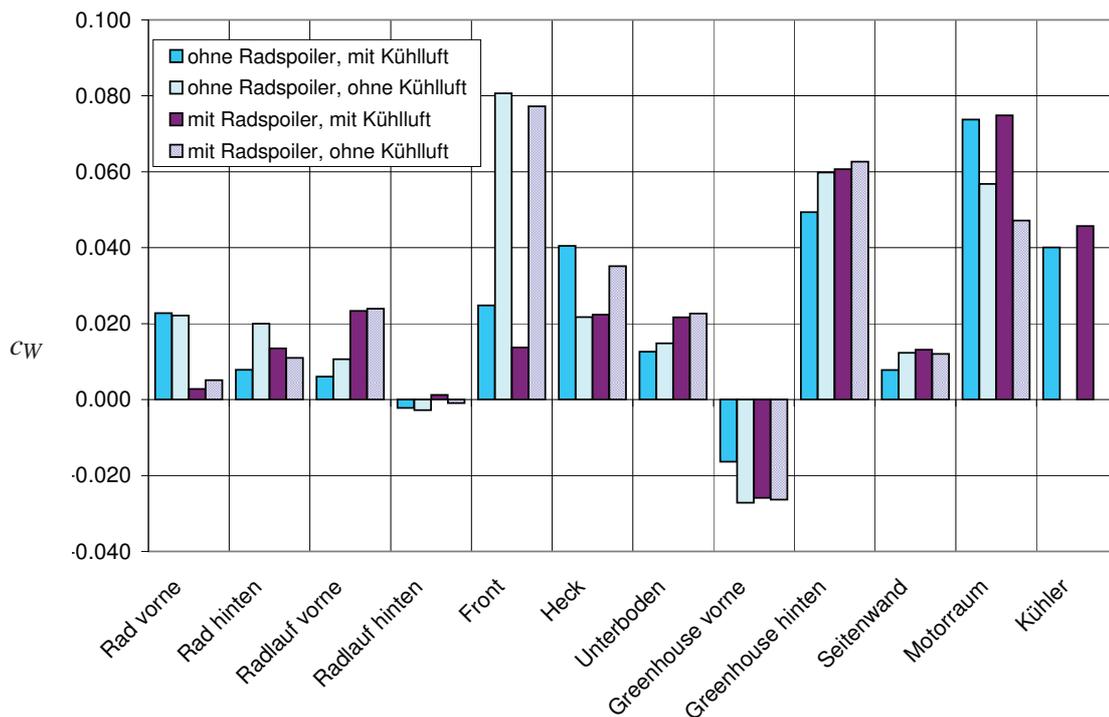


Abb. 5.6: Berechnete Widerstandsanteile des Ausgewählten-Durchsichtsmodells mit und ohne Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft

In Abbildung 5.6 sind die einzelnen Widerstandsanteile der Ausgewählten-Durchsichtsmodelle mit und ohne Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft dargestellt. Durch einen Vergleich soll herausgearbeitet werden, an welchen Stellen der Fahrzeuge Abweichungen zwischen den Varianten mit und ohne Radspoiler auftreten, die nicht unmittelbar

auf die abschirmende Wirkung der Radspoiler zurückzuführen sind. Bei der Betrachtung der Widerstandsanteile der Vorderräder lässt sich erkennen, wie diese auf Grund der Abschirmung der Räder durch die Radspoiler, sowohl im Fall mit als auch ohne Kühlluft, stark reduziert werden. Hier wirken sich die Radspoiler erwartungsgemäß widerstandsreduzierend aus. Bei den Hinterrädern hingegen, ist nur im Fall ohne Kühlluft eine positive Wirkung der Radspoiler festzustellen. In Kombination mit der Kühlluftströmung wirken sich die Radspoiler hier negativ auf den Widerstandsanteil der Hinterräder aus.

Daher stellt sich hier die Frage, ob das Strömungsverhalten im Bereich der Räder bzw. der Radspoiler von der Simulation richtig wiedergegeben wird. Die Klärung dieser Frage bleibt offen, da sich der Einfluss der Radspoiler auf die Widerstandsanteile der Räder im Windkanal nicht messen lässt. Sie sollte jedoch, bei der Suche nach der Ursache für den negativ berechneten Kühlluftwiderstand bei den Fahrzeugen mit Radspoiler, im Hinterkopf behalten werden.

Ein Hinweis auf eine komplexe Wechselwirkung zwischen Kühlluft und Radspoiler, findet sich bei der Auswertung der Widerstandsanteile am Heck. Die einzelnen Anteile der Varianten mit und ohne Radspoiler, verhalten sich an dieser Stelle, im Bezug auf die Kühlluft gegensätzlich. Während im Fall ohne Radspoiler die Variante mit Kühlluft höhere Widerstandsanteile am Heck aufweist als die Variante ohne Kühlluft, ist es im Fall mit Radspoiler umgekehrt. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Strömung am Heck der ADSM-Modelle näher untersucht.

Die Differenzendarstellungen der Druckbeiwerte der Konfigurationen mit und ohne Kühlluft auf den Heckflächen der Ausgewählten-Durchsichtsmo-
delles in Abbildung 5.7 lassen sofort erkennen, wie und an welcher Stelle sich die Abweichungen zwischen den Varianten mit und ohne Radspoiler niederschlagen. Bei der Differenzenbildung werden jeweils die Druckbeiwerte der Fahrzeuge ohne Motorraumdurchströmung, von denen der Fahrzeuge mit Motorraumdurchströmung abgezogen. Da die Druckbeiwerte aller Konfigurationen aufgrund des negativen Basisdrucks im Nachlauf in die positive X-Richtung, also entgegen der Fahrtrichtung weisen, bedeutet die tiefblaue Färbung beim Fahrzeug mit Radspoiler, dass an diesen Stellen ein deutlich höherer Unterdruck im Fall ohne Kühlluft vorliegen muss. Diese Beobachtungen lassen folglich darauf schließen, dass die Radspoiler die Fahrzeugumströmung in der Simulation dermaßen beeinflussen, dass es in Kombination mit dem Ausbleiben der Kühlluftströmung zu einer starken lokalen Veränderung des Basisdrucks kommt.

Die Umkehr der Widerstandsanteile am Heck durch den Einfluss der Radspoiler die in Abbildung 5.6 zu beobachten ist, lässt sich in der Darstellung der Druckdifferenzen in Abbildung 5.7 allerdings nicht erkennen. Obwohl die Widerstandsanteile am Heck beim Fahrzeug ohne Radspoiler und mit Kühlluft größer sind als im Fall ohne Kühlluft, sind im Bild 5.7 a) überwiegend negative Druckdifferenzen zu erkennen. Das lässt sich damit begründen, dass die Auswertung des Heckwiderstandes das komplette Heck beinhaltet (s. Abb. 2.5). Die positiven Differenzen befinden sich überwiegend im Bereich des Heckeinzugs und lassen sich somit in der Darstellung nicht erkennen.

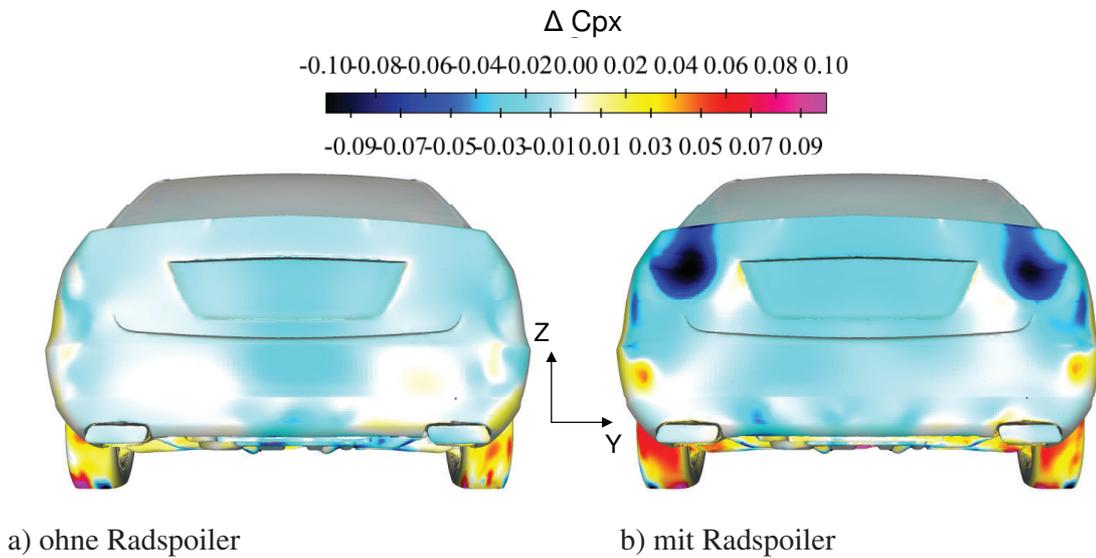


Abb. 5.7: Differenzen der Druckbeiwerte in X-Richtung zwischen den Ausgewählten-Durchsichts-Modellen jeweils mit und ohne Kühlluft ($C_{P,X}$ mit Kühlluft $- C_{P,X}$ ohne Kühlluft)

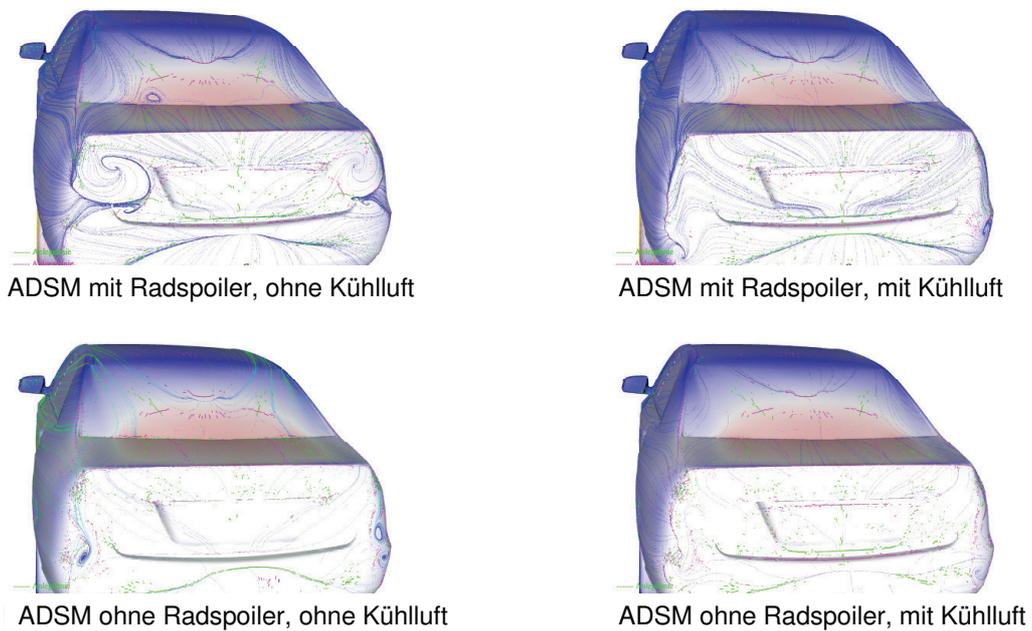


Abb. 5.8: Darstellung der Wandstromlinien auf der Heckfläche, bei verschiedenen Konfigurationen des ADSMs

Die Darstellung der Wandstromlinien in Abbildung 5.8, erklären die Unterdruckgebiete am

Heck bei der Fahrzeugkonfiguration ohne Kühlluft und mit Radspoiler. Die Wandstromlinien lassen beim ADSM mit Radspoiler und ohne Kühlluft, im Bereich der Heckleuchten die Ausbildung von Wirbeln erkennen. Diese bilden sich durch das Einziehen der Heckumströmung in das Totwassergebiet hinter dem Fahrzeug aus.

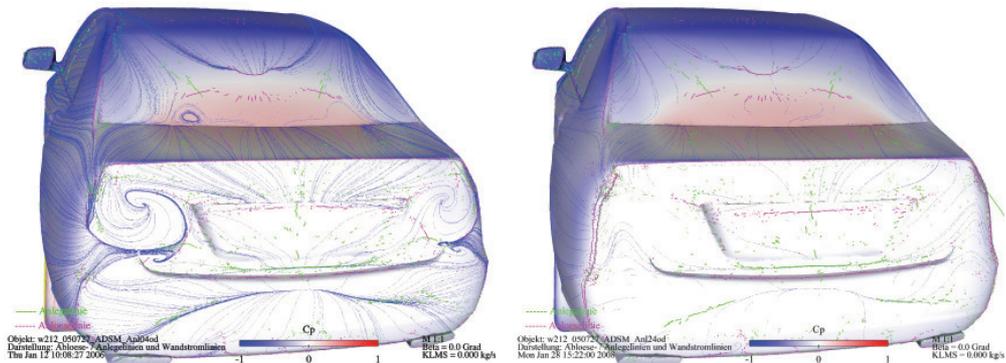
Um dieses Einziehen der Heckumströmung in das Totwassergebiet zumindest teilweise zu vermeiden, wird beim ADSM mit Radspoiler und ohne Kühlluft versuchsweise eine vereinfachte, aber definierte Abrisskante am Heck, in Form von wenigen Millimeter hohen, zweidimensionalen Wandzellen, sogenannten "Baffles" in der Netzstruktur des Simulationsmodells angebracht. Dadurch soll untersucht werden, welchen Einfluss das Einziehen der Fahrzeugumströmung auf den Widerstandsanteil am Heck, bzw. auf den c_W -Wert hat. Die Abrisskanten erstrecken sich über die gesamte Höhe des Fahrzeughecks, wie in Abbildung 5.9 zu sehen und sollen so eine definierte Ablösung an diesen Stellen gewährleisten.



Abb. 5.9: Wenige Millimeter hohe Abrisskante am Heck des ADSMs mit Radspoiler und ohne Motorraumdurchströmung

Die Darstellung der Wandstromlinien in Abbildung 5.10 verdeutlicht die Wirkung der Abrisskanten. Dabei wird hier bewusst nur der kritische Fall der Fahrzeugkonfiguration mit Radspoiler und ohne Kühlluft gezeigt da der auffällig hohe Widerstandsanteil am Heck dieser Variante zu dem negativ berechneten Kühlluftwiderstand beiträgt.

Die Wandstromlinien zeigen deutlich, wie schon eine provisorische Abrisskante von wenigen Millimeter Höhe, die Ausbildung der Wirbel im Bereich der Heckleuchten verhindert.

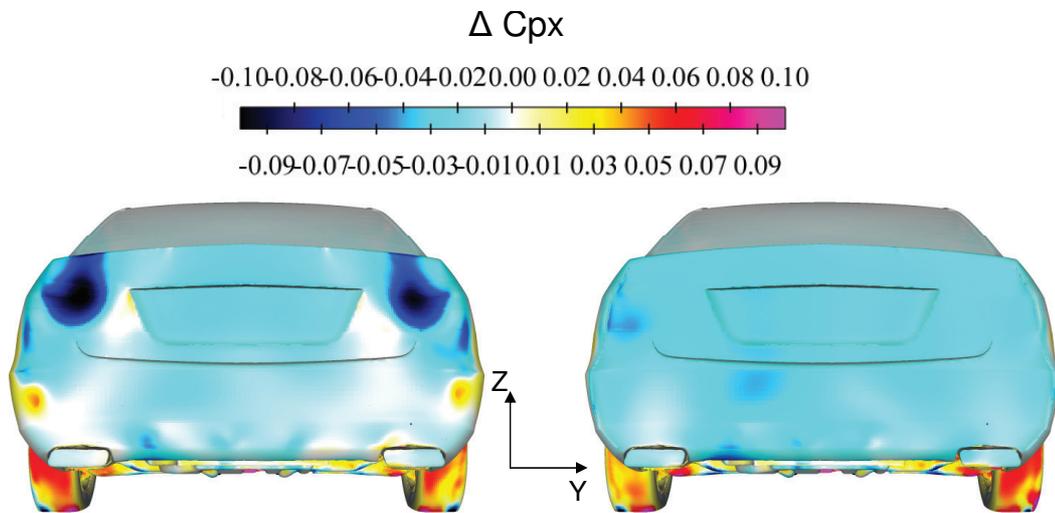


a) ohne Abrisskante

b) mit Abrisskante

Abb. 5.10: Vergleich der Wandstromlinien bei den Ausgewählten-Durchsichtsmodellen mit und ohne provisorischer Abrisskante, jeweils mit Radspoiler und ohne Kühlluft

Die beiden Differenzendarstellungen der Druckbeiwerte der Fahrzeugvarianten jeweils mit und ohne Kühlluft in Bild 5.11 zeigen den Einfluss der Abrisskante auf die Druckverteilung am Heck. Bei der Bildung der Druckdifferenzen wird wieder jeweils der Druckbeiwert des Fahrzeugs ohne Kühlluft von dem des Fahrzeugs mit Kühlluft abgezogen.



a) ohne Abrisskante

b) mit Abrisskante

Abb. 5.11: Einfluss der Abrisskante auf die Differenzen der Druckbeiwerte des ADSMs mit und ohne Kühlluft, jeweils mit Radspoiler ($C_{P,X}$ mit Kühlluft $- C_{P,X}$ ohne Kühlluft)

Dabei verschwinden die beiden konzentrierten Unterdruckgebiete im Bereich der Heckleuchten, beim Fahrzeug mit der Abrisskante rechts im Bild fast vollständig. Dafür nimmt bei dieser Variante der Unterdruck am Heck des Fahrzeugs ohne Kühlluft über der gesamten Heckfläche gleichmäßig zu, was sich in einer dunkleren Blaufärbung in der Differenzendarstellung ä-

bert. Durch diese Verschiebung des lokalen Druckgefüges, lässt sich bei der Betrachtung der Widerstandsanteile am Heck in Abbildung 5.12 auch nur eine Verbesserung von $\Delta c_W = 0,002$ durch das Anbringen der Abrisskanten beobachten. Der niedrige Basisdruck beim Fahrzeug mit Radspoiler und ohne Kühlluft ist also kein lokales Phänomen sondern eher globaler Natur. Dadurch lässt sich der Heckwiderstand und somit der c_W -Wert des Fahrzeugs ohne Kühlluft, auch nur geringfügig durch entsprechende lokale Optimierungsmaßnahmen, wie zum Beispiel einer definierten Abrisskante verbessern.

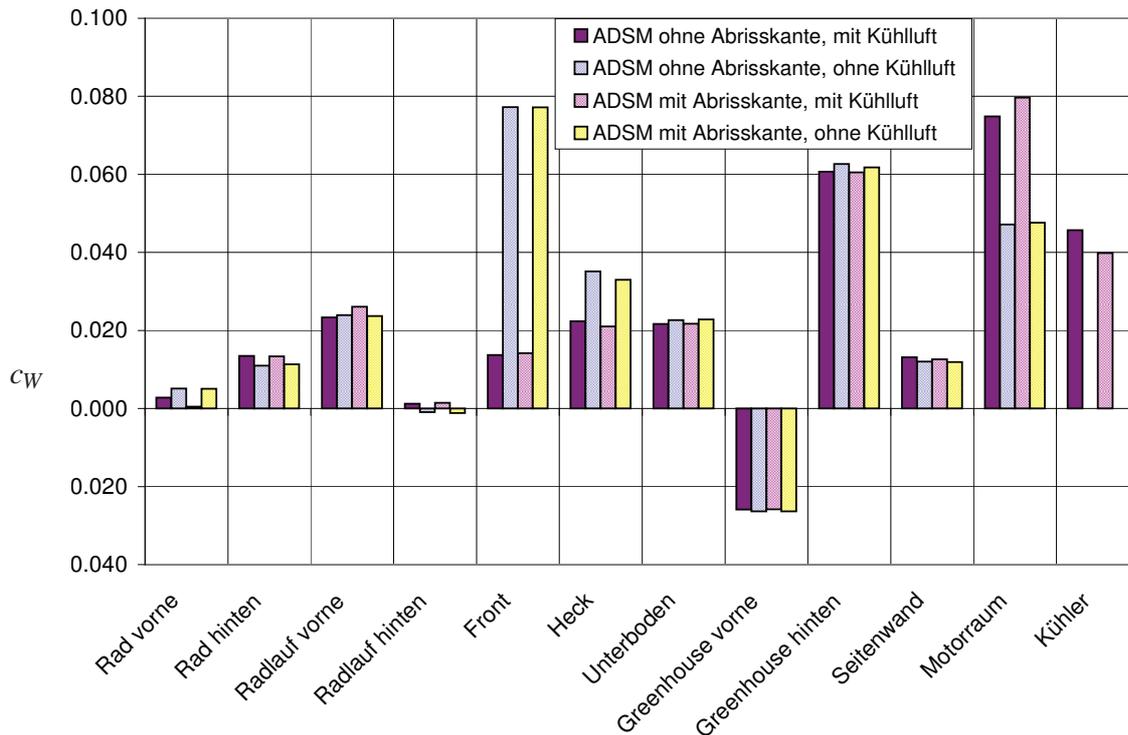


Abb. 5.12: Widerstandsanteile des ADSM mit und ohne Abrisskante, jeweils mit und ohne Kühlluft

In der Darstellung der einzelnen Widerstandsanteile als Blockdiagramm in Abbildung 5.12 sind die positiven Auswirkungen der Abrisskanten am Heck nochmal als Zahlenwerte aufgeführt. Dabei bewirkt die Abrisskante beim Fahrzeug mit Kühlluft eine Widerstandsverbesserung am Heck von $\Delta c_W = 0,001$, während beim Fahrzeug ohne Kühlluft eine Verbesserung von $\Delta c_W = 0,002$ erzielt wird. Allerdings sind bei den übrigen Widerstandsanteilen, vor allem in den Fällen mit Kühlluft, viel größere Änderungen zu beobachten, die sich aber gegenseitig kompensieren und somit immer noch zu einem insgesamt niedrigeren c_W -Wert als beim Fahrzeug ohne Kühlluft führen (s. Abb. 5.13). Dabei fällt auf, dass die minimale Veränderung am Heck durch die provisorischen Abrisskanten, die vorderen Fahrzeugbereiche wie die Kühler, den Motorraum, die Räder und die vorderen Radläufe beeinflusst. Hier lässt sich also eine ein-

deutige Wechselwirkung des Hecks mit dem Vorderwagen, unter dem Einfluss der Kühlluft feststellen.

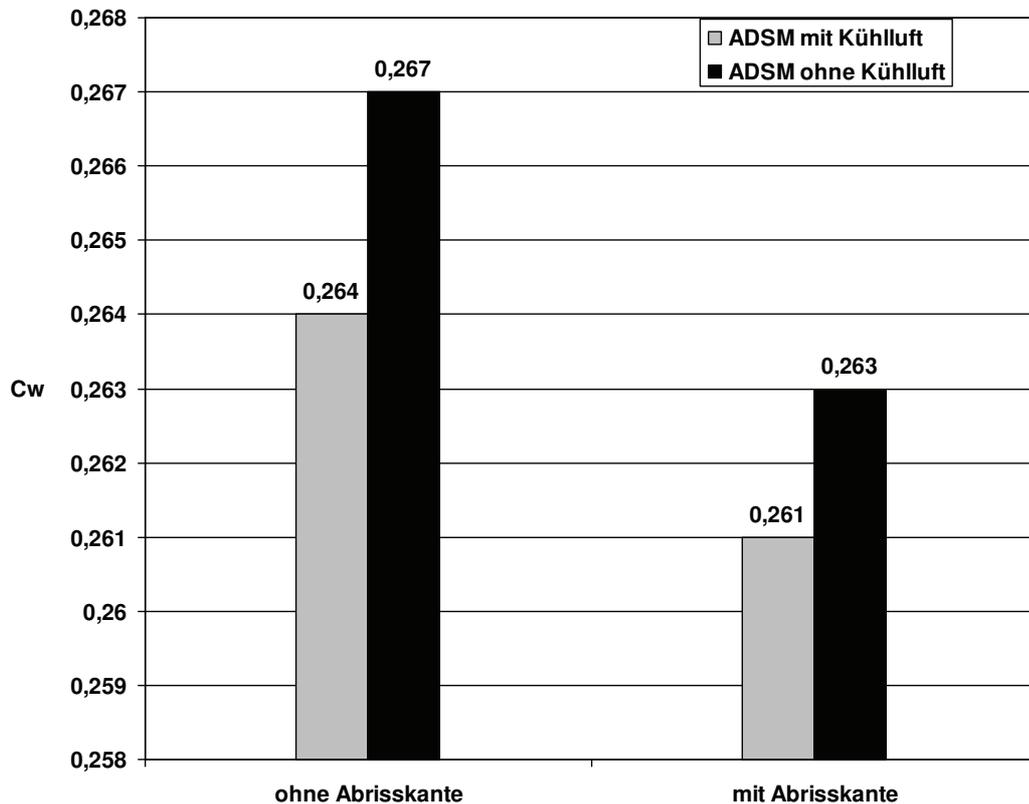


Abb. 5.13: Einfluss der Abrisskante auf den simulierten c_W -Wert beim ADSM mit Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft

Das Blockdiagramm in Abbildung 5.13 zeigt, dass sich durch eine so einfache Maßnahme wie das Anbringen von Abrisskanten, beim Modell mit Radspoiler und ohne Kühlluft schon eine Widerstandsverbesserung von $\Delta c_W = 0,004$ erzielen lässt. Beim ADSM mit Radspoiler und mit Kühlluft wird durch die provisorische Abrisskante eine Widerstandsverbesserung von $\Delta c_W = 0,003$ erreicht. Die Verbesserung bei den berechneten c_W -Werten verhält sich somit proportional zu den dazugehörigen Widerstandsbeiwerten am Heck. Die Abrisskanten zeigen demnach beim Fahrzeug ohne Kühlluft eine bessere Wirkung, wodurch sich der Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{WK} = -0,003$ Punkten auf $\Delta c_{WK} = -0,002$ erhöht. Damit bewegt er sich tendenziell in die Richtung des gemessenen Kühlluftwiderstandes.

Diese Erkenntnis ist bei der Suche nach der Ursache für den negativ berechneten Kühlluftwiderstand, ein Schritt in die richtige Richtung, stellt aber nicht die alleinige Ursache dar.

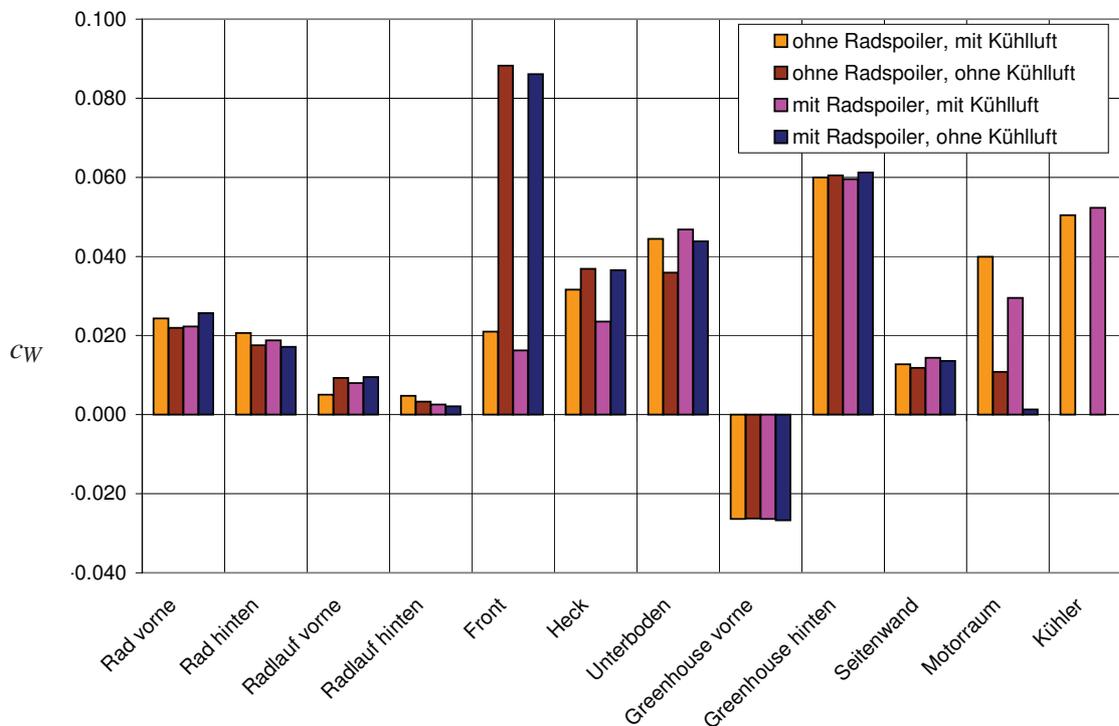


Abb. 5.14: Widerstandsanteile des E-Fahrzeugs mit und ohne Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft

5.3 Einfluss der Radgeometrie auf den Kühlluftwiderstand

Die Widerstandsanteile der E-Fahrzeuge mit und ohne Radspoiler in Abbildung 5.14, zeigen am Heck ein völlig anderes Verhalten als beim ADSM. Der Heckwiderstand der beiden Fälle ohne Kühlluft ist hier, wo vorher noch beim ADSM eine Differenz von $\Delta c_W = 0,013$ aufgetreten ist, unabhängig von den Radspoilern fast gleich. Nur bei den Fahrzeugvarianten mit Kühlluft weisen die Widerstandsanteile am Heck, in Abhängigkeit von den Radspoilern immer noch den gleichen Trend wie beim ADSM auf, nämlich eine deutliche Reduzierung des Heckwiderstandes durch die Radspoiler. Die Widerstandsanteile am Heck der E-Fahrzeuge mit und ohne Radspoiler, verhalten sich also hier im Bezug auf die Kühlluft nicht gegenläufig, wie es beim ADSM in Abbildung 5.6 zu beobachten ist. Jedoch vergrößert sich der Abstand der Widerstandsanteile am Heck, zwischen den Fahrzeugen mit und ohne Kühlluft, durch die Radspoiler um $\Delta c_W = 0,008$. Dieses Ansteigen der Differenz ist dadurch begründet, dass bei den Varianten mit Kühlluft der Heckwiderstand durch die Radspoiler um $\Delta c_W = 0,008$ sinkt (siehe Abbildung 5.14). Die Radspoiler wirken sich also auch bei diesem Modell, im Fall mit Kühlluft stärker auf den Heckwiderstand aus als im Fall ohne Kühlluft.

Betrachtet man die Differenzdarstellungen der Druckbeiwerte zwischen den Konfigurationen mit und ohne Kühlluft der Fahrzeugvarianten mit und ohne Radspoiler, in Abbildung 5.15, dann fällt sofort auf, dass beim E-Fahrzeug durch das Hinzukommen der Radspoiler

das gleiche Phänomen am Heck wie beim ADSM zu beobachten ist (s. Abb. 5.7). Im Bereich der Heckleuchten bilden sich Unterdruckspitzen aus, die auf einen größeren Unterdruck beim Fahrzeug ohne Kühlluft zurückzuführen sind. Vergleicht man dazu das Verhältnis der Widerstandsanteile am Heck zwischen den Konfigurationen mit und ohne Kühlluft der Variante ohne Radspoiler, mit dem der Variante mit Radspoiler, stellt sich die Frage, ob der Heckwiderstand des Fahrzeugs mit Radspoiler und ohne Kühlluft zu hoch berechnet wird. Dies könnte ein Hinweis darauf sein, dass auch der c_W -Wert dieser Konfiguration zu hoch berechnet wird, was den negativen Kühlluftwiderstand aus der Simulation zum Teil erklären würde.

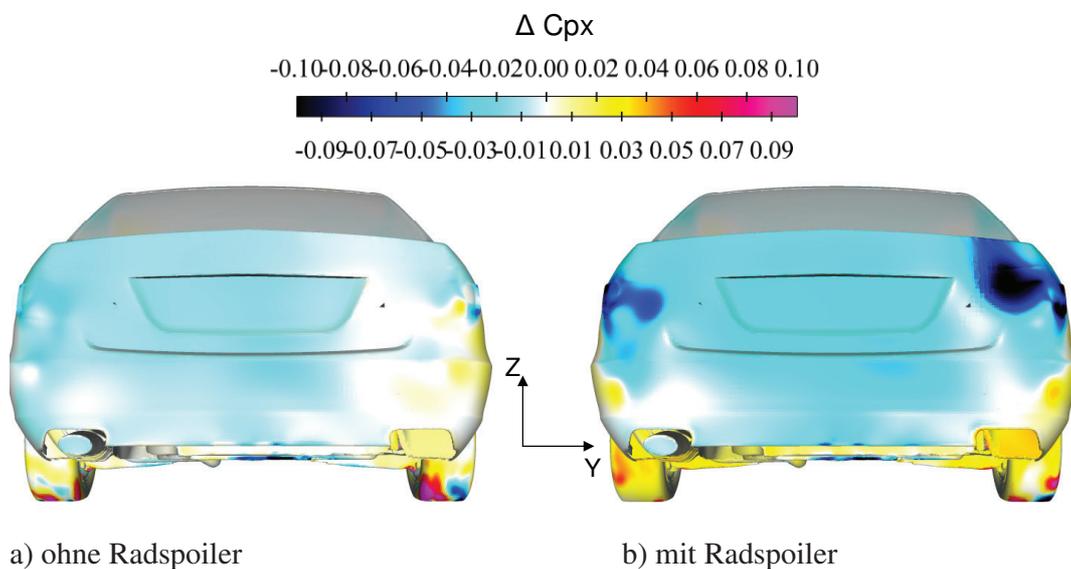
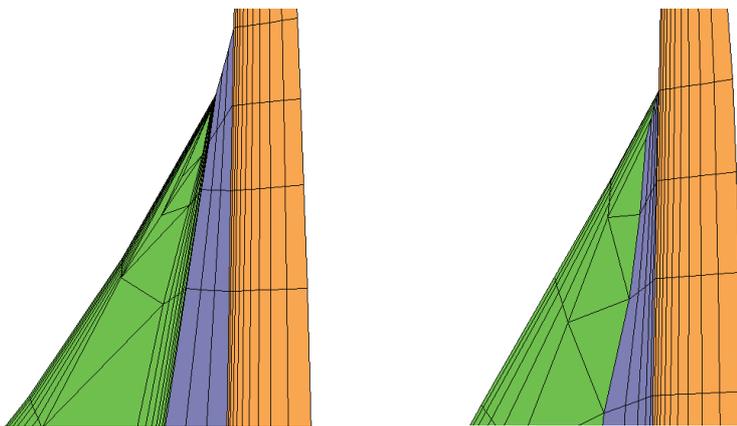


Abb. 5.15: Differenzen der Druckbeiwerte zwischen den E-Fahrzeugen jeweils mit und ohne Kühlluft, mit und ohne Radspoiler ($c_{P,X}$ mit Kühlluft $- c_{P,X}$ ohne Kühlluft)

Was für diese Vermutung spricht ist, dass links in Abbildung 5.15, beim Fahrzeug ohne Radspoiler die Unterschiede zwischen den Konfigurationen mit und ohne Motorraumdurchströmung allgemein nicht so groß ausfallen wie beim Fahrzeug mit Radspoiler. Die hellblaue Färbung ist über das gesamte Heck schwächer ausgeprägt als rechts im Bild. An den weißen Stellen unterscheiden sich die Druckbeiwerte der beiden Fahrzeugkonfigurationen überhaupt nicht voneinander. Daraus kann der Schluss gezogen werden, dass die Radspoiler sich hier nicht nur auf den Bereich um die Heckleuchten, sondern auf den kompletten Basisdruck auswirken. Die tiefblauen Stellen rechts im Bild zeigen genau wie beim ADSM, eine lokale Wechselwirkung, des durch die Radspoiler veränderten Druckgefüges am Heck mit der seitlichen Heckumströmung. Desweiteren lassen sich sowohl links als auch rechts in Abbildung 5.15 deutliche Veränderungen an den Rädern erkennen, die als Folge einer veränderten Radanströmung, durch die am Unterboden austretende Kühlluftströmung entstehen. Es liegt also nahe, sich bei der Suche nach der Ursache für den negativ berechneten Kühlluftwiderstand, verstärkt auf den Bereich um die Räder zu konzentrieren. Da der berechnete Kühlluftwiderstand bei den

Fahrzeugen ohne Radspoiler besser mit dem gemessenen Kühlluftwiderstand übereinstimmt, sollen im Folgenden nur die Fahrzeugvarianten mit Radspoiler näher untersucht werden.

Das gerade der Bereich um die Räder in der Simulation höchst empfindlich auf geometrische Veränderungen reagiert, zeigen auch Konvergenzprobleme die nach dem Entfernen der Radspoiler aufgetreten sind. Bei der Simulation des E-Fahrzeugs ohne Radspoiler sind an den Rändern der Felgenlöcher die Geschwindigkeiten in den Zellen auf unphysikalische Werte angewachsen, die schließlich zu einer Divergenz der Rechnung geführt haben. Um diese Probleme zu beheben, wurde eine verbesserte Vernetzung an den Rändern der Felgenlöcher durchgeführt. Bei näherer Betrachtung dieser Stellen im Rechennetz in Abbildung 5.16 links im Bild, lässt sich erkennen, wie bei der bisherigen Vernetzungsmethode eine dreilagige Zellschicht (blau) zwischen den dünnen Wandzellschichten des Außennetzes (orange) und den Wandzellschichten der Felgenlochvernetzung (grün) eingebracht ist. Die drei Zellschichten dienen zur Auflösung einer Fase von 1 mm am Rand der Felgenlöcher. Die Vernetzungsmethode führt jedoch, durch das Entfernen der Radspoiler und einer damit veränderten Anströmung der Räder, in der Numerik zu deutlich erhöhten Geschwindigkeiten im Bereich des äußeren Randes der Felgenlöcher, dort wo die etwas dickeren Zellen der Zwischenschicht mit den dünnen Zellen zusammen laufen. Diese kritische Stelle kann jedoch, durch das Ersetzen der Fase mit einer Kante entschärft werden. Die Kante erlaubt eine wesentlich unproblematischere Vernetzung wie in Abbildung 5.16 rechts dargestellt. Bei dieser Vernetzungsmethode schließen jetzt die dünnen Wandzellen der Felgenlöcher an die dünnen Wandzellen des übrigen Rechennetzes an, was zu einer verbesserten numerische Stabilität führt. Das Ersetzen der Fase durch eine Kante ist eine geometrische Vereinfachung des Simulationsmodells, die aufgrund der numerischen Stabilität aber in Kauf genommen werden muss.



a) bisherige Vernetzung (Fase)

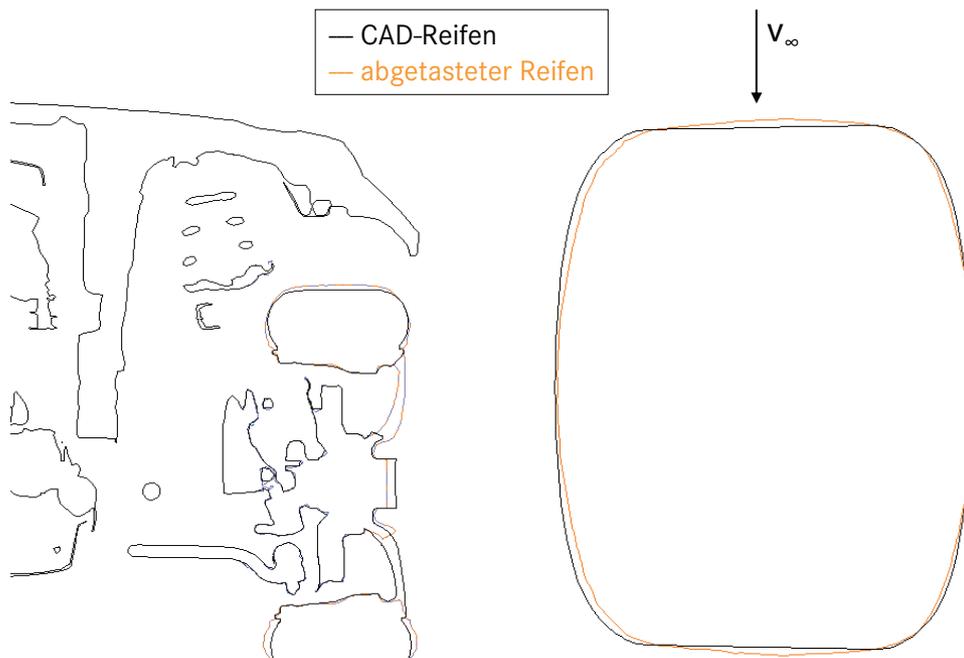
b) verbesserte Vernetzung (Kante)

Abb. 5.16: Bisherige Vernetzung der Felgenlochränder mit Fase und die verbesserte Vernetzung mit Kante

Eine weitere mögliche Fehlerquelle bei der Berechnung des Kühlluftwiderstandes ist die vereinfachte Reifendarstellung im Modell. Wie bereits in Kapitel 4.2 erwähnt, kann die Darstel-

lung des Reifenlatsches im Modell einen entscheidenden Einfluss auf die korrekte Simulation des c_W -Wertes haben. Im Modell der E-Klasse der Baureihe W211 war der Latsch auf Grund von vorangegangenen Netzstudien, die an diesem Modell durchgeführt wurden, bereits vorhanden. Normalerweise ist der Latsch zu Beginn der Modellerstellung aber nicht vorhanden, da dieser bei der Erstellung der Oberflächengeometrie des Fahrzeugs mittels CAD, nicht mit berücksichtigt wird. So verfügen auch die Reifen des hier verwendeten Modells einer E-Klasse der Baureihe W212 noch über keinen Latsch, sondern über die idealisierte Geometrie aus dem CAD-Oberflächenmodell.

Dieses fehlende Detail im Modell, kann für die Abweichungen bei der Berechnung des Kühlluftwiderstandes mit verantwortlich sein. Um diese Vermutung zu überprüfen, wurden alle vier Räder am realen E-Fahrzeug, mittels Streifenprojektion abgetastet. Die so erfasste Geometrie wurde anschließend aufbereitet und durch eine lokale Neuvernetzung in das Ursprungsmodell eingesetzt.



a) Querschnitt durch linkes Vorderrad bei $X = 0$ b) Schnitt bei $Z = -297$ mm

Abb. 5.17: Ursprüngliche Reifengeometrie aus dem CAD-Modell und verbesserte Reifendarstellung aus den mittels Streifenprojektion abgetasteten Daten

Der Querschnitt durch das linke Vorderrad in Abbildung 5.17 zeigt die beiden Konturen des ursprünglichen, idealisierten CAD-Rades und des abgetasteten Originalrades. Der größte Unterschied liegt dabei in der Darstellung des Latsches beim abgetasteten Reifen. Die restlichen Konturen liegen, bis auf geringe Abweichungen an der Lauffläche und an den Felgen, übereinander. Dass die Konturen der Felgen nicht übereinanderpassen ist dadurch begründet, dass die Felgenstellung beim Abtasten am realen Fahrzeug eine andere wie im Simulationsmodell war. Die unterschiedliche Felgenstellung hat jedoch keinen Einfluss auf die Berechnung des c_W -Wertes, wie in Kapitel 4.2.1 gezeigt wurde. Des Weiteren sind in Abbildung 5.17 rechts im Bild die Konturen der Aufstandsflächen des CAD-Reifens und des abgetasteten Reifens zu sehen. Das Bild zeigt die Draufsicht von oben auf die Aufstandsfläche des linken Vorderrades. Es lässt sich deutlich erkennen, dass die Reifenschultern des abgetasteten Reifens zumindest auf der Außenseite weiter eingezogen sind und etwas abgerundeter ausfallen.

Der Vergleich der c_W -Werte in Abbildung 5.18 zeigt die Auswirkungen der geometrischen Maßnahmen, die zur Verbesserung der Vorhersage des Kühlluftwiderstandes, im Simulations-

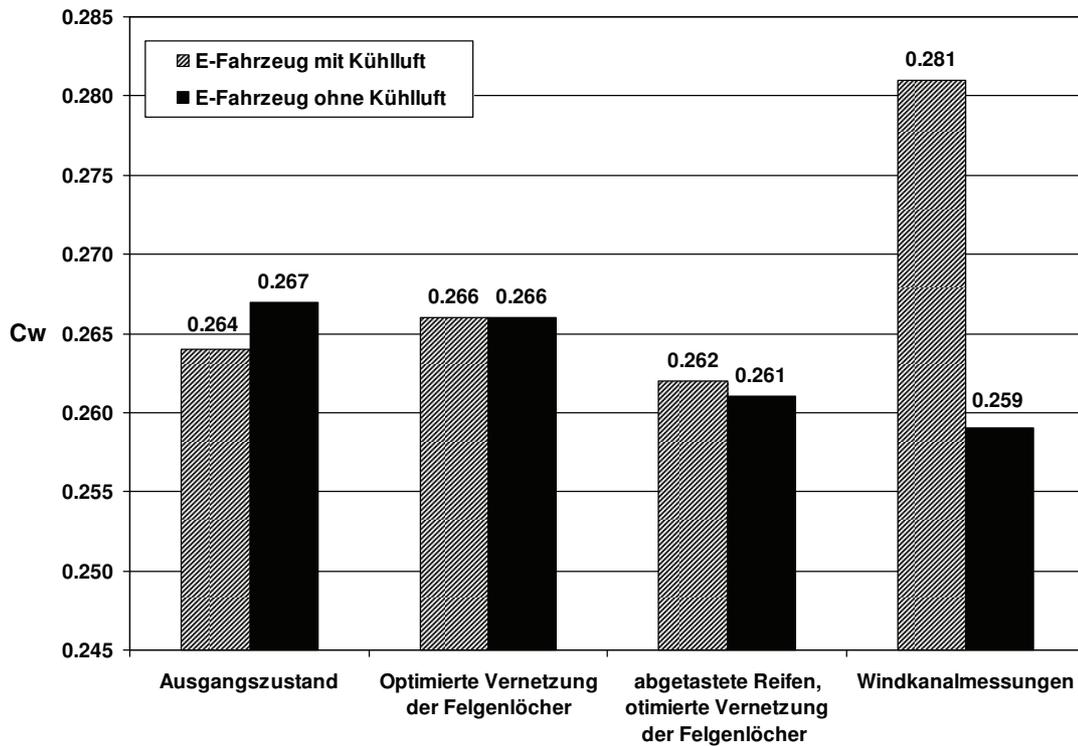


Abb. 5.18: Ergebnis der geometrischen Optimierung der Räder im Simulationsmodell mit Radspoiler und im Windkanal gemessene c_W -Werte des Serienfahrzeugs (Beiwerte korrigiert)

modell des E-Fahrzeugs an den Rädern getroffen wurden. Durch die verbesserte Vernetzung der Felgenlöcher, bzw. durch das Entfernen der Fase an den Rändern der Felgenlöcher, ergibt sich beim Fahrzeug mit Kühlluft eine Verschlechterung des Widerstandsbeiwertes von $\Delta c_W = 0,002$, beim Fahrzeug ohne Kühlluft eine Verbesserung von $\Delta c_W = 0,001$. Die Kombination der optimierten Felgenlochvernetzung mit der Darstellung der abgetasteten Originalräder, lässt jedoch den c_W -Wert beim Fahrzeug ohne Kühlluft im Vergleich zum Ausgangszustand um $\Delta c_W = 0,006$ sinken. Dies bestätigt die Vermutung, dass der c_W -Wert in diesem Strömungsfall zu hoch berechnet wurde. Beim Fahrzeug mit Kühlluft nimmt der Luftwiderstandsbeiwert durch die Kombination der beiden geometrischen Maßnahmen im Vergleich zum Ausgangszustand um $\Delta c_W = 0,002$ ab.

Demnach scheint sich die Kühlluftströmung, beim Fahrzeug mit Radspoiler, stabilisierend auf die Berechnung des c_W -Wertes, bezüglich geometrischer Veränderungen am Rad auszuwirken. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass das Fahrzeug mit Radspoiler, durch das Ausbleiben der Kühlluftströmung empfindlicher auf geometrische Veränderungen am Rad, bei der Simulation des Luftwiderstandsbeiwertes reagiert.

Insgesamt lässt sich in Abbildung 5.18 verfolgen wie der berechnete Kühlluftwiderstand, durch die geometrischen Optimierungsmaßnahmen Schritt für Schritt von $\Delta c_{WK} = -0,003$ bis

hin zu $\Delta c_{WK} = 0,001$ tendenziell näher an den gemessenen Kühlluftwiderstand heranrückt.

Im Folgenden werden, um den Einfluss der Reifenflanke bzw. der Latschdarstellung besser herausarbeiten zu können, bei der Gegenüberstellung des abgetasteten Reifens mit dem ursprünglichen CAD-Reifen nur die Fahrzeuge mit den jeweils neu vernetzten Felgenlöchern miteinander verglichen. Die Auswertung der Widerstandsanteile dieser Fahrzeugvarianten in Abbildung 5.19 zeigt, dass sich durch die Darstellung des Reifenlatsches im Modell, wie erwartet hauptsächlich der Widerstand am Heck verändert. Dabei wird sowohl beim Fahrzeug mit Kühlluft, als auch beim Fahrzeug ohne Kühlluft, eine Reduktion des Widerstandsanteils erzielt. Diese Reduktion verhält sich beinahe proportional zu den berechneten c_W -Werten, d.h. im Fall mit Kühlluft kommt es zu einer Reduktion des Widerstandsanteils von $\Delta c_{W, Heck} = 0,003$, während beim Fahrzeug ohne Kühlluft eine Reduktion von $\Delta c_{W, Heck} = 0,005$ erreicht wird.

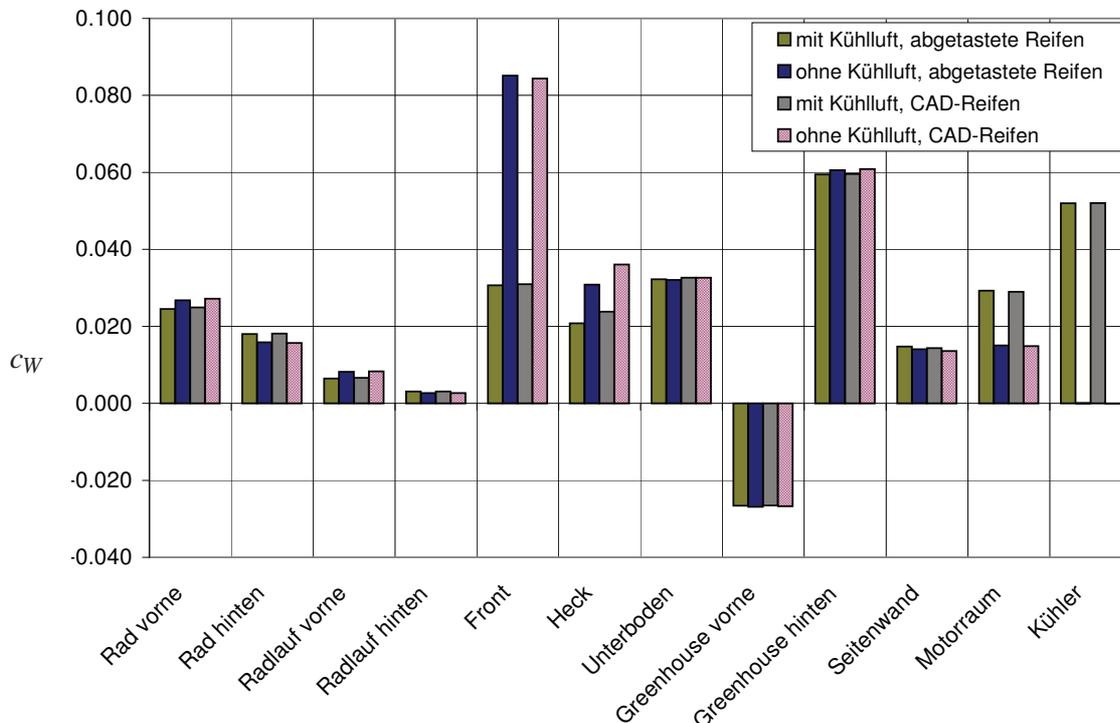


Abb. 5.19: Widerstandsanteile der Konfigurationen mit den bisherigen CAD-Reifen und der Varianten mit den mittels Streifenprojektion abgetasteten Originalreifen

Dass sich die getroffenen Maßnahmen deutlich im Heckwiderstand bemerkbar machen, zeigt auch die Differenzendarstellung der Druckbeiwerte zwischen den Fahrzeugen mit und ohne Kühlluft der beiden Reifenvarianten (s. Abb. 5.20). Es fällt sofort auf den ersten Blick auf, dass die tiefblauen Stellen im Bereich der Heckleuchten, durch die Darstellung des Reifenlatsches beim Fahrzeug rechts in Abbildung 5.20, weniger stark ausgeprägt sind. Dies lässt sich auf den geringeren Heckwiderstand bei der Konfiguration ohne Kühlluftströmung zurückführen.

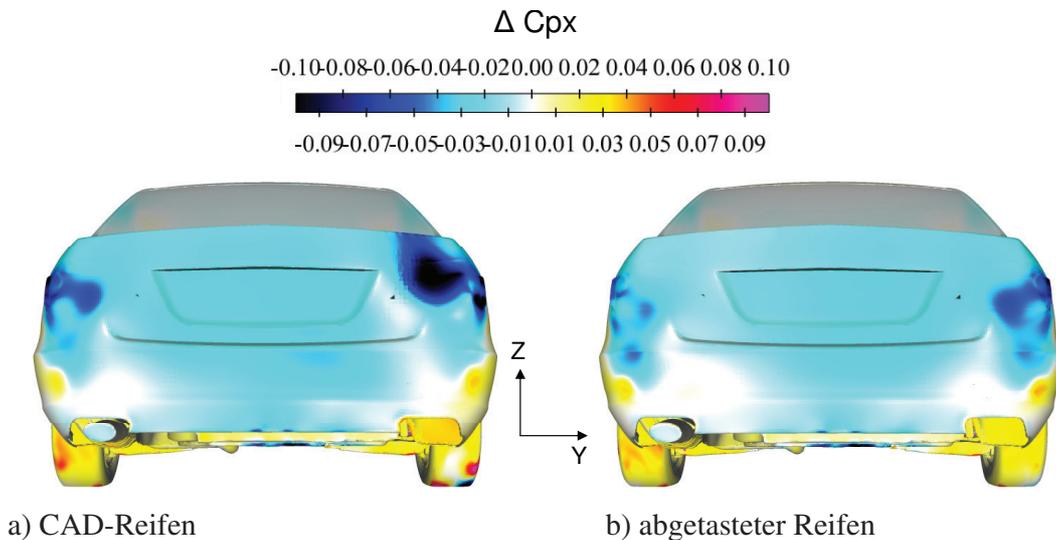
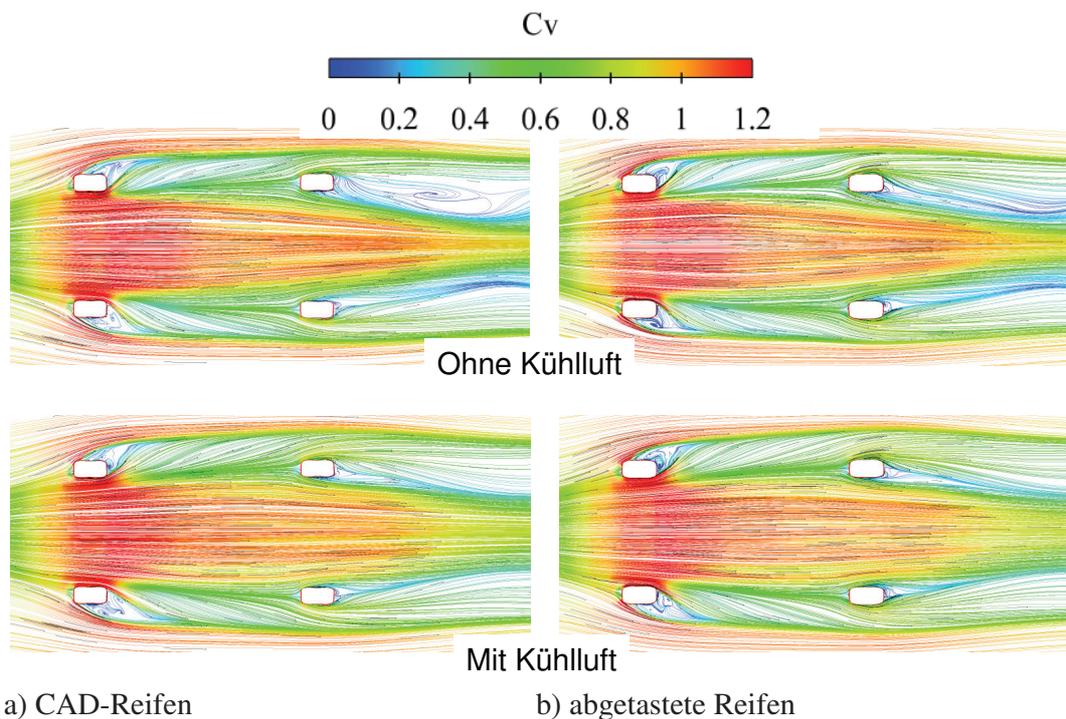


Abb. 5.20: Druckdifferenzen zwischen den E-Fahrzeugen mit und ohne Kühlluft für den CAD-Reifen und für den abgetasteten Reifen ($C_{P,X}$ mit Kühlluft $- C_{P,X}$ ohne Kühlluft)

ren. Außerdem liegen die Druckdifferenzen bei dieser Variante, über der gesamten Heckfläche näher bei null. Auffällig sind dabei auch die Veränderungen bei den Druckdifferenzen an den Hinterrädern, die sich als unmittelbare Auswirkung der modifizierten Reifengeometrie einstellen. Allerdings lässt sich hier keine Verbesserung beim Widerstandsanteil der Hinterräder beobachten (s. Abb. 5.19).

Obwohl sich die Verteilung der Druckbeiwerte am Heck des E-Fahrzeugs, durch die geometrischen Maßnahmen an den Rädern, ähnlich wie beim ADSM mit den Abrisskanten ändert (die tiefblauen Unterdruckgebiete im Bereich der Heckleuchte werden sichtbar reduziert, Vgl. Abb. 5.11 und Abb. 5.20), kommt es beim E-Fahrzeug zu einer deutlich größeren Reduktion der Widerstandsanteile am Heck. Dies ist auf die Art und Weise, wie die Strömungstopologie bei den beiden Modellen beeinflusst wird, zurückzuführen. Beim ADSM wird durch die Abrisskanten das Einziehen der Strömung in das Totwasser und somit die Wirbelbildung im Bereich der Heckleuchten verhindert. Diese Maßnahme beeinflusst jedoch lediglich lokal die Auswirkungen des geringeren Basisdrucks auf die seitliche Heckumströmung. Die eigentlichen Ursache für den geringeren Basisdruck beim Fahrzeug ohne Kühlluft und mit Radspoiler liegt jedoch im Bereich um die Räder.

Beim E-Fahrzeug hingegen, wird die Strömungstopologie am Heck, durch Veränderungen an den Rädern, bzw. durch die Darstellung des Reifenlatsches global beeinflusst. Da die fehlende Latschdarstellung als Ursache für den geringeren Basisdruck im Modell mit verantwortlich ist, reduziert sich der Heckwiderstand hier, trotz ähnlicher Veränderungen in der Differenzendarstellung der Druckbeiwerte auf dem Fahrzeugheck, im Vergleich zum ADSM, um mehr Widerstandspunkte. Es gibt also einen eindeutigen Zusammenhang zwischen der Geometrie der Reifenflanken und dem Basisdruck. Aus diesem Grund werden im Folgenden die Nachläufe der Räder und deren Auswirkungen auf das Heck näher untersucht.



a) CAD-Reifen

b) abgetastete Reifen

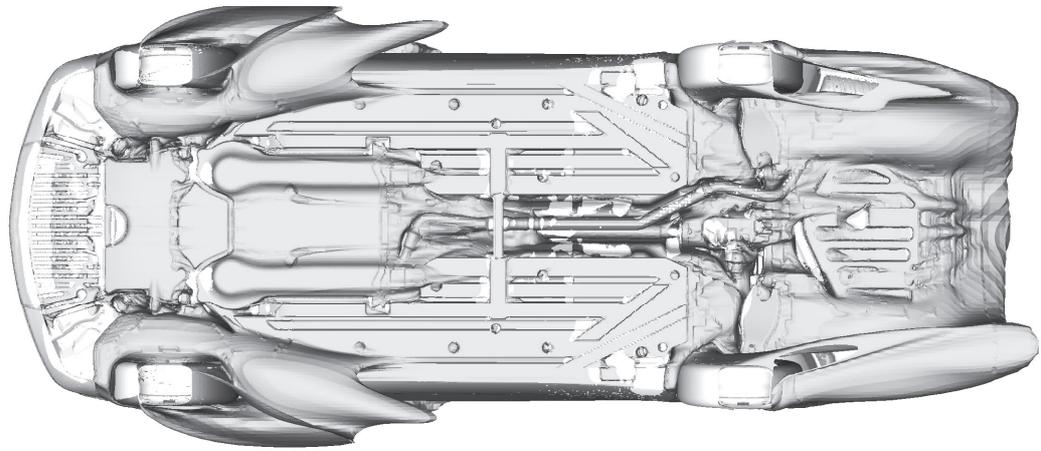
Abb. 5.21: Stromlinien der Unterbodenströmung auf eine fahrbahnparallele Schnittebene projiziert; Schnitt bei $Z = -240$ mm (Draufsicht von oben).

Die Projektion der Stromlinien auf eine fahrbahnparallele Schnittebene wenige Zentimeter über dem Boden (s. Abb. 5.21), gibt Aufschluss darüber, wie sich die Darstellung des Reifenlatsches auf den Nachlauf der Räder auswirkt. Links im Bild in der Draufsicht von oben ist zu sehen, wie sich im Fall der bisherigen Reifendarstellung beim Fahrzeug ohne Kühlluft, im Nachlauf des rechten Hinterrades ein Wirbel ausbildet. Durch den Einbau der Originalgeometrie des abgetasteten Reifens in das Simulationsmodell, verschwindet dieser Wirbel, wie rechts im Bild zu erkennen ist. Bei den Fahrzeugen mit Kühlluft ist im Nachlauf der Hinterräder keine eindeutige Veränderung zu beobachten.

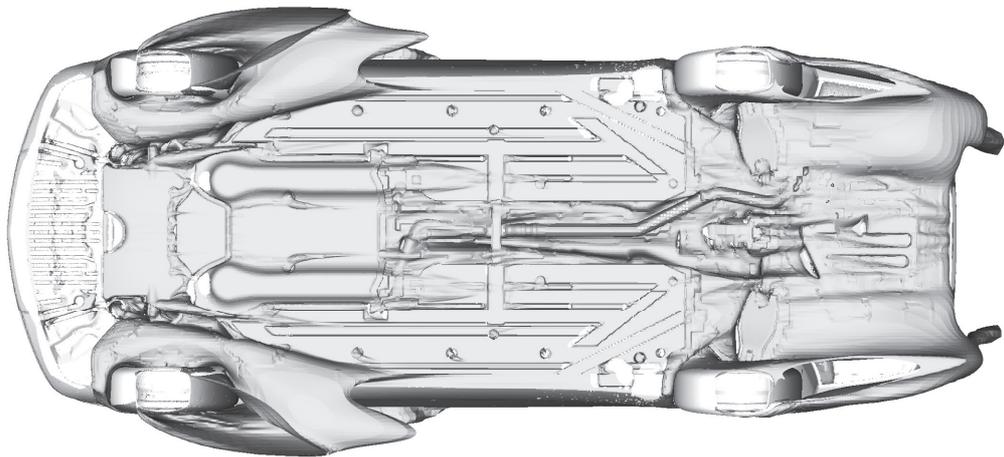
Die Darstellung der Isoflächen am Unterboden bei einem Totaldruckbeiwert von $c_{P,tot} = -0,05$ in Abbildung 5.22 zeigen, wie sich die Nachläufe der Hinterräder auf die Druckverhältnisse am Heck des Fahrzeugs ohne Kühlluft auswirken.

In Bild 5.22 a) ist deutlich zu sehen, dass die Isoflächen hinter dem rechten Hinterrad ein größeres Unterdruckgebiet umschließen als in Bild b). Es fällt außerdem auf, dass beim Fahrzeug mit den idealisierten CAD-Reifen, im Anschluss an die Radnachläufe, über der gesamten Breite der Heckschürze ein Unterdruckgebiet mit einem Totaldruck von weniger als $c_{P,tot} = -0,05$ anliegt. In Bild 5.22 b) beschränkt sich dieser Unterdruckbereich fast nur auf die Nachläufe der Hinterräder. Im mittleren Teil der Heckschürze liegt bereits ein Totaldruckbeiwert von über $c_{P,tot} = -0,05$ an.

Auch bei der näheren Betrachtung der Vorderräder lassen sich Unterschiede aufgrund der



a) CAD-Reifen



b) Abgetasteter Reifen

Abb. 5.22: Isoflächen bei $c_{P, tot} = -0,05$ bei den E-Fahrzeugen mit unterschiedlicher Reifendarstellung, jeweils ohne Kühlluft

veränderten Raddarstellung zwischen den beiden Modellen feststellen, wenn auch nicht so deutlich wie an den Hinterrädern. Die von den Isoflächen umschlossenen Bereiche an den Vorderrädern sind in Bild 5.22 a) etwas fülliger und laufen weiter nach hinten aus.

Die Optimierung der Reifendarstellung im Simulationsmodell hat gezeigt, dass die geometrische Beschaffenheit der Reifen in engem Zusammenhang mit dem Widerstandsanteil des Hecks steht. Dieser Zusammenhang weist zudem eine Abhängigkeit von der, am Unterboden austretenden Kühlluftströmung auf, da diese die Anströmung der Reifen und somit deren Nachlaufverhalten beeinflusst. Dieses wirkt sich wiederum auf den Fahrzeugnachlauf bzw. den Heckwiderstand aus. In der Darstellung der Simulationsergebnisse in Abbildung 5.18 lässt sich beobachten, wie sich durch die optimierte Reifendarstellung der Luftwiderstand deutlich reduziert. Da er sich beim Fahrzeug ohne Kühlluft sogar um mehr als das Doppelte als beim

Fahrzeug mit Kühlluft reduziert, vergrößert sich dadurch auch der Kühlluftwiderstand und bewegt sich damit in Richtung der Messergebnisse.

5.3.1 Einfluss der Reifenbeschaffenheit auf den gemessenen Kühlluftwiderstand

Die Simulation hat gezeigt, dass schon geringe geometrische Veränderungen an den Rädern, bei einem Fahrzeug ohne Kühlluftdurchströmung einen größeren Einfluss auf den c_W -Wert haben, als bei demselben Fahrzeug mit Kühlluftdurchströmung. Um zu überprüfen, ob diese Aussage auch in der Realität Gültigkeit besitzt, werden im Windkanal Messungen mit zwei Reifensätzen von verschiedenen Herstellern durchgeführt. Die Reifensätze unterscheiden sich dabei nur im Profil und an den Reifenflanken, die Abmessungen bleiben gleich. Es handelt sich dabei um den Michelin Primacy HP 205/60 R16 und den Continental Sport Contact 2 205/60 R16. In Abbildung 5.23 sind die c_W -Werte, die mit dieser Bereifung gemessen wurden, aufgeführt.

Das Blockdiagramm zeigt, dass die Differenz der c_W -Werte zwischen den beiden Reifenfabrikanten im Fall mit Kühlluft nur $\Delta c_{W,R} = 0,003$ beträgt. Im Fall ohne Kühlluft beträgt diese Differenz $\Delta c_{W,R} = 0,005$ und ist somit stärker von der Reifengeometrie abhängig als im Fall mit Kühlluft. Die auf Grund der Simulationsergebnisse getroffene Aussage, dass sich geometrische Veränderungen am Reifen beim Fahrzeug ohne Kühlluft stärker im c_W -Wert bemerkbar machen, lässt sich also auch im Windkanal beobachten. Diese Erkenntnis kann zum Beispiel beim Einsatz einer Kühlerjalousie von Bedeutung sein.

5.4 Überbewertung des Radspoilereinflusses bei der Simulation des E-Fahrzeugs mit Kühlluft

Bisher wurde als Ursache für den negativen Kühlluftwiderstand in der Simulation, nur der im Vergleich zu Windkanalmessungen zu hoch berechnete c_W -Wert des Fahrzeugs ohne Kühlluft untersucht. Im Folgenden soll nun analysiert werden, warum der c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft zu niedrig von der Simulation wiedergegeben wird. Beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Windkanalmessungen (s. Abb. 5.18) zeigt sich, dass darin die Hauptursache für den zu niedrig berechneten Kühlluftwiderstand liegt. Da die berechneten c_W -Werte des Fahrzeugs ohne Radspoiler, sowohl mit als auch ohne Kühlluft besser mit den Messergebnissen übereinstimmen, soll nachfolgend nur das E-Fahrzeug mit Radspoiler und mit Kühlluft, mit derselben Konfiguration ohne Radspoiler verglichen werden, um herauszufinden wo die Ursache für den zu niedrig simulierten c_W -Wert liegt. Dabei werden jeweils nur die Fahrzeuge mit den ursprünglichen CAD-Reifen betrachtet, da nur mit dieser Reifenvariante Modelle mit und ohne Radspoiler vorliegen. Das nachträgliche Ändern eines Modells ist sehr zeitaufwändig. Deshalb war es im Rahmen dieser Arbeit nicht mehr möglich, alle vier Modellvarianten, d.h. die Modelle mit und ohne Radspoiler, jeweils mit und ohne Kühlluft, mit der abgetasteten Reifengeometrie zu erstellen.

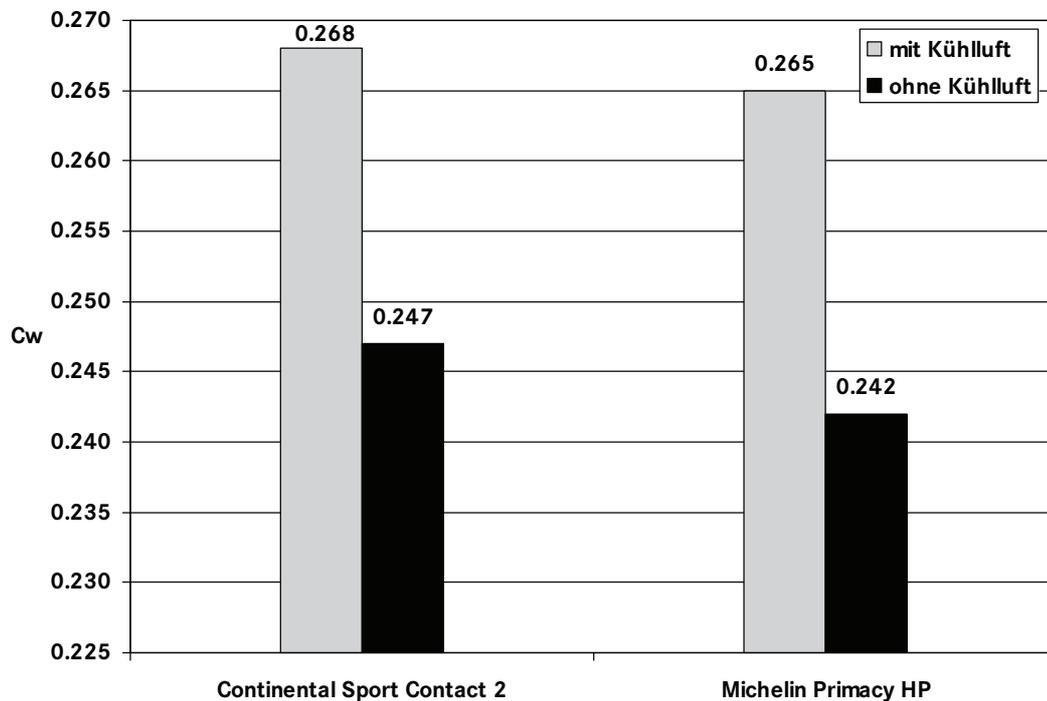


Abb. 5.23: Im Windkanal gemessene c_w -Werte bei unterschiedlicher Bereifung, jeweils mit und ohne Kühlluft

Über die Widerstandsanteile der einzelnen Fahrzeugabschnitte in Abbildung 5.14 lässt sich durch einen Vergleich feststellen, an welchen Stellen des Fahrzeugs sich der Einfluss der Radspoiler niederschlägt. Die größten Unterschiede zeigen sich dabei am Heck und im Motorraum. Das Fahrzeug mit Radspoiler und mit Kühlluft hat hier deutlich niedrigere Widerstandsanteile als derselbe Strömungsfall ohne Radspoiler. Folglich findet hier eine Überbewertung des Radspoilereinflusses statt. Es stellt sich nun die Frage, in welcher Weise die Radspoiler die Fahrzeugumströmung in der Simulation beeinflussen und warum dies zu den niedrigeren Widerstandsanteilen am Heck und im Motorraum führt.

Zur Klärung dieser Frage muss zunächst überprüft werden, ob die Simulation in der Lage ist das Strömungsverhalten an den Radspoilern richtig wiederzugeben. Zu diesem Zweck wird der Einfluss der vorderen Radspoiler auf die Radhausströmung mittels der Darstellung von Isoflächen bei einem Totaldruckbeiwert von $c_{P, tot} = 0,0$ visualisiert und mit dem Strömungsverhalten am realen Fahrzeug im Windkanal verglichen. Dazu werden im Windkanal Aufnahmen mit einer Rauchsonde gemacht, die das Ausströmen der Luft im vorderen Radhaus sichtbar machen sollen. In Abbildung 5.24 ist diese Strömungsvisualisierung mit Rauch, am Vorderwagen jeweils mit und ohne Radspoiler zu sehen.

Links in Abbildung 5.24 beim Fahrzeug ohne Radspoiler lässt sich erkennen, wie der Rauch direkt auf das Vorderrad trifft und zum Teil im oberen Bereich des Radhauses wieder austritt. Beim Fahrzeug mit Radspoiler, rechts im Bild, ist an dieser Stelle überhaupt kein Rauch zu



a) ohne Radspoiler

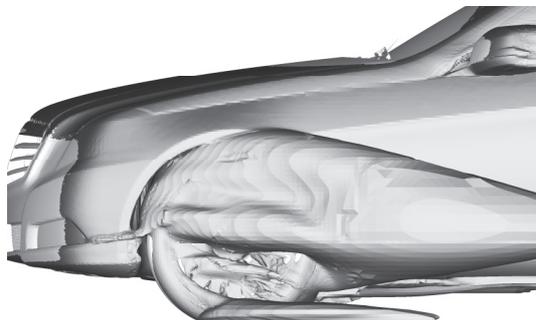


b) mit Radspoiler

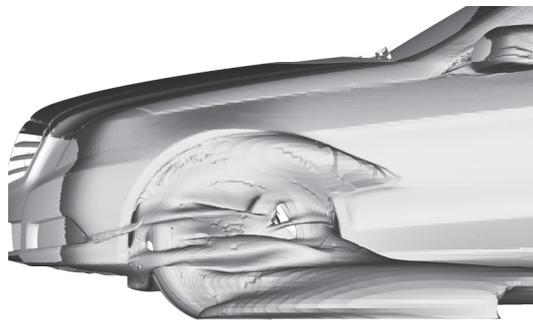
Abb. 5.24: Vordere Radhausströmung im Windkanal, durch Rauch sichtbar gemacht

sehen. Stattdessen ist zwischen Radspoiler und Vorderrad eine Rauchansammlung zu beobachten, die auf eine Wirbelbildung an dieser Stelle hindeutet.

Die Darstellung der Isoflächen bei einem Totaldruckbeiwert von $c_{P, tot} = 0,0$ des E-Fahrzeugs mit und ohne Radspoiler in Abbildung 5.25, lassen auf den ersten Blick eine Übereinstimmung des simulierten Strömungsverhaltens mit den Aufnahmen im Windkanal erkennen.



a) ohne Radspoiler



b) mit Radspoiler

Abb. 5.25: Isoflächen bei $c_{P, tot} = 0,0$ bei den E-Fahrzeugen jeweils mit Kühlluft

Beim Fahrzeug ohne Radspoiler ist im Bereich der oberen Radhälfte, ähnlich wie im Windkanalexperiment, ein deutliches Ausströmen der Radhausströmung zu beobachten. Dieses Ausströmverhalten kommt dadurch zustande, dass die ankommende Luft vor dem Vorderrad, senkrecht zur Anströmung, ins Radhaus eintritt und so die übrige Radhausströmung, im vorderen Drittel des Spaltes zwischen Radhausschale und Rad, verdrängt. Schließlich vermischt sie sich mit dieser im Radhaus und tritt im Bereich der oberen Radhälfte wieder aus.

Auch beim Vergleich des Fahrzeugs mit Radspoiler, rechts in Abbildung 5.25, lassen sich eindeutige Parallelen zwischen Simulation und Windkanalexperiment erkennen. In der oberen Hälfte des Radhauses tritt, analog zu den Rauchsichtungen, nur sehr wenig von der Radhausströ-

mung aus. Auch die Rauchansammlung zwischen Rad und Radspoiler lässt sich in den Isoflächen wiedererkennen. Dabei wird der Radspoiler von der Unterbodenströmung überströmt, worauf sich ein Wirbel zwischen Radspoiler und Rad ausbildet. Durch diese Wirbelbildung bzw. durch die Verdrängungswirkung der Radspoiler, wird ein Einströmen der Unterbodenströmung ins Radhaus weitestgehend verhindert und die Radhausströmung kann im Bereich der unteren Radhälfte austreten.

Als Ergebnis dieses Vergleichs kann festgehalten werden, dass die berechneten Strömungsstrukturen in den Grundzügen mit denen im Windkanal übereinstimmen. Zwar lassen sich, durch den Einsatz einer Rauchsonde im Windkanal, die Strömungsstrukturen am Fahrzeug nur sehr grob sichtbar machen. Dennoch kann dadurch gezeigt werden, dass das Wirkprinzip der vorderen Radspoiler grundlegend von der Simulation richtig wiedergegeben wird. Es bleibt jedoch noch zu untersuchen, warum in der Simulation eine Überbewertung des Radspoilereinflusses erfolgt, was sich letztendlich in der übermäßigen Reduktion des c_W -Wertes äußert.

Aufgrund der Tatsache, dass es zwischen den Fahrzeugen mit und ohne Radspoiler vor allem im Fall mit Kühlluft, bei der Strömungssimulation zu erheblichen Unterschieden im c_W -Wert kommt, die unter anderem auf eine Verringerung des Heckwiderstandes durch den Einfluss der Radspoiler zurückzuführen sind, wird ersichtlich, dass es einen engen Zusammenhang zwischen dem Strömungsverhalten an den Radspoilern und dem Heck zu geben scheint.

Die graphische Darstellung des Totaldruckbeiwertes und des Geschwindigkeitsbeiwertes in einem Z-Schnitt auf Höhe der Stoßfänger in Abbildung 5.26, zeigt einen Zusammenhang zwischen der vorderen Radhausströmung und dem Widerstandsanteil des Hecks bei den Fahrzeugen mit und ohne Radspoiler und jeweils mit Motorraumdurchströmung.

In Bild 5.26 a), beim Fahrzeug ohne Radspoiler ist zu erkennen, wie die Strömung im oberen Teil des vorderen Radhauses austritt und sich über die gesamte Fahrzeugseite bis in den Nachlauf zieht. Dadurch wird die übrige Fahrzeugumströmung auf dieser Schnittebene verdrängt. Infolgedessen ist der Nachlauf mehr aufgeweitet als beim Fahrzeug mit Radspoilern, was sich negativ auf den Heckwiderstand auswirkt. Beim Fahrzeug mit Radspoilern in Bild 5.26 b), tritt die Radhausströmung wie in Abbildung 5.25 gezeigt, eher im unteren Bereich der Radhäuser aus. Dadurch liegt die Fahrzeugumströmung auf der dargestellten Schnittebene direkt an den Seitenwänden an und wird hinter dem Fahrzeug wieder besser zusammengeführt, was in einem geringeren Widerstandsanteil des Hecks resultiert.

Dieser Einfluss zeigt sich auch in der Differenzendarstellung der Druckbeiwerte zwischen den Fahrzeugkonfigurationen mit und ohne Radspoiler in Abbildung 5.27. Die roten Bereiche bestätigen den, im Vergleich zum Fahrzeug mit Radspoiler erhöhten Heckwiderstand beim Fahrzeug ohne Radspoiler. Da bei der Differenzenbildung die Druckbeiwerte des Fahrzeugs mit Radspoiler von denen des Fahrzeugs ohne Radspoiler abgezogen werden, sagen die roten Bereiche aus, dass an diesen Stellen beim Fahrzeug ohne Radspoiler ein höherer Druckbeiwert in X-Richtung bzw. ein größerer Heckwiderstand anliegt. Dieser ergibt sich durch den aufgeweiteten Nachlauf, wie in Abbildung 5.26 dargestellt. Jedoch ist der aufgeweitete Nachlauf nicht der einzige Grund für den erhöhten Heckwiderstand beim Fahrzeug ohne Radspoiler. Die gelbe Färbung in der Differenzendarstellung 5.27 zeigt, dass bei dieser Fahrzeugvariante

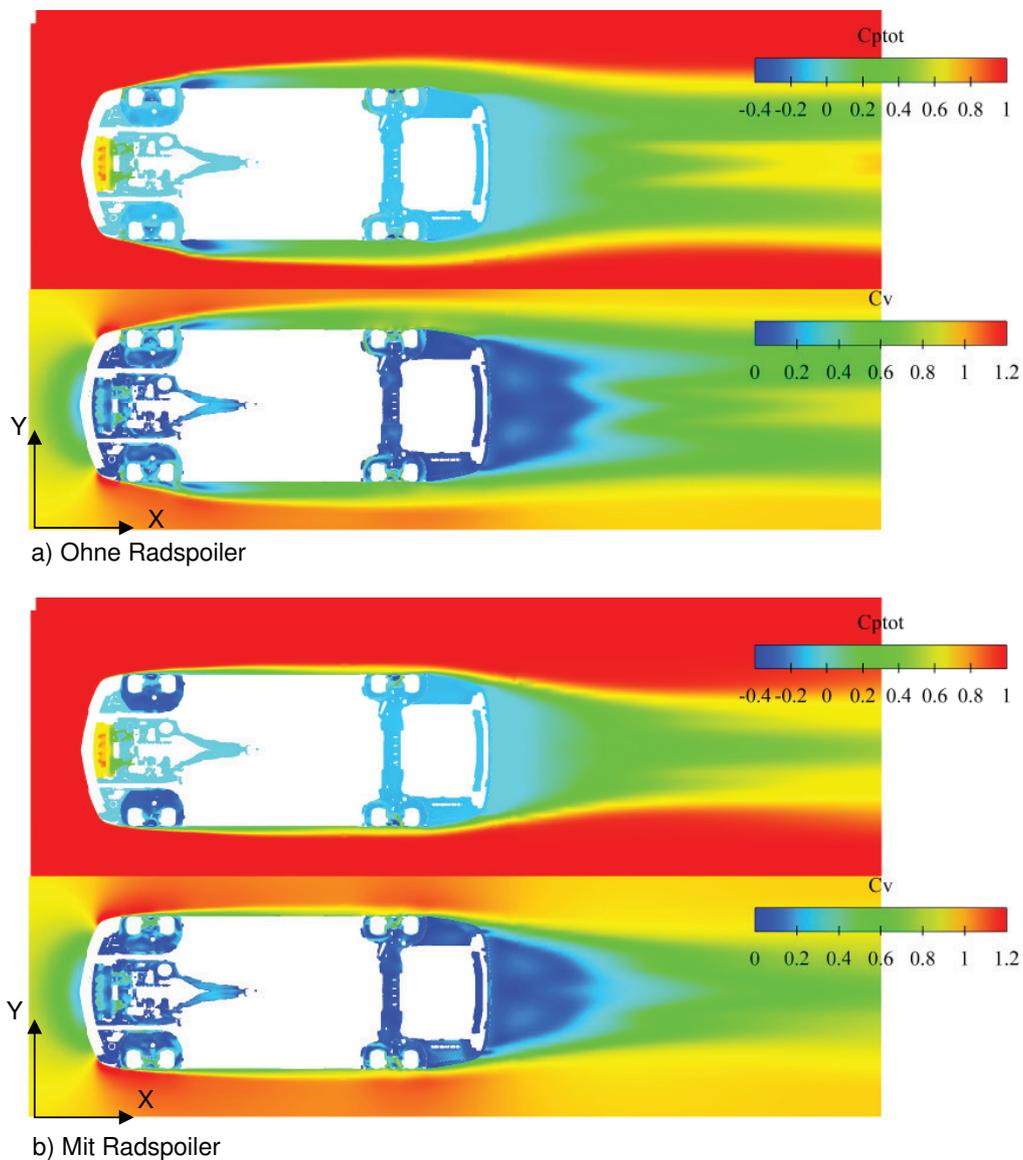


Abb. 5.26: Darstellung des Totaldruckbeiwertes und des Geschwindigkeitsbeiwertes beim E-Fahrzeug auf Höhe der Stoßfänger, jeweils mit Kühlluft; Schnitt bei $Z = 160$ mm

über der gesamten Heckfläche ein niedrigerer Basisdruck als beim Fahrzeug mit Radspoiler anliegt. Diese Druckunterschiede im Nachlauf lassen sich nur auf die, durch die Radspoiler veränderte Unterbodenströmung, bzw. Radnächläufe zurückführen. Die blauen und weißen Punkte im unteren Teil des Hecks sind Darstellungsungenauigkeiten, die sich aus Gründen der gewählten Modellansicht bei der graphischen Auswertung ergeben haben.

Das die Nachlaufströmung der beiden Varianten mit und ohne Radspoiler maßgeblich von der Unterbodenströmung bzw. von den Nachläufen der Hinterräder beeinflusst wird, zeigt auch die

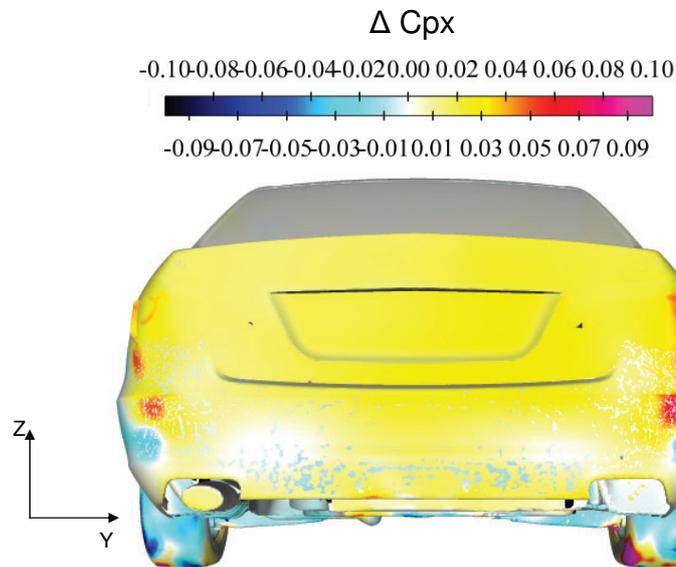


Abb. 5.27: Differenzen der Druckbeiwerte zwischen den Fahrzeugvarianten mit und ohne Radspoiler, jeweils mit Kühlluft ($c_{P,X}$ ohne Radspoiler $- c_{P,X}$ mit Radspoiler)

Darstellung der Isoflächen am Fahrzeugheck bei einem Totaldruckbeiwert von $c_{P,tot} = -0,05$ in Abbildung 5.28. Die Isoflächen umschließen in Bild 5.28 a), beim Fahrzeug ohne Radspoiler, ein wesentlich größeres Gebiet auf diesem Druckniveau als beim Fahrzeug mit Radspoiler. Beim Fahrzeug ohne Radspoiler herrscht also ein insgesamt geringerer Basisdruck, was sich schließlich in einem höheren Heckwiderstand äußert. Es lässt sich in dieser Darstellung gut erkennen, wo die Ursache für den niedrigeren Basisdruck beim Fahrzeug ohne Radspoiler begründet ist. Die Entwicklung des Unterdruckgebietes vollzieht sich vom Unterboden bzw. von den Hinterrädern kommend bis in den Nachlauf. Beim Fahrzeug mit Radspoiler in Bild 5.28 b) ist diese Entwicklung schwächer ausgeprägt was in einem höheren Basisdruck und somit einem geringerer Heckwiderstand resultiert.

In der graphischen Darstellung der Geschwindigkeitsbeiwerte der beiden Fahrzeugkonfigurationen auf einer fahrbahnparallelen Schnittebene, werden die Unterschiede, die die Radspoiler in der Unterbodenströmung verursachen, deutlich (s. Abb. 5.29). Beim Fahrzeug ohne Radspoiler ist zu sehen, wie zwischen den Vorderrädern zwei Kühlluftströme (grün dargestellt) am Unterboden austreten.

Diese Kühlluftströme beeinflussen, zusammen mit der Nachlaufströmung der Vorderräder, die Anströmung der Hinterräder und somit deren Nachlaufverhalten. Beim Fahrzeug mit Radspoiler sind diese Kühlluftströme sehr viel schwächer ausgeprägt, da hier aufgrund der Verdrängungswirkung der Radspoiler, mehr Kühlluft durch die vorderen Radhäuser aus dem Motorraum gesaugt wird. Die Radspoiler bewirken außerdem, dass die Radhausströmung überwiegend am Unterboden des Fahrzeugs austritt (s. Abb. 5.25), wodurch die Hinterräder mit einer sehr viel geringeren Geschwindigkeit angeströmt werden als im Fall ohne Radspoiler (s. Abb. 5.29). Dadurch ergibt sich eine weniger stark ausgeprägte Nachlaufströmung an den Hinter-



a) Ohne Radspoiler



b) Mit Radspoiler

Abb. 5.28: Isoflächen bei $c_{P,tot} = -0,05$ bei den E-Fahrzeugen mit und ohne Radspoiler, jeweils mit Kühlluft

rädern, was sich wiederum positiv auf den Fahrzeugnachlauf auswirkt.

Der zweite Fahrzeugabschnitt der sich beim Vergleich der beiden Fahrzeugkonfigurationen mit Kühlluft in der Auswertung der Widerstandsanteile in Abbildung 5.14 deutlich unterscheidet, ist der Motorraum. Hier liegt der Widerstandsanteil beim Fahrzeug mit Radspoiler $\Delta c_W = 0,010$ unter dem des Fahrzeugs ohne Radspoiler und trägt somit ebenfalls, maßgeblich zu dem geringen c_W -Wert der Konfiguration mit Radspoiler und mit Kühlluft bei. Dieser Unterschied lässt sich jedoch, zumindest teilweise, sehr einfach erklären. Die vordere Radaufhängung ist bei der Auswertung der Widerstandsanteile mit in der Auswertung des Motorraums enthalten. Durch das Fehlen der Radspoiler kann die Unterbodenströmung ungehindert in das Radhaus eindringen, wo sie auf die Radaufhängung trifft und dort einen erhöhten Widerstand verursacht. In Abbildung 5.30 ist dies durch die Darstellung der Druckbeiwerte in X-Richtung dargestellt. Links im Bild ist zu sehen, wie sich in Folge der ins Radhaus eindringenden Unterbodenströmung, auf der Radaufhängung ein erhöhter Druckbeiwert absetzt (lila), da diese direkt der Unterbodenströmung ausgesetzt sind. Rechts im Bild ist die Radaufhängung durch die Radspoiler abgeschirmt, wodurch sogar ein negativer Druckbeiwert (blau) an deren Vor-

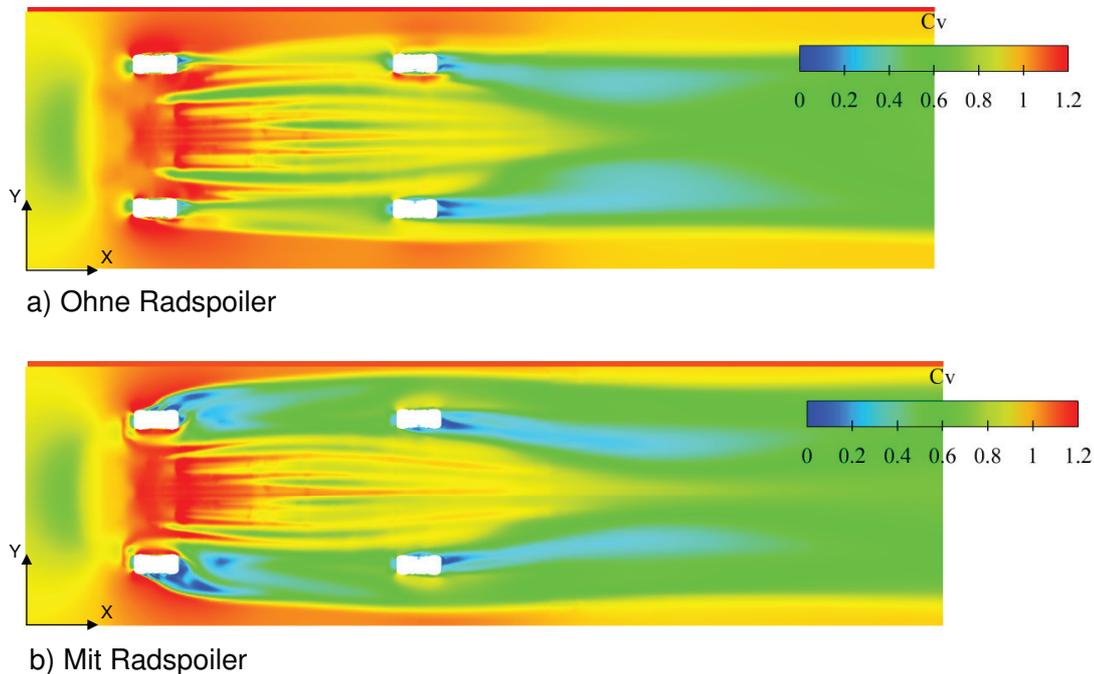


Abb. 5.29: Geschwindigkeitsbeiwerte auf einer Schnittebene zwischen dem Unterboden des E-Fahrzeugs und der Fahrbahn; Schnitt bei $Z = -200$ mm

derseite anliegt. Das erklärt auch, warum beim Fahrzeug ohne Kühlluft und ohne Radspoiler der Widerstandsanteil des Motorraumes höher ist.

5.5 Einfluss der Raddrehung auf die Simulation des Kühlluftwiderstandes

Der vorherige Abschnitt hat gezeigt, dass bereits geringe geometrische Änderungen an den Räder einen großen Einfluss auf die Simulation des Kühlluftwiderstandes haben. Dieser Einfluss macht sich vor allem bei der Auswertung des c_W -Wertes des Fahrzeugs ohne Kühlluft bemerkbar. Dabei fällt besonders auf, dass sich Änderungsmaßnahmen im Rechenetz, die im Bereich der Räder getroffen werden, hauptsächlich auf den Widerstandsanteil am Heck und den Motorraum auswirken.

Aufgrund des großen Einflusses der Räder und der radnahen Bereiche auf den Heckwiderstand bzw. auf den c_W -Wert stellt sich die Frage, welche Rolle die Rotation der Räder bei der Simulation des Kühlluftwiderstandes spielt. Zur Klärung dieser Frage wird der Kühlluftwiderstand eines Fahrzeugs mit stehenden Rädern simuliert und anschließend mit dem eines Fahrzeugs mit drehenden Rädern verglichen. Um eine Verwirrung bei der Vielzahl der zuvor betrachteten Kombinationen zu vermeiden, wird im Folgenden nur das nach dem neusten Wissensstand erstellte Modell, mit den abgetasteten Reifen, sowie der optimierten Felgenlochvernetzung

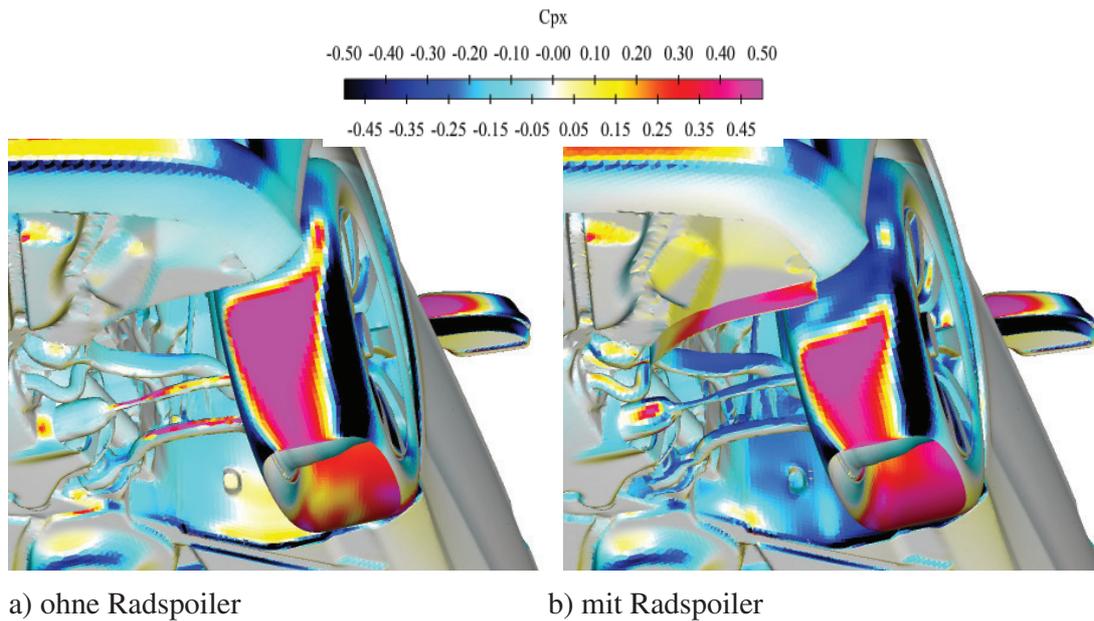


Abb. 5.30: Druckbeiwerte in X-Richtung im vorderen linken Radhaus der E-Fahrzeuge mit und ohne Radspoiler, jeweils mit Kühlluft

betrachtet.

Die Auswertung der c_W -Werte in Abbildung 5.31, zeigt zwischen den Fahrzeugen mit drehenden und stehenden Rädern einen gegenläufigen Trend des berechneten Kühlluftwiderstandes. Die zuvor, durch geometrische Maßnahmen erzielte Verbesserung bei der Simulation des Kühlluftwiderstandes, zeigt sich im Fall mit den stehenden Rädern nicht. In der Simulation mit den drehenden Rädern ist der Kühlluftwiderstand, wenn auch noch nicht in der erwarteten Größenordnung, positiv. Die Simulation mit den stehenden Rädern hingegen, liefert einen negativen Kühlluftwiderstand, was nicht den physikalischen Erwartungen entspricht. Die Rotation der Räder wirkt sich also in der Simulation günstig auf den zu erwarteten Trend des Kühlluftwiderstandes aus.

Die Auswertung der einzelnen Widerstandsanteile in Abbildung 5.32 zeigt, dass sich die größten Veränderungen zwischen den Fahrzeugen mit drehenden und stehenden Rädern, sowohl mit als auch ohne Kühlluft, an den Hinterrädern, an den Radläufen und am Heck ergeben. Dabei haben die stehenden Räder auf die Widerstandsanteile der Radläufe und des Hecks einen negativen Einfluss, während sie sich auf die Widerstandsanteile der Hinterräder positiv auswirken. Aber auch die berechneten c_W -Anteile der Vorderräder tragen, in den Fällen mit stehenden Rädern, zu dem negativ simulierten Kühlluftwiderstand bei. Die Differenz zwischen den Fahrzeugen mit und ohne Kühlluft zeigt hier im Vergleich zu den Fahrzeugen mit den drehenden Rädern zwar den gleichen Trend, jedoch vergrößert sich dieser durch die stehenden Räder. Dabei wird der Widerstandsanteil des Fahrzeugs mit Kühlluft durch die stehenden Räder geringer, während er beim Fahrzeug ohne Kühlluft zunimmt, was das Ergebnis des negativ berechneten Kühlluftwiderstandes begünstigt.

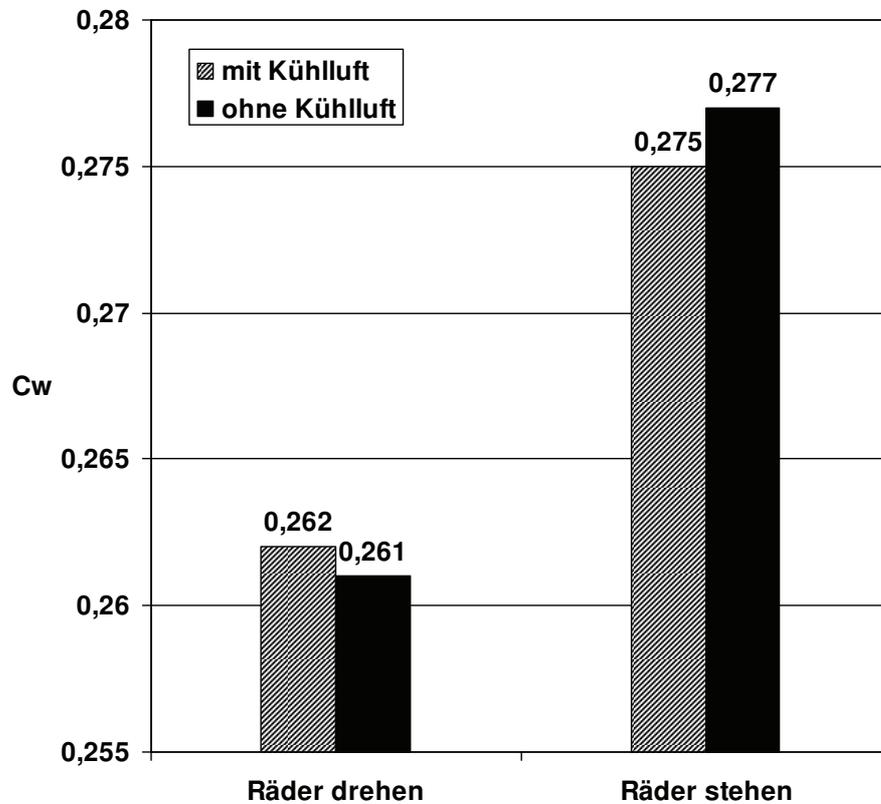


Abb. 5.31: Simulierte Widerstandsbeiwerte des E-Fahrzeugs mit drehenden und stehenden Rädern, jeweils mit und ohne Kühlluft

5.6 Einflussfaktoren des Windkanals auf die korrekte Wiedergabe des Kühlluftwiderstandes

Beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen aus dem Windkanal, darf nicht außer acht gelassen werden, dass die Randbedingungen in der Simulation nicht exakt die selben wie im Windkanal sind. Die Simulation wird in einer rechteckigen Box durchgeführt deren Abmessungen die des Windkanals weit überschreiten. Auch die Konturen der Box sind zu denen des Windkanals verschieden. Um die Ergebnisse aber dennoch miteinander vergleichen zu können, werden Korrekturverfahren angewandt, um die störenden Einflussparameter des Windkanals, wie Strahlaufweitung, Strahldeformation, Düsen-Blockierung, Kollektor-Blockierung und ein Druckgradient in X-Richtung zu eliminieren. Nach der Korrektur der Simulationsergebnisse mit dem in Kapitel 3.4.1 beschriebenen Korrekturverfahren, lassen sich diese dann mit den ebenfalls korrigierten Windkanalergebnissen näherungsweise vergleichen.

Neben den geometrischen Unterschieden zwischen Windkanal und Rechenbox ist ein weiterer der, dass sich in der Simulation der gesamte Boden relativ zum Fahrzeug analog zu einer realen Straßenfahrt bewegt. Bei der in Kapitel 3.2 beschriebenen Straßenfahrtsimulation im

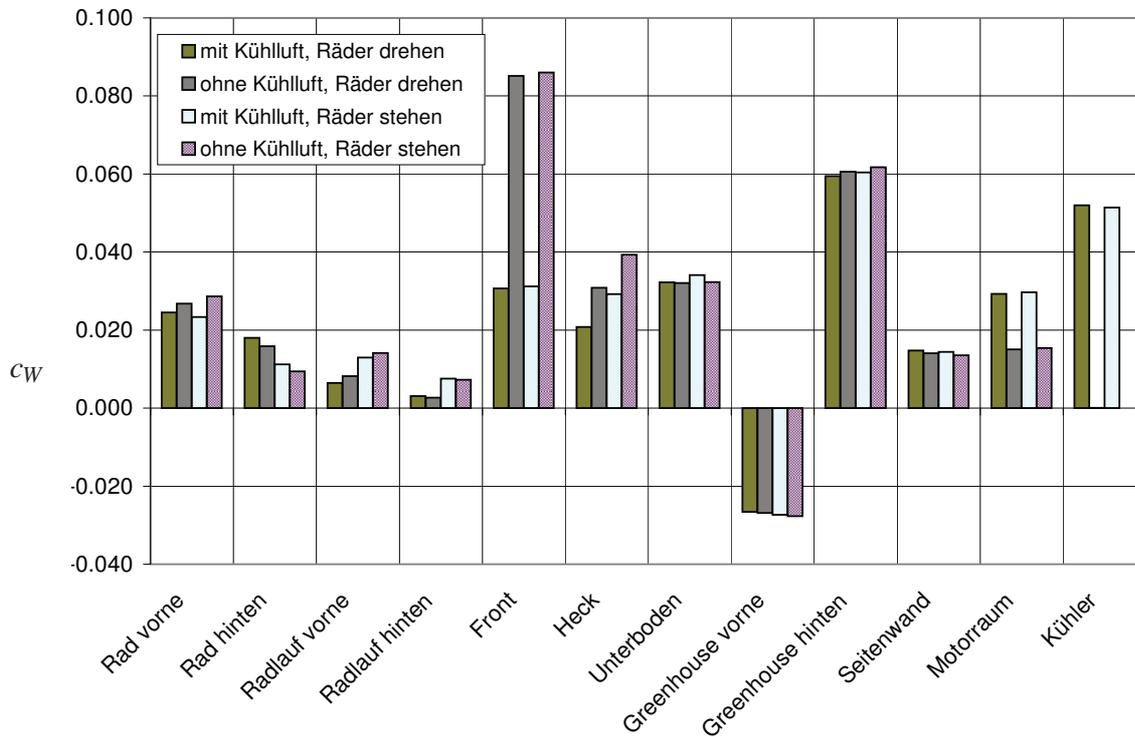


Abb. 5.32: Widerstandsanteile des E-Fahrzeugs mit drehenden und stehenden Rädern, jeweils mit und ohne Kühlluft

Windkanal, bewegen sich lediglich die vier kleinen Laufbänder unter den Rädern und das große Laufband welches zwischen den Rädern unter dem Fahrzeug hindurch läuft. Der übrige Windkanalboden ist nicht bewegt. Allerdings existieren rings um das Fahrzeug auf dem Windkanalboden verschiedene Ausblaus- und Absaugvorrichtungen, um ein Ablösen der Bodengrenzschicht zu verhindern.

Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen, ist die Grenzschichtabsaugung vor dem Fahrzeug eingeschaltet. Jedoch ist die TDS-Grenzschichtabsaugung (Turntable Distributed Suction) auf der Drehscheibe zwischen den Vorder- und Hinterrädern deaktiviert, da dies erfahrungsgemäß zu keinem Unterschied bei den Ergebnissen führt. Um diesen Einflussparameter als Fehlerursache aber dennoch eindeutig ausschließen zu können, wird im Folgenden ein Vergleich zwischen einem Messergebnis mit eingeschalteter und einem Messergebnis mit ausgeschalteter Grenzschichtabsaugung zwischen den Radachsen durchgeführt.

Wie sich aus Tabelle 5.7 entnehmen lässt, macht es keinen Unterschied im c_W -Wert, ob die verteilte Absaugung aktiviert ist oder nicht. Lediglich bei den Auftrieben ergibt sich eine Änderung der Beiwerte, wobei sich der hintere Auftriebsbeiwert stärker als der vordere ändert. Diese geringfügigen Änderungen sind jedoch hier vernachlässigbar, da ohnehin nur die c_W -Werte betrachtet werden sollen. Die Schlussfolgerung die aus diesen Messungen gezogen werden kann ist also, dass es für die Messung des c_W -Wertes keinen Unterschied macht, ob die verteilte Absaugung zwischen den Vorder- und Hinterrädern eingeschaltet ist oder nicht.

Tab. 5.7: Vergleich der gemessenen Luftkraftbeiwerte bei eingeschalteter und ausgeschalteter verteilter Absaugung (TDS)

	c_w	c_{av}	c_{ah}
TDS aktiv	0,271	0,089	0,084
TDS inaktiv	0,271	0,086	0,076

Somit kann dieser Einflussparameter für die Unstimmigkeiten zwischen Simulations- und Messergebnissen ausgeschlossen werden.

Dennoch bleibt die Frage, ob die Qualität der Bodensimulationstechnik im FKFS-Windkanal ausreichend ist um den Kühlluftwiderstand äquivalent zur Straßenfahrt wiederzugeben. Dass der Bereich um die Räder höchst sensibel auf geometrische Veränderungen, wie zum Beispiel das Entfernen der Radspoiler unter verschiedenen Bodensimulationstechniken reagiert, zeigen Untersuchungen von Sapnaras et al. [24]. Sie vergleichen Messergebnisse am Unterboden bei einer Straßenfahrt, mit Messwerten aus dem FKFS-Windkanal mit eingeschalteter Straßenfahrtsimulation und Messungen aus dem BMW Windkanal, welcher lediglich über eine Grenzschichtabsaugung verfügt. Dabei wird deutlich, dass eine qualitativ hochwertige Bodensimulation unbedingt notwendig ist, um das Fehlen der Radspoiler im Windkanal, im Bezug zur Straßenfahrt richtig wiederzugeben. Der FKFS-Windkanal verfügt über solche erforderlichen Bodensimulationstechniken (s. Kap. 3.2), jedoch weisen die Ergebnisse aus diesem Windkanal eine konstante Verschiebung im Vergleich zu den Straßenfahrtmessungen auf. Leider existieren für diese Untersuchungen keine Messwerte ohne Kühlluftdurchströmung, weshalb der Einfluss der Radspoiler auf den Kühlluftwiderstand, hier nicht beurteilt werden kann.

Dadurch, dass in der Berechnung der komplette Boden relativ zum Fahrzeug bewegt wird und die Abmessungen der Rechenbox weitläufigere Dimensionen als die des FKFS-Windkanals hat, entsprechen die Verhältnisse in der Simulation, eher denen einer Straßenfahrt, als die im FKFS-Windkanal. Durch die Korrektur der gemessenen und simulierten Widerstandsbeiwerte mit den in den Kapiteln 3.4 und 3.4.1 eingeführten Korrekturformeln, lassen sich die c_w -Werte aber in guter Näherung miteinander vergleichen. Es bleibt jedoch immer eine Restungenauigkeit auf beiden Seiten, da die Korrekturen den Einfluss der geometrischen Gegebenheiten des Windkanals, bzw. der Rechenbox, nie vollständig eliminieren können.

Daher ist es denkbar, dass die im Kapitel 5.1 aufgetretenen Abweichungen zwischen dem berechneten und dem im Windkanal ermittelten Kühlluftwiderstand, zumindest teilweise von ähnlichen Abweichungen zur Straßenfahrtmessung herrühren, wie sie Sapnaras et al. [24] unter dem Einfluss der Radspoiler beobachtet haben.

Jedoch selbst wenn es einen windkanalseitigen Einfluss auf die korrekte Bestimmung des Kühlluftwiderstandes unter Straßenfahrtbedingungen gibt, wird die Hauptursache für die unterschiedlichen Ergebnisse eher in der Simulation zu finden sein, da dort eine viel größere Anzahl von Einflussparametern vorhanden ist.

6 Instationäre Simulation des Kühlluftwiderstandes

6.1 Motivation für die instationäre Simulation

Durch die geometrische Optimierung der Raddarstellung im Rechennetz, ist es in Kapitel 5.3 gelungen, bei der Berechnung des Kühlluftwiderstandes, einen mit den Windkanalmessungen übereinstimmenden Trend dahingehend zu erzielen, dass der Kühlluftwiderstand sowohl in der Simulation, als auch in der Messung das gleiche Vorzeichen hatte. Jedoch ist der so simulierte Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{WK, Sim} = 0,001$ immer noch weit von dem gemessenen, der $\Delta c_{WK, Mess} = 0,022$ beträgt, entfernt.

In den vorangegangenen Simulationen hat sich gezeigt, dass besonders der Nachlauf des Fahrzeugs, der wiederum vom Nachlauf der Räder beeinflusst wird, eine große Rolle für die korrekte Simulation des Kühlluftwiderstandes, bezüglich des im Windkanal gemessenen Kühlluftwiderstandes, spielt. Die Reynoldszahl der E-Klasse der Baureihe W212 von $Re = 4,8 \cdot 10^6$ (s. Kap. 5.1) und die Reynoldszahlen der Räder von $Re = 5,3 \cdot 10^5$ bei einer Reifenbreite von $b = 0,205 \text{ m}$, lassen auf Instationaritäten am Fahrzeug und an den Rädern schließen. Aus diesem Grund, wird in der Vernachlässigung von instationären Effekten, wie sie hinter stumpfen Körpern auftreten können (s. Kap. 2.1.2), eine weitere Ursache für den zu niedrig berechneten c_W -Wert des Fahrzeugs mit Motorraumdurchströmung vermutet. Daher soll in diesem Kapitel eine instationäre Berechnung des Kühlluftwiderstandes erfolgen.

6.2 Validierung des neuen Simulationsprozesses

Die instationäre Simulation von Strömungen am Kraftfahrzeug, ist mit der bisher verwendeten STAR-CD-Version 3.26 zwar möglich, jedoch kann sie, mit Hinblick auf Stabilität und Genauigkeit, als nicht sehr wirtschaftlich angesehen werden [31]. Die 4. STAR-CD Generation bietet auf Grund einer Neuerung im Gleichungslöser [4] erstmals das Potential, eine stabile instationäre Simulation unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten, d.h. in einem angemessenem Zeitraum durchzuführen, mit Aussicht auf Ergebnisse, die den Genauigkeitanforderungen in der Fahrzeugentwicklung genügen.

Aus diesem Grund, wird hier die 4. Generation der Simulationssoftware STAR-CD (Version 4.06), in Kombination mit einem neuen Rechennetz eingeführt, das mit Hilfe der STAR-CD Nachfolge-Software STAR-CCM+ generiert wird (s. Kap. 2.5). Im Bereich der instationären Aeroakustiksimulation, liegen in der Mercedes-Entwicklung bereits gute Erfahrungen mit dieser STAR-CD-Version vor. Die Validierung der Simulationsergebnisse aus STAR-CCM+ läuft zum Zeitpunkt der Fertigstellung der vorliegenden Arbeit noch, weshalb diese Software hier nur zu Vernetzungszwecken angewandt wird.

In Tabelle 6.8 sind die Netzparameter aufgeführt, die für die Vernetzung des E-Fahrzeugs mit der Software STAR-CCM+ angewandt wurden. Es fällt auf, dass sich die Abmessungen der Rechenbox, im Vergleich zu dem in STAR-CD 3.26 erzeugten Rechengitter vergrößert haben (Vgl. Tab. 5.6). Außerdem wird die Extrusion-Layer im Vergleich zum Vorgängernetz mit mehr Sub-Layer aufgelöst, was sich durch eine deutlich größere Anzahl an Fluidzellen bemerkbar

macht. Dies lässt sich ganz einfach durch die technische Weiterentwicklung der Rechenkapazität und der Vernetzungssoftware, die sich im Verlauf der vorliegenden Arbeit ergeben hat, erklären. Um eine mangelnde Auflösung des Fluidraums durch das Rechengitter als Fehlerursache bei der Simulation weitestgehend zu minimieren, liegt immer das Bestreben vor, mit der höchst möglichen Anzahl an Zellen, die noch wirtschaftlich vertretbar ist, zu arbeiten. Durch den technischen Fortschritt auf den Gebieten der Vernetzungssoftware und Rechnerhardware, ist eine Simulation mit Netzen in der vorliegenden Größenordnung, in einem wirtschaftlich angemessenem Zeitraum möglich geworden.

Tab. 6.8: Vernetzungsparameter des mit STAR-CCM+ generierten Simulationsmodells

Abmessungen der Rechenbox [m]	45 x 60 x 20,3
Anzahl der Fluidzellen	47 Millionen
Dicke Extrusion-Layer [mm]	4-8
Anzahl der Sub-Layer	18 (Two Layer), 3 (Wandgesetz)
Staffelung der Zellgröße [mm]	2/4/8/16/32/64/128/256/512

Bevor die instationären Simulationen mit der STAR-CD Version 4.06, bzw. mit dem in STAR-CCM+ erstellten Rechenetz durchgeführt werden können, ist es jedoch notwendig, diesen neuen Simulationsprozess zunächst in der stationären Anwendung für das E-Fahrzeug zu validieren.

Die instationäre Simulation der beiden Fälle mit und ohne Kühlluft muss, im Gegensatz zu den vorangegangenen Rechnungen, aus simulationstechnischen Gründen mit stehenden Rädern und nicht bewegtem Boden durchgeführt werden. Der Grund dafür liegt in der Darstellung der Raddrehung im Simulationsmodell. Da das bisher verwendete MRF-Verfahren zur Simulation der Raddrehung, mit lokal zueinander bewegten Koordinatensystemen, die Felgenstellung nicht mit berücksichtigt, d. h. die Felgen bleiben in der Simulation immer an der selben Stelle stehen, kann dies zu einer Verfälschung der instationären Effekte führen. Eine Simulation mit drehenden Rädern durch bewegte Netze ist zum Zeitpunkt der Fertigstellung der vorliegenden Arbeit zwar möglich, allerdings noch nicht ausreichend validiert. Aus diesem Grund, werden die folgenden Simulationen zur Validierung des neuen Simulationsprozesses, ebenfalls nur mit stehenden Rädern durchgeführt.

Als Vergleich werden die c_w -Werte des mit STAR-CD 3.26 generierten und simulierten Modells des E-Fahrzeugs mit und ohne Kühlluft, herangezogen. Um eine Verwirrung durch die Vielzahl der bisher beschriebenen Varianten zu vermeiden, wird hier ausschließlich, der im Bezug auf den berechneten Kühlluftwiderstand kritische Fall des Fahrzeugs mit Radspoiler untersucht. Das in STAR-CCM+ vernetzte Modell des E-Fahrzeugs verfügt ebenfalls über die abgetastete Originalgeometrie des Reifens mit Latsch.

Die Gegenüberstellung der, mit den beiden STAR-CD Generationen simulierten c_w -Werte in Abbildung 6.1 lässt erkennen, dass die mit STAR-CD 4.06 berechneten Widerstandsbeiwerte im Allgemeinen geringer ausfallen als diejenigen, die mit STAR-CD 3.26 berechnet wurden.

Dabei nimmt der c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft um $\Delta c_W = 0,002$ ab, während er beim Fahrzeug ohne Kühlluft um $\Delta c_W = 0,003$ sinkt. Insgesamt verringert sich der simulierte Kühlluftwiderstand durch die Neueinführung von STAR-CD 4.06, bzw. durch das STAR-CCM+ Netz von $\Delta c_{WK} = -0,002$ auf $\Delta c_{WK} = -0,001$. Der Vergleich der c_W -Werte des E-Fahrzeugs mit und ohne Kühlluft in Abbildung 6.1 zeigt also, dass zwischen den beiden Versionen, bzw. den beiden Netzen nur geringfügige Unterschiede bei den Simulationsergebnissen vorliegen. Aus diesem Grund, kann das neue Rechenetz in Kombination mit der STAR-CD-Version 4.06, für die weiteren Untersuchungen des negativ simulierten Kühlluftwiderstandes verwendet werden.

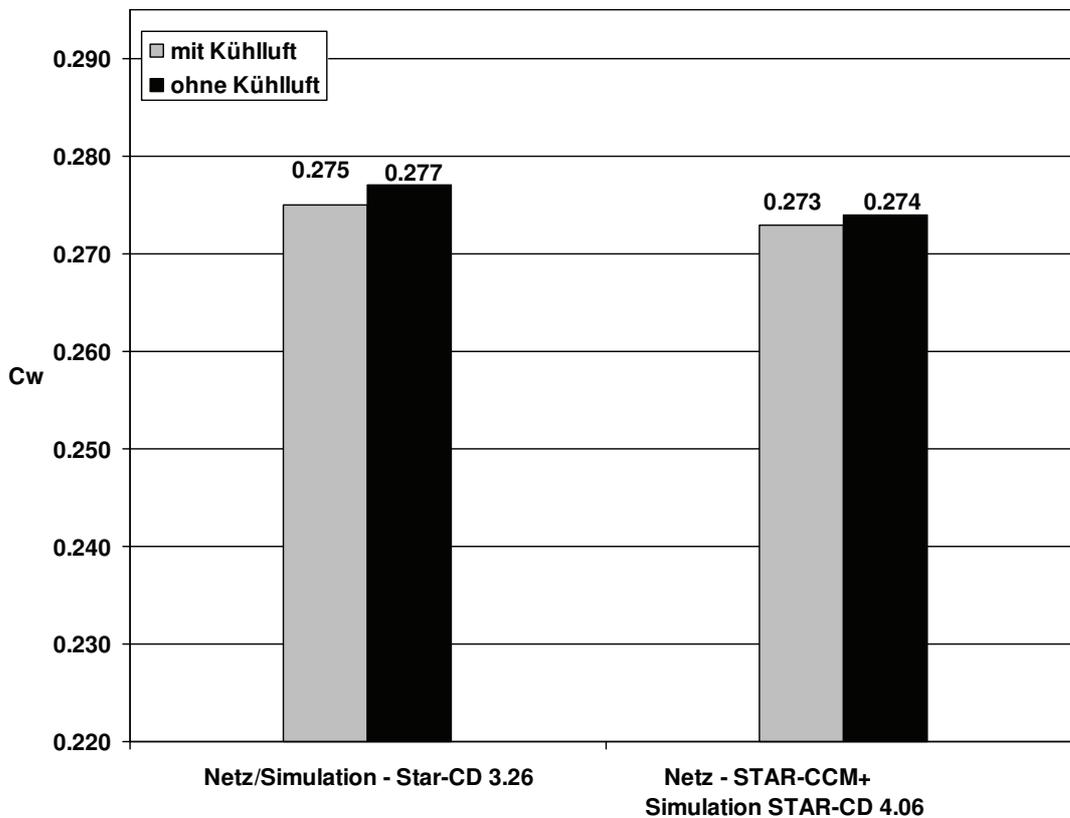


Abb. 6.1: Vergleich der mit STAR-CD 3.26 und STAR-CD 4.06 simulierten c_W -Werte des E-Fahrzeugs mit stehenden Rädern
(Beiwerte korrigiert)

6.3 Auswirkungen der instationären Simulation auf den Kühlluftwiderstand

Für die instationäre Simulation werden die Randbedingungen des Modells verändert, sowie die Kompressibilität der Luft berücksichtigt (s. Tab. 6.9, Spalte C). Diese neuen Randbedingungen für die instationäre Berechnung wurden auf Empfehlung des Softwareherstellers angewandt. In der Aeroakustiksimulation wurden mit diesen Einstellungen bereits gute Erfahrungen bei instationären Rechnungen gemacht. Zuvor müssen jedoch stationäre Simulationen mit diesen Einstellungen durchgeführt werden, um Initialisierungswerte für die instationäre Rechnung zu erhalten.

In Tabelle 6.9 sind die Randbedingungen, sowie die Berücksichtigung der Kompressibilität für die stationäre und instationäre Simulation des E-Fahrzeugs mit stehenden Rädern aufgeführt. Die Randbedingungen in Spalte A sind die, die bisher in dieser Arbeit angewandt wurden. Die Simulationsergebnisse die mit diesen Randbedingungen erhalten werden sollen hier als Vergleich für die Ergebnisse mit den neuen Randbedingungen dienen.

Tab. 6.9: Randbedingungen und physikalische Annahmen für die Simulation des E-Fahrzeugs mit stehenden Rädern

	A	B	C
Einlass RB	Massenstrom	Riemann	Riemann
Auslass RB	Massenstrom	Druck	Druck
kompressibel	nein	ja	ja
instationär	nein	nein	ja

Für die instationäre Simulation wird am Lufteintritt der Rechenbox, anstatt der in STAR-CD standardmässig verwendeten, massenstromgesteuerten Einlass-Randbedingung, die sogenannte Riemann-Randbedingung eingesetzt. Diese Randbedingung hat den Vorteil, dass Druckwellen nicht an ihr reflektiert werden, sondern sie durchlaufen können. Gleichzeitig muss, bei Verwendung dieser Randbedingung, das bisher als inkompressibel angenommene Medium Luft, bei den Einstellungen der molekularen Eigenschaften, auf kompressibel gesetzt werden. Am Strömungsausritt der Rechenbox wird die bisher, bei stationären Simulationen angewandte massenstromgesteuerte Auslassrandbedingung, durch Druckrandbedingungen mit Umgebungsdruck ersetzt.

Die Ergebnisse der stationären, sowie der instationären Simulationen des E-Fahrzeugs mit stehenden Rädern, sind in Abbildung 6.2 aufgeführt. Bei näherer Betrachtung des Blockdiagramms ist zunächst ein kontinuierliches Anwachsen des Kühlluftwiderstandes, durch die veränderten Randbedingungen bzw. durch die instationäre Rechnung zu beobachten.

Es zeigt sich, dass sich im Ergebnis der stationären Simulation, durch die Anwendung der Riemann-Randbedingung am Einlass, bzw. der Druck-Randbedingung am Auslass und der Berücksichtigung der Kompressibilität der Luft, zwischen A und B eine Änderung im Kühl-

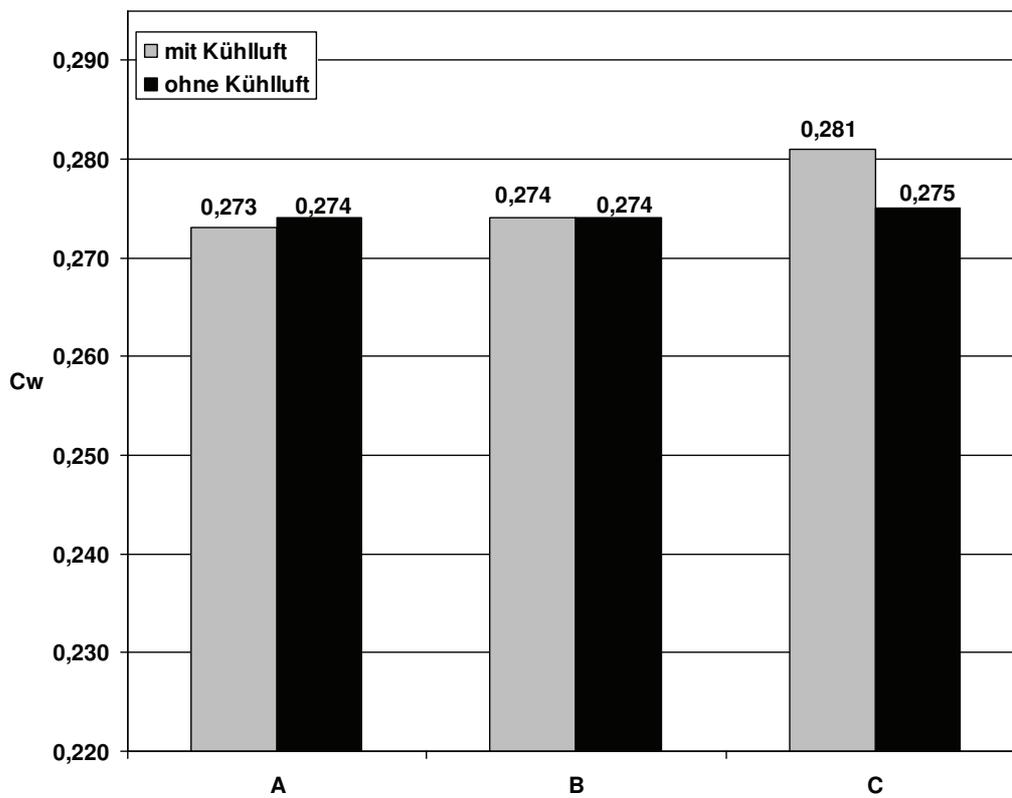


Abb. 6.2: Simulationsergebnisse aus der stationären und instationären Simulation des E-Fahrzeugs mit stehenden Rädern bei verschiedenen Randbedingungen (Beiwerte korrigiert)

luftwiderstand von $\Delta c_{WK} = -0,001$ zu $\Delta c_{WK} = 0,0$ ergibt. Diese Änderung kommt dadurch zustande, dass sich der c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft um $\Delta c_W = 0,001$ ändert.

Die größten Veränderungen ergeben sich allerdings durch die instationäre Simulation. Beim Vergleich des Kühlluftwiderstandes der stationären Ausgangssimulation (s. Fall B in Abb. 6.2) mit dem instationär berechneten Kühlluftwiderstand (s. Fall C in Abb. 6.2) ist festzustellen, dass dieser von $\Delta c_{WK} = 0,0$ auf $\Delta c_{WK} = 0,006$ anwächst und somit erstmals einen deutlich positiven Wert annimmt. Dabei zeigt sich, dass sich der c_W -Wert des Strömungsfalls ohne Kühlluftdurchströmung vom Ergebnis der stationären zu dem der instationären Simulation nur minimal um $\Delta c_W = 0,001$ ändert. Dafür steigt er im Fall mit Kühlluftdurchströmung durch die instationäre Simulation um $\Delta c_W = 0,007$ an. Hier bestätigt sich also die Vermutung, dass die Vernachlässigung von instationären Effekten in der Simulation, für den zu niedrig berechneten c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft und somit für den zu niedrig berechneten Kühlluftwiderstand mit verantwortlich ist. Bei der Betrachtung der Ergebnisse sollte jedoch im Hinterkopf behalten werden, dass die instationären Simulationen hier unter Anwendung des k - ε -Turbulenzmodells durchgeführt wurden. Da Turbulenzmodelle die Turbulenz nur näherungsweise beschreiben, wäre durch eine instationäre Simulation der großskaligen Wirbel mittels LES (Large Eddy Simulation), eventuell eine weitere Verbesserung bei der Simulation

des Kühlluftwiderstandes zu erreichen.

Für den Vergleich des instationär simulierten c_W -Wertes mit Windkanalmessungen liegt hier nur der c_W -Wert des E-Fahrzeugs mit Kühlluft und stehenden Rädern aus der Historie der Fahrzeugentwicklung vor. In Abbildung 6.3 werden die c_W -Werte aus der stationären und instationären Simulation, mit dem im Windkanal gemessenen Luftwiderstandsbeiwert des E-Fahrzeugs mit Kühlluft und stehenden Rädern gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass durch die Berücksichtigung der instationären Effekte in der Simulation, der berechnete c_W -Wert deutlich an den gemessenen heranrückt. Während die Differenz der c_W -Werte zwischen Simulation und der Windkanalmessung im stationären Fall noch $\Delta c_W = 0,011$ beträgt, verringert sie sich durch die instationäre Rechnung zu $\Delta c_W = 0,004$.

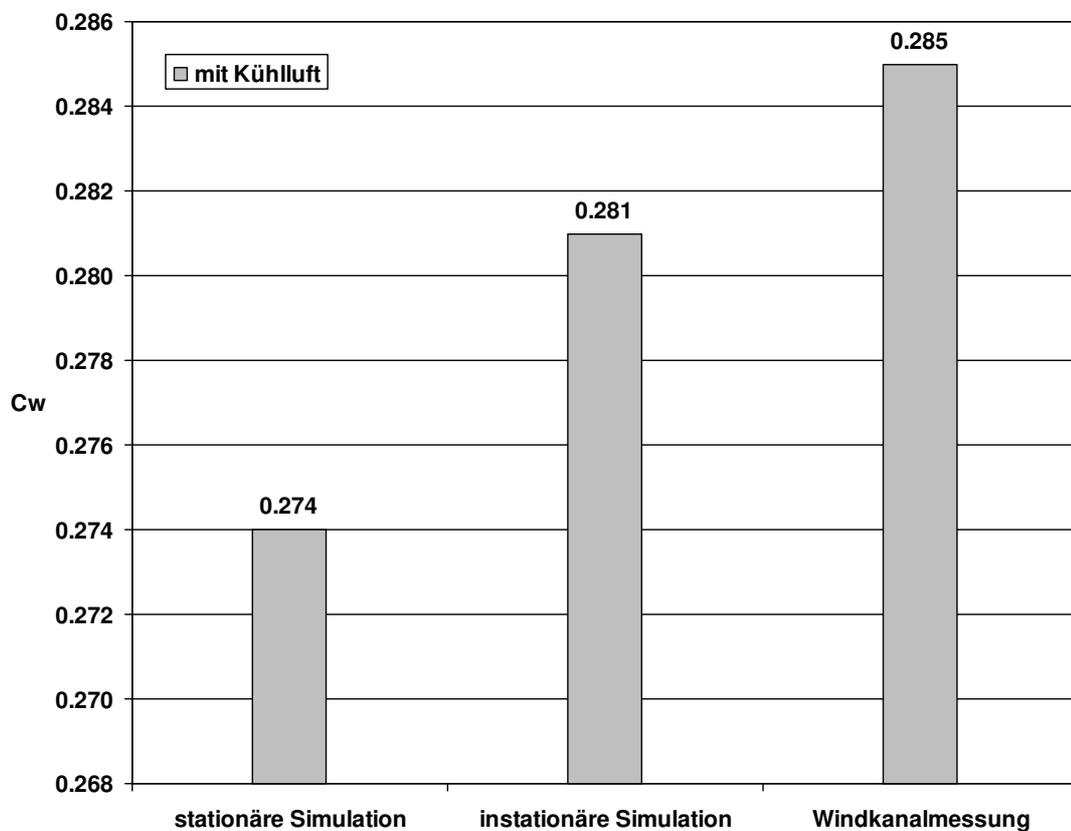


Abb. 6.3: Stationär und instationär simulierter c_W -Wert des E-Fahrzeugs mit Kühlluft und der dazugehörige Wert aus Windkanalmessungen (Beiwerte korrigiert)

6.4 Analyse der instationären Strömungssimulation

In Abbildung 6.4 ist der zeitliche Verlauf der berechneten c_W -Werte der Fahrzeuge mit und ohne Kühlluft über einen Zeitraum von 5 Sekunden dargestellt. Die Zeitschrittweite der instationären Simulation beträgt $\Delta t = 1 * 10^{-4}$. Die roten Linien in Abbildung 6.4 bilden die Mittel-

werte der Simulationsergebnisse mit und ohne Kühlluft. Die Graphen über eine Real-Zeitraum von 5 Sekunden lassen bei näherer Betrachtung erkennen, dass sich die c_W -Werte der beiden Strömungsfälle zeitweise sehr nahe kommen und sich sogar überschneiden können. Erst durch die zeitliche Mittelung ergibt sich der simulierte Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{WK} = 0,006$

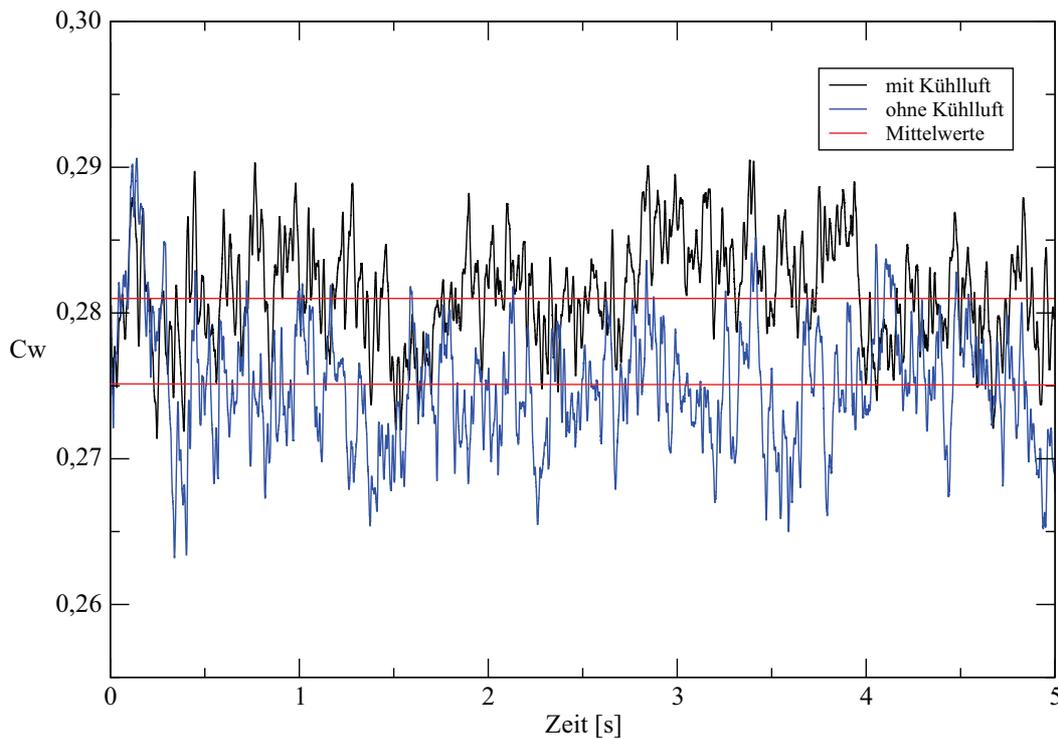


Abb. 6.4: Instationär berechnete Luftwiderstandsbeiwerte des E-Fahrzeugs mit und ohne Kühlluft über einen Zeitraum von 5 Sekunden

Eine vollständige graphische Auswertung der interessierenden Strömungsgrößen war im Rahmen der vorliegenden Arbeit aus zeitlichen Gründen nicht mehr möglich. Jedoch konnten die zeitlich gemittelten Druckbeiwerte bereits zum Teil visualisiert werden. In Abbildung 6.5 ist diese zeitliche Mittelung an Hand des statischen Druckbeiwertes $c_{P, stat}$, in einem Vergleich mit den statischen Druckbeiwerten der stationären Lösung, graphisch dargestellt. Da sich hauptsächlich im Simulationsmodell mit Kühlluft merkliche Änderungen bei der Auswertung des c_W -Wertes ergeben haben, soll hier auch nur dieser Strömungsfall betrachtet werden. Die Visualisierung der statischen Druckbeiwerte auf einer fahrbahnparallelen Schnittebene zeigt, dass wie erwartet, an den Hinterrädern Unterschiede durch die Berücksichtigung der instationären Effekte auftreten. Dies wird insbesondere durch die Darstellung der Isobaren deutlich. Die Nachläufe der Räder in der instationären Simulation weisen sichtbar dunklere Stellen, d. h. niedrigere statische Drücke auf.

Aber nicht nur im Nachlauf der Hinterräder, sondern auch im Fahrzeugnachlauf ergeben sich deutliche Veränderungen auf Grund der instationären Simulation. In Abbildung 6.6 werden

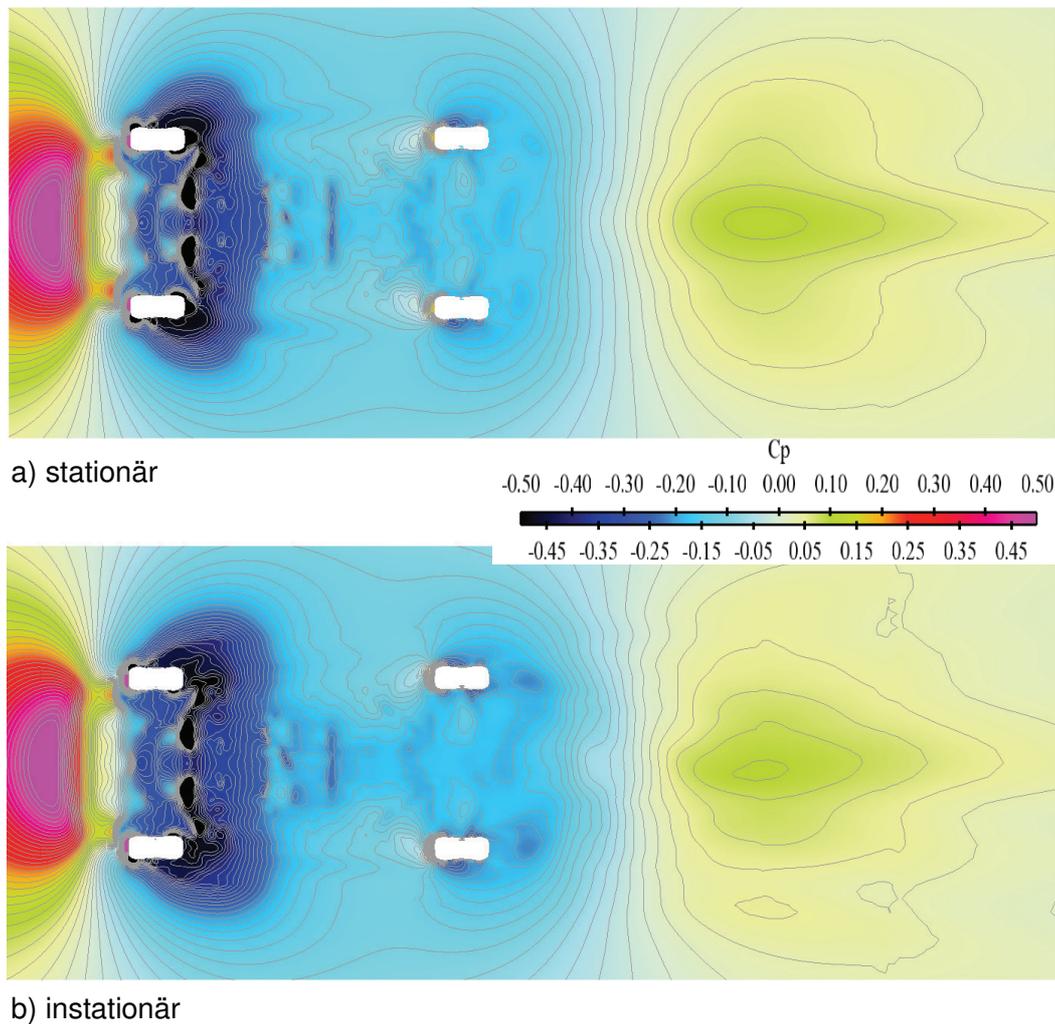
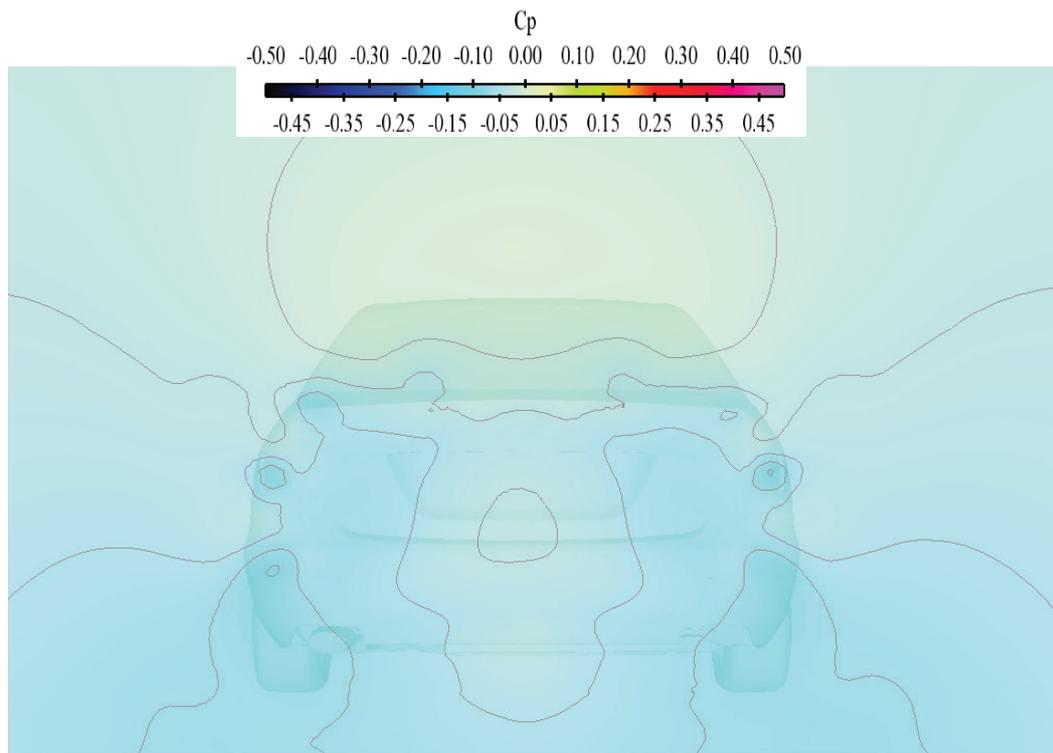


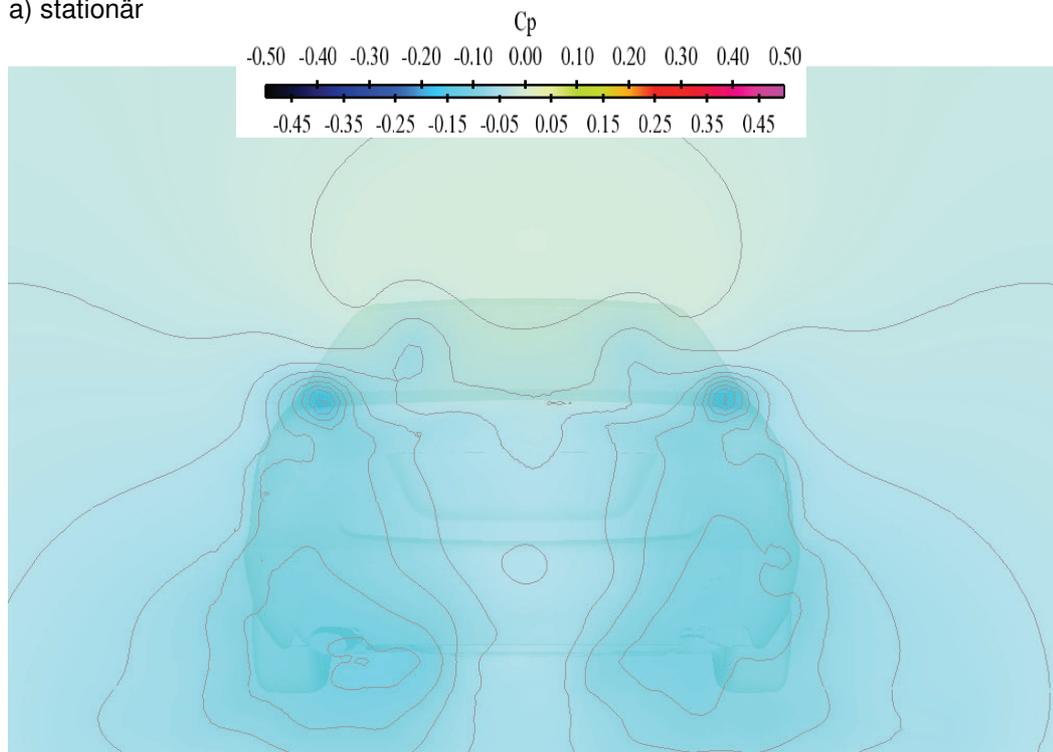
Abb. 6.5: Vergleich zwischen stationär und instationär berechneten statischen Druckbeiwerten des E-Fahrzeugs mit Kühlluft, auf einer fahrbahnparallelen Schnittebene; Schnitt bei $Z = -200$ mm

die Druckverhältnisse im Nachlauf, durch die Visualisierung der statischen Druckbeiwerte der stationären und instationären Ergebnisse miteinander verglichen. Die Darstellung erfolgt auf einer Schnittebene wenige Zentimeter hinter dem Fahrzeug. Die Schnitte lassen auf den ersten Blick erkennen, dass es hier große Unterschiede zwischen den beiden Simulationsergebnissen gibt. Bei den instationär berechneten Druckbeiwerten in Bild 6.6 b) sind durch die Darstellung der Isobaren eindeutig die Nachlaufstrukturen des Fahrzeugs zu erkennen. In der Mitte des Bildes fallen zwei Wirbelzentren von Längswirbeln ins Auge, die sich hinter dem Fahrzeug ausbilden. Aber auch in Bodennähe, lassen sich im Nachlauf der Räder konzentrierte Unterdruckbereiche entlang der Längsachse des Fahrzeugs erkennen. Im Nachlauf der statio-

nären Lösung hingegen, in Bild 6.6 a) sind weder die Rotationsachsen des Längswirbels noch die Nachlaufstrukturen der Hinterräder deutlich zu erkennen. Des Weiteren fällt auf, dass der statische Druckbeiwert im stationär berechneten Fall insgesamt etwas höher ist als im instationär berechneten Fall, was sich mit dem niedrigeren Luftwiderstandsbeiwert des stationär berechneten Fahrzeugs (s. Abb. 6.2) in Verbindung bringen lässt.



a) stationär



b) instationär

Abb. 6.6: Stationär und instationär berechnete statische Druckbeiwerte, hinter dem E-Fahrzeug mit Kühlluft; Schnitt bei $X = -4080$ mm

7 Zusammenfassung und Ausblick

Der Kühlluftwiderstand eines Kraftfahrzeugs, der aus der Differenz der c_W -Werte eines Fahrzeugs mit geöffneten und geschlossenen Kühllufteinlässen gebildet wird, kann bis zu 10 % des Luftwiderstandes eines Fahrzeugs ausmachen. Aus diesem Grund stellt er für die Automobilindustrie eine attraktive Stellgröße dar, um den Luftwiderstand und somit den Verbrauch, bzw. den CO_2 Ausstoß eines Fahrzeugs zu senken. Dies war auch die Motivation für die vorliegende Arbeit, ein besseres Verständnis über den Kühlluftanteil am c_W -Wert zu schaffen, bzw. die numerische Strömungssimulation als verlässliches Werkzeug für die Beurteilung des Kühlluftwiderstandes, durch entsprechende Validierung einen Schritt weiter zu bringen.

Der erste Teil dieser Arbeit befasst sich mit der numerischen Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes an einem Mercedes-Benz Serienfahrzeug, einer E-Klasse der Baureihe W211. Dabei haben sich, bei einem Vergleich der Simulationsergebnisse mit Windkanalmessungen, zum Teil noch Abweichungen bei den Luftkraftbeiwerten ergeben. Eine numerische Untersuchung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes war aber dennoch möglich, da der Kühlluftwiderstand von der Simulation tendenziell richtig wiedergegeben werden konnte. Dabei hat sich gezeigt, dass die Verdrängungswirkung der ausströmenden Kühlluft, den Widerstandsanteil am Unterboden positiv und gleichzeitig an den Hinterrädern negativ beeinflusst. Die daraus resultierende veränderte Anströmung der Hinterräder, wirkte sich wiederum positiv auf den Fahrzeugnachlauf und somit den Widerstandsanteil des Hecks aus. Ein weiteres Beispiel dafür wie die Kühlluft den c_W -Wert eines Fahrzeugs negativ beeinflussen kann, hat sich in den vorderen Radhäusern gezeigt. Dort verursachte die ausströmende Kühlluft einen Druckausgleich und wirkte sich dadurch negativ auf den Widerstandsanteil der Radhäuser aus.

Des Weiteren wurde im ersten Teil, eine von Porsche entwickelte und erfolgreich angewandte Kühlluft-Führungstechnik zur Reduktion des Kühlluftwiderstandes, an dem zuvor untersuchten Serienfahrzeug, sowohl numerisch als auch experimentell untersucht. Es handelt sich hierbei um das Ausleiten der Kühlluft vor beiden Vorderrädern. Dabei wurden Auslassöffnungen von zwei Größen untersucht. Beim Vergleich zwischen den Simulationsergebnissen und Windkanalmessungen dieser Kühlluft-Auslassvariante hat sich jedoch herausgestellt, dass die Numerik den gemessenen tendenziellen Verlauf der c_W -Werte, bezogen auf das Serienfahrzeug, nur im Fall mit den kleinen Auslassöffnungen wiedergeben kann. Im Fall der großen Auslassöffnungen, hat sich zwischen Simulation und Messung ein gegensätzlicher Trend ergeben.

Dennoch liesen sich auch hier die aerodynamischen Vor- und Nachteile dieser Kühlluft-Auslassvariante mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation beurteilen, da die einzelnen Widerstandsanteile bestimmter Fahrzeugabschnitte deutlich über den c_W -Differenzen, die zwischen den einzelnen Fahrzeugen berechnet wurden, lagen. Dabei stellte sich heraus, dass bei der hier untersuchten E-Klasse, der von Porsche beschriebene Effekt der verbesserten Radumströmung durch die virtuellen Radspoiler, nicht zu beobachten war. Vielmehr handelte es sich hier um eine verbesserte Abschirmung der Radhäuser, bedingt durch die Verdrängungswirkung der vor den Vorderrädern ausströmenden Kühlluft, wodurch ein Einziehen der Unterbodenströmung in die Radhäuser verhindert wird. Der Widerstandsanteil der Vorderräder

erhöhte sich dabei sogar.

Der zweite Teil der vorliegenden Arbeit befasst sich mit der E-Klasse der Baureihe W212, dem Nachfolgemodell des zuvor untersuchten Serienfahrzeugs. Speziell bei diesem Modell, kam es beim Vergleich zwischen dem simulierten und gemessenen Kühlluftwiderstand zu widersprüchlichen Ergebnissen. Die simulierten c_W -Werte dieses Fahrzeugs ergaben einen negativen Kühlluftwiderstand von $\Delta c_{WK} = -0,003$. Das bedeutet, dass der c_W -Wert des Fahrzeugs mit geschlossenen Kühlluft einlässen, über dem des Fahrzeugs mit durchströmten Motorraum lag, was den im Windkanal ermittelten c_W -Werten am realen Fahrzeug widerspricht. Der durch Messungen ermittelte Kühlluftwiderstand beträgt, bei einem zum Simulationsmodell identischen Fahrzeug, $\Delta c_{WK} = 0,022$. Durch das Entfernen der Radspoiler im Rechenetz wurde der Kühlluftwiderstand, im Vergleich zu dem im Windkanal gemessenen Kühlluftwiderstand des Fahrzeugs ohne Radspoiler, hinreichend gut berechnet. Dieses Phänomen ist bei zwei verschiedenen Simulationsmodellen des selben Fahrzeugtyps, jedoch mit unterschiedlichen Entwicklungs-Reifegraden, unabhängig voneinander aufgetreten. Im zweiten Teil der Arbeit werden daher systematische Analysen durchgeführt, um die Ursachen für den, im Vergleich zu den Messergebnissen zu niedrig berechneten Kühlluftwiderstand des Fahrzeugs mit Radspoiler, zu finden.

Aufgrund der Tatsache, dass der simulierte Kühlluftwiderstand durch das Entfernen der Radspoiler bessere Übereinstimmung mit den analogen Windkanalmessungen zeigte, liegt die Vermutung nahe, dass die Gründe für die Abweichungen in der Simulation mit Radspoiler, im Bereich der Umströmung der Räder zu suchen sind. Diese Vermutung bestätigte sich nach einer Optimierung der Felgenlochvernetzung und nach dem Ersetzen der idealisierten Reifen aus der CAD-Geometrie, durch die mittels Streifenprojektion abgetastete Originalgeometrie der Räder. Die Darstellung der Originalreifen verfügt gegenüber der ursprünglichen CAD-Geometrie über einen Reifenlatsch, der sich durch das Gewicht des Fahrzeugs beim realen Reifen ausbildet. Das Simulationsmodell aus dem ersten Teil dieser Arbeit, verfügte bereits über eine solche Latschdarstellung am Reifen, da diese im Rahmen von vorangegangenen Studien zum Einfluss der Raddarstellung in der Simulation, im Netz realisiert wurde (s. [2]).

Es zeigte sich, dass der simulierte c_W -Wert durch die verbesserte Raddarstellung in Form der abgetasteten Originalräder beim Fahrzeug ohne Kühlluft an den gemessenen c_W -Wert angenähert werden konnte, was zur Folge hatte, dass der berechnete Kühlluftwiderstand mit $\Delta c_{WK} = 0,001$ positiv ausgefallen ist. Das Ergebnis macht deutlich, dass der berechnete c_W -Wert des Fahrzeugs ohne Kühlluft eindeutig zu hoch berechnet wurde. Gleichzeitig zeigt es, dass die Fahrzeugkonfiguration ohne Motorraumdurchströmung empfindlicher auf geometrische Veränderungen am Rad bei der Berechnung des c_W -Wertes reagiert, als es beim Fahrzeug mit Kühlluft der Fall ist. Diese Beobachtung bestätigte sich auch bei Messungen im Windkanal, bei denen der Einfluss zweier Reifensätze mit identischen Abmessungen, jedoch von unterschiedlichen Herstellern, auf den Kühlluftwiderstand untersucht wurde. Die geometrischen Unterschiede im Profil und an der Reifenflanke wirkten sich hier beim Fahrzeug ohne Kühlluft ebenfalls mehr auf den c_W -Wert aus, als beim Fahrzeug mit Kühlluft. Diese Erkenntnis kann besonders beim Einsatz einer Kühlerjalousie von Bedeutung sein.

Die Hauptursache für den negativ berechneten Kühlluftwiderstand lag jedoch in dem zu nied-

rig berechneten c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluftdurchströmung, wie Vergleiche mit Windkanalmessungen zeigten. Ein möglicher Grund dafür wurde in der Modellierung der Strömung mit einem stationären Ansatz, in Verbindung mit einem k - ϵ -Turbulenzmodell vermutet. Um diese Vermutung zu überprüfen wurde der Kühlluftwiderstand erstmals instationär, ebenfalls unter Anwendung des k - ϵ Turbulenzmodells berechnet.

Die Durchführung einer instationären Simulation bei Kraftfahrzeugen, war bisher aus Gründen der numerischen Stabilität und Genauigkeit, nur bedingt, unter Beachtung wirtschaftlicher Aspekte möglich. Die STAR-CD Version der 4. Generation, die im Rahmen dieser Arbeit vorgestellt wurde, bietet jedoch durch eine Neuerung im Gleichungslöser, das Potential, eine stabile instationäre Simulation in einem angemessenen Zeitraum durchzuführen, mit Aussicht auf Ergebnisse die den Genauigkeitsanforderungen in der Fahrzeugentwicklung genügen.

Vor der instationären Simulation wurden stationäre Simulationen mit STAR-CD 4.06 durchgeführt und mit stationären Simulationen aus STAR-CD 3.26 verglichen, um die Qualität der Ergebnisse zu überprüfen. Die Modellvarianten beschränkten sich hierbei auf die Fahrzeuge mit und ohne Kühlluft, jeweils mit Radspoiler, da bei diesen Konfigurationen die größten Abweichungen zwischen simuliertem und gemessenem Kühlluftwiderstand festgestellt wurden. Der Vergleich der c_W -Werte zeigte nur geringfügige Abweichungen von 1-3 c_W -Punkten. Damit konnte der neue Simulationsprozess für die weitere instationäre Berechnung des Kühlluftwiderstandes angewandt werden.

Der instationär berechnete Kühlluftwiderstand des Modells mit stehenden Rädern betrug $\Delta c_{WK} = 0,006$ und näherte sich somit, deutlich an die zu erwartende Größenordnung des Kühlluftwiderstandes von etwa 20 c_W -Punkten an. Dabei stieg der instationär berechnete c_W -Wert des Fahrzeugs ohne Kühlluft, im Vergleich zur stationären Simulation, nur geringfügig um $\Delta c_W = 0,001$ an. Beim Fahrzeug mit Kühlluft jedoch, erhöhte sich der c_W -Wert durch die instationäre Simulation um $\Delta c_W = 0,007$. Hier bestätigte sich die Vermutung, dass die Vernachlässigung von instationären Effekten in der Simulation dazu beigetragen hat, dass der c_W -Wert des Fahrzeugs mit Kühlluft zu niedrig simuliert wurde. Des Weiteren zeigte ein Vergleich des instationär simulierten c_W -Wertes des Fahrzeugs mit Kühlluft, eine gute Übereinstimmung mit dem im Windkanal gemessenen c_W -Wert.

Bei einem Vergleich der gemittelten statischen Druckbeiwerte aus der instationären Simulation mit denen aus der stationären, zeigten sich wie erwartet, deutliche Unterschiede im Nachlauf der Räder und vor allem im Fahrzeugnachlauf. Während sich bei der Auswertung der instationären Simulation klar Zentren von Längswirbeln im Nachlauf des Fahrzeugs erkennen ließen, waren diese in der stationären Simulation nur noch zu erahnen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich mit dem bisherigen Simulationsstandard zur Bestimmung von Luftkräften an Kraftfahrzeugen, unter der Annahme einer stationären Strömung, bereits eine numerische Analyse des Kühlluftwiderstandes bzw. des Kühlluft-Interferenzwiderstandes durchführen lässt. Die dabei beobachteten Einflüsse der Kühlluft auf den c_W -Wert, lassen sich zum Teil ebenfalls im Windkanal nachweisen.

Bei der numerischen Analyse des Kühlluft-Interferenzwiderstandes hat sich gezeigt, dass sich der Einfluss der Kühlluft auf den c_W -Wert nicht nur auf lokale Effekte am Austrittsort der Kühlluft beschränkt, sondern sich durch die Reduktion bzw. Umverteilung der Umströmung global an fast allen Bereichen des Fahrzeugs bemerkbar macht. Dabei wurden vor allem am Heck des Fahrzeugs, einer Stelle die weit vom Austrittsort der Kühlluft entfernt ist, große Veränderungen beobachtet. Der Zusammenhang zwischen der am Unterboden bzw. in den vorderen Radhäusern austretenden Kühlluft und der Widerstandsänderung am Heck konnte auf eine Verkettung von Strömungsereignissen zurückgeführt werden. Diese erstreckt sich angefangen von den Vorderrädern über die Hinterräder bis in den Fahrzeugnachlauf. Es hat sich herausgestellt, dass diese Wirkkette ein sensibles System darstellt, dem besonders bei der numerischen Untersuchung des Kühlluftwiderstandes viel Aufmerksamkeit gewidmet werden muss. Diese Aufmerksamkeit kann angefangen von einer sehr detaillierten Darstellung der Räder im Modell, bis hin zu einer instationären Strömungssimulation reichen, um die strömungsmechanischen Vorgänge die in diesem System auftreten, möglichst genau zu erfassen.

Die instationären Simulationen die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, stellen daher einen Ausblick dar wie die numerische Untersuchung des Kühlluftwiderstandes verbessert werden kann. Die instationäre Simulation eines Fahrzeugs mit drehenden Rädern bleibt dabei noch offen. Es bleibt außerdem zu untersuchen, wie sich die Darstellung der instationären Effekte in der Simulation, bei der Beurteilung des Kühlluft-Interferenzwiderstandes nutzen lässt.

Literaturverzeichnis

Literatur

- [1] S. R. Ahmed, G. Ramm, G. Faltin:
Some Salient Features of the Time-Averaged Ground Vehicle Wake
SAE-Paper 840300, 1984
- [2] F. Berner:
CFD-Analysis into the Influence of Tire Contours and Tire Profiles on Vehicle Aerodynamics
Master Thesis, TU Delft, 2006
- [3] CD-adapco Group:
STAR-CD Methodology, Version 3.20
2004
- [4] CD-adapco:
STAR-CD Methodology, Version 4.00
2006
- [5] CD-adapco:
STAR-CD CCM User Guide, Version 4.00
2006
- [6] E. G. Duell, A. R. George:
Experimental Study of a Ground Vehicle Body Unsteady Near Wake
SAE-Paper, 1999-01-0812
- [7] B. Ewald:
Wind tunnel wall corrections. In AGARDograph 336
AGARD, 1998
- [8] A. Garrone, M. Masoero:
Car Underside, Upperbody and Engine Cooling System Interactions-and Their Contributions to Aerodynamic Drag
SAE-Paper, 860212, 1986
- [9] B. R. Gilhome, J. W. Saunders, J. Sheridan:
Time Averaged and Unsteady Near-Wake Analysis of Cars
SAE-Paper, 2001-01-1040, Warrendale, Pa.:SAE, 2001
- [10] P. Gilliéron, F. Chometon:
Reduction of Cooling Air Drag of Road Vehicles: An Analytical Approach.
SAE-Paper, SP-1600, 2001
- [11] M. Heeß:
Studien zum Einfluss von Windkanalrandbedingungen auf die Fahrzeugumströmung
Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2005

- [12] H. W. Hucho:
Aerodynamik des Automobils.
Vieweg Verlag, Wiesbaden, 5. Auflage, 2005
- [13] E. Jehle:
Strömungsstrukturerkennung auf der Basis von numerischen 3D Navier-Stokes-Simulationen zur Einbindung in den Fahrzeugentwicklungsprozess
Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2001
- [14] R. Koenig-Fachsenfeld :
Aerodynamik des Kraftfahrzeugs.
Band III. Aalen, 1946
- [15] S. Krajnovic, L. Davidson:
Large-Eddy Simulation of the Flow Around a Ground Vehicle Body
SAE-Paper, 2001-01-0702
- [16] T. Kuthada:
Die Optimierung von PKW-Kühlluftführungssystemen unter dem Einfluss moderner Bodensimulationstechniken.
Dissertation, Universität Stuttgart, Expert Verlag, Renningen 2006
- [17] E.Laurien, H. Oertel jr.:
Numerische Strömungsmechanik
Verlag Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 3. vollst. überarb. Auflage, 2009
- [18] E. Mercker, G. Wickern, J. Wiedemann:
Contemplation of Nozzle Blockage in Open Jet Wind Tunnels in View of Different Q Determination
SAE-Paper, 970136, 1997
- [19] E. Mercker, J. Wiedemann:
The Correction of Interference Effects in Open Wind Tunnels
SAE-Paper, 960671, 1996
- [20] H. Oertel jr. :
WAKES BEHIND BLUNT BODIES
Annu. Rev. Fluid Mech. 1990.22: 539-562
- [21] H. Oertel jr., M. Böhle, U. Dohrmann:
Strömungsmechanik
Verlag Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 5. Auflage, 2008
- [22] H. Oertel jr.:
Prandtl-Führer durch die Strömungslehre
Verlag Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 12. Auflage, 2008
- [23] S. G. Popov:
Relation between Strouhal and Reynolds Numbers for two-dimensional flow about a cir-

- cular cylinder
Zeitschriftenbeitrag, Fluid Dynamics, Springer Verlag 1966
- [24] D. Sapnaras, I. Dimitriou:
Experimental Analysis of the Underbody Pressure Distribution of a Series Vehicle on the Road and in the wind Tunnel
SAE-Paper, 2008-01-0802, 2008
- [25] H. Schlichting, K. Gersten:
Grenzschicht-Theorie
Verlag: Springer, Berlin, Auflage: 10., überarb. A, Februar 2006
- [26] D. B. Sims-Williams, D. D. Bradley:
The Ahmed Model Unsteady Wake: Experimental and Computational Analyses
SAE-Paper, 2003-01-1315
- [27] D. B. Sims-Williams, R. G. Dominy, J.P. Howell:
An Investigation into Large Scale Unsteady Structures in the Wake of Real and Idealized Hatchback Car Models
SAE-Paper, 2001-01-1041
- [28] H. Soja, J. Wiedemann:
The interference between exterior and interior flow on road vehicles
Société des Ingenieurs de l'Automobile (S.I.A), Journée d'étude: Dynamique du véhicule - Sécurité active 1987
- [29] J. F. Thompson, S. Baharat, N. Weatherhill:
Handbook of Grid Generation
CRC Press, 1999
- [30] J. Thibaut, J. Wiedemann, H. Winkelmann:
Optimization of Vehicle Design Regarding Internal Airflow in the Aerodynamic Development Process
Fisita-Paper, F2006M157T, 2006
- [31] A. Wäschele:
Numerische und experimentelle Untersuchung des Einflusses von drehenden Rädern auf die Fahrzeugaerodynamik
Dissertation Universität Stuttgart, Expert Verlag, Renningen, 2006
- [32] G. Wickern, A. Wagner, C. Zoerner:
Cooling Drag of Ground Vehicles and its Interaction with Ground Simulation
SAE-Paper, 2006-01-0339, 2006
- [33] J. Wiedemann:
Optimierung der Kraftfahrzeugdurchströmung zur Steigerung des aerodynamischen Abtriebs.
ATZ 88, 1986
- [34] J. Williams:
Aerodynamic Drag of Engine-Cooling Airflow with External Interference

SAE-Paper, 2003-01-0996

[35] T. Wolf, M. Preiss:

Auslegung widerstandsarmer Kühlluftkonzepte am Beispiel des neuen Porsche 911 Carrera

Haus der Technik, Tagung Nr. H030101754, 2004

Lebenslauf

Name: Tobias Rößler

Geburtsdatum: 11.07.1978

Geburtsort: Heidelberg

Familienstand: ledig

Grundschule: 1985-1987 Grundschule in Mühlhausen
1987-1989 Grundschule in Rauenberg

Gymnasium: 1989-1998 Gymnasium in Wiesloch

Zivildienst: 1998-1999 Psychiatrisches Zentrum Nordbaden in Wiesloch

Studium: 2000-2006 Allgemeiner Maschinenbau an der
Universität Karlsruhe (TH)

Praktische Tätigkeit: 1999-2000 Pflegehelfer in der Chirurgischen
Universitätsklinik in Heidelberg

02-03/2001 Praktikum bei der Heidelberger
Druckmaschinen AG in Wiesloch

11/2004-05/2005 Auslandspraktikum bei MAGNA
STEYR in Hambach (Frankreich)

11/2004-04/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut
für Strömungslehre der Universität Karlsruhe (TH)

09/2005-12/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut
für thermische Strömungsmaschinen der Universität
Karlsruhe (TH)

2006-2009 Promotionsprojekt bei der DAIMLER AG
in Sindelfingen