

# **Bewertung und Vergleich von Abgaswärmenutzungstechnologien in Kraftfahrzeugen unter Berücksichtigung realer Anwendungsbedingungen**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften,  
Abteilung Maschinenbau und Verfahrenstechnik der  
Universität Duisburg-Essen  
zur Erlangung des akademischen Grades  
eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften  
Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation  
von

Matthias Rauscher  
aus  
Stuttgart-Bad Cannstatt

Gutachter:  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm  
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Holger Hirsch

Tag der mündlichen Prüfung: 24.02.2015

---

---

# Kurzfassung

Zum Thema der Abgaswärmenutzung im Automobil gibt es diverse wissenschaftliche Arbeiten. In der Regel wird hierbei ein System wie zum Beispiel ein durch Abgaswärme betriebene Rankine Prozess, ein thermoelektrischer Generator, oder die direkte Abgaswärmenutzung untersucht. Bewertungskriterien sind hierbei meistens die Kraftstoffeinsparung in gesetzlich vorgeschriebene Verbrauchszyklen oder stationären Betriebspunkten wie z.B. einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit. In dieser Arbeit soll über eine Gesamtfahrzeugsimulation der Kraftstoffverbrauchseinfluss durch den Einsatz eines hochtemperaturtauglichen thermoelektrischen Generators, eines Abgaswärmeübertragers zur Getriebeölerwärmung und der Kombination aus beidem für reales und damit stark unterschiedliches Fahrverhalten bewertet werden. Dafür wird das real auftretende Fahrzeugnutzungsverhalten in Deutschland analysiert und daraus entsprechende Fahrtypen erstellt. Physikalische Untermodelle für die entsprechenden Fahrzeugkomponenten wie das Getriebe, die Abgasanlage und die Abgaswärmenutzungskomponente dienen der Berechnung der auftretenden Rückwirkungen im Fahrzeug und werden durch Messungen an den entsprechenden Prüfständen validiert. Des Weiteren wird das Fahrzeugmodell anhand von real durchgeführten Messfahrten überprüft. Da es bisher nur wenige Veröffentlichungen zu detaillierten Untersuchungen an Prototypen von thermoelektrischen Generatoren auf Basis von Hochtemperaturmaterialien für den Einsatz in der Automobilindustrie gibt, liegt hier ein Schwerpunkt dieser Arbeit. Dazu werden leistungsmindernde Verlustmechanismen bewertet und Stellhebel in der Modulusauslegung für eine Leistungsoptimierung identifiziert. Weiterhin werden systembedingte und äußere Einflussfaktoren auf die Kraftstoffeinsparpotenziale der Abgaswärmenutzungskonzepte erfasst und bewertet.



---

# Abstract

There are several scientific researches on waste heat recovery in cars. Generally systems like a rankine-cycle, a thermoelectric generator or a direct usage of exhaust heat are topics of research. Usually the evaluation criteria are the reduction of fuel consumption in official regulated driving cycles or static operation points i.e. a drive at constant speed. The topic of this research is the comparison of the influence on the fuel consumption with the usage of a high temperature thermoelectric generator, an exhaust gas heat exchanger for gear box warm up and the combination of both for real and therefor highly different driving behavior with the help of a system simulation. To evaluate this, an analysis on the usage of cars in Germany has been done and equivalent driving types have been built. Physical submodells for the concerned vehicle components like the gear box, the exhaust line and the waste heat recovery units are the base to calculate the influence on the vehicle and have been validated at relevant test benches. In addition the vehicle model has been checked with the help of real driving tests. Because there are only a small number of publications about detailed researches on thermoelectric generators prototypes based on high temperature materials for the usage in automobile industry, this is a main topic of this work. Therefor reasons for decreases in power are evaluated and operating levers to optimize the module dimension have been identified. Furthermore influences on the potential of fuel saving due to the system and the environment are determined and estimated.



---

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Vorentwicklung der Daimler AG in Ulm. An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich auf dem Weg der Promotion unterstützt haben und zum Gelingen dieses Vorhabens beigetragen haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dieter Schramm für das entgegengebrachte Vertrauen und die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit. Die Unterstützung durch fachlichen Diskussionen und Anregungen sowie die Freiheit inhaltliche Schwerpunkte zu setzen, haben mir bei der Anfertigung der Arbeit sehr geholfen. Trotz der geografischen Entfernung war ein regelmäßiger Austausch problemlos möglich. Weiterhin möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing Holger Hirsch für die Übernahme des Zweitgutachtens danken.

Des Weiteren danke ich meinen Kollegen der Daimler AG für die gute Zusammenarbeit. Namentlich besonders hervorheben möchte ich Florian Finsterwalder, Thomas Stengel, Tobias Sommerfeld und Dietrich Steffens. Einen großen Beitrag zu den Inhalten dieser Arbeit hatten auch die zahlreichen Studenten in Form von Praktika und Abschlussarbeiten. Nicht unerwähnt sollen auch die Mitarbeiter und Doktoranden des Lehrstuhls für Mechatronik bleiben, die durch den fachlichen Austausch auf diversen Doktorandenseminaren neue Betrachtungspunkte hervorgebracht haben. Mein besonderer Dank gilt hier Martin Koppers und Benjamin Hesse.

Nicht zuletzt danke ich meinen Freunden, die mir des Öfteren gezeigt haben, wie wichtig Aktivitäten neben der Promotion sind.

Zum Schluss möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die zu jeder Zeit hinter mir gestanden und mich bei meinem Vorhaben bedingungslos unterstützt hat.

Backnang, Februar 2015

Matthias Rauscher





# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>XIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>XVII</b>
<b>1 Motivation</b>	<b>1</b>
1.1 Einleitung . . . . .	1
<b>2 Grundlagen und Stand der Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Abgaswärmeangebot in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor . . . . .	3
2.2 Abgaswärmenutzungsmöglichkeiten . . . . .	6
2.2.1 Abgaswärmenutzung zur Kaltstartverkürzung . . . . .	6
2.2.2 Abgaswärmenutzung zur Innenraumbeheizung . . . . .	8
2.2.3 Abgaswärmenutzung zur Erzeugung von elektrischer Energie . . . . .	9
2.2.4 Weitere Abgaswärmenutzungsmöglichkeiten . . . . .	10
2.3 Aspekte bei der Integration von Abgaswärmenutzungssystemen in Kraftfahrzeuge .	11
2.3.1 Einbauort . . . . .	11
2.3.2 Wärmeübertragung im Fahrzeugabgasstrang . . . . .	12
2.4 Systemarchitektur Abgaswärmenutzung zur Getriebeölerwärmung . . . . .	13
2.4.1 Bauformen von Abgaswärmeübertragern . . . . .	14
2.5 Grundlagen zu thermoelektrischen Generatoren für die automobiler Anwendung . .	16
2.5.1 Thermoelektrischer Effekt . . . . .	16
2.5.2 Thermoelektrische Materialien . . . . .	18
2.5.3 Modulaufbau . . . . .	19
2.5.4 Generatorkonstruktion und Design . . . . .	20
2.6 Systemarchitektur - Abgaswärmenutzung mittels thermoelektrischem Generator . .	22
2.6.1 Kühlmittelanbindung . . . . .	23

<b>3</b>	<b>Verwendetes Fahrzeugmodell</b>	<b>25</b>
3.1	Gesamtfahrzeugmodell mit Abgaswärmeübertrager zur Getriebeölanwärmung . . .	27
3.2	Modell Abgasanlage . . . . .	29
3.3	Modell Abgaswärmeübertrager . . . . .	31
3.4	Modell Getriebe . . . . .	32
3.4.1	Reibungsverluste . . . . .	32
3.4.2	Thermisches Modell . . . . .	34
3.5	Gesamtfahrzeugmodell mit thermoelektrischem Generator . . . . .	35
3.6	Modell des thermoelektrischen Generators . . . . .	39
3.6.1	Wärmeströme im thermoelektrischen Generator . . . . .	39
3.6.2	Modell des thermoelektrischen Moduls . . . . .	41
3.6.3	Modell der elektrische Verschaltung und Anbindung . . . . .	44
<b>4</b>	<b>Messergebnisse und Validierung der Simulationsmodelle</b>	<b>45</b>
4.1	Messungen am Heißgasprüfstand . . . . .	45
4.1.1	Abgaswärmeübertrager . . . . .	46
4.1.2	Abgasabkühlung im Rohr . . . . .	47
4.2	Thermoelektrische Modulcharakterisierung . . . . .	49
4.3	Charakterisierung des thermoelektrischen Generators . . . . .	54
4.3.1	Vermessung eines thermoelektrischen Generators am Heißgasprüfstand . . .	54
4.3.2	Elektrische Anbindung . . . . .	56
4.3.3	Leistungsmessungen . . . . .	59
4.3.4	Sensitivitätsanalyse und Optimierung . . . . .	62
4.4	Fahrzeugmessungen . . . . .	72
4.4.1	Abgastemperatur . . . . .	72
4.4.2	Getriebeöltemperatur . . . . .	75
<b>5</b>	<b>Analyse Fahrverhalten</b>	<b>77</b>
5.1	Fahrleistungen . . . . .	77
5.2	Klimatische Bedingungen . . . . .	78
5.3	Realfahrten . . . . .	79
5.4	Bewertung der Getriebeölanwärmung im realen Fahrbetrieb . . . . .	80
5.5	Fahrzyklenauswahl . . . . .	81

<b>6 Vergleich des Kraftstoffeinsparpotenzials verschiedener Abgaswärmenutzungskonzepte</b>	<b>85</b>
6.1 Simulationsergebnisse und Wertung . . . . .	85
6.2 Bewertung von Systemrückwirkungen . . . . .	87
6.3 Einflussfaktoren/Sensitivitätsanalyse . . . . .	90
6.3.1 Start- und Umgebungstemperatur . . . . .	90
6.3.2 Getriebeölviskosität . . . . .	91
6.3.3 Einbauposition . . . . .	94
6.3.4 Variation Modulauslegung . . . . .	96
6.3.5 Einfluss von verringerten Verlustmechanismen im TEG . . . . .	98
6.3.6 Variation der Modulhöhe unter Vernachlässigung von parasitären Effekten .	100
6.4 Kostenbetrachtung . . . . .	101
6.4.1 Kostenbetrachtung Abgaswärmeübertragersystem . . . . .	101
6.4.2 Kostenabschätzung TEG-System . . . . .	101
6.5 Potenzial eines TEGs bei Elektrofahrzeugen mit Range-Extendern . . . . .	102
<b>7 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>105</b>
7.1 Zusammenfassung . . . . .	105
7.2 Ausblick . . . . .	106
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>109</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>118</b>
<b>Anhang</b>	<b>125</b>



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Energieflüsse in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor . . . . .	2
2.1	Energieaufteilung Verbrennungsmotor (Motorprüfstandsmessung: 1,6 l turboaufgeladener 4-Zylinder Ottomotor) . . . . .	4
2.2	Abgasverteilung nach TWC bei einer Testfahrt mit Überland- und Autobahnanteil . . . . .	5
2.3	Theoretisch vorhandenes transientes Abgaswärmeangebot . . . . .	6
2.4	Systemarchitektur der direkten Getriebeölerwärmung . . . . .	14
2.5	Schematische Darstellung des Seebeck-Effektes an einem Schenkelpaar . . . . .	16
2.6	ZT-Verläufe für p- und n- Materialien. (Snyder u. Toberer 2008) . . . . .	19
2.7	Aufbau eines thermoelektrischen Moduls . . . . .	20
2.8	Thermoelektrischer Generator in Sandwichbauweise . . . . .	21
2.9	Systemarchitektur thermoelektrischer Generator . . . . .	22
3.1	Abgasgegendruckkennfeld zur Bestimmung des Mehrverbrauchs . . . . .	26
3.2	Gesamtfahrzeugmodell zur Bestimmung des Verbrauchseinflusses einer beschleunigten Erwärmung des Getriebes mittels Abgaswärme . . . . .	28
3.3	Thermisches Modell der Abgasanlage . . . . .	30
3.4	Modell Abgasrohrsegment . . . . .	30
3.5	Systematische Darstellung zur Berechnung des temperaturabhängigen Getriebeverlustmomentes . . . . .	33
3.6	Thermisches Getriebemodell . . . . .	35
3.7	Gesamtfahrzeugmodell zur Bestimmung des Verbrauchseinflusses einer thermoelektrischen Abgaswärmenutzung . . . . .	36
3.8	Umsetzung des Gesamtmodells mit der Simulationssoftware Dymola <sup>®</sup> . . . . .	38
3.9	Prinzipschaubild des TEG Simulationsmodells . . . . .	40
3.10	Modell thermoelektrisches Modul . . . . .	42

4.1	Schematische Darstellung des Heißgasprüfstandes: 1) Gasmassenstromregler, 2) Gasheizer, 3) Testkomponente, 4) el. Last, 5) Batterie, 6) Kühlthermostat . . . . .	46
4.2	Messung und Validierung des untersuchten Abgaswärmeübertragers . . . . .	47
4.3	Druckverlustreduktion durch Abgasabkühlung . . . . .	48
4.4	Messung der Druckverlustreduktion im Coldend bei Einsatz eines Abgaswärmeübertragers in der betrachteten Abgasanlage . . . . .	49
4.5	Schematische Darstellung eines thermoelektrischen Modulprüfstandes . . . . .	50
4.6	Modulcharakterisierung zur Bestimmung des elektrischen Verhaltens . . . . .	51
4.7	Messung und Simulation der generierten el. Leistung pro Fläche. Kaltseitentemperatur: 100°C. Quelle Messwerte: (Sottong 2012) . . . . .	52
4.8	Messung und Simulation des in das Modul eingetragenen Wärmestroms pro Fläche. Kaltseitentemperatur: 100°C. Quelle Messwerte: (Sottong 2012) . . . . .	53
4.9	Temperaturdifferenz zwischen Heiß- und Kaltseite der Module an den verschiedenen Modulpositionen . . . . .	55
4.10	Einfluss der elektrischen Anbindung auf die Oberflächentemperatur des TE-Moduls	56
4.11	Validierung der el. Leistung für eine el. Reihenverschaltung . . . . .	59
4.12	Auswirkung einer festen Spannungsanbindung auf die el. Leistungscharakteristik eines TEGs . . . . .	61
4.13	Einfluss der Heißgaskanalanzahl auf die generierte el. Leistung . . . . .	64
4.14	Potenzialgrenzbetrachtung durch Vernachlässigung von Verlusteffekten (Kapselverluste, Kontaktwiderstände und Wärmestrahlung) . . . . .	68
4.15	Einfluss der TE-Schenkelhöhe auf die el. Leistung (el. Reihenschaltung, MPP) . . . . .	70
4.16	Temperaturmessstellen Abgasanlage . . . . .	72
4.17	Abgastemperaturverlauf entlang der Abgasanlage ohne Wärmeübertrager . . . . .	73
4.18	Abgastemperaturverlauf entlang der Abgasanlage mit Wärmeübertrager . . . . .	74
4.19	Validierung Abgasanlagenmodell . . . . .	75
4.20	Validierung Getriebeöltemperatur . . . . .	76
5.1	Langjährige Monatsmitteltemperaturen in der Region Stuttgart . . . . .	79
5.2	Vergleich der prozentualen Zeitanteile an der Gesamtfahrzeit aller Erprobungsfahrten, bei der sich die Getriebetemperatur oberhalb einer Temperaturmarke befindet . . . . .	81
5.3	Einordnung der erstellten Fahrtypen in die Fahrstatistik für die Häufigkeit auftretender Fahrtweiten (Zumkeller 2012) . . . . .	83

---

6.1	Systemrückwirkungen auf den Kraftstoffverbrauch für Fahrtyp 3 durch Abgaswärmenutzung zur Getriebeölanwärmung . . . . .	88
6.2	Systemrückwirkungen auf den Kraftstoffverbrauch für Fahrtyp 3 durch Abgaswärmenutzung mit TEG . . . . .	89
6.3	Einfluss der Starttemperatur auf die Kaltstartverkürzung durch Abgaswärme . . . .	91
6.4	Viskositätsverläufe verschiedener Getriebeöle . . . . .	92
6.5	Einfluss der Einbauposition des Abgaswärmeübertragers auf den Kraftstoffverbrauch	94
6.6	Einfluss der Einbauposition des TEGs auf den Kraftstoffverbrauch . . . . .	95
6.7	Einfluss der Modulusauslegung auf den transienten Leistungsverlauf des TEG . . . .	97
6.8	El. Leistung des betrachteten TEG unter Vernachlässigung von Verlustmechanismen	99
7.1	Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Urban . . . . .	125
7.2	Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Road . . . . .	126
7.3	Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Motorway . . . . .	126
7.4	Exemplarische Validierung Formelansatz 3.10 für 7. Gang . . . . .	128





# Tabellenverzeichnis

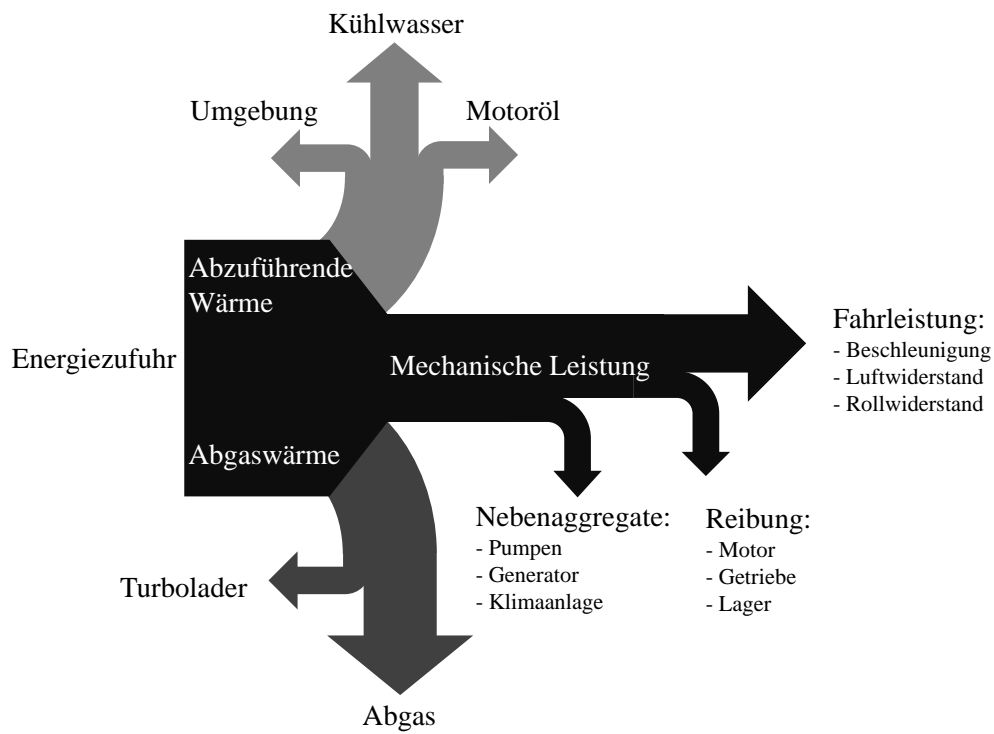
2.1	Gegenüberstellung Vor- und Nachteile einer direkten Getriebeölerwärmung . . . . .	13
2.2	Bauformen von Abgaswärmeübertragern mit Bypass . . . . .	15
2.3	Kühlmedienanbindung für einen TEG im Fahrzeug . . . . .	23
4.1	El. Modulverschaltung: Gasmassenstrom 12,4 g/s, Gastemperatur 640°C . . . . .	58
4.2	Leistungsverteilung innerhalb des TEGs . . . . .	60
4.3	Ausgewählte Betriebspunkte zur Bestimmung des Größeneinflusses des TEG . . . . .	63
4.4	Längenvariation TEG . . . . .	66
5.1	Mittlere Aufheizdauer des Getriebes bis zum erstmaligen Erreichen der Temperaturmarke . . . . .	80
5.2	Ausgewählte Fahrtypen . . . . .	82
6.1	Kraftstoffverbrauchsänderung unter Basisbedingungen . . . . .	86
6.2	Einfluss der Schenkellänge des thermoelektrischen Materials auf die Leistung des TEG bei Vernachlässigung von Verlustwärmeströmen im Modul . . . . .	100
7.6	Fahrzeugrandbedingungen . . . . .	127



# 1 Motivation

## 1.1 Einleitung

Seit Beginn der industriellen Revolution steigt der Anteil des Treibhausgases Kohlendioxid in der Atmosphäre durch die Verbrennung von fossilen Rohstoffen wie Kohle, Erdöl und Gas stetig an und gilt als Hauptursache für die globale Klimaerwärmung (Francey u. a. 2003). Ein nicht unerheblicher Anteil an freigesetztem Kohlendioxid ist auf den Mobilitätssektor zurückzuführen. Hierzu gehören neben dem Flug-, Schiffs- und Bahnverkehr auch der Automobilsektor (Metz u. a. 2005). Insbesondere in Schwellenländern ist ein starker Zuwachs an Fahrzeugen festzustellen und wird auch in Zukunft erwartet. Gleichzeitig sind die natürlichen Ressourcen an Erdöl begrenzt. Umso wichtiger ist es, neue Fahrzeuge effizienter zu gestalten, um den Ausstoß an Kohlendioxid so gering wie möglich zu halten und die Rohstoffressourcen zu schonen. Diese Entwicklung wird auch durch die Gesetzgebung vorangetrieben. Zur Kraftstoffverbrauchsreduktion gibt es neben den Weiterentwicklungen im Motoren- und Getriebesektor auch Anstrengungen auf dem Gebiet Leichtbau und Aerodynamik. Diese Verbesserungen haben in der Vergangenheit zu deutlichen Kraftstoffeinsparungen geführt. Jedoch sind diesen Optimierungen physikalische Grenzen gesetzt, sodass die Kraftstoffeinsparung durch eine Weiterentwicklung der konventionellen Komponenten immer geringer wird. Die zunehmende Hybridisierung des Antriebsstranges führt zwar zu einer Reduktion der Kohlendioxidemissionen des Fahrzeuges, jedoch ist die Marktdurchdringung derzeit noch relativ gering, was unter anderem an dem hohen Anschaffungspreis dieser Fahrzeuge und den Einbußen in der Reichweite liegt (Thom 2013). Es ist davon auszugehen, dass der Verbrennungsmotor kurz- bis mittelfristig das dominierende Antriebsaggregat im Automobilsektor bleiben wird. Die Effizienz eines Verbrennungsmotors ist je nach Betriebspunkt relativ gering, sodass deutlich mehr, der im Kraftstoff gebundenen Energie, in Wärme umgesetzt wird, als in die tatsächliche mechanische Leistung.



**Abbildung 1.1:** Energieflüsse in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor

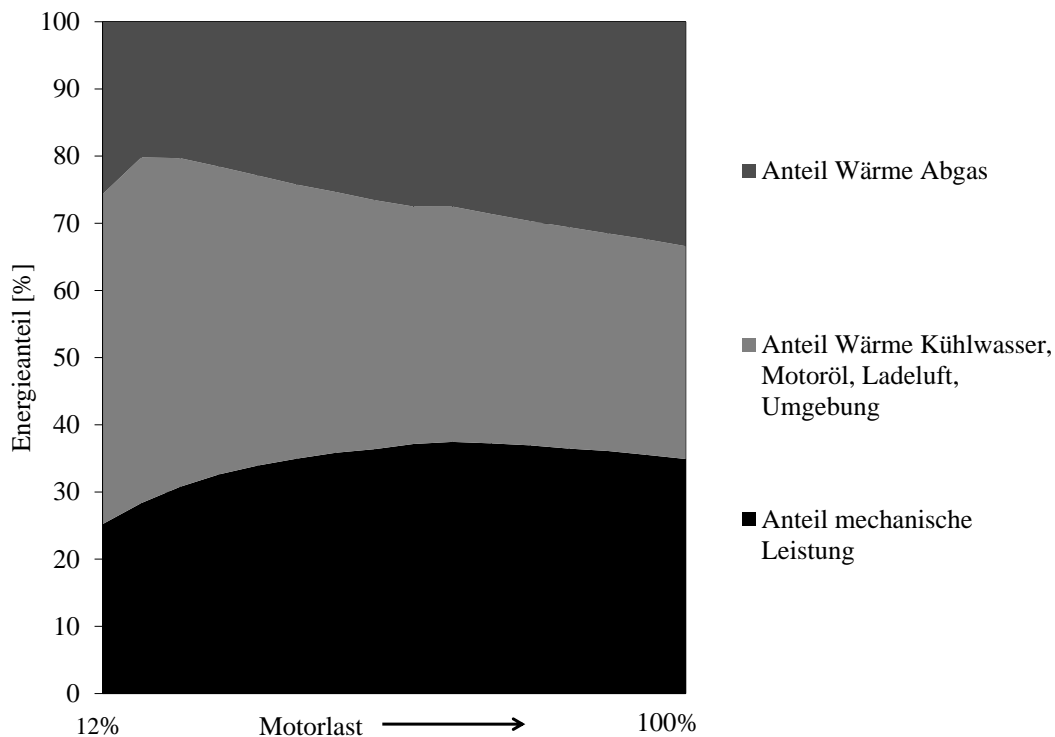
Die freigesetzte Wärme teilt sich ca. zu gleichen Teilen in Abwärme auf, welche über das Kühlwasser oder das Motoröl an die Umgebung übergeht und die Restwärme, welche sich im Abgas befindet. Es liegt also nahe, diese bislang kaum genutzte Abwärmequelle mit dem Ziel einer Effizienzsteigerung des Fahrzeuges zu verwenden. Da das verfügbare Abgasenergieangebot stark in Abhängigkeit von Fahrzeug, Fahrstrecke und Motorlast variiert (Goßlau u. Steineberg 2011), muss eine Verbrauchersparnis durch abgaswärmenutzende Technologien genau untersucht werden.

## 2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel wird zunächst das verfügbare Abgaswärmeangebot in Kraftfahrzeugen analysiert. Weiterhin wird eine Übersicht zu verschiedenen Technologien zur Nutzung der Abgaswärme gegeben und deren Funktionsprinzipien erläutert. Es folgen Aspekte zur fahrzeugspezifischen Integration von Wärme übertragenden Komponenten in den Abgasstrang. Da die aktive Getriebeölerwärmung mit Abgas und die thermoelektrische Energiegewinnung Schwerpunkte dieser Arbeit sind, werden hierzu Systemkonzepte, Bauteile, Wirkungsweise und physikalische Grundlagen genauer erläutert.

### 2.1 Abgaswärmeangebot in Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor

Selbst moderne Verbrennungsmotoren in Fahrzeugen haben nur einen relativ geringen effektiven Wirkungsgrad. Der größte Teil der im Kraftstoff gebundenen Energie kann nicht in mechanische Nutzarbeit umgewandelt werden, sondern fällt in Form von Abwärme an. Ein Teil der beim Verbrennungsprozess im Motor entstehenden Wärme wird über das Kühlwasser bzw. das Motoröl abgeführt und über Kühlkomponenten an die Umgebungsluft abgegeben. Ein weiterer großer Energieanteil verbleibt im Abgas und wird über die Abgasanlage an die Umgebung abgeführt. Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch die Energieverteilung in einen aufgeladenen 4-Zylindermotor mit 1,6 l Hubraum bei 2000 U/min in Abhängigkeit der Motorlast im stationären Betrieb.

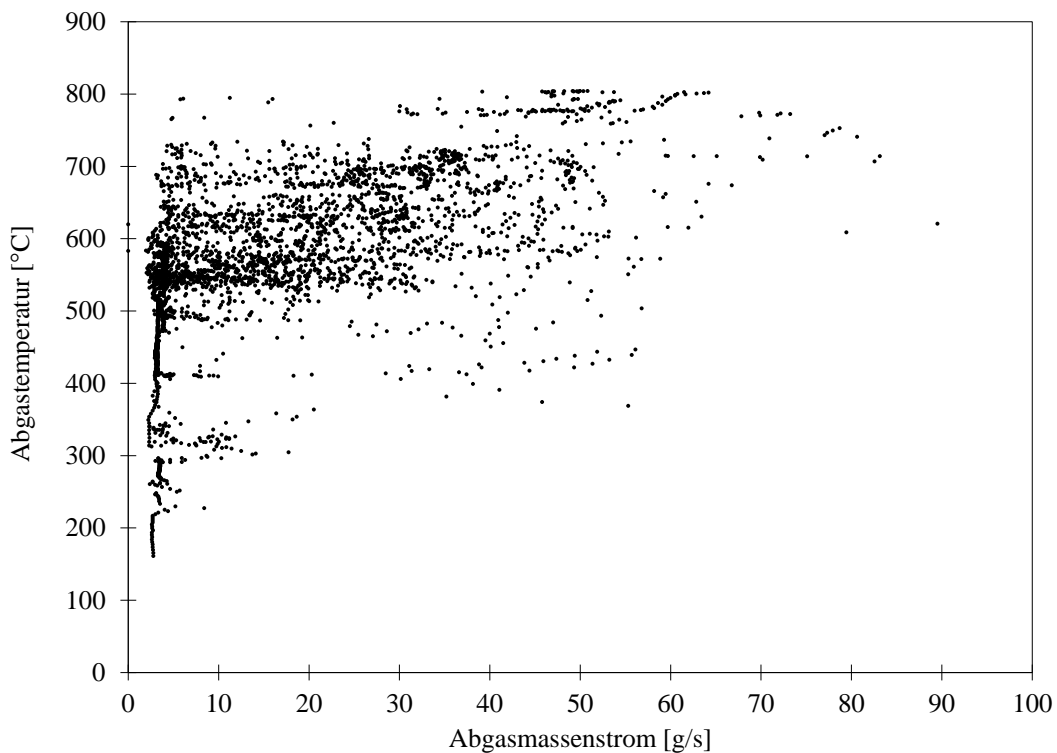


**Abbildung 2.1:** Energieaufteilung Verbrennungsmotor (Motorprüfstandsmessung: 1,6 l turboaufgeladener 4-Zylinder Ottomotor)

Aus exergetischer Sicht ist die Wärme im Abgas deutlich höher zu bewerten, als die Wärme, welche durch das Kühlwasser und Motoröl abgeführt wird, da die Temperaturen des Abgases in der Regel höher sind als im Kühlwasser. Jedoch ist die Nutzung der Abgaswärme an verschiedene Randbedingungen geknüpft. So müssen Kraftfahrzeuge die gesetzlichen Vorgaben der Abgasemissionen einhalten (EUA 2007), was nur durch den Einsatz von funktionierenden Abgasnachbehandlungssystemen möglich ist. Moderne Fahrzeuge mit stöchiometrisch verbrennenden Ottomotoren besitzen einen Dreiwegekatalysator (three-way catalytic converter → TWC) zur Umsetzung von Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden. Fahrzeuge mit überstöchiometrischen arbeitenden Verbrennungsmotoren wie Schichtmotoren oder Dieselmotoren besitzen neben dem Oxidationskatalysator noch einen  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysator bzw. eine selektive katalytische Reaktionseinheit. Bei Dieselfahrzeugen ist weiterhin ein Partikelfilter zur Rußpartikelfilterung notwendig. Diese Komponenten der Abgasnachbehandlung benötigen ein definiertes Temperaturfenster, um funktional zu sein. Eine „problemlose“ Abgastemperaturabsenkung ist erst hinter diesen Komponenten möglich, da sonst die Funktionalität der Abgasreinigung nicht gewährleistet ist. Aufgrund dieser Problematik, sowie der deutlich höheren Abgastemperaturen,

beschränken sich die Untersuchungen zur Abgaswärmenutzung in dieser Arbeit auf homogen verbrennende Ottomotoren mit einer Wärmeentnahme nach TWC.

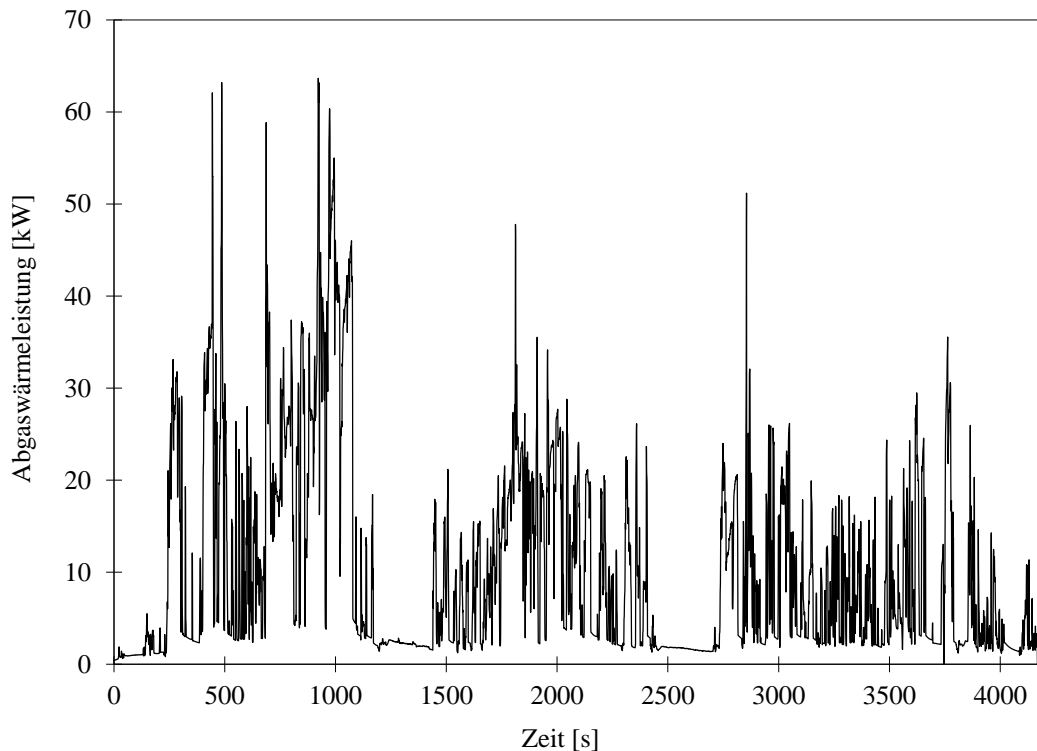
Durch dynamische Fahrsituationen schwankt der Abgasmassenstrom sowie die Abgastemperatur und damit die im Abgas nutzbare Energie sehr stark. Abbildung 2.2 zeigt exemplarisch aufgezeichnete Abgastemperaturen und Massenströme einer mit einem Versuchsfahrzeug durchgeführten Überlandfahrt mit Autobahnanteil. Die Nutzung eines möglichst großen Bereichs des zur Verfügung stehenden Abgasangebots ist wünschenswert, jedoch aufgrund der großen Lastspreizungen des Motors und damit des Abgasmassenstroms und der Abgastemperatur, insbesondere bei Volllast, praktisch nicht möglich.



**Abbildung 2.2:** Abgasverteilung nach TWC bei einer Testfahrt mit Überland- und Autobahnanteil

Obwohl bei den Abgasdaten in Abbildung 2.2 noch kein Betrieb im Nennleistungsbereich des Motors vorliegt, kommt es trotzdem zu Schwankungen des Wärmeangebots im Abgas von 0,7 kW bis über 60 kW. Der Verlauf des theoretisch zur Verfügung stehenden Abgaswärmeangebots für dieselbe Fahrt ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die starken Schwankungen im Abgaswärmeangebot zwischen niedrigen und hohen Lastphasen, welche hauptsächlich durch das Geschwindigkeitsprofil und die Topografie der Fahrt hervorgerufen werden, sind durch die zahlreichen

Sprünge zu sehen.



**Abbildung 2.3:** Theoretisch vorhandenes transientes Abgaswärmeangebot

Diesen vorgegebenen Randbedingungen muss bei der Auslegung einer Komponente zur Abgaswärmenutzung Rechnung getragen werden, worauf in Kapitel 2.3.2 näher eingegangen wird.

## 2.2 Abgaswärmenutzungsmöglichkeiten

Im Folgenden wird eine Übersicht zu Technologien der Abgaswärmenutzung und deren Wirkungsweise gegeben. Hierbei werden zunächst Konzepte zur Aufheizung von Betriebsmedien erörtert. Es folgen Technologien zur Umwandlung der Abgaswärme in elektrische Energie und zur Kälteerzeugung.

### 2.2.1 Abgaswärmenutzung zur Kaltstartverkürzung

Untersuchungen zu Kraftstoffverbräuchen im betriebswarmen Zustand und nach Kaltstart für den NEFZ-Zyklus (neuer europäischer Fahrzyklus) haben gezeigt, dass aufgrund verminderter



Reibung in den Komponenten des Antriebsstrangs, eine Verbrauchsreduktion von bis zu 10% gegenüber einer Fahrt mit unaufgewärmten Fahrzeug möglich ist (Kunze u. a. 2006)(Haubner u. a. 2001). Die einfachste Art der Abgaswärmenutzung ist die Erwärmung von Betriebsmedien nach einem Kaltstart. Hierbei wird das entsprechende Medium direkt oder indirekt durch die im Abgas enthaltene Energie erwärmt (Hepke 2010)(Geskes u. Strauss 2006)(Chiew u. a. 2011). Die Erwärmung der Betriebsmedien führt in der Regel zu einer Minderung der Reibung im dazugehörigen Bauteil und kann im Falle einer schnelleren Motorerwärmung zu einer verbesserten Verbrennung und dadurch zu einer Reduktion der Schadstoffe im Abgas führen (Magnetto 2012).

### **Abgaswärmenutzung zur Kühlwassererwärmung**

Die Kühlwassererwärmung durch Abgaswärme über einen Abgasrückführungskühler ist in den meisten Dieselfahrzeugen, sowie in vielen Fahrzeugen mit Ottomotor mit Magerbetrieb Serienstand. Primäres Ziel des Abgasrückführkühlers ist jedoch nicht die Kühlwassererwärmung, sondern die Kühlung des Teils des Abgasmassenstroms, welcher der Frischluft vor dem Motoreintritt zugemischt wird. Die Erwärmung des Kühlwassers durch einen Wärmeübertrager, welcher durch den Abgasvollstrom durchströmt wird, ist derzeit nur in wenigen Fahrzeugmodellen eingesetzt (Wandt 2010). Die schnellere Erwärmung von Kühlwasser kann die Reibung im Motor reduzieren, sowie dafür genutzt werden weitere Betriebsmedien zu erwärmen, um den Kraftstoffverbrauch zu senken. Weiterhin kann die Wärme bei Hybridfahrzeugen dazu genutzt werden, die Batterie schneller auf ein höheres Temperaturniveau anzuheben, sodass diese in einem besseren Betriebsbereich arbeitet.

### **Abgaswärmenutzung zur Motorölerwärmung**

Neben der Erwärmung des Motorkühlwassers besteht die Möglichkeit das Motoröl durch die Zuführung von Abgaswärme im Kaltstartfall schneller auf Betriebstemperatur zu bringen (Hepke 2010). Ziel der Erwärmung ist es, die Reibverluste durch das schnellere Erreichen der Betriebstemperatur im Motor zu verringern. Dies funktioniert aufgrund der Viskositätsabnahme des Motoröls bei höherer Temperatur. Das Motoröl erwärmt sich jedoch durch die Verbrennung und den daraus resultierenden hohen Wärmeeintrag im Motor relativ schnell, sodass der Verbrauchsvorteil durch einen zusätzlichen Wärmeeintrag aus dem Abgas nur sehr kurzzeitig eine Kraftstoffeinsparung bewirkt. Nach dem Erreichen der Betriebstemperatur des Motoröls, muss der Wärmeeintrag

aus dem Abgas unterbrochen werden, da diese sonst wieder vom Fahrzeugkühler abgeführt werden muss.

### **Abgaswärmenutzung zur Getriebeölerwärmung**

Die Erwärmung von Getriebeöl in einem Fahrzeug mit Automatikgetriebe ist eine weitere Möglichkeit der Abgaswärmenutzung, welche auf die Verkürzung des Kaltstarts und damit einer Reibungsreduzierung in der Komponente abzielt. Im Gegensatz zum Motoröl erwärmt sich das Getriebeöl in der Regel deutlich langsamer, da kein direkter Wärmeeintrag durch die Verbrennung im Motor stattfindet. Das Getriebe erwärmt sich nur durch Verlustreibung im Getriebe selbst, beziehungsweise durch Thermomanagementmaßnahmen im Kühlkreislauf des Fahrzeugs (Eiser u. a. 2011)(Jaeckel u. a. 2012). Durch die langsamere Eigenerwärmung ist die Zeit in der ein Verbrauchsvorteil aufgrund verminderter Reibverluste durch das schnelleren Aufheizen mit Abgaswärme einen Kraftstoffverbrauchsvorteil bewirkt, deutlich länger als im Falle des Motoröls. Da die Getriebeölerwärmung mit Abgas ebenso wie die Motorölerwärmung eine Kaltstartverkürzungsmaßnahme darstellt, ist ein weiterer Wärmeeintrag nach dem Erreichen der Betriebstemperatur unerwünscht. Das Themengebiet der Getriebeölerwärmung mit Abgaswärme ist ein Schwerpunkt dieser Arbeit und wird im Weiteren noch genauer betrachtet.

### **2.2.2 Abgaswärmenutzung zur Innenraumbeheizung**

Neben der Warmlaufbeschleunigung der Komponenten im Antriebsstrang, kann die Abgaswärme auch zum beschleunigten Aufwärmen des Fahrgastraums bei niedrigen Temperaturen genutzt werden (Heinle u. a. 2003). Je nach Einbindung in den Heizkreislauf und dem Thermomanagement des Fahrzeuges werden auch andere Komponenten mit erwärmt. Durch die zusätzlich eingebrachte Wärme in den Heizkreislauf, kann bei Fahrzeugen mit elektrischem Zuheizung, die Leistung des Zuheizers reduziert, oder ganz auf diesen verzichtet werden (Hepke 2010)(Geskes u. Strauss 2006). Dies entlastet damit das elektrische Bordnetz, wodurch ebenfalls Kraftstoff eingespart werden kann. Diese Form der Abgaswärmenutzung ist, wie die schon aufgeführten Nutzungsmöglichkeiten, speziell bei kalten Umgebungstemperaturen, insbesondere bei hocheffizienten Dieselmotoren interessant.

### **2.2.3 Abgaswärmenutzung zur Erzeugung von elektrischer Energie**

Die bisher aufgezeigten Technologien beruhen auf einer direkten bzw. indirekten Aufwärmung eines Mediums, welches sich auf einem niedrigeren Temperaturniveau befindet, als das Abgas. Es handelt sich um reine Wärme übertragende Applikationen. Die Nutzung der Abwärme im Abgas wird unterbrochen, sobald das Zielmedium das Solltemperaturniveau erreicht hat. Technologien zur teilweisen Umwandlung von Abgaswärme in elektrische Energie und damit in einen höheren exergetischen Zustand, können auch bei langen Fahrten einen Verbrauchsvorteil bewirken, solange die erzeugte elektrische Energie vom Fahrzeug aufgenommen werden kann. Die gewonnene elektrische Energie wird ins Bordnetz eingespeist, sodass die elektrische Leistung des Generators reduziert werden kann und der Motor dadurch entlastet wird, was zu einer Kraftstoffeinsparung führt.

#### **Abgaswärmenutzung mittels eines thermoelektrischen Generators**

Der thermoelektrische Generator (TEG) ist eine Komponente zur Erzeugung elektrischer Energie aus heißem Abgas. Dieser bildet den zweiten Schwerpunkt der in dieser Arbeit untersuchten Abwärmenutzungskonzepte. Die Funktion eines TEGs beruht auf dem Seebeck-Effekt in Halbleitermaterialien, welcher durch einen Temperaturgradient im Material, zwischen heißem Abgas und Kühlwasser, eine elektrische Spannung hervorruft. Durch den Einsatz vieler sogenannter Schenkelpaare kann die Spannung und damit die rekuperierbare Leistung gesteigert werden. Die thermoelektrischen Grundlagen werden im Kapitel 2.5 näher erläutert. Vorteile eines thermoelektrischen Generatorsystems sind, dass keine bewegten Bauteile vorhanden sind und die Größe des Systems leicht skalierbar ist.

#### **Abgaswärmenutzung mittels Rankine-Prozess**

Der Betrieb eines Rankine-Prozesses, welcher durch Abgaswärme angetrieben wird, bildet eine weitere Möglichkeit, einen Teil der im Abgas enthaltenen Energie in elektrische Energie umzuwandeln (Edwards u. a. 2010)(Ringler u. a. 2009)(Zhang u. a. 2011). Ein solcher Kreisprozess wird in ähnlicher Weise z.B. auch in Kraftwerken eingesetzt. Eine Pumpe erhöht den Druck in einem Arbeitsmedium, welches in einem Verdampfer durch den Eintrag von Abgaswärme verdampft wird. Ein nachgeschalteter Expander entspannt das gasförmige Arbeitsmedium und treibt einen

Generator an. Dem Expander folgt ein Kondensator, der das Arbeitsmedium kondensiert, bevor es erneut von der Pumpe auf das höhere Druckniveau angehoben wird. Die Rekuperation der Abgaswärme für den Betrieb eines Rankine-Prozesses ist insbesondere bei Nutzfahrzeugen interessant, da hier größere Mengen an Abgasenergie anfallen und die Fahrdynamik tendenziell geringer ist als im Pkw. Ähnlich wie bei einem TEG-System wird nur ein geringer Teil der dem Abgas entnommenen Wärme in elektrische Energie umgewandelt. Die restliche Wärme muss über das Kühlwasser und damit über den Fahrzeugkühler abgeführt werden. Gegenüber der Abwärmenutzung mittels TEG weist der Rankine-Prozess einen deutlich höheren Wirkungsgrad auf. Jedoch ist ein solches System größer, schwerer und erfordert eine komplexe Systemregelung.

### 2.2.4 Weitere Abgaswärmenutzungsmöglichkeiten

Neben den aufgelisteten Möglichkeiten für die Verwendung von Abgaswärme, gibt es noch weitere Ansätze die hier erwähnt werden sollen. Hier sind vor allem thermodynamische Prozesse zu thermisch angetriebenen Kältemaschinen zu nennen. Munther (Munther 2001) zeigt das Potenzial der Verwendung von Abgaswärme zum Antrieb eines Dampfstrahlprozesses zur Kälteerzeugung auf. Hierbei dient der Wärmeeintrag aus dem Abgas zum Verdampfen eines Arbeitsmediums, welches wiederum über eine Dampfstrahlpumpe einen Unterdruck im Verdampfer erzeugt. Das verdampfende Arbeitsmedium benötigt Wärme, welche einem zu kühlenden Medium entzogen wird.

Eine andere Art von Kälteerzeugung über Abgaswärme mit Hilfe von Adsorptionsprozessen wird unter anderem von L.Z. Zhang (Zhang 2000) aufgezeigt. Das Adsorptionssystem zur Kälteerzeugung mit Hilfe von heißem Abgas besteht aus einem Verdampfer, einem Kondensator sowie zwei Adsorptionskammern, welche abwechselnd das Sorbat adsorbieren beziehungsweise desorbieren. Die Leistungsdichte eines solchen Systems ist allerdings relativ gering (Bouvy 2010). Magnetto (Magnetto 2011) demonstrierte ein solches System im Fahrzeug. Es konnte gezeigt werden, dass eine durchschnittliche Kälteleistung von ca. 800 W im NEFZ möglich ist. Neben der Verwendung eines Adsorptionsprozesses besteht auch noch die Möglichkeit der Nutzung eines Absorptionsprozesses zur Kälteerzeugung aus Abwärme. Dieser Kälteprozess besitzt einen Absorber und einen Regenerator sowie einen Verdampfer und einen Kondensator. AlQdah (AlQdah 2011) zeigt, dass ein Absorptionsprozess, welcher mit Abgaswärme angetrieben wird, in einem Fahrzeug Kühlleistung bereitstellen kann. Der Coefficient of Performance (COP) ist mit Werten von 0,8 bis 1,1 allerdings deutlich niedriger, als bei einer herkömmlichen Kompressionskälteanlage.

ge. Zur Verfügung stehende Kühlleistung, welche durch Abwärme erzeugt wird, kann aber auch außerhalb der Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums zur Kraftstoffeinsparung eingesetzt werden. So zeigen Ramsberger et al (Ramsperger u. a. 2009), dass eine Kühlung der Ladeluft bei Voll- und Teillast eine Wirkungsgradsteigerung im Ottomotor von 4% bewirken kann.

## 2.3 Aspekte bei der Integration von Abgaswärmenutzungssystemen in Kraftfahrzeuge

### 2.3.1 Einbauort

Bei der Integration von Abgasnutzungssystemen in ein Kraftfahrzeug muss der Einfluss einer solchen Komponente auf das System „Fahrzeug“ berücksichtigt werden. Der Einbauort einer dem Abgas Wärme entziehenden Komponente ist in erste Linie vom verfügbaren Bauraum in dem jeweiligen Fahrzeug abhängig. Daneben müssen jedoch die Auswirkungen durch das kühlere Abgas auf die im Abgasstrang folgenden Komponenten beachtet werden. Der Abgasstrang eines modernen turboaufgeladenen, homogen verbrennenden Ottomotors enthält einen Turbolader sowie einen Dreiwegekatalysator. Weiterhin sind im Abgasstrang in der Regel noch diverse Schalldämpfer und Entkoppelelemente verbaut. Eine Temperaturentnahme vor Turbolader führt dazu, dass der Turbolader durch die dadurch zunehmende Abgasdichte mit einem geringeren Volumenstrom beaufschlagt und dessen Druckrekuperation beeinflusst wird. Ein Vorteil der Abgastemperaturabsenkung an dieser Stelle ist jedoch, dass eine Anfettung des Gemisches im Motor für den Bauteilschutz bei Hochlastbetriebspunkten reduziert werden kann. Die Abgastemperaturabsenkung vor TWC kann allerdings bei niedrigen Lastpunkten dazu führen, dass das nötige Temperaturniveau zur Konvertierung der im Abgas vorhandenen Schadstoffe im TWC nicht mehr erreicht wird (Risse 2012). Aufgrund dieser Problematik beschränken sich die weiteren Untersuchungen auf eine Wärmeentnahme an Positionen nach TWC. Über den Verlauf der Abgasanlage nimmt das Temperaturniveau des Abgases aufgrund der Wärmeabgabe an die Umgebung mit Ausnahme des TWC kontinuierlich ab (Häfele u. a. 2011). Dies hat zur Folge, dass neben der verfügbaren Energie insbesondere die Exergie abnimmt. Die Abgaswärmenutzungskomponente sollte deshalb aus thermodynamischer Sicht möglichst nahe hinter dem Katalysator integriert werden, um die maximal zur Verfügung stehende Energie nutzen zu können.

### 2.3.2 Wärmeübertragung im Fahrzeugabgasstrang

Durch unterschiedliche Motorlastpunkte, welche durch die Fahrsituationen hervorgerufen werden, kommt es im Abgasstrang zu stark instationären Abgasbedingungen. Dies betrifft zum einen den Abgasmassenstrom, aber auch die Abgastemperatur. Abbildung 2.2 zeigt eine typische Abgastemperatur- und Massenstromverteilung nach TWC für ein Fahrzeug der Oberklasse mit homogen verbrennendem Ottomotor. Der maximale Abgasmassenstrom bei Vollastbetrieb kann je nach Motorisierung nochmals deutlich höher sein als die Maximalwerte in Abbildung 2.2. Im öffentlichen Straßenverkehr ist die Zeit, in der vom Motor die maximale Leistung abgerufen wird, sehr gering. Diese hohen Enthalpieunterschiede im Abgas erfordern einen schaltbaren Bypass, welcher bei hohen Massenströmen bzw. hohen Temperaturen das Abgas am Abgaswärmerückgewinnungssystem vorbeiführt, um den additiven Gegendruck im Abgasstrang zu begrenzen. Weiterhin kann ein schaltbarer Bypass aufgrund von Temperaturbegrenzungen der Abgaswärmerückgewinnungskomponente erforderlich sein. Bei Abgaswärmenutzungssystemen zur Kaltstartverkürzung ist der Bypass erforderlich, um den Wärmeeintrag nach Erreichen der Betriebstemperatur zu unterbinden, sodass der Fahrzeugkühler nicht unnötig beaufschlagt wird. Bei Hochlastbetrieb des Fahrzeugs, wie zum Beispiel einer Bergfahrt mit Anhänger, muss auch bei anderen Abgaswärmenutzungssystemen der Wärmeeintrag in das Kühlmedium durch die Bypassierung der Komponente minimiert werden, da der zusätzliche Wärmeeintrag in das Fahrzeugkühlsystem einen leistungsfähigeren Fahrzeugkühler erfordern würde, was zu höheren Kosten und Gewicht sowie einem größeren Bauraum führen würde. Weiterhin ist es bei allen Abgaswärmenutzungstechnologien erforderlich, dass die Fluide, welche die Abgaswärme aufnehmen, im Fahrbetrieb stets umgepumpt werden, um eine Überhitzung und damit eine Medien- oder Bauteilschädigung zu vermeiden. Dies ist auch erforderlich, wenn das System vom Abgas bypassiert wird, da die Abgasklappen eine gewisse Leckage besitzen und auch durch Wärmeleitung weiterhin eine gewisse Wärmeleistung in das Bauteil eingetragen wird. Das Abgas enthält je nach Feuchte der Ansaugluft sowie dem molaren Verhältnis von angesaugter Luft und Einspritzmenge eine entsprechende Menge an Wasserdampf. Abhängig vom Partialdruck des Wasserdampfes kann die Abgastemperatur im Fahrzeug unterhalb des Taupunktes des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes liegen, sodass Wasser auskondensiert. Aufgrund des Wärmeentzugs durch die Abgaswärmerückgewinnungskomponente kann dies zu verstärkter Kondensatbildung nach einem Kaltstart führen. Bei Technologien zur Kaltstartverkürzung kann der Effekt der Kondensation gewünscht sein, da dies zu einer erhöhten Wärmefreisetzung infolge von latenter Wärme führt. Sobald die

Komponenten im Abgasstrang aufgewärmt sind, spielt die Kondensatbildung jedoch keine Rolle mehr, da sich die Temperaturen im Abgas trotz Wärmeentzugs deutlich über dem Taupunkt des enthaltenen Wasserdampfes befinden.

## 2.4 Systemarchitektur Abgaswärmenutzung zur Getriebeölerwärmung

Wie in Kapitel 2.2.1 erwähnt, wird in dieser Arbeit die Getriebeölerwärmung mittels Abgas näher untersucht. Die Erwärmung des Getriebeöls kann entweder direkt (Abgas-Getriebeöl) oder indirekt (Abgas-Kühlwasser-Getriebeöl) erfolgen. Beide Möglichkeiten weisen Vor- und Nachteile auf.

**Tabelle 2.1:** Gegenüberstellung Vor- und Nachteile einer direkten Getriebeölerwärmung

Vorteile	Nachteile
- kein zusätzlicher Pumpenbetrieb erforderlich	- Eingriff in die Ölhydraulik
- schnellere Erwärmung durch Vermeidung eines Zwischenkreislaufs	- Gefahr von Getriebeölschädigung durch Überhitzung
- wenige Zusatzkomponenten erforderlich	- Problematik einer sehr hohen Ölviskosität bei sehr niedrigen Temperaturen

Trotz der Risiken einer direkten Getriebeölerwärmung mit Abgas, wurde ein Versuchsfahrzeug aufgrund des höheren erwarteten Kraftstoffeinsparpotenzials mit einem von Getriebeöl durchströmten Abgaswärmeübertrager aufgebaut. Das Getriebeöl wird durch eine Zusatzleitung zum Abgaswärmeübertrager geführt und tritt anschließend wieder in das Getriebe ein. Ein Integrationschema ist in Abbildung 2.4 zu sehen.

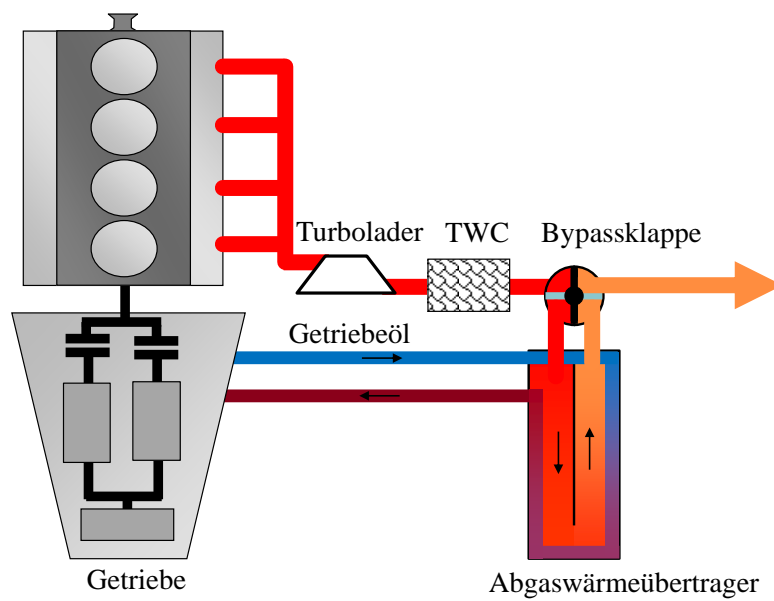


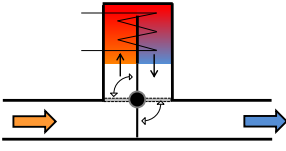
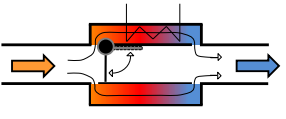
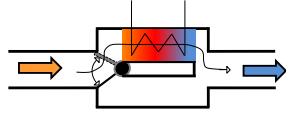
Abbildung 2.4: Systemarchitektur der direkten Getriebeölerwärmung

### 2.4.1 Bauformen von Abgaswärmeübertragern

Für Abgaswärmeübertrager gibt es konstruktiv verschiedene Konzepte (Magnetto 2012) (Lee u. a. 2011) (Heinle u. a. 2003), welche in Tabelle 2.2 abgebildet sind.



**Tabelle 2.2:** Bauformen von Abgaswärmeübertragern mit Bypass

	<p>U-Anordnung</p>
	<p>radiale Anordnung</p>
	<p>parallele Anordnung</p>

Die Wahl der Bauform hängt in erster Linie vom vorhandenen Bauraum ab. Es können jedoch auch weitere Kriterien wie Bauteilkosten und Strömungsführung und parasitärer Wärmeeintrag (ungewollter Wärmeeintrag im Bypassbetrieb) entscheidend sein. So hat eine parallele Anordnung von Wärmeübertrager und Bypass den Vorteil, dass die gasseitigen Druckverluste im Wärmeübertragerbetrieb, welche durch die Strömungsumlenkung hervorgerufen werden, geringer sind, als bei der U- oder radialen Anordnung, da die Strömungsumlenkung gering ist. Im Bypassfall bieten eine U oder radiale Anordnung allerdings den Vorteil, dass das Abgas ungehindert durch den Bypass strömen kann und so nur zu einer minimalen Gegendruckerhöhung führt. Aufgrund der thermischen Ausdehnung der Komponente ist bei einer parallelen Anordnung in der Regel ein Dehnelement im Wärmeübertrager bzw. im Bypass erforderlich. Durch die kompakte Bauweise eines Abgaswärmeübertragers mit radialer Anordnung ist durch die Nähe des Kühlmediums zum Bypassrohr ein hoher parasitärer Wärmeeintrag zu erwarten. Dieser kann durch eine U-Anordnung minimiert werden, da hier je nach Klappen­geometrie der abgasseitige Ausgang des Wärmeübertragers verschlossen werden kann und eine räumliche Trennung von Bypassrohr und Wärmeübertrager vorliegt.

## 2.5 Grundlagen zu thermoelektrischen Generatoren für die automobiler Anwendung

### 2.5.1 Thermoelektrischer Effekt

Wird ein elektrisches leitendes p- und n-dotiertes Material verbunden und über seine geometrische Ausdehnung mit einer Temperaturdifferenz beaufschlagt, so verschieben sich die Ladungsträger im Material und es bildet sich eine elektrische Potenzialdifferenz in Form einer elektrischen Spannung. Dieser Effekt wird nach seinem Entdecker Seebeck-Effekt genannt.

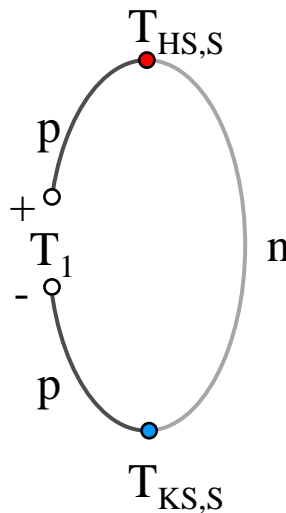


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung des Seebeck-Effektes an einem Schenkelpaar

Die Höhe der Leerlaufspannung ist abhängig von dem materialspezifischen und temperaturabhängigen Seebeck-Koeffizienten  $\alpha$  für den p- und n-dotierten Halbleiter und der anliegenden Temperaturdifferenz am thermoelektrischen Material ( $T_{HS,S} - T_{KS,S}$ ). Zur Ausnutzung dieses Effektes werden positiv (p) und negativ (n) dotierte Halbleiter thermisch parallel und elektrisch seriell verschalten. Da ein Halbleiterelement einen positiven Seebeck-Koeffizienten und das andere Element einen negativen Koeffizienten hat, addieren sich die generierten Spannungen, so dass Gleichung 2.1 für die Berechnung der Leerlaufspannung  $U_0$  eines positiv und eines negativ dotierten Halbleiters verwendet werden kann

$$U_0 = \int_{T_1}^{T_{HS,S}} \alpha_p(T) dT + \int_{T_{HS,S}}^{T_{KS,S}} \alpha_n(T) dT + \int_{T_{KS,S}}^{T_1} \alpha_p(T) dT = \int_{T_{KS,S}}^{T_{HS,S}} (\alpha_p(T) - \alpha_n(T)) dT. \quad (2.1)$$

Kommt es zu einem Fluss von elektrischem Strom durch den Halbleiter, so wird je nach Flussrichtung des Stromes an der einen Seite des Leiters Wärme aufgenommen und an der anderen Seite Wärme abgegeben. Dieser Effekt wird Peltier-Effekt genannt. Die Höhe des Peltierwärmestroms  $\dot{Q}_{Peltier}$  ist abhängig vom Seebeck-Koeffizienten  $\alpha$  von der Stromstärke  $I$  und von der absoluten Temperatur  $T$

$$\dot{Q}_{Peltier} = \alpha \cdot I \cdot T. \quad (2.2)$$

Weiterhin tritt bei einem stromdurchflossenen Leiter und anliegendem Temperaturgradient der sogenannte Thomson-Effekt auf. Dieser Wärmestrom ist abhängig vom Seebeck-Koeffizienten  $\alpha$ , der Stromstärke  $I$ , dem Thomson-Koeffizienten  $\mu = \frac{T \cdot d\alpha}{dT}$  und der anliegenden Temperaturdifferenz  $\Delta T$

$$\dot{Q}_{Thomson} = -\mu \cdot I \cdot \Delta T. \quad (2.3)$$

Der durch den Thomson-Effekt hervorgerufene Wärmestrom spielt jedoch in der Anwendung eine untergeordnete Rolle, da der Thomson-Koeffizient in der Regel sehr klein ist und deshalb in der Berechnung oft vernachlässigt wird.

Neben den hier genannten Effekten muss der Joule-Effekt bei der thermoelektrischen Energieumwandlung noch berücksichtigt werden. Dabei wird ein Teil der elektrischen Energie, welche durch einen Leiter mit elektrischem Widerstand fließt, irreversibel in Wärme umgewandelt. Die Höhe der freigesetzten Wärme ist von der Stromstärke sowie vom elektrischen Widerstand des Leiters abhängig.

Um das Potenzial von thermoelektrischen Materialien zur elektrischen Energieerzeugung zu bewerten, spielen demnach folgende temperaturabhängige Stoffgrößen für p- und n-Halbleiter eine Rolle: Der Seebeck-Koeffizient  $\alpha$ , die thermische Leitfähigkeit  $\lambda$  und die elektrische Leitfähigkeit  $\sigma$ . Diese Stoffgrößen werden in einem thermoelektrischen Gütefaktor  $Z = \frac{\alpha^2 \cdot \sigma}{\lambda}$  zusammengefasst, welcher mit der absoluten Temperatur multipliziert zu der dimensionslosen Kennzahl  $ZT$  wird. Ein thermoelektrisches Material eignet sich demnach besonders für die elektrische Energiegewinnung, wenn im entsprechenden Temperaturbereich ein großer  $ZT$ -Wert vorliegt, was einen hohen Seebeck-Koeffizient, eine hohe elektrische Leitfähigkeit und eine niedrige thermische Leitfähigkeit bedeutet.

### 2.5.2 Thermoelektrische Materialien

Für den Einsatz zur thermoelektrischen Energiewandlung gibt es eine Vielzahl von unterschiedlichen Materialklassen. Das am häufigsten in der Praxis eingesetzte thermoelektrische Material ist Bismuttellurid (BiTe). Es kommt zum Beispiel in Kühlboxen, in der Sitzkühlung von Fahrzeugen oder Elektronikkomponenten zum Einsatz. Der ZT-Wert von Bismuttellurid erreicht Werte über 1, wobei der dauerhafte Einsatz nur bei Temperaturen bis maximal 250-300°C möglich ist. Aufgrund der niedrigen Einsatztemperatur und des relativ hohen Preises, ist BiTe für den Einsatz zur serienmäßigen thermoelektrischen Abgaswärmenutzung im Fahrzeug nur bedingt geeignet.

Bleitellurid ist ein weiteres stark thermoelektrisch aktives Material, welches unter inerten Bedingungen bis Temperaturen von 600°C eingesetzt werden kann. Das Maximum des ZT-Wertes ist gegenüber Bismuttellurid deutlich zu höheren Temperaturen verschoben. Aufgrund des Blei- und Tellurgehaltes ist es jedoch für den serienmäßigen Einsatz im Fahrzeug nicht geeignet. Das Material wird aber in der Raumfahrt zur elektrischen Energiegewinnung in Satelliten eingesetzt. Bei höheren Temperaturen sollte das Material vor Sauerstoff geschützt werden.

Siliziumgermanium (SiGe) hat ein ZT-Maximum bei ca. 800°C mit Werten um 0,9. Das Material ist zwar schon bei Temperaturen ab 100°C thermoelektrisch aktiv, allerdings steigt der ZT-Wert mit zunehmenden Temperaturen nur langsam an. Siliziumgermanium ist damit ein Hochtemperaturmaterial (H. J. Goldsmid 2010).

Skutterudite besitzen eine Kristallstruktur und sind z.B. aus Kobaltarsenid ( $\text{CoAs}_3$ ) oder Kobaltantimonid ( $\text{CoSb}_3$ ) aufgebaut. Skutterudite können maximale ZT-Werte über 1 bei einer Temperatur von ca. 500°C erreichen. Damit lässt sich die Stoffklasse in den Bereich der thermoelektrischen Mitteltemperaturmaterialien einordnen. Das Material sollte ab Temperaturen von ca. 300°C vor Sauerstoff geschützt werden.

Eine weitere Stoffgruppe sind Silizide, welche aus Silizium und Magnesium, Mangan oder Chrom, sowie weiteren Elementen aufgebaut sind. Silizide sind chemisch und mechanisch relativ robust und erreichen ZT-Werte über 0,7 (Fedotov u. Zaitsev 2006).

Oxide sind ebenso wie Silizide chemisch sehr stabil. Weitere Vorteile für die thermoelektrische Anwendung sind die hohe Temperaturstabilität sowie die Nichttoxizität. Beispiele für Verbindungen sind Titandioxid oder Zinkoxid (Koumoto u. a. 2006).

Dies ist nur eine Aufführung der gängigsten thermoelektrischen Stoffgruppen. Es existieren noch viele weitere thermoelektrisch relevante Materialien, welche jedoch hier nicht alle beschrieben werden. Abbildung 2.6 zeigt die temperaturabhängigen ZT-Werte verschiedener p- und n- Halb-

leitermaterialien.

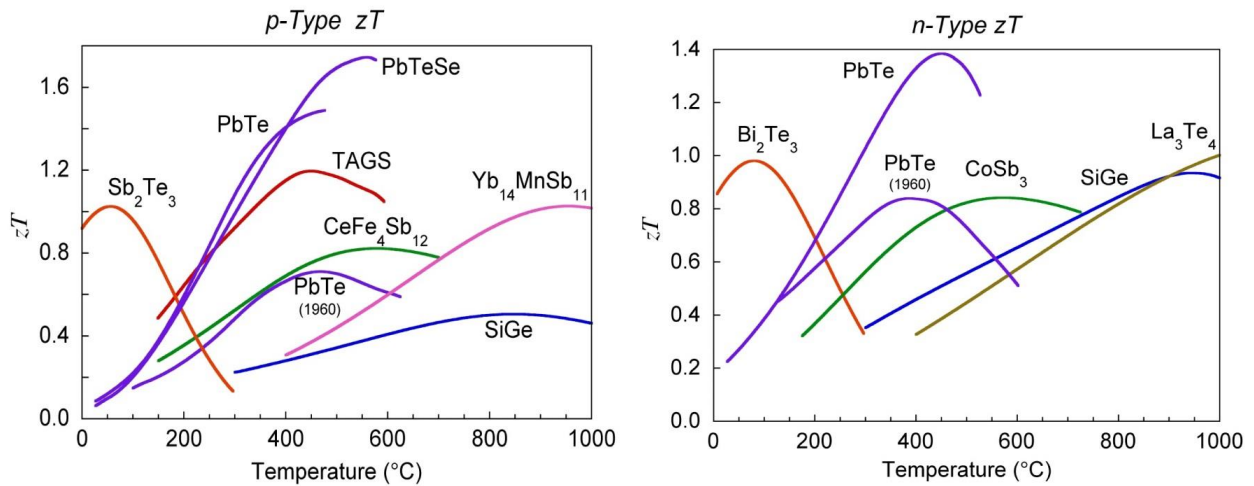


Abbildung 2.6:  $zT$ -Verläufe für  $p$ - und  $n$ -Materialien. (Snyder u. Toberer 2008)

### 2.5.3 Modulaufbau

Um nutzbare elektrische Leistungen auf einem ausreichend hohem Spannungsniveau zu generieren, werden einzelne negativ und positiv dotierte Halbleiterelemente zu thermoelektrischen Modulen zusammengefasst. Abbildung 2.7 zeigt schematisch einen solchen Modulaufbau. Hierbei sind die Halbleiterelemente in der Regel elektrisch in Reihe verschaltet. Dazu werden die einzelnen thermoelektrischen Schenkel über elektrische Leiterbahnen miteinander verbunden. Eine keramische Isolationsschicht ober- und unterhalb der Leiterbrücken verhindert den elektrischen Kurzschluss und sorgt für die elektrische Isolation. Je nach Moduldesign (Material, Schenkelgeometrie, Schenkelnanzahl, Kontaktierung) hat das thermoelektrische Modul einen temperaturabhängigen elektrischen und thermischen Widerstand sowie eine temperatur- und temperaturdifferenzabhängige Spannung.

Der Aufbau von thermoelektrischen Modulen führt aufgrund von verschiedenen Verlustmechanismen in der Regel zu Leistungs- und Wirkungsgradeinbußen gegenüber einem einzelnen Materialschenkel (Mazar u. a. 2011). In Kapitel 3.6.2 wird näher auf die auftretenden leistungsmindernden Effekte eingegangen. Die Gestaltung des Modulaufbaus ist neben dem verwendeten Material eine weitere Möglichkeit die elektrische Ausgangsleistung zu beeinflussen. Weiterhin ist bei Materialien, welche nur einen ansprechend hohen  $zT$ -Wert des  $p$ - oder des  $n$ -dotierten Schenkel haben, der Bau eines sogenannten Unilegmoduls möglich (Yuguchi u. a. 2012). Hierbei werden z.B. nur

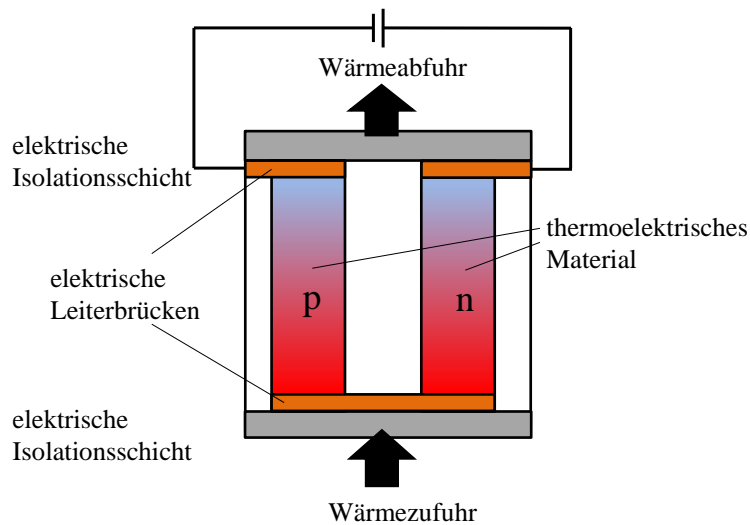


Abbildung 2.7: Aufbau eines thermoelektrischen Moduls

n-Schenkel verbaut und die Plätze der dazugehörigen p-Leiter durch Kupferbrücken ersetzt. Allerdings fließt neben dem elektrischen Strom auch ein thermischer Wärmestrom über die Metallverbindung. Da das Metall keine weitere Seebeck-Spannung generiert, jedoch aber Wärme leitet, sinkt die Effizienz des Moduls gegenüber einem vergleichbaren Aufbau mit p- und n-Halbleitern. Einige thermoelektrische Materialien reagieren bei höheren Temperaturen mit Luftsauerstoff, sodass es zur Leistungsreduktion oder einem Gesamtausfall des Moduls kommen kann. Diese Materialien können dauerhaft nur unter Inertgasatmosphäre oder unter Vakuum betrieben werden. Um dies zu vermeiden werden die Module oft in eine luftdichte Metallkapsel integriert, um sie vor Luftsauerstoff zu schützen.

#### 2.5.4 Generatorkonstruktion und Design

Ähnlich wie bei Abgaswärmeübertragern gibt es auch bei TEGs im Fahrzeugabgasstrang unterschiedliche Bauformen. Die wohl am weitesten verbreitete Bauweise, welche auch in dieser Arbeit untersucht wurde, ist die sogenannte Sandwichbauweise. Der Vorteil dieser Bauweise ist, dass handelsübliche planare thermoelektrische Module verbaut werden können. Hierbei wird ein Gaskanal an Ober- und Unterseite mit thermoelektrischen Modulen bestückt, welche auf der Kaltseite von Kühlkanälen umgeben sind. Je nach Baugröße sind mehrere dieser Schichten möglich.

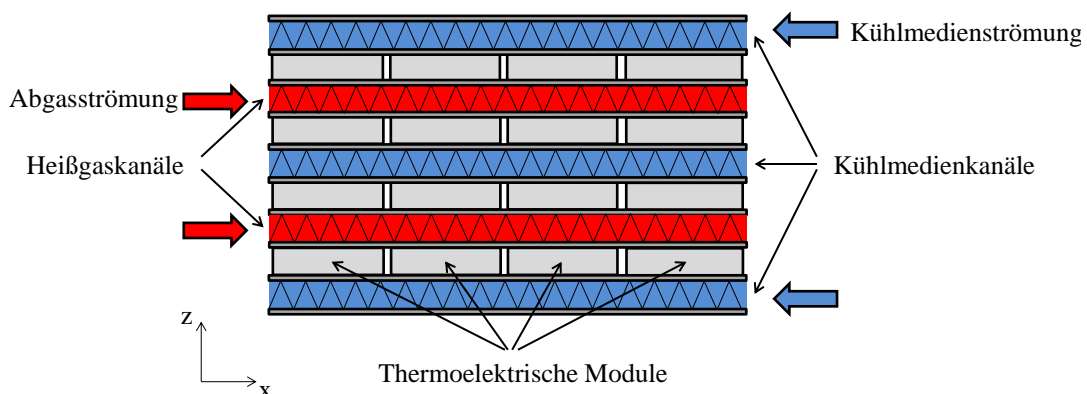


Abbildung 2.8: Thermoelektrischer Generator in Sandwichbauweise

Die erforderliche thermische Ankopplung zwischen Wärmeübertragerstrukturen und Gaskanal kann entweder über mechanischen Anpressdruck in Form von Federn oder Schrauben realisiert werden (Bürkle u. a. 2011) oder durch eine stoffschlüssige Ankopplung (Häfele u. a. 2011). Ein Bypasskanal für das Abgas ist bei einem TEG in Schichtbauweise räumlich vom TEG getrennt.

Ein der Schichtbauweise ähnliches Konzept ist die Anordnung der TE-Schenkel um einen runden Heißgaskanal in einem Rohrbündelwärmeübertrager (Linde u. a. 2011). Eine Herausforderung dieser Bauweise ist die passgenaue Fertigung der thermoelektrischen Schenkel, da diese im Gegensatz zur planaren Bauweise eine Wölbung aufweisen müssen.

Neben der Schichtbauweise gibt es noch die radiale Bauform (Crane u. LaGrandeur 2012). Dabei wird das thermoelektrische Material radial um ein durchströmtes Abgasrohr angeordnet. Ein Vorteil dieser Ausführung ist, dass kein zusätzlicher Bypasskanal erforderlich ist, und die TEG-Bauweise somit sehr kompakt in den Abgasstrang integriert werden kann. Ein weiteres Konzept zur thermoelektrischen Abgaswärmenutzung in Fahrzeugen stellte Ragnalli (Ranalli u. a. 2012) vor. In den Abgaskanal werden quer zur Strömungsrichtung Kartuschen eingesetzt, welche an der Oberfläche eine Wärmeübertragerstruktur aufweisen. Der Kern der Kartusche wird mit Kühlmittel durchströmt. Um den Kühlwasserkanal ist radial das thermoelektrische Material angeordnet. Weiterhin wurde die Integration eines TEG in den Abgaskrümmers untersucht (Risse 2012). Hierbei muss der Krümmer so modifiziert werden, dass die thermoelektrischen Module integriert werden können und ein ausreichender Wärmeübergang gewährleistet ist. Aufgrund der hohen Gastemperaturen bei Ottomotoren im Bereich des Krümmers, müssen die thermoelektrischen Module hochtemperaturtauglich sein. Die Bauraumsituation im Bereich des Krümmers aber auch die Wechselwirkungen mit dem Turbolader stellen hierbei eine Herausforderung dar.

Eine weitere Möglichkeit der thermoelektrischen Abgasenergieerückgewinnung besteht in der Ver-

wendung eines Zwischenkreislaufts (Semke u. a. 2009). Dieser kann z.B. aus einem temperaturstabilen Thermoöl bestehen, welches Wärme aus dem Abgas aufnimmt und an die Heißseite des TEG abgibt. Vorteil eines solchen Systems ist, dass die Heiseitentemperaturen an den thermoelektrischen Modulen nicht mehr so stark schwanken, wie dies bei einer direkten Beaufschlagung mit Abgas der Fall ist. Dies wirkt sich positiv auf die thermomechanische Belastung der thermoelektrischen Module aus. Durch die deutlich höhere thermische Masse des Öls gegenüber Abgas kann ein gleichmäßigeres Temperaturniveau an der Oberfläche der Module entlang des TEG erreicht werden. Gleichzeitig lässt sich eine Überhitzung der Module durch die Verwendung des Zwischenkreislaufts besser vermeiden. Das zusätzliche Gewicht und der erforderliche Bauraum für den Ölkreislauf, der zusätzlichen Wärmeübertrager und die zusätzlich erforderliche Pumpe für den Ölkreislauf sind bei diesem Konzept jedoch kritisch zu sehen.

## 2.6 Systemarchitektur - Abgaswärmenutzung mittels thermoelektrischem Generator

Das Systemkonzept eines TEG im Fahrzeug hat mehrere Schnittstellen und damit auch Wechselwirkungen mit dem Fahrzeugsystem. So besteht eine Anbindung an das Stoffsystem Abgas, eine Kühlmedienanbindung und eine elektrische Anbindung an das Fahrzeugbordnetz. Eine Übersicht für eine allgemeine Systemintegration nach Dreibegekatalsator ist in Abbildung 2.9 dargestellt.

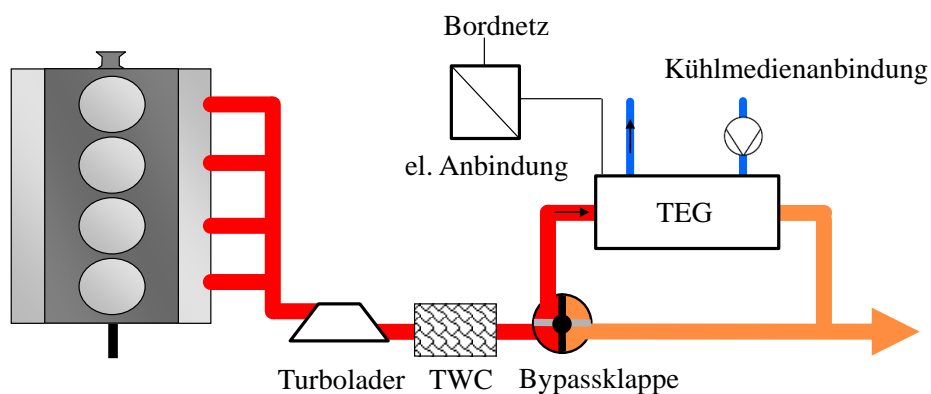


Abbildung 2.9: Systemarchitektur thermoelektrischer Generator

Die Anordnung des Bypasses, Kühlmedienanbindung und die elektrische Anbindung können je nach Gestaltungskonzept unterschiedlich aussehen, sind jedoch für die Fahrzeugintegration essentiell.



### 2.6.1 Kühlmittelanbindung

Neben der Anbindung an das heiße Motorabgas, ist eine Anbindung des TEG an ein Kühlmedium erforderlich, um eine hohe Temperaturdifferenz am thermoelektrischen Material aufzubringen. Hierfür gibt es je nach Fahrzeugarchitektur mehrere Möglichkeiten, welche in Tabelle 2.3 aufgelistet sind.

**Tabelle 2.3:** Kühlmedienanbindung für einen TEG im Fahrzeug

Kühlkreislauf	Vorteile	Nachteile
Hauptkühlkreislauf	- kein zusätzlicher Pumpenbetrieb erforderlich	- hohes Kühlwassertemperaturniveau - stehendes Kühlwasser bei Motorstart
Getriebeölkühlkreislauf	- mittleres Temperaturniveau - Kaltstartverkürzung	- Dauerbetrieb der el. Kühlwasserpumpe
Getriebeölkreislauf	- mittleres Temperaturniveau - Kaltstartverkürzung - keine zusätzliche Pumpe erforderlich	- Problematik hoher Ölviskosität bei sehr niedrigen Temperaturen - schlechtere Kühleigenschaften als Kühlwasser
zusätzlicher Kühlkreislauf	- niedriges Temperaturniveau	- Zusätzlicher Kühler, Pumpe erforderlich - negative Beeinflussung des Cw-Wertes durch zusätzlichen Kühler

Bei bloßer Betrachtung der elektrischen Ausgangsleistung des TEGs ist eine Kühlanbindung auf möglichst niedrigem Temperaturniveau mit einem extra Kühlkreislauf zu bevorzugen. Jedoch führt dies zu einem deutlichen Mehraufwand im Kühlsystem, was ein höheres Fahrzeuggewicht und einen höheren Cw-Wert bedeutet. Die Wahl der optimalen Kühlmedienanbindung kann nicht pauschal fahrzeugübergreifend beantwortet werden, da oft unterschiedliche Fahrzeugkühlarchitekturen und unterschiedliche Effekte bei der Kaltstartverkürzung vorliegen. Grundsätzlich kann jedoch gesagt werden, dass das Kühlwasser für den TEG ein möglichst niedriges Temperaturniveau aufweisen sollte und es gleichzeitig vorteilhaft ist, die vom TEG eingebrachte Wärme zum schnelleren Aufheizen von Komponenten zu nutzen. Für einen serienmäßigen Einsatz eines TEGs

im Fahrzeug muss jedoch die Kühlanbindung von Anfang an mit in das Thermomanagement eingeplant werden, um Synergien zu nutzen und Kosten zu sparen.

## 3 Verwendetes Fahrzeugmodell

Da die Verbrauchseinsparung durch Abgaswärmenutzungstechnologien im realen Fahrbetrieb nur mit erheblichem messtechnischen Aufwand erfasst werden kann, wird hier ein Fahrzeugmodell beschrieben, welches die Kraftstoffverbrauchsreduktion verschiedener Technologien rechnerisch ermittelt. Das Gesamtmodell besteht aus einzelnen Modellen zu den jeweiligen betroffenen Fahrzeugkomponenten. Alle in diesem Kapitel beschriebenen Modelle wurden mit dem Simulationsprogramm Dymola<sup>®</sup> als Klassenmodelle erstellt und numerisch gelöst.

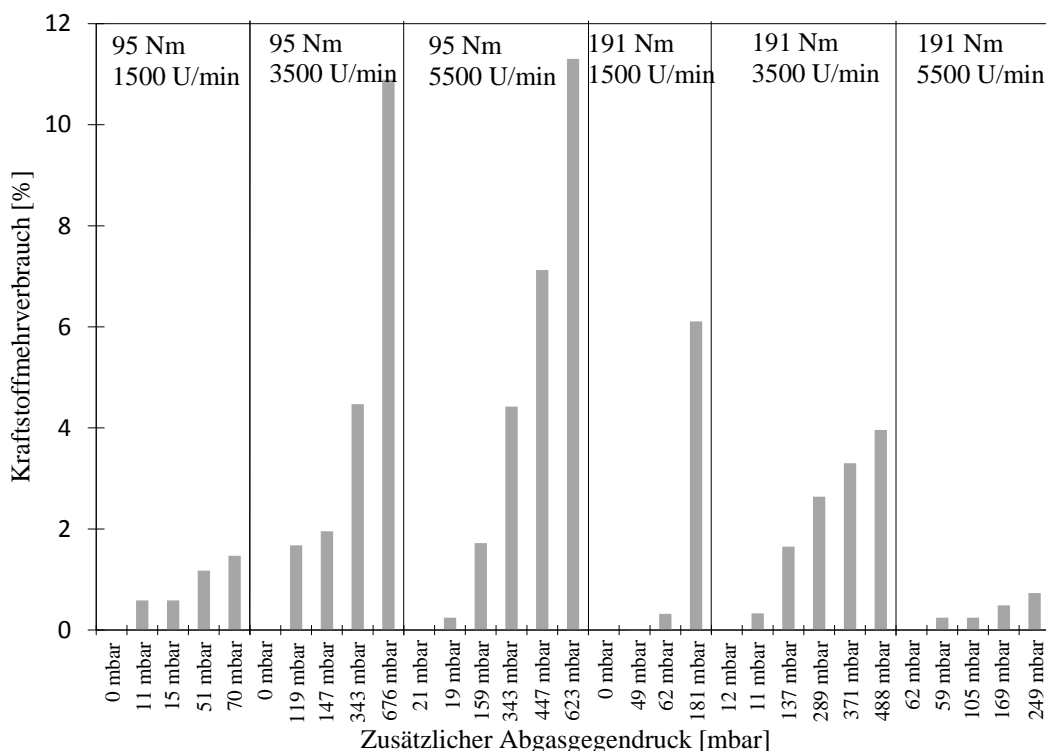
### Verbrauchseinfluss durch Zusatzgewicht

Die Integration einer zusätzlichen Komponente in den Abgasstrang sowie der entsprechenden Peripherie, führt zwangsweise zu einer Erhöhung der Fahrzeugmasse. Zusätzliche Masse im Fahrzeug resultiert in einem Kraftstoffmehrverbrauch (Eberle 2000)(Schramm u. Koppers 2014). Hier kommt zum einen der erhöhte Rollwiderstand durch das zusätzliche Gewicht zum Tragen. Zum anderen wird bei Beschleunigungsphasen sowie bei Bergfahrten eine höhere Motorleistung erforderlich, um das gleiche Geschwindigkeitsprofil zu halten, wie ohne dieses Mehrgewicht. Der Verbrauchseinfluss durch das Zusatzgewicht ist demnach vom Fahrprofil abhängig. Bei einer Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit in der Ebene ist der Mehrverbrauch gering. Bei einem Zyklus mit vielen Beschleunigungsphasen bzw. Fahrten mit Steigungen erhöht sich jedoch der Gewichtseinfluss auf den Kraftstoffverbrauch.

### Rückwirkung Abgasgedrückt

Für den effektiven Wärmeentzug aus dem Abgas sind Wärme übertragende Strukturen notwendig, welche die Oberfläche vergrößern und ein verbessertes Strömungsprofil erzeugen. Diese Strukturen bewirken jedoch einen Druckverlust im Fluidstrom. Der auftretende Druckverlust ist

von Wärmeübertragergeometrie sowie vom Massenstrom und Temperatur des Abgases und damit vom jeweiligen Betriebspunkt des Motors abhängig. Dies führt im realen Fahrzeugbetrieb zu stark instationären Abgasgegendruckverläufen. Die erhöhte Ausschleubarbeit des Motors führt zu einem gesteigerten Kraftstoffverbrauch bzw. einer Reduktion der maximalen Nennleistung des Motors (Leicht u. a. 2012) (Mazar 2010). Bei Fahrzeugen mit Turbolader führt ein erhöhter Gegendruck in der Abgasanlage dazu, dass sich ein verändertes Druckgefälle am Abgasturbolader einstellt und sich damit auch die Förderleistung des Verdichters reduziert. Zusätzlich bewirkt ein erhöhter Abgasgegendruck, dass der Teil des Abgases, welcher in den Brennraum des Motors zurückströmt, ansteigt und somit die Verbrennung beeinflusst. Aus diesem Grund sollte ein veränderter Gegendruck in der Abgasanlage für einen optimalen Motorbetrieb in der Motorapplikation berücksichtigt werden. Zur Berechnung des Mehrverbrauchs durch den erhöhten Abgasgegendruck wurde auf ein an einem Motorprüfstand, bei verschiedenen Drehzahlen und Momentenanforderungen, vermessenes Gegendruckkennfeld (Leicht u. a. 2012) zurückgegriffen, welches in Abbildung 3.1 dargestellt ist.



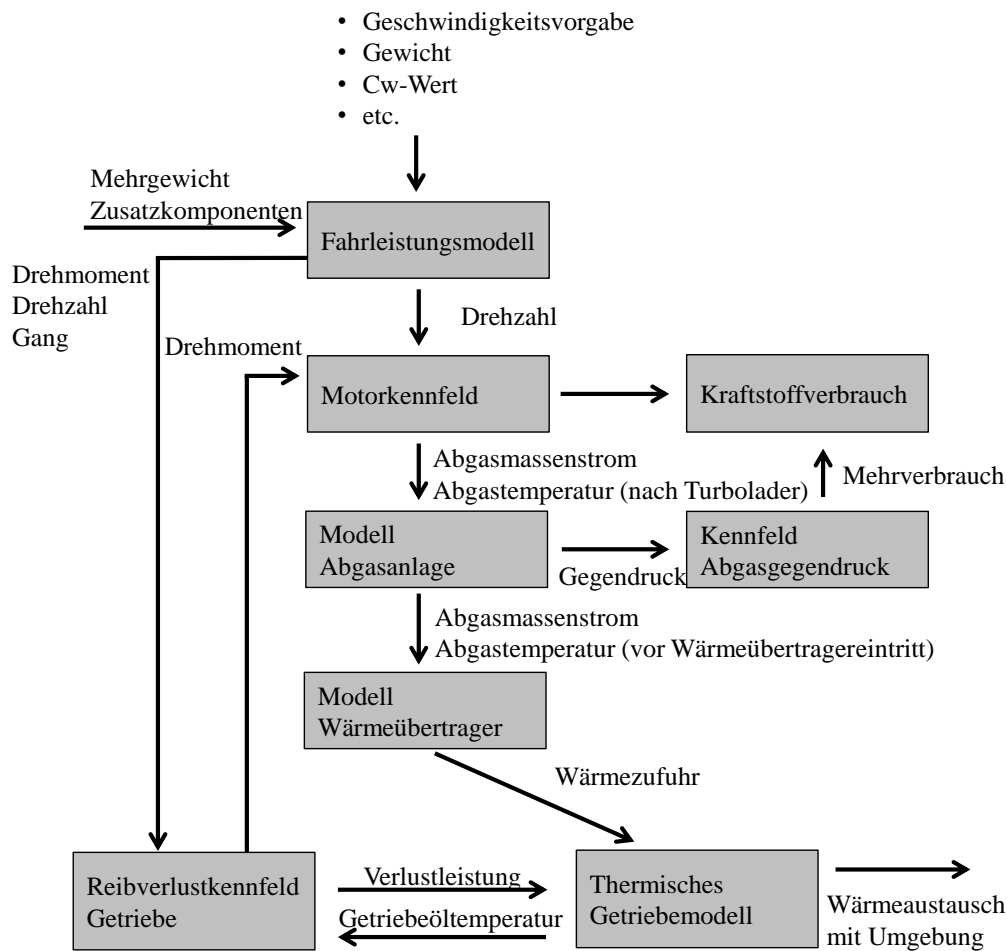
**Abbildung 3.1:** Abgasgegendruckkennfeld zur Bestimmung des Mehrverbrauchs

Die zeitabhängige Druckänderung, welche die Abgaswärmenutzungseinheit über der gesamten

Abgasanlage während des betrachteten Zyklus hervorruft, dient neben der zeitabhängigen Drehzahl und des zeitabhängigen Drehmomentes als Eingangsgrößen in das linear interpolierte Gegendruckkennfeld. Die dadurch resultierende prozentuale Kraftstoffverbrauchserhöhung wird mit dem momentanen Kraftstoffverbrauch des für die Simulation verwendeten Motorkennfeldes multipliziert. Auf eine daraus resultierende Abgasmassenstromerhöhung für das Abgasanlagenmodell wird verzichtet, da die Kraftstoffverbrauchserhöhung aufgrund des höheren Abgasgegen drucks im Vergleich zum vorherrschenden Kraftstoffverbrauch in den relevanten Betriebspunkten gering ist und sich der Abgasmassenstrom damit auch nur unwesentlich ändert.

### **3.1 Gesamtfahrzeugmodell mit Abgaswärmeübertrager zur Getriebeölanwärmung**

Das aufgebaute Simulationsmodell bildet nicht jede einzelne Funktion des Fahrzeugs ab, sondern betrachtet nur die Änderung in den beeinflussten Fahrzeugkomponenten. Abbildung 3.2 zeigt schematisch eine Übersicht des Gesamtmodells mit Untermodellen sowie die Übergabegrößen zwischen diesen.



**Abbildung 3.2:** Gesamtfahrzeugmodell zur Bestimmung des Verbrauchseinflusses einer beschleunigten Erwärmung des Getriebes mittels Abgaswärme

Fahrleistung und der Motorbetriebspunkt werden über eine Fahrleistungsberechnung in Abhängigkeit vom Fahrprofil, dem Gewicht des Fahrzeugs, dem Rollwiderstand, dem Luftwiderstandsbeiwert und der angeströmte Fahrzeugfläche ermittelt (Schramm u. a. 2013) und als zeitabhängige Größen in das Gesamtsimulationsmodell eingebunden. Gangwahl und Schaltzeitpunkt werden durch ein Schaltmodell, unter Berücksichtigung der Volllastkennlinie des Motors (Vent u. a. 2012), beschrieben. Die vorgegebene Motordrehzahl ist direkte Eingangsgröße in das Motorkennfeld. Das erforderliche Drehmoment wird im Getriebemodell um das zusätzlich im Getriebe auftretende Verlustmoment in Abhängigkeit von Drehzahl, Gang und Temperatur erweitert und ist die zweite Eingangsgröße in das Motorkennfeld. Aus dem Motorkennfeld wird durch die zeitabhängigen Eingangsgrößen der entsprechende Kraftstoffverbrauch sowie die Abgastemperatur nach

Turbolader und der Abgasmassenstrom bestimmt. Letztere dienen als Eingangsgrößen für das eindimensionale thermische Modell der Abgasanlage. Dieses Untermodell dient zur Berechnung der Strömung und der Abgastemperaturen entlang des Abgasrohres. Außerdem beinhaltet es ein Modell des Abgaswärmeübertragers, über welches der Wärmeeintrag in das Getriebe und die Abgasabkühlung an der entsprechenden Stelle des Abgasrohres bestimmt wird. Die zeitabhängige Temperatur des Getriebes wird über ein thermisches Modell berechnet. Dieses besteht aus den thermischen Masse für die Getriebebauteile, welche in einen Getriebeölkreislauf eingebunden sind. Hinzu kommen Energieeinträge aus dem Wärmeübertragermodell, der Reibverlustleistung aus dem Getriebekennfeld und dem Wärmeaustausch mit der Umgebung. Die daraus resultierende Getriebetemperatur ist wiederum Eingangsgröße in das Reibverlustkennfeld des Getriebes. Durch das Modell der Abgasanlage wird außerdem, der durch die Zusatzkomponente, veränderte Abgasgegendruck ermittelt und in ein Kennfeld zur Bestimmung des relativen Kraftstoffmehrverbrauchs eingebracht. Aus dem zeitlich abhängigen Zusatzverbrauch durch den Abgasgegendruck und dem ermittelten Verbrauch durch das Motorkennfeld wird der Gesamtverbrauch ermittelt. Um die Kraftstoffverbrauchsunterschied zwischen aktiver Getriebeölerwärmung mit Abgas und Serienstand zu ermitteln, wird der Kraftstoffverbrauch über das Gesamtmodell mit und ohne eingebundenem Wärmeübertragermodell berechnet und daraus die Kraftstoffdifferenz bestimmt.

### 3.2 Modell Abgasanlage

Bei dem Modell der Abgasanlage handelt es sich um ein eindimensionales thermodynamisches Modell. Als Eingangsgrößen wird das Modell mit den zeitabhängigen Abgastemperaturen und dem zeitabhängigen Abgasmassenstrom für die Position nach Turbolader aus dem Motorkennfeld beaufschlagt. Die vorderste Komponente der Abgasanlage ist der Dreiwegekatalysator. Dieser wird als thermische Masse abgebildet. Zusätzlich werden die exothermen chemischen Reaktionen durch einen externen Wärmeeintrag in den Gasstrom des Katalysators mitberücksichtigt. Die thermische Ankopplung der Katalysatormasse an die Gasströmung erfolgt vereinfacht durch einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten.

Die verschiedenen Rohrabschnitte sowie Schalldämpfer und Entkopplungselement werden durch ein vereinfachtes thermisches Modell wie Abbildung 3.3 in der Simulation abgebildet.

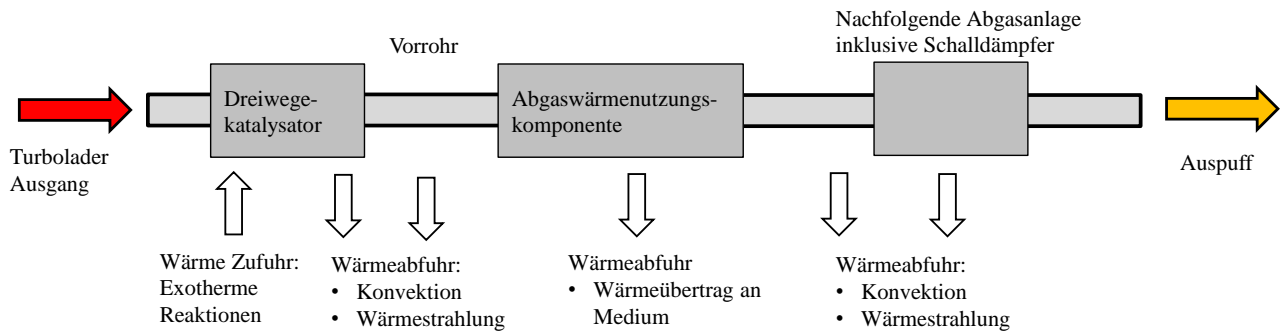


Abbildung 3.3: Thermisches Modell der Abgasanlage

Die temperatur- und druckabhängige Abgasströmung wird über die Impulsbilanz sowie die Kontinuitätsgleichung beschrieben. Der maximale Überdruck des Abgases liegt deutlich unter einem Bar, die Abgastemperatur erreicht maximal  $950^{\circ}\text{C}$ , weshalb die Annahme eines idealen Gases verwendet wird

$$P \cdot V = m \cdot R_{\text{spez}} \cdot T. \quad (3.1)$$

Die Mechanismen der Wärmetransportvorgängen in einem Rohrsegment der Abgasanlage sind in Abbildung 3.4 beschrieben.

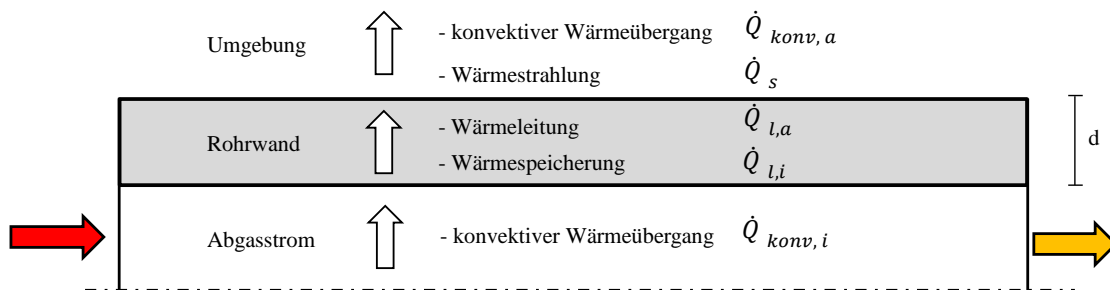


Abbildung 3.4: Modell Abgasrohrsegment

Für die Berechnung der Wärmeströme in den einzelnen Rohrsegmenten gelten die folgenden Gleichungen,

$$\dot{Q}_{konv,i} = \alpha_i \cdot A \cdot (T_G - T_{Wand,i}), \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{l,i} = \lambda \frac{A}{d/2} \cdot (T_{Wand,i} - T_{Wand}), \quad (3.3)$$



$$\dot{Q}_{l,a} = \lambda \frac{A}{d/2} \cdot (T_{Wand} - T_{Wand,a}), \quad (3.4)$$

$$m \cdot c_p \frac{dT_{Wand}}{dt} = (\dot{Q}_{l,i} - \dot{Q}_{l,a}), \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_{konv,a} = \alpha_a \cdot A \cdot (T_{Wand,a} - T_{Umg}), \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_s = \sigma \cdot \epsilon \cdot A \cdot (T_{Wand,a}^4 - T_{Umg}^4). \quad (3.7)$$

An der Rohrinneenseite wird der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_i$  über eine Nusselt - Reynolds - Korrelation für laminare und turbulente Rohrströmungen berechnet (VDI 1997). Jedes Rohrsegment besitzt eine thermische Masse entsprechend seines Gewichts sowie der Wärmekapazität des Rohrmaterials. Die Modellierung der Wärmeleitung in der Rohrwand erfolgt über die Wärmeleitgleichung für eine ebene Platte, da die Dicke der Rohrwand im Vergleich zum Rohrdurchmesser gering ist. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  am Abgasrohr wird über eine Nusselt-Reynolds-Korrelation für eine längs angeströmte Platte mit der Oberfläche des jeweiligen Abgasrohrsegments in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit bestimmt. Diese Art der Modellierung entspricht nicht den real vorherrschenden Bedingungen, führt aber als Näherung für die komplizierte Außenluftströmung an der Abgasanlage zu einer guten Übereinstimmung mit gemessenen Ergebnissen, wie in Kapitel 4.4.1 gezeigt wird. Zusätzlich wird der Wärmestrom durch Strahlung  $\dot{Q}_s$  von der Rohroberfläche zur Umgebung berechnet. Die Modellierung der Abgasanlage auch nach der Abgaswärmenutzungskomponente ist notwendig da auch dieser Bereich wie in Kapitel 4.1.2 beschrieben durch die Abgasabkühlung beeinflusst wird.

### 3.3 Modell Abgaswärmeübertrager

Die Modellierung des Abgaswärmeübertragers erfolgt als Teilmodell des Abgasanlagenmodells und ist in dieses integriert. Eingangsgrößen sind der zeitabhängige Abgasmassenstrom und die zeitabhängige Abgastemperatur an der entsprechenden Position der Abgasanlage, sowie der Getriebeölmassenstrom und die Getriebeöleintrittstemperatur. Zusätzlich ist noch der Absolutdruck

am Ausgang des Wärmeübertragers nötig. Gas- und Flüssigkeitsseite werden über die entsprechende Anzahl an eckigen Fluidkanälen modelliert. Die Wärmeübergangskoeffizienten werden ebenfalls, wie im Abgasrohr über Nusselt-Reynolds-Korrelationen (VDI 1997) berechnet. Die Berechnung der Wärmeleitung in der Apparatewand erfolgt über das Fouriersche Gesetz für ebene Flächen analog zu Gleichung 3.3 und 3.4. Die Metallwände erhalten eine thermische Masse entsprechend ihres Gewichts und ihrer Werkstoffkennwerte, um dem instationären thermischen Verhalten in der Abgasanlage Rechnung zu tragen.

Messungen am Heißgasprüfstand haben gezeigt, dass die dem Gas entzogene Wärme nicht vollständig an das Öl übertragen wird, sondern ein Teil der entzogenen Wärme über die Bauteiloberfläche an die Umgebungsluft übergeht. Dieser Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust}$  wird über einen thermischen Widerstand  $R_{Verlust}$  und der Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Apparatewand bestimmt

$$\dot{Q}_{Verlust} = \frac{1}{R_{Verlust}} \cdot (T_{WÜ,Wand,a} - T_{Umgebung}). \quad (3.8)$$

Der abgasseitig auftretende Gegendruck wurde ebenfalls am Prüfstand vermessen und über Gleichung 3.9 im Wärmeübertragermodell wie auch im Abgasanlagenmodell mitbetrachtet

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2. \quad (3.9)$$

## 3.4 Modell Getriebe

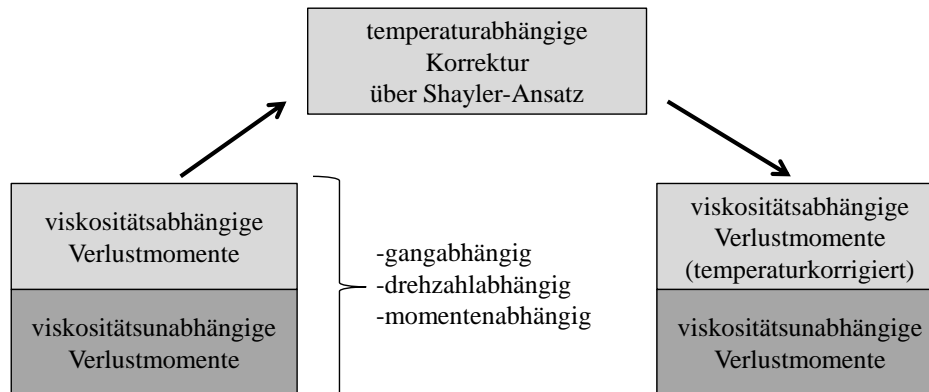
Das Modell des Getriebes besteht aus zwei Teilmodellen. Zum einen der Bereich, welcher die mechanischen Verluste im Getriebe aus einem Reibkennfeld berechnet, zum anderen der Bereich, der aus den Verlustleistungen und dem Wärmeaustausch mit der Umgebung den zeitlichen Temperaturverlauf des Getriebeöls bestimmt (Inderwisch u. Küçükay 2012)(Saxena u. a. 2012).

### 3.4.1 Reibungsverluste

Ein Getriebe hat die Funktion, die Drehzahl des Motors gangabhängig auf die Antriebswelle zu übersetzen. Dies geschieht allerdings nicht verlustfrei. An den Zahnrädern, Lagern, Kupplungen und der Ölpumpe treten Verluste auf und es kommt damit zu Wärmefreisetzung. Ein Teil dieser Reibverluste kann durch eine niedrigere Getriebeölviskosität verringert werden.

Im Reibverlustmodell wird ein Gang-, Drehzahl-, und Lastmoment- abhängiges vermessenes Reib-

verlustkennfeld des Getriebes verwendet. Im Modell wird angenommen, dass die Temperaturänderung im Getriebe nur die Reibungsanteile beeinflusst, welche auf die Getriebeölviskosität zurückzuführen sind. Aus diesem Grund wird im Modell aus dem lastabhängigen Momentenverlustkennfeld die Schleppreibung, also die Reibung ohne Last abgezogen, eine temperaturabhängige Korrektur durchgeführt und wieder auf die lastabhängigen Verluste aufaddiert.



**Abbildung 3.5:** Systematische Darstellung zur Berechnung des temperaturabhängigen Getriebeverlustmomentes

Das Verhältnis zweier Schleppmomente des Getriebes bei unterschiedlichen Temperaturen ist allerdings nicht proportional zum Verhältnis der Getriebeölviskositäten (Steffens u. a. 2014), deshalb wird ein Ansatz wie von Shayler (Shayler u. a. 1993) verwendet und noch durch einen drehzahlabhängigen Anteil erweitert. Der Ansatz hat zum Ziel aus der temperaturabhängigen Viskosität des Getriebeöls auf die Schleppreibung des Getriebes schließen zu können. Durch diesen Ansatz lässt sich anhand eines bei konstanter Drehzahl  $n_{ref}$  und Temperatur gemessenen Schleppmoments  $M_{v,ref}$  das Schleppmoment bei einer beliebigen Öltemperatur und damit Viskosität  $\nu$  sowie der vorherrschenden Drehzahl  $n$  berechnen

$$M_v = a \cdot M_{Verlust,ref} \left( \frac{\nu}{\nu_{ref}} \right)^b \left( \frac{n_{ref}}{n_{ref} + n} \right)^c - (a - 1) \cdot M_{Verlust,ref}. \quad (3.10)$$

Die Konstanten  $a$ ,  $b$ ,  $c$  müssen gangabhängig anhand einer Validierungskurve bei unterschiedlichen Temperaturen bestimmt werden. Eine solche Validierungskurve ist in Abbildung 7.4 im

Anhang abgebildet.

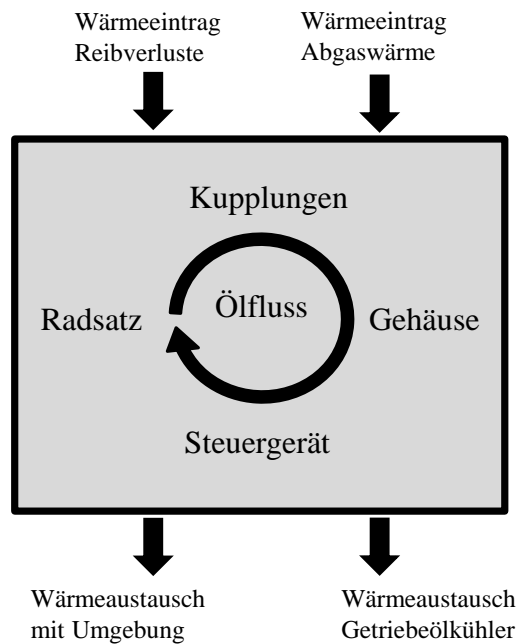
Die Verlustleistung und damit der Wärmeeintrag aufgrund von Getriebeverlusten wird über Gleichung 3.11 berechnet und an das thermische Getriebemodell übergeben.

$$P_{Verlust} = n \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot M_{Verlust} \quad (3.11)$$

Neben dem Wärmeeintrag der Reibverluste wird noch die Abwärme des Getriebesteuergeräts sowie die Reibwärme bei Schaltvorgängen an den Kupplungen dem thermischen Getriebemodell als Wärmeleistung zugeführt.

#### 3.4.2 Thermisches Modell

Ein modernes Doppelkupplungsgetriebe hat aufgrund seiner Komplexität eine Vielzahl von unterschiedlichen Ölführungen in seinem Inneren. Das Getriebeöl, welches neben der Schmierung auch der Kühlung dient, wird je nach Bedarf über verschiedene Verstellmechanismen zu den entsprechenden Komponenten im Getriebe geführt. Für die Simulation der Getriebetemperaturen wurde ein stark vereinfachtes hydraulisches Modell erstellt, das lediglich aus einem Ölkreislauf mit Ölpumpe sowie den thermischen Massen der einzelnen Getriebebauteile besteht, welche thermisch über ein Rohrmodell an den Ölkreislauf mit Ölsumpf angebunden sind.



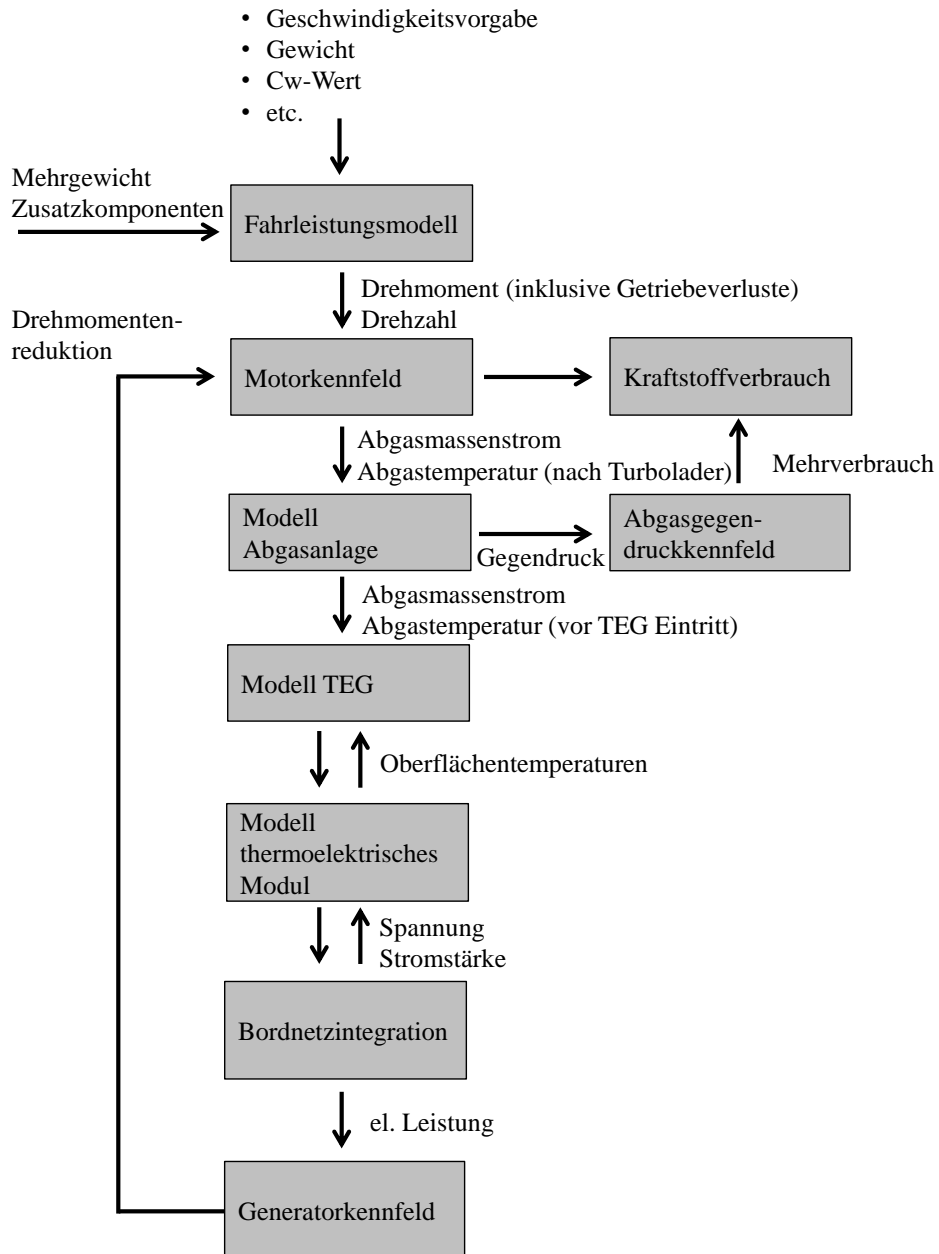
**Abbildung 3.6:** *Thermisches Getriebemodell*

Die modifizierte Verlustleistung aus dem Reibungskennfeld und die Abwärme des Steuergerätes werden über Wärmequellen an den entsprechenden Positionen in den Ölkreislauf eingebracht. Zusätzlich ist das thermische Getriebemodell über eine modellierte Ölleitung mit dem Wärmeübertragermodell verbunden, sodass ein direkter Austausch der Ölmassenströme und Temperaturen gegeben ist. Als weiterer Wärmeaustauschmechanismus wurde eine regelbare Wärmesenke implementiert, welche den Getriebeölkühler abbildet. Das thermische Modell berücksichtigt weiterhin temperatur- und fahrgeschwindigkeitsabhängige Wärmeströme des Getriebes mit der Umgebung, wobei der Wärmeübergangskoeffizient über einen quadratischen Term in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit abgeschätzt wird.

$$\dot{Q}_{Um} = k \cdot v^2 \cdot (T_{OG} - T_{Um}) \quad (3.12)$$

### 3.5 Gesamtfahrzeugmodell mit thermoelektrischem Generator

Das Gesamtfahrzeugmodell für die Modellierung eines Fahrzeugs mit TEG ist weitgehend gleich aufgebaut, wie das Fahrzeugmodell zur Getriebeölanwärmung.



**Abbildung 3.7:** Gesamtfahrzeugmodell zur Bestimmung des Verbrauchseinflusses einer thermoelektrischen Abgaswärmenutzung

Anstatt des Wärmeübertragermodells mit Verknüpfung zum Getriebe enthält es jedoch ein Modell für den thermoelektrischen Generator, welcher in das Abgasanlagenmodell integriert ist. Dieses besteht aus der physikalischen Beschreibung der Strömung und des Wärmeübergangs an der berippten Wärmeübertragerstruktur. Eingangsgrößen sind die zeitabhängigen Abgasmassenströme und Abgastemperaturen. Durch die thermische Verknüpfung mit dem integrierten Modulmodell lassen sich dadurch die zweidimensionale Temperaturverteilungen im Bauteil bestimmen. Das Modulmodell, welches entsprechend der Anzahl in Reihe befindlichen Module mehrfach in das TEG-Modell eingebunden ist, errechnet aus den auftretenden Temperaturverläufen die elektrische Spannung und Stromstärke in Abhängigkeit der elektrischen Verschaltung und Bordnetz-anbindung, wodurch die elektrische Leistungsberechnung des TEGs möglich ist.

Weiterhin ist das drehzahlabhängige Wirkungsgradkennfeld des Generators erforderlich, um das reduzierte Drehmoment für den Motor aufgrund der vom TEG produzierten elektrischen Leistung zu bestimmen. Wie auch beim Gesamtfahrzeugmodell für den reinen Abgaswärmeübertrager, wird beim TEG der Mehrverbrauch durch den erhöhten Abgasgegendruck über das Gegendruckkennfeld bestimmt. Das Abgasanlagenmodell ist bis auf die eingesetzte Wärmenutzungseinheit identisch mit dem Modell zur Getriebeölanwärmung.

Die Umsetzung dieses Modells mit dem Simulationsprogramm Dymola<sup>®</sup> ist Abbildung 3.8 dargestellt.

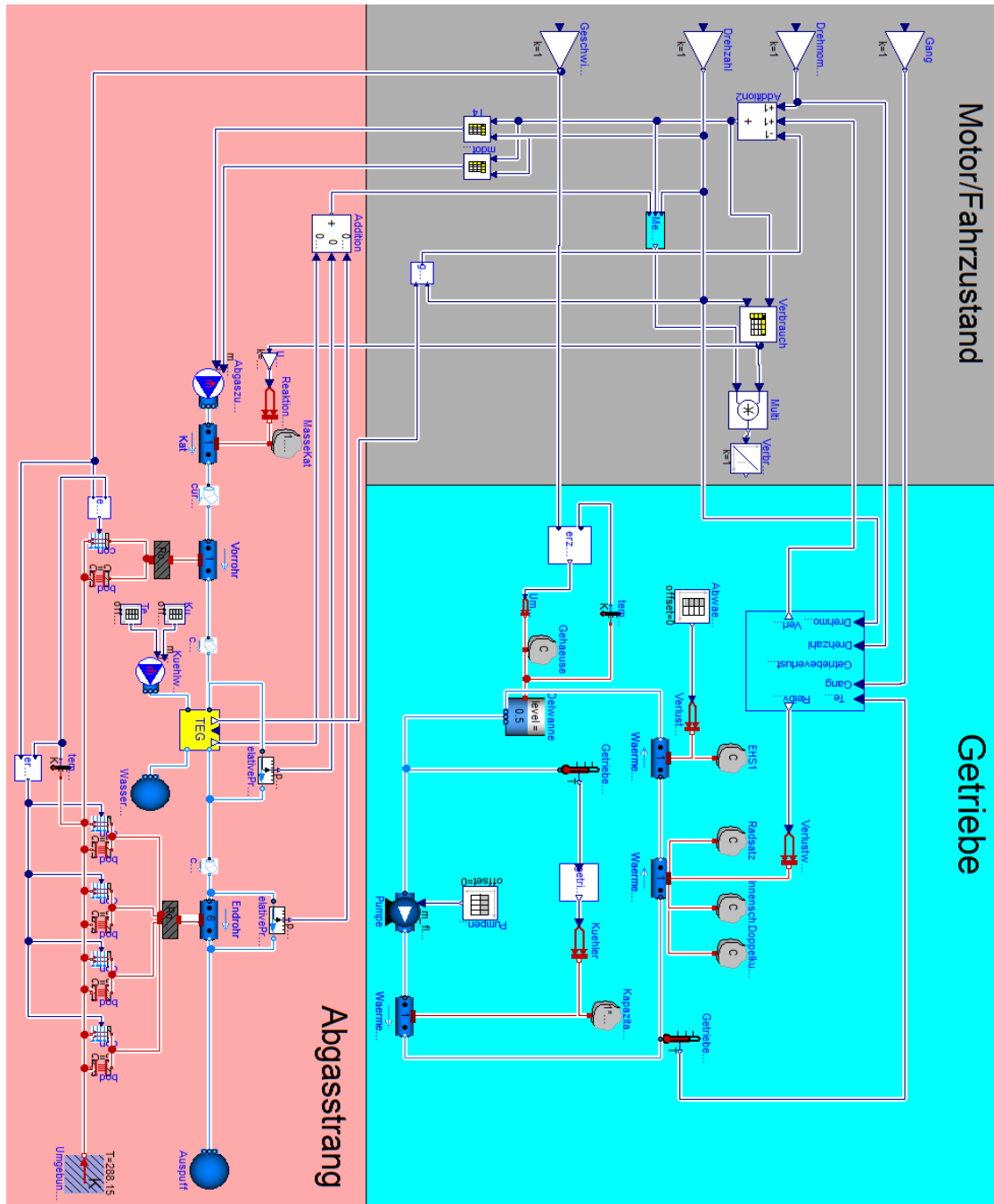


Abbildung 3.8: Umsetzung des Gesamtmodells mit der Simulationssoftware Dymola<sup>®</sup>



## 3.6 Modell des thermoelektrischen Generators

Das Modell des thermoelektrischen Generators ist ein separates Modell, welches in das Abgasanlagenmodell integriert ist. Externe Eingangsgrößen aus dem Abgasmodell sind Abgasmassenstrom sowie Abgastemperatur und Abgasdruckniveau an der entsprechenden Stelle der Abgasanlage. Von der Kühlwasserseite gibt die Eingangsgrößen Kühlwassertemperatur und Massenstrom. Als direkte Rückgabegröße liefert das Modell eine zeitabhängige elektrische Leistung, sowie den zusätzlichen auftretenden Abgasgegendruck. Außerdem werden die veränderten Medientemperaturen an die betroffenen Modelle übergeben.

### 3.6.1 Wärmeströme im thermoelektrischen Generator

Dem Modell liegt ein Generatordesign in Schichtbauweise zugrunde, das so auch am Heißgasprüfstand vermessen wurde (Rauscher u. a. 2013). Aus Gründen der Symmetrie wird nicht der gesamte TEG im Modell abgebildet, sondern auf einen halben Heißgaskanal sowie einen halben Kühlkanal mit dazwischenliegenden thermoelektrischen Modulen, wie in Abbildung 3.9 dargestellt, reduziert. Es wird angenommen, dass jeder Gaskanal sowie jeder Kühlkanal gleich durchströmt wird und sich demnach auch dieselben Oberflächentemperaturen sowie Spannungs- und el. Widerstandsniveaus an den positionsgleichen Modulen einstellen.

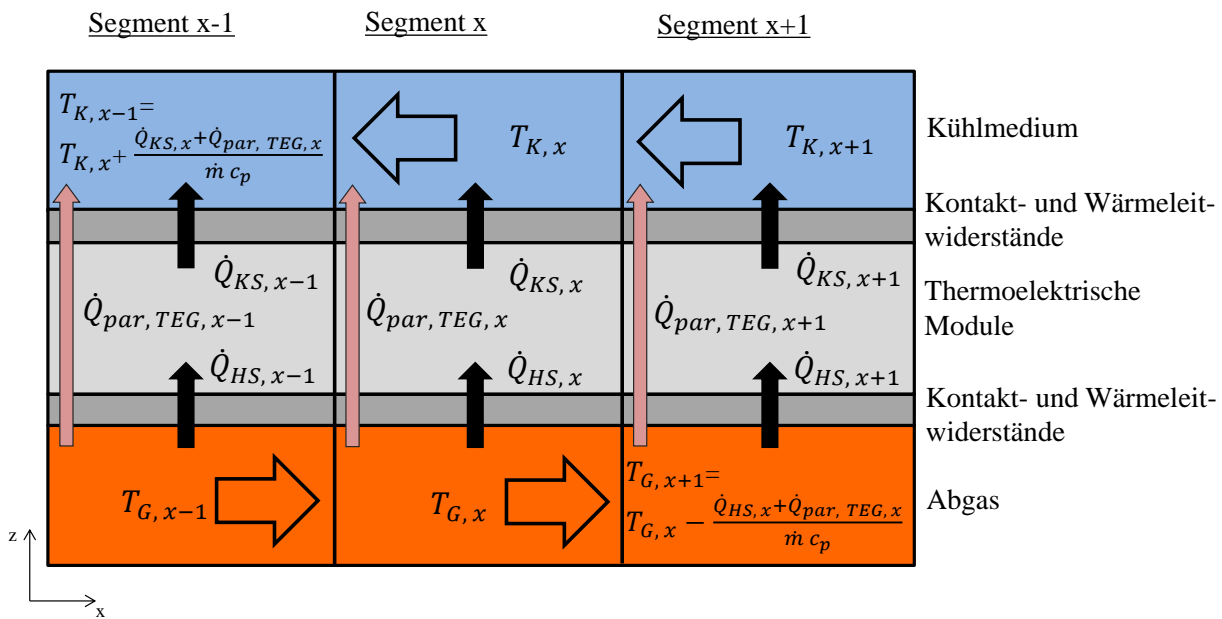


Abbildung 3.9: Prinzipschaubild des TEG Simulationsmodells

Der Wärmeübergang im berippten Gas- und Kühlwasserkanal wird wie im Modell des Wärmeübertragers in Kapitel 3.3 über Nusselt-Reynolds-Korrelationen beschrieben (VDI 1997). Ebenso wird die Fouriersche Wärmeleitgleichung für ebene, feste Körper für die Wärmeleitung durch die Metallwände wie im Wärmeübertragermodell in Kapitel 3.3 verwendet. Neben dem Wärmestrom, welcher abhängig vom eingesetzten TE-Modul über das Modul fließt, wird ein weiterer Wärmestrom vom Gas zum Kühlmedium berücksichtigt. Dieser Wärmestrom tritt als parasitärer Wärmestrom  $\dot{Q}_{par,TEG}$  bedingt durch Wärmeleitung von Metallverbindungen im TEG-Aufbau, sowie durch Wärmestrahlung und Konvektion aufgrund von kleinen Zwischenräumen im TEG-Aufbau auf und kann so auch am Prüfstand nachgewiesen werden. Um diesem Wärmestrom Rechnung zu tragen, wird ein weiterer Wärmewiderstand  $R_{par,TEG}$  im Modell eingesetzt. Der Wärmewiderstand für das Modul im jeweiligen Strömungssegment wird über das Modulmodell festgelegt. Die Größe dieses Wärmewiderstands ist neben dem Aufbau des Moduls, den Materialkennwerten des TE-Materials auch von der am Modul anliegenden Stromstärke und Temperatur abhängig. An den jeweiligen thermischen Verknüpfungspunkten von Modulmodell und Wärmeübertragermodell gelten folgende Randbedingungen:

$$T_{KS,M,x} = T_{KS,WÜ,x} \quad (3.13)$$

und

$$\dot{Q}_{KS,M,x} = \dot{Q}_{KS,WÜ,x} - \dot{Q}_{par,TEG,x}. \quad (3.14)$$

Für die Heißseite sowie weitere Wärmeleitwiderstände in z-Richtung gelten die entsprechenden Verknpfungsbedingungen. Die thermischen Kapazitäten für die Wärmeübertragerstruktur, die Einhausung sowie für das thermoelektrische Modul selbst werden im jeweiligen Segment mitberücksichtigt. Die Wärmeleitung in der Wärmeübertragerstruktur in x-Richtung wird über die Fouriersche Wärmeleitgleichung beschrieben.

### 3.6.2 Modell des thermoelektrischen Moduls

Das Modulmodell ist eine Teil-Komponente des TEG-Modells und wird in dieses entsprechend der Anzahl betrachteter Module integriert. Die Einkopplung erfolgt durch die Verknüpfung der thermischen Randbedingungen 3.13 und 3.14. Der Aufbau von thermoelektrischen Modulen führt bei gleichen thermischen Randbedingungen zwangsweise zu einer Wirkungsgradreduktion gegenüber dem thermoelektrischen Rohmaterial (Mazar u. a. 2011)(Laube u. a. 2012). Gründe hierfür sind zum einen zusätzlich im Modulaufbau auftretende thermische und elektrische Widerstände bzw. ungewollte Wärmebrücken. Der Wirkungsgrad hängt stark vom Modulaufbau ab. Hier kommen sowohl zusätzliche Kontaktwiderstände zwischen den einzelnen Materialschichten im Modul als auch die Leitwiderstnde des thermoelektrisch inaktiven Materials hinzu. Gerade eine aus Gründen der Modullebensdauer erforderliche Vakuumkapselung verändert das thermische Netzwerk deutlich: Die zusätzlichen Wärmewiderstände führen dazu, dass am thermoelektrischen Material selbst ein geringerer Temperaturgradient anliegt und somit die Thermo- spannung und folglich auch die Leistung sinkt. Gleichzeitig reduzieren diese Wärmewiderstände auch den Gesamtwrmefluss durch das Modul. Als Wärmebrücken kommen die Wärme- strahlung und Konvektion im freien Raum zwischen dem thermoelektrischen Material zum Tragen, bzw. die Wärmeleitung eines Füllmaterials oder einer Modulverkapselung. Diese ungewollten, parallel zum Wärmetransport durch das TE-Material auftretenden Wärme- ströme führen zu einer Reduktion des gesamten thermischen Widerstands des Moduls, ohne dass dadurch mehr elek- trische Leistung generiert wird. Die Folge ist, dass bei thermischen Randbedingungen, bei denen die Oberflächentemperatur nicht fest vorgegeben ist (wie in einem TEG), der Temperaturgradient über das gesamte Modul und damit auch über das TE-Material absinkt, wodurch sich sowohl die Leistung als auch der Wirkungsgrad gegenüber einem theoretisch idealen Modul reduzieren.

Abbildung 3.10 zeigt den thermischen Aufbau des Modulmodells.

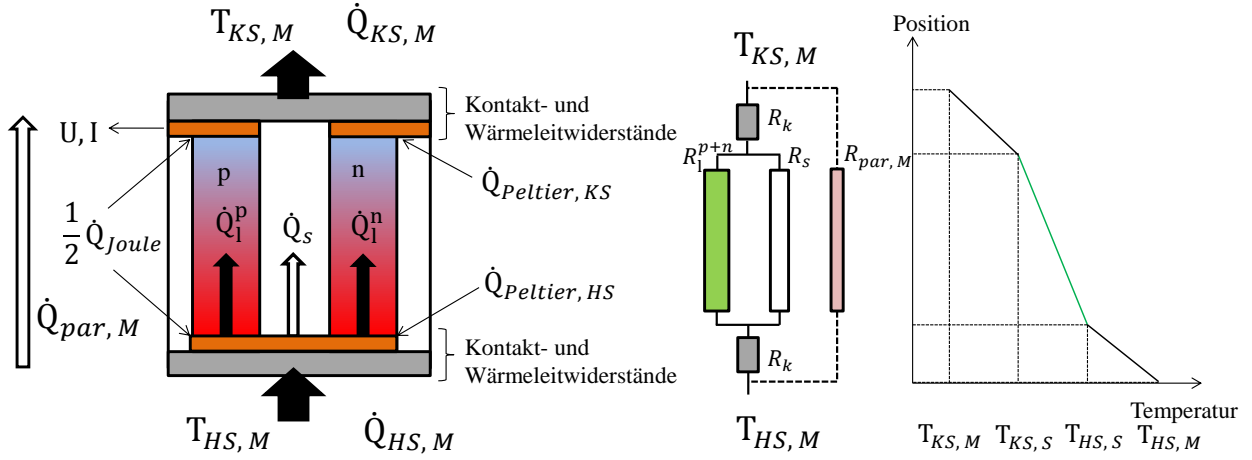


Abbildung 3.10: Modell thermoelektrisches Modul

Das Modell hat einen thermischen Knotenpunkt an Heiß- und Kaltseite des Moduls, welche mit dem TEG-Modell verbunden sind, sowie zwei elektrische Knotenpunkte für die elektrische Anbindung. Zur Berechnung der grundlegenden Moduleigenschaften werden folgende Gleichungen verwendet

$$U_0 = (\alpha_p(T_m) - \alpha_n(T_m)) \cdot \frac{n}{2} \cdot (T_{HS,S} - T_{KS,S}), \quad (3.15)$$

$$R_i = \underbrace{\frac{n \cdot d}{2 \cdot A_s} \cdot \left( \frac{1}{\sigma_p(T_m)} + \frac{1}{\sigma_n(T_m)} \right)}_{\text{el. Widerstand TE-Schenkel}} + \underbrace{2 \cdot n \cdot R_{k,el}}_{\text{el. Widerstand Anbindung+Leiterbrücken}} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{HS,S} = & \underbrace{\frac{n}{2} \cdot \frac{A_s}{d} \cdot (\lambda_p(T_m) + \lambda_n(T_m)) \cdot (T_{HS,S} - T_{KS,S})}_{\text{Wärmeleitung TE Material}} + \underbrace{\sigma \cdot \epsilon \cdot (A_M - n \cdot A_s) \cdot (T_{HS,S}^4 - T_{KS,S}^4)}_{\text{Wärmestrahlung im Zwischenraum}} \\ & + \underbrace{T_{HS,S} \cdot \frac{n}{2} \cdot (\alpha_p - \alpha_n) \cdot I}_{\text{Peltierwärmestrom}} - \underbrace{I^2 \cdot \frac{R_i}{2}}_{\text{joulesche Wärme}} + \underbrace{\frac{1}{R_{par,M}} \cdot (T_{HS,M} - T_{KS,M})}_{\text{sonstige parasitäre Wärme}} \end{aligned} \quad (3.17)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{KS,S} = & \frac{n}{2} \cdot \frac{A_s}{d} \cdot (\lambda_p(T_m) + \lambda_n(T_m)) \cdot (T_{HS,S} - T_{KS,S}) + \sigma \cdot \epsilon \cdot (A_M - n \cdot A_s) \cdot (T_{HS,S}^4 - T_{KS,S}^4) \\ & + T_{KS,S} \cdot \frac{n}{2} \cdot (\alpha_p - \alpha_n) \cdot I + I^2 \cdot \frac{R_i}{2} + \frac{1}{R_{par,M}} \cdot (T_{HS,M} - T_{KS,M}). \end{aligned} \quad (3.18)$$

Gleichung 3.15 dient der Berechnung der el. Spannung, welche das Modul generiert, wenn keine elektrische Last am Modul anliegt. Zur Berechnung der temperaturabhängigen Seebeck-Koeffizienten wird die gemittelte Temperatur  $T_m = \frac{T_{HS,S} + T_{KS,S}}{2}$  im n bzw. p dotierten thermoelektrischen Material verwendet. Durch die Multiplikation der Differenz der Seebeck-Koeffizienten für p- und n-Halbleiter mit der Anzahl der Schenkelpaare im Modul und der am Schenkel anliegenden Temperaturdifferenz kann die Leerlaufspannung  $U_0$  des Moduls berechnet werden.

Der el. Innenwiderstand, der sich aus dem elektrischen Widerstand der Halbleiterschlenkel sowie dem Widerstand an den Kontaktflächen der Schenkel und den Leiterbrücken zusammensetzt, wird über Gleichung 3.16 beschrieben. Wie die Seebeck-Koeffizienten werden auch die temperaturabhängigen elektrischen Leitfähigkeiten im Modul über die gemittelte Temperatur  $T_m$  in den p- und n-Schenkel berechnet.

Die auf Höhe des thermoelektrischen Materials auf der Heißseite eingetragene Wärme bzw. die ausgetragene Wärme an der Kaltseite des Materials wird durch die Gleichungen 3.17 und 3.18 modelliert. Hierbei setzt sich der Wärmeeintrag aus den in Kapitel 2.5.1 beschriebenen Effekten der Wärmeleitung durch das thermoelektrische Material, dem Peltier-Effekt und dem Joule-Effekt zusammen. Der Thomson-Effekt wird an dieser Stelle nicht berücksichtigt, da die Änderung des Seebeck-Koeffizienten ( $\frac{d\alpha}{dT}$ ) vernachlässigbar klein ist. Es werden jedoch weitere Terme zur Beschreibung der Wärmestrahlung und des parasitären Wärmestroms von der Heißseite zur Kaltseite des Moduls eingeführt. Der parasitäre Wärmestrom entsteht z.B. durch Wärmeleitung durch eine Modulkapselung. Die Wärmestrahlung findet in den Schenkelzwischenräumen und in den Randzonen des Moduls statt. Der Temperaturabfall zwischen der Moduloberflächentemperatur und der Temperatur, welche letztendlich am thermoelektrischen Schenkel anliegt, wird durch die Einführung eines thermischen Widerstandes beschrieben.

$$\dot{Q}_{hs} = 1/R_k (T_{HS,M} - T_{HS,S}) \quad (3.19)$$

Der hier verwendete Wärmewiderstand  $R_k$  bildet den Widerstand der Leiterbrücken und der elektrischen Isolationsschicht sowie die jeweiligen Kontaktschichten ab. Eine entsprechende Model-

lierung wird auch auf der Kaltseite des Moduls verwendet.

Für die Spannungsberechnung am Modul unter Last wird das ohmsche Gesetz angewendet.

$$U = U_0 - I \cdot R_i(T_m) \quad (3.20)$$

Die Kopplung der Gleichungen 3.17, 3.18 und 3.20 über die elektrische Stromstärke  $I$  führt direkt zu einer Beeinflussung des thermischen Verhaltens des Moduls durch die elektrischen Bedingungen, welche am Modul anliegen.

Zur Bestimmung der temperaturabhängigen, thermoelektrischen Materialeigenschaften wie Seebeck-Koeffizient, Wärmeleitfähigkeit und elektrische Leitfähigkeit des abzubildenden Moduls wurden Materialdaten der Stoffklasse Skutterudite (Guo u. a. 2012) verwendet.

#### **3.6.3 Modell der elektrische Verschaltung und Anbindung**

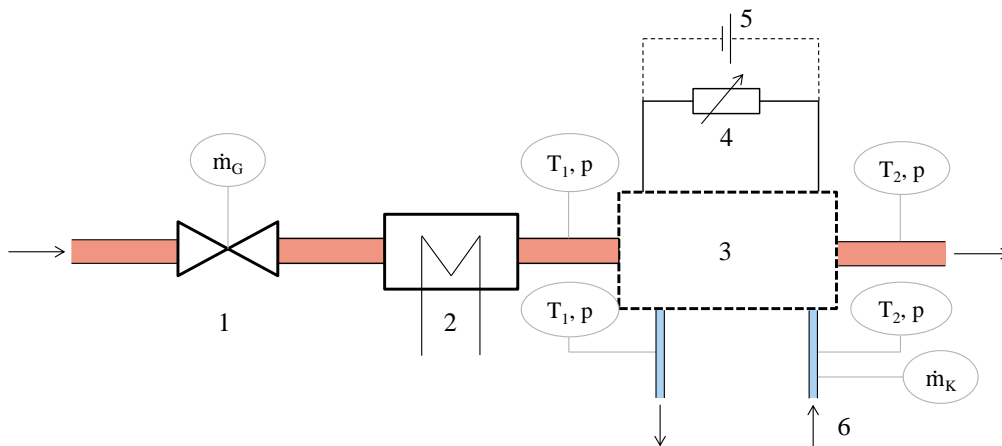
Die thermoelektrischen Module innerhalb eines TEGs können elektrisch seriell und/oder parallel verschaltet werden. Um die auftretenden elektrischen Interaktionen, wie sie in Kapitel 4.3.2 gezeigt werden, abbilden zu können, werden die einzelnen Module als Spannungsquellen mit Innenwiderstand betrachtet. Die Kirchhoffschen Gesetze (Küpfmüller u. Kohn 1993) dienen hierbei zur Berechnung der Spannung und Stromstärke an den verschalteten Modulen.

## **4 Messergebnisse und Validierung der Simulationsmodelle**

In diesem Kapitel werden durchgeführte Messungen und deren Messergebnisse beschrieben und mit den entsprechenden Ergebnissen aus den Simulationsmodellen abgeglichen. Hierzu werden Messungen an einem Heißgasprüfstand für die Abgasanlage, den Abgaswärmeübertrager und den TEG durchgeführt. Weiterhin dienen Messungen an einem TE-Modulprüfstand zur Validierung des elektrischen und thermischen Verhaltens im Modulmodell. Messungen zur Erwärmung des Getriebes sowie Messungen der Abgastemperatur entlang der Abgasanlage werden an einem Versuchsfahrzeug durchgeführt.

### **4.1 Messungen am Heißgasprüfstand**

Zur Charakterisierung der Bauteile für den Abgasstrang werden diese an einem Heißgasprüfstand vermessen. Ein schematischer Aufbau des Prüfstands ist in Abbildung 4.1 dargestellt.



**Abbildung 4.1:** Schematische Darstellung des Heißgasprüfstandes: 1) Gasmassenstromregler, 2) Gasheizer, 3) Testkomponente, 4) el. Last, 5) Batterie, 6) Kühlthermostat

Der Heißgasprüfstand wird durch Druckluft versorgt, deren Massenstrom durch einen Massenstromregler vorgegeben werden kann. Elektrische Heizer heizen den Gasstrom auf die gewünschte Temperatur auf. Die zu untersuchende Komponente ist in einem Abstand von 50 cm zu den Heizern in den Prüfstand integriert, so dass sich das Gasströmungsprofil ausbilden kann. Zusätzlich beinhaltet der Prüfstand einen Kühlthermostat zur Vorgabe der Temperatur des Kühlmediums und des Kühlmedienmassenstroms. Sowohl an der Gasseite als auch an der Kühlseite sind vor und nach der zu vermessenden Komponente Temperatur und Drucksensoren integriert. Zur Charakterisierung des elektrischen Verhaltens von thermoelektrischen Generatoren steht zusätzlich noch eine elektrische Last zur Verfügung.

#### 4.1.1 Abgaswärmeübertrager

Zur Kennfeldbestimmung der Übertragungsleistung des Wärmeübertragers wird neben den Gas- und Ölmassenströmen auch die Gaseintrittstemperaturen variiert. Bei dem verwendeten Bauteil handelt es sich um einen Plattenwärmeübertrager mit einer ölseitigen Wärmeübertragungsfläche von ca. 720 cm<sup>2</sup>. In Abbildung 4.2 sind die aus dem Abgas entzogene Wärmemenge sowie die in das Getriebeöl eingebrachte Wärmeleistung bei einer Gastemperatur von 450°C und verschiedenen Gasmassenströmen abgebildet. Der Ölvolumenstrom beträgt 7 l/min. Die Leistung wird über eine Energiebilanz mit Hilfe der vorhandenen Messstellen für Massenströme und Temperaturen sowie den temperaturgemittelten Wärmekapazitäten des jeweiligen Fluids bestimmt



$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_1 - T_2)$ . In den Messergebnissen ist deutlich zu erkennen, dass sich nicht die volle, dem Gas entzogene Wärmeleistung im Öl wiederfindet. Ein Teil des dem Gas entzogenen Wärmestroms geht durch Konvektion an die Umgebung bzw. durch Wärmeleitung an angebundene Bauteile verloren.

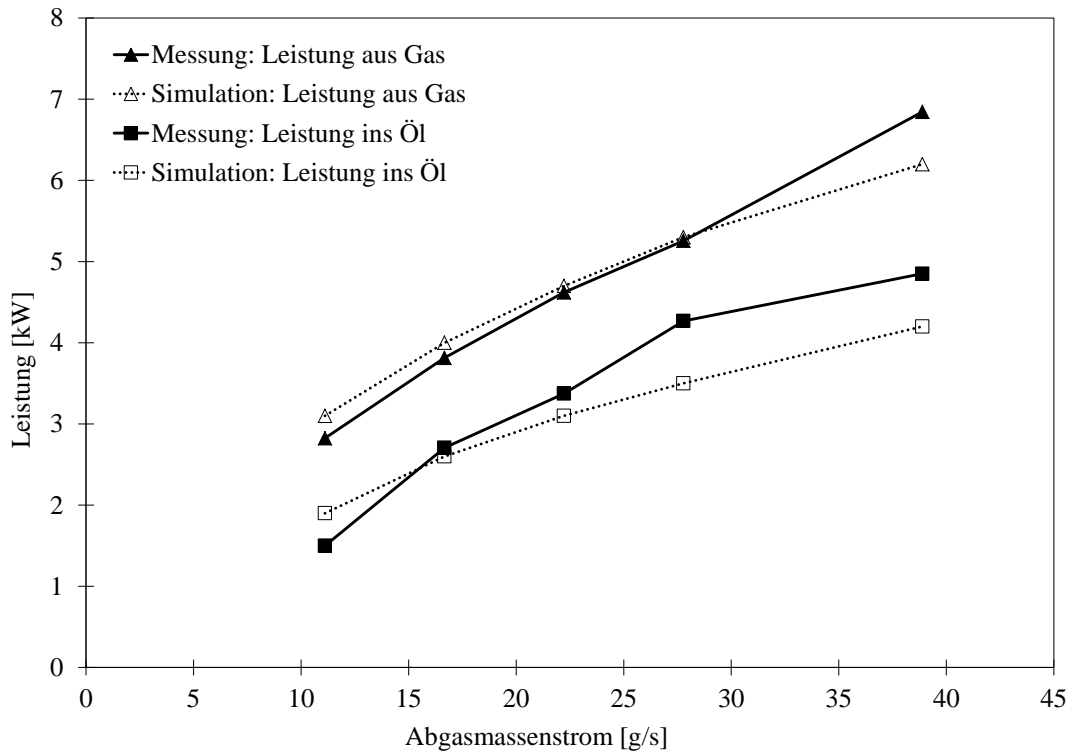
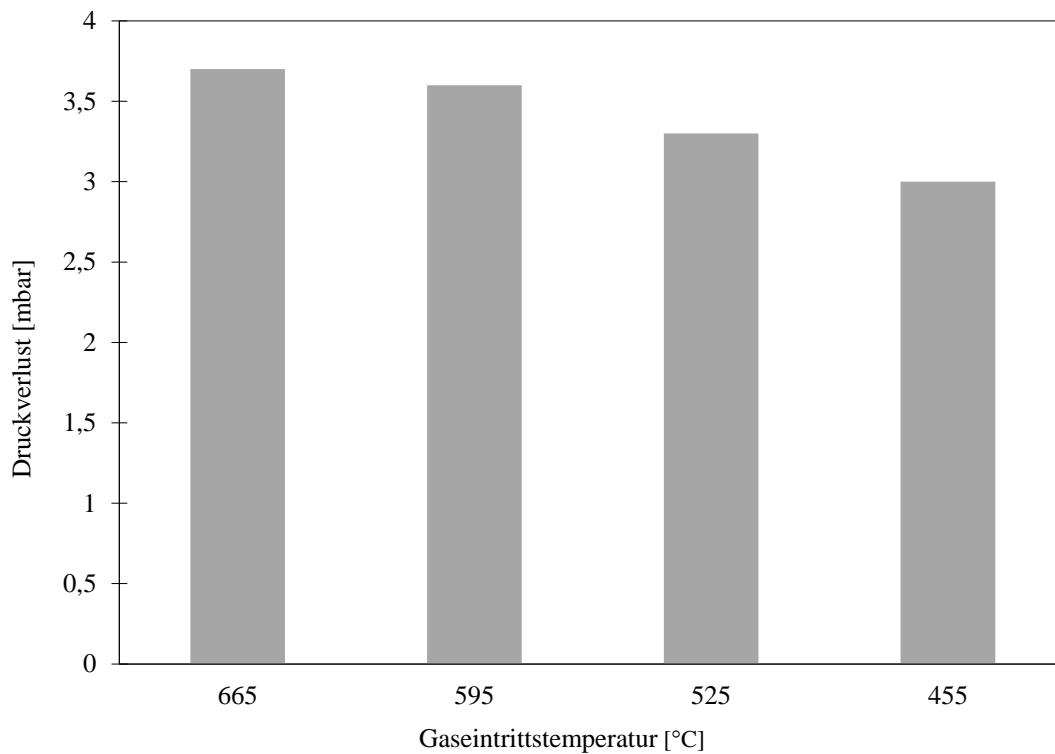


Abbildung 4.2: Messung und Validierung des untersuchten Abgaswärmeübertragers

#### 4.1.2 Abgasabkühlung im Rohr

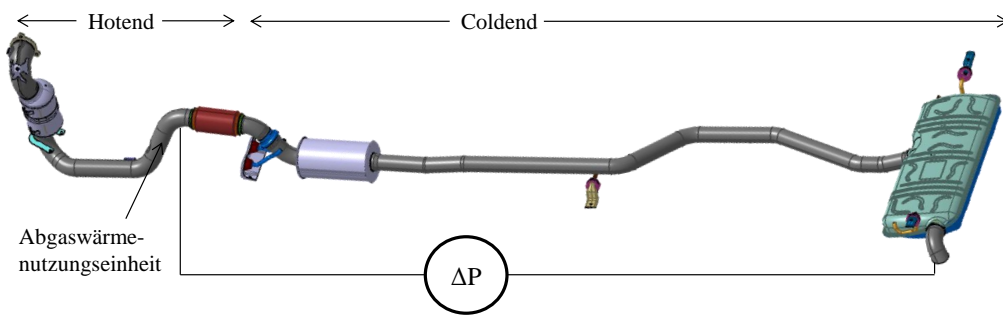
Durch den Wärmeentzug im Abgas steigt die Dichte des Gases an. Dies führt dazu, dass sich die Strömungsgeschwindigkeit des Abgases verlangsamt und damit der Druckverlust in den nachfolgenden Komponenten der Abgasanlage gegenüber demselben Betriebspunkt ohne Wärmeentzug sinkt. Der Effekt der Druckverlustreduktion konnte sowohl in einem Prinzipversuch an einem geraden Rohrsegment, als auch an einer vollständigen Abgasanlage mit eingebauter Abgaswärmenutzungskomponente am Heißgasprüfstand nachgewiesen werden. Abbildung 4.3 zeigt den gemessenen Druckverlust bei einem Gasmassenstrom von 35 g/s für ein 1 Meter langes Abgasrohrsegment bei verschiedenen Gaseintrittstemperaturen.



**Abbildung 4.3:** *Druckverlustreduktion durch Abgasabkühlung*

Gegenüber einer Gaseintrittstemperatur von 665°C zeigt eine um 210 K verringerte Eintrittstemperatur eine Druckverlustreduktion um 19%. Gleichzeitig ist jedoch auch die Gasabkühlung entlang des Rohrsegments aufgrund des niedrigeren Temperaturgradienten zwischen Heißgas und Umgebung geringer.

Bei der Untersuchung der Druckverlustminderung im gesamten Coldend der verwendeten Abgasanlage, wie in Abbildung 4.4 dargestellt, war je nach Betriebspunkt eine Druckverlustreduktion von bis zu 20% durch den Einsatz eines Abgaswärmeübertragers gegenüber einer Bypassschaltung messbar.



**Abbildung 4.4:** Messung der Druckverlustreduktion im Coldend bei Einsatz eines Abgaswärmeübertragers in der betrachteten Abgasanlage

Der absolute Druckverlust des vermessenen Coldends ist jedoch in den betrachteten Betriebspunkten, in denen der Abgaswärmeübertrager aktiv ist, gegenüber dem Druckverlust des Hotends, mit integriertem Abgaswärmeübertrager, gering. Deshalb spielt die Druckverlustreduktion in diesem Bereich der Abgasanlage bezogen auf den gesamten Druckverlust eine untergeordnete Rolle.

## 4.2 Thermoelektrische Modulcharakterisierung

Zur Bestimmung der Eigenschaften von unterschiedlichen thermoelektrischen Modulen wird ein Modulprüfstand verwendet. Ein schematischer Aufbau eines solchen Prüfstandes ist in Abbildung 4.5 zu sehen.

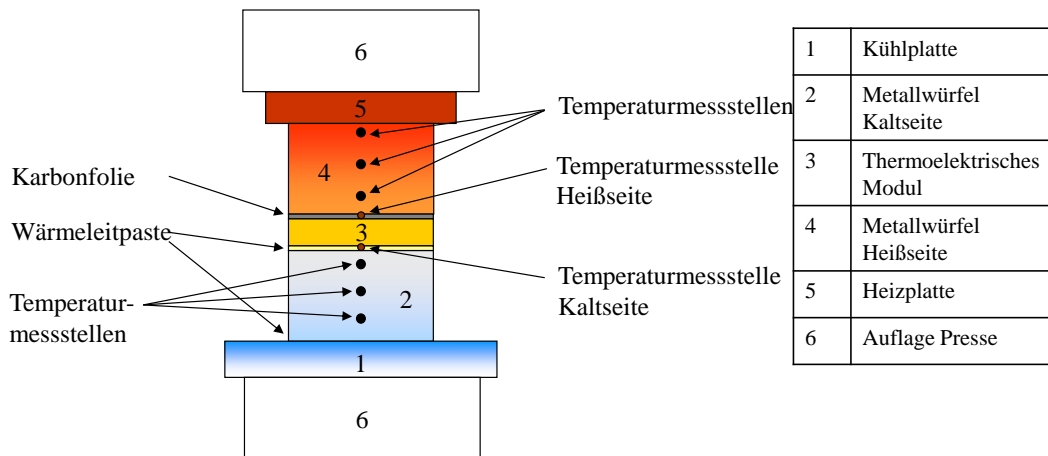
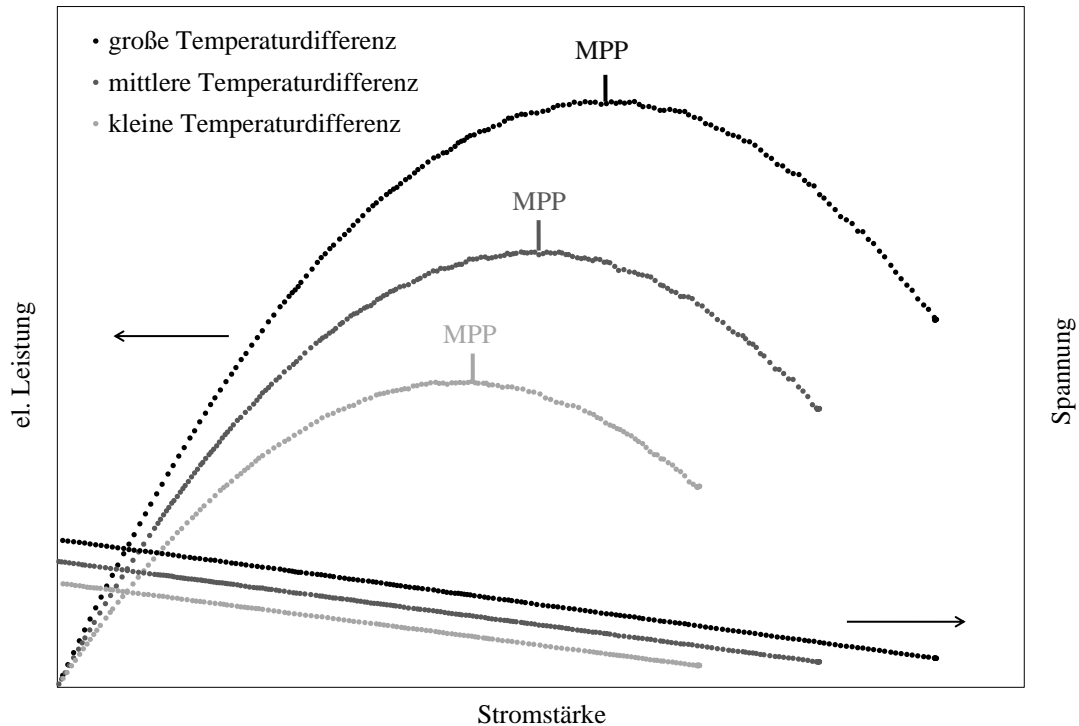


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung eines thermoelektrischen Modulprfstandes

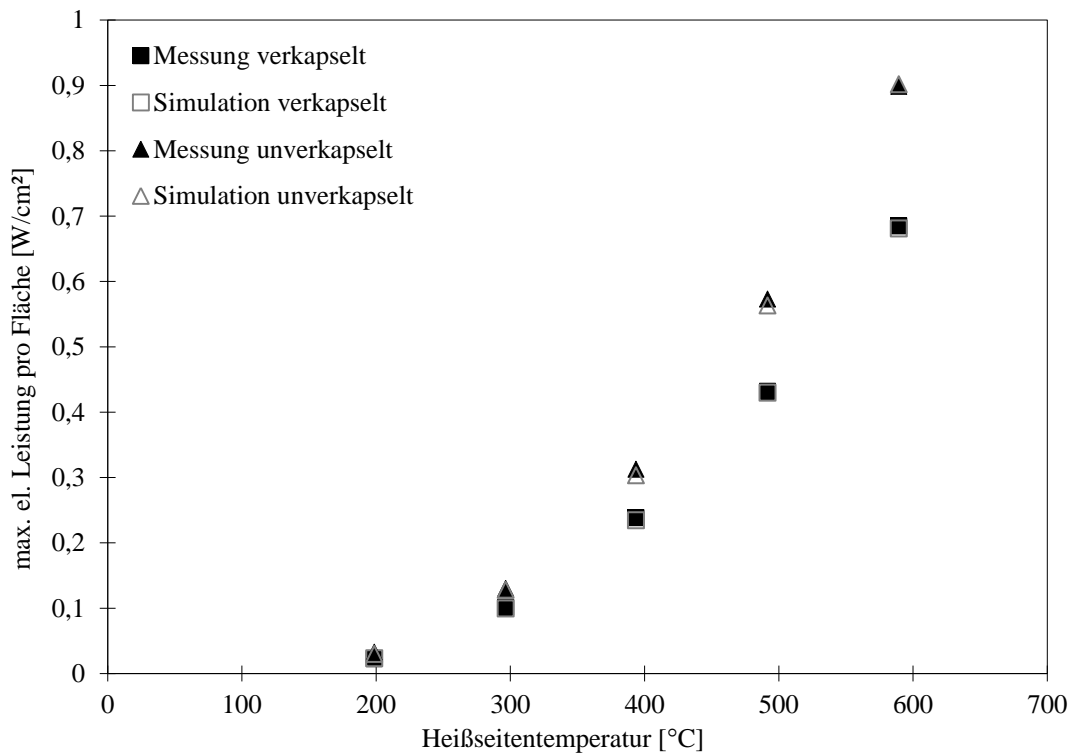
Der Prüfstand besitzt eine elektrische Heizplatte, welche als Wärmequelle für das thermoelektrische Modul dient. Unter der Heizplatte befindet sich ein Metallwrfel, dessen Auflagefläche der Fläche des Moduls entspricht. Der Metallwrfel ist mit Temperaturmessstellen in definiertem Abstand versehen. Zwischen dem Metallblock und dem eigentlichen Modul befindet sich eine Schicht, welche einen möglichst guten Kontakt zwischen Metallblock und thermoelektrischen Modul gewährleisten soll. In der Regel wird hier Wärmeleitpaste beziehungsweise Grafitfolie verwendet. Der untere Metallblock hat die gleiche Auflagefläche wie der obere Metallblock und ist ebenfalls mit Temperaturmessstellen in definiertem Abstand versehen. Die Temperaturmessstellen dienen unter der Einbeziehung der Wärmeleitfähigkeit, der Auflagefläche und des Abstandes der Messstellen zur Berechnung des Wärmestroms, welcher in das Modul eingebracht wird. An das Modul wird eine elektrische Last mit variablem elektrischen Widerstand angeschlossen. Um die bisher im Simulationsmodell in Kapitel 3.6.2 unbekannt Größen wie Wrmekontaktwiderstnde experimentell zu bestimmen, ist zunächst die Messung der Spannung ohne elektrische Last des Moduls für bei unterschiedlichen aufgeprägten Oberflächentemperaturen notwendig. Durch die Höhe der Leerlaufspannung und des gemessenen Wärmestroms durch das Modul kann über die thermoelektrischen Materialdaten und die Schenkelanzahl auf die tatsächlichen Heiß- und Kaltseitentemperatur am Schenkel geschlossen werden, woraus sich die Wärme- und elektrischen Widerstände im Modulaufbau  $R_k$  und  $R_{par,M}$  ableiten lassen. Aus der Differenz des gemessenen elektrischen Innenwiderstands und den aus den Stoffdaten berechneten elektrischen Widerständen des TE-Materials wird die Summe aller el. Kontaktwiderstände bestimmt. Für die Messung der elektrischen Leistung des Moduls wird der Strom der elektrischen Last, welche am Modul ange-

geschlossen ist, erhöht. Dadurch sinkt die am Modul anliegende Spannung ab, die elektrische Leistung steigt zunächst an und fällt nach dem Erreichen des Maximalwertes wieder ab. Der Punkt der maximalen Leistung wird bei halber Leerlaufspannung erreicht. Dieser Punkt wird als Maximum Power Point (MPP) bezeichnet. Abbildung 4.6 zeigt die Ergebnisse einer typischen Messung eines thermoelektrischen Moduls bei unterschiedlichen aufgeprägten Temperaturdifferenzen.



**Abbildung 4.6:** Modulcharakterisierung zur Bestimmung des elektrischen Verhaltens

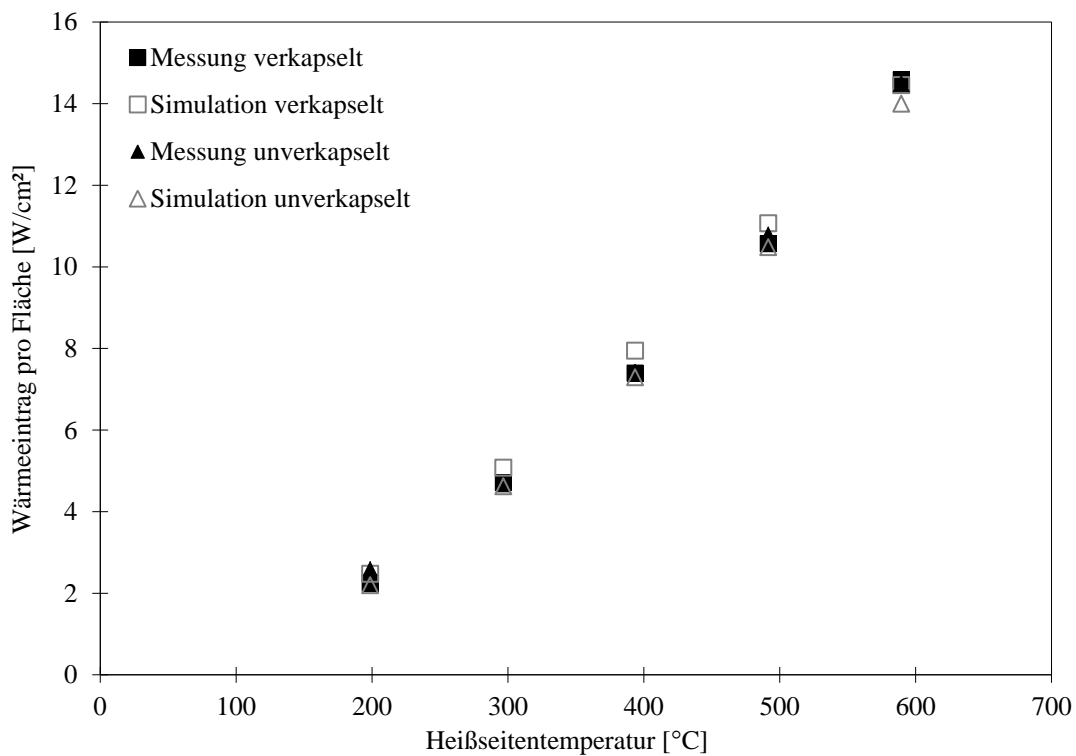
Durch die Ermittlung der fehlenden modulspezifischen Kenngrößen lässt sich das Simulationsmodell für ein vermessenes Modul vollständig parametrieren. Abbildung 4.7 zeigt die gemessene und simulierte el. Leistung pro Auflagefläche im MPP für eine Kaltseitentemperatur von 100°C für ein verkapseltes und ein gleich aufgebautes unverkapseltes Modul aus Skutteruditmaterial.



**Abbildung 4.7:** Messung und Simulation der generierten el. Leistung pro Fläche. Kaltseitentemperatur: 100°C. Quelle Messwerte: (Sottong 2012)

Die Leistungsdichte des unverkapselten Moduls liegt deutlich über der Leistungsdichte des verkapselten Moduls. Diese Differenz wächst mit steigender Heißseitentemperatur. Bei einer Heißseitentemperatur von 589°C erreicht das unverkapselte Modul eine um 32% höhere Leistung, als das verkapselte Modul. Die Leistungseinbußen sind auf die durch die Kapsel bedingte verminderte Temperaturdifferenz an den thermoelektrischen Schenkeln zurückzuführen, da die Kapsel einen zusätzlichen Wärmewiderstand auf Heiß- und Kaltseite hervorruft. Generell besteht eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung.

Neben der Bestimmung der el. Leistung ist der Wärmestrom, welcher bei einer festgelegten Temperaturdifferenz in das thermoelektrische Modul eingebracht wird, eine weitere wichtige Größe bei der Charakterisierung eines thermoelektrischen Moduls. Die gemessenen und berechneten Wärmeströme im MPP für die quivalenten Messpunkte sind in Abbildung 4.8 zu sehen.



**Abbildung 4.8:** Messung und Simulation des in das Modul eingetragenen Wärmestroms pro Fläche. Kaltseitentemperatur: 100°C. Quelle Messwerte: (Sottong 2012)

Interessant ist, dass die Wärmestromdichten sowohl für das gekapselte, als auch für das ungekapselte Modul einen sehr ähnlichen Verlauf aufweisen. Dies bedeutet, dass der zusätzlich auftretende Kontakt- und Wärmeleitwiderstand, welcher durch die Metallverkapselung hervorgerufen wird, durch den zusätzlichen parasitären Wärmestrom über die Kapsel kompensiert wird. Sowohl die zusätzlichen Kontaktwiderstände, als auch der parasitäre Wärmestrom sorgen dafür, dass der Modulwirkungsgrad  $\eta = \frac{P_{el}}{Q_{HS,M}}$  des verkapselten Moduls bis zu 25% unter dem des unverkapselten Moduls liegt.

## 4.3 Charakterisierung des thermoelektrischen Generators

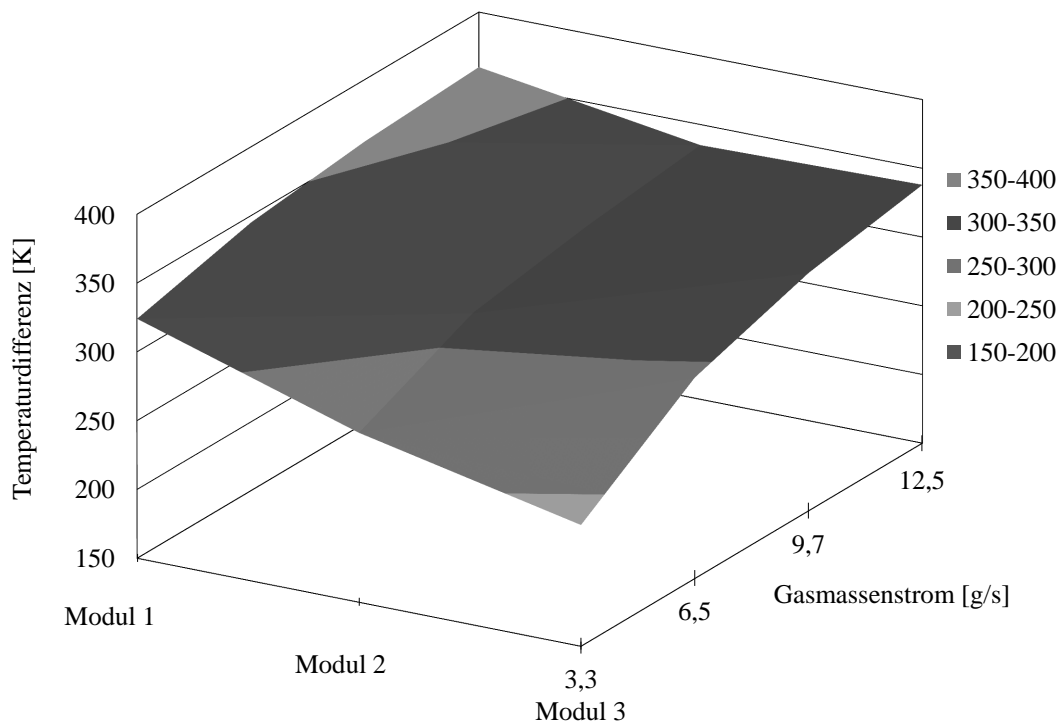
### 4.3.1 Vermessung eines thermoelektrischen Generators am Heißgasprüfstand

Zur systematischen Vermessung der elektrischen Leistungsfähigkeit sowie der elektrischen Eigenschaften eines TEGs wird der Heißgasprüfstand wie in Kapitel 4.1 verwendet. Der schematische Aufbau des Prüfstandes ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

Die Temperaturen aller Betriebsmedien werden durch Temperatursensoren aufgezeichnet. Auf der Oberfläche jedes verbauten TE-Moduls ist ein Temperatursensor angebracht, um die sich einstellende Oberflächentemperatur zu bestimmen. Druckverluste werden über Differenzdrucksensoren aufgenommen. Für die Vermessung von thermoelektrischen Generatoren steht zusätzlich noch eine elektrische Last zur Verfügung, um den Laststrom an den Maximum Power Point anzupassen. Weiterhin besteht die Möglichkeit, eine Batterie und einen el. Verbraucher anzuschließen, um ein vereinfachtes Fahrzeugbordnetz abzubilden. Untersucht wurde ein TEG in Sandwichbauweise wie in Abbildung 2.8 mit nur einem Gaskanal und jeweils 3 verkapselten Modulen entlang der Gasströmung an Ober- und Unterseite sowie den entsprechenden Kühlkanälen. Dieser Aufbau dient nur der Validierung des TEG-Modells und kann so nicht im Fahrzeug eingesetzt werden, da hierfür eine deutlich höhere Anzahl an Heißgaskanälen dieser Dimension erforderlich ist, um höhere elektrische Leistungen zu erzielen und den Abgasgegendruck in Grenzen zu halten.

Wichtige Messgrößen bei der Charakterisierung eines TEG sind die sich einstellenden Oberflächentemperaturen an den thermoelektrischen Modulen. Abbildung 4.9 zeigt die Differenz der gemessenen Moduloberflächentemperaturen zwischen Heiß- und Kaltseite an den unterschiedlichen Positionen des TEG für stationäre Betriebspunkte bei einer Gaseintrittstemperatur von  $550^{\circ}\text{C}$  und einer Kühlmiteleintrittstemperatur von  $26^{\circ}\text{C}$ . Der Kühlwassermassenstrom für die Vermessung dieser Messkonfiguration beträgt  $3\text{ l/min}$ . Die einzelnen Module des TEG sind dabei elektrisch in Reihe geschaltet und die elektrische Last ist so eingestellt, dass der TEG im MPP betrieben wird.





**Abbildung 4.9:** Temperaturdifferenz zwischen Heiß- und Kaltseite der Module an den verschiedenen Modulpositionen

Die Messung zeigt deutlich die abfallende Temperaturdifferenz von Modul 1 bis 3. Die Reduktion der Temperaturdifferenz ist um so deutlicher, je geringer der Gasmassenstrom ist. Gleichzeitig sinkt auch die Temperaturdifferenz an Modul 1 bei niedrigeren Gasmassenströmen leicht ab.

Sowohl in der Simulation, als auch in der Messung kann der Einfluss der äußeren elektrischen Randbedingungen auf die Oberflächentemperaturen der TE-Module nachgewiesen werden. Abbildung 4.10 zeigt den Oberflächentemperaturverlauf der Heißseite des vordersten Moduls bei sich verändertem el. Lastwiderstand.

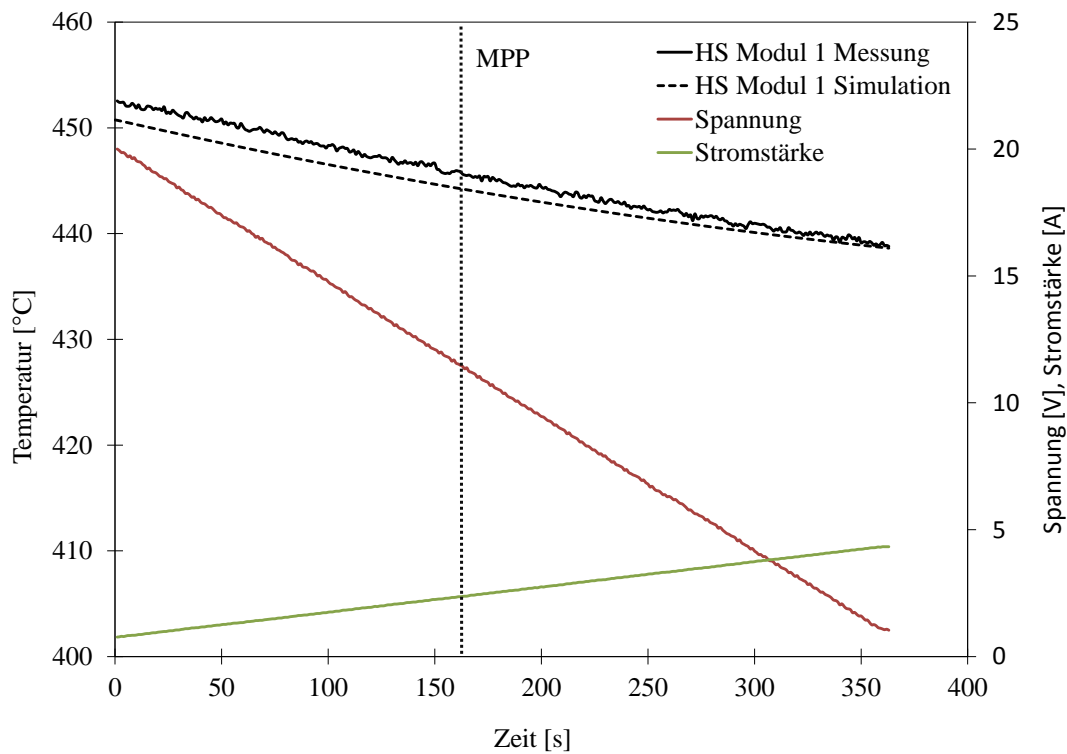


Abbildung 4.10: Einfluss der elektrischen Anbindung auf die Oberflächentemperatur des TE-Moduls

Die Heißgas- und Kühlmitteltemperaturen ( $550^{\circ}\text{C}$ ;  $26^{\circ}\text{C}$ ) und Massenströme ( $12,4\text{ g/s}$ ;  $67\text{ g/s}$ ) sind konstant. Lediglich die el. Last, welche an den TEG angeschlossen ist, ändert den Betrag des Lastwiderstands, was eine Absenkung des Spannungsniveaus und ein Anstieg der Stromstärke am TEG zur Folge hat. Der Anstieg der Stromstärke bewirkt durch den Peltier-Effekt, dass sich die Heißseitentemperatur des Moduls um  $13\text{ K}$  absenkt. Gleichzeitig steigt die Oberflächentemperatur auf der Kaltseite des Moduls um  $6\text{ K}$  an. Das Modell bildet diesen Sachverhalt durch die Kopplung des elektrischen und thermischen Verhaltens im Modul sehr gut ab.

### 4.3.2 Elektrische Anbindung

Thermoelektrische Module sind Spannungsquellen mit elektrischem Innenwiderstand. Wie in Kapitel 2.5 beschrieben, hängt die Höhe des Spannungsniveaus unter anderem von der Temperaturdifferenz am thermoelektrischen Material ab. Gleichzeitig ist der elektrische Widerstand des thermoelektrischen Material temperaturabhängig. Die Gasabkühlung entlang eines TEG führt bei nicht angepasster Wärmeübertragerstruktur zu einem abfallenden Temperaturgradienten an den

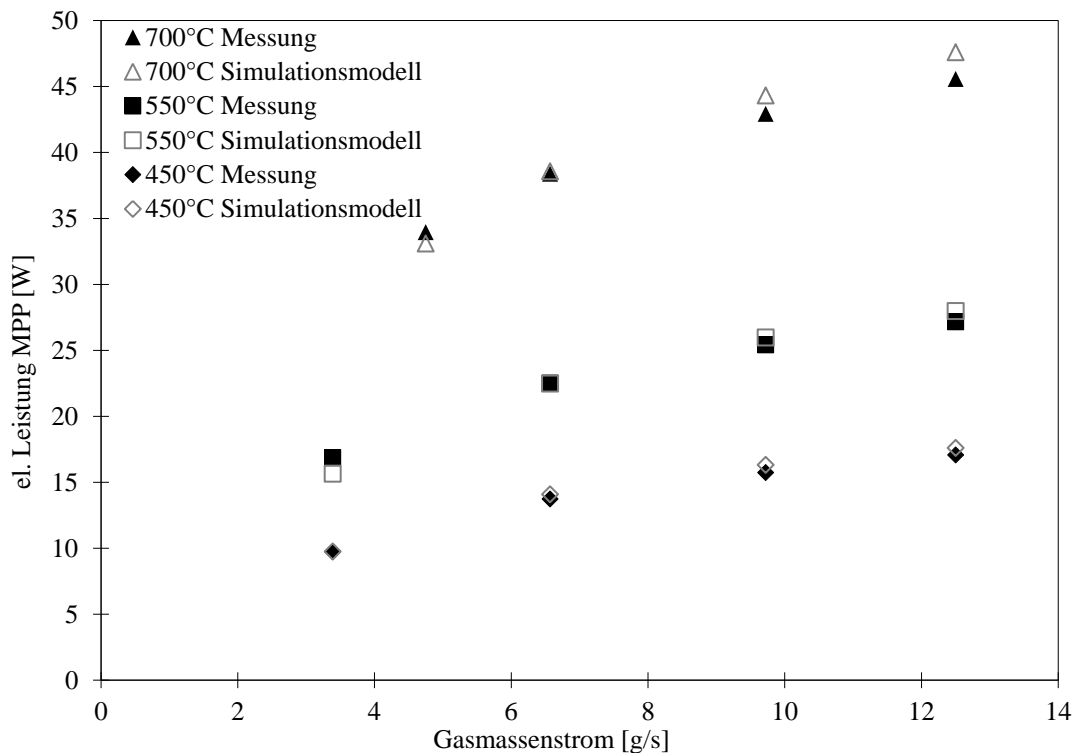
thermoelektrischen Modulen entlang der Gasströmung. Dies wiederum bewirkt, beim Einsatz identischer Module, ein sinkendes Spannungsniveau und einen sich ändernden el. Innenwiderstand der Module entlang der Strömungsrichtung. Durch die el. Reihen- bzw. Parallelschaltung der einzelnen Module beeinflussen diese sich gegenseitig, sodass nicht jedes Modul im MPP betrieben wird und es zu el. Leistungseinbußen kommt. Tabelle 4.1 zeigt Messergebnisse zu diesen verschaltungsbedingten el. Verlusten. Als effizienteste Verschaltungsvariante stellt sich hierbei eine reine elektrische Reihenschaltung heraus.

**Tabelle 4.1:** El. Modulverschaltung: Gasmassenstrom 12,4 g/s, Gastemperatur 640°C

Verschaltungsschema	Bezeichnung	gemessene el. Leistung im MPP	Anteil an maximal möglicher Leistung
	individuelle Modul- ansteuerung	26,05 W	100%
	el. Reihenschaltung	25,97 W	99,7%
	el. Parallelschaltung	22,13 W	85%
	el. Teilparallelschaltung A	25,72 W	98,7%
	el. Teilparallelschaltung B	25,15 W	96,5%
	el. Teilparallelschaltung C	25,74 W	98,8%

### 4.3.3 Leistungsmessungen

Für weitere Messungen und Validierungen des Simulationsmodells, wurde eine el. Reihenschaltung aufgrund der geringsten Einspeiseverluste gewählt und mit dieser Verschaltung ein Leistungskennfeld vermessen. Im Simulationsmodell wurden die Module ebenfalls el. in Reihe geschaltet und das TEG-Modell mit denselben stationären gas- und kühlwasserseitigen Randbedingungen beaufschlagt. Die Ergebnisse der elektrischen Leistungen im MPP für verschiedene Heißgastemperaturen und Massenströme sind in Abbildung 4.11 zu sehen.



**Abbildung 4.11:** Validierung der el. Leistung für eine el. Reihenschaltung

Grundsätzlich lässt sich sagen, dass das Modell die gemessenen Leistungen sehr gut wiedergibt. Die größte Abweichung bei der Berechnung der el. Leistung tritt bei einer Gastemperatur von 700°C und einem Gasmassenstrom von 12,5 g/s auf. Hier beträgt die Abweichung der simulierten el. Leistung gegenüber der gemessenen Leistung 4,5%. Bei allen anderen Betriebspunkten ist die Abweichung geringer. Neben der el. Leistung wurde auch die Kühlwasseraustritts- und Gasaustrittstemperatur verglichen. Auch hier sind die Abweichungen der Simulationswerte von den gemessenen Werten im einstelligen Prozentbereich. Dieses Ergebnis zeigt die Plausibilität des Modells und erlaubt weitere Betrachtungen anhand der Simulation.

Aufgrund der sinkenden Gastemperatur innerhalb des TEGs, kommt es wie in Abbildung 4.9 dargestellt, zu sinkenden Temperaturdifferenzen an den TE-Modulen entlang der Gasströmung. Dies geht mit einer sinkenden el. Leistung der hinteren Module einher. Tabelle 4.2 zeigt die errechneten Leistungsanteile der 3 Modulpositionen an der Gesamtleistung des TEGs für das betrachtete Kennfeld.

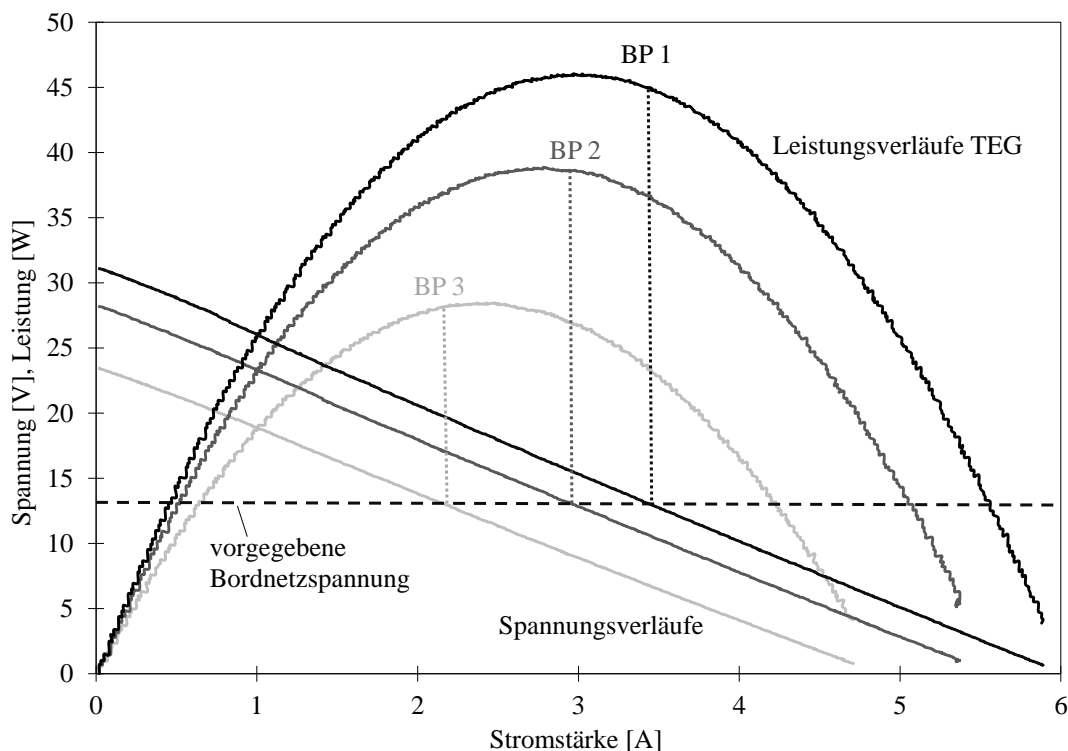
**Tabelle 4.2:** Leistungsverteilung innerhalb des TEGs

Gaseintritts-temperatur	Gasmassenstrom	Gesamtleistung	Leistungsanteil Modulreihe 1	Leistungsanteil Modulreihe 2	Leistungsanteil Modulreihe 3
450°C	3,4 g/s	9,8 W	51%	31%	18%
450°C	6,6 g/s	14,1 W	45%	31%	24%
450°C	9,7 g/s	16,3 W	43%	31%	26%
450°C	12,5 g/s	17,6 W	42%	31%	27%
550°C	3,4 g/s	15,7 W	51%	31%	18%
550°C	6,6 g/s	22,4 W	44%	32%	24%
550°C	9,7 g/s	26,0 W	42%	32%	26%
550°C	12,5 g/s	28,0 W	41%	32%	27%
700°C	4,7 g/s	33,2 W	47%	31%	22%
700°C	6,6 g/s	38,4 W	44%	32%	24%
700°C	9,7 g/s	44,3 W	42%	32%	26%
700°C	12,5 g/s	47,5 W	41%	32%	27%

Es zeigt sich, dass die vorderste Modulreihe teilweise über 50% der Gesamtleistung des TEGs erzeugt. Mit wachsendem Gasmassenstrom sinkt dieser Anteil auf Werte um 41%. Die Gaseintritts-temperatur hat keinen großen Einfluss auf die Leistungsverteilung. Der Anteil der Leistung der zweiten Modulreihe ist nahezu Temperatur- und Massenstrom unabhängig und beträgt zwischen 31 und 32%. Die dritte Modulreihe generiert nur 18-27% der Gesamtleistung in den betrachteten Betriebspunkten. Mit steigendem Gasmassenstrom nimmt der Anteil zu, da sich das Gas im vorgegangenen Bereich weniger stark abkühlt.

Die Bordnetzspannung von konventionellen Fahrzeugen bewegt sich je nach Ladezustand der Batterie, Generatorspannung und Zusatzverbrauchern zwischen 12 und 14 Volt. Das Spannungsniveau des TEGs muss bei direkter el. Anbindung über dem des Bordnetzes liegen, um Leistung in das Bordnetz einzuspeisen. Die effektive Einspeisung von el. Leistung in das Bordnetz setzt

weiterhin voraus, dass möglichst viele Module nahe ihres MPP betrieben werden. Eine direkte Anklammung des TEG auf die Fahrzeugbatterie führt dazu, dass sich das Spannungsniveau des TEG aufgrund des deutlich höheren Innenwiderstands an das Spannungsniveau der Batterie anpasst. Ist hierbei die Leerlaufspannung des TEGs niedriger als die Batteriespannung kommt es zur Entladung der Batterie. Der TEG wird dann als Peltier-Element betrieben. Dies kann durch den Einsatz einer Diode verhindert werden. Der TEG hat dann, je nach abgasseitigen Randbedingungen, einen Einspeisewirkungsgrad von 0-100%. Abbildung 4.12 zeigt die Messergebnisse der Strom/Spannungscharakteristik für verschiedene Betriebspunkte an einem TEG, welche vergleichbar zu einer Modulmessung erstellt werden. Weiterhin ist die Auswirkung der Festlegung des Spannungsniveaus für einen TEG bei unterschiedlichen Betriebspunkten dargestellt. Die Leistungsparabeln stammen aus Messungen verschiedener gasseitiger Betriebspunkte mit jeweils ab-sinkendem el. Lastwiderstand, sodass die gemessene Spannung sinkt und der Strom ansteigt. Ein vorgegebenes Spannungsniveau durch die Batterie fixiert den el. Betriebspunkt auf der Leistungsparabel.



**Abbildung 4.12:** Auswirkung einer festen Spannungsanbindung auf die el. Leistungscharakteristik eines TEGs

In Betriebspunkt 1 liegt die halbe Leerlaufspannung des TEG oberhalb der Batteriespannung.

Durch die Dominanz der Batterie gegenüber dem TEG, gleicht sich die Generatorspannung der Batteriespannung nahezu an. Der el. Betriebspunkt liegt rechts des Scheitelpunktes der Leistungsparabel. Der TEG wird also nicht im MPP betrieben, sondern bei einer für den TEG zu niedrigen Spannung, wodurch Einbußen beim Einspeisewirkungsgrad hingenommen werden müssen. Bei Betriebspunkt 2 beträgt die halbe TEG Leerlaufspannung nahezu der Spannung der Batterie. Der Einspeisewirkungsgrad liegt nahe am Maximum. Für Betriebspunkt 3 ist die Batteriespannung zu hoch. Der elektrische Einbindungspunkt liegt links des Scheitels der Leistungsparabel des TEG. Der Einspeisewirkungsgrad ist niedriger als in Betriebspunkt 2. Anhand von Diagramm 4.12 können ebenfalls die Leistungseinbußen durch die elektrische Verschaltung der einzelnen Module, wie in Kapitel 4.3.2 untersucht, erklärt werden. In diesem Fall würden die eingezeichneten Betriebspunkte den an unterschiedlichen Positionen verbauten thermoelektrischen Modulen entsprechen, welche z.B. el. parallel verschaltet sind und somit trotz unterschiedlicher Leerlaufspannungen auf demselben Spannungsniveau arbeiten müssten, was zu Leistungseinbußen führt. Um einen TEG bei dynamischen Abgasbedingungen elektrisch in einem optimalen Betriebspunkt zu betreiben, ist es deshalb erforderlich, entweder durch eine vollvariable Verschaltung (Lang 2010) der einzelnen Module dafür zu sorgen, dass die Leerlaufspannung des TEG immer doppelt so hoch wie die Bordnetzspannung ist, oder einen variablen Spannungswandler mit vorgeschaltetem MPP-Tracker zu verwenden. In diesem Fall müssen jedoch die el. Verluste dieser zusätzlichen Komponenten mitberücksichtigt werden.

#### 4.3.4 Sensitivitätsanalyse und Optimierung

Mazar (Mazar 2010) hat in seiner Arbeit eine systematische Optimierung eines thermoelektrischen Generators für eine Fahrzeuggruppe aufgezeigt. Ein wichtiger Punkt dieser Optimierung war eine Anpassung der Rippenstruktur im Heißgaskanal, um über ein breites Betriebspunktfenster gleichmäßig hohe Oberflächentemperaturen an den BiTe-Modulen entlang des TEGs zu erhalten. Die relativ niedrige Temperaturstabilität von BiTe-Modulen von nur 250-300°C macht es erforderlich die Rippenstruktur entlang eines Heißgaskanals so anzupassen, dass die Temperaturlimitierung der vordersten Modulreihe nicht eine frühzeitige Bypassierung des TEGs erfordert. Die Anpassung der Rippenstruktur sorgt dafür, dass der Wärmeübergang vom Gaseintrittsbereich zum Gasaustrittsbereich zunimmt, sodass trotz der abfallenden Gastemperatur entlang des TEGs eine relativ gleichmäßige Heißseitentemperatur an den Modulen entlang des TEGs herrscht. Die Notwendigkeit der Bypassierung des TEGs durch die Limitierung der Temperaturstabilität



des TE-Materials ist durch den Einsatz von Hochtemperaturmodulen nahezu nicht mehr gegeben (Guo u. a. 2012). Zwar können theoretisch bei Motorvollast Abgastemperaturen von über 900°C auftreten, was je nach Auslegung des TEGs zu einer Temperaturüberschreitung von 600-650°C an der Oberfläche des thermoelektrischen Materials führen kann. Diese Betriebspunkte sind für die Leistungsausbeute eines TEGs nicht relevant, da sie im öffentlichen Straßenverkehr bezogen auf die Gesamtfahrdauer sehr selten auftreten und der TEG in diesem Falle bypassiert werden kann. Weiterhin liegt bei Betriebspunkten nahe Vollast ein so hoher Abgasmassenstrom vor, dass der TEG auch aus Gründen des Gasdruckverlustes bypassiert werden muss.

Durch die hohe Anzahl an theoretisch möglichen Parametervariationen bei der Auslegung eines thermoelektrischen Generators für die automobilen Abgaswärmenutzung, soll an dieser Stelle lediglich auf das Moduldesign, sowie die Generatorgröße eingegangen werden. Die Sensitivitätsanalyse beschränkt sich in diesem Kapitel auf die el. Leistungsausbeute stationärer Betriebspunkte des TEG.

### Variation der Anzahl an Fluidkanälen

Ungeachtet des vorhandenen Bauraums, des erhöhten Materialeinsatzes und des damit steigenden Gewichts, soll zunächst die Anzahl der Fluidkanäle, sowie damit einhergehend die Modulanzahl variiert werden. Der Aufbau des TEGs, die Rippenstruktur, sowie der Aufbau der thermoelektrischen Module bleiben bei dieser Betrachtung zunächst unverändert. Für diesen Fall werden drei unterschiedliche Lastpunkte für den Betrieb des TEG ausgewählt und der Abgasmassenstrom sowie das Kühlmittel auf die jeweilige Anzahl an Strömungskanälen verteilt.

**Tabelle 4.3:** Ausgewählte Betriebspunkte zur Bestimmung des Größeneinflusses des TEG

Betriebspunkt	Gasmassenstrom	Gastemperatur
BP 1	100 kg/h	500°C
BP 2	50 kg/h	500°C
BP 3	100 kg/h	700°C

Abbildung 4.13 zeigt den Einfluss der Kanalanzahl auf die generierte elektrische Leistung für die verschiedenen Betriebspunkte.

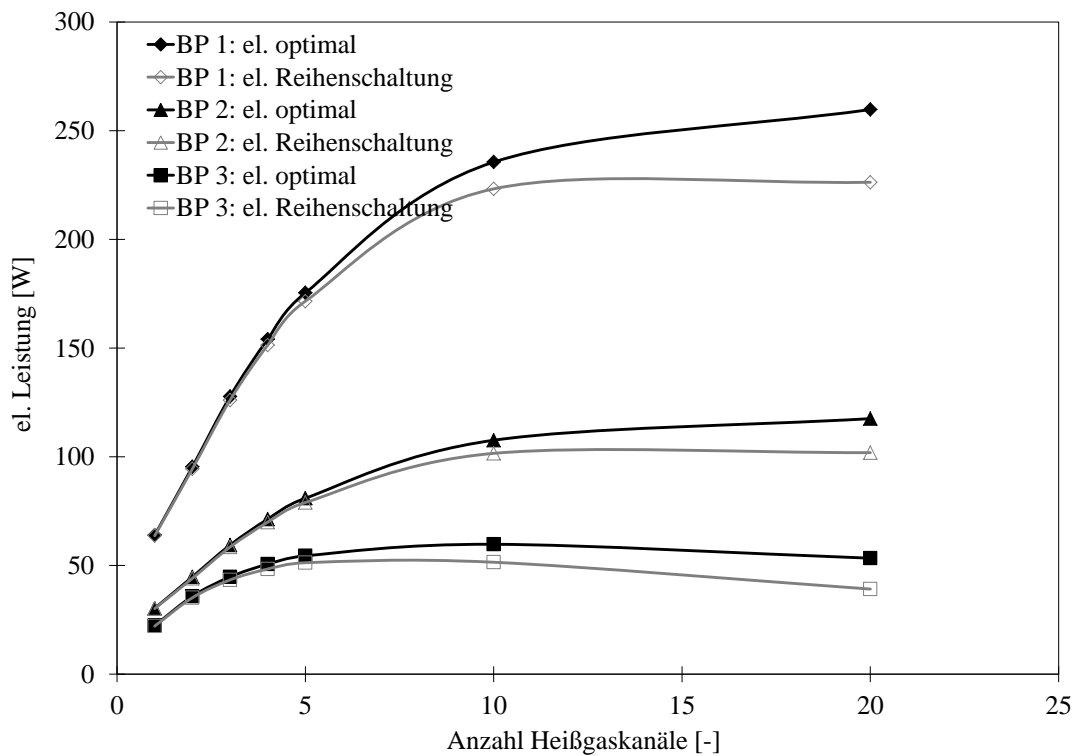


Abbildung 4.13: Einfluss der Heißgaskanalanzahl auf die generierte el. Leistung

Die Aufteilung des zur Verfügung stehenden Heißgas- und Kühlwassermassenstroms auf eine steigende Anzahl von Fluidkanälen führt zu einem verringerten Wärmeübergangskoeffizienten und dadurch zu sinkenden Temperaturdifferenzen an den Modulen. Gleichzeitig kommt es durch den verringerten Gasmassenstrom pro Kanal zu einer verstärkten Abkühlung des Gases entlang der Strömungsrichtung, was insbesondere für die Module am Ende des TEG zu einer weiteren Reduktion der Oberflächentemperatur auf der Heißseite führt. Daraus resultieren geringere elektrische Leistungen der einzelnen thermoelektrischen Module. Die steigende Modulanzahl kann dies jedoch zunächst überkompensieren, sodass die Leistungsausbeute in allen betrachteten Betriebspunkten, für einen optimalen individuellen Spannungsabgriff an jedem Modul, aber auch für eine el. Reihenverschaltung der Module zunächst ansteigt. Bei Betriebspunkt 2 sinkt jedoch die Leistung bei 20 Kanälen wieder ab. Die sinkende Temperaturdifferenz an den Moduloberflächen verursacht, dass die Leistung der einzelnen Module so stark zurückgeht, dass die höhere Anzahl an Modulen dies nicht kompensieren kann. Grundsätzlich lässt sich sagen, dass je höher der Abgasmassenstrom ist, desto mehr Fluidkanäle nötig sind, um ein el. Leistungsmaximum zu erreichen. Wie bei Betriebspunkt 2 zu erkennen ist, sinkt jedoch die el. Leistung ab, wenn die Heißgaskanalanzahl zu hoch ist. Prozentual gesehen lässt sich bei höheren Abgastemperaturen durch

eine Fluidkanalanzahlerhöhung eine höhere Leistungssteigerung erzielen, als bei niedrigen Abgastemperaturen.

Während bei wenigen Kanälen die el. Anbindung eine untergeordnete Rolle spielt, kommt es mit steigender Zahl an Fluidkanälen zu deutlicheren Differenzen. Grund hierfür ist, dass die Module entlang der Kanäle durch den sinkenden Massenstrom stark unterschiedlichen Temperaturniveaus ausgesetzt sind und die Module sich durch ihre unterschiedlichen Spannungsniveaus negativ beeinflussen. Der elektrische Einspeisewirkungsgrad sinkt deutlich ab, da die vorderen und hinteren Module entfernt von ihrem individuellen MPP operieren. Es kann sogar zu Betriebszuständen kommen, in denen die vorderen Module, welche durch den hohen Temperaturunterschied eine relativ hohe Seebeck-Spannung generieren, die hinteren Module als Peltier-Elemente betreiben und somit ein Teil der generierten elektrischen Energie dadurch verloren geht (Montecucco u. a. 2014).

Die Erhöhung der Gaskanalanzahl führt bei gleichbleibender Wärmeübertragerrippengeometrie, ungeachtet der elektrischen Leistungsausbeute, natürlich zu einer drastischen Druckverlustreduktion über den gesamten TEG, aber auch zu mehr Gewicht und Kosten.

#### **Längenvariation**

Ebenso wie eine Verbreiterung des TEG durch mehr parallele Kanäle, führt eine Verlängerung des TEG durch längere Kanäle zu einer Steigerung der elektrischen Leistungsausbeute, sofern jedes einzelne Modul im jeweiligen MPP betrieben wird. Allerdings nimmt der Leistungszuwachs mit steigender TEG-Länge stark ab, da das Gas nach den ersten Modulen abkühlt und die hinteren Module durch das sinkende Abgastemperaturniveau nur noch einen sehr geringen Beitrag zur Gesamtleistung liefern. Auch in dieser Konfiguration schränkt die elektrische Reihenverschaltung der Module aufgrund des wachsenden Unterschieds der Modulspannungsniveaus den Leistungszuwachs gegenüber einer individuellen Modulspannungsanpassung ein.

Tabelle 4.4 zeigt den Einfluss einer Längen/Modulverdopplung des TEGs auf die elektrische Leistungsausbeute.

Tabelle 4.4: Längenvariation TEG

Betriebspunkt	individuelle Anpassung			Reihenverschaltung		
	6 Module	12 Module	Leistungssteigerung	6 Module	12 Module	Leistungssteigerung
BP 1	29,7 W	45,7 W	53,9 %	29,6 W	44,4 W	51,8 %
BP 2	22,4 W	30,5 W	36,1 %	21,7 W	28,1 W	29,3 %
BP 3	63,9 W	99,0 W	55,0 %	63,0 W	96,4 W	53,0 %

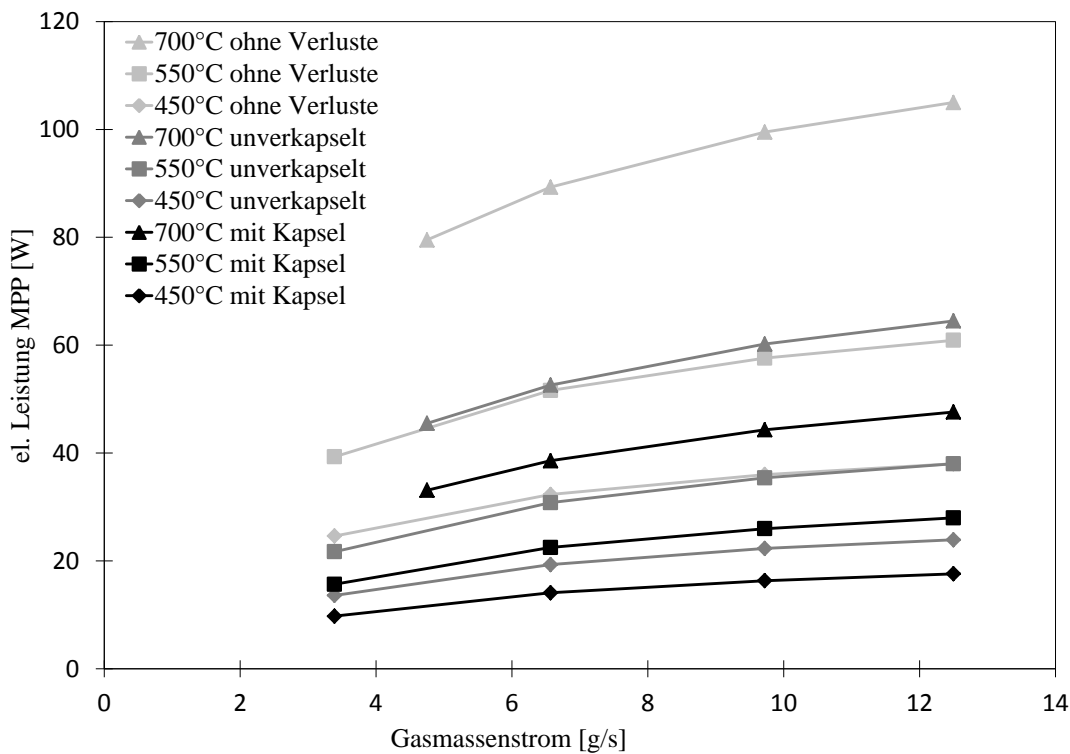
Aus dieser Betrachtung lässt sich ableiten, dass es betriebspunktabhängig ist, ob ein TEG zu einer el. Leistungsoptimierung in die Länge oder in die Breite erweitert werden sollte. Für BP 1 und BP 3 kann durch eine Längenverdoppelung etwas mehr Zusatzleistung generiert werden, als durch eine Breitenverdoppelung. Bei BP 2 ist der Zuwachs durch die Breitenverdoppelung höher. Im Hinblick auf die wachsenden Unterschiede der thermischen Randbedingungen an den einzelnen Modulen durch eine Verlängerung und den damit verbundenen Wirkungsgradeinbußen bei einer el. Reihenverschaltung, sollte aus dieser Sicht besser eine Vergrößerung des TEG durch Erhöhung der Fluidkanalanzahl vorgenommen werden. Ein weiterer Grund für eine Erweiterung des TEG in die Breite ist, dass der Druckverlust der Fluide mit einer Verbreiterung des TEG sinkt, während der Druckverlust bei einer Verlängerung ansteigt, sofern die Rippenstruktur des Gaskanals identisch ist.

Die Betrachtung zeigt jedoch, dass durch eine Vergrößerung des TEG, abhängig vom Betriebspunkt, eine deutliche Steigerung der el. Leistung möglich ist. Für eine Leistungsmaximierung für fahrzeugrelevante Betriebspunkte ist tendenziell eine große Wärme übertragende Fläche mit dazugehörigen großer thermoelektrischer Materialschicht nötig. Dies ist bei einem Fahrzeug aufgrund des beschränkten Bauraums, des hohen Zusatzgewichtes und der dazugehörigen Kosten nicht möglich. Stattdessen muss ein Kompromiss aus Leistung und Baugröße gefunden werden. Umso wichtiger ist es jedoch, eine optimale Ausnutzung des vorhandenen Platzangebotes durch die Gestaltung des TEG zu erreichen um die Leistungsdichte zu maximieren. In dem hier untersuchten Teil-TEG ist aufgrund der Fläche der Modulverkapselung, welche deutlich größer als die tatsächliche thermoelektrisch besetzte Fläche ist, der zur Verfügung stehende Platz noch nicht voll ausgenutzt. Das Verhältnis der Oberfläche mit besetztem Material zur Fläche des Heißgaskanals beträgt nur 0,58. Innerhalb des Moduls ist der Füllgrad ebenfalls unter 60%, sodass weniger als 36% der Oberfläche des Gaskanals mit thermoelektrischen Schenkeln besetzt ist. Durch eine bessere Flächenausnutzung kann somit die el. Leistung ohne Vergrößerung des Bauteils gesteigert

werden.

### **Potenzial durch Reduktion der Wärmeleitwiderstände sowie der parasitären Wärmeströme**

Um eine Grenzabschätzung für eine in der Theorie mögliche elektrische Leistung gegenüber der real gemessenen Leistung zu bekommen, sollen in diesem Abschnitt zunächst die negativen Einflüsse, welche durch eine Modulverkapselung auftreten, vernachlässigt werden. Hierzu wird wieder das Einkanalmuster mit den 6 TE-Modulen betrachtet. Die Kontaktwärmewiderstände  $R_k$  und der Widerstand für die parasitäre Wärme  $R_{par}$  werden im Modulmodell so gewählt, wie sie bei dem unverkapselten Modul aufgetreten sind. Zusätzlich wird eine Betrachtung unter Vernachlässigung aller Verlustmechanismen im Modul durchgeführt. Dies bedeutet, dass die negativen Einflüsse durch Kontaktwiderstände und Wärmeleitwiderstände sowie die parasitären Wärmeströme im Modul (Wärmestrahlung) vernachlässigt werden ( $R_k \rightarrow 0$ ,  $R_s \rightarrow \infty$ ,  $R_{par} \rightarrow \infty$ ). Diese Grenzbetrachtung soll ein mögliches Optimierungspotenzial im Modulaufbau und damit im Generator aufzeigen. Bei dieser Grenzbetrachtung wird vom selben thermoelektrischen Material, denselben Fluidkanälen, sowie von derselben Moduldimensionierung ausgegangen. Abbildung 4.14 zeigt die el. Leistungsausbeute im MPP für den realen Aufbau, die mögliche Leistungssteigerung, falls auf eine Modulverkapselung verzichtet werden könnte und die theoretisch erzielbare Leistung des TEG, wenn alle parasitären Wärmeströme sowie alle Kontaktwiderstände innerhalb des Moduls vernachlässigt werden.



**Abbildung 4.14:** Potenzialgrenzbetrachtung durch Vernachlässigung von Verlusteffekten (Kapselverluste, Kontaktwiderstände und Wärmestrahlung)

Die potenzielle Leistung eines TEG mit unverkapselten Modulen ist je nach Betriebspunkt um 35-39% höher als die Leistung eines TEG mit Verkapselung. Diese Leistungssteigerung der unverkapselten Module gegenüber den verkapselten Modulen ist damit im TEG etwas größer, als bei der Moduleinzelmessung am Modulprüfstand, bei der die Leistungssteigerung bei maximal 32% liegt. Der Unterschied ist dadurch zu begründen, dass durch die Verkapselung dem Abgas deutlich mehr Wärme, welche nicht über die TE-Schenkel fließt, entzogen wird als ohne Kapsel. Da das Energieangebot im Heißgas im Gegensatz zur aufgeprägten Temperatur am Modulprüfstand begrenzt ist, sinkt das Heißgastemperaturniveau für die hinteren Module stärker ab, als dies ohne den parasitären Wärmestrom über die Kapsel der Fall wäre. Dies führt zu einem zusätzlichen verminderten Temperaturgradienten an den TE-Schenkeln der hinteren Module. Neben der höheren Leistungsausbeute jedes einzelnen Moduls, sind auch die Wirkungsgradverluste durch die elektrische Reihenverschaltung der Module niedriger, da die Betriebspunkte der einzelnen Module näher beisammen liegen.

Wenn es möglich wäre, die TE-Schenkel ohne Temperaturverluste an die Metallwand des berippten Heißgas- und Kühlkanals und weiterhin nur einen Wärmetransport von Heißgas zu Kühl-

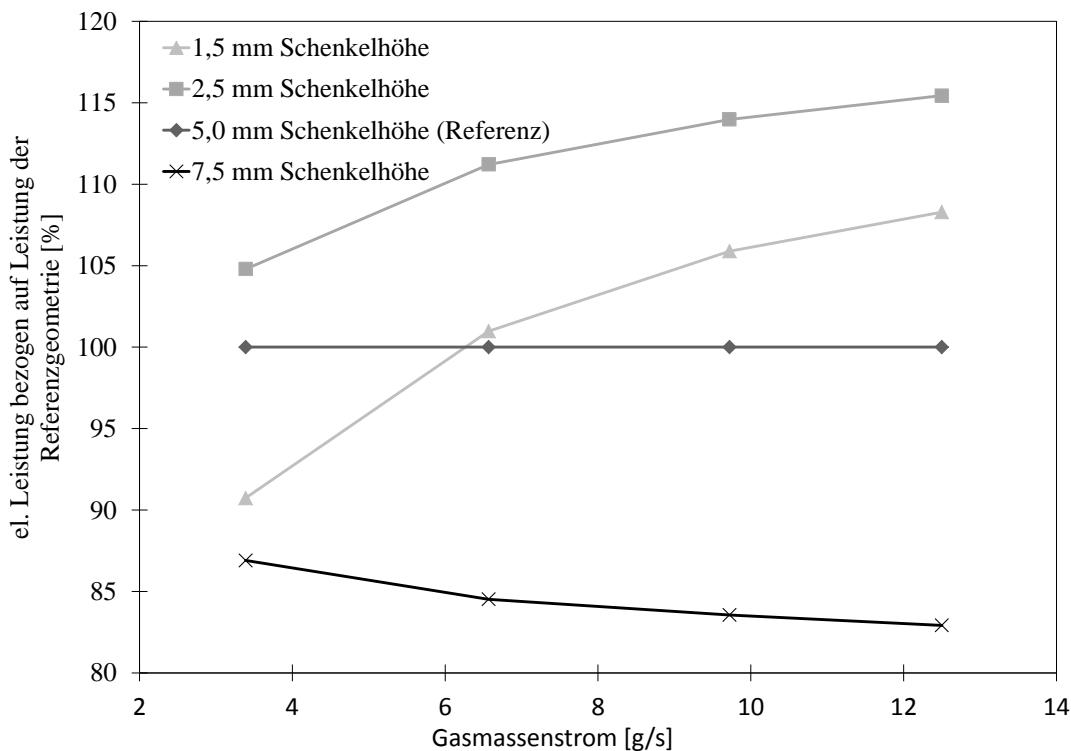
medium über die TE-Schenkel zu realisieren, wäre in den betrachteten Betriebspunkten eine Leistungssteigerung von bis zu 150% gegenüber dem verkapselten Modul zu erwarten. Eine mögliche Maßnahme zur Reduktion der Strahlungswärme innerhalb des Moduls, ist die Erhöhung des Füllgrades an TE-Material, was jedoch bei gleichem gewünschtem thermischem Widerstand des Moduls zu mehr TE-Material und damit zu höheren Kosten führt. Alternativ kann die Strahlung durch Füllmaterial im Modul verhindert werden. Dies führt jedoch dazu, dass ein weiterer parasitärer Wärmestrom in Form von Wärmeleitung durch das Füllmaterial generiert wird, weshalb dieses eine möglichst niedrige Wärmeleitfähigkeit aufweisen sollte. Die thermischen Kontaktwiderstände können durch eine verbesserte Ankopplung der einzelnen Aufbauschichten verringert, jedoch nicht eliminiert werden. Die elektrischen Widerstände können durch eine verbesserte Aufbau- und Verbindungstechnik innerhalb des Moduls sowie größeren Leitungsquerschnitten reduziert werden.

#### **Variation Modulauslegung**

Neben der Variation in der Größe des verwendeten TEG ist auch eine veränderte Modulauslegung möglich. Anhand der Grundgleichungen für die thermoelektrischen Leistungsberechnung aus Kapitel 3.6.2 lässt sich erkennen, dass die rechnerische Modulauslegung neben dem verwendeten Materialkennwerten hauptsächlich durch den thermischen Widerstand des Moduls beeinflusst wird (Beckert u. a. 2013) (Glatz u. a. 2006) (Rauscher u. a. 2014). Der thermische Widerstand  $R_l^{p+n}$  des TE-Materials im Modul lässt sich durch die Schenkelfläche, Schenkelhöhe sowie dem Füllgrad des Moduls verändern. Je nachdem, welche dieser Größen zur Anpassung an einen gewünschten Wärmewiderstand verwendet werden, ändert sich das elektrische Verhalten des Moduls, wobei bei idealistischer Betrachtung (gleiche Kontaktwiderstände, keine parasitären Wärmeströme) die elektrische Ausgangsleistung dieselbe ist, egal welche geometrische Größe verwendet wird, um den gewünschten thermischen Widerstand einzustellen. In Realität ist es z.B. aufgrund der Strahlungsverluste vorteilhaft die Auslegung zu einem möglichst hohen Füllgrad zu wählen, um Strahlungsverluste zu minimieren. Andererseits steigt dadurch jedoch der Materialeinsatz an thermoelektrischem Werkstoff. Außerdem muss ein solcher Modulaufbau auch aus Sicht von thermomechanischen Spannungen stabil sein.

Bei dieser Betrachtung soll der thermische Widerstand über eine Höhenänderung der thermoelektrischen Schenkelpaare variiert werden. Die thermischen Kontaktwiderstände sowie die parasitären Wärmewiderstände bleiben zunächst unverändert. Eine Vergrößerung der Schenkelhö-

he führt zu einem höheren thermischen Widerstand des Moduls, was zu einer höheren Temperaturdifferenz am thermoelektrischen Material und damit zu einer höheren Leerlaufspannung und einem höheren Wirkungsgrad des Moduls im MPP führt. Gleichzeitig sinkt jedoch auch der Wärmestrom über die TE-Schenkel und der el. Innenwiderstand steigt, was die Stromstärke im MPP senkt. In Abhängigkeit des zur Verfügung stehenden Wärme- und Temperaturangebots gibt es somit eine optimale Modulauslegung. In Abbildung 4.15 sind die simulierten prozentual veränderten Leistungsausbeuten für die TE-Schenkelhöhen von 1,5 mm; 2,5 mm; 5 mm (Referenz) und 7,5 mm für dieselben Gasmassenströme wie in Tabelle 4.2 und einer Gaseintrittstemperatur von 550°C dargestellt. Der Einfluss auf die el. Leistung durch Schenkellängenänderung ist für unterschiedliche Gaseintrittstemperaturen nahezu gleich, weshalb auf die Darstellung verschiedener Gaseintrittstemperaturen verzichtet wird.



**Abbildung 4.15:** Einfluss der TE-Schenkelhöhe auf die el. Leistung (el. Reihenschaltung, MPP)

Die Berechnung zeigt, dass durch eine Verkleinerung der TE-Schenkelhöhe auf 2,5 mm eine höhere Leistungsausbeute in allen betrachteten Betriebspunkten möglich ist, während eine Schenkelvergrößerung auf 7,5 mm zu Leistungseinbußen in diesen Betriebspunkten gegenüber der Referenzauslegung führt. Die Abweichungen zur el. Leistung für den Modulaufbau mit 5 mm Schenkelhöhe sind um so größer, je höher der Heißgasmassenstrom ist. Bei dem Einsatz von Modulen



mit einer Schenkelhöhe von 1,5 mm kommt es bei kleineren Abgasmassenströmen zu Leistungseinbußen bezogen auf die Referenzauslegung, während es bei großen Abgasmassenströmen zu einer Leistungssteigerung kommt. Der Grund für diese gasmassenstromabhängigen Effekte ist, dass bei kleineren Schenkelhöhen und damit kleineren thermischen Modulgesamt Widerständen mehr Wärme aus dem Gas ins Kühlwasser übertragen wird, als bei größeren Schenkeln. Durch niedrigere Gasmassenströme verringern sich die Reynolds-Zahlen und damit die gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten. Die Folge ist ein sich änderndes thermisches Widerstandsverhältnis zwischen Wärmeleitwiderständen, Wärmeübergangswiderständen, Kontaktwiderständen und dem Widerstand des thermoelektrischen Materials, was die Leistungsausbeute jedes Moduls beeinflusst. Der sinkende Wärmeübergangskoeffizient bei kleinen Gasmassenströmen hat bei kleinen Schenkelhöhen einen größeren Einfluss auf die el. Leistung, als bei höheren Schenkeln. Des Weiteren reduziert sich die Gastemperatur über die Länge des TEG bei kleinen Schenkelhöhen stärker, sodass im Bereich der hinteren Module niedrigere Gastemperaturen vorherrschen, als bei der Verwendung von größeren Schenkeln. Auch dieser Effekt ist um so stärker ausgeprägt, je kleiner der Gasmassenstrom ist. Eine Maximierung der el. Leistung durch Variierung der Schenkelhöhe sollte damit betriebspunktabhängig durchgeführt werden. Der Einfluss der Schenkelhöhenänderung wird jedoch durch die parasitären Wärmeströme und Kontaktwiderstände gedämpft. Eine Vernachlässigung dieser Mechanismen führt zu einer noch stärkeren Leistungsänderung durch die Schenkelhöhenänderung wie in Kapitel 6.3.6 gezeigt wird.

Weiterhin besteht theoretisch die Möglichkeit, den thermischen Widerstand von Modul zu Modul im TEG anzupassen, um die Gesamtleistung zu optimieren. Bei dieser Überlegung sollten die Module am Eintritt des TEG einen größeren thermischen Widerstand aufweisen, als die Module am Austritt, damit die Module im hinteren Bereich noch eine ausreichend hohe Gastemperatur zur Verfügung haben (Rauscher u. a. 2014). Gleichzeitig ist es für eine solche Optimierung und einer elektrischen Reihenschaltung vorteilhaft, die Schenkelgeometrie so anzupassen, dass die Module trotz unterschiedlicher Oberflächentemperaturen ihre maximale Leistung bei gleicher Stromstärke abgeben, um elektrische Verluste, wie sie bei gleich aufgebauten Modulen vorhanden sind (siehe Tabelle 4.1), zu vermeiden.

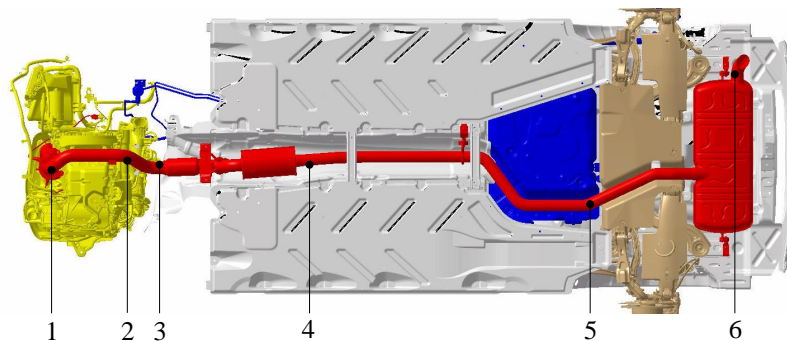
## 4.4 Fahrzeugmessungen

Die Sub-Komponenten zur Abgaswärmenutzung konnten an Laborprüfständen untersucht werden. Die Integration des Abgaswärmeübertragers zur Getriebeölerwärmung erfolgte in eine Mercedes Benz B-Klasse (Baujahr 2012) mit homogen betriebenen, turboaufgeladenen 4-Zylinder-Ottomotor, sowie einem 7-Gang Doppelkupplungsgetriebe.

Durch den Abgriff der CAN-Bus Daten, sowie zusätzlich integrierte Thermoelemente in die Abgasanlage und im Getriebeölkreislauf lassen sich die noch fehlenden Größen im Bereich der konvektiven Wärmeübertragung am Getriebe bestimmen und die Abkühlung des Abgases entlang der Abgasanlage validieren.

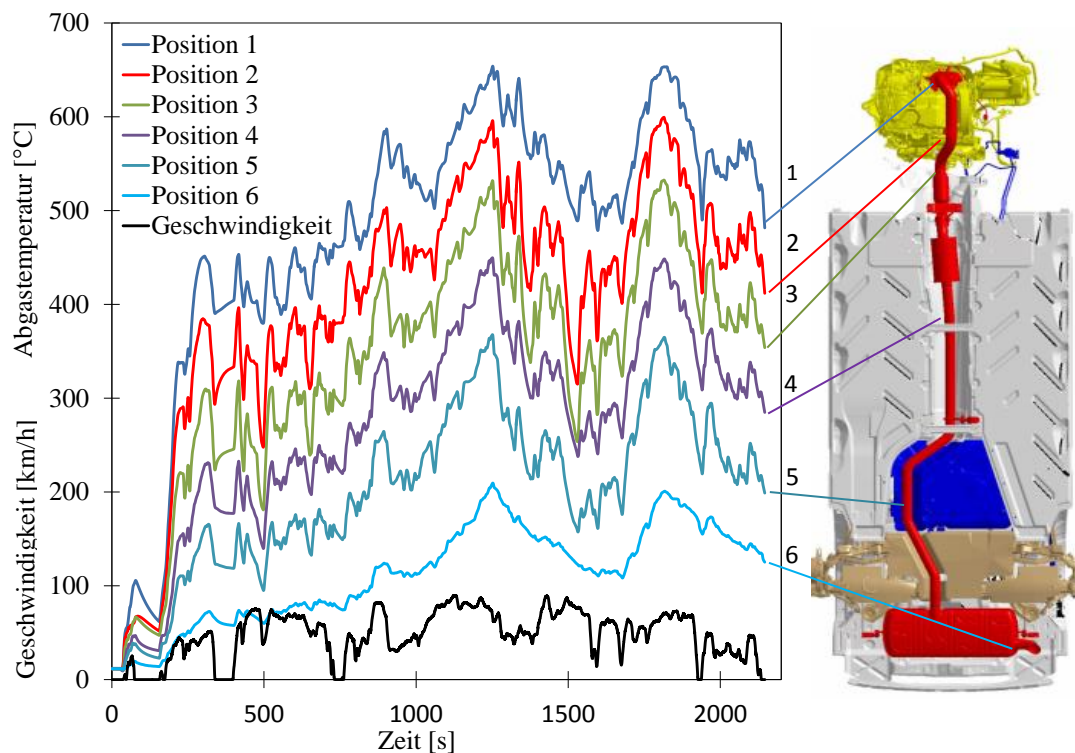
### 4.4.1 Abgastemperatur

Wie schon in Kapitel 2 erwähnt, treten während einer Fahrt stark schwankende Abgastemperaturen und Massenströme auf. Die Abgastemperaturen hängen in erster Linie von der Motorlast, den Umgebungsbedingungen, dem Aufheizzustand der Abgasanlage und der Position innerhalb der Abgasanlage ab. Aus diesem Grund wurde die Abgasanlage, wie in Abbildung 4.16 dargestellt, mit 6 zusätzlichen Thermoelementen ausgestattet.



**Abbildung 4.16:** *Temperaturmessstellen Abgasanlage*

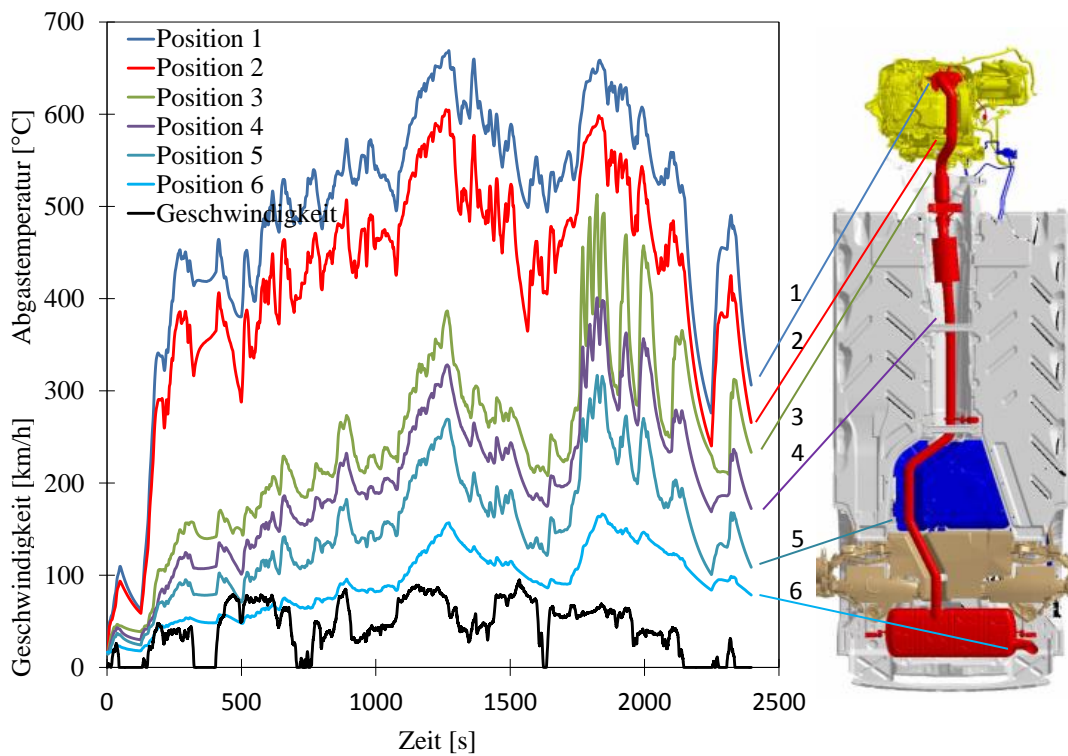
Da am Fahrzeugrollenprüfstand äußere Bedingungen herrschen, die so nicht immer einer realen Fahrt entsprechen (Unterbodenströmung) wurde für die Validierung des Abgasanlagenmodells inklusive des Wärmeübertragermodells eine reale Testfahrt verwendet. Abbildung 4.17 zeigt die gemessenen Abgastemperaturen an den verschiedenen Positionen der Abgasanlage für eine typische Überlandfahrt.



**Abbildung 4.17:** Abgastemperaturverlauf entlang der Abgasanlage ohne Wärmeübertrager

Die zeitlichen Temperaturverläufe an den Messstellen 1-5 verlaufen näherungsweise parallel. Lediglich die Temperaturmessung kurz vor dem Austritt aus der Abgasanlage zeigt deutlichere Abweichungen, was auf die große thermische Masse und die verhältnismäßig große Oberfläche des Endschalldämpfers zurückzuführen ist. Die Fahrgeschwindigkeit spielt für den Temperaturabfall entlang der Abgasanlage kaum eine Rolle.

Die gleiche Fahrstrecke wurde mit einem Abgaswärmeübertrager zur Getriebeölanwärmung an der Position zwischen Messstelle 2 und Messstelle 3 wiederholt. Da es sich hierbei um eine reale Fahrt im Straßenverkehr handelt, kann nicht das exakte zeitliche Geschwindigkeitsprofil reproduziert werden, sodass auch die Abgastemperaturen und Massenströme gegenüber der vorangegangenen Messung vor dem Abgaswärmeübertrager abweichen. Die Start- und Umgebungstemperatur war mit Temperaturen von 12°C bzw. 14°C vergleichbar.



**Abbildung 4.18:** Abgastemperaturverlauf entlang der Abgasanlage mit Wärmeübertrager

Klar zu sehen ist der Temperaturabfall des Abgases ab Temperaturmessstelle 3 aufgrund des Wärmeentzugs durch den Abgaswärmeübertrager. Nach ca. 1750 Sekunden wird der Wärmeübertrager durch die Umschaltung der Abgasklappe bypassiert, was einen deutlichen Temperaturanstieg in der Abgasanlage ab Messstelle 3 hervorruft. Ab dem Zeitpunkt der ersten Bypassierung bis zum Ende der Fahrt, kommt es wiederholt zum Umschalten der Bypassklappe, was jeweils einen Temperatursprung ab Position 3 hervorruft.

Der Vergleich der simulierten Abgastemperaturen mit den real gemessenen für die Positionen 1 und 2 ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Während es bei den vom Motorkennfeld entnommenen Abgasmassenströmen kaum zu Abweichungen kommt, ist bei den Abgastemperaturen punktuell eine Abweichung zwischen Simulationswerten und Messung von bis zu 70 K vorhanden. Mögliche Gründe für diese Abweichungen können motorinterne Verbrennungsstrategien, inhomogene Temperaturprofile im Rohrquerschnitt und die Temperaturträgheit an den Temperaturmessstellen sein. Insgesamt ist jedoch eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung gegeben.

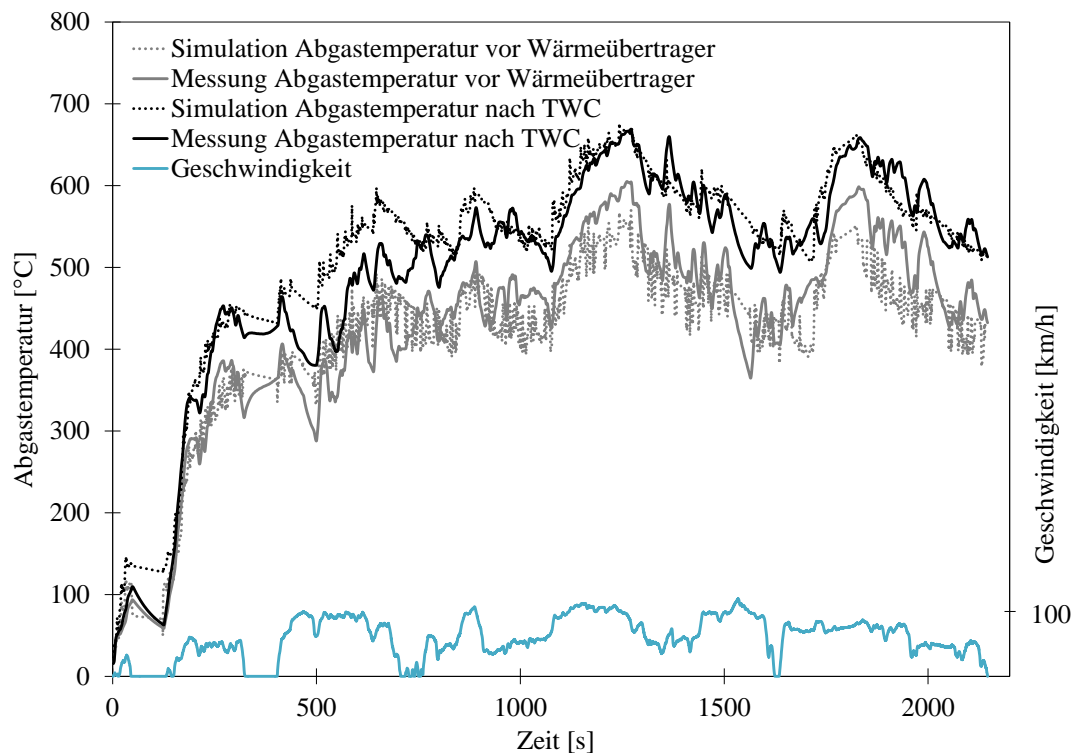
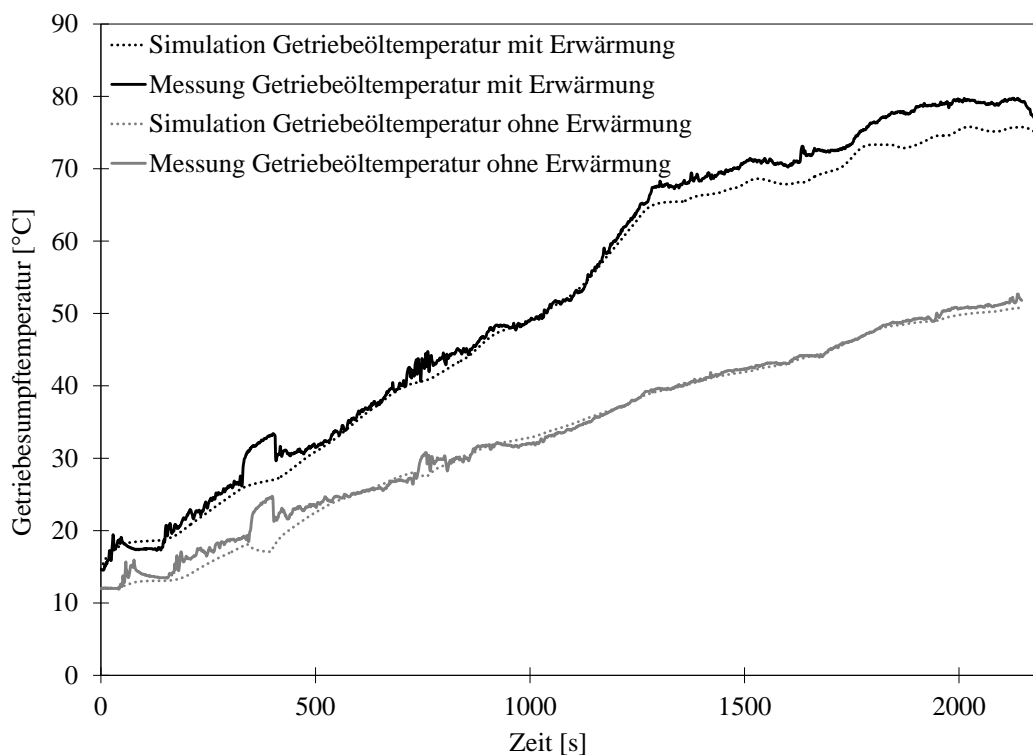


Abbildung 4.19: Validierung Abgasanlagenmodell

Eine Integration eines thermoelektrischen Generators in das Versuchsfahrzeug wurde nicht durchgeführt. Da aber sowohl das Abgasanlagenmodell im Fahrzeug, als auch das TEG-Modell am Heißgasprüfstand erfolgreich validiert werden konnten, wird das TEG-Gesamtfahrzeugmodell wie in Abbildung 3.7 dargestellt, für die Potenzialbewertung dieser Technologie angewendet.

#### 4.4.2 Getriebeöltemperatur

Neben der Validierung des Abgasanlagenmodells dienen die realen Versuchsfahrten weiterhin der Validierung des thermischen Getriebemodells. Hier ist insbesondere der reale geschwindigkeitsabhängige Wärmeübergang des Getriebegehäuses an die Umgebungsluft nicht ohne weiteres zu bestimmen. Abbildung 4.20 zeigt die gemessenen und simulierten Werte für die Getriebeöltemperatur im Ölsumpf des Getriebes für die Fahrten mit aktiver/inaktiver Abgaswärmenutzung. Der Aufheizeffekt durch den Wärmeeintrag in das Getriebe ist dabei deutlich zu erkennen.



**Abbildung 4.20:** Validierung Getriebeöltemperatur

Die Verläufe der über das Getriebe- und Abgaswärmeübertragermodell ermittelten Getriebeöltemperaturen stimmen weitestgehend mit den im Fahrzeug gemessenen Temperaturen überein. Die größten Abweichungen treten während der Stopp-Phasen des Fahrzeuges auf. Während es bei der Messung zu einem kurzzeitigen Anstieg der Getriebeöltemperatur kommt, fällt die Temperatur im Modell leicht ab. Dieses gegensätzliche Verhalten ist auf die Position der Temperaturmessung und dem zu diesem Zeitpunkt fehlenden Ölumlau im Getriebe zurückzuführen. Eine Abweichung durch diese Unstimmigkeit in der Kraftstoffverbrauchsbetrachtung ist nicht zu erwarten, da zu diesem Zeitpunkt der Motor im Stillstand ist und die Temperaturverläufe von Messung und Simulation sich nach dem Motorstart wieder annähern.

# 5 Analyse Fahrverhalten

## 5.1 Fahrleistungen

Ein Ziel dieser Arbeit ist die Bewertung der Abgaswärmenutzung unter Berücksichtigung von realem Fahrverhalten. Die hier untersuchten Abgaswärmenutzungskonzepte haben das primäre Ziel der Kraftstoffverbrauchsreduktion. Zur gesetzlich vorgeschriebenen Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs von Neufahrzeugen dienen in den meisten Ländern entsprechende fiktive synthetische Fahrzyklen mit vorgegebenen Randbedingungen, wie Starttemperatur oder Einsatz von Zusatzsystemen, für den Prüfvorgang. Diese Zyklen dienen der Vergleichbarkeit der Kraftstoffverbräuche bzw. der Emissionen unterschiedlicher Fahrzeuge und können natürlich nur bedingt alle real auftretenden Fahrsituationen repräsentieren. Das unterschiedliche reale Fahrverhalten, sowie die tatsächlichen Start- und Umgebungsbedingungen führen jedoch zu deutlichen Differenzen in den Fahrzeugbetriebszuständen und damit auch im Kraftstoffverbrauch. Dies ist insbesondere bei der Bewertung von Abgaswärmenutzungssystemen relevant, da das Abgaswärmeangebot vom Motorbetriebspunkt abhängig ist. Des Weiteren wird mit der Abgaswärmenutzung zur Getriebeölanwärmung ein temporärer Vorgang betrachtet, wofür die Dauer der Fahrt eine wichtige Einflussgröße auf die Kraftstoffeinsparung ist. Eine nötige Voraussetzung für die Bewertung des Nutzen bei realem Fahrverhalten ist die Analyse von Fahrdaten aus Fahrleistungserhebungen. Aus der Statistik zur Fahrleistungserhebung „Kraftfahrzeugverkehr in Deutschland 2010“ (KID2010) (Zumkeller 2012) geht hervor, dass ein Pkw eines privaten Halters in Deutschland von Montag bis Freitag im Durchschnitt 2,64 Mal/Tag und am Wochenende sowie Feiertagen im Durchschnitt 1,33 Mal/Tag bewegt wird. Die durchschnittliche Fahrleistung pro Tag beträgt 33,1 km (Mo-Fr) und 25,3 km am Wochenende sowie an Feiertagen. Die zugehörige durchschnittliche tägliche Betriebsdauer beträgt 43,8 bzw. 29,8 min. Die entsprechenden Werte für Pkw gewerblicher Halter liegen deutlich darüber. Laut Statistik beträgt die durchschnittliche Fahrtweite pro Fahrt 14,1 km, wobei die Fahrtweite bei über der Hälfte aller Fahrten nicht weiter als 10 km sind.

Andererseits besagt die Auswertung, dass in Deutschland die meisten Reisen bis 1000 km mit einem Pkw durchgeführt werden (Follmer u. a. 2010). Dies zeigt, dass zwar wenige, aber durchaus sehr lange Fahrten auftreten. Die mittlere zurückgelegte Fahrdauer bzw. Wegelänge mit Pkw beträgt nach der Studie „Mobilität in Deutschland 2008“ (MID2008) 21 min bzw. 14,7 km. Gleichzeitig weist jedoch die Vielfalt an Wegezwecken ebenfalls auf eine starke Streuung der einzelnen Fahrstrecken hin.

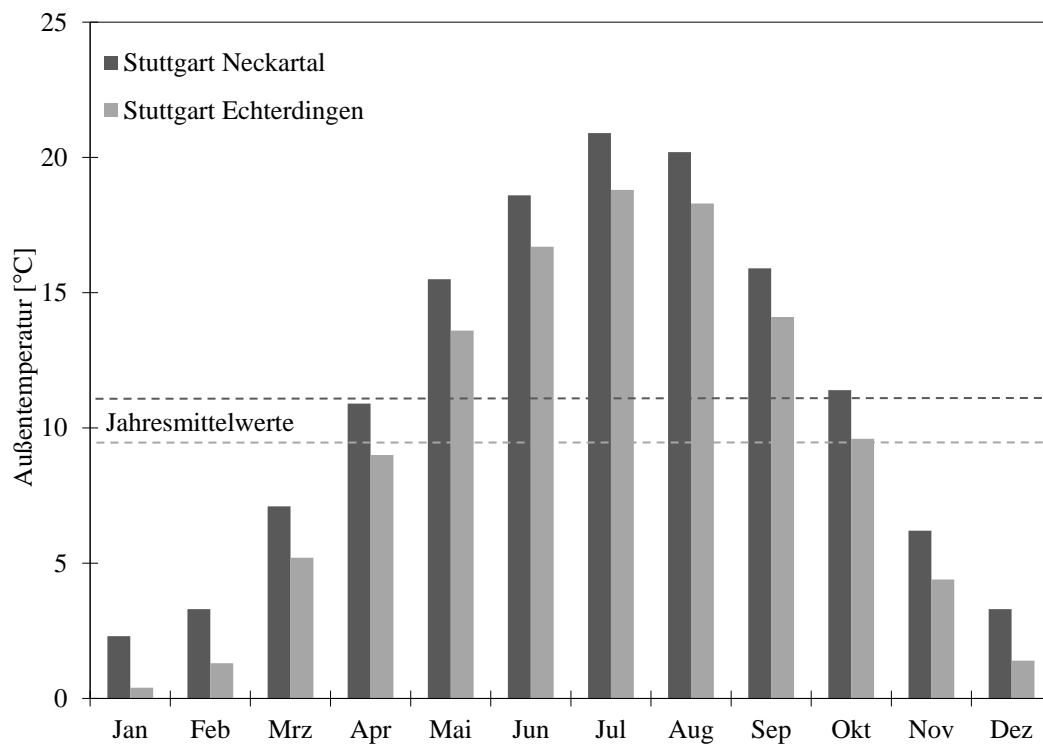
### 5.2 Klimatische Bedingungen

Eine weitere wichtige Einflussgröße auf die Kraftstoffverbrauchsänderung durch die Nutzung der Abgaswärme ist die vorherrschende Außentemperatur. Es hat sich gezeigt, dass das Kraftstoffeinsparpotenzial bei Kaltstartverkürzungsmaßnahmen signifikant von der Starttemperatur abhängig ist (Hepke 2010). Ein Grund für den starken Temperatureinfluss ist die schnell ansteigende Ölviskosität bei niedrigen Temperaturen. Neben der veränderten Starttemperatur hat die Umgebungstemperatur weiterhin Einfluss auf den Wärmeaustausch mit den relevanten Komponenten im Fahrzeug. Die unterschiedlichen Temperaturrandbedingungen müssen deshalb bei der Bewertung der Konzepte mitbetrachtet werden.

Aus der Fahrdatenerhebung (Zumkeller 2012) geht hervor, dass nur 5,9% der gewerblich gehaltenen und 7,8% der privat gehaltenen Pkw in einem Parkhaus oder einer Tiefgarage abgestellt werden. Die Mehrzahl der Fahrzeuge wird im Freien abgestellt und ist damit direkt den klimatischen Umgebungsbedingungen ausgesetzt.

Als Datengrundlage für die Höhe der Außentemperatur werden langjährige Monatsmitteltemperaturen (DWD 2010) betrachtet. Diese Daten können nur quantitativ als Randbedingung genutzt werden, da letztendlich die Starttemperatur eines Fahrzeug auch von Abstelldauer und Umgebungseinflüssen wie Sonneneinstrahlung und Wind abhängig ist (Großmann 2010). In Abbildung 5.1 sind langjährige Monatsmitteltemperaturen am Stuttgarter Flughafen und im Stuttgarter Neckartal abgebildet. Aus diesen Daten lässt sich erkennen, dass die gemittelten Lufttemperaturen im Schnitt deutlich unter dem vorgegebenen Starttemperaturbereich (20-30°C) im NEFZ liegen.





**Abbildung 5.1:** Langjährige Monatsmitteltemperaturen in der Region Stuttgart

Monatsmitteltemperaturen sind auch wiederum nur aus einzelnen Tageswerten zusammengesetzt, sodass für eine genaue Temperaturbetrachtung eigentlich noch weiter differenziert werden müsste. Da Fahrzeuge oft morgens genutzt werden, ist von noch niedrigeren Starttemperaturen auszugehen.

### 5.3 Realfahrten

Im Zuge des Fahrzeugtests zur Getriebeölanwärmung mit Abgaswärme wurde das Versuchsfahrzeug für mehrere Monate unter realen Bedingungen im Alltag eingesetzt, um die Funktion des Wärmeübertragers im Dauereinsatz zu testen. Hierbei wurde Fahrdaten wie Fahrtweite, Fahrtdauer, Getriebeöltemperatur und Außentemperatur aufgezeichnet und dienen als zusätzliche Informationen zu den Statistikdaten den oben herangezogenen Studien zur Bewertung der Aufheizmaßnahme. Die Regelung der Bypassklappe ist hierbei so eingestellt, dass sie bei einer Getriebeölaustrittstemperatur von 80°C in den Bypassbetrieb schaltet. Im Zuge des Realbetriebes des Fahrzeuges konnten über den betrachteten Zeitraum 53 Fahrten aufgezeichnet werden, wovon

16 Fahrten mit aktivem Wärmeübertrager durchgeführt wurden. Die Spreizung der Fahrtauern beträgt zwischen 8 min und 123 min, die der Fahrtstrecken zwischen 4 km und 101 km. Der Streckendurchschnitt aller Fahrten beträgt 66 km, was deutlich über dem Wert des statistischen Mittels aus der Fahrleistungserhebung (Zumkeller 2012) liegt. Die Starttemperaturen des Getriebes betragen zwischen  $-1^{\circ}\text{C}$  und  $40^{\circ}\text{C}$ . Die Umgebungstemperaturen bewegen sich in einem Bereich zwischen  $-6^{\circ}\text{C}$  und  $29^{\circ}\text{C}$ . Damit ergibt sich eine große Bandbreite an aufgezeichneten Fahrtlängen und Umgebungsbedingungen, welche für eine übergreifende Statistikauswertung herangezogen werden können.

## 5.4 Bewertung der Getriebeölanwärmung im realen Fahrbetrieb

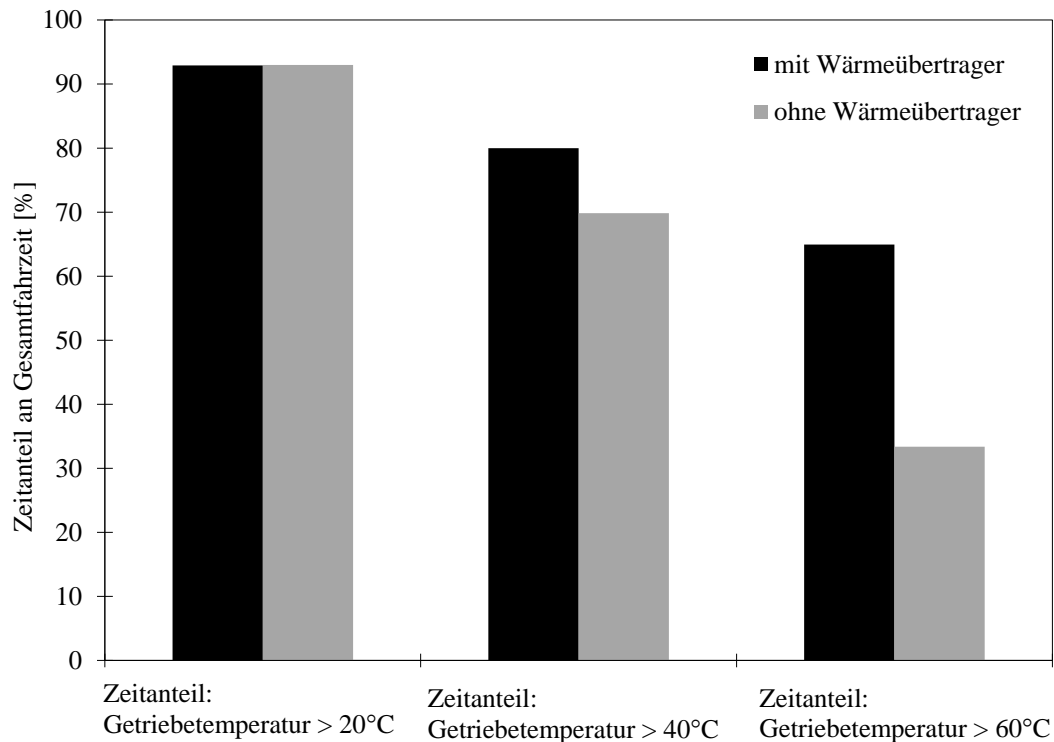
Da es sich bei den aufgezeichneten Daten, um Daten aus realen Fahrten mit unterschiedlichen Streckenprofilen, Fahrern und Außenbedingungen handelt, ist ein Vergleich der Kraftstoffverbräuche nicht zielführend. Allerdings kann der Vergleich der Temperaturverläufe im Getriebe zwischen Fahrten mit aktivem Wärmeübertrager und bypassiertem Wärmeübertrager Hinweise auf die Effektivität einer aktiven Anwärmung bei den betrachteten Fahrten geben. Betrachtet man wie in Tabelle 5.1 über alle aufgezeichneten Fahrten die Zeit bis zum erstmaligen Überschreiten der Getriebeöltemperatur von  $20^{\circ}\text{C}$ ,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $60^{\circ}\text{C}$ , so ergibt sich folgendes Ergebnis:

**Tabelle 5.1:** Mittlere Aufheizdauer des Getriebes bis zum erstmaligen Erreichen der Temperaturmarke

Getriebetemperatur	mit Wärmeübertrager	ohne Wärmeübertrager
$20^{\circ}\text{C}$	3,9 min	2,4 min
$40^{\circ}\text{C}$	10,9 min	14,3 min
$60^{\circ}\text{C}$	19,1 min	41,4 min

Die im Durchschnitt kürzere Zeit bis zum Erreichen von einer Getriebetemperatur von  $20^{\circ}\text{C}$  im Bypassbetrieb, ist auf eine im Durchschnitt höhere Starttemperatur bei diesen Fahrten zurückzuführen. Bei den Temperaturgrenzen  $40^{\circ}\text{C}$  und  $60^{\circ}\text{C}$  ist jedoch der deutlich schnellere Aufheizvorgang bei Verwendung des Abgaswärmeübertragers zu sehen. Hinzu kommt, dass bei 40% der aufgezeichneten Fahrten ohne Wärmeübertrager die  $60^{\circ}\text{C}$  Marke nicht erreicht wird.

Abbildung 5.2 zeigt die prozentualen Zeitanteile der jeweiligen Gesamtfahrzeiten mit bzw. ohne Wärmeübertrager für eine Getriebetemperatur oberhalb 20°C; 40°C; 60°C.



**Abbildung 5.2:** Vergleich der prozentualen Zeitanteile an der Gesamtfahrzeit aller Erprobungsfahrten, bei der sich die Getriebetemperatur oberhalb einer Temperaturmarke befindet

Während der Zeitanteil, bei dem sich die Getriebetemperatur oberhalb von 20°C befindet, noch nahezu gleich groß für die Fahrten mit bzw. ohne Abgaswärmeübertrager ist, lässt sich für die Zeitanteile mit einer Getriebeöltemperatur oberhalb von 40°C und 60°C erhebliche Unterschiede erkennen. Während bei einem Verzicht der Nutzung der Abgaswärme nur 33% der aufgezeichneten Fahrzeit eine Getriebetemperatur oberhalb von 60°C aufweist, ist der Wert bei aktiver Aufwärmung durch Abgas mit 65% nahezu doppelt so hoch.

## 5.5 Fahrzyklenauswahl

Die Auswertung der Fahrleistungsdaten aus den Fahrleistungserhebungen und den ausgewerteten Versuchsfahrten zeigt, dass ein sehr heterogenes Fahrverhalten der Pkw in Deutschland vorliegt. Dies gilt vor allem für Fahrtdauer und zurückgelegter Strecke. Gleiches gilt für die kli-

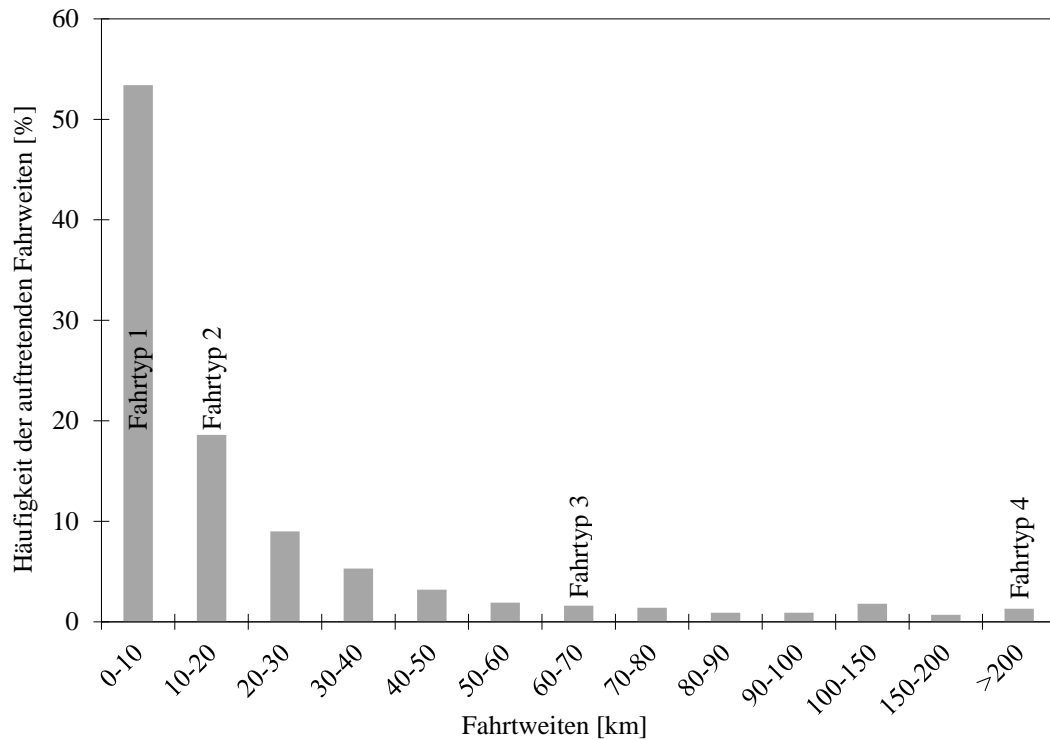
matischen Umgebungsbedingungen. Die Bewertung von Abgaswärmenutzungstechnologien für reales Nutzungsverhalten kann somit nicht auf einen repräsentativen Fahrzeugzyklus reduziert werden, sondern erfordert eine differenziertere Betrachtung. Aus diesem Grund wurden Fahrtypen erstellt, welche ein möglichst breites Feld an Fahrzeugnutzungsverhalten abbilden. Für die verschiedenen Fahrtypen wurden MODEM Hyzem Fahrzyklen verwendet, welche auf Basis gemessener realer Fahrten erstellt wurden (André 2004). Fahrtyp 1 repräsentiert eine typische Kurzstreckenstadtfahrt von nur 3,5 km und kurzzeitige Maximalgeschwindigkeiten von nur 55 km/h. Fahrtyp 2 ist zusammengesetzt aus der Kurzstrecke des Fahrtyp 1 mit nachfolgender Überlandfahrt. Dauer und Länge entsprechen damit in etwa den Mittelwerten aus den statistischen Fahrerhebungsdaten. Fahrtyp 3 hat an den Fahrzyklus von Fahrtyp 2 noch einen 46 km langen Autobahnanteil angehängt und repräsentiert damit längere Fahrten. Um auch Aussagen zu sehr langen Fahrten, welche tendenziell auf Autobahnen durchgeführt werden, machen zu können, wird noch ein Fahrtyp 4 definiert. Hier wird nur der Autobahnzyklus zugrunde gelegt, bei welchem sich das komplette Fahrzeugsystem im betriebswarmen Zustand befindet. Es wird sich bewusst gegen eine konstante Fahrgeschwindigkeit entschieden, da real durchgeführte Autobahnfahrten zeigen, dass aufgrund von Beschleunigungen und dem Höhenprofil der Fahrten stark instationäre Motorleistungen und damit Abgasmassenströme und Temperaturen auftreten, welche letztendlich auch signifikanten Einfluss auf das transiente Angebot der Abgaswärme haben.

**Tabelle 5.2:** Ausgewählte Fahrtypen

Fahrtyp	Fahrzyklus	Fahrtdauer, Fahrstrecke
Fahrtyp 1 Kurzstrecke	MODEM Hyzem urban	Fahrtdauer: 9,3 min Fahrstrecke: 3,5 km
Fahrtyp 2 Überlandfahrt	MODEM Hyzem urban + MODEM Hyzem road	Fahrtdauer: 23,3 min Fahrstrecke: 14,7 km
Fahrtyp 3 Autobahnfahrt	MODEM Hyzem urban + MODEM Hyzem road + MODEM Hyzem motorway	Fahrtdauer: 62,5 min Fahrstrecke: 60,9 km
Fahrtyp 4 Langstrecke, Autobahn	MODEM Hyzem motorway (warm)	Fahrtdauer: ∞ min Fahrstrecke: ∞ km

Die Geschwindigkeitsprofile der einzelnen Fahrzyklen befinden sich im Anhang. Die Unterteilung

in die 4 Fahrtypen dient einer möglichst breiten Betrachtung von auftretendem Fahrverhalten zur Bewertung der Abgaswärmenutzungskonzepte. In Abbildung 5.3 ist die Einordnung der gewählten Fahrtypen in die Fahrstatistik für die Häufigkeit auftretender Fahrtweiten zu sehen.



**Abbildung 5.3:** Einordnung der erstellten Fahrtypen in die Fahrstatistik für die Häufigkeit auftretender Fahrtweiten (Zumkeller 2012)

Die Auswahl der Fahrtypen bildet damit ein breites Spektrum an auftretenden Fahrten ab. Es sind noch beliebig viele weitere Fahrtypen denkbar, jedoch sollten diese 4 Fahrtypen ausreichen, um eine Aussage zum Potenzial der verschiedenen Technologien für unterschiedliches Nutzungsverhalten machen zu können.



## **6 Vergleich des Kraftstoffeinsparpotenzials verschiedener Abgaswärmenutzungskonzepte**

### **6.1 Simulationsergebnisse und Wertung**

In diesem Kapitel werden die simulativ ermittelten Kraftstoffeinsparpotenziale für die verschiedenen Fahrtypen mit thermoelektrischem Generator, direkter Getriebeölerwärmung und einer Kombination aus beidem verglichen. Zugrunde gelegt wurden für diese Bewertung die Randbedingungen für das Versuchsfahrzeug sowie die aufgestellten Modelle der relevanten Komponenten. Auf der Kaltseite des TEG wird angenommen, dass eine Kühlerfahrzeugarchitektur besteht, welche in den überwiegenden Betriebspunkten Kühlreserven hat und damit eine Kühlwassertemperatur von 40°C bereitstellen kann, ohne dass zusätzlich negative Effekte durch diesen Kühler für Gewicht oder  $C_w$ -Wert auftreten. Die Simulationsrandbedingungen für die Fahrzeugbeschreibung sind in Anhang B in Tabelle 7.6 beschrieben. Tabelle 6.1 zeigt die Kraftstoffverbrauchsänderung unter Berücksichtigung aller auftretenden Sekundäreffekte wie in Kapitel 3 beschrieben. Diese Betrachtung erfolgt zunächst für die Basisbedingungen: Start und Umgebungstemperatur von 20°C und einer Einbauposition der Komponenten 0,7 m nach TWC. Für den TEG wird eine Komponente entsprechend des vermessenen Prototyps, bestehend aus 5 Heißgaskanälen und dementsprechend 30 thermoelektrischen Modulen festgelegt.

Tabelle 6.1: Kraftstoffverbrauchsänderung unter Basisbedingungen

Fahrtyp	direkte Getriebe- ölanwärmung	TEG	Kombination TEG mit Getrie- beöl
Fahrtyp 1	-0,9 %	+0,6 %	-0,1 %
Fahrtyp 2	-1,3 %	+0,5 %	-0,6 %
Fahrtyp 3	-0,9 %	+0,4 %	-0,4 %
Fahrtyp 4	+0,1 %	+0,4 %	+0,4 %

Die Simulation zeigt je nach betrachtetem Fahrtyp und Abgaswärmenutzungstechnologie deutliche Unterschiede in der Kraftstoffverbrauchsänderungen. Während die direkte Getriebeölerwärmung für die Kurzstreckenfahrten von Fahrtyp 1 eine Kraftstoffersparnis von etwas unter einem Prozent bewirkt, steigt die Einsparung für Fahrtyp 2 auf 1,3% an. Für die relativ lange Fahrt von Fahrtyp 3 sinkt sie allerdings wieder auf 0,9% ab. Eine Erklärung hierfür gibt der Verlauf der Getriebeöltemperaturen. Während bei sehr kurzen Strecken (Fahrtyp 1) durch den Abgaswärmeübertrager nur eine geringe Temperatursteigerung des Getriebeöls gegenüber dem Verlauf ohne Abgaswärmenutzung erzielt werden kann, ist auch die Änderung der Verlustreibung im Getriebe gering. Durch die längere Fahrzeit von Fahrtyp 2 kann über die Zeit der Anwärmung eine größere Temperaturdifferenz zwischen aktiv angewärmten Öl und Basiszustand erreicht werden, was zu deutlicheren Unterschieden in der Viskosität des Öls und damit in der Schleppreibung führt. Bei längeren Strecken wie Fahrtyp 3 findet die aktive Anwärmung über Abgas nur während des Zeitanteils der Startphase statt, bis das Getriebeöl seine Zieltemperatur erreicht hat. Anschließend sinkt die Temperaturdifferenz zwischen aktiv erwärmten Getriebe gegenüber dem Basisfall wieder ab, da sich das Getriebe im Basisfall ohne aktive Erwärmung durch die Eigenreibung weiter erwärmt, wohingegen die Temperatur für die aktive Erwärmung auf ihrem Zielniveau gehalten wird. Die Verbrauchersparnis nimmt also zu langen Fahrten hin wieder ab. Beim Grenzfall einer sehr langen Autobahnfahrt (Fahrtyp 4) ist keine Kraftstoffersparnis durch das Anwärmen des Getriebes möglich, da die Aufwärmphase im Vergleich zur Fahrdauer zu vernachlässigen ist. Es kommt jedoch, wenn auch im geringen Maße, der negative Effekt durch das Zusatzgewicht zum Tragen.

Bei der Potenzialbewertung des TEG wird von einer elektrischen Reihenverschaltung der einzelnen thermoelektrischen Module ausgegangen. Die Einspeisung der erzeugten elektrischen Energie in das Bordnetz erfolgt immer im MPP und wird verlustfrei angenommen. Der hier betrachtete



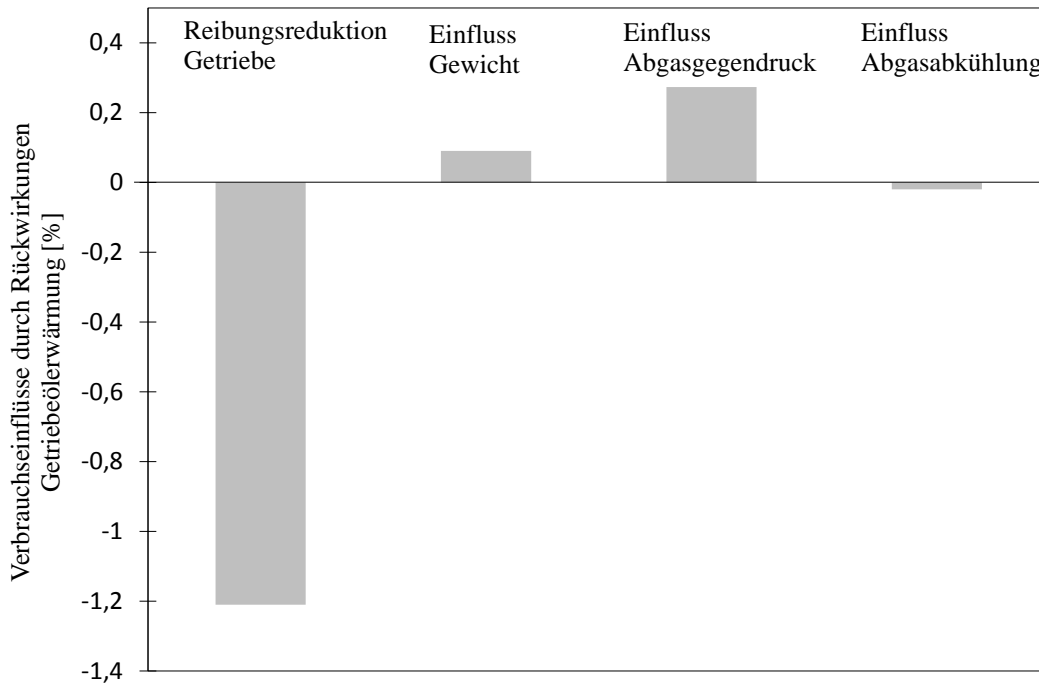
Hochtemperatur-TEG bewirkt bei Fahrtyp 1; 2; 3 und 4 einen Mehrverbrauch, was hauptsächlich auf die geringe el. Leistung und den negativen Einfluss des Zusatzgewichtes zurückzuführen ist. Die Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch ist für Fahrtyp 1 am negativsten, da die kurze und niederlastige Fahrt nur sehr geringe Abgastemperaturen und Massenströme an der Position des TEG ergibt. Dies ist auf die niedrigen Motorlastpunkte und die Abkühlung des Abgases durch das Aufheizen der Komponenten vor TEG zurückzuführen. Die dadurch sehr geringe el. Leistung hat praktisch keinen Effekt auf den Kraftstoffverbrauch. Mit zunehmender Länge des betrachteten Fahrzyklus und höherer Motorlast ist die Verbrauchserhöhung geringer, da auch mehr el. Energie erzeugt wird und somit der Motor stärker entlastet werden kann.

Bei dem Einsatz von Getriebeöl zur Kühlung des TEG kommen sowohl der Effekt zum beschleunigten Warmlauf als auch die erzeugte el. Energie zum Tragen. Für die Fahrtypen 1; 2; 3 kommt es zu einer Verbrauchsreduktion, hauptsächlich durch die Verringerung der Reibung in Folge der Warmlaufbeschleunigung. Jedoch wirkt sich auch hier das relativ hohe Gewicht des TEG negativ aus. Der Effekt der Warmlaufbeschleunigung ist etwas schwächer als bei der Betrachtung mit reinem Wärmeübertrager, da die Übertragerleistung des TEG aufgrund des thermischen Widerstands der Module geringer ist, als beim Wärmeübertrager. Dies wirkt sich besonders bei kurzen Fahrzeiten verstärkt aus. Bei Fahrtyp 3 und 4 wäre die Verbrauchersparnis mit TEG und Getriebeölanwärmung durch die Addition der verbrauchsmindernden Effekte höher, als die reine Getriebeölanwärmung, sofern man den Einfluss durch das Mehrgewicht vernachlässigen würde. Gegenüber dem mit Kühlwasser betriebenen TEG ohne aktive Warmlaufbeschleunigung ist die erzeugte elektrische Energie geringer, da der Wärmeübergang auf der Kühlseite aufgrund der schlechteren Wärmeübertragereigenschaften von Getriebeöl und der höheren Fluidtemperatur eine höhere Kaltseitentemperatur an den TE-Modulen hervorruft. Jedoch überwiegt der Warmlaufeffekt bei den Fahrtypen 1; 2; 3 deutlich dem Effekt der elektrischen Entlastung. Erst bei Fahrtyp 4, wenn keine Kaltstartphase vorhanden ist, ist der Betrieb eines TEG mit Kühlwasser für den Kraftstoffverbrauch vorteilhafter.

## 6.2 Bewertung von Systemrückwirkungen

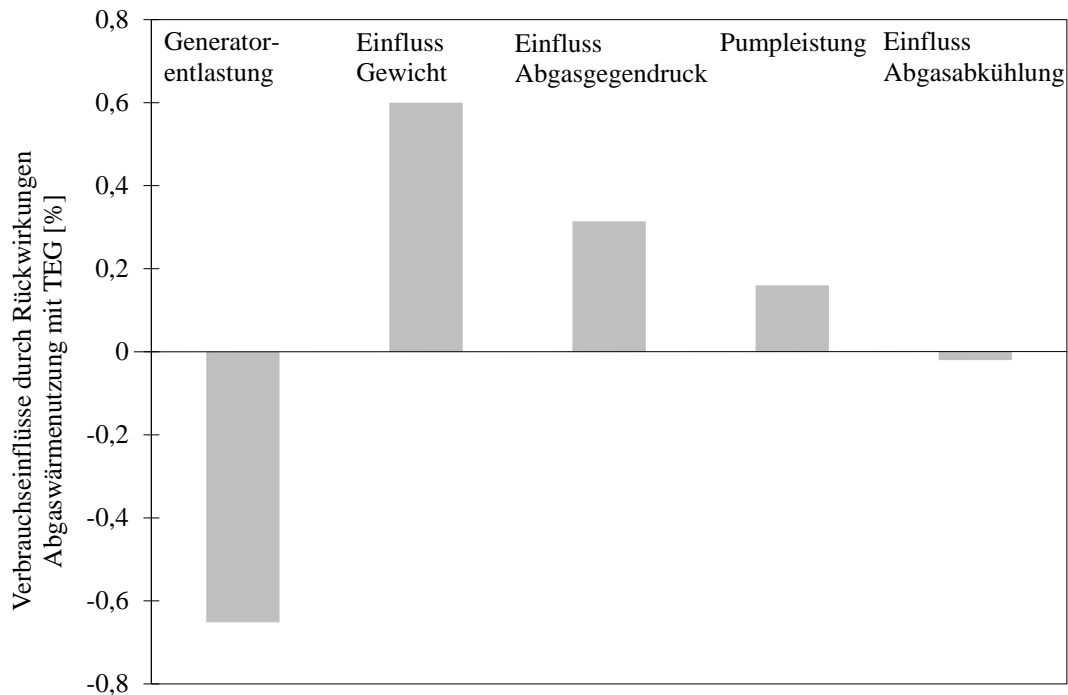
In Kapitel 3 wurden die verschiedenen Systemrückwirkungen auf das Fahrzeug aufgezeigt. An dieser Stelle soll der positive bzw. negative Einfluss der unterschiedlichen Rückwirkungen auf das Verbrauchsverhalten einzeln betrachtet werden. Abbildung 6.1 zeigt exemplarisch für Fahrtyp 3

die Einflüsse einer direkten Getriebeölerwärmung.



**Abbildung 6.1:** Systemrückwirkungen auf den Kraftstoffverbrauch für Fahrtyp 3 durch Abgaswärmenutzung zur Getriebeölanwärmung

Es ist deutlich zu erkennen, dass der positive Einfluss der Reibungsreduktion mit einem Verbrauchsvorteil von ca. 1% den Haupteinfluss auf die Kraftstoffsverbrauchsänderung hat. Die relativ niedrige zusätzliche Masse des Systems von 3 kg ergibt einen errechneten Mehrverbrauch von ca. 0,1%. Der Einfluss durch die Erhöhung des Abgasgegendrucks bei der verwendeten Komponente beläuft sich auf eine ähnliche Größenordnung. Hierbei muss jedoch beachtet werden, dass der Wärmeübertrager nur im ersten Teil des zugrunde gelegten Zyklus aktiv ist und dass dieser nach dem Erreichen der Ölzieltemperatur bypassiert wird, sodass nahezu kein zusätzlicher Abgasgegendruck mehr auftritt. Der positive Einfluss durch die Abgasabkühlung ist zwar rechnerisch darstellbar, hat aber einen zu vernachlässigenden Effekt auf den Kraftstoffverbrauch. Für den Einsatz des untersuchten TEG im Abgasstrang ergeben sich folgende berechnete Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch:



**Abbildung 6.2:** Systemrückwirkungen auf den Kraftstoffverbrauch für Fahrtyp 3 durch Abgaswärmenutzung mit TEG

Die Kraftstoffverbrauchseinsparung durch die Generatorentlastung liefert einen positiven Beitrag von 0,65%. Diese Verbrauchseinsparung wird durch das Zusatzgewicht des TEG-Systems praktisch kompensiert. Das TEG-Systemgewicht wird durch den deutlich komplexeren Aufbau gegenüber dem einfachen Abgaswärmeübertrager und den darüber hinaus erforderlichen Zusatzkomponenten wie zusätzliches Bypassrohr und Abgasklappe sowie DC/DC-Wandler mit 20 kg zugrunde gelegt.

Der Hochtemperatur-TEG soll insbesondere auch bei höheren Motorlastpunkten aktiv sein, da dort auch höhere Abgastemperaturen und Massenströme zur Verfügung stehen. Deshalb ist der Abgasgegendruck auslegungsbedingt bei gleichen Betriebspunkten im TEG niedriger als im Abgaswärmeübertrager. Allerdings ist der TEG im betrachteten Fahrzyklus im Gegensatz zum Wärmeübertrager immer aktiv, sodass in Summe ein etwas größerer Mehrverbrauch durch den Abgasgegendruck gegenüber dem Abgaswärmeübertrager entsteht. Hinzu kommt noch die erforderliche Pumpleistung für das Kühlmedium, welche mit 15 Watt angenommen wird. Der Einfluss der Abgasabkühlung ist ähnlich gering wie beim Abgaswärmeübertrager. Zwar ist die Abkühlung über den gesamten Zyklus vorhanden, allerdings ist sie durch das schlechtere Wärmeübertragerver-

halten des TEG aufgrund des Wärmewiderstands der TE-Module auch schwächer ausgeprägt, als beim Abgaswärmeübertrager.

In Summe ergibt sich durch den betrachteten TEG für den zugrunde gelegten Zyklus ein Kraftstoffmehrverbrauch, was insbesondere am negativen Einfluss des Zusatzgewichtes liegt. Eine höhere elektrische Leistung des TEG durch Minimierung der Verlustwärmeströme, bzw. Minimierung der Kontaktwärmewiderstände, sowie eine Steigerung der Leistungsfähigkeit des thermoelektrischen Materials kann jedoch zu einer deutlichen Verbesserung der Kraftstoffbetrachtung führen, da die Effekte, welche für den Mehrverbrauch verantwortlich sind, bei einer solchen Optimierung zwar bestehen bleiben, jedoch mehr elektrische Leistung generiert wird.

### 6.3 Einflussfaktoren/Sensitivitätsanalyse

Der Verbrauchseinfluss durch die Abgaswärmenutzung wird durch viele technische und äußere Randbedingungen beeinflusst. Deshalb sollen in den folgenden Abschnitten die Parameter verschiedener Randbedingungen im Modell geändert werden, um den Einfluss auf die Kraftstoffverbrauchseinsparung zu quantifizieren. Zu diesen Randbedingungen zählen, der Einfluss der Start- und Umgebungstemperaturen, die Verwendung eines Getriebeöls mit geringerer Viskosität für die Kaltstartverkürzung, die Einbauposition der Abgaswärmenutzungskomponente, eine veränderte TEG-Auslegung sowie eine Vernachlässigung von Verlustmechanismen im TEG.

#### 6.3.1 Start- und Umgebungstemperatur

Wie in Kapitel 5 erwähnt, werden Kraftfahrzeuge mehrheitlich im Freien abgestellt und kühlen je nach Standzeit bis auf Umgebungstemperatur ab. Gleichzeitig sind die Außentemperaturen in Deutschland im Mittel deutlich unterhalb des Temperaturfensters, welches für die Zertifizierung im NEFZ vorgeschrieben ist. Da aber die Start- und Umgebungstemperaturen großen Einfluss auf die Viskosität des Getriebeöls haben ist eine Mitbetrachtung dieser für die Bewertung erforderlich. Abbildung 6.3 zeigt nochmals die Verbrauchseinsparung durch aktive Getriebeölanwärmung durch Abgas bei einer Start- und Umgebungstemperatur von 20°C und zusätzlich bei einer Start- und Umgebungstemperatur von 0°C.

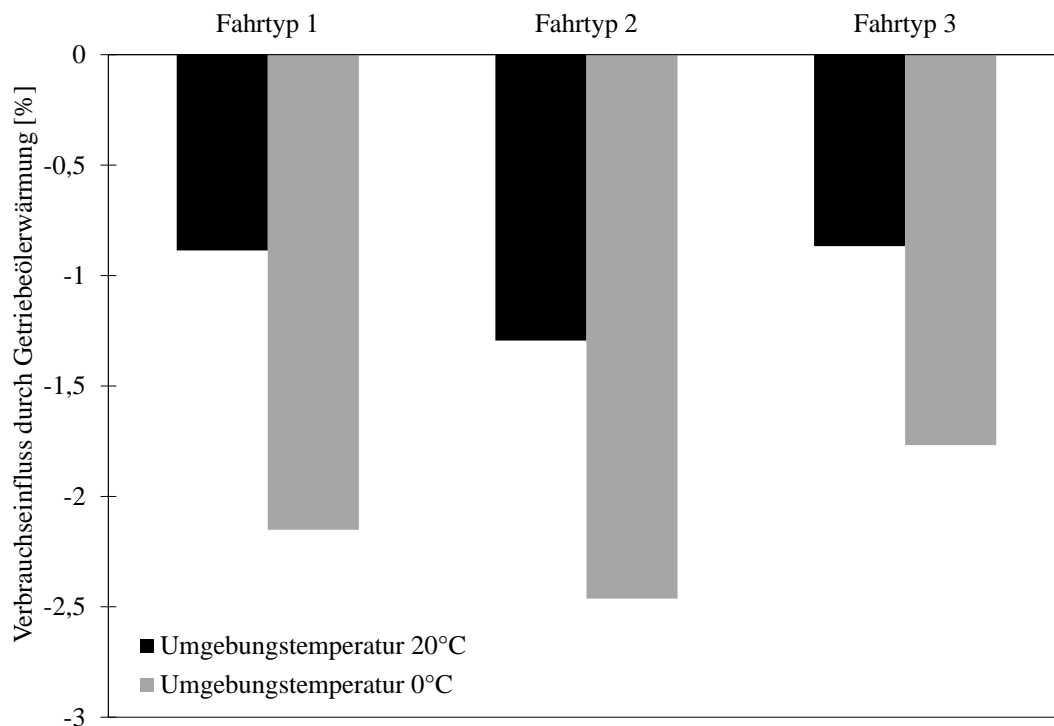


Abbildung 6.3: Einfluss der Starttemperatur auf die Kaltstartverkürzung durch Abgaswärme

Wie zu erwarten steigt das Kraftstoffeinsparpotenzial bei der Kaltstartverkürzung gegenüber dem Serienzustand bei niedrigeren Starttemperaturen an. Auffällig jedoch ist, dass für Fahrtyp 1 die Verbrauchseinsparung prozentual stärker ansteigt, als für die anderen Fahrtypen. Bei Fahrtyp 3 ist der Anstieg am geringsten. Grund hierfür ist, dass die niedrigeren Starttemperaturen bei kürzeren Strecken einen höheren Zeitanteil haben. Bei Langstrecken ist der Zeitanteil bei denen die niedrigen Starttemperaturen Einfluss auf die Kaltstartverkürzung haben geringer, da durch die Erwärmung schon frühzeitig die Zieltemperatur erreicht wird und damit die Außentemperaturen keine relevante Rolle mehr spielen.

### 6.3.2 Getriebeölviskosität

In den letzten Jahren kommen sowohl im Motor als auch im Getriebe vermehrt Leichtlauföle zum Einsatz, um die Reibung in diesen Komponenten weiter zu reduzieren und dadurch Kraftstoff einzusparen. Gleichzeitig kann jedoch nicht „beliebig“ niederviskoses Öl verwendet werden, da das Öl Anforderungen wie Dauerhaltbarkeit und erforderlicher Schmierwirkung genügen muss

(Luther u. Rausch 2013). Im Hinblick auf das Potenzial zur Kraftstoffeinsparung in Folge von Reibungsreduktion durch Abgaswärmenutzung hat das zugrunde gelegte Öl und dessen Viskosität jedoch einen Kerneinfluss. Die Viskosität von Leichtlauföl ist insbesondere bei niedrigen Temperaturen deutlich geringer, als herkömmliches Getriebeöl, wodurch auch die Schleppreibung des Getriebes sinkt.

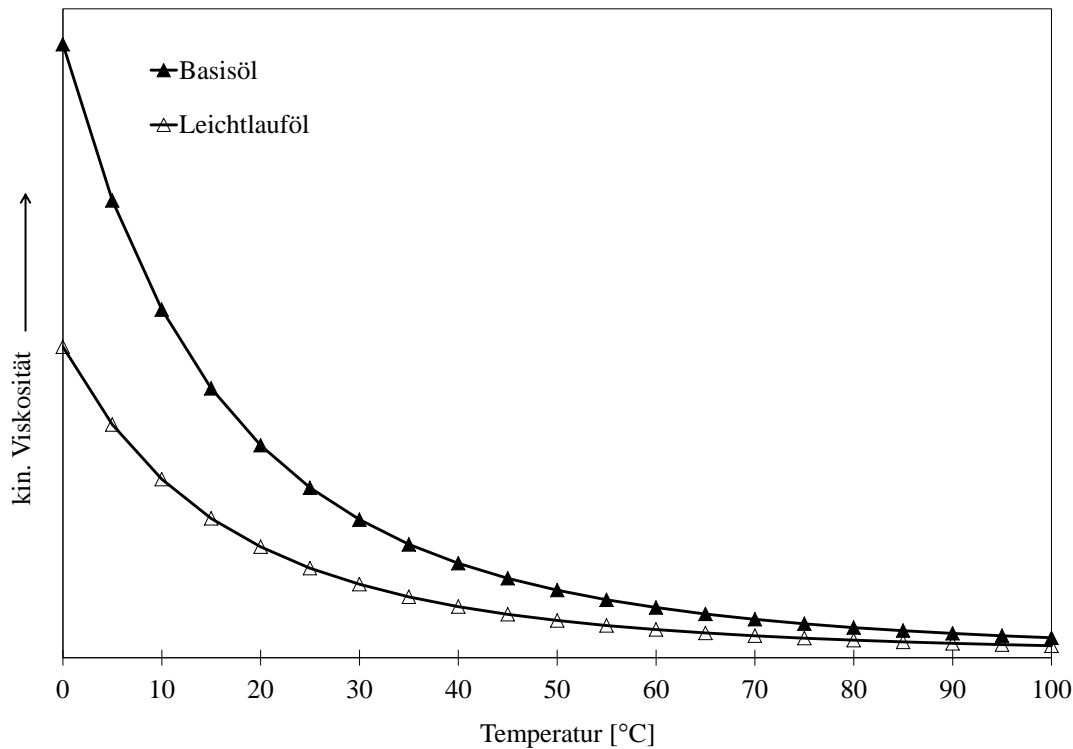


Abbildung 6.4: Viskositätsverläufe verschiedener Getriebeöle

Wie in Abbildung 6.4 ersichtlich, erreicht das hier gezeigte Leichtlauföl schon die Viskosität bei einer Temperatur von 58°C, welches das Basisöl erst bei 80°C hat. Durch die niedrigere Viskosität sinkt das Schleppmoment des Getriebes, aber auch die Temperaturabhängigkeit des Schleppmomentes nimmt ab. Die Bewertung der Verbrauchersparnis der Abgaswärmenutzung unter Betrachtung eines Leichtlauföles erfolgt auf Basis vermessener Schleppmomentverläufe für verschiedene Temperaturen und Drehzahlen des Getriebes mit Leichtlauföl. Zur Interpolation zwischen den gemessenen Schleppmomentverlustwerten wurde wie beim Basisöl Gleichung 3.10 verwendet. Die Konstanten a; b; c wurden durch die Validierung bei verschiedenen Temperaturen für die gemessenen Kennfelder mit Leichtlauföl angepasst. Die restlichen Randbedingungen im Getriebe-modell bleiben unverändert.

Das Einsparpotenzial z.B. für Fahrtyp 2, ohne Berücksichtigung von Nebeneffekten, sinkt bei der Zugrundelegung eines Leichtlauföls von 1,4% auf 0,9%. Auch bei den anderen betrachteten Fahrzyklen reduziert sich das Einsparpotenzial um ca. 30%. Die schnellere Anwärmung des Öls mittels Abgas mit dem Ziel einer Viskositätserniedrigung weist somit bei der Verwendung eines Leichtlauföls ein deutlich geringeres Kraftstoffeinsparpotenzial auf.

### 6.3.3 Einbauposition

Aus energetischer Sicht und unter Berücksichtigung der Katalysatorfunktion ist die Einbauposition einer Abgaswärmenutzungskomponente direkt nach TWC zu bevorzugen, da hier die höchsten Abgastemperaturen auftreten und die Temperaturen in Richtung Auspuff absinken. In Abbildung 6.5 sind die Kraftstoffeinsparungen für eine Positionierung des Abgaswärmeübertragers zur Getriebeölanwärmung direkt nach TWC (Position 1), an der tatsächlichen Einbauposition (Position 2) und 0,7 m nach der Einbauposition (Position 3) dargestellt.

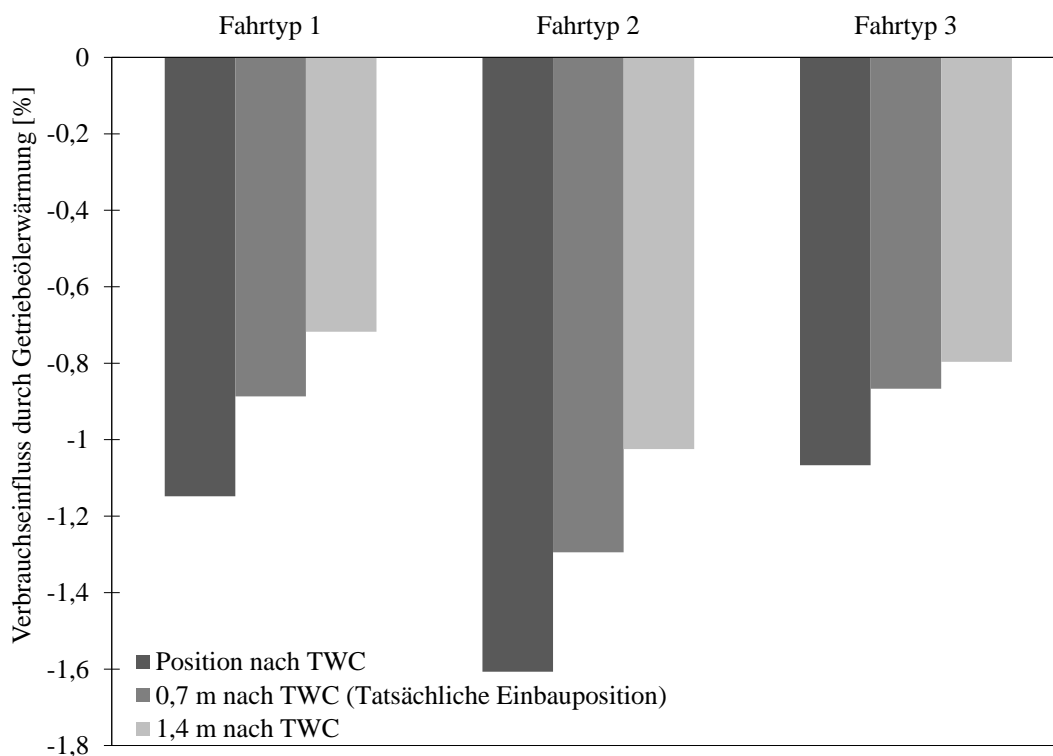


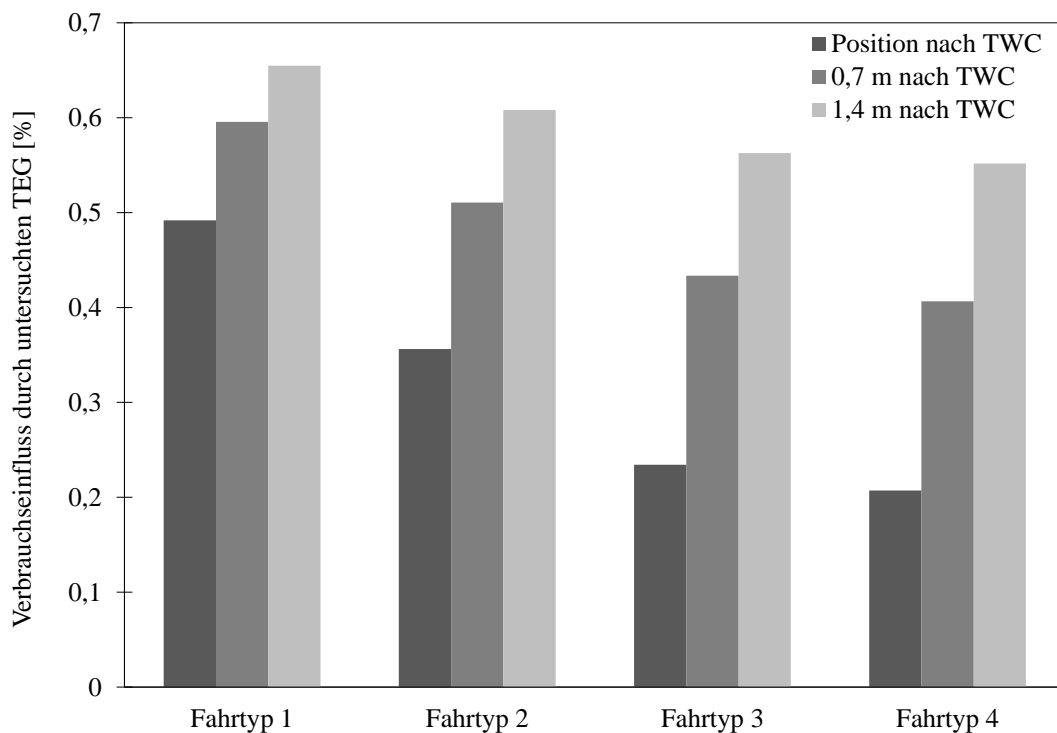
Abbildung 6.5: Einfluss der Einbauposition des Abgaswärmeübertragers auf den Kraftstoffverbrauch

Wie zu erwarten, sinkt das Verbrauchseinsparpotenzial, je weiter stromabwärts der Abgaswärmeübertrager verbaut ist. Für Fahrtyp 1 ist eine Verschiebung des Abgaswärmeübertragers in Richtung TWC sensitiver als die Verschiebung in Richtung des Abgasstroms. Der Grund dafür ist in der Dauer der Strecke und dem Aufheizverhalten der Abgasanlage zu suchen. Da es sich bei Fahrtyp 1 um eine Kurzstreckenfahrt handelt, bei der die Abgasanlage kaum erwärmt wird, kommt das Aufwärmen der Abgasanlage vor Wärmeübertrager deutlich zu tragen. Bei Fahrtyp 3 ist die Fahrt so lange, dass der Wärmeverlust durch den Aufheizvorgang der Abgasanlage einen gerin-



geren Einfluss hat, weshalb auch der Verbrauchsunterschied zwischen Position 2 und 3 geringer ausfällt. Gleichwohl ist ein deutlicher Unterschied im Hinblick auf das Einsparpotenzial in Abhängigkeit der Einbauposition aufgrund der Wärmeverluste an die Umgebung gegeben.

Für die Einbauposition des TEG ergibt sich ein ähnliches Bild, jedoch mit umgekehrten Vorzeichen. Hier überwiegen die Sekundäreffekte wie Gewichts- und Gegendruckeinfluss der Einsparung durch die gewonnene el. Energie, weshalb der Unterschied im Verbrauch durch die verschiedenen Einbaupositionen zunächst nicht erheblich erscheint.



**Abbildung 6.6:** Einfluss der Einbauposition des TEGs auf den Kraftstoffverbrauch

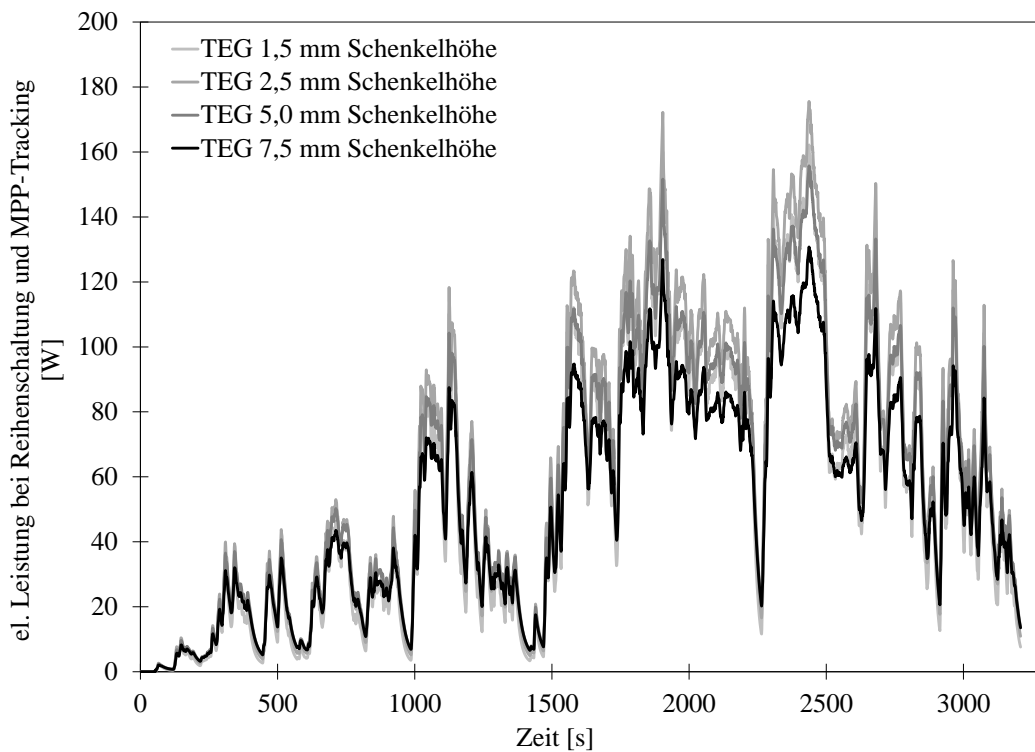
Betrachtet man jedoch die abgegebene el. Bruttoleistung für Fahrtyp 3, so zeigen sich deutliche Unterschiede. So beträgt die mittlere el. Leistung für die Einbauposition nach TWC 83 Watt, an der Basiseinbauposition 59 Watt und an der Position 0,7 m nach Basiseinbauposition 41 Watt. Die Leistung des TEG reduziert sich von der Einbauposition nach TWC gegenüber der Einbauposition 1,4 m nach TWC um ca. 50%. Dies liegt an der stark nachlassenden Leistungsfähigkeit der thermoelektrischen Module bei sinkender Heißseitentemperatur. Für die Leistung des TEG ist neben der Enthalpie auch die Höhe der Exergie im Abgas mitentscheidend. Da der Carnotfaktor eine wesentliche Rolle bei der Umwandlung in elektrische Energie spielt und der Temperaturgradient

der ZT-Kurve des verwendeten Materials unter den hier vorherrschenden Bedingungen positiv ist (Guo u. a. 2012). Dadurch weist auch das Material bessere Kennwerte bei höheren Temperaturen auf.

Die Untersuchungen haben klar den Vorteil einer katalysatornahen Integration der Abgaswärmenutzungskomponenten gezeigt. Jedoch müssen auch weitere Aspekte wie zum Beispiel der zur Verfügung stehende Bauraum und die Schwingungsanregung der Abgasanlage durch den Motor auf die Einbaulage berücksichtigt werden.

### 6.3.4 Variation Modulauslegung

In Kapitel 4.3.4 wurde gezeigt, welchen Einfluss die Modulauslegung in einem TEG auf die el. Leistung für stationäre Betriebspunkte am Heißgasprüfstand hat. An dieser Stelle soll der Einfluss der Modulauslegung in einem TEG mit 5 Heißgaskanälen für transiente Abgasdaten in Fahrzyklen bestimmt werden. Wie für die stationären Simulationen, soll die Schenkelhöhe im Modul auf 2,5 mm und 1,5 mm reduziert bzw. auf 7,5 mm vergrößert werden. Abbildung 6.7 zeigt die el. Bruttoleistung der verschiedenen TEG Auslegungen für eine elektrische Reihenschaltung der Module und dem Betrieb im MPP des TEG für Fahrtyp 3.



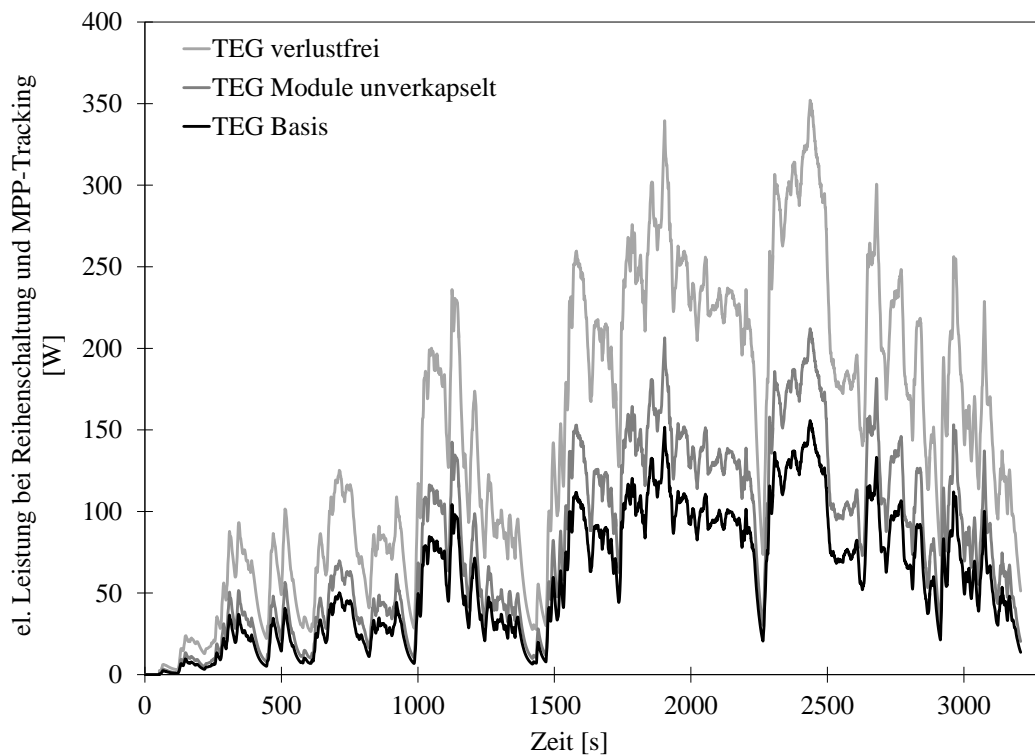
**Abbildung 6.7:** Einfluss der Modulauslegung auf den transienten Leistungsverlauf des TEG

Interessanterweise ist der Leistungsunterschied des gesamten TEG über den Fahrzyklus bei verschiedenen Modulhöhen gering. Bei genauerer Betrachtung erkennt man jedoch ein vergleichbares Ergebnis wie in Kapitel 4.3.4. Bei niedrigen Lastpunkten und damit kleinen Abgasmassenströmen und folglich niedrigen gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ist eine größere Schenkelhöhe des thermoelektrischen Materials von Vorteil, während kleinere Schenkelhöhen bei höheren Lastpunkten mehr el. Leistung generieren. Gleichzeitig führt die Änderung der Schenkelhöhe zu einer deutlichen Veränderung des thermischen und des elektrischen Verhaltens des TEG: So ist der Wärmestrom über die niedrigen Schenkel deutlich größer als über die hohen Schenkel. Dies wird jedoch durch den höheren Wirkungsgrad aufgrund der höheren Temperaturdifferenz bei den hohen Schenkeln annähernd kompensiert. Bei dem hier betrachteten Betriebsszenario liegt der maximal auftretende Wirkungsgrad für das erste Modul mit 7,5 mm langen Schenkeln bei 5,6%, während der entsprechende Wert bei 1,5 mm Schenkeln nur bei 3,8% liegt. Auch das Spannungsniveau des TEG ändert sich stark durch die Schenkellängenänderung. So beträgt die maximale Spannung unter optimalen el. Lastbedingungen des TEG mit 7,5 mm Schenkeln bei einer reinen Reihenschaltung der Module 72,5 Volt, während der entsprechende Wert für den TEG mit 1,5 mm Schenkelhöhe nur bei 39 Volt liegt, wobei hier natürlich die resultierende Stromstärke deutlich hö-

her ist. Wie auch schon in Kapitel 4.3.4 erwähnt, haben die zahlreichen parasitären Wärmeströme (Wärmestrahlung im Modul, Wärmeleitung der Modulverkapselung, Wärmeleitung über TEG-Aufbau) eine deutlich dämpfende Wirkung auf die Auswirkung einer Schenkelhöhenänderung, weshalb die Längenänderung nochmals in Kapitel 6.3.6 unter Vernachlässigung der parasitären Wärmeströme betrachtet werden soll.

### **6.3.5 Einfluss von verringerten Verlustmechanismen im TEG**

Ähnlich wie in Kapitel 4.3.4 soll an dieser Stelle der Einfluss der Verluste im thermoelektrischen Modul auf die Leistungsfähigkeit des TEG über die zugrunde gelegten Fahrzyklen betrachtet werden. Dafür wird für die Fahrzyklensimulation ebenfalls die Annahme getroffen, dass die Verluste, welche durch die Verkapselung hervorgerufen werden, vernachlässigt werden. Des Weiteren werden auftretende Verluste durch Wärmestrahlung und Wärmewiderstände innerhalb des Moduls vernachlässigt, um die Sensitivität auf die generierbare el. Leistung aufzuzeigen. Die transienten Verläufe der elektrische Leistung, für eine elektrische Reihenverschaltung der Module mit optimal angepasster elektrischer Last für Fahrtyp 3 sind in Abbildung 6.8 zu sehen.



**Abbildung 6.8:** El. Leistung des betrachteten TEG unter Vernachlässigung von Verlustmechanismen

Wie schon für die stationäre Betrachtung der el. Leistung, wäre die potenzielle Leistung unter Vernachlässigung der Verlusteffekte, die durch die Modulverkapselung hervorgerufen werden, deutlich größer als bei einem TEG mit verkapselten Modulen. In Summe über den Zyklus ergibt sich eine Leistungssteigerung von 38%. Noch deutlicher wird die Leistungssteigerung wenn das Modul als verlustfrei angenommen wird. Hier würde sich eine Steigerung der mittleren Generatorleistung von 140% ergeben. Die Leistungssteigerungen durch die Vernachlässigung der Verlusteffekte sind damit in derselben Größenordnung wie bei der Betrachtung der stationären Betriebspunkte.

Anhand der Kurven ist jedoch der stark transiente Leistungsverlauf zu erkennen, welcher letztendlich von einem DC/DC-Wandler umgesetzt werden muss. Da in der Simulation für die optimale Leistung der Lastwiderstand für den TEG angepasst wird, kommt es auch zu starken Schwankungen in den Spannungs- und Stromverläufen, welche dann auch am DC/DC-Wandler anliegen würden, was wiederum einen hohen Wirkungsgrad des DC/DC-Wandlers über einen breiten Anwendungsbereich erfordern würde.

### 6.3.6 Variation der Modulhöhe unter Vernachlässigung von parasitären Effekten

Eine Variation der Schenkelhöhe hat bei Vernachlässigung der parasitären Wärmeströme im Modul einen deutlicheren Effekt auf die Leistungsausbeute des TEG. Grund hierfür ist, dass der Wärmewiderstand des Moduls in diesem Fall zu 100% von der Schenkelgeometrie abhängig ist, da keine zusätzlichen Wärmebrücken existieren. Eine Vergrößerung der Schenkelhöhe führt somit zu einer stärkeren Reduktion des Wärmestroms durch das Modul, als dies mit zusätzlichen parasitären Wärmewiderständen der Fall wäre. Tabelle 6.2 zeigt die mittleren el. Leistung, sowie die maximal auftretenden Peakleistungen im MPP des TEG unter Vernachlässigung der Verlustwärmeströme in den thermoelektrischen Modulen, bei Variation der Schenkelhöhe.

**Tabelle 6.2:** Einfluss der Schenkellänge des thermoelektrischen Materials auf die Leistung des TEG bei Vernachlässigung von Verlustwärmeströmen im Modul

Schenkelhöhe	mittlere el. Leistung			max. Peakleistung
	Fahrttyp 1	Fahrttyp 2	Fahrttyp 3	Fahrttyp 3
1,5 mm	20,4 W	47,6 W	112,7 W	351 W
2,5 mm	28,6 W	63,3 W	138,2 W	386 W
5,0 mm	37,0 W	75,0 W	146,6 W	352 W
7,5 mm	38,2 W	74,9 W	136,0 W	301 W

Am deutlichsten ist der Einfluss der Schenkelhöhe bei Fahrttyp 1 zu sehen. Hier ist die zur Verfügung stehende Abgasenthalpie sehr niedrig. Der TEG mit Modulen mit 7,5 mm langen Schenkeln generiert hier die höchste mittlere Leistung und damit nahezu doppelt so viel, wie der TEG mit 1,5 mm langen Schenkeln. Dies spiegelt das Verhalten, welches für stationäre Punkte betrachtet wurde wieder. Bei geringen Abgasmassenströmen ist eine effiziente Nutzung der Wärme durch einen hohen Modulwirkungsgrad und niedrigem Wärmestrom durch die Module von Vorteil. Vergrößert sich das Abgasenergieangebot, wie bei Fahrttyp 2 und 3, so verschiebt sich die optimale Schenkelhöhe zu niedrigeren Werten. Es ist dann ein höherer abgasseitiger Wärmeübergangskoeffizient und mehr Abgasenthalpie vorhanden, sodass ein höherer Wärmestrom über die Module bei vergleichsweise sinkender Effizienz eine höhere Leistung liefert. So generiert ein TEG mit 5 mm langen TE-Schenkeln für Fahrttyp 2 und 3 die höchste mittlere Leistung. Bei der Peakleistung, also der maximal im betrachteten Zyklus auftretenden el. Leistung hat der TEG mit einer Schenkellänge von 2,5 mm mit 386 Watt sogar den höchsten Wert. Der TEG mit 1,5 mm langen Schenkel hat ebenfalls mit 351 Watt eine deutlich höhere Peakleistung als der TEG mit 7,5 mm Schenkel,

obwohl dieser im Mittel niedrigere Werte aufweist. Die optimale Auslegung der Schenkelhöhe ist stark vom Abgaswärmeangebot und damit vom zugrunde gelegten Fahrzyklus abhängig. Bei vorgegebener TEG Größe sollte die optimale Schenkelhöhe bei Zyklen mit niedriger Motorlast kleiner sein als bei Zyklen mit höherer Motorlast.

## **6.4 Kostenbetrachtung**

### **6.4.1 Kostenbetrachtung Abgaswärmeübertragersystem**

Neben dem Nutzen durch die Kraftstoffverbrauchsreduktion in Zertifizierungszyklen und für den Kunden, sind die Kosten eines solchen Systems ein weiteres Bewertungskriterium. Die Baugruppe eines Abgaswärmeübertragers besteht hierbei aus Komponenten die zum Teil bereits im Automobil eingesetzt werden. Dazu gehören eine Abgasklappe mit dazugehörigem Steller (Unterdruckdose, elektrischer Aktuator, Thermostat), wie sie z.B. als Abgasklappe zur Veränderung der Akustik bzw. zur Steuerung der Abgasrückführraten zum Einsatz kommt, ein hochtemperaturtauglicher Wärmeübertrager wie z.B. ein Abgasrückführkühler und entsprechende Zusatzbauteile wie Halter und Schweißverbindungen. Hinzu kommen noch Anschlussleitungen für das Getriebeöl und den Aktuator. Nimmt man eine mittlere Kraftstoffersparnis von 1% bei einem Durchschnittsverbrauch von 6l/100km und einer Laufleistung von 100 000 km an, so beträgt die Spritkostensparnis bei einem Kraftstoffpreis von 1,5€ pro Liter 90€. Bei einem zugrunde gelegten Kraftstoffpreis von 2€ pro Liter Benzin beträgt die Einsparung 120€. Für dieses Szenario ist aus wirtschaftlicher Sicht die Integration eines Abgaswärmeübertragers für den Käufer und den Automobilhersteller nur dann interessant, wenn die Zusatzkosten für die Integration eines solchen Systems deutlich unterhalb der Kraftstoffkostensparnis liegen, da beim Automobilhersteller noch die zusätzlichen Kosten für die Entwicklung des Systems gedeckt werden müssen.

### **6.4.2 Kostenabschätzung TEG-System**

Im Gegensatz zu den „Standardkomponenten“ wie sie beim Abgaswärmeübertrager zum Einsatz kommen, besteht ein TEG teilweise aus Komponenten, die bislang noch nicht im Automobil eingesetzt werden. Eine Kostenabschätzung hierfür ist deshalb mit höherer Unsicherheit verbunden, insbesondere da thermoelektrische Materialien wie Skutterudite derzeit nur im Labormaßstab

produziert werden und nicht im, - wie für einen flächendeckenden Einsatz im Automobil erforderlichen - 1000 Tonnen Maßstab. Geht man von einem Materialpreis von 10 \$ pro kg Skutterudit (Böttner 2012) und einem Materialeinsatz von 0,8 kg pro TEG aus, so entstehen Rohmaterialkosten des thermoelektrischen Materials von ca. 8 \$ pro TEG. Für die Verarbeitung des Rohmaterials zu Schenkeln sind Prozessschritte wie Einschmelzen, Mahlen, Pressen, Beschichten, Schleifen, Prüfen und Reinigen nötig, deren Kosten um Faktor 3 bis 5 höher liegen als die Kosten für das Rohmaterial. Für den Modulbau sind weitere Rohstoffe wie Kupfer, Lot, Kontaktpaste und elektrisches Isolationsmaterial notwendig. Hinzu kommen noch Prozesskosten zur Fertigung und Prüfung der Module. Weiterhin ist bei der Verwendung von Skutteruditmaterial eine Vakuumkapsel mit gasdichten Kabeldurchführungen erforderlich. Somit ergibt die überschlägige Abschätzung eine Summe von ca. 150 € für die thermoelektrischen Module im TEG. In der Literatur findet man Angaben, dass ca. 70% der Kosten eines TEGs auf die thermoelektrischen Module entfallen (Salzgeber u. a. 2010), sodass mit Kosten für den TEG von über 200 € ausgegangen werden kann. Nicht berücksichtigt wurden dabei die Kosten für die kühlwasser- und die abgasseitige Integration inklusive Bypass, die Umschaltklappe mit Aktuator, das Dehnelement zur Kompensation der unterschiedlichen thermischen Ausdehnung von TEG und Bypass und die elektrische Bordnetzintegration. Somit kommt man über diese grobe Abschätzung auf einen deutlich höheren Preis gegenüber dem einfachen Abgaswärmeübertrager. In einer Studie von Ricardo-AEA (Hill u. a. 2013) wird von Gesamtkosten für die Großserie von 1000 € ausgegangen. Der betrachtete TEG ist deshalb aus wirtschaftlicher Sicht derzeit (Stand 2014) uninteressant, selbst wenn die elektrische Leistung nochmals deutlich gesteigert werden kann.

### 6.5 Potenzial eines TEGs bei Elektrofahrzeugen mit Range-Extendern

Eine Herausforderung bei dem Einsatz eines TEGs in einem konventionellen Fahrzeug mit Verbrennungsmotor ist die große Abgasmassenstrom- und Temperaturspreizungen. So wird der TEG oft weit entfernt von seiner Nennleistung bzw. optimalem Wirkungsgrad betrieben oder muss teilweise auch komplett bypassiert werden.

Bei Elektrofahrzeugen mit Zusatzmotor zur Verlängerung der Reichweite wird dieser oft nur in einem wirkungsgradoptimierten Bereich betrieben, sodass das Abgasenthalpieangebot nur geringen Schwankungen unterliegt. Dadurch kann die Optimierung der TEG-Auslegung auf wenige Betriebspunkte erfolgen, um die el. Leistung zu maximieren. Gleichzeitig kann die Ausle-



gung so erfolgen, dass ein Verzicht auf den kosten- und gewichtsintensiven Bypass möglich ist, und zusätzliche Wärme für die Innenraumklimatisierung zur Verfügung steht. Mit der Annahme der Verwendung eines verkleinerten Verbrennungsmotors mit vergleichbarer Motorcharakteristik und einem optimalen Betriebspunkt bei einer mechanischen Leistung von 11 kW sowie einem Wirkungsgrad des elektrischen Generators von 90% ist, gegenüber dem bisher betrachteten verkleinerten TEG, eine Wirkungsgradsteigerung im Antriebstrang von 1% möglich. Der Verbrauchseinfluss durch das Zusatzgewicht ist deutlich geringer, da bei einem Elektrofahrzeug große Teile der Bremsenergie zurückgewonnen werden können. Außerdem kann aufgrund der niedrigeren Abgasmassenströme der TEG kleiner ausgelegt werden, was ebenso wie der Verzicht auf einen Bypass mit Umschaltklappe Gewicht und Kosten spart. Durch den reduzierten Abgasmassenstrom und dessen vollständig Nutzung im TEG, bietet es sich an, den hinteren Bereich des TEGs mit Niedrigtemperaturmodulen zu bestücken, da in dieser Konfiguration eine Überhitzung dieser Module durch die entsprechende Auslegung vermieden werden kann und somit die el. Leistungsausbeute nochmals gesteigert wird.



# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird das Kraftstoffeinsparpotenzial für die Nutzung der Abgaswärme zur direkten Getriebeölanwärmung, der Verwendung eines Hochtemperatur-TEGs, sowie der Verwendung eines Hochtemperatur-TEGs zur aktiven Getriebeölanwärmung im Fahrzeug für unterschiedliches Fahrverhalten bewertet. Hierfür wurde ein Gesamtsimulationsmodell aufgebaut, welches die Wechselwirkungen der verschiedenen Systeme mit den betroffenen Fahrzeugkomponenten berücksichtigt. Im Falle der Getriebeölanwärmung enthält das Modell Subkomponenten bestehend aus einer Getriebereibverlustberechnung, einem thermischen Getriebemodell, einem Modell für die Abgasanlage sowie einem Abgaswärmeübertragermodell. Für die Bewertung des Nutzens eines Hochtemperatur-TEGs wurde ein detailliertes Modell des TEGs aufgebaut. Dieses Modell beinhaltet ein Untermodell für thermoelektrische Module, welches auf den physikalischen Grundgleichungen der Thermoelektrik beruht und sämtliche relevanten physikalisch auftretenden Nebeneffekte berücksichtigt. Für die Validierung der Modelle des Abgaswärmeübertragers und des TEGs wurden an einem Heißgasprüfstand mit Kühlmedienanschlüssen bzw. elektrischer Last und Batterieanbindung Prototypen detailliert untersucht und anhand der Ergebnisse die Modelle erfolgreich validiert. Auch das Modell für die eingesetzten thermoelektrischen Module auf Basis von Skutteruditmaterial wurde anhand einer Prüfstandmessung abgeglichen, auftretende Verlustmechanismen identifiziert und in das Simulationsmodell aufgenommen. Für unterschiedliche stationäre Betriebspunkte wurde eine Sensitivitätsstudie für das Verhalten des TEG durchgeführt und Optimierungspotenziale aufgezeigt. Weiterhin wurde das Gesamtmodell der Abgasanlage mit integriertem Abgaswärmeübertrager am Heißgasprüfstand und bei realen Testfahrten im Fahrzeug validiert. Auch das thermische Getriebemodell konnte über reale Testfahrten erfolgreich verifiziert werden. Somit konnten alle Untermodelle, welche in der Gesamtfahrzeugsimulation eingesetzt werden bis ins physikalische Detail beschrieben und überprüft werden.

Die Auswertung von Fahrdatenerhebungen hat gezeigt, dass ein sehr heterogenes Fahrverhalten in Bezug auf Fahrdauer und Strecke vorliegt. Da aber Verbrauchseffekte insbesondere einer Maßnahme zur Kaltstartverkürzung stark von diesen Größen abhängig sind, wurden verschiedene Fahrtypen in Form von Fahrzyklen ausgewählt und für die Bewertung herangezogen. Dabei hat sich gezeigt, dass eine Maßnahme zur Kaltstartverkürzung bei mittellangen Strecken den größten Verbrauchsbenefit generiert. Bei zu kurzen Strecken hat das System weniger Einfluss, da kaum eine Getriebetemperaturdifferenz gegenüber dem System ohne Abgaswärmeübertrager vorliegt. Bei langen Strecken nimmt der Einfluss der Kaltstartverkürzung ebenfalls ab. Im Gegensatz dazu zeigt der Hochtemperatur-TEG sein höchstes Verbrauchseinsparpotenzial bei höherlastigen Langstreckenfahrten. Bei allen betrachteten Fahrzyklen kommt es bei der Bewertung des untersuchten TEG zu einem Kraftstoffmehrverbrauch aufgrund der negativen Systemrückwirkungen und der geringen el. Leistung. Durch eine veränderte Auslegung in Bezug auf Größe und Modulgestaltung des TEG und der Reduktion von Verlustmechanismen konnte simulativ gezeigt werden, dass deutlich höhere el. Leistungen möglich sind. Weiterhin kann die Leistung des TEGs durch die Verwendung eines Materials mit höherem Gütefaktor die Leistungsfähigkeit steigern, sodass diese letztlich auch zu einer Verbrauchsreduktion führt. Die Kombination eines TEGs mit der Erwärmung von Getriebeöl bietet die Vorteile der Kaltstartverkürzung und der Erzeugung el. Energie. Zwar ist in diesem Fall die generierte el. Leistung und die eingebrachte Wärme in das Öl geringer, als in den getrennten Systemen, dafür addieren sich jedoch beide Effekte.

Durch das Gesamtmodell können weiterhin Einflussfaktoren wie Starttemperatur, Getriebeölviskosität, Einbauposition oder auch optimierte Auslegungen des thermoelektrischen Moduls für den Kraftstoffverbrauch der verschiedenen Fahrtypen bewertet werden.

## 7.2 Ausblick

Die Zusatzkosten für die Komponenten und die Integration der hier betrachteten Abgaswärmenutzungssysteme machen den serienmäßigen Einsatz dieser Technologien derzeit nur bedingt attraktiv. Insbesondere ist für die Bewertung dieser Technologien primär die Verbrauchsreduktion im entsprechenden Zertifizierungszyklus maßgebend. Trotzdem bedarf es bei Themen der Abgaswärmenutzung auch in Zukunft einer ständig aktualisierten Bewertung. Zum einen werden die Komponenten des Antriebstranges im Fahrzeug ständig weiterentwickelt, sodass sich sowohl das Abgastemperaturniveau und das Abgasmassenstromangebot ändert, aber auch das Aufwärmver-

halten und die temperaturabhängigen Reibverluste zukünftiger Motor- und Getriebeaggregate durch die steigende Effizienz und ein verändertes Fahrzeugthermomanagement spielen hierbei eine Rolle. Gleichzeitig können sogenannte Off-cycle Credits wie in den USA (EPA 2012) vorteilhaft in der Kosten-Nutzenbewertung sein, da hierbei der Einsatz bestimmter kraftstoffsparender Technologien pauschal auf die CO<sub>2</sub> Emissionen angerechnet wird. Der steigende Bedarf an elektrischer Energie gerade in Fahrzeugen der Oberklasse macht eine weitere Stromquelle neben der Lichtmaschine attraktiv. Weiterhin ist davon auszugehen, dass in Zukunft der Marktanteil an Hybridfahrzeugen zunehmen wird. Insbesondere bei diesen Fahrzeugen ist das Konzept eines TEG interessant, da auch große Beträge erzeugter elektrischer Leistung sinnvoll im Fahrzeug genutzt werden können und die negative Rückwirkung des Zusatzgewichtes durch die Bremsenergieerückgewinnung reduziert werden kann. Gleichzeitig sinkt das Abwärmeangebot des Verbrennungsmotors an das Kühlwasser, da der Motor häufiger aus ist, bzw. nur bei niedriger Last betrieben wird. Um bei kalten Umgebungsbedingungen den Motor und den Innenraum auf die gewünschte Temperatur aufzuwärmen, ohne auf elektrische Zusatzheizer zurückgreifen zu müssen, ist die Nutzung des Abwärmeangebots durch einen TEG somit doppelt interessant. Auch bei Elektrofahrzeugen mit Range-Extendern bietet sich das Konzept eines TEG an.

Mit einem kurz- bis mittelfristigem serienmäßigen Einsatz eines TEG in Kraftfahrzeugen ist allerdings nicht zu rechnen, da die el. Leistung über den instationären Fahrbetrieb zu niedrig ist und die zahlreichen Rückwirkungen auf das Fahrzeug negativ zu Buche schlagen. Hierfür ist eine deutliche Steigerung der Leistungsfähigkeit der Materialien, sowie eine Minimierung der gezeigten Verlustmechanismen im Modul- und TEG-Aufbau nötig. Im TEG-Aufbau sollte über ein integriertes Design nachgedacht werden, welches nicht aus einzelnen thermoelektrischen Modulen besteht, sondern das thermoelektrische Material direkt in den TEG integriert. Dadurch reduzieren sich leistungs- und wirkungsgradmindernde Faktoren wie Wärmekontakt- und Leitwiderstände. Es könnte weiterhin auf einzelne Modulverkapselungen und Verkabelung verzichtet werden. Gleichzeitig kann dadurch die vorhandene Wärmeübertrageroberfläche besser ausgenutzt werden, um höhere el. Leistungsdichten zu erzielen (siehe Kapitel 4.3.4) da aufbaubedingte, sonst nicht genutzte Oberfläche, durch TE Material besetzt werden kann. Zusätzlich muss der Aufbau des TEG deutlich vereinfacht werden, um die Kosten eines solchen Systems zu minimieren, da dies ein weiteres Kriterium für den Einsatz dieser Technologie ist.

Ein zusätzlicher bisher wenig betrachteter Punkt ist die Dauerhaltbarkeit eines TEG unter den thermischen und mechanischen Belastungen innerhalb einer Abgasanlage. Dies betrifft zum einen die thermomechanische Stabilität des thermoelektrischen Materials selbst, aber auch die Verbin-

dungstechnik an den Kontaktstellen. Weiterhin muss auch das relativ hohe Zusatzgewicht einer Abgaswärmenutzungskomponente auf das Schwingungsverhalten und die Dauerhaltbarkeit der Abgasanlage betrachtet werden. Auch eine systematische Untersuchung und Bewertung der Akustikänderung durch den Einsatz einer Wärmeübertragerstruktur im Hauptabgasstrang ist vor einem Serieneinsatz eines solchen Systems erforderlich.

# Literaturverzeichnis

## **VDI 1997**

VDI Wärmeatlas. Ed.8. Springer Verlag, 1997

## **EUA 2007**

VERORDNUNG (EG) Nr. 715/2007 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RA-  
TES. (2007)

## **AlQdah 2011**

ALQDAH, Khaled S.: Performance and Evaluation of Aqua Ammonia Auto Air Conditioner  
System Using ExhaustWaste Energy. In: *Energy Procedia* (2011), S. 467–476

## **André 2004**

ANDRÉ, M.: *Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions – Part B: Driving  
cycles according to vehicle power*. Report INRETS-LTE 0411, 2004

## **Beckert u. a. 2013**

BECKERT, W. ; DANNOWSKI, M. ; WAGNER, L.: *Simulationswerkzeuge zur Unterstützung der  
Integration thermo-elektrischer Generatoren in bestehende Systeme*. Symposium Thermoelektrik  
Dresden, 2013

## **Bouvy 2010**

BOUVY, Claude: Kälte aus Wärme Adsorptionstechnik für die Klimatisierung im Automobil.  
In: *ATZ* (2010)

## **Bürkle u. a. 2011**

BÜRKLE, Anika ; HETTEL, Angela ; JEBASINSKI, Rolf ; OESTERLE, Jörg J. ; TCHAMGOUÉ, Hervé:  
Numerical Optimization on Contact Pressure with Respect to the Heat Exchanger Properties  
of a Thermo-Electric Generator. In: *Thermoelectrics Goes Automotive*, 2011, S. 178–190

**Böttner 2012**

BÖTTNER, Harald: *Survey on Status and Trends of Thermoelectric in Europe*. Thermoelectrics Goes Automotive II, 2012

**Chiew u. a. 2011**

CHIEW, Lee ; CLEGG, Michael W. ; WILLATS, Robin H. ; DELPLANQUE, Gilbert ; BARRIEU, Edouard: Waste Heat Energy Harvesting for Improving Vehicle Efficiency. In: *SAE International* (2011), Nr. 104271

**Crane u. LaGrandeur 2012**

CRANE, Douglas ; LAGRANDEUR, John: *Thermoelectric Waste Heat Recovery Program for Passenger Vehicles*. DOE Conference, 2012

**DWD 2010**

DWD: *Temperaturstatistik Stuttgart*. 2010

**Eberle 2000**

EBERLE, Reinhard: *Methodik zur ganzheitlichen Bilanzierung im Automobilbau*, Technische Universität Berlin, Diss., 2000

**Edwards u. a. 2010**

EDWARDS, K. D. ; WAGNER, Robert ; BRIGGS, Thomas: Investigating Potential Light-duty Efficiency Improvements through Simulation of Turbocompounding and Waste-heat Recovery Systems. In: *SAE International* (2010), Nr. 2010-01-2209

**Eiser u. a. 2011**

EISER, Axel ; DOERR, Joachim ; JUNG, Michael ; ADAM, Stephan: Der neue 1,8-l-TFSI-motor von Audi. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* (2011), Nr. 72, S. 466–474

**EPA 2012**

EPA: *Federal Register*. [www.gpo.gov](http://www.gpo.gov), 2012

**Fedotov u. Zaitsev 2006**

FEDOTOV, M.I. ; ZAITSEV, V.K.: Thermoelectrics of Transition Metal Silicides. In: *Thermoelectrics Handbook* 31 (2006), S. 31–1..31–19

**Follmer u. a. 2010**

FOLLMER, Robert ; GRUSCHWITZ, Dana ; JESKE, Birgit ; QUANDT, Sylvia ; LENZ, Barbara



; NOBIS, Claudia ; KÖHLER, Katja ; MEHLIN, Markus: *Mobilität in Deutschland 2008(MID)*.  
www.mobilitaet-in-deutschland.de, 2010

**Francey u. a. 2003**

FRANCEY, R. J. ; TINDALE, N. W. ; DEREK, N. ; FRASER, P. J.: *The CSIRO measurement of greenhouse gases in the global atmosphere*. Baseline Atmospheric Program (Australia 1999-2000), 2003

**Geskes u. Strauss 2006**

GESKES, Peter ; STRAUSS, Thomas: Das Abgaswärme-Management. In: *MTZ* (2006)

**Glatz u. a. 2006**

GLATZ, Wulf ; MUNTWYLER, Simon ; HIEROLD, Christofer: Optimization and fabrication of thick flexible polymer based micro thermoelectric generator. In: *Sensors and Actuators A* 132 (2006), S. 337–345

**Goßlau u. Steineberg 2011**

GOSSLAU, Dirk ; STEINEBERG, Peter: Vergleich gesetzlicher Fahrzyklen mit dem realen Kundenverhalten. In: *Thermoelectrics Goes Automotive*, 2011, S. 143–153

**Großmann 2010**

GROSSMANN, Holger: *Pkw-Klimatisierung*. Springer Verlag, 2010

**Guo u. a. 2012**

GUO, J.Q. ; GENG, H.Y. ; T.OCHI ; SUZUKI, S. ; KIKUCHI, M. ; Y. YAMAGUCHI, S.Ito: Development of Skutterudite Thermoelectric Materials and Modules. In: *Journal of Electronic Materials* 41 (2012), S. 1036–1042

**H. J. Goldsmid 2010**

H. J. GOLDSMID: *Introduction to Thermoelectricity*. Springer Series in Material Science. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010

**Haubner u. a. 2001**

HAUBNER, Frank ; KLOPSTEIN, Stefan ; KOCH, Franz: Exhaust Heat Recovery System for Modern Cars. In: *SAE TECHNICAL PAPER SERIES* (2001), Nr. 2001-01-1020

**Heinle u. a. 2003**

HEINLE, Dieter ; FEUERECKER, Günther ; STRAUSS, Thomas ; SCHMIDT, Michael: Zuheizsysteme PTC-Zuheizer, Abgaswärmeübertrager, CO<sub>2</sub>-Wärmepumpen. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* (2003), S. 846–851

**Hepke 2010**

HEPKE, Georg: *Direkte Nutzung von Abgasenthalpie zur Effizienzsteigerung von Kraftfahrzeugen*, TU München, Diss., 2010

**Häfele u. a. 2011**

HÄFELE, Christian ; SCHIER, Michael ; HAHN, Steffen ; WEILER, Tobias ; FRIEDRICH, Horst: Experimentelle Fahrzeug-Untersuchungen im Hinblick auf exergetische Potentiale und Gesamtfahrzeugrückwirkungen bei der Integration Thermoelektrischer Generatoren. In: *Thermoelectrics Goes Automotive II*, 2011, S. 42–70

**Hill u. a. 2013**

HILL, Nikolas ; VARMA, Adarsh ; KOLLAMTHODI, Sujith ; SUMMERTON, Phil ; POLLITT, Hector ; BILLINGTON, Sophie ; EKINS, Paul ; WELLS, Peter ; WARD, Terry: *AN ECONOMIC ASSESSMENT OF LOW CARBON VEHICLES*. 2013

**Inderwisch u. Küçükay 2012**

INDERWISCH, Kathrien ; KÜÇÜKAY, Ferit: Optimierung des Getriebewirkungsgrads unter Berücksichtigung thermischer Optimierungsstrategien und kundenspezifischer Lastkollektive. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*, 2012, S. 110–125

**Jaeckel u. a. 2012**

JAECKEL, Tobias ; NEUSSER, Heinz-Jakob ; METZNER, Frank-Thomas ; HERZOG, Ralf: Thermomanagement im neuen modularen Querbaukasten bei Volkswagen. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*, 2012, S. 400–419

**Koumoto u. a. 2006**

KOUMOTO, Kunihito ; TERASAKI, Ichiro ; KAJITANI, Tsuyoshi ; OHTAKI, Michitaka ; FUNAHASHI, Ryoji: Oxide Thermoelectrics. In: *Thermoelectrics Handbook 35* (2006), S. 35–1..35–13

**Küpfmüller u. Kohn 1993**

KÜPFMÜLLER, Karl ; KOHN, Gerhard: *Theoretische Elektrotechnik und Elektronik*. 14.Auflage. Springer, 1993

**Kunze u. a. 2006**

KUNZE, Klaas ; WOLFF, Stefan ; LADE, Irina ; TONHAUSER, Johann: A Systematic Analysis of CO<sub>2</sub>-Reduction by an Optimized Heat Supply during Vehicle Warm-up. In: *SAE International* (2006), Nr. 0148-7191

**Lang 2010**

LANG, Swen: *Bordnetzanbindung eines thermoelektrischen Generators im Kfz*, Hochschule Ulm, Diplomarbeit, 2010

**Laube u. a. 2012**

LAUBE, Sarah ; TATARINOV, Dimitri ; MORSCHER, Marlis ; BASTIAN, Georg: Impact of internal thermal bypasses in high temperature TE-modules. In: *AIP Conference Proceedings*, 2012 ( 1449, 431 (2012)), S. 431–434

**Lee u. a. 2011**

LEE, Jaeheon ; OHN, Hyungseuk ; CHOI, Jae-Young ; KIM, Seok J. ; MIN, Byungsoon: Development of Effective Exhaust Gas Heat Recovery System for a Hybrid Electric Vehicle. In: *SAE International* (2011), Nr. 2011-01-1171

**Leicht u. a. 2012**

LEICHT, Sebastian ; RESCH, Andreas ; KURPEJOVIC, Enver ; LANG, Jonathan ; BUCHBERGER, Bianca ; STARK, Annika ; OESTERLE, Jörg ; JEBASINSKI, Rolf: Optimization of Performance Data for hot Side Heat Exchangers in a TEG and the Impact on the Fuel Consumption of Passenger Cars. In: *Thermoelectrics Goes Automotive II*, 2012, S. 189–206

**Linde u. a. 2011**

LINDE, Matthias ; MAZAR, Boris ; EDER, Andreas ; NEUGEBAUER, Stephan ; BRÜCK, Rolf: Der AGR-TEG: Ein Pilotprojekt auf dem Weg zur Industrialisierung der Thermoelektrik im Kraftfahrzeug. In: *Thermoelectrics Goes Automotive*, 2011, S. 71–82

**Luther u. Rausch 2013**

LUTHER, Rolf ; RAUSCH, J.: So dünn wie möglich – wie dünn ist möglich? Szenarien für reibungsarme Schmierstoffe. In: *ATZ Reibungsminimierung im Antriebsstrang*, 2013

**Magnetto 2011**

MAGNETTO, Daniela: A Mobile Air Conditioning System Operated by the Engine Waste Heat. In: *SAE International* (2011), Nr. doi:10.4271, S. 2011–01–0135

**Magnetto 2012**

MAGNETTO, Daniela: *Waste Heat Recovery Opportunities and Technologies*. Conference: Thermal management for EV/HEV Darmstadt 27-29 June 2012, 2012

**Mazar 2010**

MAZAR, Boris: *Gesamtsystemoptimierung eines thermoelektrischen Generators für eine Fahrzeuggruppe*, Universität Dresden, Diss., 2010

**Mazar u. a. 2011**

MAZAR, Boris ; LINDE, Matthias ; EDER, Andreas ; NEUGEBAUER, Stephan: Die gesamthafte Auslegung eines TEGs vom thermoelektrischen Material bis zum Kraftfahrzeug. In: *Thermoelectrics Goes Automotive*, 2011, S. 168–177

**Metz u. a. 2005**

METZ, Bert ; DAVIDSON, Ogunlade ; CONINCK, Heleen de ; LOOS, Manuela ; MEYER, Leo: *Carbon Dioxide Capture and Storage*. CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, 2005

**Montecucco u. a. 2014**

MONTECUCCO, Andrea ; SIVITER, Jonathan ; KNOX, Andrew R.: The effect of temperature mismatch on thermoelectric generators electrically connected in series and parallel. In: *Applied Energy* 123 (2014), S. 47–54

**Munther 2001**

MUNTHER, Salim: Technical Potential for Thermally Driven Mobile A/C Systems. In: *SAE International* (2001), S. 2001–01–0297

**Ramsperger u. a. 2009**

RAMSPERGER, Florian ; ZEGENHAGEN, Tobias ; KADUNIC, Samir ; PUCHER, Helmut ; ZIEGLER, Felix: Steigerung des Wirkungsgrads von Ottomotoren durch eine abgaswärmegetriebene Kälteanlage. In: *MTZ* (2009), S. 122–126

**Ranalli u. a. 2012**

RANALLI, M. ; CRANE, D. ; LAGRANDEUR, J. ; KOSSAKOWSKI, D. ; BARNHART, T.: *Thermoelectric automotive components: roadmap and market challenges*. Thermoelectrics Goes Automotive II, 2012

**Rauscher u. a. 2013**

RAUSCHER, Matthias ; FINSTERWALDER, Florian ; HAUG, Tilmann: Thermoelektrik als Möglichkeit der Rekuperation von Abgaswärme. In: *Radikale Innovationen in der Mobilität* (2013), S. 349–360

**Rauscher u. a. 2014**

RAUSCHER, Matthias ; RICHTER, Thomas ; FINSTERWALDER, Florian ; SCHRAMM, Dieter: Challenges in the Dimensioning of an optimized Thermoelectric Generator for Waste Heat Recovery in Cars. In: *Proceedings of the 11th European Conference on Thermoelectrics*, 2014, S. 117–127

**Ringler u. a. 2009**

RINGLER, J. ; SEIFERTAND, M. ; GUYOTOT, V. ; HÜBNER, W.: Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines. In: *SAE International* (2009), Nr. 2009-01-0174

**Risse 2012**

RISSE, Silvio: *Motornahe thermoelektrische Rekuperation der Abgasenergie an einem turboaufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotor*, Universität Dresden, Diss., 2012

**Salzgeber u. a. 2010**

SALZGEBER, K. ; PRENNINGER, P. ; GRYTSIV, A. ; PROGL, P. ; BAUER, E.: Skutterudites: Thermoelectric Materials for Automotive Applikations? In: *Journal of ELECTRONIC MATERIALS*, Vol 39, No. 9 (2010)

**Saxena u. a. 2012**

SAXENA, Viren ; MOSER, Alexander ; SCHÄFER, Michael ; RITSCHEL, Michael: Energy and Heat Balance in Wet DCT. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*, 2012, S. 110–125

**Schramm u. a. 2013**

SCHRAMM, Dieter ; HILLER, Manfred ; BARDINI, Roberto: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. 2. Auflage. Springer Vieweg, 2013

**Schramm u. Koppers 2014**

SCHRAMM, Dieter ; KOPPERS, Martin: *Das Automobil im Jahr 2025*. Springer Vieweg, 2014

**Semke u. a. 2009**

SEMKE, A. ; HOFMANN, L. ; BÖHM, T. ; HORST, T. L.: Abwärmenutzung - ein Weg zur CO<sub>2</sub> Reduktion. In: *Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug*, 2009

**Shayler u. a. 1993**

SHAYLER, P. J. ; CHRISTIAN, S. J. ; MA, T.: A Model for the Investigation of Temperature Heat Flow and Friction Characteristics during Engine Warm-Up. In: *SAE 931153* (1993), Nr. 1449, 431 (2012), S. 667–676

**Snyder u. Toberer 2008**

SNYDER, G. J. ; TOBERER, Eric S.: Complex Thermoelectric Materials. In: *Nature Materials* 7 (2008), S. 105–114

**Sottong 2012**

SOTTONG, R.: *DLR Köln: Messwerte Modulprüfstand*. 2012

**Steffens u. a. 2014**

STEFFENS, Dietrich ; FINSTERWALDER, Florian ; KEMMNER, Benjamin ; RAUSCHER, Matthias ; SCHINDLER, Jörg ; STENGEL, Thomas ; TOUSSAGNON, Kareen: Wärmemanagement des Doppelkupplungsgetriebes, simuliert an einem energetischen Gesamtfahrzeugmodell. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IX*, 2014, S. 204–217

**Thom 2013**

THOM, Rudolf W.: CO<sub>2</sub>-Avoidance: Targets, Measures, Costs - What Contribution can E-Mobility provide? In: *Thermoelectrics Goes Automotive II*, 2013, S. 10–29

**Vent u. a. 2012**

VENT, Guido ; ENDERLE, Christian ; MERDES, Dr. N. ; KREITMANN, Fritz ; WELLER, Ralph: The new 2.0l turbo engine from the Mercedes-Benz 4-cylinder engine family. In: *2nd Aachen Colloquium China 2012* (2012)

**Wandt 2010**

WANDT, Peter: Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebsstrangs Entwicklungsstand und Potentiale. In: *2. Internationaler AMI Kongress 13. April 2010, Leipzig* (2010)

**Yuguchi u. a. 2012**

YUGUCHI, Akio ; LIDA, Tsutomu ; MORIKAWA, Takayuki ; KUWAHARA, Akiria ; MAEDA, Takeshi ; SAKAMOTO, Tatsuya: Production of a durable, scalable and lightweight Mg<sub>2</sub> Si-based thermoelectric Power Generator. In: *Thermoelectrics Goes Automotive II*, 2012, S. 102–111

**Zhang 2000**

ZHANG, L.Z.: Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system. In: *Applied Thermal Engineering* (2000), Nr. 20, S. 103–114

**Zhang u. a. 2011**

ZHANG, Xinxin ; ZENG, Ke ; BAI, Sujuan ; ZHANG, Ying ; HE, Maogang: Exhaust Recovery

of Vehicle Gasoline Engine Based on Organic Rankine Cycle. In: *SAE international* (2011), Nr. 2011-01-1339

**Zumkeller 2012**

ZUMKELLER, D.: *Kraftfahrzeugverkehr in Deutschland 2010 - Schlussbericht*. Bericht der Bundesanstalt für Straßenwesen, 2012





# Nomenklatur

## Lateinische Großbuchstaben:

A	[m <sup>2</sup> ]	Fläche
I	[A]	Stromstärke
M	[N m]	Drehmoment
P	[W]	Leistung
$\dot{Q}$	[W]	Wärmestrom
R	[ $\Omega$ ]	elektrischer Widerstand
R	[K W <sup>-1</sup> ]	thermischer Widerstand
R <sub>spez</sub>	[J mol <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	spezifische Gaskonstante
T	[K]	Temperatur
U	[V]	Spannung
U <sub>0</sub>	[V]	Leerlaufspannung
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen

**Lateinische Kleinbuchstaben:**

a	[–]	Konstante Verlustmomentberechnung
b	[–]	Konstante Verlustmomentberechnung
c	[–]	Konstante Verlustmomentberechnung
$c_p$	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	spezifische Wärmekapazität
d	[m]	Schenkelhöhe
k	[–]	Konstante Wärmeübergangsberechnung
m	[kg]	Masse
$\dot{m}$	[kg s <sup>-1</sup> ]	Massenstrom
n	[–]	Anzahl TE-Schenkel
n	[min <sup>-1</sup> ]	Motordrehzahl
n	[mol]	Stoffmenge
p	[Pa]	Druck
$\dot{q}$	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]	Wärmestromdichte
v	[km h <sup>-1</sup> ]	Geschwindigkeit

---

### Griechische Buchstaben:

$\alpha$	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}]$	Wärmeübergangskoeffizient
$\alpha$	$[\text{V K}^{-1}]$	Seebeck-Koeffizient
$\epsilon$	$[-]$	Emissionsgrad
$\eta$	$[-]$	Wirkungsgrad
$\lambda$	$[\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}]$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	$[\text{Pa s}]$	dynamische Viskosität
$\mu$	$[\text{V K}^{-1}]$	Thomson Koeffizient
$\sigma$	$[\text{S m}^{-1}]$	elektrische Leitfähigkeit
$\sigma$	$[\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}]$	Stefan-Boltzmann-Konstante
$\zeta$	$[-]$	Druckverlustbeiwert

### Tiefgestellte Indizes:

el	elektrisch
i	el. Innenwiderstand Modul
HS,M	Oberfläche Heißseite Modul
HS,S	Oberfläche Heißseite TE-Schenkel
KS,M	Oberfläche Kaltseite Modul
KS,S	Oberfläche Kaltseite TE-Schenkel
k	Kontakt
konv, a	Konvektion außen
konv, i	Konvektion innen
l	Leitung
m	Mittelwert

n	negativ dotiertes Material
p	positiv dotiertes Material
par	parasitär
ref	Referenzwert
s	Strahlung
G	Heißgas
K	Kühlmedium
M	Modul
OG	Oberfläche Gehäuse
S	Schenkel
Umg	Umgebung
Verlust	Verlust
Wand, a	Rohrwand außen
Wand, i	Rohrwand innen
WÜ	Wärmeübertrager

**Abkürzungen:**

BP	Betriebspunkt
COP	Coefficient of performance
Cw-Wert	Widerstands Beiwert
MPP	Maximum Powerpoint
NEFZ	neuer europäischer Fahrzyklus

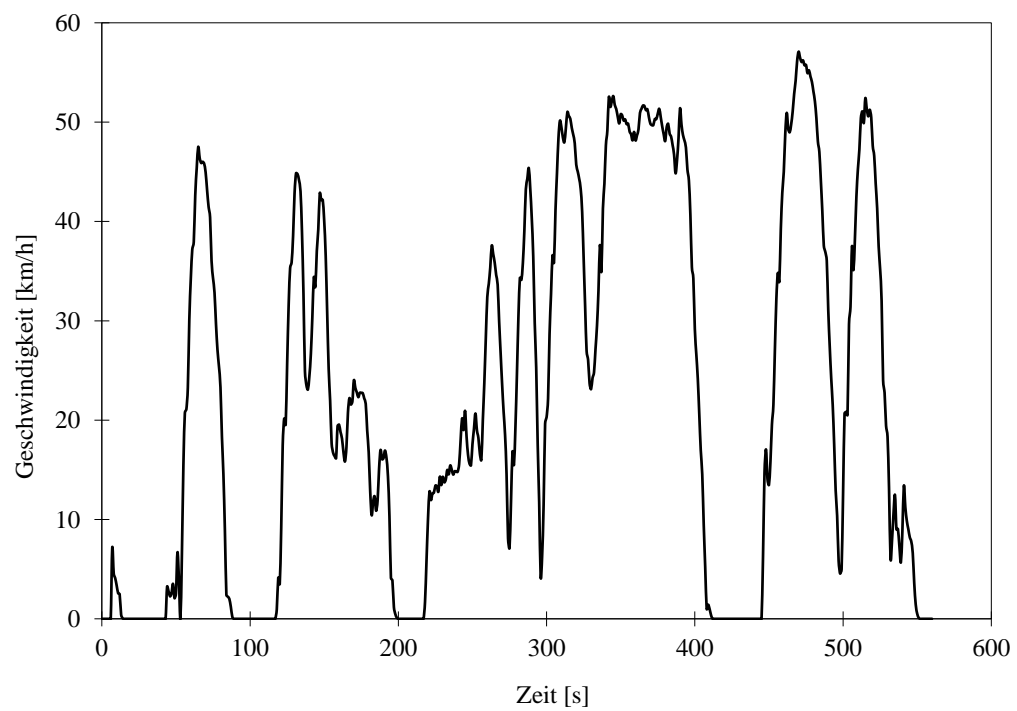
---

Pkw	Personenkraftwagen
TEG	thermoelektrischer Generator
TEM	thermoelektrisches Modul
TWC	Dreiwegekatalysator (Three-way catalytic converter)
ZT	Figure of merit



# Anhang

A



**Abbildung 7.1:** Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Urban

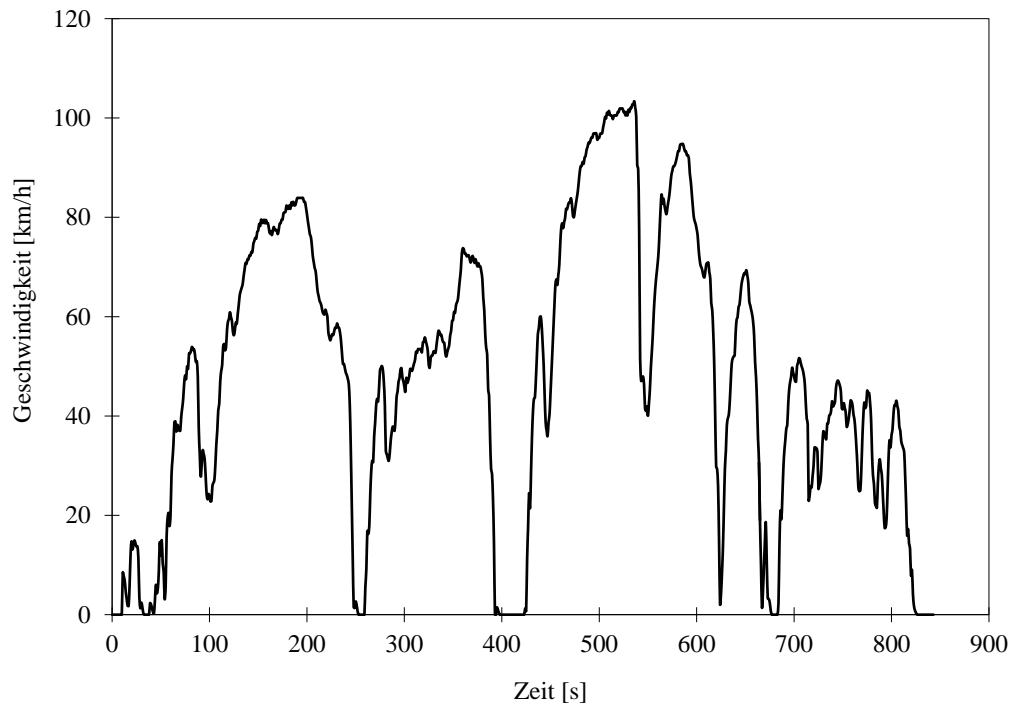


Abbildung 7.2: Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Road

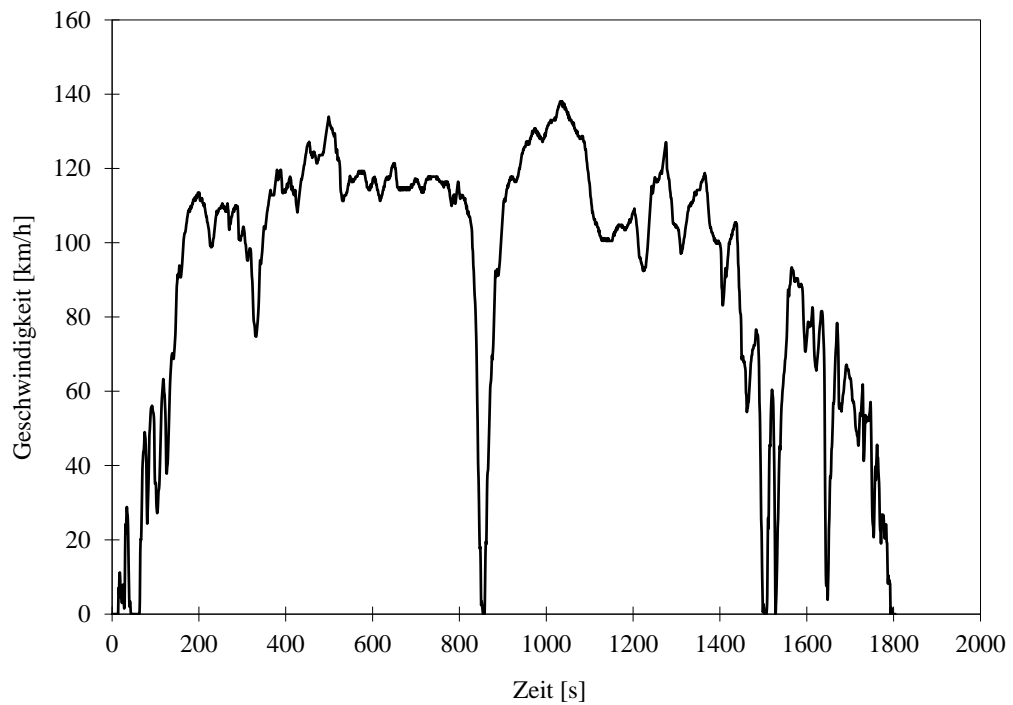


Abbildung 7.3: Geschwindigkeitsprofil MODEM Hyzem Motorway



---

B

**Tabelle 7.6:** *Fahrzeugrandbedingungen*

Gewicht (inklusive Fahrer und Zuladung)	1515 kg
Motorisierung	4 Zylinder (115 kW)
Hubraum	1,6 l
C <sub>w</sub> -Wert	0,26
Querspanfläche	2,4 m <sup>2</sup>

C

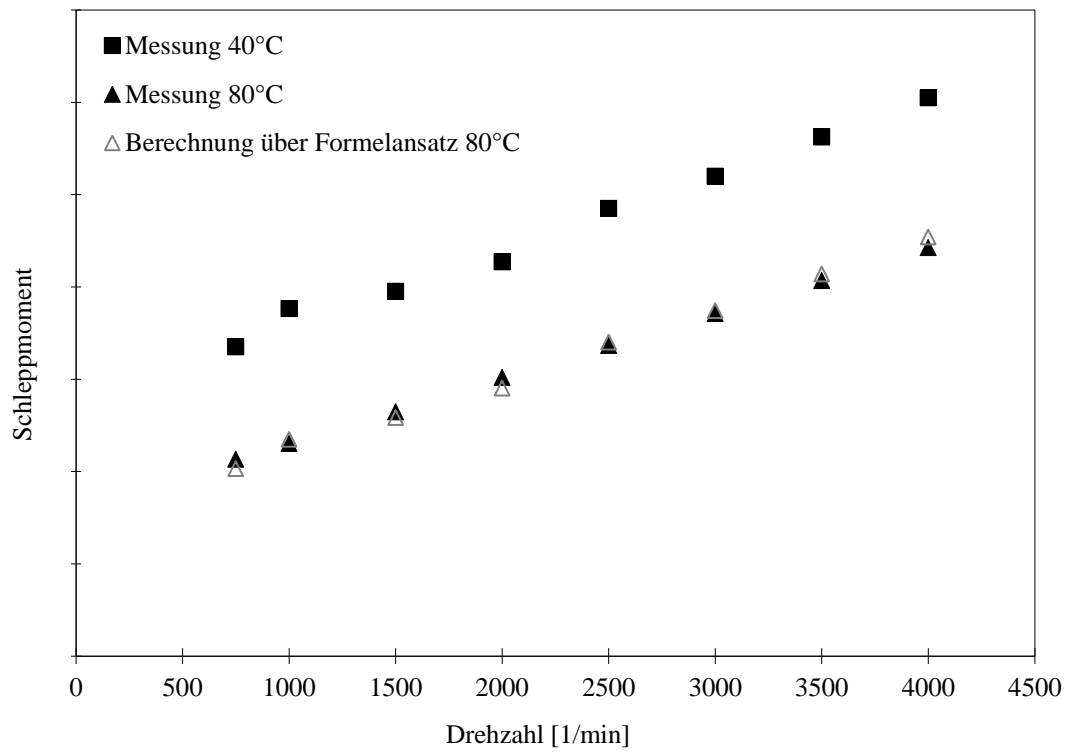


Abbildung 7.4: Exemplarische Validierung Formelansatz 3.10 für 7. Gang

