

Unterstützung der Markteinführung von Pkw- Klimaanlage mit dem Kältemittel CO₂ (R744)

Prüfstandsmessungen und Praxistest

UMWELTFORSCHUNGSPLAN DES
BUNDESMINISTERIUMS FÜR UMWELT,
NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT

Forschungskennzahl 3707 46 102
UBA-FB 001508

Unterstützung der Markteinführung von Pkw- Klimaanlage mit dem Kältemittel CO₂ (R744)

Prüfstandsmessungen und Praxistest

von

Dr. Nicholas Lemke, Julia Mildenberger
Technische Universität Braunschweig, Braunschweig

Martin Graz
Obrist Engineering GmbH, Lustenau (Österreich)

Im Auftrag des Umweltbundesamtes

UMWELTBUNDESAMT

Diese Publikation ist ausschließlich als Download unter
<http://www.uba.de/uba-info-medien/4184.html>
verfügbar.

Die in der Studie geäußerten Ansichten
und Meinungen müssen nicht mit denen des
Herausgebers übereinstimmen.

ISSN 1862-4804

Durchführung der Studie:	Institut für Thermodynamik Technische Universität Braunschweig Hans-Sommer-Str. 5 38106 Braunschweig	OBRIST Engineering GmbH Rheinstr. 26-27 6890 Lustenau (Österreich)
Abschlussdatum:	Januar 2010	
Herausgeber:	Umweltbundesamt Wörlitzer Platz 1 06844 Dessau-Roßlau Tel.: 0340/2103-0 Telefax: 0340/2103 2285 E-Mail: info@umweltbundesamt.de Internet: http://www.umweltbundesamt.de http://fuer-mensch-und-umwelt.de/	
Redaktion:	Fachgebiet III 1.4 Stoffbezogene Produktfragen Gabriele Hoffmann	

Dessau-Roßlau, Oktober 2011

Inhaltsverzeichnis

1	Berichts-Kennblatt.....	2
2	Report Cover Sheet	3
3	Nomenklatur	6
4	Vorwort	8
5	Motivation.....	9
5.1	Ausgangssituation.....	9
5.2	Ziel	10
5.3	Aufgabenstellung und Lösungsweg.....	11
6	Teil A: Ausrüstung des Fahrzeuges und Messungen am Rollenprüfstand durch OBRIST Engineering GmbH	13
6.1	Projektbeschreibung	13
6.2	R744 Klimasystem.....	14
6.2.1	R744 Verdichter	15
6.2.2	R744 Gaskühler	15
6.2.3	R744 Verdampfer	15
6.2.4	R744 Akkumulator	16
6.2.5	R744 Interner Wärmetauscher "IHX"	16
6.2.6	R744 Expansionseinheit	16
6.2.7	R744 Verbindungstechnik	17
6.3	Testbedingungen	18
6.3.1	Pull Down Test.....	18
6.3.2	Kraftstoffverbrauchstest	18
6.4	Testergebnisse	24
6.4.1	Pull Down Test.....	24
6.4.2	Kraftstoffverbrauchstest	25
6.5	Zusammenfassung Teil A	27

7	Teil B: Prüfstandsmessungen des Instituts für Thermodynamik	29
7.1	Aufbau der Versuchseinrichtung	29
7.1.1	Kältemittelseite.....	30
7.1.2	Messtechnik.....	32
7.1.3	Messverfahren	33
7.2	Auswahl geeigneter Messpunkte.....	39
7.2.1	Stationäre Messpunkte	39
7.2.2	Dynamische Fahrzyklen.....	40
7.3	Durchgeführte Untersuchungen und erzielte Ergebnisse.....	43
7.3.1	Stationäre Messpunkte	43
7.3.2	Dynamische Fahrzyklen.....	45
8	Zusammenfassung.....	54
9	Literaturverzeichnis	56

3 Nomenklatur

Formelzeichen

φ	rel. Luftfeuchtigkeit	%
ρ	Dichte	kg/m ³
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s
h	spez. Enthalpie	J/g
m	Massenstrom	g/s
M	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	1/s
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
Q	Wärmestrom	J/s
T	Temperatur	°C
v	Geschwindigkeit	m/s
ΔP	Druckdifferenz	Pa

Abkürzungen:

A/C	Air Conditioning, engl. für Klimatisierung
A/C on	Air Conditioning on, engl. für Klimaanlage eingeschaltet
ADAC	Allgemeiner Deutscher Automobil-Club
COP	Coefficient of Performance, engl. für Leistungszahl einer Kältemaschine
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FXV	Fixdrossel Expansionsventil mit variablem Bypass
H-FCKW	Teilhalogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe
HFKW	Teilfluorierte Kohlenwasserstoffe
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning, engl. für Heizen, Lüften und Klimatisieren

IAA	Internationale Automobilausstellung
IHX	Internal Heat Exchanger, engl. für interner Wärmeübertrager
NEDC	New European Driving Cycle, engl. für Neuer Europäischer Fahrzyklus
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
R134a	Kältemittel 1,1,1,2-Tetrafluorethan
R744	Kohlenstoffdioxid, CO ₂
OEM	Original Equipment Manufacturer, hier: Autohersteller
RTA	Rail Tec Arsenal
SGS	SGS Österreich, Mitglied der SGS Gruppe
TDI	Turbo Direct Injection, engl. für Turbo- Direkteinspritzung
UBA	Umweltbundesamt
VW	Volkswagen

4 Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von September 2008 bis Februar 2009 im Rahmen eines Forschungs- und Entwicklungsvorhabens zum Thema *Unterstützung der Markteinführung von Pkw-Klimaanlagen mit dem Kältemittel CO₂ (R744)* im Auftrag des Umweltbundesamtes.

Das Forschungsvorhaben gliedert sich in zwei unabhängige Teilbereiche:

- Zwei vergleichbare Pkw-Klimaanlagen wurden mit dem Kältemittel R134a bzw. CO₂ (R744) durch das Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig auf dem Kalorimeterprüfstand untersucht.
- Beide Klimaanlagen wurden in ein Versuchsfahrzeug des Umweltbundesamtes eingebaut und das Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand untersucht. Die Ausführung dieses Praxistests erfolgte eigenverantwortlich im Unterauftrag durch die Firma Obrist Engineering GmbH.

5 Motivation

Seit über 10 Jahren wird intensiv an der Eignung des Kältemittels CO₂ für den Einsatz in Fahrzeugklimaanlagen geforscht. Bisher ist aber noch kein Fahrzeug serienmäßig mit einer CO₂-Klimaanlage auf dem Markt erhältlich. Wichtige strittige Fragen im Zusammenhang mit der Anwendung von Kohlendioxid als Kältemittel wie Leistungsfähigkeit der Klimaanlage und zusätzlicher Kraftstoffverbrauch im Anlagenbetrieb sollen mit Hilfe dieses Projektes geklärt werden.

5.1 Ausgangssituation

Stationäre wie auch mobile Klima- und Kältesysteme sind weltweit maßgeblich am Ausstoß klimabeeinflussender Stoffe wie FCKW, HFCKW und HFKW beteiligt. Nachfolgende Abbildung zeigt, dass im Jahr 2015 bei unverändertem Trend von den knapp 2,3 Gigatonnen CO₂-Äquivalent der überwiegende Teil der Kältemittlemissionen aus stationären und mobilen Klima- bzw. Kälteanlagen stammen:

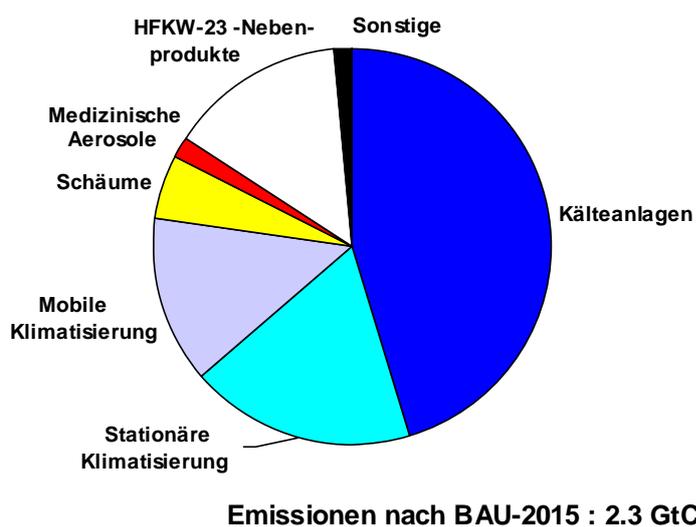


Abbildung 1: Treibhausgas-Emissionen nach Business-as-Usual-Szenario (BAU) im Jahr 2015 (aus [IPCC 2005])

Mobile Pkw-Klimaanlagen tragen zudem nicht nur durch direkte Kältemittlemissionen, sondern auch durch einen nicht unerheblichen Kraftstoffmehrerbrauch im Klimaanlagenbetrieb zum Ausstoß von Treibhausgasen in die Erdatmosphäre bei.

Daher ist es auch im Bereich der mobilen Klimaanlage unerlässlich, die Entwicklung verbrauchsoptimierter Klimaanlage-technologien mit natürlichen Kältemitteln voranzutreiben.

Unterstrichen wird die Dringlichkeit des Handlungsbedarfs durch die Tatsache, dass seit Mitte der 90er Jahre in Europa bei allen namhaften Herstellern von Personenkraftwagen ein deutlicher Trend zur Ausrüstung von Pkw mit Klimaanlage festzustellen ist:

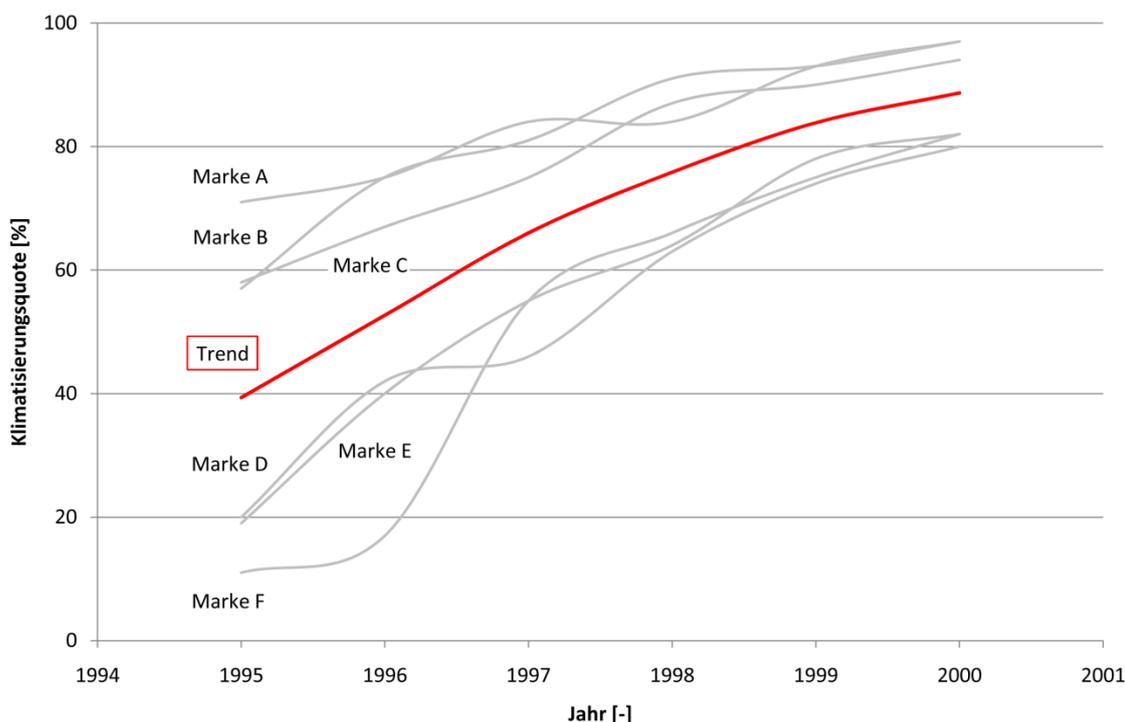


Abbildung 2: Klimatisierungsquote der im Inland abgesetzten neuen Pkw (nur deutsche Marken)
(Hintergrunddaten basierend auf [Schwarz 2001])

Im Jahr 2007 waren gemäß einer Statistik der Deutschen Automobil Treuhand GmbH bereits 91% aller Neuwagen mit einer Klimaanlage ausgerüstet [DAT 2008]. Vor diesem Hintergrund gewinnen die Betrachtung der Umweltverträglichkeit von Fahrzeugklimaanlagen und ihre energetische Optimierung zunehmend an Bedeutung.

5.2 Ziel

Ziel des Forschungsvorhabens ist es, einen wichtigen Beitrag zum Erkenntnisgewinn für den Einsatz von CO₂ (R744) als nachhaltiges Kältemittel in Automobilklimaanlagen zu leisten.

Gemäß EU-Richtlinie 2006/40/EG über Emissionen aus Klimaanlagen in Kraftfahrzeugen (EU-MAC-Richtlinie) dürfen ab 2011 Kältemittel mit einem Treibhauspotential

über $GWP=150$ in bestimmten Fahrzeugtypen nicht mehr eingesetzt werden. Mit einem GWP von 1 und ohne ozonschädigendes Potential ($ODP=0$) stellt CO_2 eine hervorragende Alternative zum serienmäßig in Pkw-Klimaanlagen eingesetzten Kältemittel R134a mit einem GWP von 1430 [IPCC 2007] und einem ODP von 0 dar. Um jedoch als gleichwertiger Ersatz für R134a in Fahrzeugklimaanlagen Anwendung finden zu können, muss CO_2 zwei wesentliche Eigenschaften besitzen:

Zum einen sollte es unter gleichen Einsatzbedingungen Kälteleistungen in vergleichbaren Größenordnungen wie R134a aufweisen. Zum andern sollte beim Betrieb einer Pkw-Klimaanlage mit CO_2 als Kältemittel kein erhöhter Treibstoffbedarf vonnöten sein. Der positive Effekt auf die Umwelt bedingt durch das geringe Treibhauspotential von R744 würde ansonsten durch zusätzliche CO_2 -Emissionen aufgrund des Kraftstoffmehrbedarfs für den Betrieb der Klimaanlage zunichte gemacht werden.

5.3 Aufgabenstellung und Lösungsweg

Vor diesem Hintergrund sollten im Forschungsvorhaben zwei Pkw-Klimaanlagen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und des zusätzlichen Kraftstoffverbrauchs untersucht und die Ergebnisse miteinander verglichen werden. Bei den beiden Anlagen handelt es sich zum einen um eine R134a-Serienklimaanlage eines VW Touran. Desweiteren wurde eine CO_2 -Prototypenanlage vermessen, die ebenfalls für den VW Touran vorgesehen war und hierfür durch die Firma Obrist ausgelegt und angepasst wurde.

Beide Anlagen wurden auf dem Kalorimeter-Prüfstand des Instituts für Thermodynamik untersucht. Dieser Aufgabenteil hatte zum Ziel, die Vergleichbarkeit beider Anlagen hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und Effizienz zu untersuchen. Hierfür mussten zunächst, auch anhand gängiger Messstandards, geeignete Messbedingungen definiert werden. Die Ausarbeitung der Messmatrix, die Vermessung der Anlagen sowie die Auswertung und Präsentation der Ergebnisse wurde vollständig vom Institut für Thermodynamik durchgeführt.

Beide Klimaanlagen wurden in ein Versuchsfahrzeug des UBA eingebaut. Die Untersuchung des Fahrzeugs erfolgte auf dem Rollenprüfstand. Dieser Praxistest diente der Ermittlung, Dokumentation und Auswertung von Verbrauchsdaten des Pkw unter

realen Nutzungsbedingungen der Fahrzeugklimaanlage und wurde eigenverantwortlich im Unterauftrag durch die Firma Obrist Engineering GmbH durchgeführt.

6 Teil A: Ausrüstung des Fahrzeuges und Messungen am Rollenprüfstand durch OBRIST Engineering GmbH

6.1 Projektbeschreibung

Es sollte ein Systemvergleich hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches zwischen einer Standard R134a und einer R744 Klimaanlage in einem VW Touran durchgeführt werden. Die Projektlaufzeit war von Juli 2008 bis Dezember 2008.

Die Projektbearbeitung beinhaltete folgende Schritte:

- Ausstattung des Neufahrzeugs mit Messtechnik
- NEFZ Kraftstoffverbrauchstest: Fahrzeug ausgestattet mit der Standard R134a Klimaanlage
- R134a „Pull Down Test“ bei 43°C Umgebungstemperatur zur Leistungs-Ermittlung
- Ausbau des R134a Klimasystems
- Planung, Bau und Montage eines R744 Klimasystems mit identischer Kühlleistung zum R134a System
- R744 Systemabstimmung in der Klimakammer
- Angleichung des R744 Systems an das R134a System, um bei gleichen Betriebsbedingungen die gleichen Kälteleistungen sicherzustellen
- NEFZ Kraftstoffverbrauchstest: Fahrzeug ausgestattet mit der R744 Klimaanlage
- R744 „Pull Down Test“ bei 43°C Umgebungstemperatur zur Leistungs-Ermittlung
- Kraftstoffverbrauchstest der beiden Systeme durch einen unabhängigen Dritten, den ADAC
- Präsentation des Fahrzeugs, des R744 Systems und der Testergebnisse (System-Leistungen, Kraftstoffverbräuche) auf der IAA Ausstellung in Frankfurt, 2008
- Ausbau des R744 Systems
- Kalorimetertests der beiden Systeme an der technischen Universität Braunschweig
- Wiedereinbau des R744 Systems ins Fahrzeug
- Projektende Dezember 2008

6.2 R744 Klimasystem

Das R744 System wurde basierend auf dem vorhandenen Platzangebot im VW Touran konzipiert und gebaut.

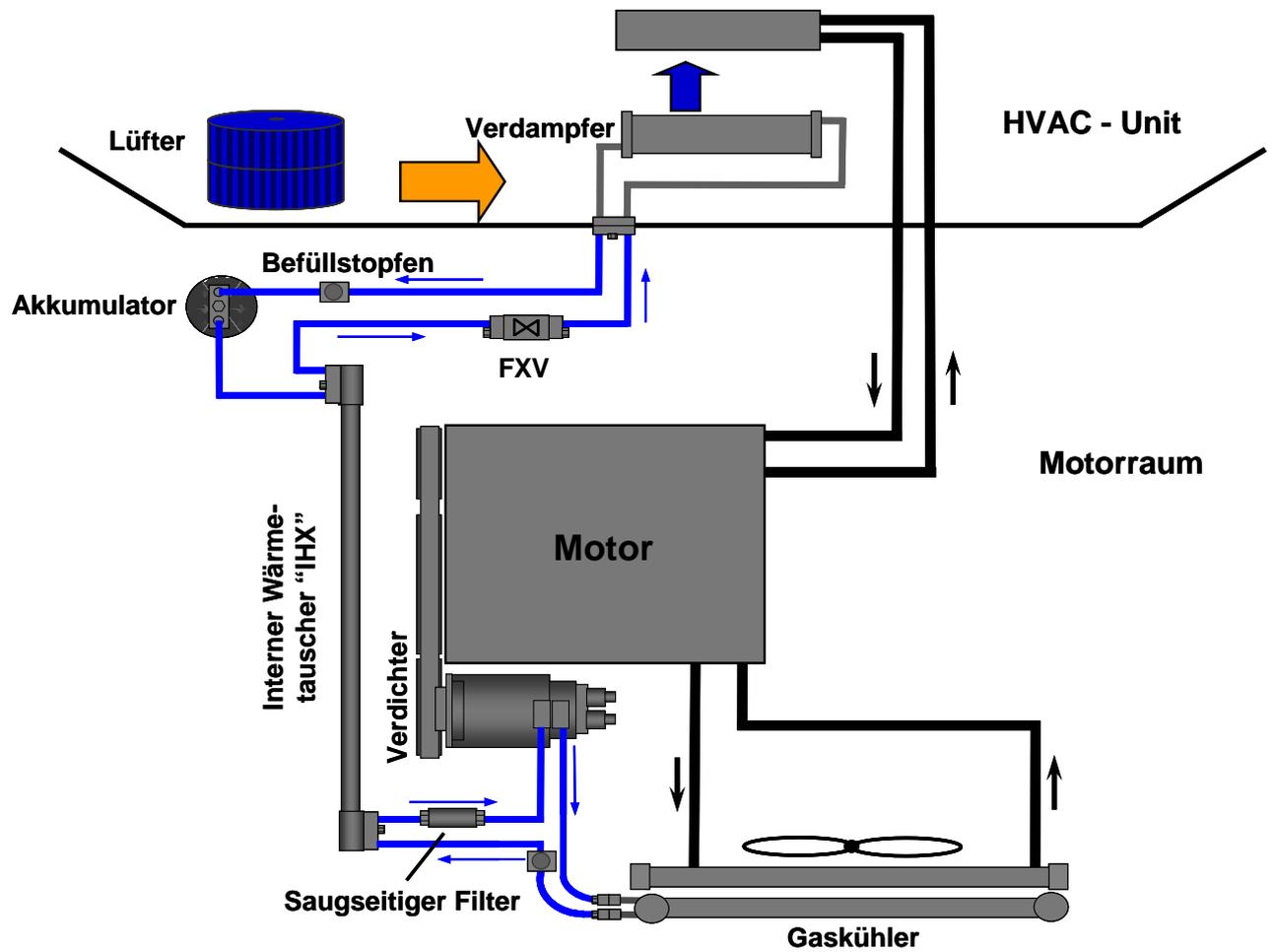
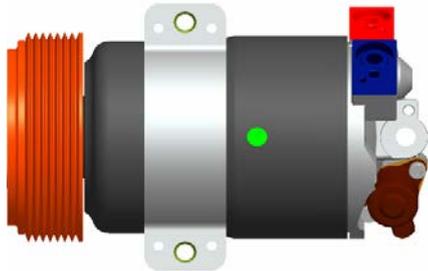


Abbildung 3: Schematische Darstellung des R744 Systems

6.2.1 R744 Verdichter

Der R744 Verdichter wurde von der Firma ixetic, Deutschland geliefert.



Modell: LA28K
Fixhub Verdichter mit 9 Kolben
Max Hub: 28 mm
Gewicht: 5,7 kg (Inkl. Kupplung und Riemenscheibe 100mm)
(Gewicht 3,6 kg ohne Kupplung)

Abmessungen: ca. Ø 140 mm
Kupplung: 110 mm

ixetic

Abbildung 4: Ixetic Verdichter

6.2.2 R744 Gaskühler

Der R744 Gaskühler wurde von der Firma Behr, Deutschland geliefert.



Modell: VW Touran

BEHR

Abbildung 5: Behr Gaskühler

6.2.3 R744 Verdampfer

Der R744 Verdampfer wurde von der Firma Behr, Deutschland geliefert.



Modell: VW Touran

BEHR

Abbildung 6: Behr Verdampfer

6.2.4 R744 Akkumulator

Der R744 Akkumulator wurde von der Firma Burkon, Deutschland geliefert.



Modell: 335ccm

Abmessungen:

Ø 64 mm

Höhe 195 mm

Gewicht 550 g

Innenvolumen 335cm³



Abbildung 7: Burkon Akkumulator

6.2.5 R744 Interner Wärmetauscher "IHX"

Der R744 IHX wurde von der Firma Obrist Engineering, Österreich geliefert.



Modell: Koaxial

Abmessungen:

Ø 18 mm

Länge 1300 mm

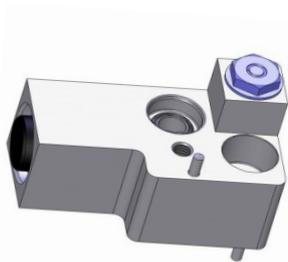
Gewicht 650 g



Abbildung 8: Obrist IHX

6.2.6 R744 Expansionseinheit

Die R744 Expansionseinheit wurde von der Firma Egelhof, Deutschland geliefert.



Modell: FXV

Abmessung: H*B*T

0,5mm / 118bar

70mm * 40mm * 42mm

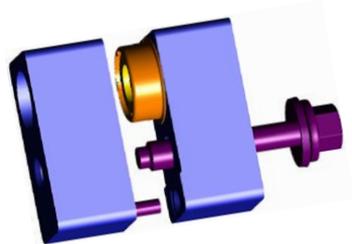
Gewicht 210 g



Abbildung 9: Egelhof FXV

6.2.7 R744 Verbindungstechnik

Die R744 Verbindungstechnik Visteon/OE wurde von der Firma Obrist Engineering, Österreich geliefert.



Modell: Visteon / OE Verbindungst.

**Abmessungen: H*B*T
32mm * 37mm * 18mm
Gewicht 58 g**



Abbildung 10: Visteon/ Obrist Verbindungstechnik

6.3 Testbedingungen

Die Testbedingungen wurden für beide Systeme exakt gleich gewählt, um einen Vergleich der Testergebnisse zu ermöglichen.

6.3.1 Pull Down Test

Die Pull Down Tests zur Ermittlung der Kühlleistungen führte die Firma RTA in Wien, Österreich durch. Die dafür notwendige Prüfprozedur wurde angelehnt an die OEM Tests erstellt.

Die Umgebungstemperatur betrug während den Pull Down Tests 43°C, bei einer Luftfeuchtigkeit von 40%. Die in der Klimakammer installierten UV-Lampen simulierten eine konstante Sonnenlast von 1000 W/m². Beim jeweiligen Teststart betrug die gemessenen Kopfraumtemperaturen 60°C. Um einen gleichen Betrieb der beiden Systeme sicherzustellen wurde für alle Tests die maximale Lüfterdrehzahl, die maximale Kühlleistung und Umluftbetrieb im Fahrzeug eingestellt.

Tabelle 1: Testprozedur "Pull Down Test"

Pos.	Beschreibung	Mode	Zeit
0	Konditionieren 1	Türen auf ohne Sonne	60
1	Konditionieren 2	Türen zu mit Sonnenlast	60
Konditionieren:			120 Min.
2	Pull down (1)	3. Gang, 32 km/h	AC on 30
3	Pull down (2)	Idle	AC on 15
4	Pull down (2)	4. Gang, 100 km/h	AC on 30
Messzeit Pull Down:			75 Min.

6.3.2 Kraftstoffverbrauchstest

Für die Kraftstoffverbrauchsmessungen am Touran, wurde die Firma SGS in Schwchat, Österreich beauftragt. In Rücksprache mit der Firma Behr, Deutschland und zusätzlichen OEM Informationen bezüglich Kraftstoffverbrauchsmessungen, wurden die Testbedingungen für die SGS-Messungen festgelegt. Als Umgebungstemperaturen wurden die Temperaturen 20°C, 28°C und 35°C gewählt. Mittels Aufwärmprogramm konnte für alle Tests dieselben Startbedingungen sichergestellt werden.

Weitere Einzelheiten des Tests:

- Einstellungen am Klimabedienteil:
 - Temperatur Einstellung: 22 °C Auto
 - Frischluft / Umluft Einstellung: 100% Frischluft
- Zusätzliches Heizen des Kabineninnenraums:
 - Installation eines Elektroheizers mit variabler Heizleistung
 - Heizleistung wurde gemessen und nach Bedarf eingestellt
 - Durch mechanisches fixieren des Heizers wurde die gleiche Position und damit die gleichen Testbedingungen für beide Systeme erreicht.
- Temperaturmessung:
 - Die Innenraumtemperatur wurde mit 8 Thermoelementen gemessen (4 vorne und 4 hinten). Die Thermoelemente wurden für beide Systeme, R134a und R744, gleich angebracht.
 - Alle Lufteinlassöffnungen wurden mit einem Temperatursensor ausgestattet. Diese wurden unter dem Armaturenbrett nahe der Einlassöffnung positioniert.
- Verdampfer - Gebläse:
 - Spannungsmessung am Gebläseregler
- Lüfter vor Gaskühler:
 - Lüfter 1 (groß): Messung der Lüfterdrehzahl
 - Lüfter 2 (klein): Messung der Lüfterspannung

Tabelle 2: Testprozedur Verbrauchsmessung

Pos.	Beschreibung	Mode	Zeit
0	Konditionieren	Motor aus	AC on 30
1	NEFZ	Motor aufwärmen	AC on 20
2	NEFZ	Motor aufwärmen	AC on 20
Aufwärmzeit:			70 Min.
3	Idle	1 Min.	AC on 1
4	120 km/h; 6. Gang	1. Min. Beschleunigung, 3 Min. halten, 1. Min. abbremse	AC on 5
5	Idle	5 Min	AC on 5
6	NEFZ 1	Einfahren	AC on 20
7	NEFZ 2 (Wertung)	Sicher eingeschwungen	AC on 20
8	Idle	1 Min.	AC on 1
9	120 km/h; 6. Gang	1. Min. Beschleunigung, 3 Min. halten, 1. Min. abbremse	AC on 5
10	Idle	5 Min	AC on 5
11	NEFZ 3	Einfahren	AC on 20
12	NEFZ 4 (Wertung)	Sicher eingeschwungen	AC on 20
Messzeit AC on:			102 Min.

Erläuterungen zur Testprozedur in Tabelle 2:

Position 0-2: Konditionierung des Fahrzeugumfelds, Fahrzeugbetrieb vor Beginn des Tests

Position 3 und 8: Fahrzeuginbetriebnahme

Position 4 und 9: Sicherstellung der Partikelfilter- Regeneration, um ein regenerieren während der Verbrauchsmessung zu verhindern

Position 5 und 10: Abkühlphase nach Partikelfilter- Regeneration

Position 6 und 11: NEFZ Einlaufbetrieb um stabile Testbedingungen für die Hauptmessung (Pos. 7 und 12) zu gewährleisten

Position 7 und 12: Kraftstoffverbrauchsmessung im NEFZ. Der Verbrauchswert wird aus den Messwerten beider Messungen errechnet.

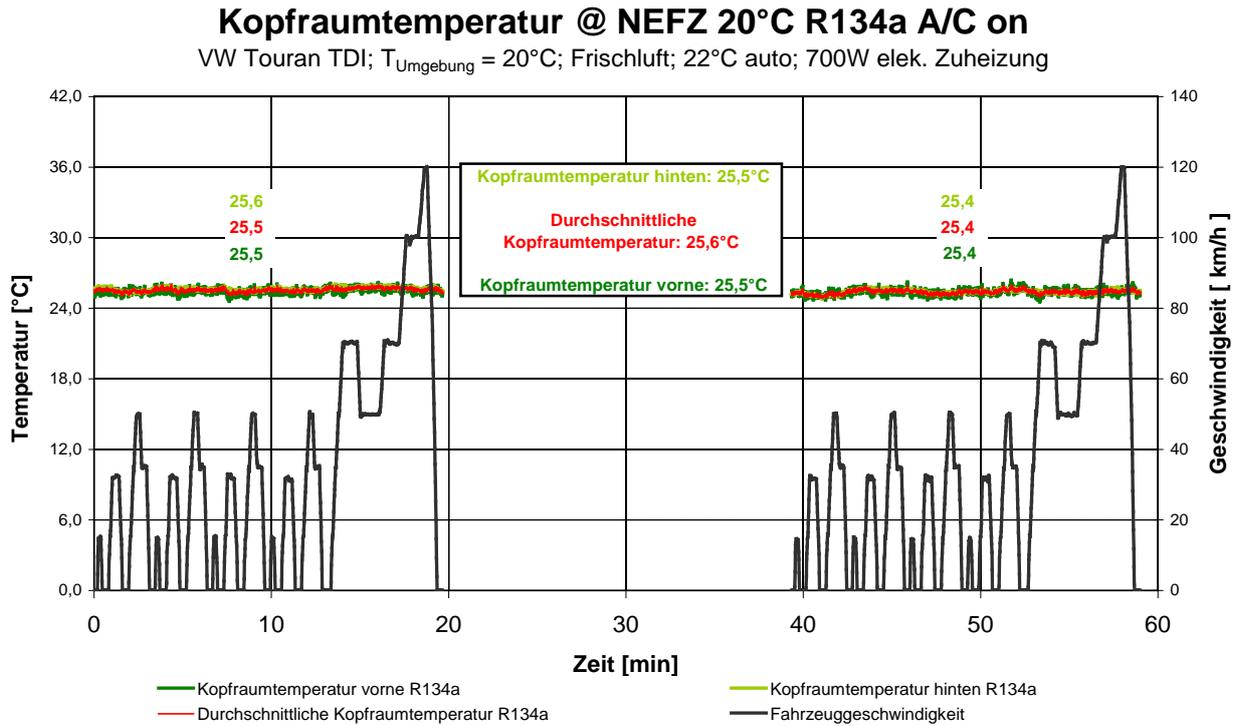


Abbildung 11: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 20°C Umgebungstemperatur, R134a A/C on

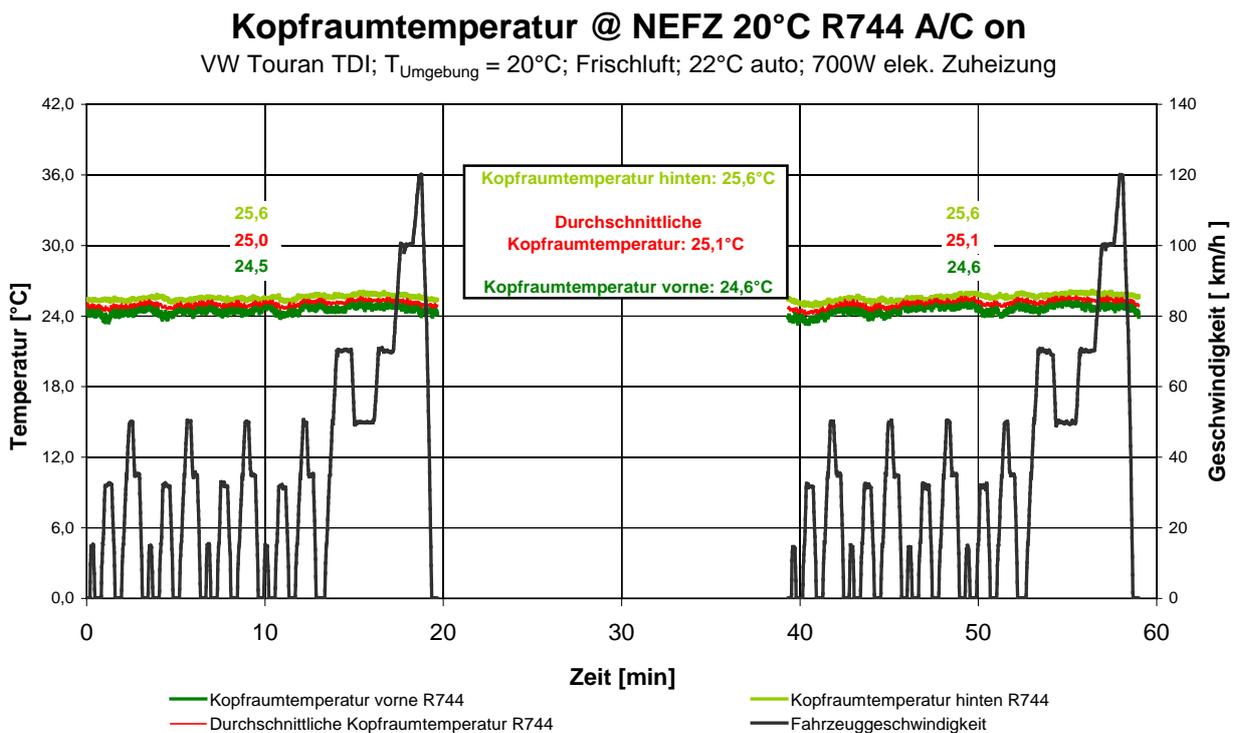
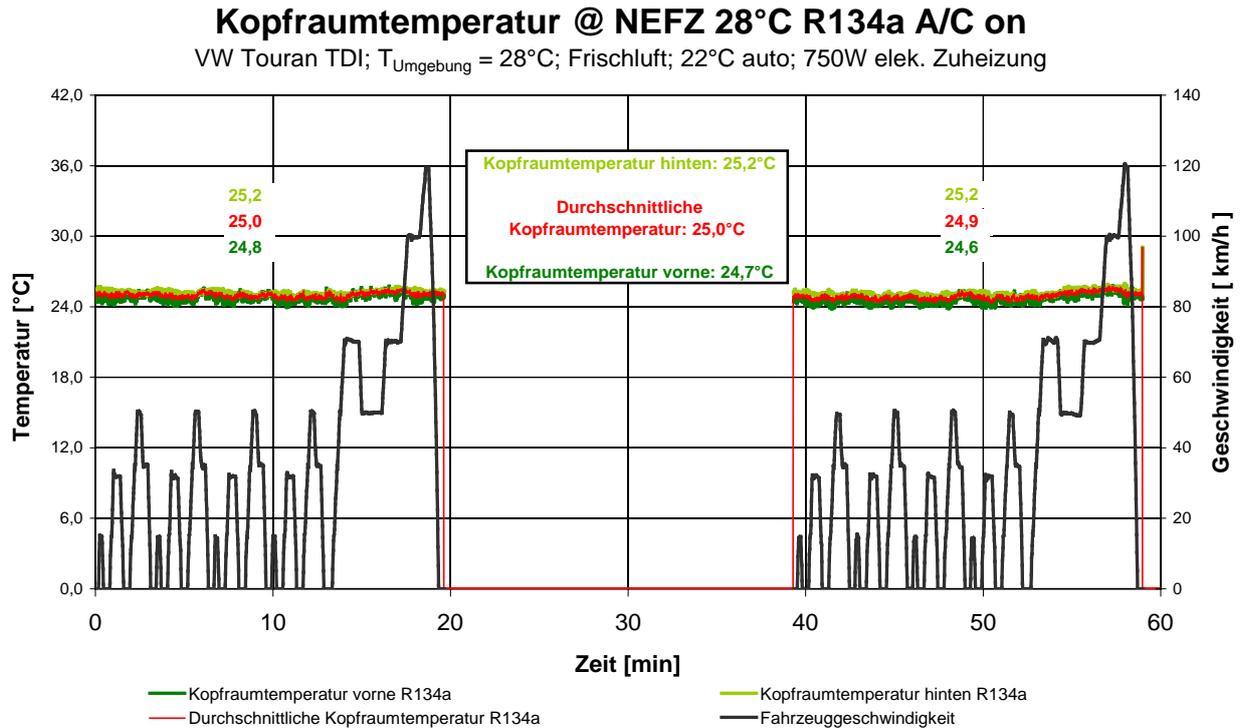
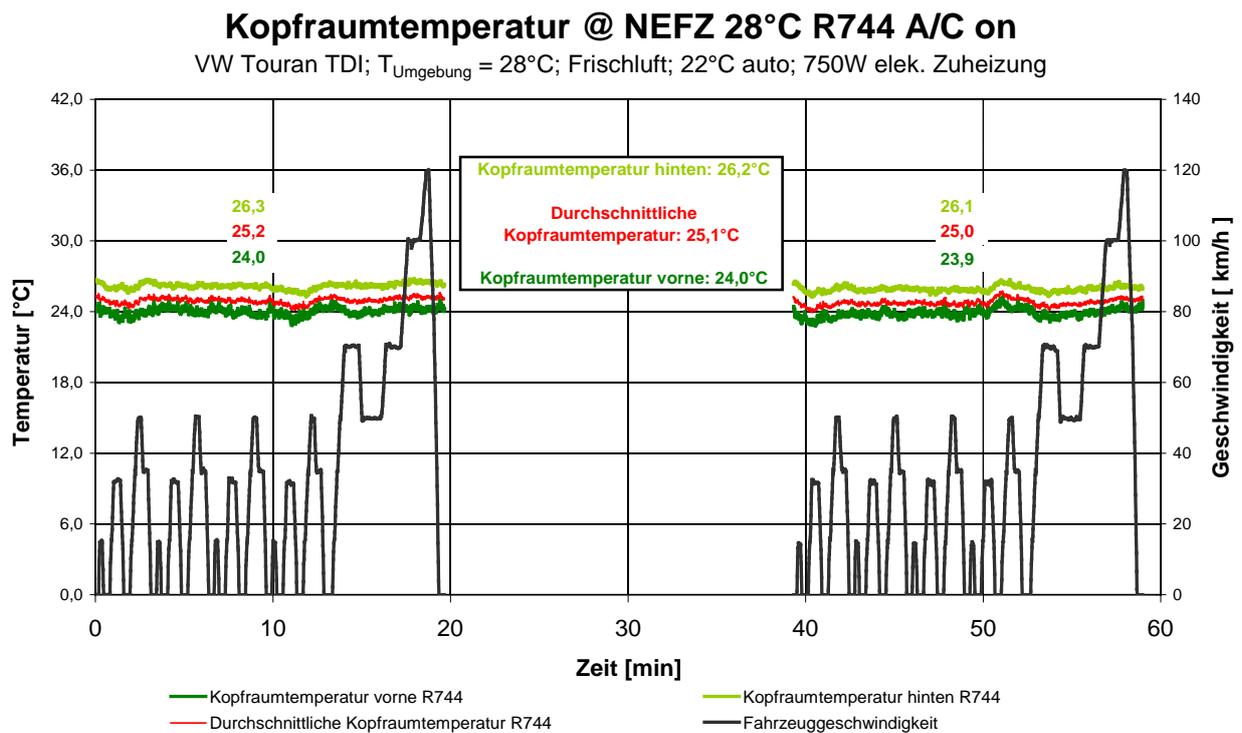
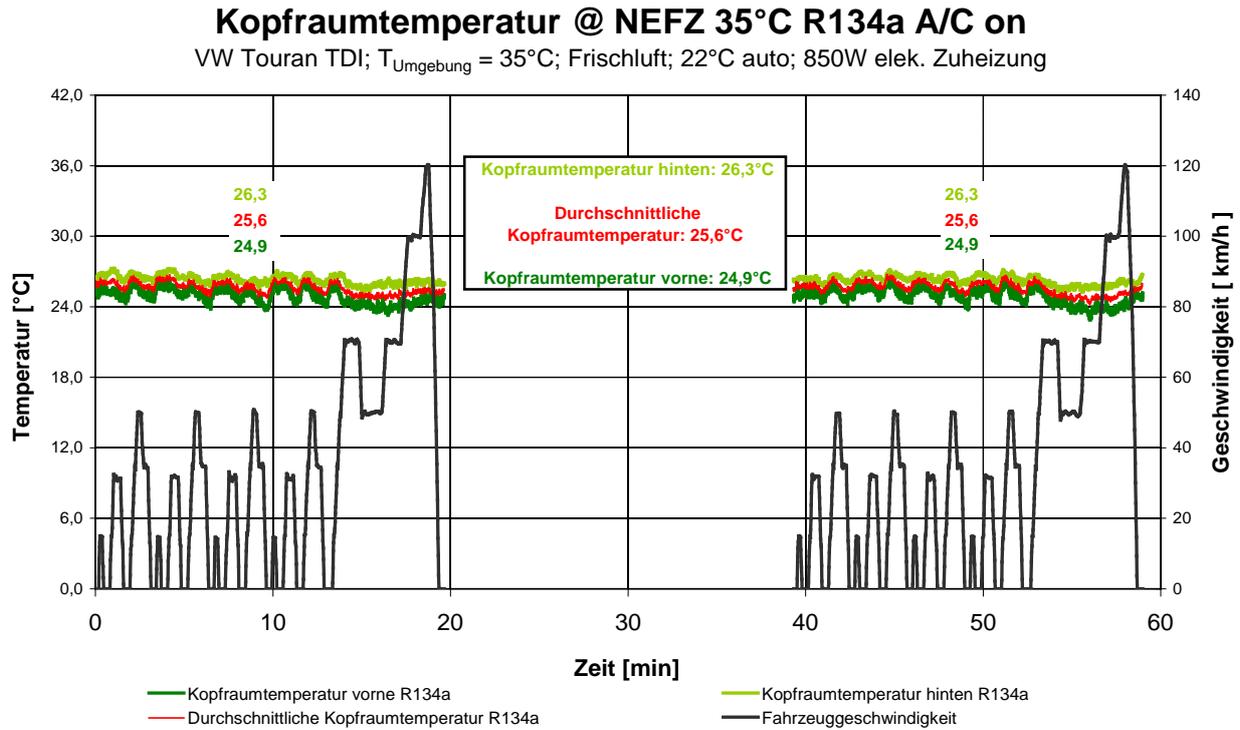
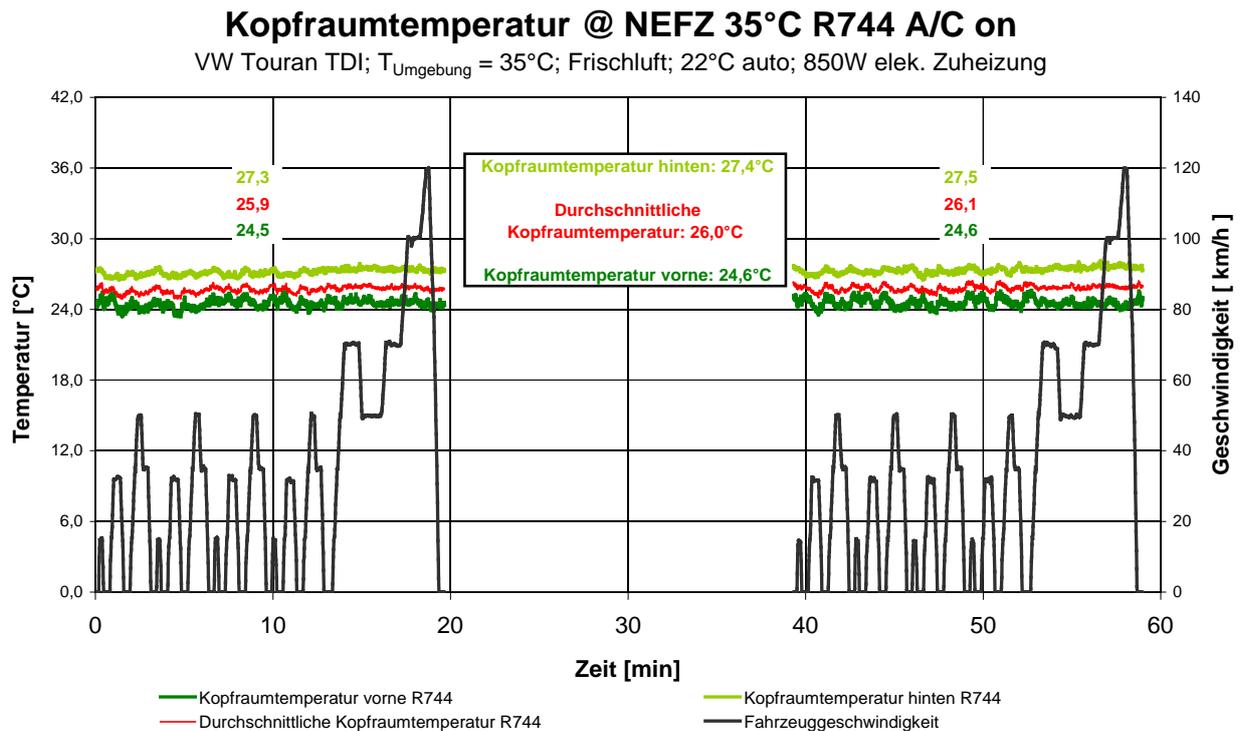


Abbildung 12: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 20°C Umgebungstemperatur, R744 A/C on

Abbildung 13: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 28°C Umgebungstemperatur, R134a A/C onAbbildung 14: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 28°C Umgebungstemperatur, R744 A/C on

Abbildung 15: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 35°C Umgebungstemperatur, R134a A/C onAbbildung 16: Kopfraumtemperatur im NEFZ bei 35°C Umgebungstemperatur, R744 A/C on

6.4 Testergebnisse

6.4.1 Pull Down Test

Die Temperaturverlaufskurven in Diagramm 7 zeigen die Testergebnisse der beiden Pull Down Tests. In der ersten Betriebsphase (32 km/h) kühlt das R744 System den Fahrzeuginnenraum etwas schneller ab als das R134a System. In der zweiten Phase (Leerlauf) ist die Kühlleistung des R134a Systems höher als die des R744 Systems. Über die gesamte Messzeit gesehen lässt sich schließen, dass die Kühlleistungen der beiden Systeme nahezu gleich sind.

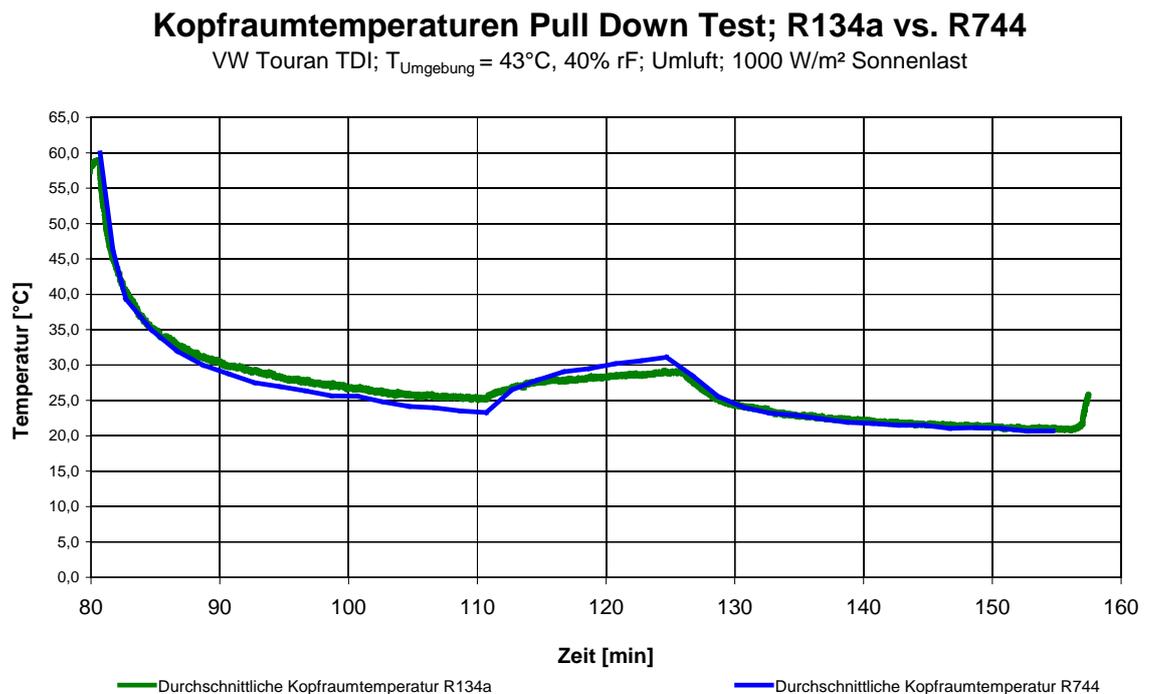


Abbildung 17: Kopfraumtemperaturen Pull Down Test; R134a vs. R744

6.4.2 Kraftstoffverbrauchstest

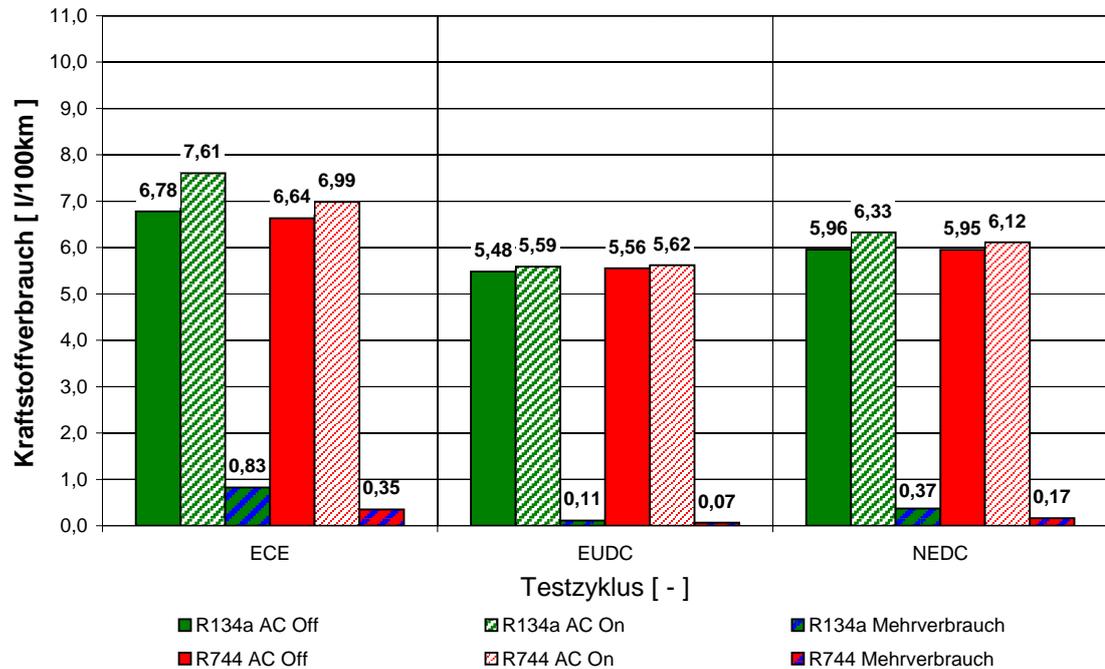
NEFZ 20°C Verbrauch - Test (SGS) R134a vs. R744VW Touran TDI; $T_{\text{Umgebung}} = 20^{\circ}\text{C}$; Frischluft; 700 W elek. Zuheizung

Abbildung 18: NEFZ 20°C Verbrauch – Test (SGS) R134a vs. R744

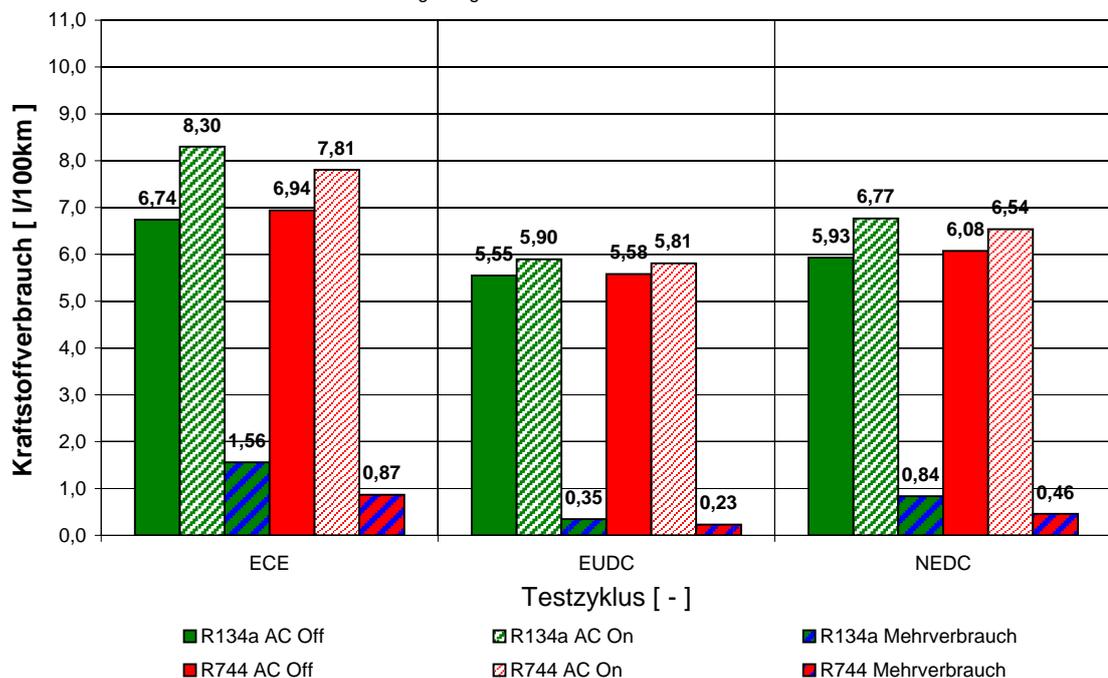
NEFZ 28°C Verbrauch - Test (SGS) R134a vs. R744VW Touran TDI; $T_{\text{Umgebung}} = 28^{\circ}\text{C}$; Frischluft; 750 W elek. Zuheizung

Abbildung 19: NEFZC 28°C Verbrauch – Test (SGS) R134a vs. R744

NEFZ 35°C Verbrauch - Test (SGS) R134a vs. R744

VW Touran TDI; T_{Umgebung} = 35°C; Frischluft; 850 W elek. Zuheizung

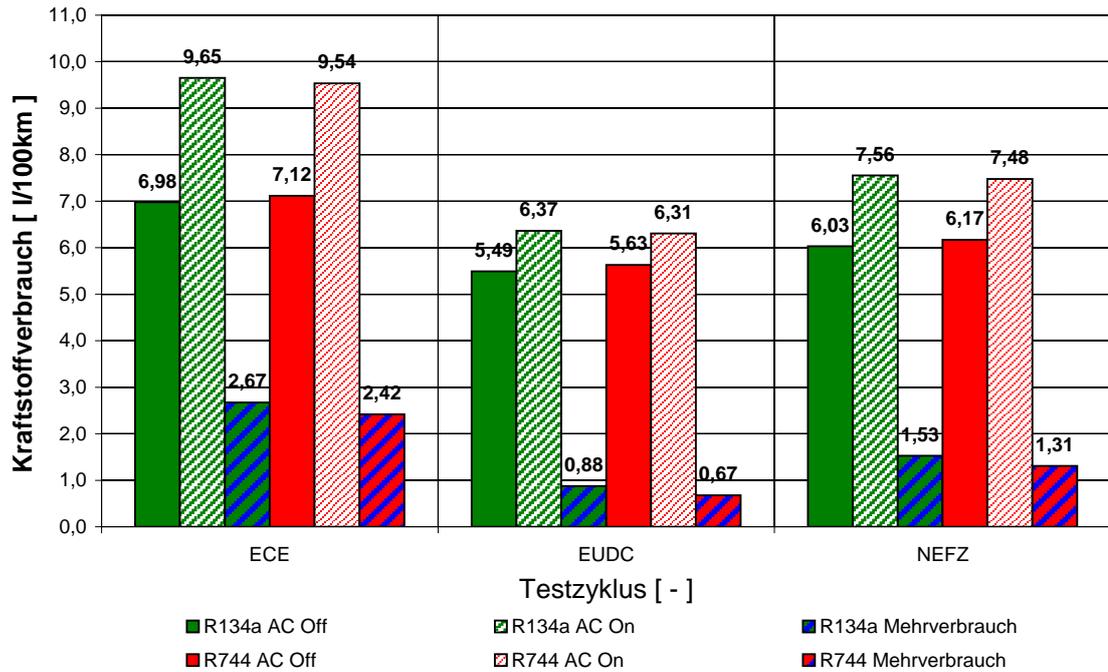


Abbildung 20: NEFZ 35°C Verbrauch – Test (SGS) R134a vs. R744

NEFZ Verbrauchstest R134a versus R744

SGS, VW Touran TDI 1,9; T_{Umgebung} = 20°C/ 28°C/ 35°C

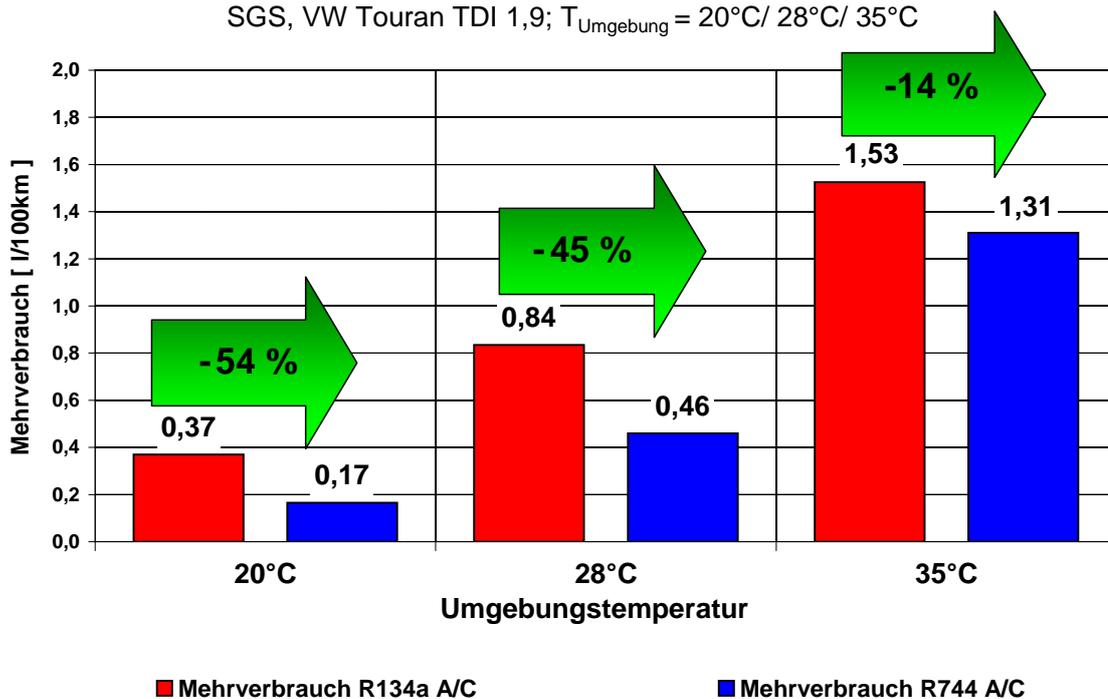


Abbildung 21: NEFZ Kraftstoffverbrauch Test R134a vs. R744

Aus den SGS - Messergebnissen wird ersichtlich, dass der Wirkungsgrad des R744 Systems höher ist als der des R134a Systems. Die Kühlleistungen der beiden Systeme waren bei allen Testtemperaturen gleich.

6.5 Zusammenfassung Teil A

Im Rahmen des Auftrags wurden die Systemeffizienz und der Kraftstoffverbrauch zweier Klimaanlage-Systeme im Fahrzeugbetrieb ermittelt. Zum Vergleich standen die Kältemittel R134a und R744. Als Testfahrzeug wurde der VW Touran, 1,9 l TDI, ein Dienstfahrzeug der UBA Fahrzeugflotte, gewählt.

Zu Beginn der Testreihe erfolgte die Kühlleistungsvermessung des serienmäßigen R134a Klimasystems im Windkanal der Firma RTA. Im nächsten Schritt wurden die Kraftstoffverbrauchsmessungen der R134a Anlage im NEFZ Zyklus durchgeführt. Diese erfolgte bei den Umgebungstemperaturen 20°C, 28°C und 35°C bei der Firma SGS. Die berechneten Kraftstoffverbräuche wurden aus den gemessenen Abgaswerten gewonnen.

Nach der Durchführung der Basismessung wurde das R134a -Klimasystem durch das R744 - Klimasystem ersetzt. Um ein Vergleichen der beiden System zu ermöglichen, wurde das R744 Klimasystem auf gleiche Kälteleistung wie das R134a System ausgelegt. Dann wurden die Kühlleistungsmessung und die Kraftstoffverbrauchsmessung mit dem R744 Klimasystem durchgeführt. Die R744 Testbedingungen wurden exakt gleich den Bedingungen bei der vorangegangenen Messungen des R134a -Systems gewählt.

Die Ergebnisse der Kraftstoffverbrauchstests haben gezeigt, dass die Effizienz (COP) des R744 System wesentlich besser ist als die des Standard R134a - Systems. In Zahlen ausgedrückt bedeutet das, dass ein 50% geringerer Mehrverbrauch bei den Umgebungstemperaturen 20°C und 28°C gemessen wurde. Bei 35°C Umgebungstemperatur betrug die Mehrverbrauchs-Einsparung noch 14%. Die Abnahme der Mehrverbrauchseinsparung mit ansteigender Umgebungstemperatur lässt sich auf die thermodynamischen Stoffeigenschaften der beiden Kältemittel zurückführen. Die COP Differenz zwischen R134a und R744 nimmt mit steigender Umgebungstemperatur ab.

Das Kältemittel R134a wird derzeit als Standardkältemittel in Fahrzeugen verwendet. Für Fahrzeuge, die ab Januar 2011 ihre Typengenehmigung erhalten, wird laut EU-Richtlinie 2006/40/EG das Befüllen mit dem Kältemittel R134a verboten. Als Lösung

hierfür könnte ab 2011 das natürliche und umweltfreundliche Kältemittel R744 (Kohlendioxid) eingesetzt werden.

7 Teil B: Prüfstandsmessungen des Instituts für Thermodynamik

Das Institut für Thermodynamik besitzt bereits langjährige Erfahrungen auf dem Gebiet der mobilen Klima- und Kältetechnik. Ein besonderer Schwerpunkt liegt hierbei auf der Entwicklung und Untersuchung sowohl einzelner Klimakomponenten als auch kompletter Systeme insbesondere unter Verwendung des natürlichen Kältemittels CO₂.

Vor diesem Hintergrund erfolgte die Integration der beiden Versuchsanlagen in den institutseigenen Klimaprüfstand sowie deren Ausrüstung mit geeigneter Messtechnik, die Vorbereitung der Versuche und die anschließende Versuchsdurchführung und Auswertung.

Die Ergebnisse der Untersuchungen finden sich in Abschnitt 3.3.

7.1 Aufbau der Versuchseinrichtung

Die Hauptkomponenten der Versuchseinrichtung stellen zwei separat voneinander konditionierbare Klimakammern dar. In der äußeren Kammer wird die gewünschte thermische Fahrzeugumgebung abgebildet, während in der kleineren, innenliegenden Kammer die Konditionierung der „Fahrgastzelle“ erfolgt. Diese bauliche Trennung ermöglicht es, die für die Einstellung realistischer Messbedingungen relevanten Parameter wie Anströmgeschwindigkeit, Anströmtemperatur sowie Luftfeuchte für den Verdampfer und den Verflüssiger bzw. Gaskühler getrennt voneinander einzuregeln.

Einen schematischen Schnitt durch die beiden Klimakammern zeigt nachfolgende Abbildung.

In einem nächsten Schritt erfolgten die Integration der erforderlichen Messtechnik sowie die Auswahl geeigneter Messverfahren.

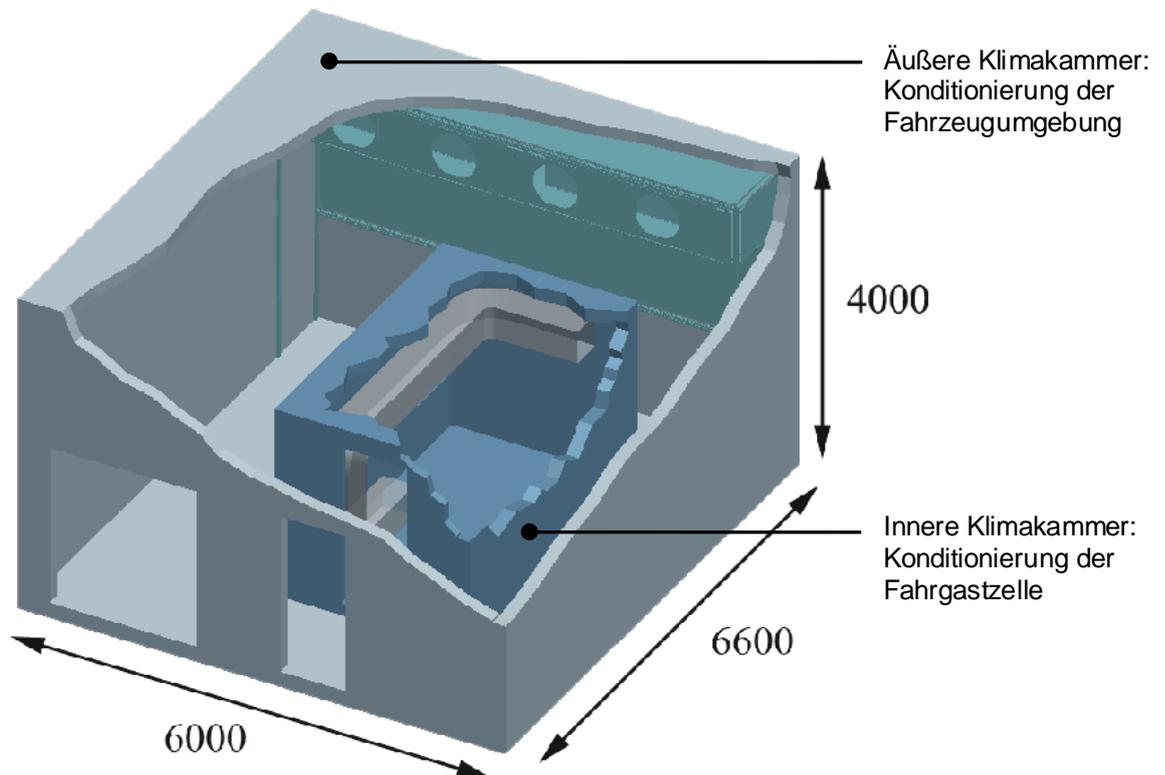
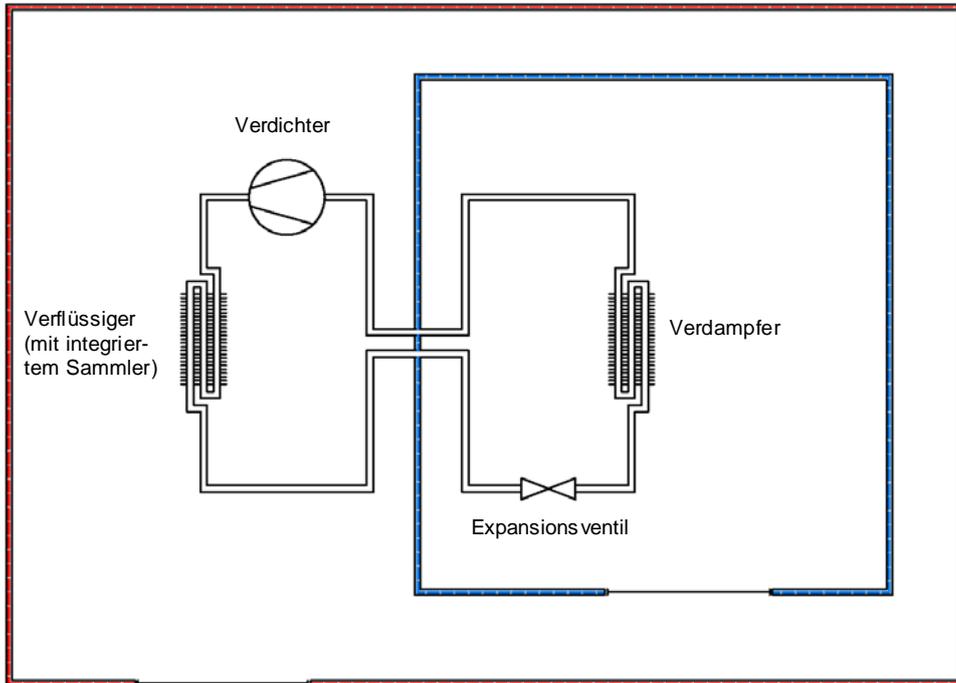


Abbildung 22: Schematische Darstellung des IFT-Klimaprüfstandes

7.1.1 Kältemittelseite

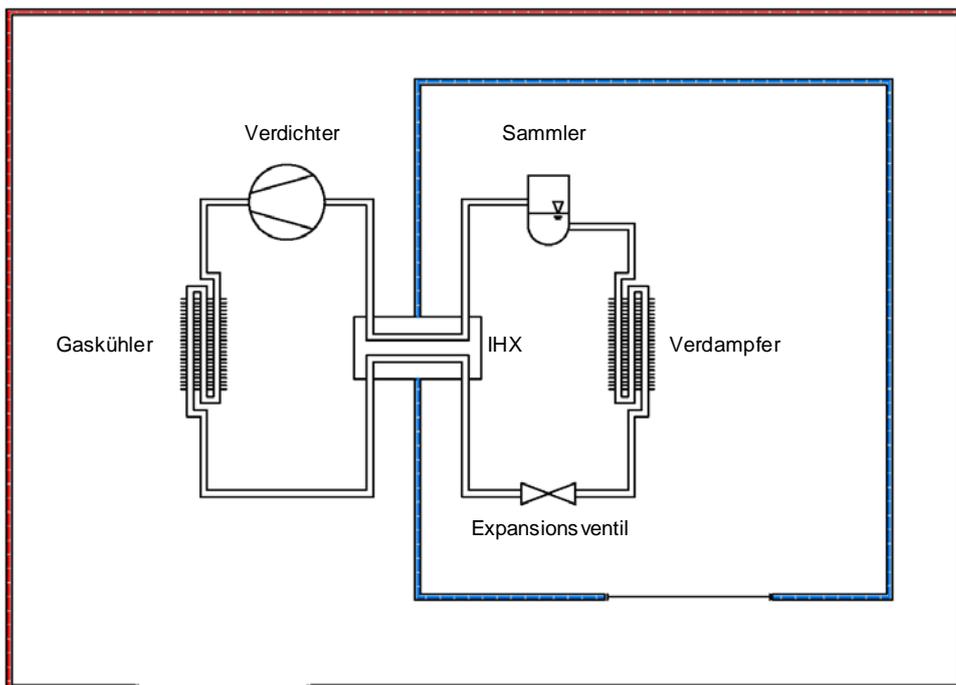
Die einzelnen Komponenten der beiden Versuchsanlagen wurden ihrer Funktion entsprechend so in den beiden Klimakammern positioniert und miteinander verbunden, dass eine realistische Abbildung des Pkw-Klimakreislaufs erreicht wurde.

Grundsätzlich besitzen beide Versuchsanlagen den gleichen Grundaufbau. Wie die beiden nachfolgenden Abbildungen zeigen, weisen sie lediglich typbedingte Unterschiede in der Auswahl der Kreislaufkomponenten auf: Während die Pkw-Klimaanlage mit dem Kältemittel R134a aus den vier typischen Hauptkomponenten eines Kältekreislaufs - Verdichter, Verflüssiger mit integriertem Sammler, Expansionsorgan und Verdampfer - besteht, wurde die CO₂-Anlage gemäß der Anlagenauslegung durch die Firma Obrist zusätzlich mit einem Sammler und einem internen Wärmeübertrager (*IHX*) ausgerüstet. Die Ansteuerung der Anlage erfolgte nach den Erfordernissen der durchgeführten Versuche manuell bzw. durch die Regelautomatik des Klimaprüfstandes.



- Äußere Box: Konditionierung der Fahrzeugumgebung
- Innere Box: Konditionierung der Fahrgastzelle

Abbildung 23: Schaltschema der R134a-Prüfanlage



- Äußere Box: Konditionierung der Fahrzeugumgebung
- Innere Box: Konditionierung der Fahrgastzelle

Abbildung 24: Schaltschema der CO₂-Prüfanlage mit internem Wärmeübertrager (IHX)

7.1.2 Messtechnik

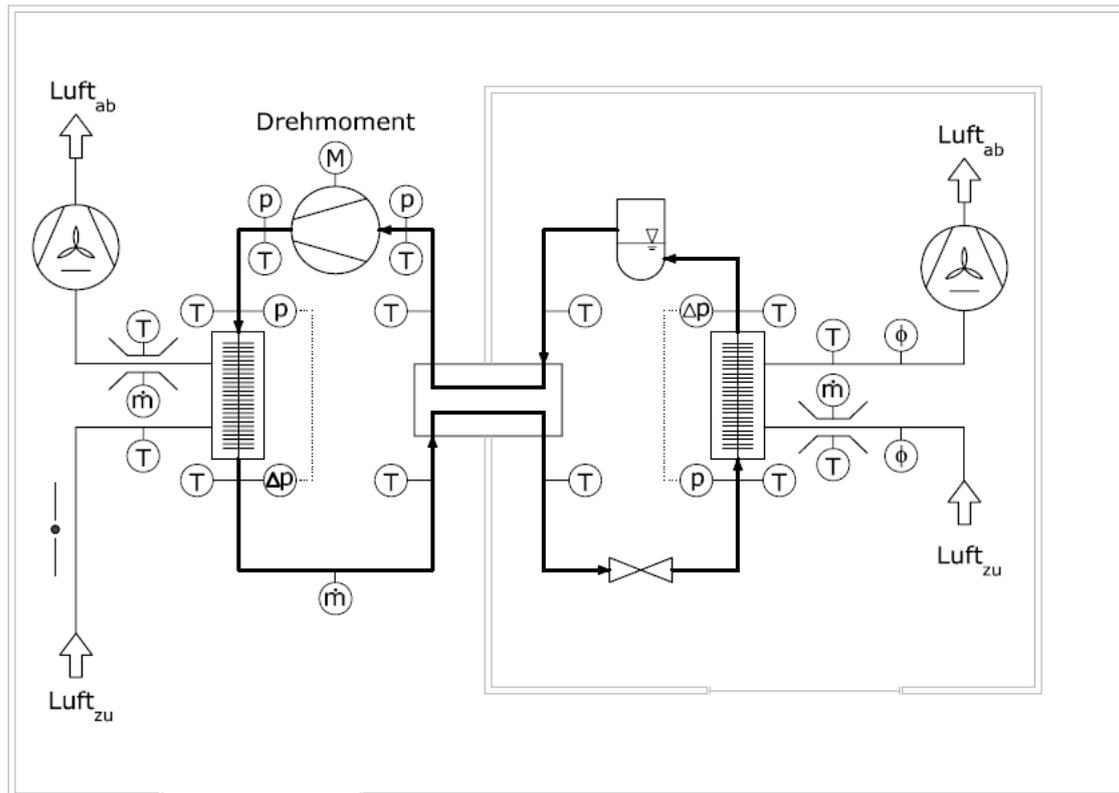
Sensoren:

Folgende Messgrößen wurden in der Versuchsanlage an allen relevanten Punkten der drei Kreisläufe - Kältemittelkreislauf, Luftkreislauf Verdampfer, Luftkreislauf Verflüssiger - während den Messungen ermittelt:

Messgröße	Medium/Messort
Temperatur	luft- und kältemittelseitig
Druck	luft- und kältemittelseitig
Rel. Luftfeuchte	Verdampferein- und -austritt
Kältemittelmassenstrom	Verflüssigeraustritt
Luftmassenstrom	Verdampfer und Verflüssiger
Kondensatmassenstrom	Verdampfer
Drehmoment	Kältemittelverdichter

Tabelle 3: Ermittelte Messgrößen in Kältemittelkreislauf, Luftkreislauf Verdampfer und Luftkreislauf Verflüssiger

Die Position der jeweiligen Messstellen ist im Anlagenfließschema in Abbildung 6 beispielhaft für den Versuchsaufbau der CO₂-Klimaanlage dargestellt.

Abbildung 25: Fließschema der CO₂-Prüfanlage mit integrierter Messtechnik*Messwernerfassung:*

Die zentrale Datenerfassung erfolgte über ein Messwernerfassungssystem der Firma National Instruments. Sämtliche Daten wurden als Spannungssignal erfasst, gebündelt und an die Datenerfassungssoftware LabVIEW über USB weitergeleitet.

7.1.3 Messverfahren

Bestimmen der luftseitig übertragenen Kälteleistung des Verdampfers

Die Bestimmung der luftseitig über den Verdampfer übertragenen Kälteleistung erfolgt mit Hilfe des Luftmassenstroms und der Enthalpiedifferenz der feuchten Luft:

$$\dot{Q}_{Luft} = \dot{m}_{Luft} \cdot \Delta h_{Luft} = \dot{m}_{Luft} (h_{ein} - h_{aus}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{Luft} = v_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \cdot A_{Kanal} \cdot \Delta h_{Luft} \quad (2)$$

- Für die Bestimmung des **Luftmassenstroms** \dot{m} wurde zunächst die Luftgeschwindigkeit vor dem Verdampfer im Kanal ermittelt und in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Wassergehalt der Luft in der Verdampferzuströmung ein Mittelwert für die Dichte der feuchten Luft errechnet. Multipliziert mit der Kanalfläche ergab sich so der Luftmassenstrom.

Sowohl die Eintrittsfeuchte der Luft als auch ihre Austrittsfeuchte wurden redundant mit jeweils zwei Sensoren gemessen. Zusätzlich zur direkten Messung der Austrittsluftfeuchte wurde die am Verdampfer abgegebene Kondensatmasse über die Dauer der Messung gewogen, so dass anhand des so ermittelten Wassergehaltes der Luft ein Rückschluss auf die tatsächliche Austrittsfeuchte getroffen und ein Vergleich mit dem Messergebnis der beiden Feuchtesensoren in der Verdampferabströmung gezogen werden konnte.

Wie Gleichung (2) zeigt, stellt die Luftgeschwindigkeit eine zentrale Größe bei der Bestimmung der luftseitigen Kälteleistung des Verdampfers dar. Der Verdampfer selbst wurde in einem Luftkanal angeordnet, welcher einen vergleichsweise großen Strömungsquerschnitt aufweist. Daher ist es nicht ausreichend, die Luftgeschwindigkeit zentral an einer Messstelle in der Verdampferzuströmung zu ermitteln. Entsprechend erfolgte die Messwertaufnahme über mehrere, gleichmäßig über den Kanalquerschnitt verteilte Geschwindigkeitswerte in einer Matrix von 3x3 Messpunkten und die anschließende Bildung des arithmetischen Mittels der neun Messwerte.

- Für die Bestimmung der **Enthalpiedifferenz** $\Delta h = h_{\text{aus}} - h_{\text{ein}}$ stellten der Luftdruck und die Lufttemperaturen der Zu- und Abströmung vor dem Verdampfer eine wesentliche Größe dar. Auch hier reicht es nicht aus, die Lufttemperatur mit nur einem Messwertaufnehmer zentral in der Strömung zu erfassen. Entsprechend wurden in den Luftkanälen jeweils vor und hinter dem Verdampfer zwei Messgitter mit 16 bzw. 28 (Verdampferzu- und -abströmung) Temperatursensoren angebracht. Diese wurden im Rahmen der baulichen Gegebenheiten im gleichen Abstand über den Kanalquerschnitt verteilt, so dass sich hieraus zwei Messmatrizen mit 4x4 bzw. 4x7 Messpunkten ergaben.

Grundsätzlich kann die Zuströmung des Wärmeübertragers im Gegensatz zur Abströmung als nahezu gleichgerichtet angenommen werden, so dass die Mess-

matrizen vor dem Verdampfer weniger engmaschig gewählt werden konnten als dahinter.

Auch hier erfolgte anschließend die Bestimmung der gesuchten Enthalpien anhand der arithmetischen Mittelwerte der Temperaturen in Verdampferzu- und abströmung.

Bestimmen der kältemittelseitig übertragenen Kälteleistung des Verdampfers

Wie auch die luftseitig übertragene Leistung erfolgt die Bestimmung der kältemittelseitigen Verdampferleistung mit Hilfe des Kältemittelmassenstroms und der Enthalpiedifferenz:

$$\dot{Q}_{KM} = \dot{m}_{KM} \cdot \Delta h_{KM} = \dot{m}_{KM} (h_{ein} - h_{aus}) \quad (3)$$

Der Kältemittelmassenstrom wurde hierbei direkt mit Hilfe eines Coriolis-Massenstromsensors gemessen. Bei der Bestimmung der Enthalpien in der Verdampferzu- und -abströmung stellten die Kältemitteldrücke und -temperaturen die maßgeblichen Größen dar.

Die Bestimmungsorte der einzelnen Messgrößen sind schematisch Abbildung 7 zu entnehmen:

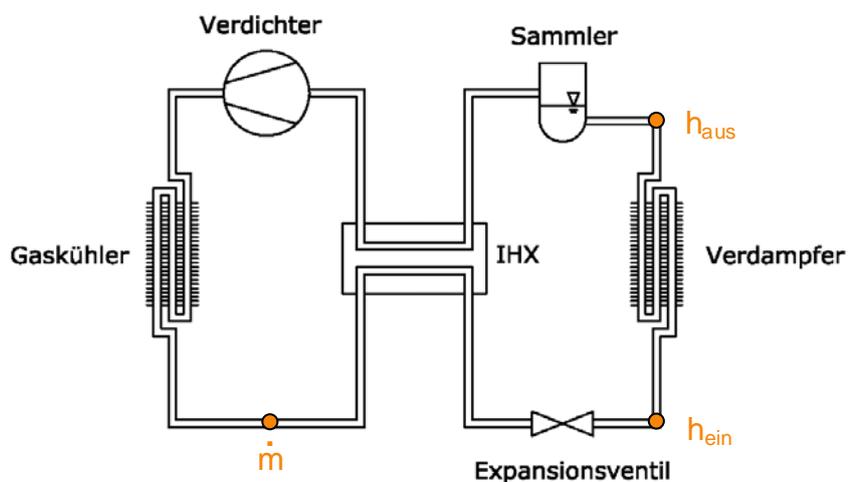


Abbildung 26: Bestimmungsgrößen für die kältemittelseitige Verdampferleistung

Im verlustfrei arbeitenden Kreislauf sind kältemittelseitig und luftseitig übertragene Leistung über dem Verdampfer deckungsgleich. Tatsächlich war die Bestimmung der kältemittelseitigen Leistung aufgrund physikalischer Gesetzmäßigkeiten in einigen Betriebspunkten nicht ohne weiteres möglich. Dies lag zum einen an den Betriebsmodalitäten des Coriolis-Sensors: Dieser sollte - um klar interpretierbare Messwerte zu liefern - stets einphasig durchströmt werden. Angebracht am Austritt des Verflüssigers bzw. Gaskühlers sollte der Prüfstandsaufbau dies zwar in der Regel gewährleisten. Allerdings konnte an einigen Betriebspunkten keine ausreichende Unterkühlung des Kältemittels erfolgen, so dass der Kältemittelaustrittspunkt aus dem Verflüssiger so nah an der Siedelinie lag (vgl. Abb. 8), dass die rein flüssige Durchströmung des Coriolis-Sensors nicht garantiert werden konnte.

Eine weitere Herausforderung bei der Bestimmung der kältemittelseitigen Leistung stellt die Enthalpie des Kältemittels im Verdampfer-Austritt h_{aus} dar. Eine eindeutige Bestimmung dieser Größe ist auch hier nur außerhalb des Nassdampfgebietes möglich, da innerhalb der Nassdampfzone eine Kopplung von Druck und Temperatur vorliegt. Die Enthalpie des Kältemittels wiederum wird allein anhand von Druck und Temperatur bestimmt. Liegt am Verdampferaustritt keine klare Überhitzung vor, sind diese beiden Größen nicht unabhängig voneinander bestimmbar. Somit kann in diesen Betriebspunkten keine exakte Aussage über die Enthalpie des Kältemittels getroffen werden.

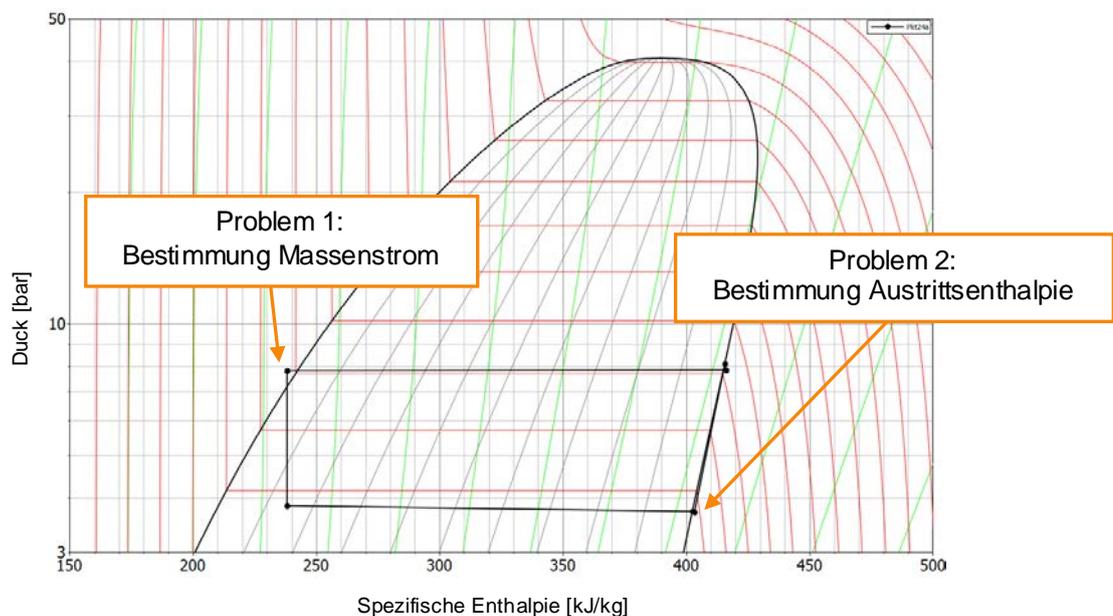


Abbildung 27: Herausforderungen bei der kältemittelseitigen Leistungsbestimmung

Um die Belastbarkeit der Leistungswerte in den jeweiligen Messpunkten zu überprüfen, erfolgte daher zwar in jedem Arbeitspunkt ein direkter Vergleich der Leistungen auf Luft- und Kältemittelseite (vgl. Tabelle 2). Auf den ersten Blick ist klar erkennbar, in welchen Punkten die Kältemittelbilanz korrekte Ergebnisse liefert (A und B) und in welchen nicht (C). Zur eigentlichen Bewertung des Kreislaufs im jeweiligen Betriebspunkt wurde daher aufgrund der exakteren Bestimmungsmöglichkeiten der relevanten Messgrößen allein die luftseitig übertragene Leistung herangezogen.

Kälteleistung			
Punkt	Luftbilanz	Kältemittel-Bilanz	Abweichung
[-]	[kW]	[kW]	[%]
A	5913,2	5983,8	1,19
B	6156,7	6152,3	-0,07
C	3177,7	3486,0	9,7

Tabelle 4: Vergleich Luft- und Kältemittelleistungsbilanz, Auswahl

Bestimmen der Antriebsleistung des Kältemittelverdichters

Um eine energetische Bewertung des jeweiligen Betriebspunktes vornehmen zu können, war die Bestimmung der Antriebsleistung des Kältemittelverdichters unerlässlich. Diese bestimmt sich in Abhängigkeit von Drehmoment M und Winkelgeschwindigkeit ω bzw. Drehzahl n zu:

$$P_{eff} = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot \frac{n}{60} \quad (4)$$

Das Drehmoment wurde mit Hilfe einer Drehmomentmesswelle ermittelt. Da es sich hier um eine wesentliche Bestimmungsgröße handelt, wurde zunächst eine Kalibrierung der Messwelle anhand eines Prüfgewichts durchgeführt (vgl. Abb. 9).

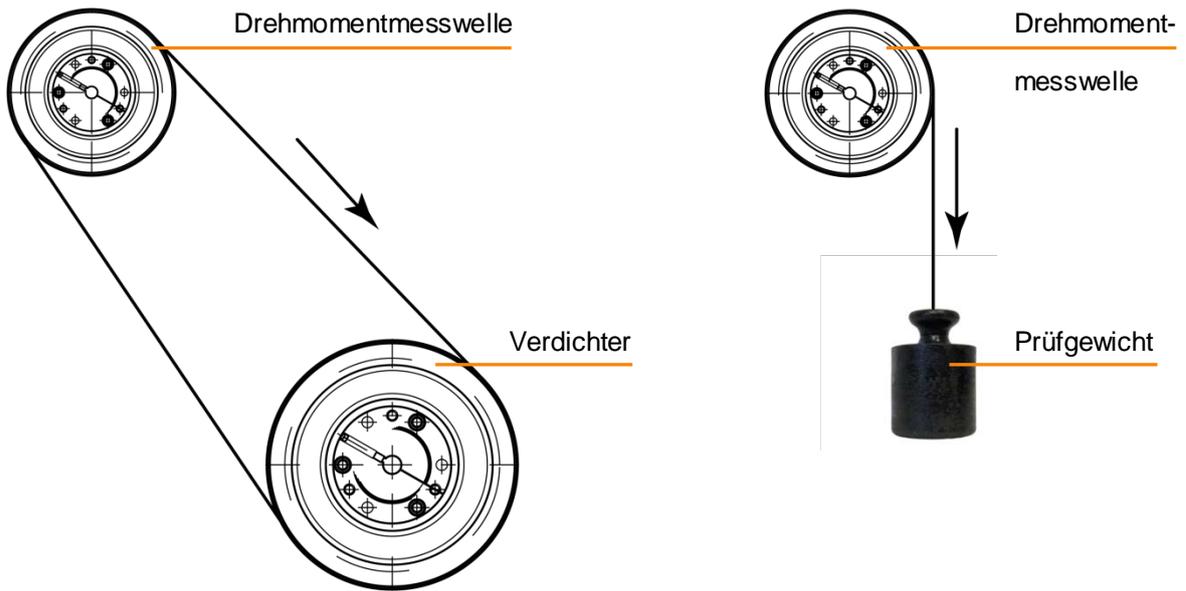


Abbildung 28: Schematische Darstellung der Drehmomentmesswelle im Verdichterbetrieb und während der Kalibrierung

Hierbei wurde ein definiertes Gewicht an die Drehmomentmesswelle angebracht und mit Hilfe des Scheibenradius r , der Prüfmass m und der Erdbeschleunigung g das Drehmoment M berechnet:

$$\vec{M} = r \cdot m \cdot \vec{g} \quad (5)$$

Anschließend erfolgte ein Abgleich des errechneten Wertes mit dem Anzeigewert der Drehmomentmesswelle und deren Kalibrierung. Nachfolgende Tabelle zeigt beispielhaft einen solchen Abgleich:

Messung 1		
Drehmoment (berechnet)	Signal Messwelle	Abweichung
[Nm]	[Nm]	[%]
3,70	3,66	1,2
7,41	7,40	0,1

Tabelle 5: Vergleich von errechnetem und angezeigtem Drehmoment, Auswahl

Bestimmen des Coefficient of Performance (COP)

Die eigentliche energetische Bewertung des jeweiligen Betriebspunktes erfolgte mit Hilfe des Coefficient of Performance. Dieser bestimmt sich über:

$$COP = \frac{\text{Kälteleistung}}{\text{Antriebsleistung}} = \frac{\dot{Q}_{Luft}}{P_{eff}} \quad (6)$$

Maßgeblich bei einer umfassenden Bewertung der jeweils korrespondierenden Messpunkte der beiden Prüfklimaanlagen ist somit zum einen die erreichte Kälteleistung, zum anderen aber auch die jeweils für den Verdichter aufzuwendende elektrische Antriebsleistung. Beide Größen werden durch den COP berücksichtigt, so dass dieser im Folgenden herangezogen werden wird, um einen direkten energetischen Vergleich zwischen den einzelnen Betriebspunkten der beiden Prüfanlagen zu ziehen. Wie oben erläutert dient als Bewertungsgröße hier die luftseitig übertragene Kälteleistung \dot{Q}_{Luft} .

7.2 Auswahl geeigneter Messpunkte

Um eine adäquate energetische Bewertung beider Prüfklimaanlagen vornehmen zu können, mussten zunächst geeignete Vergleichspunkte definiert werden. Zum einen sollte die Leistungsfähigkeit und der Energieumsatz der Prüfanlagen in mehreren stationären Punkten ermittelt werden. Diese Punkte orientierten sich an realistischen Fahr- bzw. Betriebszuständen. In einem zweiten Schritt sollte das Kreislaufverhalten der Klimaanlagen im dynamischen Fahrbetrieb untersucht werden.

7.2.1 Stationäre Messpunkte

Im Vorfeld der Messungen wurden zunächst anhand möglicher und wahrscheinlicher Betriebszustände beider Klimaanlagen sieben stationäre Vergleichsmesspunkte definiert. Abgedeckt wurden hierbei Niedrig- bis Hochlastbereiche bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen und Fahrzuständen. Der Verdichterhub wurde jeweils so geregelt, dass für beide Anlagen die nachfolgend angegebenen Verdampfer-

Luftaustrittstemperaturen erreicht wurden. Eine vollständige Übersicht über die beim jeweiligen Messpunkt einzustellenden Randbedingungen zeigt Tabelle 4:

Versuch	Verflüssiger		Verdampfer			Verdichter		
	Nr.	Temp.	v_{Luft}	Temp.	Rel. Luftfeuchte	\dot{m}_{Luft}	Drehzahl	Regelung Hub: Verdampfer T_{Luft} aus
		[°C]	[m/s]	[°C]	[%]	[kg/min]	[min ⁻¹]	[°C]
1	35	3	35	40	9	2500	3	
2	25	2,57	25	trocken	5,9	2000	6	
3	35	2,66	25	trocken	9,5	2000	2	
4	45	2,75	25	trocken	11,9/max	2000	2	
5	28	3	28	40	3,3	2000	9	
6	20	3	27	40	3,2	2000	9	
7	28	2,5	35	27	3,2	1500	5	

Tabelle 6: Randbedingungen der stationären Vergleichsmesspunkte

7.2.2 Dynamische Fahrzyklen

Als Grundlage für eine Untersuchung des Kreislaufverhaltens der beiden Klimaanlage im dynamischen Fahrbetrieb dienten zwei gängige Fahrzyklen unterschiedlicher Ausprägung: Der New European Driving Cycle und der Common ARTEMIS Driving Cycle. Die Charakteristik dieser beiden dynamischen Fahrzyklen soll nachfolgend kurz erläutert werden:

- Der **New European Driving Cycle (NEDC)** ist ein genormter Fahrzyklus, der wiederum aus fünf Teilzyklen besteht: Vier sich wiederholenden, insgesamt 780 Sekunden andauernden innerstädtischen Zyklen („ECE“) und einem 400 Sekunden andauernden Überland-Zyklus („EUDC“). Die Fahrkurve zeigt Abbildung 10:

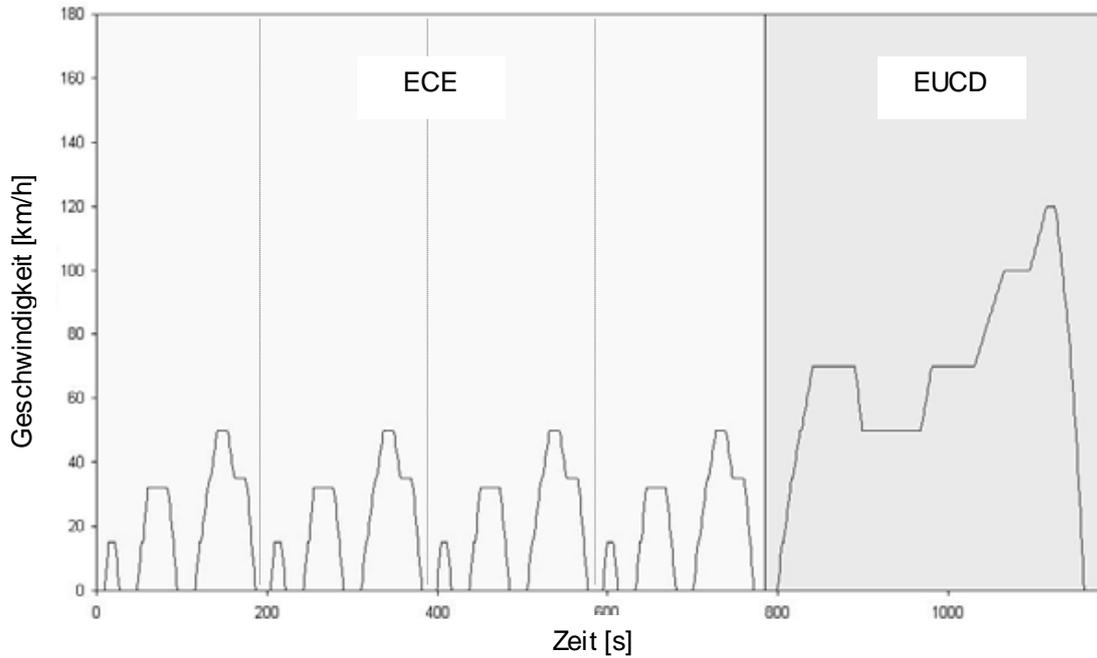


Abbildung 29: Fahrkurve des NEDC-Zyklus` (nach [STILLI et al. 2007])

- Der **Common ARTEMIS Driving Cycle (CADC)** ist ein realer Fahrzyklus, der im Rahmen des europäischen ARTEMIS-Projekts entwickelt wurde. Er repräsentiert ein durchschnittliches europäisches Fahrverhalten für Personenwagen und ist sehr dynamisch. Dieser Zyklus mit einer Gesamtdauer von 3120 Sekunden setzt sich aus drei Teilzyklen zusammen: Einem Innerorts- (Phase 1), einem Außerorts- (Phase 2) und einem Autobahnteilzyklus (Phase 3). Die Fahrkurve ist in Abbildung 11 dargestellt.

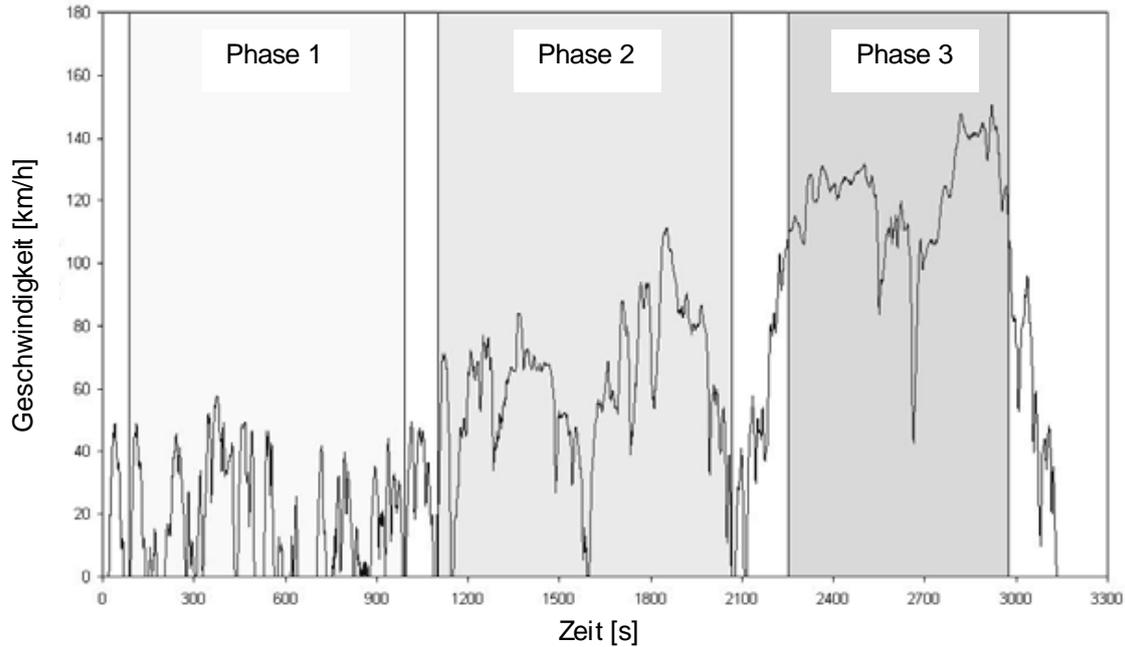


Abbildung 30: Fahrkurve des CADC-Zyklus` (nach [STILLI et al. 2007])

In Anlehnung an diese beiden Fahrzyklen erfolgte die Festlegung nachfolgend aufgeführter Messpunkte (vgl. Tabelle 5). Zunächst wurden beide Klimaanlage in Lastbereichen gemäß des NEDC vermessen. Die Fahrzeugumgebung und damit die Verflüssigeranströmung variierten hierbei in einem Bereich gemäßigter bis sehr warmer Lufttemperaturen (Messpunkt Nr. 8 - 10).

Anschließend erfolgte in einem mittleren Temperaturbereich bei deutlich geringeren Luftmassenströmen die Vermessung beider Anlagen einmal im NEDC- und ein weiteres Mal im CADC-Betriebszyklus (Messpunkt Nr. 11 und 12). Diese Messungen ermöglichten einen direkten Vergleich des jeweiligen Klimaanlageverhaltens bei gleichen Umgebungsbedingungen und zwei unterschiedlichen Fahrzyklen.

Versuch	Verflüssiger		Verdampfer			Verdichter	
	Nr.	Temp. [°C]	v _{Luft} [m/s]	Temp. [°C]	Rel. Luftfeuchte [%]	\dot{m}_{Luft} [kg/min]	Drehzahl [min ⁻¹]
8	35	NEDC	35	40	9	NEDC	3
9	28	NEDC	28	40	6,5	NEDC	3
10	20	NEDC	20	40	6,5	NEDC	3
11	28	CADC	28	trocken	3,5	CADC	8
12	28	NEDC	28	trocken	3,5	NEDC	8

Tabelle 7: Randbedingungen der dynamischen Fahrzyklen

7.3 Durchgeführte Untersuchungen und erzielte Ergebnisse

Gemäß den zuvor charakterisierten Messpunkten wurden zunächst die stationären und anschließend die dynamischen Fahrzyklen beider Pkw-Klimaanlagen vermessen.

7.3.1 Stationäre Messpunkte

Damit die Messung des jeweiligen stationären Betriebspunktes eine belastbare Aussage liefern konnte, wurde darauf geachtet, dass sich der gesamte Klimakreislauf während der Aufnahme des jeweiligen Messpunktes im Beharrungszustand befand. Um die Vergleichbarkeit der CO₂-Anlage und der R134a-Anlage zu gewährleisten, sollte in den einzelnen Messpunkten eine möglichst gute Übereinstimmung der jeweiligen Kälteleistung erreicht werden. Nachfolgende Abbildung stellt die in den einzelnen Betriebspunkten erreichten Kälteleistungen der beiden Prüfanlagen in direkten Vergleich zueinander und zeigt, dass jeweils im Rahmen der naturgegebenen Messgenauigkeit und Anlagenregelfähigkeit eine gute Übereinstimmung der Kälteleistungen vorlag:

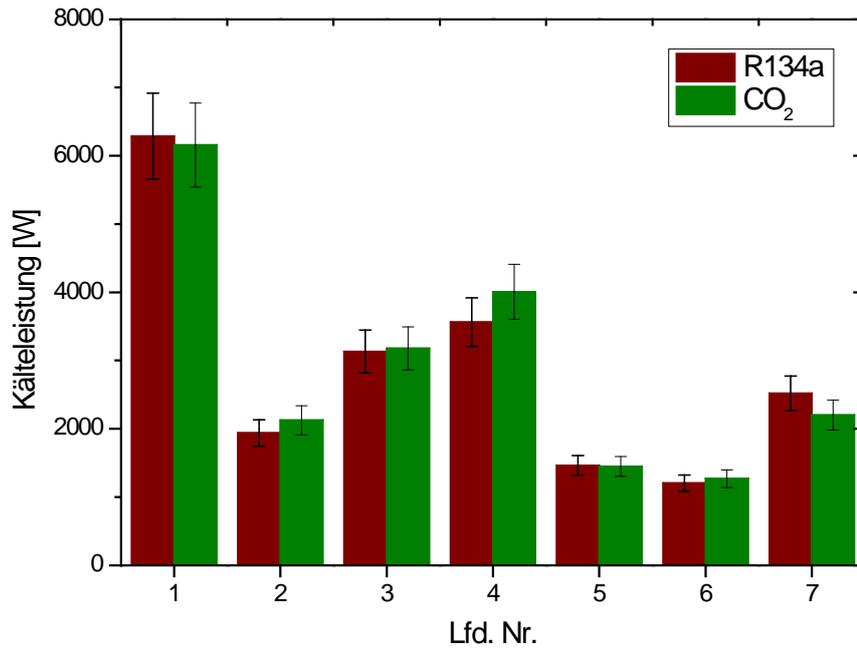


Abbildung 31: Vergleich der erreichten Kälteleistungen für CO₂ und R134a in den stationären Messpunkten gemäß Tabelle 4

Einen Vergleich der energetischen Bewertung des jeweiligen Betriebspunktes erfolgte mit Hilfe des Coefficient of Performance. Einen direkten Vergleich der erreichten COP-Werte von CO₂- und R134a-Anlage dokumentiert Abbildung 13:

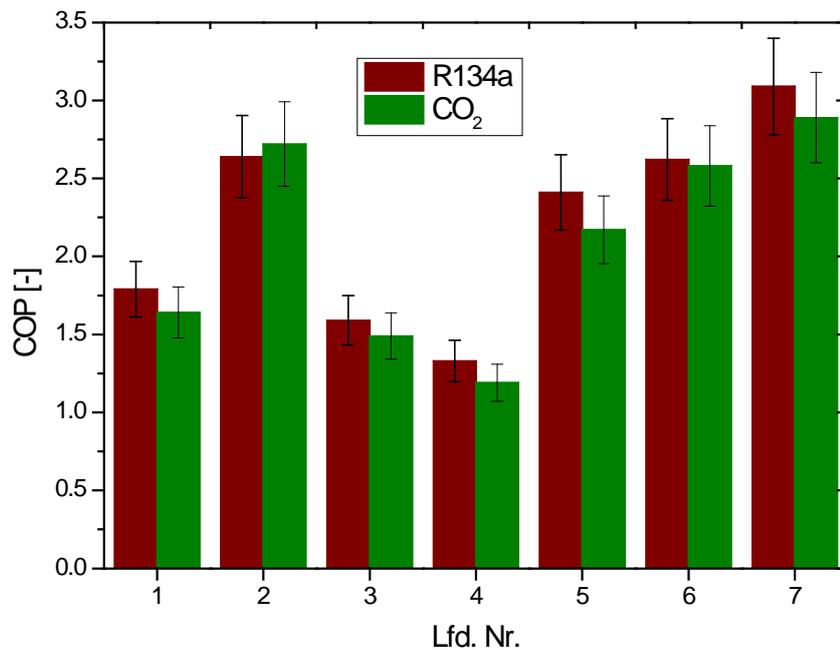


Abbildung 32: Vergleich der erreichten COP für CO₂ und R134a in den stationären Messpunkten gemäß Tabelle 4

Berücksichtigt man die bereits diskutierten naturgegebenen Messungengenauigkeiten, ist zu erkennen, dass beide Anlagen vergleichbare COP-Werte erreichen.

7.3.2 Dynamische Fahrzyklen

Messpunkt 8 ($T_{\text{Luft Verd./Kond.}}: 35^{\circ}\text{C}$, $\dot{m}_{\text{Luft Verd.}}: 9\text{kg/min}$)

In diesem Betriebspunkt erfolgte die Anströmung des jeweiligen Klimaanlageverdampfers bei einem vergleichsweise hohen Massenstrom mit hoher Temperatur. Das Verhalten der CO_2 -Anlage während des NEDC unter diesen Bedingungen zeigt Abbildung 14:

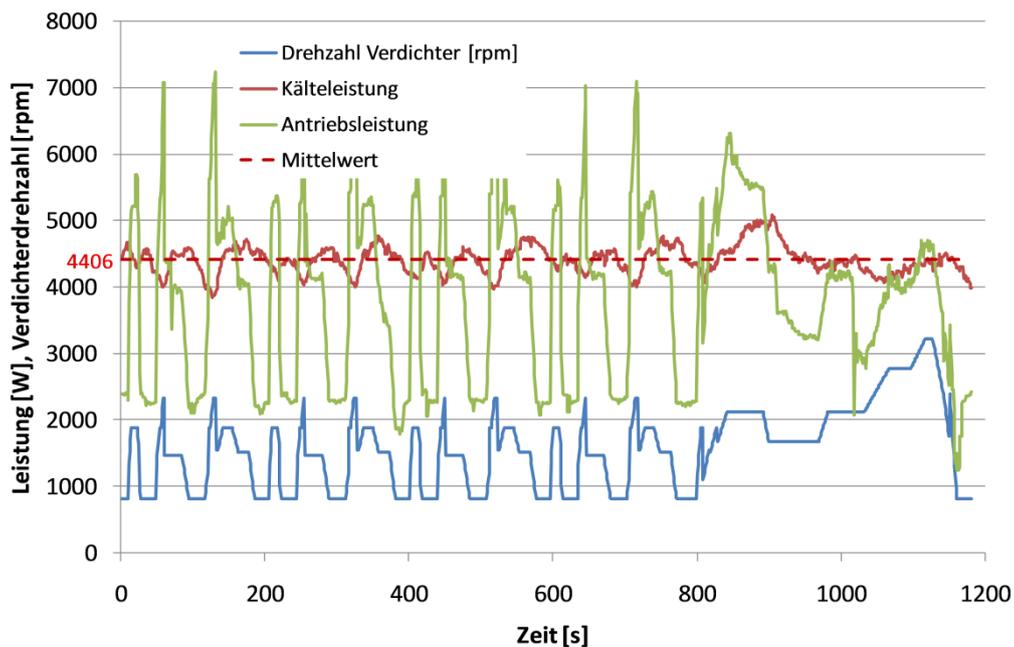


Abbildung 33: Verhalten der CO_2 -Anlage während des NEDC in Messpunkt 8

Die Drehzahl des Verdichters lässt gut die in Abbildung 10 gezeigte Charakteristik des NEDC erkennen. Die erreichte Kälteleistung der Anlage verläuft weitestgehend konstant und liegt im Mittel bei einem Wert von 4406 W.

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 15 das Verhalten der R134a-Anlage unter den gleichen Betriebsbedingungen:

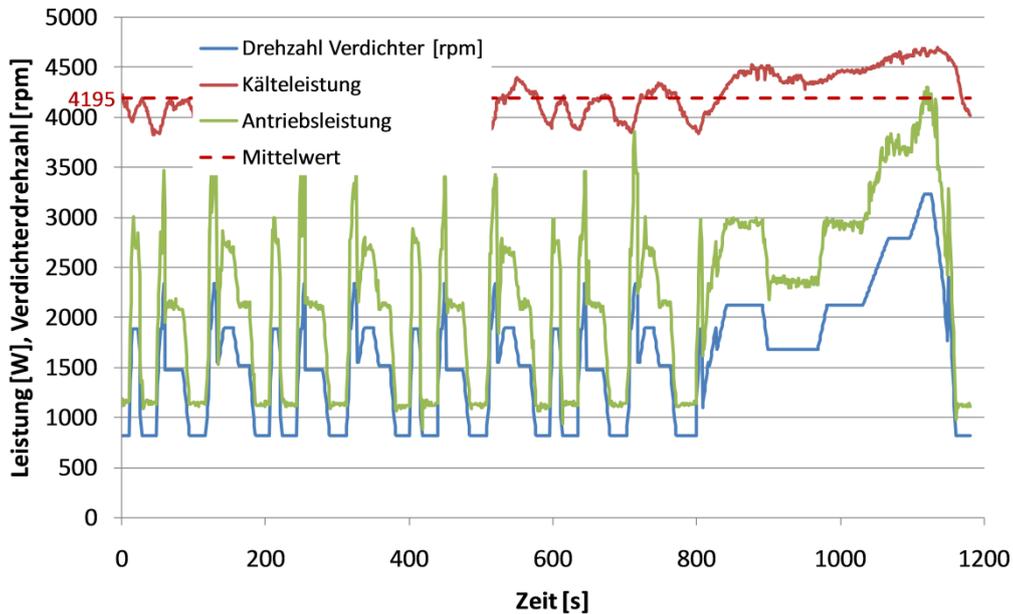


Abbildung 34: Verhalten der R134a-Anlage während des NEDC in Messpunkt 8

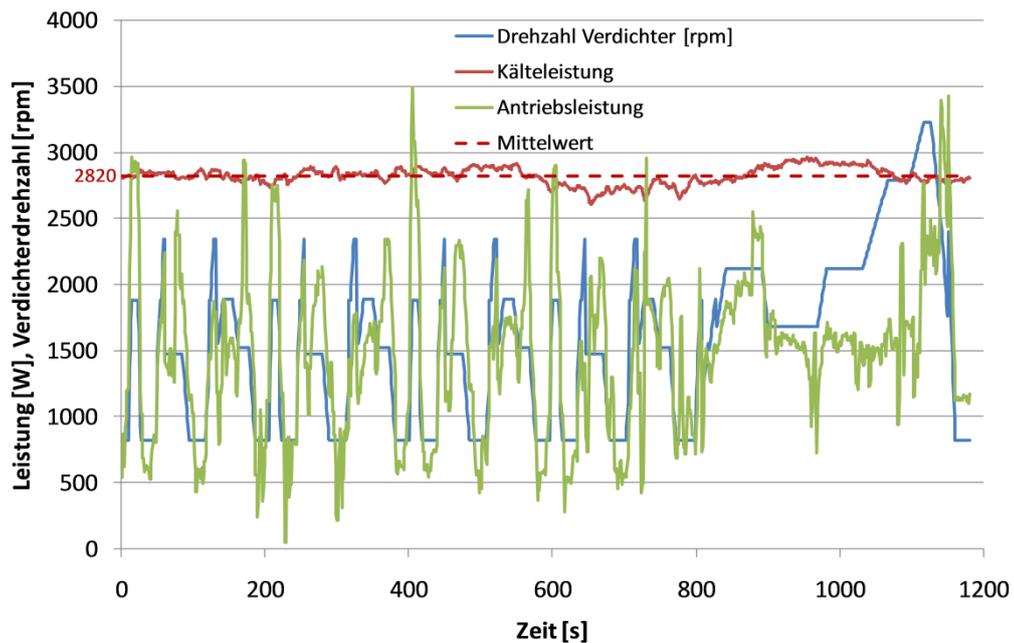
Die mit dieser Prüfanlage erreichte Kälteleistung liegt mit 4195 W im Mittel im Vergleich zur CO₂-Anlage bei einem etwas geringeren Wert. Allerdings war für diese Kälteleistung auch eine deutlich geringere Verdichterantriebsleistung notwendig, so dass sich hieraus folgender Vergleich ziehen lässt:

	Messpunkt 8 (T_{Luft}=35°C, \dot{m}_{Luft}=9kg/min)	
	CO ₂ -Anlage	R134a-Anlage
Energie Antrieb [kJ]	4512	2602
Energie Kälte [kJ]	5204	4954
COP [-]	1,15	1,90

Tabelle 8: Vergleich des Verhaltens von CO₂- und R134a-Anlage in Messpunkt 8

Messpunkt 9 (T_{Luft Verd./Kond.}: 28°C, $\dot{m}_{Luft Verd.}$: 6,5kg/min)

Die Anströmung des jeweiligen Klimaanlageverdampfers erfolgte in diesem Betriebspunkt bei mittleren Temperaturen und Luftmassenströmen. In diesem Betriebspunkt wies die CO₂-Anlage folgendes Verhalten auf:

Abbildung 35: Verhalten der CO₂-Anlage während des NEDC in Messpunkt 9 gemäß Tabelle 5

Im Mittel ergab sich für die CO₂-Anlage in Betriebspunkt 9 im Vergleich zu den Betriebsbedingungen in Punkt 8 mit 2820 W eine etwa halb so große Kälteleistung.

Unter den gleichen Betriebsbedingungen des Punktes 9 verhielt sich die R134a-Anlage wie folgt:

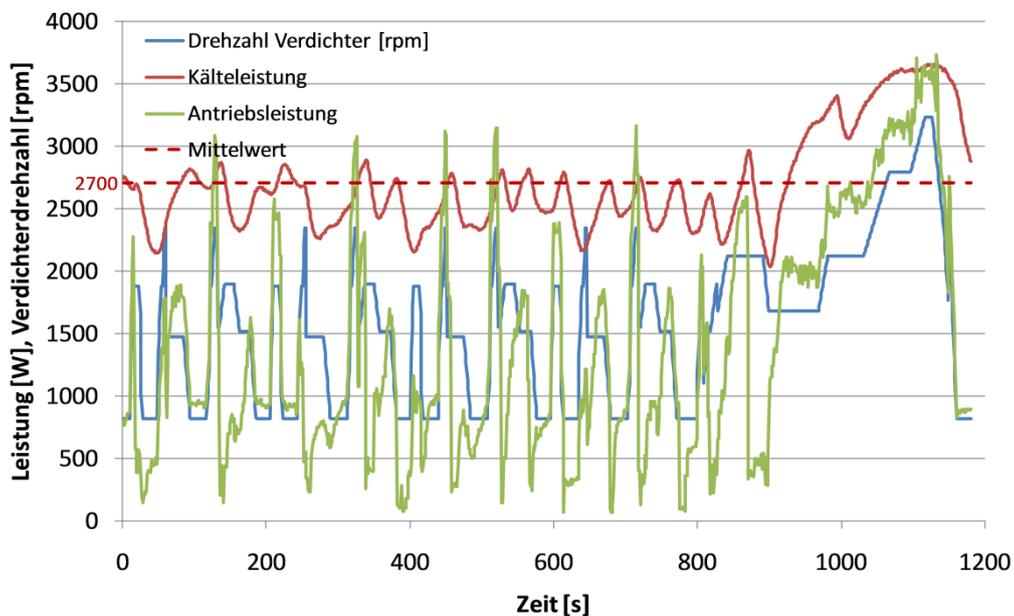


Abbildung 36: Verhalten der R134a-Anlage während des NEDC in Messpunkt 9 gemäß Tabelle 5

Die stärker schwankende Kälteleistung betrug im Mittel 2700 W. Damit liegt sie etwas niedriger als die Kälteleistung der CO₂-Anlage, so dass sich insgesamt folgender energetischer Vergleich der beiden Anlagen in Punkt 9 ergibt:

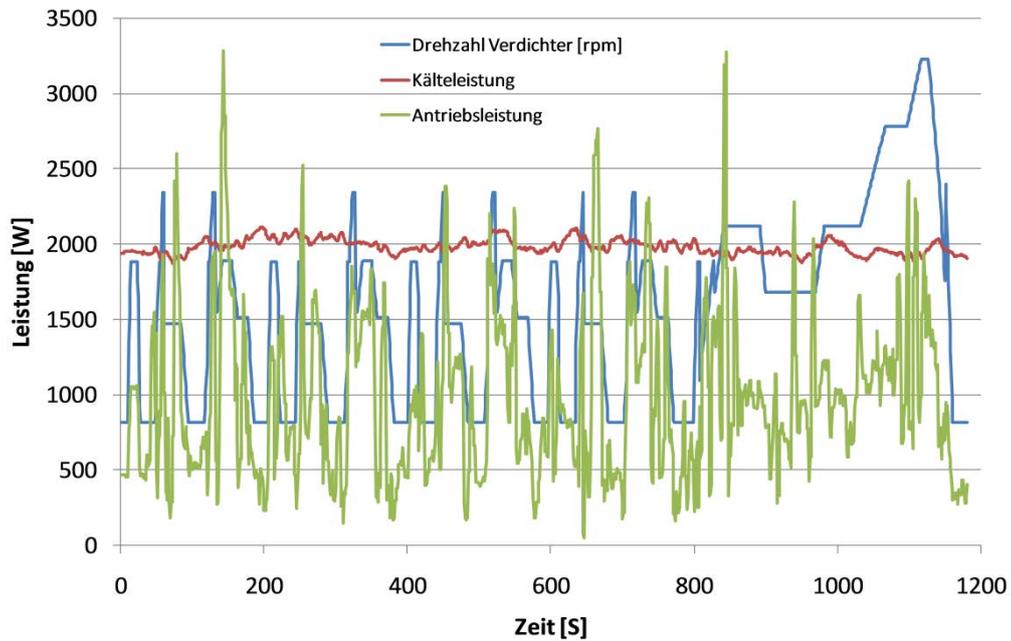
	Messpunkt 9	
	(T_{Luft}=28°C, \dot{m}_{Luft}=6,5kg/min)	
	CO ₂ -Anlage	R134a-Anlage
Energie Antrieb [kJ]	1666	1751
Energie Kälte [kJ]	3192	3331
COP [-]	1,92	1,90

Tabelle 9: Vergleich des Verhaltens von CO₂- und R134a-Anlage in Messpunkt 9 gemäß Tabelle 5

Unter den gemäßigteren Bedingungen des Messpunktes 9 weisen somit beide Prüf- anlagen bezüglich Kälteleistung, Antriebsleistung und COP ähnliche Werte auf.

Messpunkt 10 (T_{Luft Verd./Kond.}: 20°C, $\dot{m}_{Luft Verd.}$: 6,5kg/min)

Während in diesem Messpunkt der Luftmassenstrom gegenüber Messpunkt 9 kon- stant gehalten wurde, wurde die Anströmtemperatur der Luft an Verdampfer und Ver- flüssiger deutlich herabgesetzt. Die CO₂-Anlage verhielt sich in diesem Betriebspunkt wie in Abbildung 18 dargestellt:

Abbildung 37: Verhalten der CO₂-Anlage während des NEDC in Messpunkt 10 gemäß Tabelle 5

Die erbrachte Kälteleistung beläuft sich in diesem Messpunkt auf nahezu konstante 2000 W. Das Verhalten der R134a-Anlage zeigt Abbildung 19:

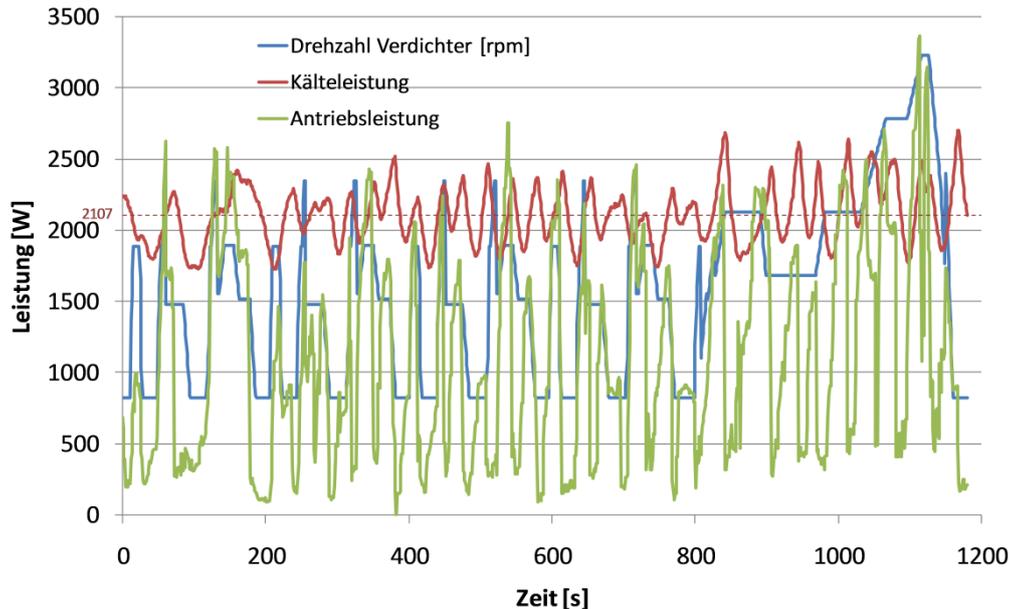


Abbildung 38: Verhalten der R134a-Anlage während des NEDC in Messpunkt 10 gemäß Tabelle 5

Auch hier weist die Kälteleistung im Vergleich zur CO₂-Anlage einen deutlich weniger konstanten Verlauf auf. Im Mittel liegt sie bei 2107 W und damit etwa 100 W höher als die Kälteleistung der CO₂-Anlage. Allerdings ist in diesem Betriebspunkt gegen-

über der CO₂-Anlage auch eine höhere Antriebsleistung nötig, so dass sich insgesamt folgender energetischer Vergleich ergibt:

	Messpunkt 10	
	(T_{Luft}=20°C, \dot{m}_{Luft}=6,5kg/min)	
	CO ₂ -Anlage	R134a-Anlage
Energie Antrieb [kJ]	1146	1274
Energie Kälte [kJ]	2340	2489
COP [-]	2,04	1,95

Tabelle 10: Vergleich des Verhaltens von CO₂- und R134a-Anlage in Messpunkt 10 gemäß Tabelle 5

Somit ergeben sich bei der energetischen Bewertung leichte Vorteile für die CO₂-Anlage unter den untersuchten moderaten Umgebungsbedingungen des instationären Messpunkts 10.

Vergleich NEDC/CADC (Messpunkt 11/12: T_{Luft Verd./Kond.}: 28°C, $\dot{m}_{Luft Verd.}$: 3,5kg/min)

Zweck dieser Untersuchung war es herauszufinden, inwiefern allein der verwendete Fahrzyklus bereits einen Einfluss auf die Leistungsdaten der zu untersuchenden Prüfanlage besitzt. Diese Aussage muss unter Umständen herangezogen werden, um die vorgenommene energetische Bewertung der beiden Anlagen zu relativieren. Der Vergleich zwischen den beiden Fahrzyklen wurde zunächst in einem ersten Schritt für die CO₂-Anlage durchgeführt. Um die Reproduzierbarkeit des Einflusses des jeweils gewählten Fahrzyklus` auf die Messergebnisse nachweisen zu können, erfolgte in einem weiteren Schritt auch die Vermessung der R134a-Anlage in Messpunkt 11 und 12. Für beide Anlagen lagen in Punkt 11 und 12 gemäß Tabelle 5 die gleichen An- und Abströmbedingungen vor, wobei die Anlagen in Messpunkt 11 nach Vorgabe des CADC vermessen wurden, während in Messpunkt 12 das Profil des NEDC gewählt wurde.

Hieraus ergab sich während des Common ARTEMIS Driving Cycle folgendes Verhalten der CO₂-Anlage:

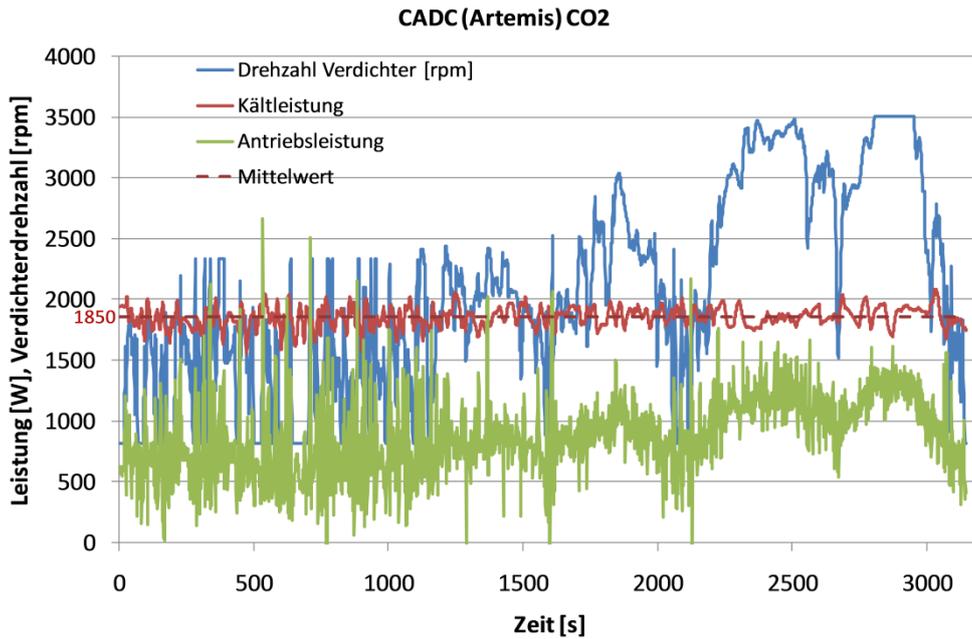


Abbildung 39: Verhalten der CO₂-Anlage während des CADC in Messpunkt 10

Die drei Phasen des CADC sind im Verlauf der Verdichterdrehzahl klar erkennbar. Die Kälteleistung stellte sich unter den vorgegebenen Messbedingungen auf einen Mittelwert von etwa 1850 W ein. Im Vergleich dazu verhält sich dieselbe Anlage unter den gleichen Betriebsbedingungen während des NEDC wie folgt:

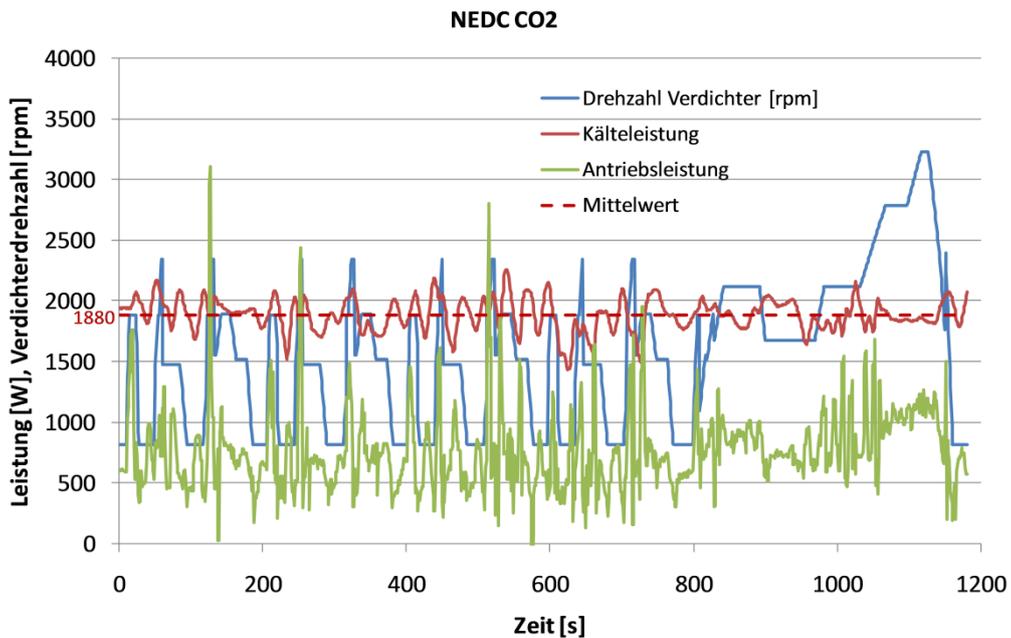


Abbildung 40: Verhalten der CO₂-Anlage während des NEDC in Messpunkt 11

Die Kälteleistung schwankt in einem ähnlichen Wertebereich wie im Verlauf des CADC. Der Mittelwert der erreichten Kälteleistung ist mit 1880 W fast identisch zu den Werten beim CADC, was Folge der Anlagenregelung auf identische Luftaustrittstemperaturen ist. Betrachtet man hingegen den erreichten COP für beide Fahrzyklen, so ergab sich für die im NEDC betriebene CO₂-Anlage ein 16% höherer COP bei ansonsten gleichen Randbedingungen. Dies zeigt, dass die Dynamik des instationären Anlagenbetriebs einen entscheidenden Einfluss auf die Anlageneffizienz haben kann.

Entsprechende Messungen wurden ebenfalls für die R134a-Anlage durchgeführt. Für R134a war die Abhängigkeit des COP vom Fahrzyklus sogar noch stärker ausgeprägt. Der im NEDC ermittelte COP lag hier 25% höher als im CADC unter sonst gleichen Randbedingungen.

Bemerkenswert ist die Tatsache, dass die Änderung des COP für die beiden untersuchten Anlagen beim Wechsel von einem auf den anderen Fahrzyklus verschieden stark ausgeprägt ist. Hierbei sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass sich die Ergebnisse für den COP zunächst nur auf die beiden speziellen untersuchten Anlagen und nur auf einen Betriebspunkt beziehen. Würde sich dieser Effekt auch für andere Betriebspunkte bestätigen, wären die Auswirkungen des angewandten Fahrzyklus auf jeden Fall beachtenswert. Der Unterschied in den ermittelten COPs ist insbesondere deshalb bemerkenswert, weil beide Fahrzyklen keine gänzlich andere Dynamik aufweisen. Inwieweit stationäre Messungen noch stärker unterschiedliche Abweichungen von den dynamischen Messungen aufweisen, bleibt zukünftigen Untersuchungen vorbehalten.

Zusammenfassung der Messergebnisse

Es wurden jeweils sieben stationäre sowie fünf dynamische Messungen bei unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. Sämtliche Messeinrichtungen wurden vor Versuchsbeginn aufwendig kalibriert und überprüft.

Die Ergebnisse der stationären Messungen konnten keine eindeutig effizientere Anlage ermitteln. Grundsätzlich waren die Abweichungen zwischen den Anlagen gering und oft im Bereich der Messunsicherheit.

Die dynamischen Messungen haben gezeigt, dass die Abhängigkeit der Effizienz vom zugrundeliegenden Fahrzyklus (NEDC oder CADC) ausgeprägt ist. Die Abwei-

chungen zwischen den Fahrzyklen sind deutlich höher, als zwischen den Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln im stationären Fall. Dies zeigt deutlich die Grenzen eines Vergleichs zweier Anlagen.

8 Zusammenfassung

Am Institut für Thermodynamik wurden zwei Pkw-Klimaanlagen hinsichtlich Leistungsfähigkeit und Effizienz verglichen. Es handelte sich zum einen um eine R134a-Serienklimaanlage eines VW Touran. Des Weiteren wurde eine CO₂-Prototypenanlage vermessen, die von der Firma Obrist für den VW Touran ausgelegt und angepasst wurde. Beide Anlagen wurden aufeinanderfolgend am Kalorimeterprüfstand des Instituts für Thermodynamik untersucht.

Es wurden jeweils sieben stationäre sowie fünf dynamische Messungen bei unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. Sämtliche Messeinrichtungen wurden vor Versuchsbeginn aufwendig kalibriert und überprüft.

Die Ergebnisse der stationären Messungen konnten keine eindeutig effizientere Anlage ermitteln. Grundsätzlich waren die Abweichungen zwischen den Anlagen gering und oft im Bereich der Messunsicherheit.

Die Messungen am Kalorimeterprüfstand unter dynamischen Randbedingungen haben gezeigt, dass die Abhängigkeit der Effizienz vom zugrundeliegenden Fahrzyklus (NEDC oder CADC) ausgeprägt ist. Die Abweichungen zwischen den Fahrzyklen sind deutlich höher, als zwischen den Anlagen mit den verschiedenen Kältemitteln im stationären Fall. Dies zeigt deutlich die Grenzen eines Vergleichs zweier Anlagen.

Bei den dynamischen Messungen des Kraftstoffverbrauchs an dem Serienfahrzeug durch die Firma Obrist zeigte sich (siehe Teil 1), dass die Pkw-Klimaanlage mit CO₂ (R744) als Kältemittel energetisch günstiger ist. Mit CO₂ (R744) als Kältemittel für Klimaanlagen in Pkw steht damit eine insgesamt klimafreundliche Lösung zur Verfügung.

Abstract

At the University of Braunschweig - Institute of Technology, Institut für Thermodynamik (IfT), two passenger car air-conditioning systems have been analyzed with regard to cooling capacity and efficiency.

The first system was a standard air-conditioning unit of the vehicle model VW Touran using R134a as refrigerant. The second system was a CO₂ (R744) prototype HVAC unit fitting for the vehicle, provided by Obrist Engineering GmbH. Both systems were measured on the IfT calorimetric test rig.

With both systems seven steady state and five dynamic measurements were carried out each under various boundary conditions. Before starting the tests all measurement equipment was calibrated and checked carefully.

The results of the steady state investigations did not show efficiency advantages of one of the two systems. Only minor deviations between the measurement results within the range of measurement uncertainty could be detected.

Investigations under dynamic boundary conditions showed a strong dependence of the systems' efficiency on the driving cycle used (e. g. NEDC, CADC, ...). Only due to the usage of different driving cycles a much more significant deviation of the measurement results could be found than in investigating the two systems with different refrigerants under steady state boundary conditions. This fact shows clearly the limitation of the significance comparing the two systems.

Under dynamic boundary conditions Obrist Engineering GmbH investigated the fuel consumption of the standard VW Touran system (part 1). In this context the CO₂ HVAC unit showed a more energy-efficient performance than the system with R134a. With CO₂ as refrigerant in passenger car air-conditioning systems an environmentally friendly solution is available.

9 Literaturverzeichnis

[DAT 2008] Deutsche Automobil Treuhand GmbH, DAT Report 2008. In: Autohaus, Bd. 7, 2008.

[IPCC 2005] IPCC/TEAP Special Report SPM: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons, Genf, 2005.

[IPCC 2007] Climate Change 2007: Synthesis Report. Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Genf, 2007.

[SCHWARZ 2000] Schwarz, W.: HFKW-Emissionen aus Kälte- und Klimaanlage bis 2010. In: KI Luft- und Kältetechnik, Bd. 4, 2000.

[SCHWARZ 2001] Schwarz, W.: Emissionen des Kältemittels R 134a aus mobilen Klimaanlage, Studie für das Bundesumweltamt, Frankfurt a. M., 2001.

[STILLI et al. 2007] Stilli, J.; Bach, C.: Vergleich von Ethanol- (E85) und Benzinbetrieb an einen Ford Focus Flexifuel, Untersuchungsbericht Nr. 445'114(B) Empa Dübendorf, Dübendorf, 2007