

Semi-empirisch · hermetischer Kühltischschrankkompressor · Kreislaufsimulation · transient

Ein dem Stand der Technik entsprechendes Haushaltskühlgerät verfügt über einen hermetischen, mit konstanter oder variabler Drehzahl betriebenen Kolbenkompressor. Zu dessen Beschreibung im Rahmen einer Gesamtkreislaufsimulation haben sich gegenwärtig semi-empirische Ansätze als am praktikabelsten erwiesen. Verschiedene Modellansätze werden in Bezug auf die relevanten physikalischen Größen verglichen und schließlich wird die Prognosefähigkeit anhand von transienten Messdaten festgestellt.

Compressor models for numerical cycle simulations

Semi-empirical · hermetic refrigeration compressor · cycle simulation · transient

A state-of-the-art refrigerator comes supplied with a hermetic reciprocating compressor which operates either at constant or variable speed, depending on the compressor type. Semi-empirical approaches are an advisable method for the modelling of compressors in transient refrigerator cycle simulations. Based on the relevant thermodynamic parameters, different models are compared and their prediction capability is validated with transient measurement



Autoren

(v.l.n.r.): Stefan Posch¹, Erwin Berger¹, Martin Heimele¹, Raimund Almbauer¹, Anna Strasser¹, Axel Stupnik²

¹ Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Österreich

² Secop Austria GmbH, Fürstenfeld, Österreich

Semi-empirische Modelle für hermetische Kühltischschrankkompressoren

Einleitung

Aufgrund der weltweit steigenden Nachfrage an Komfortgütern nimmt auch die Anzahl an Kühlgeräten signifikant zu und damit auch der prozentuale Anteil am weltweiten Energieverbrauch. Im Jahr 2009 betrug der Anteil am Energieverbrauch in Haushalten, der auf Kühl- und Gefrieranwendungen entfiel, in den Vereinigten Staaten von Amerika 11% und in der Europäischen Union sogar 15% (IEA [1]). Diese Zahlen belegen, dass eine Steigerung des Wirkungsgrads von Kühl- und Gefriergeräten einen deutlichen Anteil zur Reduktion des weltweiten Energieverbrauchs beitragen kann. Im Entwicklungsprozess moderner, energieeffizienter Kühlgeräte kommen neben experimenteller Versuchsarbeit verstärkt auch Simulationswerkzeuge zum Einsatz, die das physikalische Verhalten der Geräte im dynamischen Betrieb beschreiben (Jacobsen [2], Melo et al. [3], Phillip [4]). Diese Simulationsprogramme bestehen aus einzelnen Unterprogrammen, welche die Teilkomponenten von Kühlgeräten wie Wärmeübertrager, Kapillare oder Kompressor abbilden. Zwischen diesen Unterprogrammen werden über definierte Schnittstellen Teilergebnisse zwischen benachbarten Systemen ausgetauscht, die wiederum als Randbedingungen für die Berechnung einer Komponente dienen. Um Randbedingungen für das Kondensatormodell zu bekommen, muss mit Hilfe des Kompressormodells der zeitliche Verlauf des austretenden Kältemittelmassenflusses und dessen Temperatur berechnet werden. Zusätzlich muss zur Bestimmung des Energieverbrauchs des Kühlgerätes die elektrische Kompressorleistung ermittelt werden. Die Verwendung von Kompressormodellen in transienten Zyklus simulationsprogrammen erfordert einen Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Auflösung physikalischer Prozesse und der Minimierung der Rechenzeit.

Eine Möglichkeit der Kompressormodellierung bieten sogenannte semi-empirische Modelle (Jähnig et al. [5], Negrao et al. [6], Li [7]). Diese stellen eine Kombination aus Polynomfits und thermody-

namischen Gleichungen dar. Durch die Berücksichtigung der physikalischen Zusammenhänge können Vorhersagen auf Bereiche außerhalb der Kalorimeterdaten extrapoliert werden. Da diese Modelle ursprünglich für die Vorhersage des stationären Verhaltens von Kompressoren entwickelt wurden, muss deren Tauglichkeit für die Verwendung in transienten Kreislaufsimulationsprogrammen vorab überprüft werden. Vor allem der Einfluss unterschiedlicher Konstruktionsarten beeinflusst das thermodynamische Verhalten von Kompressoren, wie zum Beispiel die Sauggaserwärmung, und trägt einen nicht vernachlässigbaren Anteil zum transienten Verhalten bei.

Die hier vorgestellte Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung der Anwendbarkeit von semi-empirischen Kompressormodellen in transienten Kreislaufsimulationsprogrammen. Als Basis dienen die Ergebnisse aus einer vorangegangenen Studie (Posch et al. [8]), in der die Vorhersagegenauigkeit solcher Modelle, deren Fitparameter gänzlich mit Hilfe von Kalorimeterwerten bestimmt wurden, untersucht wurde. Im nächsten Schritt wird überprüft, inwieweit sich eine Verbesserung der Genauigkeit durch Verwendung von Werten, die an einem Kühltischschrankprüfstand ermittelt wurden, einstellt. Diese Untersuchungen dienen als Grundlage für die weitere Vorgehensweise im Entwicklungsprozess von Kompressormodellen für transiente Kreislaufsimulationsprogramme.

Massenfluss und elektrische Kompressorleistung

Im folgenden Kapitel werden semi-empirische Modelle für die Berechnung des Kältemittelmassenflusses und der elektrischen Kompressorleistung aus diversen Veröffentlichungen aufgelistet.

Jähnig et al. [5] entwickelten semi-empirische Modelle als Alternative zu herkömmlichen Polynomfits zur Berechnung von Massenfluss und elektrischer Leistung. Das Ziel dieser Arbeit war es, das Interpolations- und Extrapolationsverhalten bei gleichzeitig geringerer An-



KI Kälte · Luft ·
Klimatechnik
INGENIEURWISSEN IN FORSCHUNG UND PRAXIS



Entdecken Sie weitere interessante
Artikel und News zum Thema auf
ki-portal.de!

Hier klicken & informieren!



1 Anzahl der Fitparameter der vorgestellten semi-empirischen Modelle

	Massenfluss	elektrische Leistung
Jähnig et al. [5]	2	3
Negrao et al. [6]	2	2
Li [7]	3	4

zahl an geforderten Messpunkten zu steigern. Zur Validierung der vorgestellten Modelle dienten 21 Kalorimeterdatensätze. Zur Berechnung des Massenflusses wurde ein volumetrischer Wirkungsgrad eingeführt, der gemeinsam mit dem geometrischen Volumenstrom und dem spezifischen Volumen an der Saugseite den realen Massenfluss bestimmt. Jähnig et al. [5] definierten den volumetrischen Wirkungsgrad mit Hilfe einer isentropen Kompression und verwendeten das effektive Schadraumverhältnis C (Verhältnis aus Schadraum zu Hubvolumen) und den Druckverlust am Austritt δp als Fitparameter. Durch diese Vorgehensweise sollen Verluste aufgrund einer Aufheizung des Sauggases durch heiße Bauteile in den Fitparametern enthalten sein.

$$\dot{m} = \left\{ 1 - C \left[\left(\frac{p_{cond}}{p_{evap} (1 - \delta p)} \right)^{1/\kappa} - 1 \right] \right\} \cdot \frac{\dot{V}}{v_{suct}} \quad (1)$$

Die Modellierung der elektrischen Kompressorleistung erfolgt in Jähnig et al. [5] mit Hilfe der isentropen Kompressionsarbeit. Zur Berechnung der Leistung wird, anstatt des gemessenen, der zuvor berechnete Massenfluss verwendet, da dadurch die Qualität der Ergebnisse gesteigert werden konnte. Um den Einfluss des Motorwirkungsgrades und weiterer Verlustmechanismen wie Reibung zu berücksichtigen, wurde von Jähnig et al. [5] ein kombinierter Wirkungsgrad eingeführt. Die Modellierung dieses Wirkungsgrades erfolgt über einen exponentiellen Ansatz mit den drei Fitparametern d , e und f .

$$P = \frac{1}{\eta_{comb}} \cdot \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_{suct} \cdot v_{suct} \left[\left(\frac{p_{cond}}{p_{evap} (1 - \delta p)} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (2)$$

$$\eta_{comb} = d + e \cdot \exp(f \cdot p_{evap}) \quad (3)$$

Die von Jähnig et al. [5] präsentierten Ergebnisse zeigen eine relative Abweichung zwischen den berechneten Wer-

2 Kalorimetermessdaten und Nettogewicht der untersuchten Kompressoren. Kondensationstemperatur = 45 °C, Verdampfungstemperatur = -10 °C, Umgebungstemperatur = 32 °C

	Einheit	Kompressor K1	Kompressor K2
Massenfluss	kg/h	2,01	2,04
Leistung	W	71,6	74,9
Kälteleistung	W	198	188
Nettogewicht	kg	3,9	7,8
Temperatur Gehäuse	°C	39,8	45
Temperatur Austritt	°C	64,5	54,3
Temperatur Eintritt	°C	32,3	32,3

ten und den Kalorimeterdatensätzen von unter 5% für Massenfluss und elektrische Leistung bei Verwendung von vier Messpunkten zur Bestimmung der Fitparameter. Die Autoren geben keine Auskunft über die Anwendbarkeit der Modelle in transienten Berechnungen.

Negrao et al. [6] entwickelten semi-empirische Modelle, um das transiente Verhalten von Kältekompressoren mit niedrigem Messaufwand vorherzusagen. Die Autoren benutzten 13 Kalorimetermesspunkte von zwei Kompressoren mit unterschiedlicher Baugröße. Um die erforderlichen Messpunkte für die Fitprozedur zu minimieren, wurde ein linearer Zusammenhang zwischen den gemessenen Größen und den thermodynamischen Gleichungen angenommen. Negrao et al. [6] präsentierten ähnlich wie Jähnig et al. [5] eine Korrelation, die den volumetrischen Wirkungsgrad wiedergibt. Sie verwenden dafür einen einfachen linearen Zusammenhang mit den zwei Fitparametern a und b .

$$\dot{m} = \left[a + b \cdot \left(\frac{p_{dis}}{p_{suct}} \right) \right] \cdot \frac{\dot{V}}{v_{suct}} \quad (4)$$

Für die Beschreibung der elektrischen Kompressorleistung verwendeten Negrao et al. [6] eine weitere lineare Korrelation mit zwei Fitparametern. P_l stellt darin einen theoretischen Anteil an elektrischer Leistung dar, die der Kompressor im Leerlauf verbrauchen würde, η_g stellt den thermodynamischen Wirkungsgrad des Kompressionsprozesses dar.

$$P = P_l + \frac{1}{\eta_g} \cdot \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_{suct} \cdot v_{suct} \left[\left(\frac{p_{dis}}{p_{suct}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (5)$$

Für die Validierung ihres Modells verwendeten Negrao et al. [6] ein handelsübliches, mit Messinstrumenten ausgestattetetes Gefriergerät, das mit zwei un-

terschiedlichen Kompressoren betrieben wurde. Die Auswertung erfolgte für den Einschaltvorgang und im Zyklusbetrieb, wobei die maximale Abweichung zwischen gemessenen und berechneten Werten von Massenfluss und Leistung bei beiden Kompressoren unter 15% liegt.

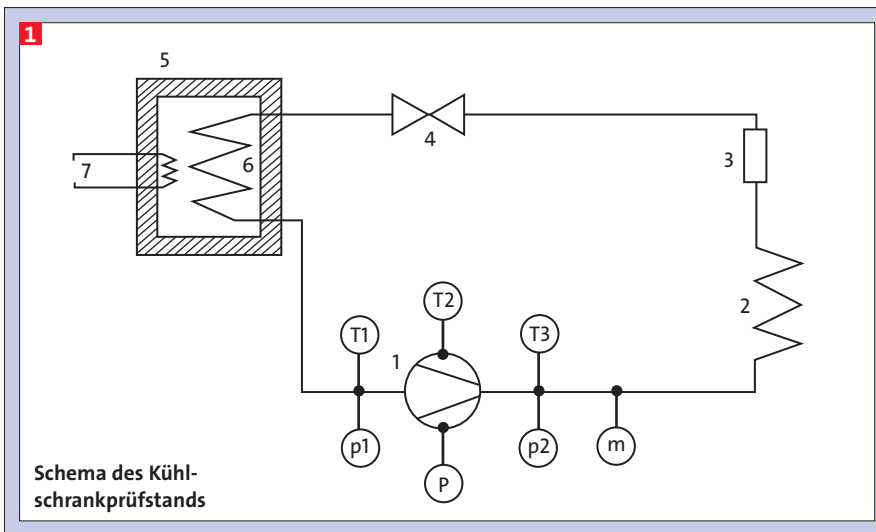
Eine weitere Möglichkeit zur Vorausberechnung von Kalorimeterdaten für Hubkolben- und Scrollkompressoren wurde von Li [7] präsentiert. Die Modelle für Massenfluss und elektrische Leistung basieren auf den Formeln von Jähnig et al. [5] und Negrao et al. [6] und wurden von Li [7] modifiziert. Für die Berechnung des Massenflusses erweiterte Li [7] die Formel von Jähnig et al. [5] um einen weiteren Fitparameter b_1 . Dadurch erhöht sich auch die Anzahl an notwendigen Messpunkten für die Fitprozedur.

$$\dot{m} = \left\{ b_1 - b_2 \left[\left(\frac{p_{cond}}{p_{evap} (1 - \delta p)} \right)^{1/\kappa} - 1 \right] \right\} \cdot \frac{\dot{V}}{v_{suct}} \quad (6)$$

Für die Modellierung der elektrischen Kompressorleistung verwendete Li [7] einen ähnlichen Ansatz wie Negrao et al. [6] mit einer konstanten Leerlaufleistung. Der thermodynamische Wirkungsgrad wurde von Li [7] jedoch mit Hilfe von vier Fitparametern beschrieben (P_l , a_1 , a_2 , und a_3).

$$P = P_l + \frac{1}{a_1 + \frac{a_2}{p_{dis}} + \frac{a_3}{p_{suct}}} \cdot \dot{m} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_{suct} \cdot v_{suct} \left[\left(\frac{p_{dis}}{p_{suct}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (7)$$

Für die Validierung der Modelle verwendete Li [7] acht Datensätze aus unterschiedlichen Literaturquellen für Hubkolben- und Scrollkompressoren. Bezogen auf die Extrapolationsfähigkeit auf Bereiche außerhalb der Fitdaten (unterschied-



liche Umgebungstemperaturen und unterschiedliche Kältemittel) konnte Li [7] eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen den vorgegebenen und den berechneten Werten erreichen.

Zusammenfassend gibt Tabelle 1 einen Überblick über die Anzahl der Fitparameter der jeweiligen Modelle.

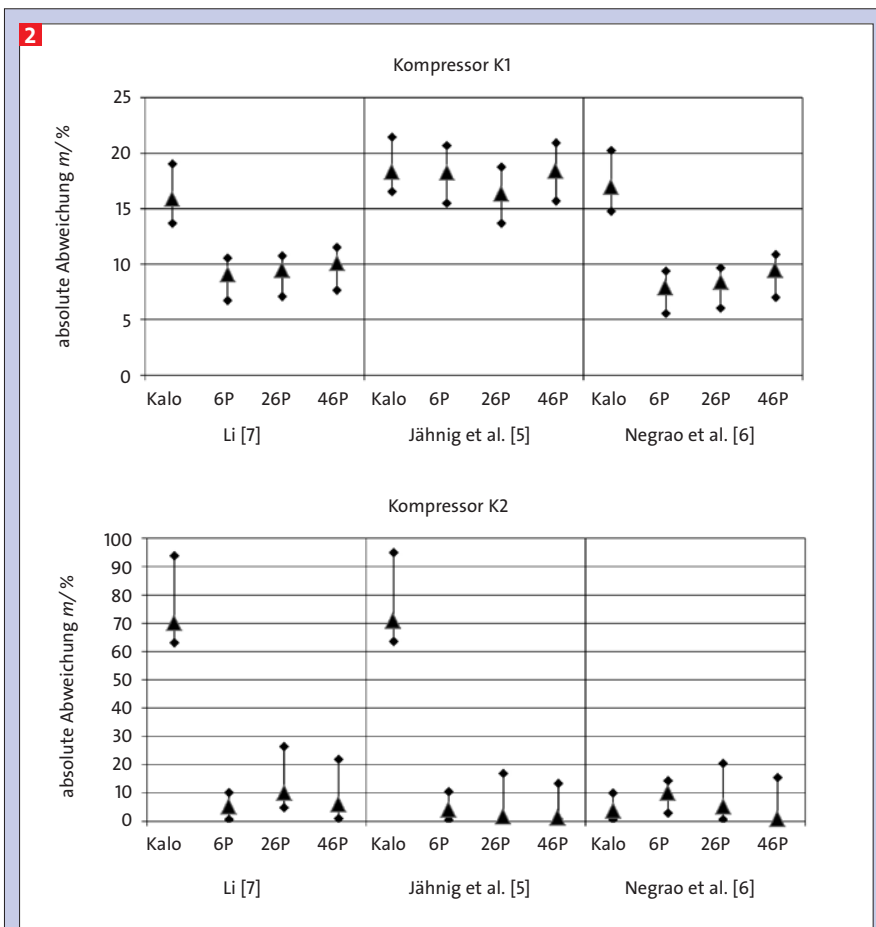
Experimentelle Arbeit

Zur Untersuchung der vorgestellten Modelle werden zwei Kolbenkompressoren (K1 und K2) unterschiedlicher Bauweise der Firma Secop Austria GmbH verwendet. Diese unterscheiden sich hauptsächlich durch die Form der Saug- und Druckstrecke. Im Gegensatz zu Kompressor K1,

der den Großteil des Kältemittels direkt aus der Saugleitung ansaugt und das verdichtete Kältemittel über ein einzelnes, gut isoliertes Druckvolumen aus dem Innenraum befördert, saugt Kompressor K2 den Großteil des Kältemittels aus dem Kompressorgehäuse an und hält das komprimierte Gas länger im Kompressorinnenraum. Dadurch ist das allgemeine Temperaturniveau im Kompressor K2 höher und es kommt zu einer Erwärmung des Sauggases. Dies führt wiederum zu einer Verringerung des geförderten Massenstroms und daraus folgend zu einer geringeren Kälteleistung. Das hier verwendete Kältemittel ist Isobutan (R600a).

Zur Bestimmung der Fitparameter der semi-empirischen Modelle werden entweder Daten aus Kalorimeterversuchen oder Daten von einem speziell gefertigten Kühlschranksprüfstand verwendet. Die Messpunkte am Kalorimeter ergeben sich durch Kombinationen aus zwei Kondensationstemperaturen (45 °C und 55 °C) und drei Verdampfungstemperaturen (-30 °C, -23,3 °C und -10 °C). Die elektrische Leistung und die Kompressoraustrittstemperatur können direkt am Kalorimeter gemessen werden, der Massenfluss kann durch Umrechnung der Wärmeleistung bestimmt werden. Zusätzlich müssen die Eingangsparameter für die beschriebenen Modelle gemessen werden. Tabelle 2 zeigt exemplarisch Kalorimetermessdaten beider Kompressoren bei einem bestimmten Messpunkt.

Die Bestimmung der Fitparameter für den zweiten Ansatz und die Validierung der Modelle erfolgt an einem Kühlschranksprüfstand. Dieser Prüfstand besteht aus folgenden Komponenten: einem Kondensator ohne Zwangsbelüftung, einem Kapillarrohr ohne internen Wärmeübertrager, einem Verdampfer, einem Kühlraum mit definiertem Wärmeeintrag und dem hermetischen Kältemittelkompressor. An der Saug- und Druckleitung des Kompressors sind Temperatur- und Drucksensoren angebracht und der Massenfluss des Kältemittels wird mit Hilfe eines Coriolis-Massenflussmeters zwischen Kompressor und Kondensator gemessen. Zur Messung der elektrischen Leistung wird der Kompressor mit einem Wattmeter verbunden. Die Temperatur des Kompressorgehäuses wird mit einem Temperatursensor an der Oberseite des Kompressors gemessen. Der schematische Aufbau des Prüfstands wird in Abb. 1 gezeigt.



Absolute Abweichung (Mittelwert und Extremwerte) des Massenflusses in % für Kompressor K1 und K2

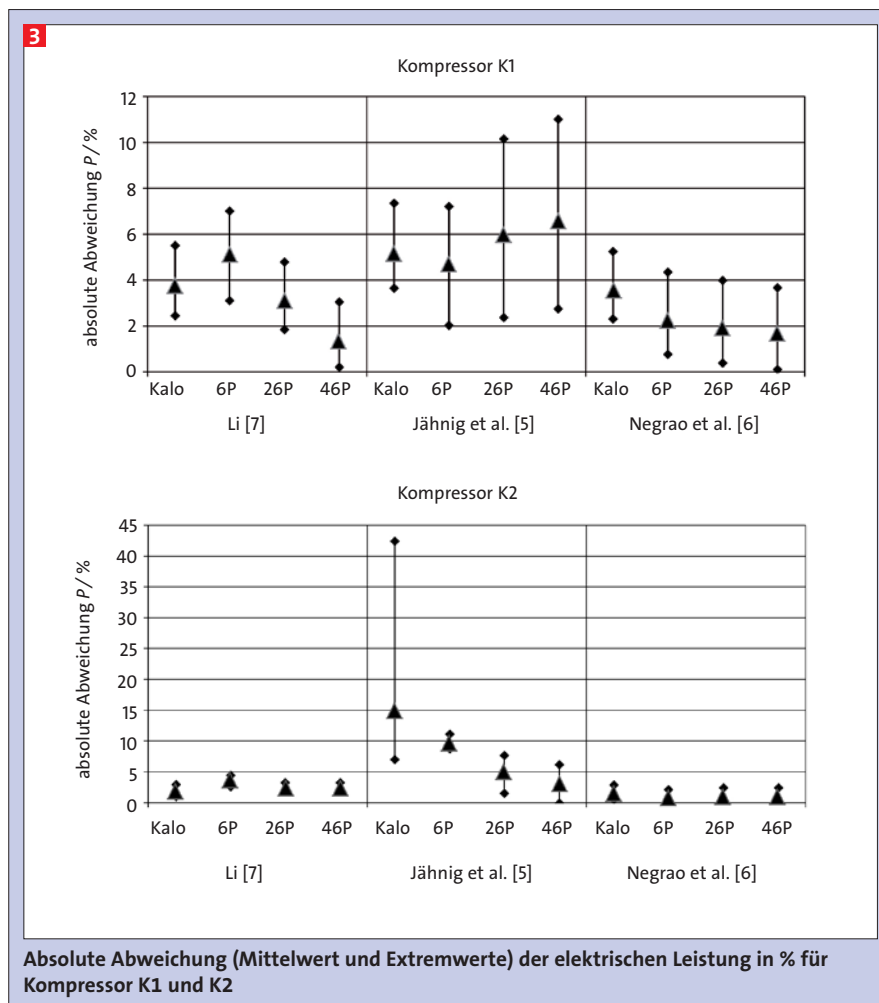
Nach der Vermessung des Kompressors im Kalorimeter wird dieser anschließend am Kühltankprüfstand eingebaut. Im folgenden Schritt wird der Prüfstand nach einer vordefinierten Einschaltphase im Zyklusbetrieb (On/Off-Betrieb) betrieben und dabei zwölf Zyklen aufgezeichnet. Aus dieser ersten Messung werden eine vordefinierte Anzahl an Messpunkten (sechs, 26 und 46) zufällig aus den Einschaltphasen des Kompressors für die Bestimmung der Fitparameter gewählt. Anschließend wird erneut eine Zyklusmessung durchgeführt, die für den Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Werten herangezogen wird.

Ergebnisse

Im folgenden Kapitel wird der Vergleich zwischen den berechneten Ergebnissen der vorgestellten Modelle und den gemessenen Verläufen an zwei konstruktiv unterschiedlichen Hubkolbenkompressoren präsentiert. Um den Einfluss der Art der Fitparameterbestimmung zu zeigen, werden die Parameter jeweils auf Basis von Kalorimetermessdaten und auf Basis von Prüfstandsmessdaten ermittelt und mit einer zweiten Prüfstandsmessung verglichen. Um den Einfluss der Anzahl an Messpunkten auf das Ergebnis zu zeigen, wurden jeweils sechs, 26 und 46 beliebige Messpunkte aus einer Zyklusmessung für die Fitparameterbestimmung verwendet. Für den Vergleich der Modelle werden zwölf Zyklen im eingeschwungenen Zustand betrachtet. Zur übersichtlichen Darstellung der Ergebnisse werden die absoluten Mittelwerte der Abweichungen (in Prozent) bezogen auf den gemessenen Verlauf für den Massenfluss und die elektrische Leistung zwischen den gemessenen und berechneten Werten herangezogen und davon der Mittelwert, der Maximalwert und der Minimalwert dargestellt.

Massenfluss

Die Modellierung des Massenflusses mit Hilfe der Modelle von Jähnig et al. [5], Negrao et al. [6] und Li [7] zeigen keinen signifikanten Unterschied für Kompressor K1 bei Verwendung von Kalorimeterdaten für die Fitprozedur. Durch Verwendung von Messpunkten aus dem Kühltankprüfstand für die Fitprozedur, konnte für das Modell von Jähnig et al. [5] angewendet auf Kompressor K1 keine wesentliche Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit erreicht werden. Im Gegensatz dazu konnte eine Verringerung



der absoluten Abweichung mit den Modellen von Negrao et al. [6] und Li [7] von ca. 17% auf ca. 8% für Kompressor K1 erreicht werden. Die absoluten mittleren Abweichungen liegen bei allen Kombinationen für Kompressor K1 über 5% und liefern daher keine befriedigenden Ergebnisse.

Den negativen Einfluss der Sauggaserwärmung auf die Vorhersagegenauigkeit zeigen die Modelle von Jähnig et al. [5] und Li [7] in Kombination mit Kalorimeterdaten für den Kompressor K2. Da das spezifische Volumen und der Isentropenkoeffizient in den beiden Modellen auf die Sauggastemperatur bezogen werden, deren Messstelle sich im Kalorimeter weiter entfernt vom Kompressor befindet als am Kühltankprüfstand, ist der Temperaturunterschied zur Kompressionsstarttemperatur durch die Sauggaserwärmung für den Kompressor K2 höher als bei Kompressor K1. Die Abweichung zwischen Messung und Rechnung beträgt ca. 70% im Mittel. Da sich im Modell von Negrao et al. [6] keine temperaturabhängige Größe befin-

det, liefert dieses Modell in Kombination mit Kalorimeterwerten bereits befriedigende Ergebnisse. Durch die Verwendung von Messwerten aus dem Kühltankprüfstand konnten mit dem Modell von Li [7] Abweichungen von unter 7% im Mittel und mit den Modellen von Jähnig et al. [5] und Negrao et al. [6] Abweichungen von nur ca. 1% im Mittel erreicht werden.

Elektrische Leistung

Im Vergleich zu den Ergebnissen der Modellierung des Massenflusses, können mit den Modellen für die elektrische Kompressorleistung genauere Ergebnisse erzielt werden.

Angewendet auf Kompressor K1 ergeben die Modelle in Kombination mit Kalorimeterwerten eine absolute mittlere Abweichung zwischen 3% und 5%. Durch Verwendung von Messwerten aus dem Kühltankprüfstand konnten mit den Modellen von Negrao et al. [6] und Li [7] Abweichungen von unter 2% erreicht werden. An den Ergebnissen der Modellierung mit Jähnig et al. [5] in Kombinati-

on mit Messwerten aus dem Kühl-schrankprüfstand erkennt man, dass dieses Modell im Gegensatz zu den beiden anderen sehr sensibel auf die Wahl der Messpunkte reagiert, da trotz einer höheren Anzahl an Messpunkten für die Fitprozedur das Ergebnis weiter vom gemessenen Verlauf abweicht.

Die Berechnung des transienten Verlaufs der elektrischen Leistung am Kompressor K2 zeigt für die Modelle von Negrao et al. [6] und Li [7], dass durch Verwendung von Messwerten aus dem Kühl-schrankprüfstand für die Fitprozedur keine merklichen Verbesserungen im Vergleich zu Messwerten aus dem Kalorimeter erzielt werden können. Die absoluten mittleren Abweichungen beider Modelle liegen bei 3%. Die geringste Vorhersagegenauigkeit wird mit dem Modell von Jähnig et al. [5] in Kombination mit Kalorimeterdaten erreicht. Das kann auf die Sensibilität des Modells auf die Saugtemperatur erklärt werden, die durch den hohen Grad an Sauggaserwärmung bei die-

sem Kompressor stark von der Kompressi-onsstarttemperatur abweicht.

Schlussfolgerung

Der Vergleich von semi-empirischen Modellen für den Massenfluss und der elektrischen Leistung aus diversen Literaturstellen in Kombination mit unterschiedlichen Daten für die Bestimmung der Fitparameter zeigt, dass die Genauigkeit der Modelle zwischen Kompressoren unterschiedlicher Bauweise stark variiert. Die größte Übereinstimmung zwischen den gemessenen Verläufen und den berechneten konnte mit den Modellen von Negrao et al. [6] erzielt werden. Die Unsicherheit in der Modellierung des Massenflusses ist in der Regel größer als in der Modellierung der elektrischen Leistung. Die Ergebnisse zeigen darüber hinaus, dass einige Modelle sensibel auf Änderungen der Saugtemperatur reagieren und dadurch nur begrenzt für Kompressoren mit einer hohen Sauggaserwärmung angewendet werden können.

Formel- und Abkürzungsverzeichnis		
Symbole	Bedeutung	Einheit
\dot{m}	Massenfluss	kg/s
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
v	spezifisches Volumen	m ³ /kg
C	Schadraumverhältnis	-
δp	prozentualer Druckverlust bezogen auf Verdampferdruck	-
p	Druck	Pa
a, b, b_1, b_2	Fitparameter für den Massenfluss	-
P	elektrische Leistung	W
Q_0	Kälteleistung	W
d, e, f	Fitparameter für den kombinierten Wirkungsgrad	-
P_r, a_1, a_2, a_3	Fitparameter für die elektrische Leistung	-
η	Wirkungsgrad	-
κ	Isentropenkoeffizient	-
Indizes		
calc	berechnet	
v	volumetrisch	
suct	Saugzustand	
cond	Kondensator	
evap	Verdampfer	
is	isentrop	
comb	kombiniert	
dis	Austrittszustand	
shell	Kompressorgehäuse	

Literaturverzeichnis

- [1] IEA, International Energy Agency, 2009, Gadgets and Gigawatts – Policies for Energy Electronics, Report, Paris.
- [2] Jacobsen, A.: Energy Optimisation of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator – a Case Study, Dissertation, The Technical University of Denmark, 1995.
- [3] Hermes, C. J. L., Melo, C., 2008a, A first-principle simulation model for start-up and cycling transients of household refrigerators, International Journal of Refrigeration, vol. 31, issue 8, S. 1341-1357.
- [4] Philipp, J., 2002, Optimierung von Haushaltskühlgeräten mittels numerischer Modellierung, Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins, vol. 65.
- [5] Jähnig, D. I., Reindl, D. T., Klein, S. A., 2000, A semi-empirical method for representing domestic refrigerator/freezer compressor calorimeter test data, ASHRAE Transactions, 106, p. 122-130.
- [6] Negrao, C. O. R., Erthal, R. H., Diogo, E. V. A., Wasnievski da Silva, L., 2011, A semi-empirical model for the unsteady-state simulation of reciprocating compressors for household refrigeration applications, Applied Thermal Engineering, vol. 31, p. 1114-1124.
- [7] Li, W., 2012, Simplified steady-state modeling for hermetic compressors with focus on extrapolation, International Journal of Refrigeration, vol. 35, p. 1722-1733.
- [8] Posch, S., Berger, E., Heimes, M., Almbauer R., Stupnik, A., Schögler, H.P., 2014, Comparison and Validation of Semi-Empirical Compressor Models for Cycle Simulation Application, Proceedings of the 22nd International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue.

Danksagung

Diese Arbeit ist im Zuge von ECO-COOL, einem Forschungsprogramm finanziert durch FFG (Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft), SFG (Steirische Wirtschaftsförderung), KWF (Kärntner Wirtschaftsförderungsfonds) und Standortagentur Tirol, entstanden. Weiters danken die Autoren ihren Industriepartnern Secop Austria GmbH sowie Liebherr-Hausgeräte Lienz GmbH.