

Feldanalyse von kondensierenden Gas- und Ölfeuerungsanlagen im Sanierungsbereich

FAGO

Schlussbericht

ausgearbeitet durch

Markus Erb
Dr. EICHER+PAULI AG

.....

im Auftrag des

Bundesamtes für Energie

November 2004

Auftraggeber:

Forschungsprogramm Rationelle Energienutzung in Gebäuden
Bundesamt für Energie

Auftragnehmer:

Dr. Eicher+Pauli AG, Kasernenstrasse 21, 4410 Liestal

Autor:

Markus Erb (markus.erb@eicher-pauli.ch)

Titel:

Feldanalyse von kondensierenden Gas- und Ölfeuerungsanlagen im Sanierungsbereich - FAGO

Diese Studie wurde im Rahmen des Programms Rationelle Energienutzung in Gebäuden des Bundesamts für Energie BFE erstellt. Für den Inhalt ist alleine der/die Studiennehmer/in verantwortlich.

Bundesamt für Energie BFE, Worblentalstrasse 32, CH-3063 Ittigen Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. 031 322 56 11, Fax 031 323 25 00 · office@bfe.admin.ch · www.energie-schweiz.ch

Vertrieb: EMPA ZEN, Überlandstrasse 129, 8600 Dübendorf, www.empa-ren.ch
ENET, Egnacherstrasse 59, 9320 Arbon, enet@temas.ch, www.energieforschung.ch

Zusammenfassung

Während den vergangenen zwei Jahren wurden elf Brennwertkessel bis 70 kW_{th} und einer mit 99 kW_{th} (7 Öl- und 5 Gaskessel) im realen Betrieb ausgemessen. Ziel war es, die Brennstoffausnutzung (Nutzungsgrad), die Kondensationswirkungsgrade sowie die dafür jeweils relevanten Faktoren zu bestimmen. Das Baujahr aller Anlagen liegt zwischen 2001 und 2003, wobei es sich ausschliesslich um Kesslersatzanlagen handelt, d.h. es wurde ein alter Kessel durch einen neuen ersetzt. Messtechnische Probleme führten dazu, dass bei jeweils zehn Anlagen ein Nutzungsgrad, resp. ein Kondensationswirkungsgrad bestimmt werden konnte. Die jeweils zwei Anlagen mit fehlenden Daten waren aber nicht identisch.

Da die Anzahl der untersuchten Anlagen relativ gering war, können die Resultate nicht als repräsentativ für alle (in der Schweiz) neu installierten Anlagen in Sanierungsobjekten betrachtet werden. Die statistischen Grössen der wichtigen Parameter zeigen aber, dass der „wahre“ Wert kaum deutlich von den hier gemessenen Werten abweicht.

Wichtigstes Resultat sind die Nutzungsgrade, hier bezogen auf den unteren Heizwert (Hu). Deren Mittel liegt im Winterbetrieb bei den Ölkesseln bei 93%, resp. 99% bei den Gaskesseln. Die Kondensation trägt bei den Ölkesseln 1.5%, bei den Gaskesseln 5.1% zu diesem Nutzungsgrad bei. Das im Abgas enthaltene Wasser wird bei den Ölkesseln zu 21% und bei den Gaskesseln zu 44% auskondensiert. Neben der Kondensation ist die Auslastung der Kessel der wichtigste Faktor für den Nutzungsgrad. Die meisten Kessel sind massiv überdimensioniert, im Mittel liegt die Auslastung bei Auslegebedingungen (Ta -8°C) bei den Ölkesseln bei 40%, resp. 48% bei den Gaskesseln. Diese Überdimensionierung führt zu sehr hohen Bereitschaftsverlusten.

Der Stromverbrauch der untersuchten Anlagen belief sich auf knapp 3%, bezogen auf den Brennstoffverbrauch (Hu). Davon gehen ca. 2% zu Lasten der Umwälzpumpen und 1% zu Lasten der restlichen Verbraucher wie Brenner, Ventilator und Regelung. Der zusätzliche Stromverbrauch durch die Brennwerttechnik (erhöhter Druckabfall im Abgasvolumenstrom durch zusätzliche Wärmetauscherflächen) liegt bei knapp 0.3% im Vergleich zum Brennstoffverbrauch. Die durch die Kondensation gewonnene Wärmemenge liegt bei den Gasanlagen (Rücklaufkondensation) deutlich höher, es ergibt sich für die Kondensationstechnik ein elektrothermischer Verstärkungsfaktor (ETV) von 16. Auf Primärenergieniveau liegt das Verhältnis aus Ertrag zu Aufwand noch bei knapp 7. Bei den vier so analysierten Ölanlagen (Verbrennungsluftkondensation) liegt der ETV bei nur gut 4. Auf Niveau Primärenergie beträgt das Verhältnis aus Aufwand und Ertrag noch bescheidene 1.7, wobei zwei Anlagen unter 1.0 zu liegen kommen.

SUMMARY

In the last two years twelve condensing furnaces with a capacity of up to 100 kW_{th} (7 oil and 5 natural gas installations) were analysed in field tests. Objective was to determine their overall energetic performance but also their efficiency in terms of condensation as well as to find the dominant factors for the energetic efficiency. All furnaces are retrofit systems and were built between 2001 and 2003. Technical problems caused that only for ten systems energetic and condensation efficiencies could be calculated. Two systems which lack information were not identical.

Since the number of analysed installations was relatively small, the obtained results can not be regarded as representative for all new built systems (in Switzerland). However, the statistical

measures of the important parameters indicate that the “true” values will do not differ much of what was found here.

The most important result is the energetic efficiency, which here refers to the lower heating value (Hu), which does not include condensation energy from the exhausts. The mean value in winter operation is 93% for oil and 99% for gas furnaces. Condensation contributes to this value with 1.5% for oil and 5.1% for gas furnaces. This means that the water in the exhausts was condensed with an efficiency of 21% with the oil and 44% with the gas furnaces. Besides condensation efficiency, the degree of using the heating capacity is also important for the overall efficiency. Most of the installations are by far too big, on average their capacity is more than twice as high as necessary, whereby very high stand-by heat losses do occur.

The mean electricity demand was found to be 3% compared to the fuel consumption (Hu). On average 2% is used by the circulating pumps and 1% by the remaining devices as burner, ventilators and control. The extra electricity demand through the condensation technology (higher pressure loss in the heat exchangers) is on average 0.3% compared to the fuel consumption. The heat gain by the condensation technology is with the gas systems (condensing in the water) clearly higher, an electro-thermal-amplification-factor (ETV) of 16 can be obtained here. On the level of primary energy the ratio is still about 7. The four oil furnaces (condensation in the combustion air) the ETV is about 4. On the primary-energy-level the gain to expenditure is on average only 1.7, for two installations a value below 1 was obtained.

Inhaltsverzeichnis

ZUSAMMENFASSUNG	I
INHALTSVERZEICHNIS	III
1. ZIELE	1
2. VORGEHEN	2
2.1 Kriterien der Anlagenwahl	2
2.2 Messmethodik	2
2.2.1 Langzeitmessungen	2
2.2.2 Kurzzeitmessungen	4
2.3 Definitionen und Modelle	5
2.3.1 Heizperiode	5
2.3.2 Aussentemperatur	5
2.3.3 Nutzungsgrad	6
2.3.4 Fehlerrechnung für Arbeits- und Jahresarbeitszahlen	6
2.3.5 Klimanormierter Nutzungsgrad (nEta)	7
2.3.6 Auslastung bei Auslegebedingungen	8
2.3.7 Kondensation	9
2.3.8 Erwartungswert des Nutzungsgrades	10
3. ANLAGENÜBERSICHT	11
3.1 Gebäude	11
3.2 Kesselleistung	11
3.3 Kondensationstypen	12
4. RESULTATE	15
4.1 Energetische Effizienz	15
4.1.1 Heizperiode	15
4.1.2 Sommerbetrieb (Warmwasser)	17
4.2 Vertiefte Analysen	17
4.2.1 Auslastung	17
4.2.2 Temperaturen	20
4.2.3 Kondensation	23
4.2.4 Dynamik	27
4.3 Stromverbrauch	29
4.3.1 Alle Hilfsantriebe	29
4.3.2 Stromverbrauch und Kondensation	29

5.	ZUSAMMENFASSUNG UND FAZIT	31
5.1	Nutzungsgrad	31
5.2	Detailanalysen	32
5.2.1	Auslastung	32
5.2.2	Kondensation	32
5.2.3	Dynamik	33
5.2.4	Stromverbrauch	33
6.	SCHLUSSWORT	35
7.	SYMBOLVERZEICHNIS UND GLOSSAR	36
8.	ANHANG	39
8.1	Ölkessel	40
8.2	Gaskessel	54

1. Ziele

Wichtigstes Ziel ist es, einen Überblick über die im Feld vorhandenen Anlagenwirkungsgrade von neu installierten kondensierenden Gas- und Ölfeuerungen in Sanierungsobjekten (Kesslersatz) zu erhalten. Solche Daten sind heute nicht verfügbar. Unsicherheiten bestehen insbesondere bezüglich der Effektivität der Kondensation aber auch bezüglich dem Einfluss der Betriebsdynamik (Takten), Planung, Einbindung und Regelung.

Untersucht werden Systeme bis $70 \text{ kW}_{\text{th}}$, deren Anteil an der bereitgestellten Nutzenergie liegt gemäss einer Schätzung bei ca. 90% und bezüglich der Verkaufszahlen bei 75% dieses Feuerungstyps. Aus dieser Gruppe wurden kondensierende Ersatzsysteme (Anlagen im Sanierungsbe- reich) untersucht, da bei diesen am ehesten mit Problemen zu rechnen ist:

- Hohe Systemtemperaturen: Reduzierte Kondensationsrate.
- Kleine Masse des Abgabesystems (Radiatoren): Takten und somit Abgasverluste (Vorspülen).

Die gemessenen Betriebsdaten werden unter Einbezug der Anlagenkenngrössen und Typenprüfungsdaten auf Korrelationen und somit auf mögliche Optimierungspotentiale analysiert.

2. Vorgehen

2.1 Kriterien der Anlagenwahl

Zu Beginn des Projektes waren keine Messdaten bezüglich der statistischen Verteilung (Standardabweichung) der Nutzungsgrade im Feld vorhanden. Es war deshalb nicht möglich, zu bestimmen, wie viele Anlagen notwendig sind, um beispielsweise einen Nutzungsgradmittelwert mit einem bestimmten Vertrauensintervall (CI, vgl. Glossar) zu erhalten. Nicht zuletzt budgetbedingt wurde die Zahl der zu untersuchenden Anlagen auf 10 (5 Öl- und 5 Gasanlagen) festgelegt. Im zweiten Projektjahr wurden zwei zusätzliche Ölkessel hinzugenommen.

Bei der konkreten Anlagenwahl wurde jeweils versucht, möglichst die folgenden Kriterien zu erfüllen:

Neue Anlagen

Die Kessel sollten nicht älter als ein Jahr sein.

Thermische Leistung

Der Kessel sollte eine thermische Leistung von $70 \text{ kW}_{\text{th}}$ nicht überschreiten, da diese Anlagengruppe den Markt dominiert.

Objekt

Die Anlagen befinden sich in Sanierungsobjekten. Sanierungsobjekte definieren sich dadurch, dass sie älter sind als die untersuchte Kesselanlage, diese also einen alten Kessel ersetzt hat.

Brennwerttechnik

Die Systeme verfügen über ein Abgaskondensationssystem.

Produkte

Es sollen möglichst verschiedene Hersteller berücksichtigt werden.

Warmwasser

Mindestens die Hälfte der Anlagen soll über eine integrierte Warmwasserbereitung verfügen.

2.2 Messmethodik

Von den für FAGO ausgewählten Anlagen wurden in einem ersten Schritt alle für das Projekt relevanten Anlagendaten erfasst. Als Anlagendaten werden jene Parameter bezeichnet, die sich während dem Betrieb nicht verändern, respektive nur durch Manipulation (z.B. Reglereinstellungen). Sie umfassen einerseits das Gebäude, welches durch den Kessel beheizt wird, und andererseits die Kesselanlage selbst.

2.2.1 Langzeitmessungen

Zum Erfassen der Betriebsdaten über die gesamte Zeitperiode, in der sich die Anlage in FAGO befand (ca. 1 Jahr), wurden die Anlagen mit den unten beschriebenen Zählern ausgerüstet. Diese werden von den Anlagenbetreibern im Idealfall wöchentlich, teilweise aber auch nur alle drei bis vier Wochen abgelesen und protokolliert.

Endenergieverbrauch: Es muss hier zwischen Gas- und Ölkesseln unterschieden werden. Bei den Gaskesseln wird der vorhandene Zähler verwendet. Die Ölmengen werden durch einen vom Auftragnehmer installierten Zähler erfasst.

Messgeräte:

Gas: Vom Gaslieferant installierte Betriebskubikmeterzähler. Die Daten werden gemäss Gl. 1 und 2 auf Endenergie umgerechnet.

$$Q = V_B * H_u * Z = V_B * B * \frac{V_N}{V_B} \quad (1)$$

$$Z = \frac{T_N * (P_{amb} + P_e)}{(T_0 + t) * P_N * K} \quad (2)$$

Z : Zustandszahl

T_N : Normtemperatur (273.15 K)

T_0 : Nullpunkttemperatur (273.15 K)

t : Temperatur des Gases beim Zähler (11 °C, gem. Angabe Gaslieferant)

P_{amb} : Luftdruck (abhängig von der Meereshöhe: Werte vom Gaslieferant übernommen)

P_e : Messdruck am Zähler (21 mbar, gem. Angabe Gaslieferant)

P_N : Normdruck (1.01325 bar)

K : Kompressibilitätszahl (1; gem. Angabe Gaslieferant)

Q : Energie (H_u)

H_u : Unterer Heizwert (gem. Angaben vom Gaslieferant)

V_N : Normvolumen

V_B : Betriebsvolumen (Ablesewert), Messunsicherheit $\pm 1\%$

Die Unsicherheit bei dieser Umrechnung liegt primär bei der Gastemperatur t . Diese wird von den Gaswerken mit 11 °C als Jahresmittelwert angenommen. Diese Temperatur wurde nur bei einer Anlage gemessen, deren Nutzungsgrad deutlich nach unten abwich. Dabei hat sich ein ziemlich konstanter Wert von 18.5 °C ± 0.3 K (November) ergeben. Dies bedeutet, dass mit den obigen Annahmen in diesem Fall ein Q berechnet würde, welches ca. 2.5% über dem realen Wert liegt. Es kann vermutet werden, dass hier ein extremer Fall vorlag, da wie erwähnt der nun korrigierte Nutzungsgrad ungewöhnlich tief lag. Ob systematisch eine Abweichung vom Standardwert vorliegt ist offen. Es kann nur soviel gesagt werden, dass eine Simulation der Erdgastemperatur (Leitung in 2 m Tiefe) einen winterlichen Durchschnittswert von deutlich unter 11 °C ergibt und zwar wärmebezugsgewichtet von nur 3.6 °C. Die Erwärmung findet also in der im warmen Keller geführten Leitung statt. Die Endtemperatur hängt i.b. von der Kellertemperatur, der Leitungslänge und dem Leitungsumfang ab.

Öl: Es wurden Ölzähler der Firma Aquametro des Typs Contoil VZO 4 mit einer Messunsicherheit von $\pm 1\%$ verwendet. Von jeder Anlage wurde eine Ölprobe auf Zusammensetzung sowie Heiz- (Hu) und Brennwert (Ho) von der EMPA analysiert.

Wärmeproduktion: Wärmezähler erfassen die vom Kessel abgegebene Wärmemenge an Abgabesystem und Warmwasser, wenn vorhanden.

Messgeräte: Es wurden Neovac (Siemens) Geräte der Serien 2WR3 bis 2WR5 verwendet, die den Durchfluss über einen Ultraschallsensor bestimmen. Die Temperaturfühler befinden sich direkt im Medium (keine Tauchhülsen). Neben der Wärmemenge liefert der Wärmezähler auch den Volumenstrom über dem Kessel. Die Messunsicherheit dieser Zähler liegt gemäss Fehlerrechnung bei maximal $\pm 2.2\%$ (vgl. Kap. 2.3.4).

Laufzeit und Starts: Laufzeit und Starts des Brenners wurden über mechanische Zähler erhoben. Bei den meisten Anlagen wurden analog die Umwälzpumpenlaufzeiten erhoben.

Messgeräte: Es werden analoge Geräte von EHS Schaffhausen (Typ 920) verwendet. Diese be-

stehen aus einem Zeit- und einem Impulszähler. Zur Messunsicherheit können keine Angaben gemacht werden.

Kondensatmenge: Die im Kessel oder einem nachgeschalteten Abgaskondensator anfallende Flüssigkeit wurde in einen geschlossenen Behälter mit 0.5 Liter Inhalt geführt und von dort mittels Pumpe periodisch über einen Durchflusszähler entsorgt.

Messgeräte: Es wurden Zähler der Firma Aquametro des Typs VZTH 8 H mit einer Messunsicherheit von $\pm 1\%$ verwendet.

Stromverbrauch: Ein Elektrozähler erfasst den Stromverbrauch der gesamten Anlage (Brenner, Gebläse, Umwälzpumpen).

Messgeräte: Es wurden Energiemessgeräte vom Typ EMU 1.24k der Firma EMU Elektronik AG (Messunsicherheit $\pm 2\%$) verwendet.

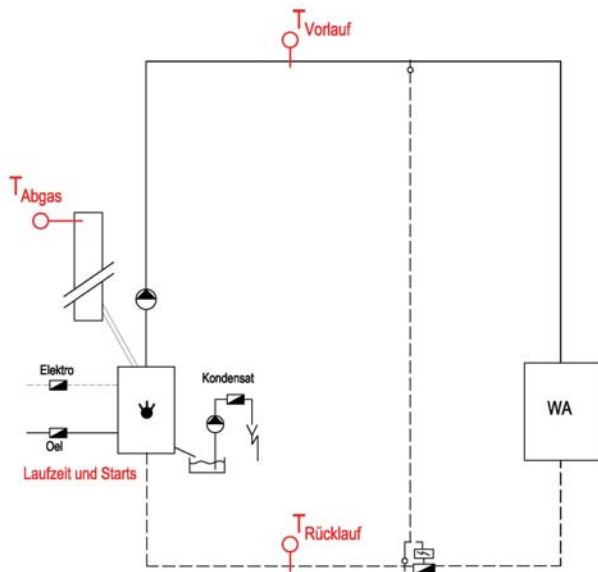


Abbildung 1: FAGO-Messschema mit den Messeinrichtungen der Langzeitmessung (schwarz) und den Messgrößen, die in der Kurzzeitmessung (vgl. unten) mit Datenloggern über ungefähr einen Monat aufgezeichnet wurden (rot). Laufzeit und Starts wurden auch in der Langzeitmessung erfasst.

2.2.2 Kurzzeitmessungen

Abgaskondensation findet statt, wenn die Abgastemperatur den Taupunkt des Wasserdampfes unterschreitet. Die Abgastemperatur hängt häufig stark von Vor- und Rücklauftemperatur ab, welche auch einen Einfluss auf die Bereitschaftsverluste haben. Die erwähnten Temperaturen sind also relevante Größen für den Nutzungsgrad eines Kessels. Während ca. einem Wintermonat wurden diese Temperaturen sowie Laufzeit und Starts mit Datenloggern aufgezeichnet (vgl. Abb. 1). Dabei wurden Mittelwerte von 10-Minuten-Intervallen erhoben. Berücksichtigt wurden jeweils nur Temperaturen, wenn der Brenner in Betrieb war.

Spezialfälle

Bei drei Anlagen wurden neben den oben erwähnten Größen auch die Energien (Endenergie und Wärmeproduktion) sowie die Kondensatmenge aufgezeichnet (Abb. 2). Dabei wurde eine Intervalllänge von 5- oder 10-Minuten gewählt. Mit diesen Daten können detailliert die Zusammenhänge der Betriebsparameter Temperaturen und Takten auf Kondensation und Nutzungsgrad untersucht werden.

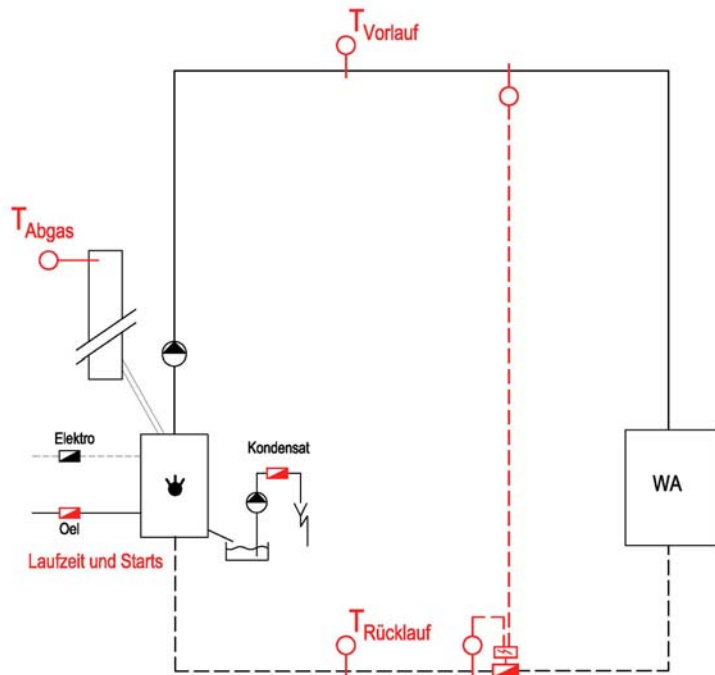


Abbildung 2: FAGO-Messschema für die ca. vierwöchige Loggermessung zur Erfassung von Energieströmen, Kondensatanfall und Systemtemperaturen.

Datenlogger

Für die einfachen Loggermessungen (Kurzzeitmessungen) kommen 4-Kanallogger (3 x analog, 1 x digital) der Firma Elpro (Typ Hotbox BE3, Auflösung 0.1 K) zum Einsatz. Die analogen Kanäle werden für die Temperaturmessung mittels Thermoelementen (Typ NTC) verwendet und der digitale Kanal erfasst Laufzeit und Starts des Brenners. Der Messfehler der Thermoelemente liegt bei den in FAGO auftretenden Temperaturen (-10 bis 65°C) bei ± 0.2 K (Elpro, pers. Kom.).

Die aufwendigeren Spezialmessungen wurden mit Loggern der Firma Datataker des Typs DT50 und DT100 durchgeführt. Die Temperaturen wurden mit PT100 (Klasse A) gemessen, deren Messfehler errechnet sich mit der Formel:

$$\Delta T = \pm(0.150 + 0.002 * \vartheta) \quad (3)$$

Daraus folgt bei 0°C ein Fehler von ± 0.15 K, der kontinuierlich ansteigt und bei 65°C einen Wert von ± 0.28 K erreicht.

2.3 Definitionen und Modelle

2.3.1 Heizperiode

Die in FAGO verwendete Heizperiode ist über die Aussentemperatur definiert. Für jede Anlage wurde der entsprechende Wert aus der Graphik Aussentemperatur vs. Wärmeleistungsbezug herausgelesen.

2.3.2 Aussentemperatur

Die mittlere Aussentemperatur zwischen zwei Zählerablesungen der Bauherrschaft wird auf Basis der Daten der nächstgelegenen Meteostation berechnet. Dabei wird eine Korrektur bezüglich der

Höhenunterschiede zwischen Objekt und Meteostation vorgenommen. Es wird mit einer Höhenstufe von -0.5 K pro 100 m gerechnet.

2.3.3 Nutzungsgrad

Der Nutzungsgrad (Eta) ist das Verhältnis aus produzierter Wärme- und verbrauchter Brennstoffenergie auf Niveau des unteren Heizwertes (Hu).

2.3.4 Fehlerrechnung für Arbeits- und Jahresarbeitszahlen

Die wichtigste Messgrösse in FAGO ist der erwähnte Nutzungsgrad, welcher mittels Wärme- und Endenergiemessung ermittelt wird. Die dazu verwendeten Messgeräte sind mit einer bestimmten Messunsicherheit behaftet. Bei der Wärmemessung setzt sich diese aus der Unsicherheit bei der Temperaturdifferenz- und der Durchflussmessung zusammen.

$$Eta = f(\dot{m}, dT, P_{EE}) \quad (4)$$

$$\Delta Eta = \sqrt{\left(\left|\frac{\partial f}{\partial \dot{m}}\right| * \Delta \dot{m}\right)^2 + \left(\left|\frac{\partial f}{\partial dT}\right| * \Delta dT\right)^2 + \left(\left|\frac{\partial f}{\partial P_{EE}}\right| * \Delta P_{EE}\right)^2} \quad (5)$$

$\dot{m}$: Massenstrom über Wärmezähler

dT : Temperaturdifferenz zw. Vor- und Rücklauf

P_{EE} : Endenergieleistung über Gas- resp. Ölzähler

In den folgenden Tabellen sind Fehlerrechnungen (Gl. 5) bezüglich des Nutzungsgrades für zwei verschiedene Fälle dargestellt:

- Messunsicherheit von Wärme- und Endenergiezähler gemäss Herstellerangaben (Tab. 1),
- Wie a) aber zusätzlich Unsicherheit bezüglich des Endenergiegehalts (Hu) des Gases von $\pm 2\%$, was beispielsweise einer Temperaturunsicherheit von ± 6 K entspricht (Tab. 2).

Bei den Berechnungen wurde mit Verhältnissen bezüglich Temperaturspreizung, Volumenstrom und Endenergiebezugsleistung gerechnet, wie sie typischerweise in FAGO vorliegen.

Tabelle 1: Fehlerrechnung auf Basis von Herstellerangaben. Da Gas- und Ölmessung jeweils $\pm 1\%$ Messunsicherheit aufweisen, gilt diese Tabelle für beide Anlagengruppen. Die ermittelte Messunsicherheit bezüglich Eta liegt bei 2.4%.

Öl- und Gaskesselanlagen: Herstellerangaben							
Wärmemessung	Messpunkt		Fehler (Komponenten)		Totaler Fehler		$\pm Eta$
Neovac, 2WR5	Tvl [°C]	Trl [°C]	absolut [K]	relativ [%]	absolut [K]	relativ [%]	absolut [-]
Temperaturdifferenz	65	55	0.03	0.5	0.08	0.80	0.01
Durchfluss	Messpunkt		Fehler		Totaler Fehler		$\pm Eta$
	Vol.strom [m3/h]		relativ [%]		absolut [m3/h]	relativ [%]	absolut [-]
	2.5		2.0		0.05	2.00	0.02
Brennstoffmessung	Messpunkt		Fehler		Totaler Fehler		$\pm Eta$
Gaszähler	qh [kW]			relativ [%]	absolut [kW]	relativ [%]	absolut [-]
Betriebskubikmeter * Hu	30.0			1.00	0.30	1.00	-0.01
Nutzungsgrad (Eta)	Messpunkt [-]		Fehlerrechnung ($\pm Eta$)				
	0.97				absolut [-]	relativ [%]	
Total					0.023	2.4	
Vertrauensintervall (CI)	Anlagen [Stk.]		CI [%]				
Annahme:		2				1.65	
Max.Fehler = 2*SD		5				1.04	
		10				0.74	

Wie die Resultate zeigen, liegt die Unsicherheit bezüglich des Nutzungsgrades bei $\pm 2.4\%$ (Herstellerangaben). Wird bei der Ermittlung des Energiegehalts des Gases anstatt mit $\pm 1.0\%$ mit $\pm 3.0\%$ (Gastemperatur etc.) gerechnet, dann erhöht sich die Gesamtmessunsicherheit von ± 2.4 auf $\pm 3.7\%$.

Tabelle 2: Fehlerrechnung auf Basis von Herstellerangaben mit einer zusätzlichen Messunsicherheit bezüglich des Heizwertes von Gas von 2%.

Gaskesselanlagen: zusätzliche Unsicherheit bei der Bestimmung des Heizwertes (Temperatur etc.)							
Wärmemessung	Messpunkt		Fehler (Komponenten)		Totaler Fehler		±Eta
Neovac, 2WR5	Tvl [°C]	Trl [°C]	absolut [K]	relativ [%]	absolut [K]	relativ [%]	absolut [-]
Temperaturdifferenz	65	55	0.03	0.5	0.08	0.80	0.01
	Messpunkt		Fehler		Totaler Fehler		±Eta
	Vol.strom [m3/h]		relativ [%]		absolut [m3/h]	relativ [%]	absolut [-]
Durchfluss	2.5		2.0		0.05	2.00	0.02
Brennstoffmessung	Messpunkt		Fehler		Totaler Fehler		±Eta
Gaszähler	qh [kW]			relativ [%]	absolut [kW]	relativ [%]	absolut [-]
Volumenstrom * Hu	30.0			3.00	0.90	3.00	-0.03
Nutzungsgrad (Eta)	Messpunkt [-]		Fehlerrechnung (±Eta)				
	0.97				absolut [-]	relativ [%]	
Total					0.036	3.7	
Vertrauensintervall (CI)	Anlagen [Stk.]		CI [%]				
Annahme:	2		2.56				
Max.Fehler = 2*SD	5		1.62				
	10		1.14				

Im letzten Abschnitt der Tabellen sind jeweils noch die Vertrauensintervalle (CI) dargestellt, die sich aus der Messunsicherheit für Messungen an Anlagengruppen verschiedenen Umfangs ergeben. Das CI der beiden dargestellten Fälle bei einem Sampleumfang von 5 Anlagen zeigt, dass mit Messunsicherheiten bezüglich Nutzungsgradmittelwerten bei Öl- resp. Gaskessel von ± 1.0 resp. $\pm 1.6\%$ gerechnet werden muss.

2.3.5 Klimanormierter Nutzungsgrad (nEta)

Normierungen dienen dazu, bekannte Einflüsse von bestimmten Parametern aus Messdaten zu eliminieren. Damit erreicht man, dass Effekte von nicht normierten Größen stärker in Erscheinung treten und somit besser erkannt werden können.

Bei der Klimanormierung des Nutzungsgrades geht es um die Eliminierung des Einflusses von unterschiedlichen Klimabedingungen (Aussentemperaturen) an verschiedenen Standorten.

Wie erwähnt, werden von den Anlagenbesitzern die installierten Zähler periodisch abgelesen. Aus den Energiedifferenzen dieser Zählerablesewerte können nun Nutzungsgrade für die Perioden zwischen zwei Ablesungen berechnet werden. Diese Nutzungsgrade werden dann gegenüber den mittleren Aussentemperaturen in den entsprechenden Perioden aufgetragen, mit welchen sie praktisch linear korrelieren.

Klimanormierung des Nutzungsgrades

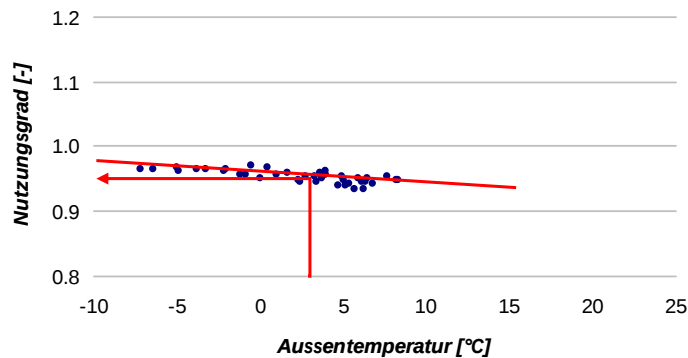


Abbildung 3: Die Nutzungsgrade (Eta), ermittelt aus Zählerablesungen in der Heizperiode, korrelieren gut mit der Aussentemperatur. Der klimanormierte Nutzungsgrad entspricht dem Regressionswert bei einer Aussentemperatur von 3°C.

Um nun den Klimateffekt zu eliminieren, wird eine Regressionsgerade in die Winterwerte gelegt. Der nEta beschreibt dann den mittleren Nutzungsgrad in der Heizperiode bei einer Aussentemperatur von 3°C. Diese Temperatur entspricht dem Mittelwert der wärmebedarfsgewichteten Aussentemperatur (Gl. 6) über allen Anlagen.

$$\bar{\eta}_{a,Q_{\text{gew}}} = \frac{\sum_{n=1}^x \eta_{a,n} * Q_n}{\sum_{n=1}^x Q_n} \quad (6)$$

$\bar{\eta}_{a,Q_{\text{gew}}}$: Mit dem Wärmebezug gewichtete Aussentemperatur einer Anlage;

$\eta_{a,n}$: Aussentemperatur im n-ten Intervall;

Q_n : Wärmebezug im n-ten Intervall.

2.3.6 Auslastung bei Auslegebedingungen

Als Auslastung wird in FAGO das Verhältnis aus mittlerer Wärmeproduktion im betreffenden Ableseintervall zur maximal möglichen Wärmeproduktion im Intervall, d.h. konstant maximale Kesselleistung, bezeichnet. Der hier verwendete Wert für die Auslastung bei Auslegebedingungen einer Anlage wird ermittelt, indem eine Regressionsgerade durch die Auslastungswerte der einzelnen Ableseintervalle gelegt wird.

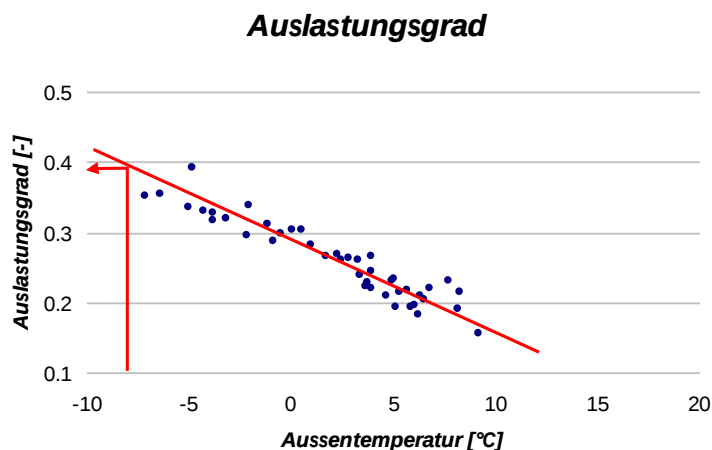


Abbildung 4: Die Auslastung korreliert verständlicherweise sehr gut mit der Aussentemperatur. So kann die Auslastung als Regressionswert der Auslastung bei einer Aussentemperatur von -8°C ermittelt werden.

Durch Ermitteln des Regressionswertes bei der Auslegeaussentemperatur (meist -8°C) erhält man die gesuchte Auslegeauslastung.

2.3.7 Kondensation

Auf Basis der erhobenen Kondensatmengen und der Brennstoffeigenschaften wird der Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation berechnet. Dazu wird aus dem Wasserstoffgehalt des Brennstoffs über die Verbrennungsstöchiometrie ($2\text{ H} + \text{O} \rightarrow \text{H}_2\text{O}$) die Wassermenge im Abgas pro Heizwerteinheit (Hu) bestimmt. Die gemessene Kondensatmenge wird nun ins Verhältnis zum physikalisch möglichen Maximum gesetzt.

Zur Berechnung des Beitrags der Kondensation zum Nutzungsgrad wird der Kondensationswirkungsgrad mit der Differenz zw. unterem und oberem Heizwert multipliziert.

Um zu klären, von welchen Faktoren der Kondensationswirkungsgrad beeinflusst wird, wurde ein Modell dieser Größe erstellt. Dieses Modell macht auf Basis der Rücklauf- oder der Abgastemperatur, dem Energieverbrauch oder der Kesselaufzeit über die temperaturabhängige Abgasenthalpie (vgl. [Abb. 10](#)) eine Voraussage über den Kondensationswirkungsgrad. Diese Modellrechnung basiert auf den Kurzzeitmessungen von Temperaturen und Brennerlaufzeiten mit Datenloggern (vgl. [Kap. 2.2.2](#)). Da die Energieströme bei diesen Messungen nur in zwei Fällen aufgezeichnet wurden, wird bei allen anderen Anlagen die Kesselaufzeit in einem Intervall (5-Minuten) als Ersatzparameter für die Energie verwendet. Wie [Tab. 3](#) zeigt, wurde der Zusammenhang zwischen Temperatur und Kondensationswirkungsgrad über ein lineares Modell abgebildet. Dieses Modell genügt den Anforderungen an die Genauigkeit vollauf, was ein Vergleich mit einem Modell dritten Grades gezeigt hat. Als Stützwerte des Modells wird einerseits die Abgastemperatur verwendet, bei welcher die Kondensation beginnt (Taupunkt: Gas 56°C , Öl 47°C). Als unterer Wert wird eine Abgastemperatur von 25°C verwendet (rel. Feuchte 100%). Bei diesem Punkt liegt also ein Teil des ursprünglich im Abgas enthaltenen Wassers noch immer als Dampf vor.

Tabelle 3: Parameter des linearen Modells zur Berechnung des Erwartungswertes des zusätzlichen Nutzungsgrades aus der Kondensation auf Basis der Rücklauf- oder Abgastemperaturen. dEta basiert auf einem λ von 1.2.

Öl	Parameter	dEta [-]
Endpunkt	25.0°C	0.054
Startpunkt	47.0°C	0.000
Steigung	-0.0025 -/K	
Gas		
Endpunkt	25.0°C	0.104
Startpunkt	56.0°C	0.000
Steigung	-0.0033 -/K	

Konkret wird in einem ersten Schritt der Anteil (A) der laufzeitgewichteten Temperaturen (Rücklauf oder Abgas) berechnet, der unterhalb des Taupunktes bei $\lambda = 1.2$ der Abgase von Öl- resp. Gaskesseln liegen. Ein λ von 1.2 ist bei Kesseln normalerweise ein optimaler Wert für eine vollständige Verbrennung. In einem zweiten Schritt wird das laufzeitgewichtete Mittel der vorselektionierten Temperaturen mit dem in Tab. 3 beschriebenen Modell eingesetzt und mit A multipliziert.

2.3.8 Erwartungswert des Nutzungsgrades

Auf Basis der Bereitschafts- und Abgasverluste gemäss Typenprüfungsdaten (BUWAL) wurde ein Erwartungswert bezüglich des Nutzungsgrades berechnet. Dazu wurde mittels der anlagenspezifischen Auslastung ein entsprechender jährlicher Energiebezug des Gebäudes und darauf basierend eine Brennerlaufzeit abgeleitet. Letztere wird zur Berechnung der Abgasverluste verwendet. Für die Bereitschaftsverluste wurde angenommen, dass die Heizperiode 240 Tage dauert. Für den Vergleich mit den Messwerten wurde zum Erwartungswert der jeweils gemessene Beitrag der Kondensation addiert.

Die Verlustleistungen (Bereitschaft und Abgas) werden in der Typenprüfung bei einer mittleren Kesseltemperatur von 70°C ermittelt. Mit den entsprechenden Messwerten wurden diese Verlustleistungen an die Realität angepasst:

$$Eta_{EW} = \frac{LZ_V * pQ_{dim}}{LZ_V * pQ_{dim} + Q_{BE} + Q_{AB} - Q_K} \quad (7)$$

- LZ_V : Die Volllastbetriebsstunden betragen im CH-Mittelland ca. 2'000 h/a
- pQ_{dim} : Bezeichnet den Leistungsbedarf (bei Auslegebedingungen)
→ wird aus den Messdaten abgeleitet
- Q_{BE} : Jährlicher Bereitschaftsverlust
→ Heizperiodenlänge x Bereitschaftsverlustleistung (temperaturkorrigiert)
- Q_{AB} : Jährlicher Abgasverlust
→ Kessellaufzeit x Abgasverlustleistung (temperaturkorrigiert)
- Q_K : Jährliche Gewinne aus der Kondensation
→ wird aus den Messdaten abgeleitet

Bei Gaskesseln ist keine mittlere Bereitschaftsverlustleistung aus der Typenprüfung abzuleiten. Es wurde deshalb angenommen, dass die Bereitschaftsverlustleistung der Gaskessel 1% der mittleren Leistung (Mittel aus maximaler und minimaler Kesselleistung) entspricht.

Der Erwartungswert kann dem Messwert des Nutzungsgrades gegenübergestellt werden um die resultierenden Abweichungen zu interpretieren.

3. Anlagenübersicht

3.1 Gebäude

Die von FAGO untersuchten 12 Kesselanlagen wurden alle in bestehenden Objekten installiert (Kesslersatz). Die untersuchten Kesselanlagen wurden alle im Zeitraum 2001 und 2003 installiert, entsprechen also der aktuellen Kesseltechnik. Die Abb. 5 zeigt die Verteilung der Baujahre der Häuser und Abb. 6 die Art der Abgabesysteme.

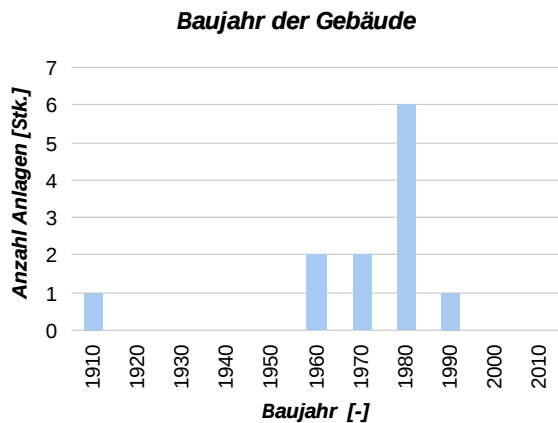


Abbildung 5: Verteilung der Gebäudebaujahre aller in FAGO untersuchten Objekte.

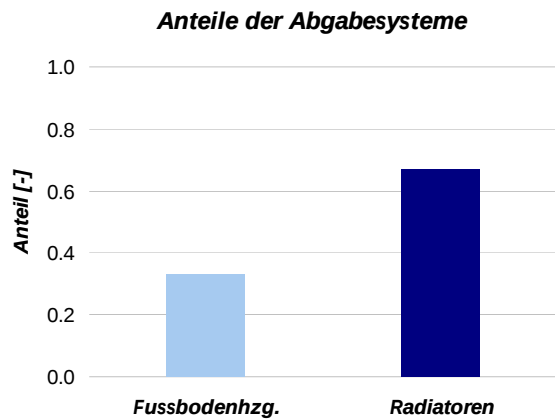


Abbildung 6: Bei 67% der Objekte wird die Wärme über Radiatoren abgegeben.

3.2 Kesselleistung

Zwei der sieben Ölkessel sind 2-stufig, die restlichen 1-stufig. Bei den Gaskesseln sind nur modulierende Systeme vorhanden. Im Mittel liegt deren minimale Leistung bezogen auf die Maximalleistung bei 34%. Die mittlere maximale Leistung liegt bei 28 kW.

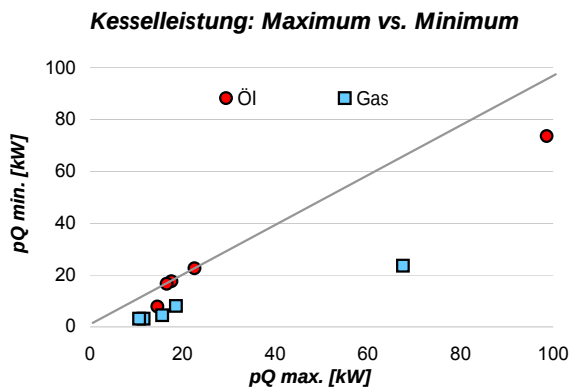


Abbildung 7: Leistungscharakteristik der untersuchten Kesselanlagen.

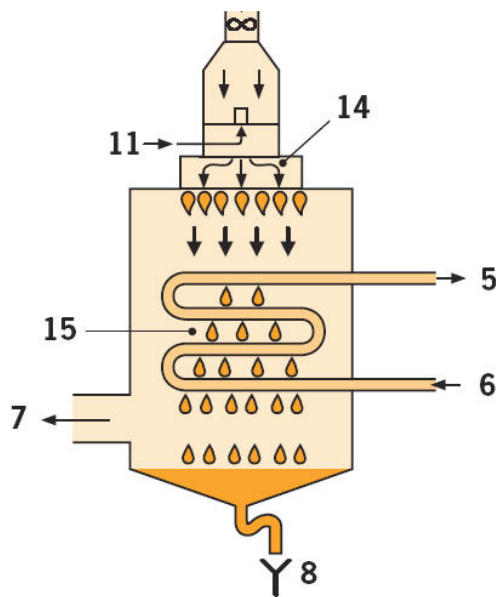
3.3 Kondensationstypen

Um die Abgase unter den Taupunkt abzukühlen (Kondensation), kann als Wärmeaufnahme-medium entweder

- das **Kesselwasser** (Rücklauf, Abb. 8) oder
- die **Verbrennungsluft** (Abb. 9)

verwendet werden. Einige Produkte verwenden auch eine Kombination dieser beiden Möglichkeiten.

Brennwertkessel mit nachgeschaltetem Wärmetauscher



Brennwertkessel mit nachgeschaltetem Wärmetauscher

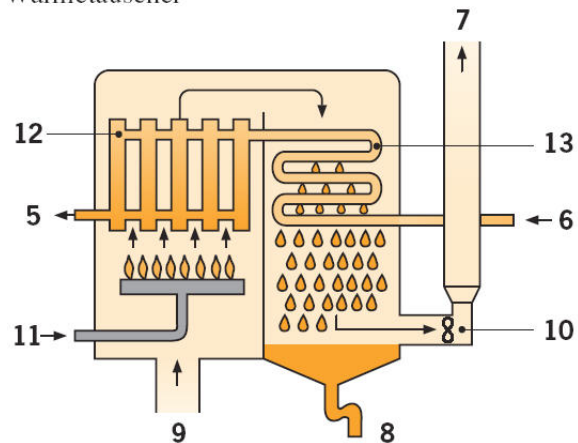


Abbildung 8: Die Kondensation in den Rücklauf kann mit einem integrierten oder einem nachgeschalteten Wärmetauscher geschehen.

Legende: 5 Heizungskreislauf, 6 Heizungsablauf, 7 Abgas, 8 Kondensatablauf, 9 Verbrennungsluft, 10 Abgasventilator, 11 Gas, 12 erster Wärmetauscher, 13 nachgeschalteter zweiter Wärmetauscher, 14 Vormischbrenner, 15 Wärmetauscher.

Quelle: Landesgewerbeamt Baden-Württemberg Informationszentrum Energie: Brennwertnutzung (2000).

Der Vorteil der Verwendung des Kesselwassers liegt in der potentiell viel höheren Wärmeaufnahme-kapazität im Vergleich zur Verbrennungsluft. Sie hängt aber natürlich vom Volumenstrom und der Rücklauf-temperatur ab und hier liegt auch der Nachteil dieser Methode. Liegt die Rück-
lauf-temperatur zu hoch, insbesondere über dem Taupunkt der Abgase, findet keine Kondensation mehr statt. Aus diesem Grund muss sichergestellt werden, dass

- das Abgabesystem mit Temperaturen betrieben werden kann, welche die notwendig tiefen Rücklauf-temperaturen zulässt, dass
- die hydraulische Einbindung nicht zu einer unnötigen Temperaturanhebung im Rücklauf führt, und dass
- der Volumenstrom des Heizungswassers über dem Kessel genügend gross ist, damit dieser die Kondensationsenergie aufnehmen kann. Ist er zu gering, wird der Taupunkt des Abgases überschritten und es resultiert eine unvollständige Kondensation.

Brennwertkessel mit Verbrennungsluftvorwärmung

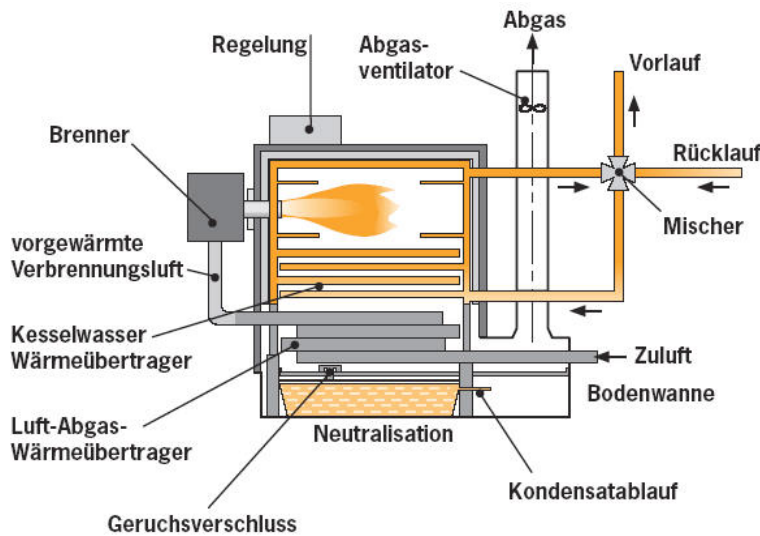


Abbildung 9: Bei der Verbrennungsluftvorwärmung wird die Verbrennungsluft über einen Wärmetauscher mit dem Abgasstrom in Kontakt gebracht.

Quelle: Landesgewerbeamt Baden-Württemberg Informationszentrum Energie:
Brennwertnutzung (2000).

Als Variante zu der in **Abb. 9** dargestellten Konstruktion, kann das Abgas auch ausserhalb des Kessels mit der Verbrennungsluft in Kontakt gebracht werden. Dies geschieht meist in einem Doppelmantel-Rohr, welcher als Gegenstrom-Wärmetauscher dient, wobei innen die Abgase und aussen die Verbrennungsluft geführt werden. Diese Systeme werden LAS (Luft-Abgas-System) genannt und werden auch in Kombination mit Rücklaufkondensation eingesetzt.

Die Verwendung der Verbrennungsluft entkoppelt die Heizmitteltemperaturen weitgehend von der Kondensation. Die Abgase werden hier an der Verbrennungsluft vorbeigeführt, wodurch diese vorgewärmt werden. Die für die Verbrennung notwendige Luftmenge hat aber nur eine begrenzte Kapazität zur Aufnahme von Kondensationsenergie. Diese Kapazität liegt bei deutlich unter 2% des Energiedurchsatzes, d.h. diese Kondensationssysteme können den Nutzungsgrad um weniger als 2% verbessern.

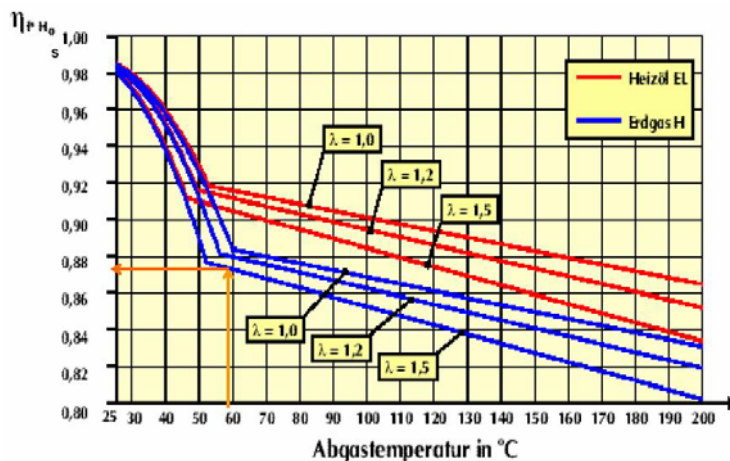


Abbildung 10: Verlauf der Brennwertausnutzung (Ho) von typischem Erdgas H und Heizöl EL in Abhängigkeit der Abgastemperatur. *Quelle:* B. Kaimann: Vergleich der Ölbrennwertkessel und ihrer hydraulischen Einbindung. FH Münster, 2002.

Abb. 10 zeigt die Brennwertausnutzung, also die Ausnutzung der sensiblen und latenten (Wasserdampf) Wärme, in Abhängigkeit von der Abgastemperatur und Luftüberschuss für Heizöl und Erdgas. Deutlich kann dabei der jeweilige Taupunkt erkannt werden, ab welchem das im Abgas

enthaltene Wasser zu kondensieren beginnt und dadurch den Nutzungsgrad steil ansteigen lässt. Aufgetragen sind jeweils Luftüberschüsse (λ) von 1.0, 1.2 und 1.5 - je höher der Luftüberschuss, desto stärker wird die Wasserdampfkonzentration verringert und damit der Taupunkt gesenkt, was die Effizienz der Kondensation im Kessel reduziert. Abb. 10 zeigt auch deutlich die unterschiedlichen latenten Energiemengen in Abgasen von Heizöl und Erdgas. In FAGO liegt die latente Wärme bei Heizöl im Mittel bei 6.9% und bei Erdgas bei 11.8%. Diese Werte entsprechen der Definition gemäss ASTM D 4809, d.h. alle Verbrennungsprodukte bei 25°C und alles Wasser in flüssiger Form (voll kondensiert).

4. Resultate

Die Resultate sind so gegliedert, dass im nachfolgenden Kapitel ein Überblick über die festgestellten Verhältnisse bezüglich der Nutzungsgrade in der Heizperiode (nEta) und im Sommer (sEta) gegeben werden und anschliessend die Analysen zur Erklärung dieser Nutzungsgrade folgen. Im abschliessenden Kapitel finden sich die Auswertungen zu den Stromverbrauchsmessungen.

4.1 Energetische Effizienz

4.1.1 Heizperiode

Bei zwei der sieben Ölkessel konnte kein Nutzungsgrad berechnet werden. Grund dafür ist ein regeltechnisches Problem bei der Warmwasserbereitung. Die Warmwasserladepumpe wird bei den beiden Kesseln des gleichen Fabrikats nach einem Zeitschaltprogramm betrieben unabhängig vom Brennerbetrieb. Durch die sehr langen Laufzeiten der Ladepumpe tritt sehr häufig der Fall auf, dass der Brenner nicht läuft, der Boiler aber schon eine recht hohe Temperatur erreicht hat. Dadurch sinkt die Vorlauf- unter die Rücklauftemperatur ab, d.h. dem Boiler wird Wärme entzogen. Diese dem Boiler entzogene Energie wird nun teilweise dem parallel betriebenen Abgabesystem (Raumheizung) zugeführt und dort vom zweiten Wärmezähler nochmals erfasst. Der Wärmezähler im Boilerladekreis registriert den Entzug aber nicht, da alle gängigen Wärmezähler negative Temperaturdifferenzen nicht berücksichtigen. Dadurch wird die Wärmeproduktion deutlich überschätzt und die resultierenden Nutzungsgrade liegen zu hoch.

Die [Abb. 11](#) und [12](#) zeigen die Verteilung der Nutzungsgrade für die Öl- und Gaskessel. Im Mittel liegen die Ölkessel bei 93% und die Gaskessel bei knapp 99%. Das Vertrauensintervall (CI) ist mit $\pm 1.8\%$, resp. $\pm 1.6\%$ recht tief, d.h. diese Mittelwerte können als statistisch gut gesichert betrachtet werden. Das Niveau der Nutzungsgrade muss als enttäuschend bezeichnet werden, insbesondere bei den Ölkesseln. Der hier gemessene Wert liegt in einem Bereich, wie er für nicht kondensierende, aber richtig dimensionierte Systeme zu erwarten war. Auch die Gaskessel erreichen nicht das Niveau, welches gemäss Normnutzungsgraden (NNG) erwartet werden konnte.

Tabelle 4: Statistische Informationen zu den klimanormierten Nutzungsgraden. Es zeigt sich eine sehr ähnliche SD bei den beiden Gruppen und entsprechend ist auch das CI bei gleichem Stichprobenumfang ähnlich.

<i>nEta</i>	<i>Mittel</i>	<i>Anzahl</i>	<i>SD</i>	<i>CI</i>
	<i>[-]</i>	<i>[Stk.]</i>		<i>[-]</i>
Alle	0.958	10	0.034	0.021
Öl	0.931	5	0.020	0.018
Gas	0.985	5	0.019	0.016

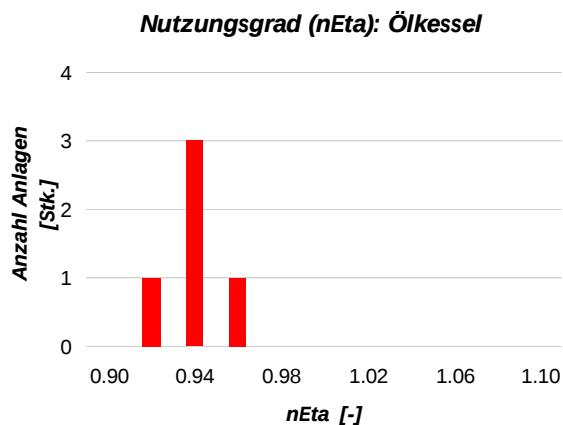


Abbildung 11: Das Histogramm der Winternutzungsgrade der Ölkessel zeigt eine schöne Normalverteilung um einen Mittelwert von 93% mit relativ kleiner Streuung. Die X-Achsenbeschriftung bezieht sich auf die jeweilige Klassenobergrenze.

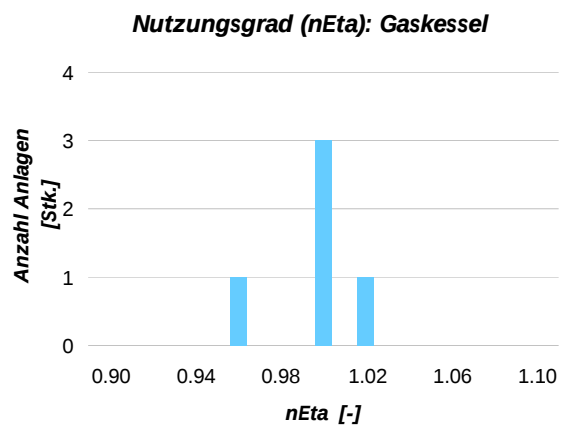


Abbildung 12: Die Verteilung der Winternutzungsgrade der Gas- ist ähnlich jener der Ölkessel. Der Mittelwert liegt bei 99%.

Abb. 13 zeigt diese Werte als Mittel, dabei ist jeweils der gemessene Beitrag der Kondensation (vgl. Tab. 5) zum gesamten Nutzungsgrad schraffiert dargestellt. Dieser Beitrag liegt, bezogen auf den unteren Heizwert H_u bei den Ölkesseln bei 1.1% und bei den Gaskesseln bei 4.5%. Dies entspricht einer Ausnutzung der im Abgas enthaltenen latenten Wärme (Wasserdampf) bei Öl von 21% $\pm$ 11% und bei Gas von 44% $\pm$ 19%.

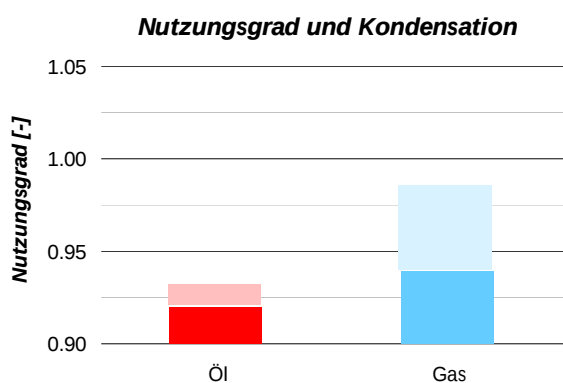


Abbildung 13: Mittlere Gesamtnutzungsgrade von Öl- und Gaskessel, wobei schraffiert der Beitrag der Kondensation eingezeichnet ist.

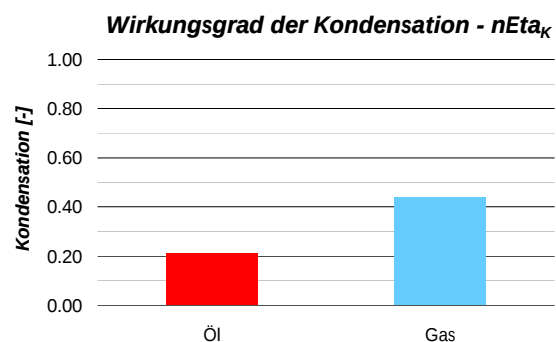


Abbildung 14: Der Wirkungsgrad der Kondensation beschreibt den gemessenen Anteil der Kondensation am maximal möglichen Wert.

Eine der sechs bezüglich des Kondensationswirkungsgrades Eta_K ausgewerteten Ölanlagen verfügt über eine Rücklaufkondensation, weist aber trotzdem nur einen Eta_K von 15% auf. Alle anderen Ölanlagen kondensieren in die Verbrennungsluft. Die bei diesen festgestellten Kondensatmengen liegen im Mittel bereits nahe am mit dieser Technik erreichbaren Limit. Bei den in den Rücklauf kondensierenden Gaskesseln sind die gemessenen Werte jedoch enttäuschend tief.

Tabelle 5: Statistische Informationen zur Effektivität der Kondensation. Die Unterschiede bei den Ölkesseln sind deutlich geringer als bei den Gaskesseln.

Eta_K	Mittel [-]	Anzahl [Stk.]	SD [-]	CI [-]
Alle	0.30	10	0.18	0.11
Öl	0.21	6	0.11	0.09
Gas	0.44	4	0.19	0.18

4.1.2 Sommerbetrieb (Warmwasser)

Die Hälfte der Anlagen, welche bezüglich Nutzungsgrad ausgewertet werden konnten, bereitet das Warmwasser im Sommer mit der Kesselanlage. Von diesen fünf Anlagen liegen vier im Mittel um 8% tiefer als im Winter ($s\eta_a$). Eine Gasanlage liegt mit einem $s\eta_a$ von 55% hingegen um 44% tiefer als im Winter. Ein Beitrag zur Erklärung liefert sicher die sehr tiefe Auslastung, die im Sommer bei dieser Anlage nur 2% (!) beträgt (vgl. Abb. 15). Die sommerlichen Nutzungsgrade entsprechen, i.b. bei den Ölkesseln, gut den Erwartungswerten basierend auf Bereitschafts- und Abgasverlusten (Typenprüfung) bei der gemessenen Auslastung.

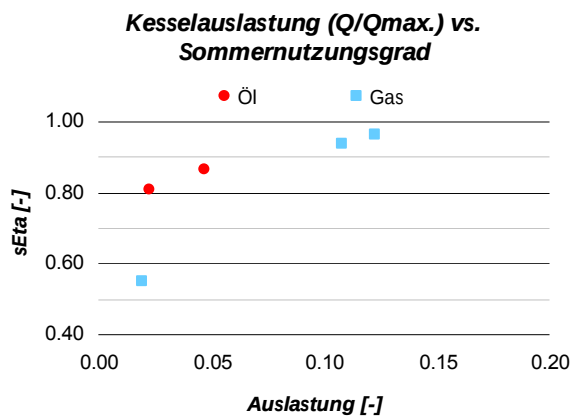


Abbildung 15: Ein Beitrag zur Erklärung der tiefen Sommernutzungsgrade liefert sicher die sehr tiefe Auslastung, die im Sommer natürlich sehr tief ist.

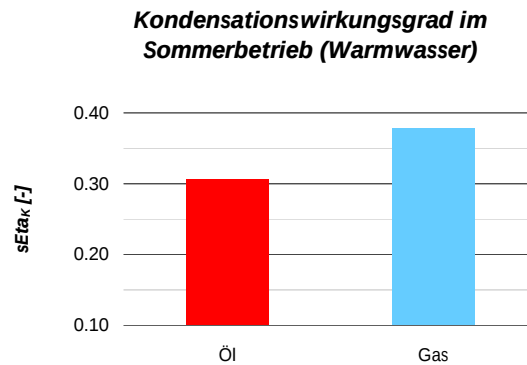


Abbildung 16: Wegen einer im Sommer sehr schlecht kondensierende Gasanlage liegen Öl- und Gaskessel näher zusammen als im Winter.

Bei den Ölkesseln liegt der Kondensationswirkungsgrad im Sommer mit 31% deutlich höher als im Winter (21%). Bei den Gasanlagen liegt er nur noch bei 38%, also 6% tiefer als im Winter.

Tabelle 6: Im Sommer ist die Kondensation bei den Öl-Anlagen besser, bei den Gas-Anlagen aber leicht schlechter als im Winter.

$\eta_{a, Sommer}$	Mittel	Anzahl	SD	CI
	[-]	[Stk.]	[-]	[-]
Alle	0.35	5	0.22	0.19
Öl	0.31	2	0.07	0.10
Gas	0.38	3	0.30	0.34

4.2 Vertiefte Analysen

4.2.1 Auslastung

Sehr unbefriedigend stellt sich die Situation bei den Auslastungsgraden bei Auslegebedingungen dar. Im Mittel liegt diese bei nur 45%, was bedeutet, dass die Anlagen im Schnitt eine maximale Leistung aufweisen, die doppelt so hoch wie nötig ist.

Tabelle 7: Die Auslastung bei Auslegebedingungen ist generell zu tief. 2/3 der Anlagen sind massiv überdimensioniert.

Auslastung bei Ta -8°C	Mittel	Anzahl	SD	CI
	[-]	[Stk.]	[-]	[-]
Alle	0.45	9	0.17	0.11
Öl	0.40	4	0.18	0.18
Gas	0.49	5	0.17	0.15

Die Ölkessel liegen mit durchschnittlich 40% unter den Gaskesseln mit 49%. Den Negativrekord liefert ein Ölkessel mit 5-facher Überdimensionierung – nicht nur energetisch sondern auch ökonomisch mehr als unbefriedigend.

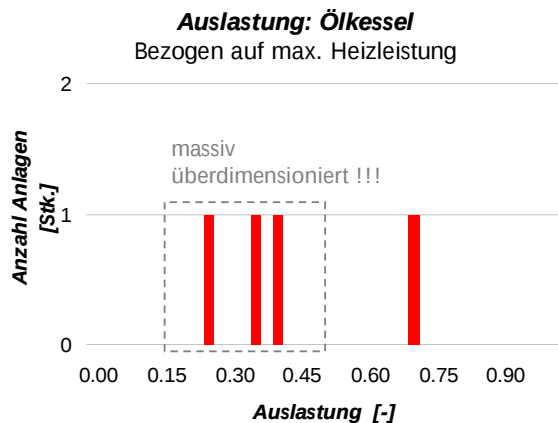


Abbildung 17: Der Mittelwert der Auslastung der Ölkessel liegt bei 40%. Der tiefste Wert beträgt 21%.

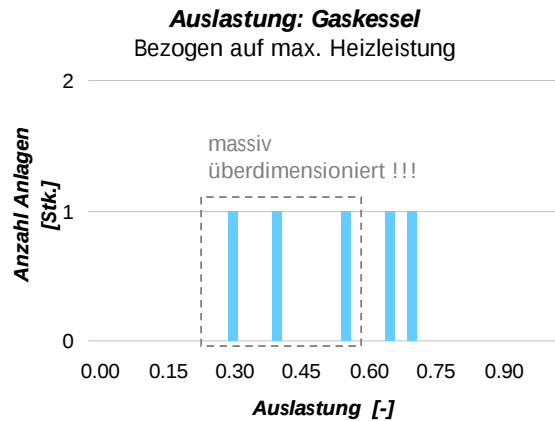


Abbildung 18: Der Mittelwert der Auslastung der Ölkessel liegt bei 49%. Der tiefste Wert beträgt 25%.

Die negativen Auswirkungen der Überdimensionierung sind unnötig hohe Bereitschaftsverluste, da diese für einen bestimmten Kesseltyp weitgehend unabhängig von dessen Auslastung sind, somit ihr Anteil bei sinkendem Energieumsatz ansteigt. Neben der Kondensationsleistung ist die Auslastung der für den resultierenden Nutzungsgrad wichtigste Faktor. Dies zeigt auch die Abb. 19, wo ein entsprechender Trend recht gut erkennbar ist. In der Abb. 20 ist die relative Steigung der Auslastung (Steigung / Achsenabschnitt) bezogen auf die Aussentemperatur zur Steigung des Nutzungsgrades abgebildet. Es zeigt sich hier ein eher nicht erwarteter Trend im Sinne von, je stärker die relative Auslastung einer Anlage abnimmt, desto stärker steigt der Nutzungsgrad an.

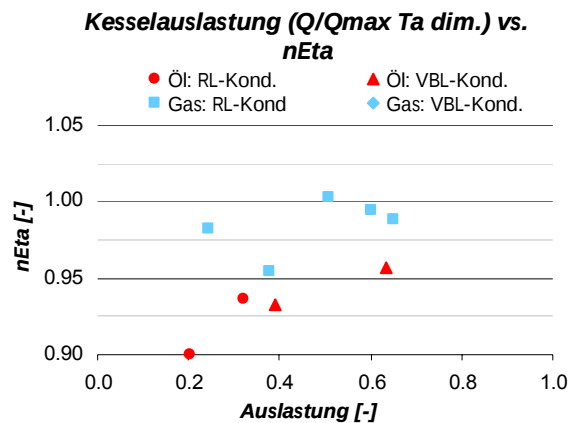


Abbildung 21: Neben der Kondensationsleistung ist die Auslastung der für den resultierenden Nutzungsgrad wichtigste Faktor.

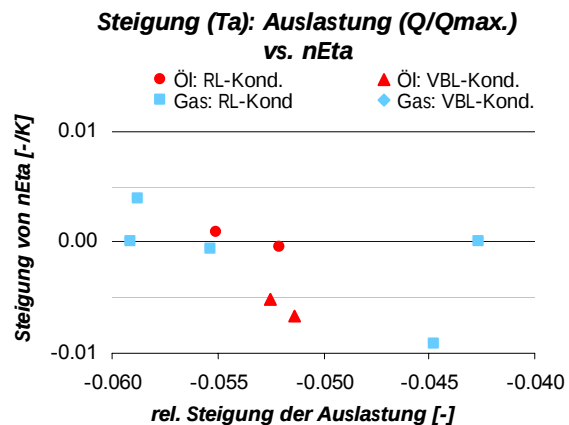


Abbildung 22: Wird anstelle der Auslastung bei Auslegebedingungen deren Verlauf in Abhängigkeit zur Aussentemperatur verwendet, so wird der Zusammenhang zum Nutzungsgrad noch deutlicher.

Interessant ist aber auch, dass bei verschiedenen Anlagen der Nutzungsgrad kaum von der sich verändernden Auslastung abhängt (Steigungen $n\eta \cong 0$) oder sogar zunimmt (Steigung $n\eta > 0$). Die ist ein Hinweis darauf, dass der zunehmende Bereitschaftsverlust durch eine zunehmend effizientere Kondensation (über)kompensiert wird, was in [Abb. 23](#) sehr schön bestätigt wird. Diese Graphik zeigt einerseits, dass bei allen Anlagen die Kondensation mit abnehmender Auslastung (mit ansteigender Aussentemperatur) zunimmt. Bei den Gaskesseln ist diese Zunahme umso stärker, je grösser die relative Veränderung der Auslastung ist. Für die Ölkessel kann wegen der kleinen Streuung keine Aussage gemacht werden.

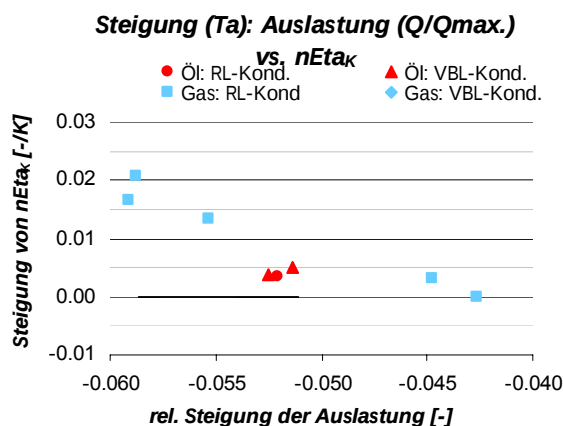


Abbildung 23: Bei allen Anlagen nimmt die Kondensation mit abnehmender Auslastung (mit ansteigender Aussentemperatur) zu. Bei den Gaskesseln ist diese Zunahme umso stärker, je grösser die relative Veränderung der Auslastung ist.

Basierend auf den Typenprüfungsdaten für Bereitschafts- und Abgasverluste und dem gemessenen Beitrag der Abgaskondensation kann nun ein Erwartungswert (EW) für den Nutzungsgrad berechnet werden und dem gemessenen Wert gegenübergestellt werden ([Abb. 24](#)). Mit Ausnahme einer Anlage beträgt die Differenz von Erwartungs- zu Messwerten nicht mehr als der Betrag der Messunsicherheit. In der Graphik ist wegen der Übersichtlichkeit nur ein Unsicherheitsbereich (Mittelwert von Gas- und Ölkesseln) dargestellt. Der Ausreisser ist eine Gasanlage, die 4-fach überdimensioniert ist. Die Abschätzung der durch die falsche Dimensionierung wichtigen Bereitschaftsverluste, welche bei Gaskesseln nur geschätzt werden können (vgl. [Kap. 2.3.8](#)), scheint hier klar zu hoch zu liegen.

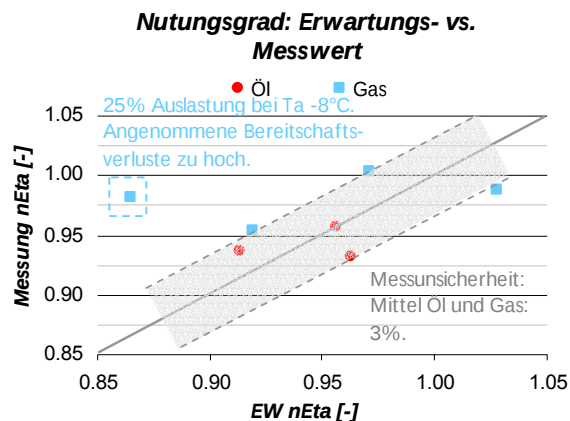


Abbildung 24: Mit einer Ausnahme entspricht der Erwartungswert des Nutzungsgrades (mit gemessenem Anteil aus Kondensation) dem Messwert. Bei den Gasanlagen musste eine Annahme bezüglich Bereitschaftsverlust gemacht werden, welche bei der am stärksten überdimensionierten Anlage wohl zu einer deutlichen Überschätzung der Verluste geführt hat.

4.2.2 Temperaturen

Die über alle Gaskessel gemittelte, klimanormierte Rücklauftemperatur liegt bei 42°C und die entsprechende Abgastemperatur mit 46°C um 4 K höher. Die Werte für Ölkessel sind nT_{RL} 41°C resp. nT_{Abgas} 44°C, also leicht tiefer als bei den Gaskesseln.

Tabelle 8: Die Rücklauftemperaturen liegen bei den Ölanlagen im Mittel um 1 K unter den Gasanlagen. Vergleicht man die in den Rücklauf kondensierenden, liegt der Ölwert sogar um 5 K tiefer.

Normierte Rücklauftemperatur

	Mittel [°C]Anzahl		SD	CI
Alle	41	12	5	3
Öl	41	7	6	4
RL-Kond./Kombi	37	2	8	10
VBL-Kond.	42	5	5	5
Gas	42	5	4	4
RL-Kond./Kombi	42	5	4	4
VBL-Kond.		0		

Tabelle 9: Bei den Abgastemperaturen zeigt sich schön der Effekt der VBL-Kondensation, in dem, dass die Abgas- unter der Rücklauftemperatur liegt.

Normierte Abgastemperatur

	Mittel [°C]Anzahl		SD	CI
Alle	45	12	8	5
Öl	44	7	10	8
RL-Kond./Kombi	50	2	13	18
VBL-Kond.	41	5	9	8
Gas	46	5	5	4
RL-Kond./Kombi	46	5	5	4
VBL-Kond.		0		

Zur Beurteilung der Heizkurveinstellung sind in Abb. 25 die Steigungen zur Aussentemperatur von Rücklauf- und Vorlauftemperatur gegeneinander aufgetragen. Werte kleiner 0 bedeuten, dass mit steigender Aussentemperatur die jeweilige Temperatur abnimmt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Temperaturen eine Mischung aus Raumheizung und Boilerladung darstellen. Da sie aber bei relativ tiefen Aussentemperaturen gemessen wurden, dominiert klar die Raumheizung und somit können diese als Indikatoren für die Heizkurve verwendet werden.

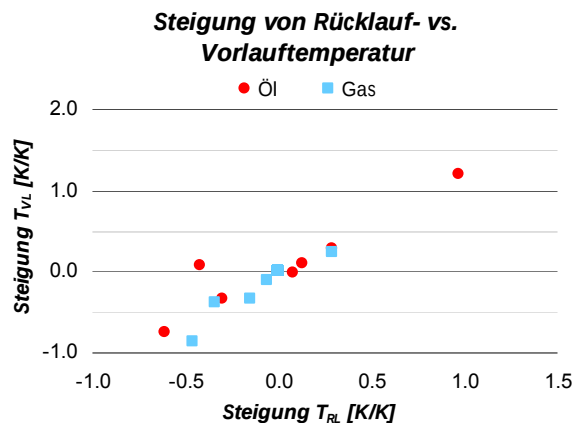


Abbildung 25: Bei fast allen Gasanlagen und der Hälfte der Ölanlagen ist ein korrekter Heizkurvenverlauf festzustellen. Der Punkt $x=0$ und $y=0$ ist ein Excel-Artefakt (kein Messwert).

Die Abb. 25 zeigt, dass bei den Gasanlagen mit einer Ausnahme die beiden Systemtemperaturen (Vor- und Rücklauftemperatur) mit steigender Aussentemperatur abnehmen, wobei erwartungsgemäss die Vorlauftemperatur eine etwa doppelt so grosse Steigung aufweist, wie die Rücklauftemperatur. Bei den Ölanlagen gilt ersteres nur für die Hälfte, entsprechend liegt der Mittelwert bei diesen sogar über Null (Tab. 10), d.h. zunehmende Systemtemperatur bei ansteigender Aussentemperatur. Dies ist dadurch zu erklären, dass bei den meisten Ölanlagen wegen der VBL-Kondensation die Systemtemperatur kaum einen Einfluss auf die Kondensation hat und deshalb wohl bei der Einstellung des Reglers (Heizkurven) weniger auf einen bedarfsgerechten Verlauf geachtet wurde oder wegen Korrosionsgefahr eine gewisse Kesseltemperatur nicht unterschritten werden darf.

Tabelle 10: Steigung der Systemtemperaturen im Verhältnis zur Aussentemperatur.

Steigung von Vor- und Rücklauftemperatur

	Mittel [K/K]	Anzahl	SD	CI
Vorlauf	-0.07	12	0.5	0.3
Öl	0.08	7	0.6	0.4
Gas	-0.29	5	0.4	0.4
Rücklauf	-0.05	12	0.4	0.2
Öl	0.02	7	0.5	0.4
Gas	-0.14	5	0.3	0.3

Wichtig festzustellen ist auch, dass sich die Steigungen sehr stark unterscheiden, was auf ein gewisses Optimierungspotential (Absenkung der Vorlauftemperatur zur Verbesserung der Kondensation) hinweist. Wie im Anhang ersichtlich (Hydraulikschemas) sind alle Anlagen hydraulisch korrekt eingebunden, d.h. keine Rücklaufhochhaltung aufweisen.

Wird die Abgastemperatur in Beziehung zum Nutzungsgrad gesetzt (Abb. 26), so zeigt sich insbesondere bei den Ölkesseln eine (zu)starke Abnahme von η_{et} mit zunehmender Temperatur. Dass dieser Zusammenhang wohl eher zufällig ist, zeigt Abb. 27, welche auch schon nur eine Teilerklärung durch eine starke Zunahme der Kondensation mit abnehmender Abgastemperatur nicht bestätigt.

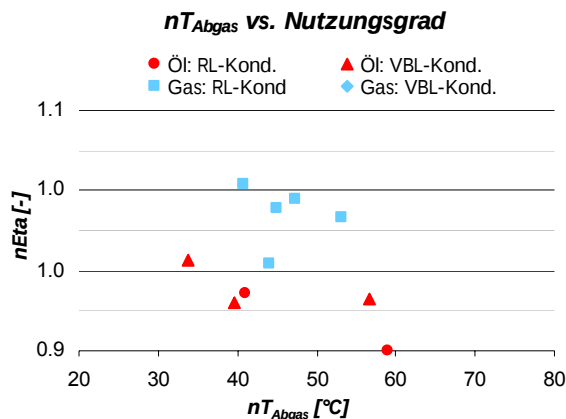


Abbildung 26: Es kann i.b. bei den Ölkesseln ein (vermeintlich) starker Zusammenhang zwischen Abgastemperatur und Nutzungsgrad festgestellt werden.

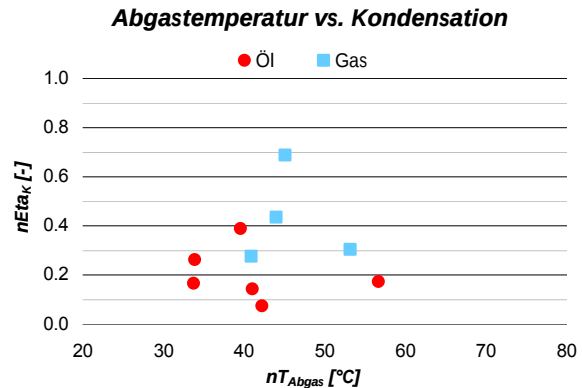


Abbildung 27: Der in nebenstehender Abbildung „erkannte“ Zusammenhang bestätigt sich bei den Ölkesseln nicht. Bei den Gaskesseln liegen zu wenig Werte für eine Interpretation vor.

Da alle Gaskessel rücklaufbasiert kondensieren, korrelieren die beiden Temperaturen hier recht gut. Bei den Ölkesseln erstaunt insbesondere das tiefe Niveau der Abgastemperatur von fünf der sieben Anlagen. Dieses liesse auf einen höheren Wirkungsgrad der Kondensation schliessen, als er tatsächlich gemessen wurde.

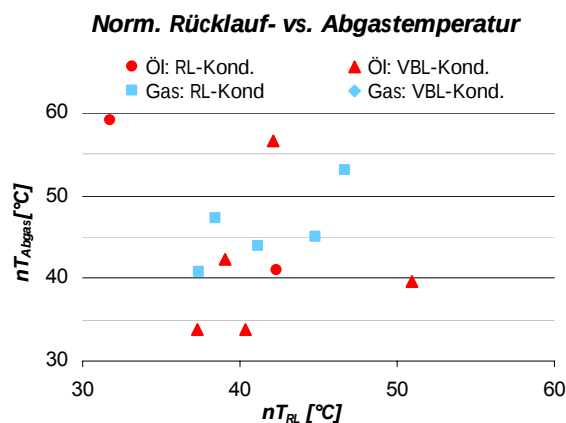


Abbildung 28: Bei den Gaskesseln (Rücklaufkondensation) kann der erwartete Zusammenhang „je höher die Rücklauf- desto höher die Abgastemperatur“ erkannt werden.

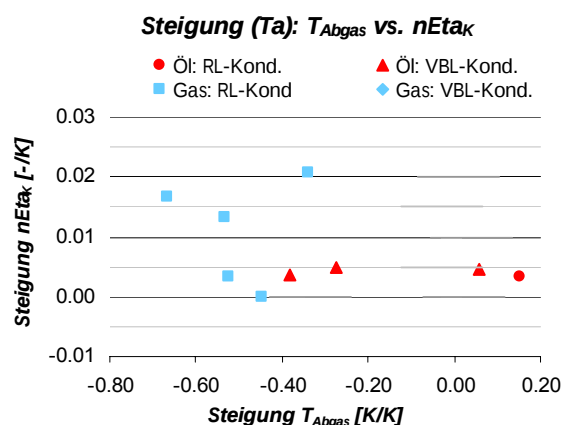


Abbildung 29: Bei den Gasanlagen zeigt sich mit einer Ausnahme ein Trend der heisst, je stärker die Abgastemperatur abnimmt, desto stärker nimmt der Kondensationswirkungsgrad zu, wie erwartet.

Erwartungsgemäss das Bild bei den Gasanlagen, wenn die Steigung der Abgastemperatur gegen die Steigung des Kondensationswirkungsgrades aufgetragen wird (Abb. 29). Mit einer Ausnahme zeigt sich ein Trend, der heisst, je stärker die Abgastemperatur abnimmt, desto stärker nimmt der Kondensationswirkungsgrad zu. Bei den Ölkesseln nimmt zwar der Kondensationswirkungsgrad mit der Aussentemperatur generell zu, aber unabhängig davon, ob die Abgastemperatur ansteigt oder abfällt. Dieser Befund ist wenig plausibel und ist möglicherweise ein Zufallsprodukt.

Mehr als Randbemerkung ist in der Abb. 30 die Abgas- gegen die Rücklauftemperatur der intensiv ausgemessenen Ölanlage aufgetragen. Da diese Anlage die Abgase mit der Verbrennungsluft unter den Taupunkt bringt und nicht mit dem Rücklauf, ist es doch erstaunlich, wie stark die beiden Temperaturen korrelieren.

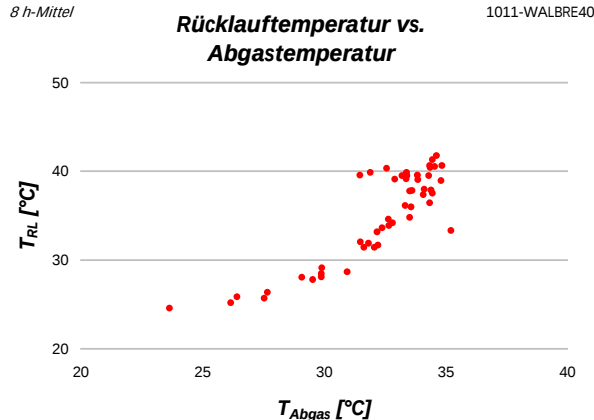


Abbildung 30: Die Messungen an einer einzelnen, in den Rücklauf kondensierenden Ölanlage zeigt einen erstaunlich starken Zusammenhang zw. Abgas- und Rücklauf Temperatur.

4.2.3 Kondensation

Die Kondensatmessung hat bei einer Anlage nur während weniger Wochen im Sommer funktioniert, ein Wirkungsgrad der Kondensation konnte deshalb nicht berechnet werden. Bei einer weiteren Anlage konnte das Kondensat aus dem Kessel nicht mit vertretbarem Aufwand vom Kondensat aus dem Kamin getrennt werden, diese Daten konnten deshalb auch nicht berücksichtigt werden.

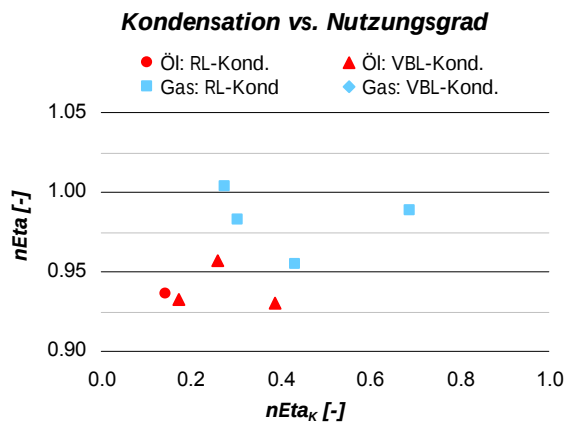


Abbildung 31: Die Kondensation ist nicht der den Gesamtnutzungsgrad dominierende Parameter.

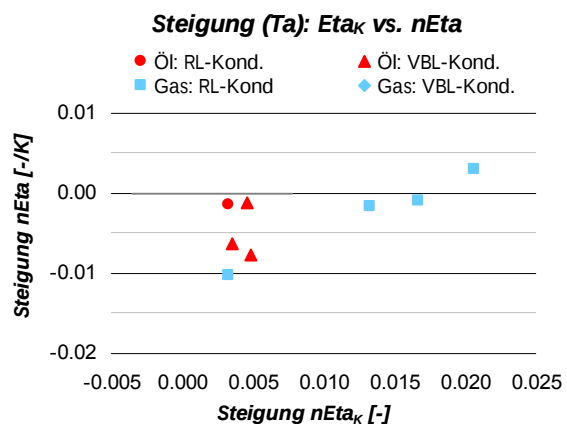


Abbildung 32: Die Steigung (zur Aussentemperatur) von Kondensation und Nutzungsgrad korrelieren erwartungsgemäss.

Werden wie in Abb. 31 der Kondensationswirkungsgrad mit dem Nutzungsgrad verglichen, so kann kein direkter Zusammenhang festgestellt werden. Erstaunlich ist insbesondere, dass die Anlage mit dem besten Nutzungsgrad am wenigsten kondensiert. Grund dafür sind natürlich die anderen zwischen den Anlagen differierenden Parameter wie Auslastungsgrad, Temperaturen, Konstruktion. Abb. 32 zeigt, wie Änderungen (Steigung) des einen mit dem anderen Parameter gut korrelieren, d.h. die Zunahme des Kondensationswirkungsgrades führt zu einer Verbesserung des Nutzungsgrades, wie dies auch zu erwarten war.

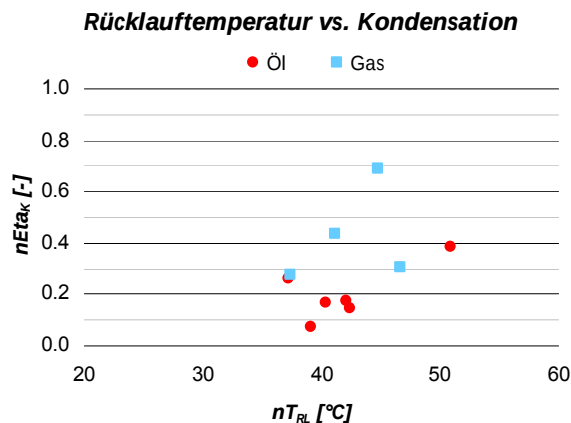


Abbildung 33: Die zu erahnende Korrelation von besserer Kondensation bei hoher Rücklauftemperatur ist wohl nur zufällig.

Werden die klimanormierten Rücklauftemperaturen mit dem Kondensationswirkungsgrad verglichen (Abb. 33) so kann ein wohl zufälliger Zusammenhang von mit der Rücklauftemperatur ansteigendem Nutzungsgrad erahnt werden. Dieser Sachverhalt wurde genauer untersucht und zwar mit der Berechnung eines Erwartungswertes für den Kondensationswirkungsgrad (vgl. Kap. 2.3.7). Die Resultate sind in den Abb. 34 und 35 dargestellt. Mit einer Ausnahme kondensieren die Ölkessel in die Verbrennungsluft und somit ist das EW-Modell auf Basis der Rücklauftemperatur für diese nur als Potentialstudie, wenn ebenfalls in den Rücklauf kondensiert würde, zu verstehen. Hingegen liefert der EW auf Basis der Abgastemperatur für alle Anlagentypen einen realistischen Wert für die real erwartete Kondensation.

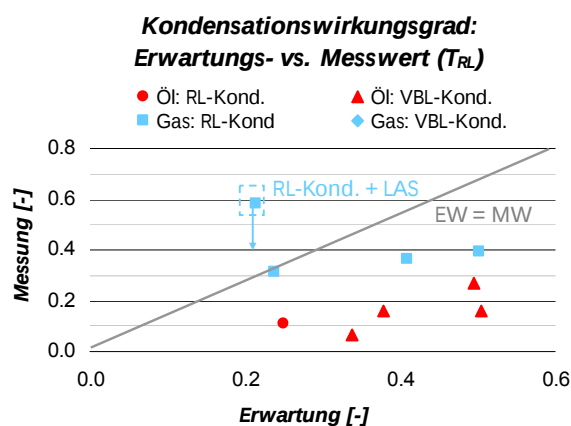


Abbildung 34: Die auf der Rücklauftemperatur basierenden Erwartungswerte für die Kondensation stimmt bei den RL-Kond. Gasanlagen recht gut mit den Messwerten überein. Die Ölanlagen haben mit einer Ausnahme eine VBL-Kond., d.h. der RL-Erwartungswert entspricht nicht dem erreichbaren Wert.

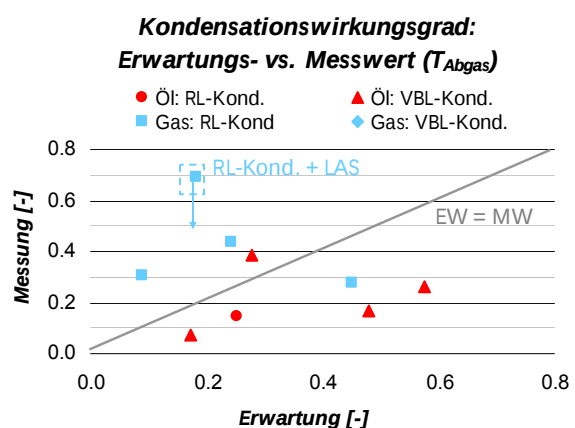


Abbildung 35: Wird die Abgastemperatur verwendet, sinkt der Erwartungswert bei den RL-Kond. Gasanlagen ($T_{Abgas} > T_{RL}$) und der Messwert kommt im Mittel deutlich über den Erwartungswert zu liegen.

Bei den Gasanlagen ergibt sich, wie Abb. 33 vermuten liess, kein eindeutiges Bild. Klar wird insbesondere, dass eine Zunahme der Kondensation mit sinkender Temperatur (Rücklauf oder Abgas) kaum stattfindet. D.h. der Kondensationswirkungsgrad ist bei allen Anlagen ähnlich unabhängig vom jeweiligen Temperaturniveau. Zu beachten ist dabei, dass die Anlage mit dem höchsten Messwert über eine Kombination von Rücklaufkondensation und LAS verfügt. In den Abbildungen ist der vermutete Kondensationsanteil durch die Länge des Pfeils dargestellt, dessen Endpunkt etwa dem entspricht, was ohne LAS zu erwarten wäre.

Der Messwert des Ölkessels, welcher in den Rücklauf kondensiert, liegt jeweils deutlich unter dem Erwartungswert. Dies gilt auch für die VBL-Kond. Ölanlagen, wenn der auf der Abgastemperatur basierende EW auf Abb. 35 betrachtet wird, welcher wie erwähnt für diese Anlagen relevant ist. Als Ursache muss hier vermutet werden, dass die Anlagen mit einem deutlich höheren

Luftüberschuss betrieben werden, als dem Modell zugrunde liegt, also $\lambda > 1.2$, wodurch die Abgase verdünnt werden und der Taupunkt sinkt.

Das Erwartungswertmodell wurde auch auf eine intensive geloggte Gasanlage angewendet, bei welcher neben Temperaturen und Energieströmen auch die Kondensatmenge aufgezeichnet wurde. Dadurch kann theoretisch für jedes 5-Minuten Intervall ein EW/MW-Vergleich angestellt werden. Da wie erwähnt auch die Endenergiemenge erfasst wurde, wird die Hilfsgrösse Laufzeit hier natürlich durch die gemessene Endenergiemenge (Gasverbrauch) ersetzt.

In den [Abb. 36](#) und [37](#) wurden Mittelwerte über 8-h Intervalle verwendet, da die Streuung bei kürzeren Beobachtungszeiträumen zu gross ist. Tendenziell zeigt sich der erwartete Verlauf, wobei bei der Verwendung der Rücklauftemperatur der Messwert im Mittel um 27% unter dem EW zu liegen kommt, weil bei tiefen Temperaturen der EW massiv über dem MW liegt. Bei Verwendung der Abgastemperatur liegen im Mittel EW (45%) und MW (48%) nahe beisammen. Wiederum zeigt sich aber, dass bei tiefen Temperaturen (hoher EW) $EW \gg MW$ und bei hohen $EW \leq MW$, was tendenziell mit der Erkenntnis aus [Abb. 34](#) und [35](#) übereinstimmt. Grundsätzlich wird also der Einfluss der Temperatur (Rücklauf und Abgas) im verwendeten Modell überschätzt (Steigung < 1).

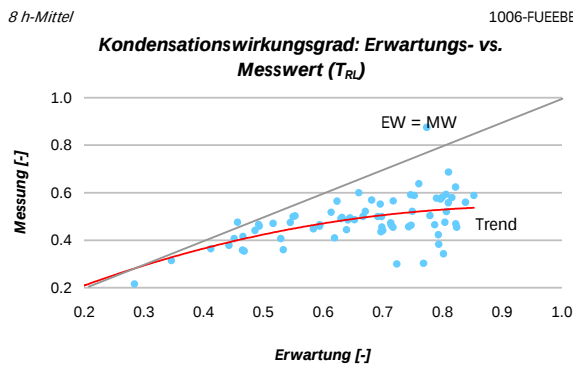


Abbildung 36: Basiert der EW der Kondensation auf der Rücklauftemperatur so liegt dieser 37% über dem Messwert, weil bei tiefen Temperaturen der EW den MW deutlich überschätzt.

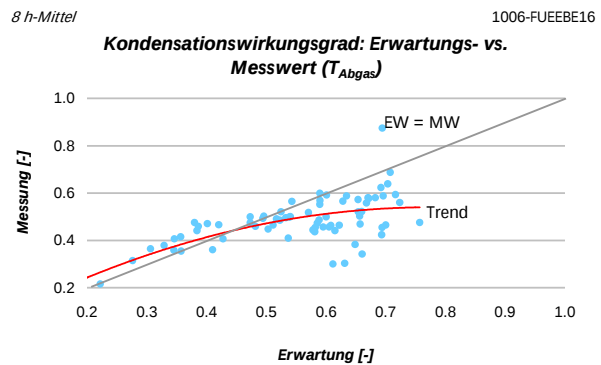


Abbildung 37: Wird die Abgastemperatur zur EW-Berechnung verwendet, stimmen im Mittel EW und MW etwa überein. Die Steigung der Messwerte ist ähnlich wie bei der Rücklauftemperatur, d.h. bei tiefen Temperaturen (hoher EW) $EW \gg MW$ und bei hohen $EW \leq MW$.

Dass bei hohen Abgastemperaturen ([Abb. 37](#)) leicht mehr Kondensat anfällt als erwartet, kann mit der sog. Teilkondensation erklärt werden. D.h. es findet eine ungleichmässigen Abkühlung der Abgase an den Wärmetauscherflächen statt, wodurch ein Teil der Abgase deutlich unter den Taupunkt abgekühlt wird ein anderer Teil aber nicht. An der Temperaturmessstelle haben sich die beiden Anteile dann wieder vermischt, wobei die resultierende relative Feuchte deutlich unter 100% liegt.

Tabelle 11: Da die Abgastemperatur über der Rücklauftemperatur liegt, überschätzt der EW basierend auf der Abgastemperatur die Kondensation. Wird die Abgastemperatur verwendet entspricht die Erwartung im Mittel der Messung.

Kondensationswirkungsgrad: Messung und Erwartung	
	$Eta_K [-]$
Messung	0.48
Erwartung (T_{RL})	0.66
Erwartung (T_{Abgas})	0.45

Alle diese Feststellungen weisen auf (zu) knapp dimensionierte Wärmetauscherflächen, resp. eine ungenügend turbulente Durchströmung der Wärmetauscher hin:

Der EW, basierend auf der Rücklauftemperatur, liegt um 37% über dem MW, d.h. die Abgase werden nicht auf die Rücklauftemperatur abgekühlt, was die Messung auch bestätigt (T_{RL} 35°C, T_{Abgas} 42°C)

Die Steigung von EW vs. MW < 1, ein Indiz für eine nicht gleichmässige Abkühlung des Abgasvolumenstroms.

In Abb. 38 ist das sich im Heizgas-Strömungsquerschnitt ausbildende Temperaturprofil dargestellt. Notwendige Voraussetzung zur Kondenswasserbildung ist danach eine unter Taupunkt liegende heizgasseitige Wandtemperatur. Das Mass der Kondensation ist dagegen vom weiteren Verlauf des Temperaturprofils im Querschnitt und insbesondere der Höhe der Kernstromtemperatur in Kanalmitte abhängig. Im Interesse einer breiten „Kondensationszone“ sollte diese möglichst gering sein. Effektive Brennwertkessel arbeiten mit Kernstromtemperaturen nur wenige Kelvin über der wasserseitigen Temperatur (BHKS-Almanach, 2003).

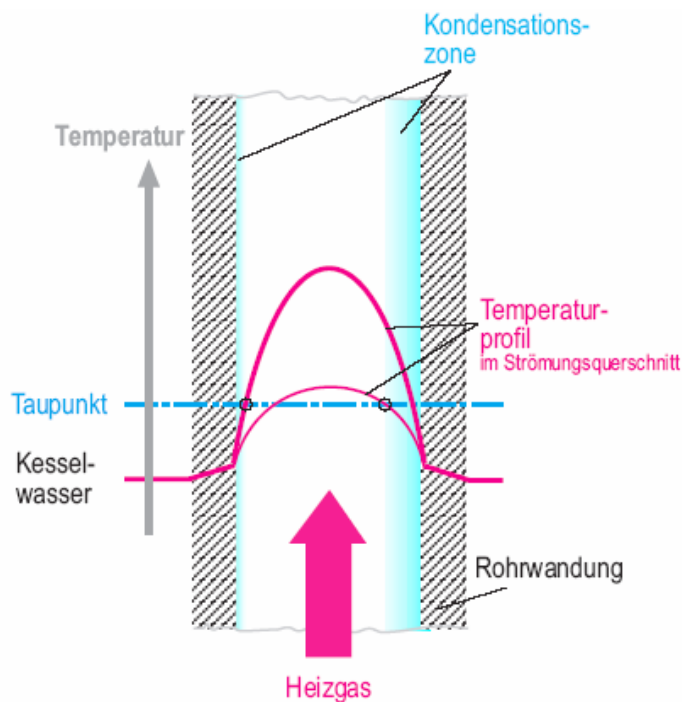


Abbildung 38: Temperaturprofil im Heizgas-Strömungsquerschnitt. Vollkondensation kann nur erreicht werden, wenn ein möglichst flaches Temperaturprofil über den Strömungsquerschnitt erreicht wird (*Quelle:* BHKS-Almanach, 2003)

Eine weitere Teilerklärung liegt möglicherweise beim variablen Volumenstrom im Heizkreis und somit über dem Kessel. Die Anlage funktioniert mit einer drehzahlgeregelten Pumpe und abgabeseitigen thermostatischen Durchgangsventilen (Abb. 39). Schliessen die Thermostatventile, wird der Volumenstrom über dem Kessel reduziert und damit auch die Aufnahmekapazität des Rücklaufmassenstroms für Kondensationsenergie. Entsprechend sinkt das Verhältnis aus MW zu EW der Kondensationseffizienz bei abnehmendem Volumenstrom (Abb. 40).

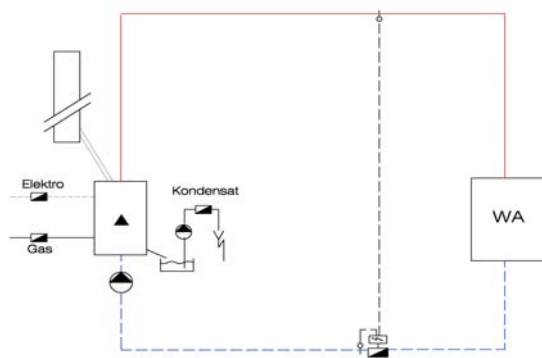


Abbildung 39: Anlagenschema mit Messgeräten. Kessel und Wärmeabgabesystem sind hydraulisch nicht entkoppelt.

8 h-Mittel

1006-FUEEBE16

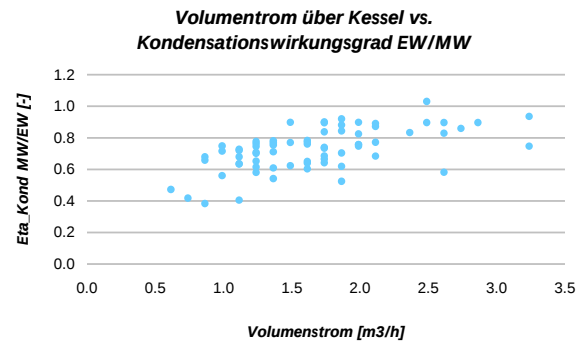


Abbildung 40: Das Verhältnis von MW zu EW basierend auf der Rücklaufftemperatur korreliert recht gut mit dem Volumenstrom über dem Kessel.

4.2.4 Dynamik

Häufig wird davon ausgegangen, dass das Takten (Laufzeit pro Einschaltung) und die damit verbundenen Prozesse, i.b. Spülen der Brennkammer, einen deutlich negativen Einfluss auf den Nutzungsgrad hätten. Die untersuchten Ölkessel weisen mit einer Ausnahme sehr ähnliche mittlere Laufzeiten pro Start auf (Abb. 41), unterscheiden sich im Nutzungsgrad aber deutlich und dies, wie bereits besprochen, wegen der Auslastung. Bei den Gaskesseln konnten nur bei drei Anlagen die Laufzeiten und Starts erhoben werden (vgl. oben) und eine Interpretation der Resultate ist deshalb kaum möglich.

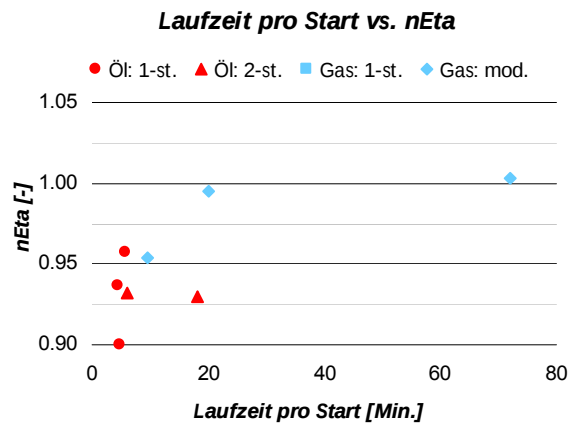


Abbildung 41: Die Laufzeiten pro Start sind bei den Ölkesseln meist sehr ähnlich und nicht für die Differenzen bei den Nutzungsgraden verantwortlich. Bei den Gasanlagen liegen nur drei Datenpunkte vor. Eine Interpretation ist deshalb hier nicht möglich.

Tabelle 12: Die mittleren Laufzeiten pro Start sind erwartungsgemäss bei den leistungsvariablen Kesseln grösser als bei den einstufigen.

Laufzeit pro Start

	LZpS [Min.]	Anzahl	SD	CI
Öl	9	7	5	4
Einstufig	8	5	4	3
Mehrstufig	12	2	9	12
Gas	34	3	33	38
Einstufig		0		
Modulierend	34	3	33	38

Die Verhältnisse bezüglich Takten und Nutzungsgrad, resp. Kondensationswirkungsgrad für die intensiv ausgemessene Gas- (Abb. 42 und 43), resp. Ölanlage (Abb. 44) zeigen keinen Zusammenhang. Beim Ölkessel ist zu beachten, dass die Laufzeit pro Start nur wenig variiert. Da andere Parameter den Nutzungsgrad viel stärker beeinflussen als das Takten, ist ein eventuell doch vorhandener Effekt überdeckt.

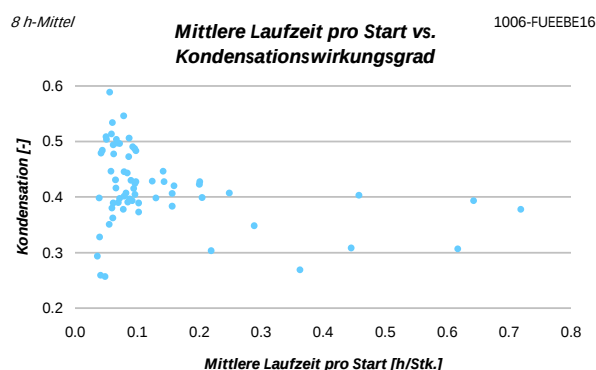
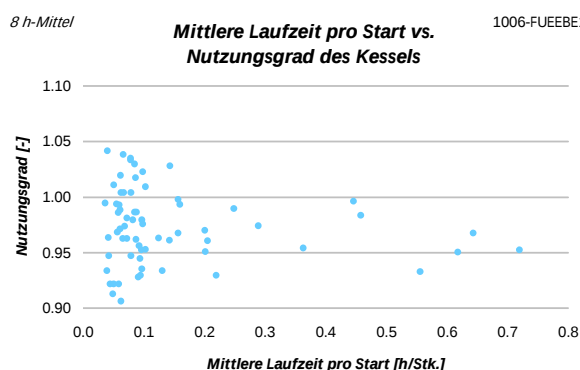


Abbildung 42: Der erwartete Zusammenhang „je kürzer die Laufzeit pro Start, desto schlechter der Nutzungsgrad“ kann nicht festgestellt werden.

Abbildung 43: Auch die Kondensation scheint nicht von der Laufzeit pro Start beeinflusst zu werden.

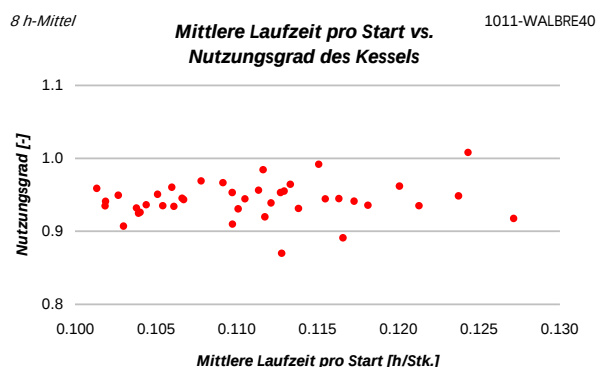


Abbildung 44: Auch beim Ölkessel ist kein Effekt von längeren Laufzeiten auf den Nutzungsgrad zu erkennen. Es ist aber zu beachten, dass hier die Laufzeit pro Start nur wenig variiert,

Weiter konnte vermutet werden, dass das Takten primär von der Auslastung abhängt, was in Abb. 45 insbesondere für die Ölkessel widerlegt wird.

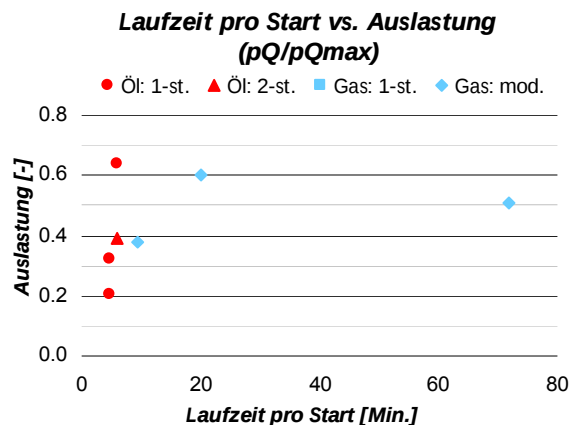


Abbildung 45: Das Takten wird nicht durch die Auslastung bestimmt!

4.3 Stromverbrauch

4.3.1 Alle Hilfsantriebe

Das Verhältnis des Stromverbrauchs von Kessel und Umwälzpumpen (UP) zum Brennstoffverbrauch bezogen auf H_u liegt bei $2.8\% \pm 0.8\%$. Wie Abb. 46 zeigt, sind recht grosse Unterschiede festzustellen, da Werte von 1.3 bis 4.0% gemessen wurden. Da die Laufzeiten der UP ebenfalls gemessen wurden, konnte mittels Abschätzung der mittleren Leistungsaufnahme der UP (Pumpenkennlinie) auf deren Gesamtverbrauch geschlossen werden (Abb. 47). Im Mittel liegt dieser bei $1.7\% \pm 0.6\%$, d.h. gut 60% des Stromverbrauchs wird durch die UP verursacht.

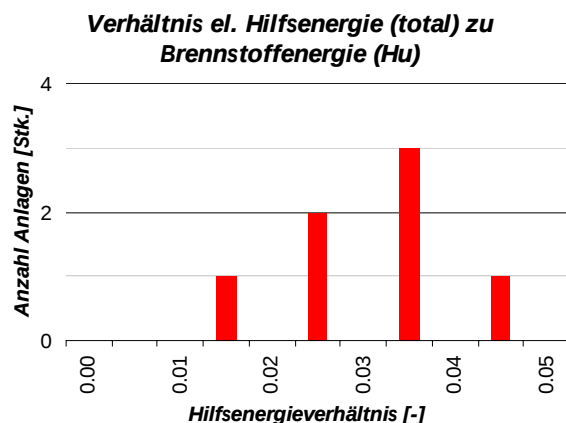


Abbildung 46: Der Strom- bezogen auf den Brennstoffverbrauch variiert stark zwischen den einzelnen Anlagen und liegt im Mittel bei knapp 3%.

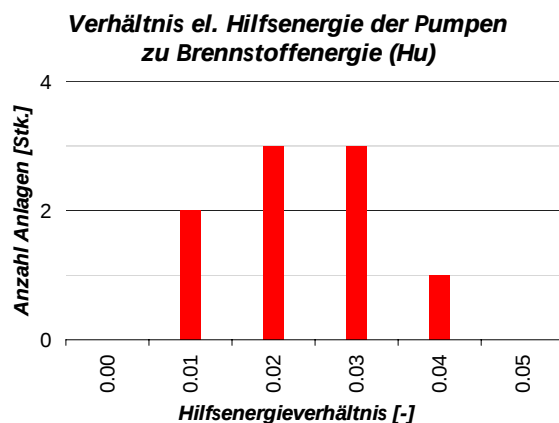


Abbildung 47: Der Anteil der Umwälzpumpen am Stromverbrauch liegt bei durchschnittlich 2/3. Bezogen auf den Brennstoffverbrauch liegen die UP bei 1.7%, die Differenzen zwischen den Anlagen sich aber sehr gross.

4.3.2 Stromverbrauch und Kondensation

Bei vier Gaskesseln konnte eine Abschätzung des (zusätzlichen) Ventilatorstromverbrauchs für die Überwindung des wegen der Kondensationstechnik gestiegenen Druckabfalls im Abgasstrom gemacht werden. Für zwei Kessel konnten beim Hersteller Ventilator Kennlinien beschafft werden,

für zwei weitere Kessel liegt nur die maximale Leistungsaufnahme vor. Da die Ventilatoren wegen der Leistungsregelung des Kessels eine Drehzahlregulierung aufweisen, musste eine Schätzung bezüglich der mittleren Leistungsaufnahme gemacht werden. Im Mittel liegt die verwendete Leistungsaufnahme 35% unter der maximalen Leistungsaufnahme. Von vier Ölkesseln liegt die Aufnahmeleistung der Abgasventilatoren vor. Diese überbrücken einzig den Druckverlust über dem Abgaswärmetauscher (Verbrennungsluftkondensation), deshalb wird der Gesamtstromverbrauch dieser Ventilatoren der Kondensationstechnik zugeschrieben.

Durch Multiplikation der Aufnahmeleistung mit der Laufzeit des Kessels wird der Stromverbrauch berechnet. Bei den Gasanlagen ergibt sich im Mittel ein Stromverbrauch von knapp 0.3% bezogen auf H_u oder 6% bezogen auf die realisierte Kondensationsenergie, was einem sehr guten ETV von 16 entspricht. Bei den Ölkesseln liegt das Verhältnis des Stromverbrauchs zu H_u im Mittel ebenfalls bei 0.3%, bezogen auf die (kleinere) Kondensationsenergie aber bei 24%! Entsprechend ist auch der ETV mit 4.2 tiefer. Wie Abb. 48 sind bei diesen Anteilen aber deutliche Unterschiede festzustellen, die primär auf die Kesselgrösse (Abb. 49) zurückzuführen sind.

Soll beurteilt werden, ob sich bezogen auf den Primärenergieverbrauch der zusätzliche Stromverbrauch lohnt, müsste dieser mit einem Faktor von ca. 2.5 multipliziert werden. Das Verhältnis aus Aufwand und Ertrag liegt dann bei den Gasanlagen noch immer bei knapp 7, bei den Ölkesseln aber nur noch bei 1.7. Dabei ist zu erwähnen, dass bei zwei der vier Ölanlagen dieses Verhältnis unter 1 liegt, d.h. dass auf Niveau Primärenergie die Kondensationstechnik zu einer Verschlechterung der Situation führt.

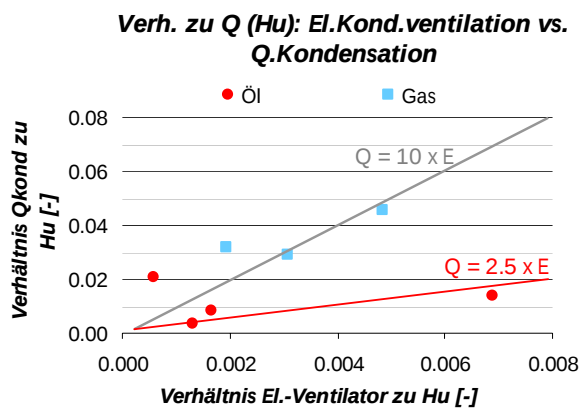


Abbildung 48: Das Verhältnis aus Kondensationsenergie und dem Stromverbrauch für die Kondensation (Ventilator) ist bei den VBL-Kond.-Anlagen (Öl) meist sehr nahe beim kritischen Wert (Primärenergie).

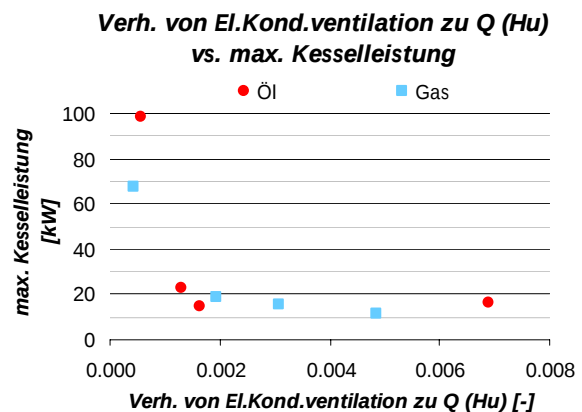


Abbildung 49: Der Stromverbrauch für die Kondensation (Ventilator) ist bei grossen Kesseln deutlich geringer als bei kleinen, wobei bei letzteren eine grosse Streuung festgestellt wurde.

5. Zusammenfassung und Fazit

Bei den hier präsentierten Resultaten handelt es sich um statistische Daten, basierend auf einem kleinen, inhomogenen Sample. Deren Interpretation beruht auf statistischen Grössen wie Mittelwerten, Standardabweichungen und Vertrauensintervallen. Die Schlussfolgerungen sind folglich nicht mit letzter Sicherheit zu belegen und eine Verallgemeinerung auf z.B. Kesselanlagen in Neubauten, ist nicht zulässig.

5.1 Nutzungsgrad

Entgegen der Erwartung konnten im Feld die sehr hohen Nutzungsgrade, wie sie bei Prüfstandsmessungen (Normnutzungsgrad) ermittelt werden, nicht bestätigt werden (vgl. [Tab. 13](#)). Die Messwerte können aber, insbesondere bei den Ölkesseln, weitgehend durch die starke Überdimensionierung (Bereitschaftsverluste) und die tiefen Kondensationswirkungsgrade (meist nur Verbrennungsluftkondensation) erklärt werden und zwar für den Winter- wie den Sommerbetrieb (Warmwasser).

Tabelle 13: Die im Feld gemessenen Nutzungsgrade (bezogen auf η_u) liegen deutlich unter den Erwartungen gemäss Normnutzungsgraden.

Nutzungsgrade	Winter (η_{Eta})	Sommer ($s\eta_{\text{Eta}}$)
	[·]	[·]
Öl	0.93	zu wenig Daten
Gas	0.99	zu wenig Daten

Auch die meisten Gaskessel sind stark überdimensioniert, eine Abschätzung der dadurch zu erwartenden Bereitschaftsverluste ist aber nur bedingt möglich, da keine entsprechende Prüfstandswerte der mittleren Verlustleistungen vorliegen.

Die Differenz zwischen Öl- und Gaskesseln bezüglich des Nutzungsgrades im Winter wird vermutlich zu etwa 65% durch die bessere Kondensation und zu 35% durch die tieferen Bereitschaftsverluste der Gaskessel bedingt.

Die sommerlichen Nutzungsgrade der Gaskessel liegen bei den drei gemessenen Anlagen mit Sommerbetrieb im Durchschnitt tiefer als bei den Ölkesseln. Zwei der drei Gaskessel mit Sommerbetrieb liegen im Sommer aber nur wenige Prozent unter dem Nutzungsgrad im Winter. Da die dritte Anlage aber einen $s\eta_{\text{Eta}}$ von nur 55% aufweist, wird der Durchschnitt massiv nach unten gezogen. Der Durchschnittswert kann deshalb kaum als repräsentativer Durchschnitt über die heutigen Verhältnisse betrachtet werden.

FAZIT	Die Nutzungsgrade der untersuchten Brennwertkessel (Sanierungsobjekte) liegen deutlich tiefer als erwartet.
--------------	--

5.2 Detailanalysen

5.2.1 Auslastung

Die erwarteten Nutzungsgrade von deutlich über 100% konnten also nicht gefunden werden. Dafür sind primär zwei Gründe verantwortlich. Der eine ist die Kondensation und der andere die Auslegung der Kessel. Diesbezüglich musste eine sehr unbefriedigende Situation festgestellt werden.

Auslastung bei Auslegebedingungen ($T_a - 8^\circ\text{C}$):

Öl: 40%
Gas: 49%

D.h. also, dass die Kessel im Schnitt mehr als doppelt so hohe Leistungen als notwendig aufweisen. Da die Bereitschaftsverlustleistung von grossen Kesseln höher ist als von kleinen, nimmt bei Überdimensionierung das Verhältnis von Bereitschaftsverlust zu Nutzenergie zu, sprich der Nutzungsgrad sinkt. Wären die Ölkessel korrekt ausgelegt, so läge deren mittlerer Nutzungsgrad in der Heizperiode um mehr als 3% höher als gemessen wurde. Für die modulierenden Gaskessel kann diese Abschätzung wegen der nicht bekannten mittleren Bereitschaftsverlustleistung nicht gemacht werden.

FAZIT *Die gemessenen Kessel waren überdimensioniert. Eine korrekte Dimensionierung würde den Nutzungsgrad deutlich verbessern und zwar im Mittel um etwa den gleichen Betrag, wie dies die gemessene Kondensation tut. Es besteht also Handlungsbedarf bei der Ausbildung der planenden Installateure, welche den überwiegenden Anteil von Kesselerersatzplanungen durchführen.*

5.2.2 Kondensation

Bei der Verbrennung von organischen Substanzen (fossil oder rezent) entsteht Wasser. Dieses ist dampfförmig im Abgas enthalten. Durch Abkühlen der Abgase unter den Taupunkt wird dieses Wasser auskondensiert. Brennwertkessel bewerkstelligen diese Abkühlung der Abgase entweder mit tiefen Rücklauftemperaturen, d.h. die Kondensationsenergie wird direkt an das Heizungswasser abgegeben oder/und mit der Verbrennungsluft, welche durch das Abgas vorgewärmt wird. Die fünf gemessenen Gaskessel arbeiten alle mit Rücklaufkondensation. Durch die hohe Wärmekapazität des Rücklaufs ist zu erwarten, dass diese Technik zu einer besseren Ausnutzung der Kondensationsenergie führt. Fünf der sechs Ölkessel kondensieren in die Verbrennungsluft, deren Wärmekapazität viel geringer ist als jene des Rücklaufs. Entsprechend wurden bei den Gaskesseln auch deutlich höhere Kondensationswirkungsgrade festgestellt als bei den Ölkesseln:

Kondensationswirkungsgrad (η_{K}):

Öl: 21%
Gas: 44%

Der Wassergehalt und entsprechend die durch Kondensation maximal zu gewinnende Wärmemenge liegt bei Öl tiefer als bei Gas: 5.4% vs. 10.0 % bezogen auf H_u und eine Abgastemperatur von 25°C , bei einer relativen Feuchte von 100%.

Steigerung des Nutzungsgrades durch die gemessene Kondensation:

Öl: 1.1%
Gas: 4.5%

Aufgrund der gemessenen Temperaturen konnte der Kondensationswirkungsgrad bei den Gaskesseln nur bedingt erklärt werden. Es wurde festgestellt, dass einerseits bei tiefen Rücklauf- oder Abgastemperaturen zu wenig Kondensat anfällt, andererseits bei hohen Abgastemperaturen eher zu viel, im Vergleich zu dem was erwartet werden konnte. Indizien deuten darauf hin, dass die Wärmetauscherflächen, welche die Abgase unter den Taupunkt abkühlen sollten, (zu) knapp ausgelegt sind und so nur ein Teil der Abgase mit den Wärmetauscherflächen in Kontakt tritt. Eine weitere Erklärung für die teilweise unerwartet tiefe Kondensation ist die Reduktion des Massenstroms über dem Kessel durch thermostatische Durchgangsventile im Wärmeabgabesystem. Für eine abschliessende Erklärung der Kondensationswirkungsgrade besteht aber ein Bedarf an zusätzlichen Untersuchungen.

FAZIT *Der Beitrag der Kondensation an den Nutzungsgrad liegt deutlich tiefer als erwartet. Die Verbrennungsluftvorwärmung, welche hier primär bei den Ölkesseln eingesetzt wurde, hat ein geringes Potential, welches auch weitgehend ausgeschöpft wird. Die Wirkungsgrade der rücklaufbasierten Kondensation liegen im Mittel beim Erwartungswert gemäss Systemtemperaturen. Das Kondensationspotential wird aber nur zu knapp 38% ausgeschöpft. Verbesserungen können durch tiefere Systemtemperaturen und wohl auch durch bessere Konstruktionen erreicht werden. Es gibt auch Hinweise darauf, dass die hydraulische Einbindung (keine zu tiefen Volumenströme über dem Kessel) ebenfalls optimiert werden könnte.*

5.2.3 Dynamik

Die häufig geäußerte Vermutung, dass kurze Ein-/Ausschaltzyklen den Nutzungsgrad von Kesseln stark beeinträchtigen würden, konnte nicht bestätigt werden. Weder über alle Anlagen betrachtet, noch auf Niveau einer intensiv ausgemessenen Gasanlage sinkt der Nutzungsgrad mit abnehmender Laufzeit pro Start. Dieser Befund gilt mit grosser Sicherheit für die Ölkessel. Bei den Gasanlagen ist nicht ganz auszuschliessen, dass negative Einflüsse von hohen Taktraten durch parallel verlaufende positive Effekte einer besseren Kondensation kompensiert werden. Bei der intensiv ausgemessenen Anlage war dies aber nicht der Fall.

FAZIT *Die Dauer der Ein-/Ausschaltzyklen (Takten), wie sie bei den untersuchten Anlagen festgestellt wurden, hatten höchstens einen untergeordneten Einfluss auf den Nutzungsgrad der Anlagen.*

5.2.4 Stromverbrauch

Der Stromverbrauch der untersuchten Anlagen belief sich auf knapp 3% bezogen auf den Brennstoffverbrauch (Hu). Davon gehen ca. 2% zu Lasten der Umwälzpumpen und 1% zu Lasten der restlichen Verbraucher wie Brenner, Ventilator und Regelung.

Bei vier Gasanlagen war es möglich, eine Abschätzung bezüglich des Ventilatorstrommehrverbrauchs durch den zusätzlichen Druckverlust des Kondensationswärmetauschers anzustellen. Dieser Verbrauch liegt bei knapp 0.3% im Vergleich zum Brennstoffverbrauch. Da die durch Kondensation gewonnene Wärmemenge aber deutlich höher liegt, ergibt sich für die Kondensationstechnik ein Elektrothermischer Verstärkungsfaktor (ETV) von 16. Auf Primärenergieniveau liegt das Verhältnis aus Ertrag zu Aufwand noch bei knapp 7.

Bei den vier so analysierten Ölanlagen (Verbrennungsluftkondensation) liegt das Verhältnis des Abgasventilatorverbrauchs zum Brennstoffverbrauch im Mittel ebenfalls bei 0.3% (0.07 - 0.7%). Der ETV beträgt wegen der geringeren Kondensation aber nur gut 4. Auf Niveau Primärenergie beträgt das Verhältnis aus Aufwand und Ertrag noch bescheidene 1.7, wobei zwei Anlagen unter 1.0 zu liegen kommen.

FAZIT *Der zusätzliche Stromverbrauch von Gebläsen, welcher durch die Brennwerttechnik bedingt wird, liegt bei den Gaskesseln in einem günstigen Verhältnis zum erreichte Zusatznutzen. Hier kann also klar von einem ökologischen Vorteil gesprochen werden.*

Bei den gemessenen Ölkesseln (Verbrennungsluftkondensation) brachte die Brennwerttechnik auf Niveau Primärenergie meist nur einen sehr bescheidenen oder gar keinen Nutzen.

6. Schlusswort

Die Messungen an den zwölf Anlagen haben wichtige Erkenntnis bezüglich der den Nutzungsgrad im Feld bestimmenden Parameter gebracht. Die Daten geben auch einen Anhaltspunkt bezüglich dem mittleren Nutzungsgrad der (in der Schweiz) heute installierten Kesselanlagen in Sanierungsobjekten.

Die vorliegenden Resultate haben aber auch Fragen aufgeworfen, die nur durch weitere Messungen beantwortet werden können:

- **Schweizerischer Mittelwert:** Einen statistisch gesicherten Mittelwert über alle in der Schweiz neu installierten kondensierenden Kesselanlagen konnte auf Basis der vorliegenden Daten nicht ermittelt werden. Dazu wären Messungen an mindestens zehn Anlagen jeden Typs notwendig. Als Typen werden Gruppen verstanden, die sich funktional deutlich unterscheiden, d.h. bezüglich Brennstoff, Kondensationssystem und Systemtemperaturen (Neubauobjekte). Interessant wäre diesbezüglich auch zu wissen, welche Nutzungsgrade nicht kondensierende Anlagen erreichen. Bei den Gasanlagen müsste auch das Problem der Unsicherheit bezüglich der Umrechnung von Betriebs- auf Normkubikmeter thematisiert werden.
- **Kondensation:** Die vorliegenden Messungen haben unbefriedigende Kondensationswirkungsgrade an den Tag gefördert. Die Daten stehen in einem gewissen Widerspruch zu den Normnutzungsgradmessungen. Mögliche Erklärung liegen in der Abweichung von der optimalen Verbrennungsluftmenge (λ ev. > 1.2). Messungen der CO_2 -Konzentration in den Abgasen – auch im Teillastbetrieb – könnte hier klärend wirken. Auch müsste den Hinweisen auf nicht optimale hydraulische Einbindung (variable, resp. zu kleine Massenströme über dem Kessel) nachgegangen werden. Weiter sind in den letzten Monaten immer mehr Hersteller mit Öl-Brennwertkesseln auf den Schweizer Markt gekommen, die in den Rücklauf kondensieren. Interessant wäre nun zu klären, ob diese Produkte tatsächlich bessere Kondensationswirkungsgrade erreichen.
- **Warmwasser im Sommer:** Es liegen heute zu wenig Daten für eine energetische Beurteilung der Warmwasserbereitung im Sommer vor. Insbesondere bei den Gasanlagen wurden grosse Unterschiede festgestellt. Da die Warmwasserbereitung mit abnehmendem Heizleistungsbedarf (Minergie) immer wichtiger wird, sollte geklärt werden, welche Parameter diese Unterschiede verursachen.

7. Symbolverzeichnis und Glossar

WW Brauchwarmwasser

CI Vertrauensintervall
Bezeichnet das Intervall, in welchem der wahre Wert, also der Mittelwert des betreffenden Merkmals (z.B. Nutzungsgrad) mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von (hier = 5%) liegt. Der wahre Mittelwert bezeichnet den Mittelwert der Grundgesamtheit, in FAGO also das Mittel über alle (in der Schweiz) installierten Anlagen der betreffenden Kategorie .

$$CI = \hat{M} \pm z\sqrt{Var(\hat{M})}$$

$$Var(\hat{M}) = (1 - \frac{n}{N}) \frac{SD^2}{n}$$

$\hat{M}$: geschätzter Mittelwert

z : oberes $\frac{\alpha}{2}$ Quantil der Normalverteilung

Var : Varianz (Schätzung des wahren Wertes,

n : Stichprobenumfang

N : Umfang der Grundgesamtheit

SD : Standardabweichung

FBH Fussbodenheizung

Eta Nutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel, und dem Endenergieverbrauch, exklusive des Stromverbrauchs der Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen und Brenner.

nEta Klimanormierter Nutzungsgrad (vgl. Kap. 2.3.3)

sEta Mittlerer Nutzungsgrad im Sommer für die Warmwasserbereitung. sEta entspricht dem Mittelwert über die vorliegenden Sommerdaten.

Eta_k Wirkungsgrad der Kondensation: Verhältnis aus realer zu maximal möglicher Kondensatmenge, die aus dem Abgas auskondensiert werden kann.

ETV Elektrothermischer Verstärkungsfaktor: Verhältnis aus eingesparter Wärme zum Mehrverbrauch an Elektrizität.

LZ Laufzeit

LAS Luft-Abgas-System: Wärmerückgewinnung aus dem Abgas (Abgaskondensation) mittels Vorwärmen der Verbrennungsluft in einem Doppelmantel-Rohr.

NNG Normnutzungsgrad. Unter Prüfstandsbedingungen werden 5 Teillast-Nutzungsgrade in Abhängigkeit von der relativen Kesselleistung gemessen und daraus der Normnutzungsgrad gemittelt (DIN 4704, Teil 8).

Q Wärmemenge

r Pearsonscher Korrelationskoeffizient. Dieser Koeffizient ist ein dimensionsloser Index mit dem Wertebereich $-1.0 \leq r \leq 1.0$ und ist ein Mass dafür, inwieweit zwischen zwei Datensätzen eine lineare Abhängigkeit besteht.

Wert (absolut)	Korrelationsstärke
0.00	kein Zusammenhang
> 0.00 bis 0.40	niedriger Zusammenhang
0.40 bis 0.70	mittlerer Zusammenhang
0.70 bis < 1.00	hoher Zusammenhang
1.00	vollständiger Zusammenhang

SD Standardabweichung
Ist ein Mass für die Streuung eines Merkmals um den Mittelwert. Berechnungen der SD auf Basis einer Stichprobe ($n < N$) sind immer nur Schätzungen des wahren Wertes, folglich auch alle auf ihr basierenden Grössen (z.B. das Vertrauensintervall).

$$SD = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y})^2}$$

y_i : Wert des Datenpunktes i

$\bar{y}$: Mittelwert der Datenreihe y

Ta Aussentemperatur

8. Anhang

Nachfolgend sind die zwölf untersuchten Anlagen in anonymisierter Form mit den wichtigsten Objekt-, Anlagen- und Betriebsdaten dokumentiert.

8.1 Ölkessel

1001-AESKIR47

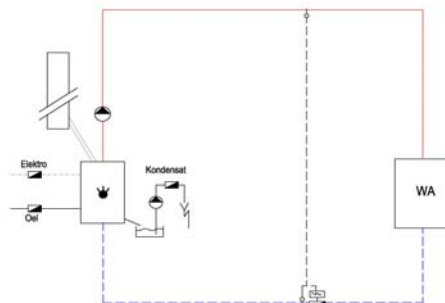
Z:\FAGO\Anlagen\[1001-AESKIR47_v51.xls]ZUS_B

Systembeschreibung und Betriebsdaten

Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	AESKIR47
Anlagennummer	1001
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1970
Höhe Gebäudestandort	349 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	12 kW
Anzahl Personen	n/ def. Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

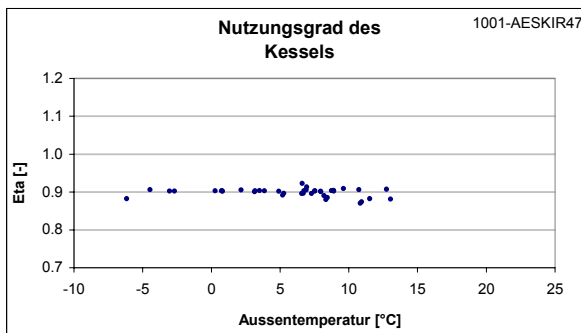
Hydraulikschema



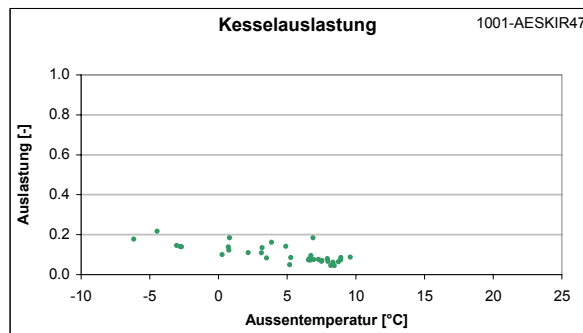
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	1
Energietyp / -lieferant	Heizöl EL Öko
Heizleistung	22.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Rücklauf & LAS

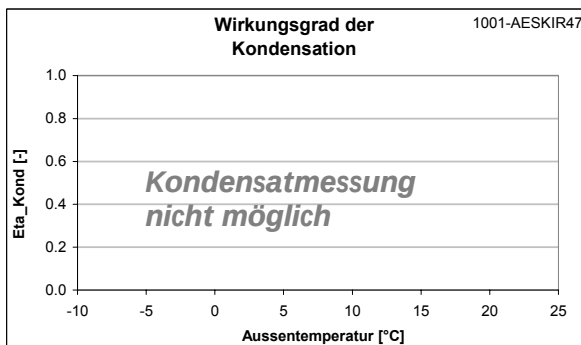
Betriebsdaten



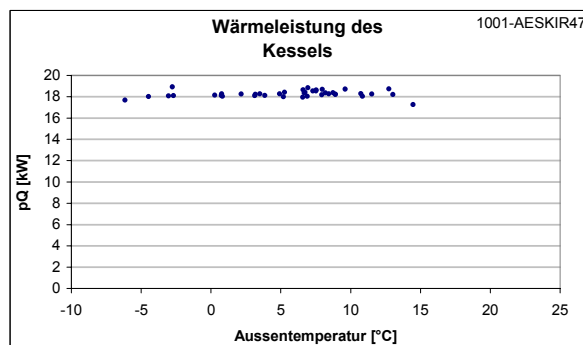
Mittlerer Eta	0.90 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.90 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	kein WW



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.21 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.05 -



Eta_Kond Mittel	n/ def. -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	#DIV/0! -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	kein WW



Wärmeleistung Mittel	18.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	18.4 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	19.0 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.

Abb.1

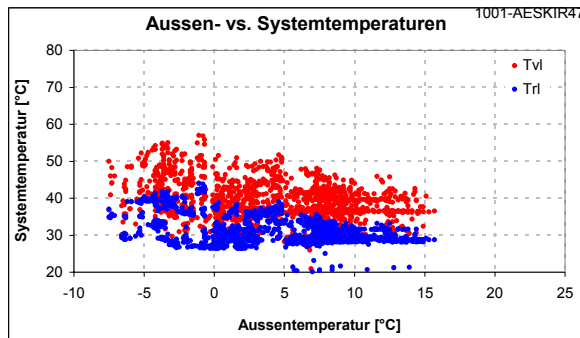


Abb.2

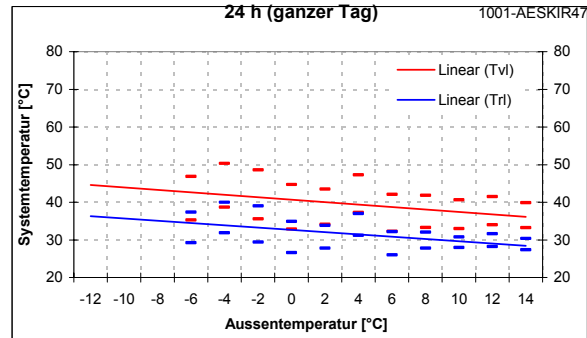


Abb.3

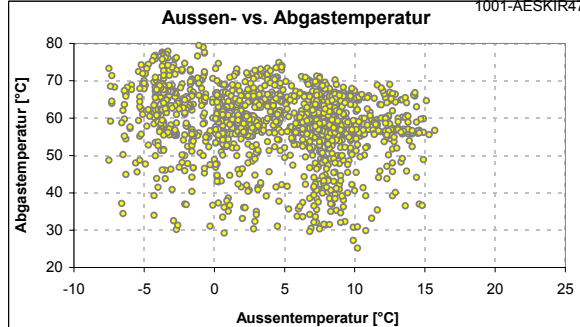


Abb.4

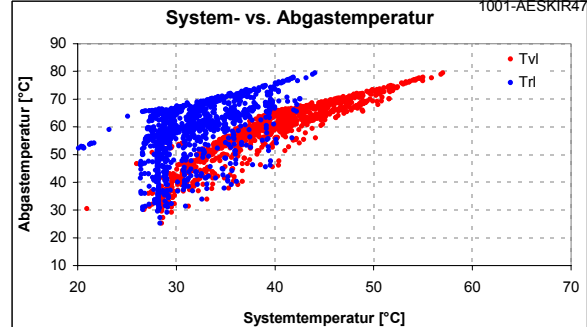


Abb.5

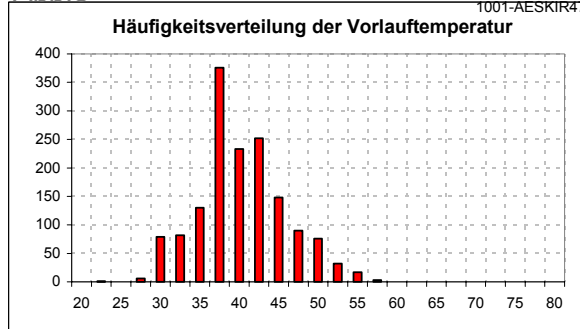


Abb.6

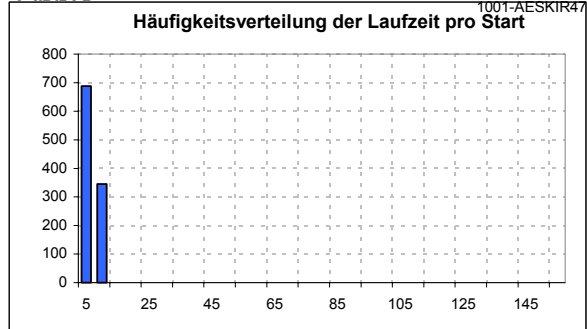
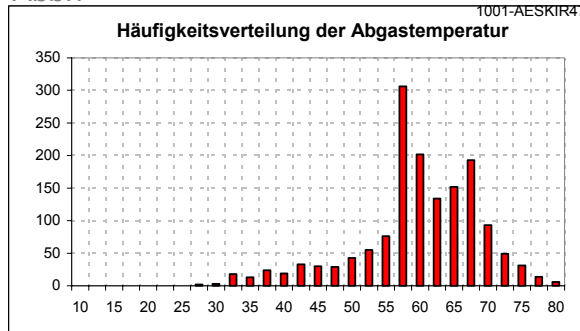


Abb.7



Legende Abb. 1 bis 7:

1. Aussen- vs. Vor- und Rücklauftemperaturen aus Loggermessung (vgl. Kap. 2.2.2).
2. Wie Abb. 1, aber hier die Standardabweichung zum Mittelwert über Intervalle von 2 Kelvin Aussentemperatur, inkl. Regressionsgerade durch die so erhaltenen Mittelwerte.
3. Aussen- vs. Abgastemperaturen aus Loggermessung.
4. Vor- und Rücklauftemperatur vs. Abgastemperatur.
5. Häufigkeitsverteilung der Vorlauftemperaturen während der Loggermessung (x-Achse: °C, y-Achse: Anzahl).
6. Häufigkeitsverteilung der Laufzeit pro Start während der Loggermessung (x-Achse: Minuten, y-Achse: Anzahl).
7. Häufigkeitsverteilung der Abgastemperaturen während der Loggermessung (x-Achse: °C, y-Achse: Anzahl).

Systembeschreibung und Betriebsdaten

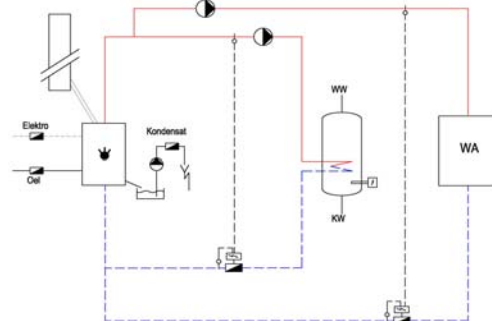
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	GRARIE05
Anlagennummer	1002
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1967
Höhe Gebäudestandort	531 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	3 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

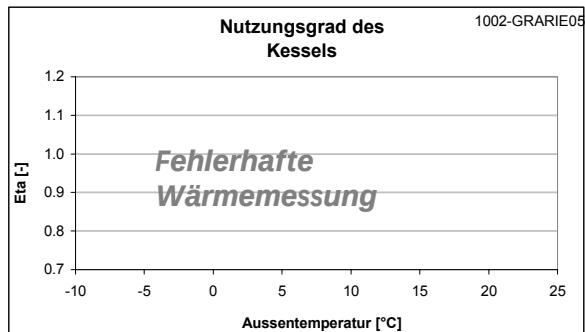
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	1
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	15.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Verbrennungsluft

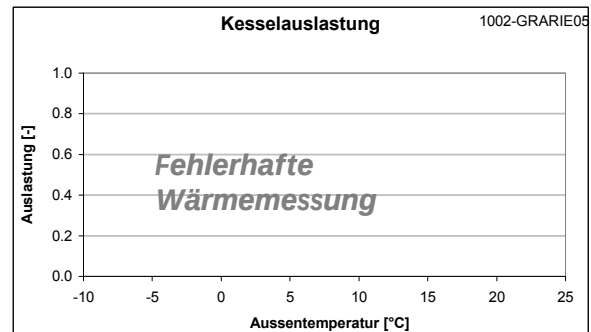
Hydraulikschem



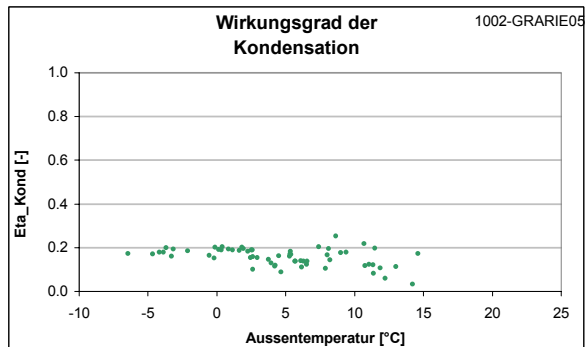
Betriebsdaten



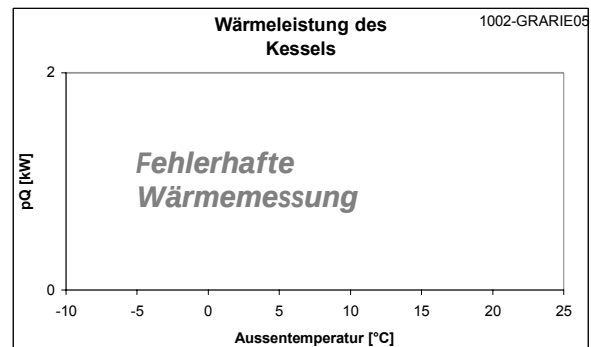
Mittlerer Eta	n/ def. -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	n/ def. -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	kein WW



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.00 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.00 -



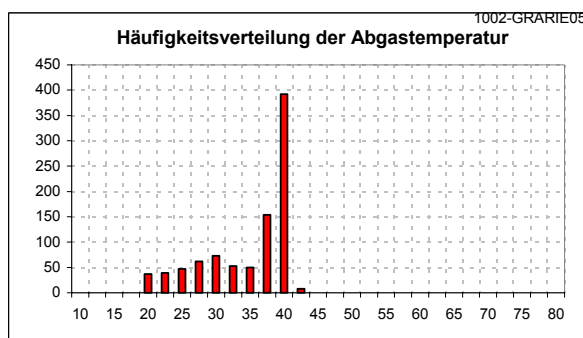
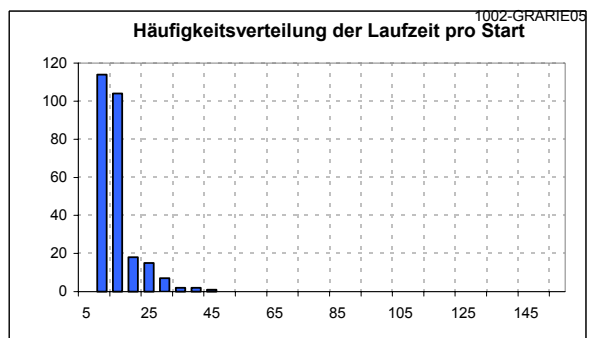
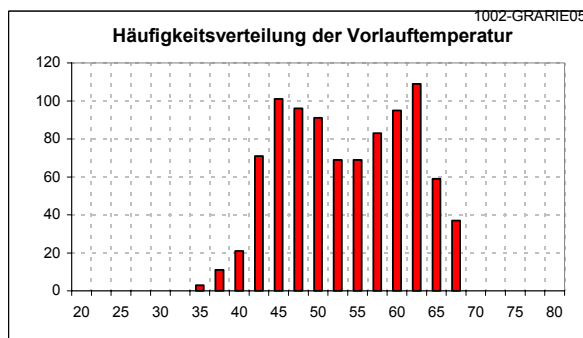
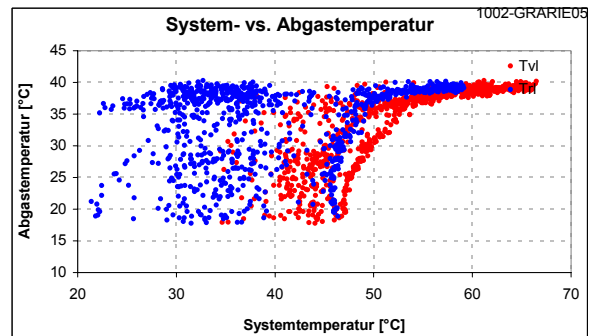
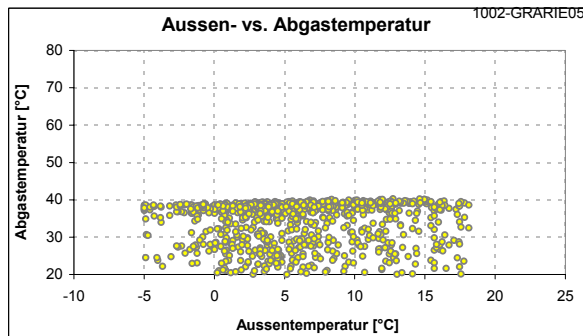
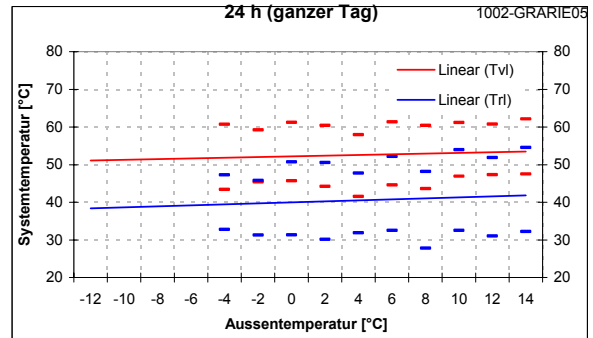
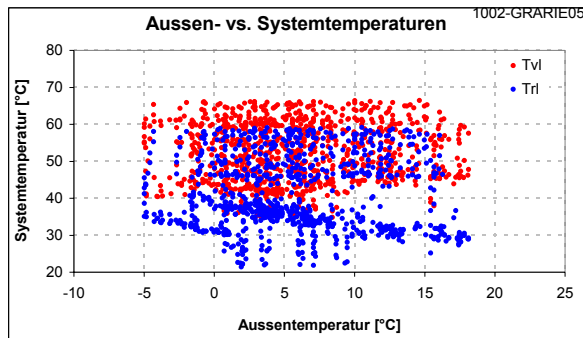
Eta_Kond Mittel	0.17 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	n/ def. -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	kein WW



Wärmeleistung Mittel	n/ def. kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	n/ def. kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	n/ def. kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

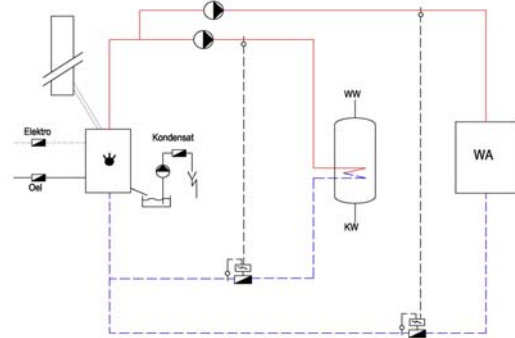
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	KAPHOE13
Anlagennummer	1003
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1978
Höhe Gebäudestandort	451 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

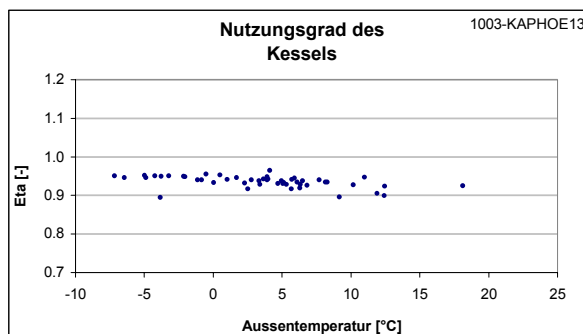
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	1
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	18.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Rücklauf

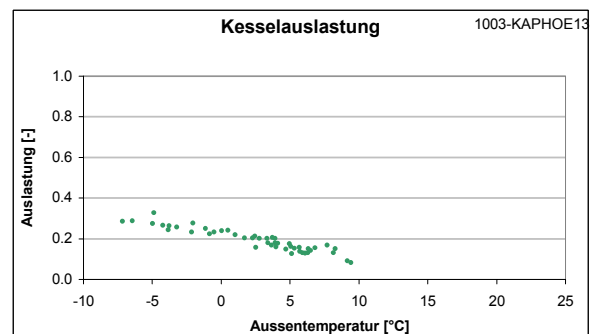
Hydraulikschema



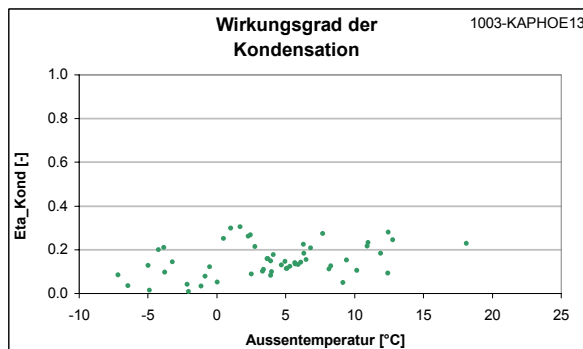
Betriebsdaten



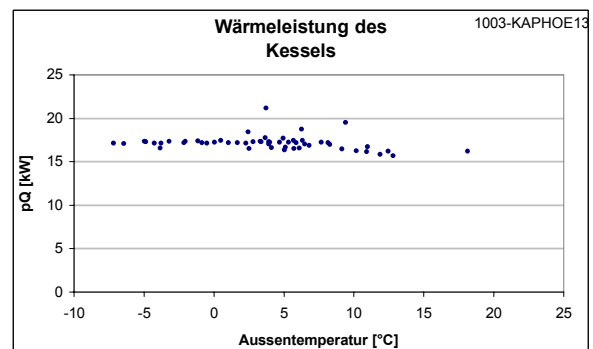
Mittlerer Eta	0.94 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.94 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	kein WW



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.33 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.09 -



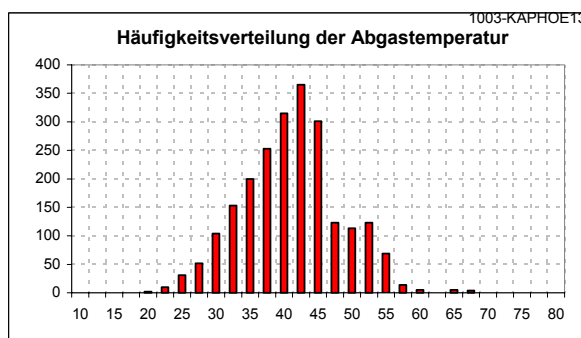
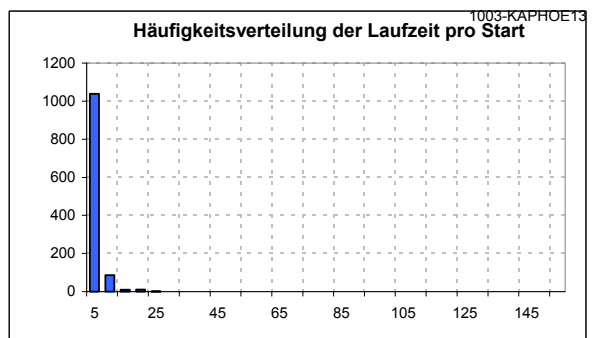
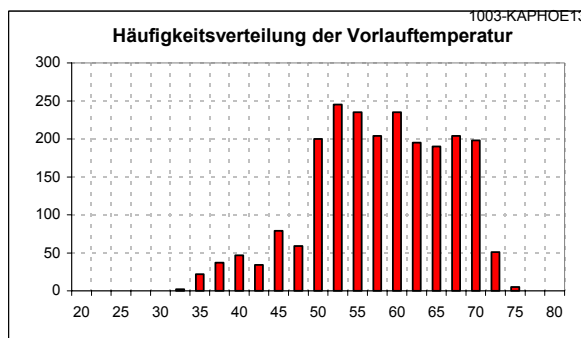
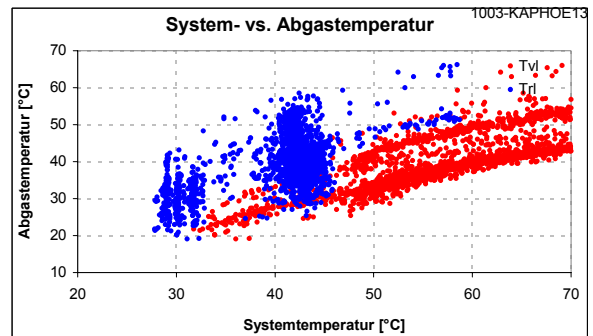
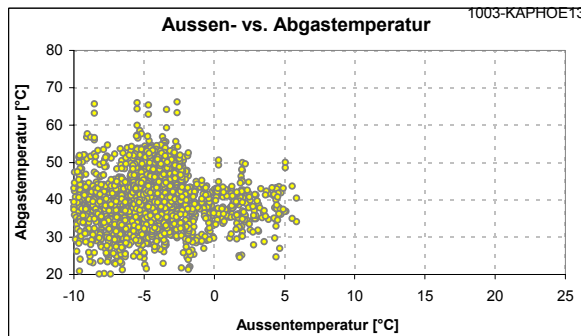
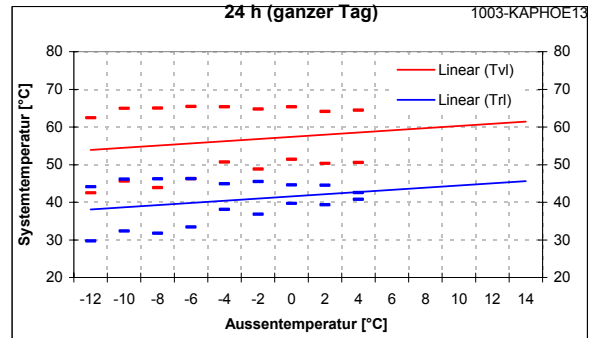
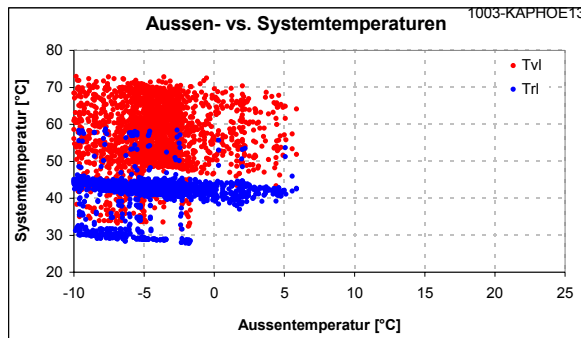
Eta_Kond Mittel	0.16 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.15 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	kein WW



Wärmeleistung Mittel	17.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	17.6 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	18.0 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

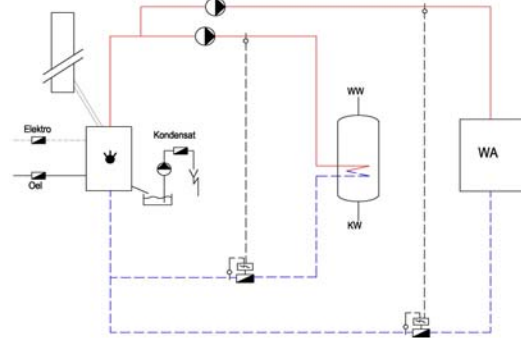
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	OBEPFA08
Anlagennummer	1004
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1951
Höhe Gebäudestandort	561 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

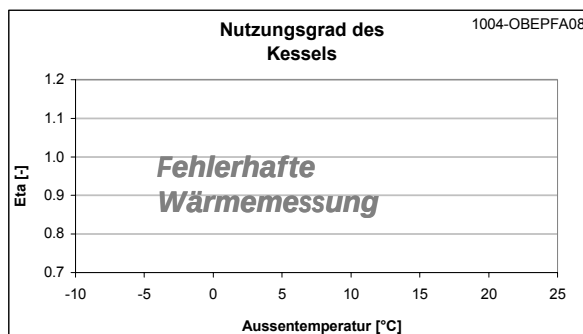
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	1
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	23.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Verbrennungsluft

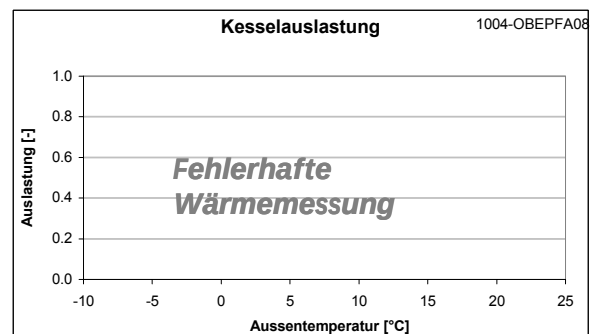
Hydraulikschema



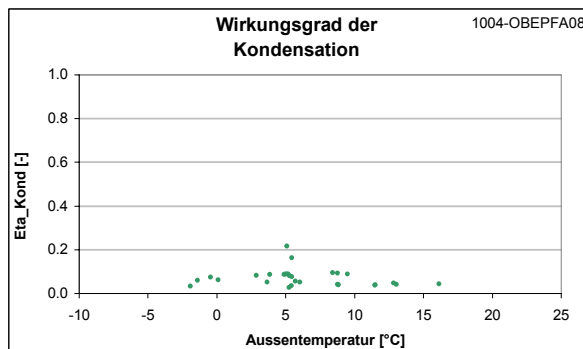
Betriebsdaten



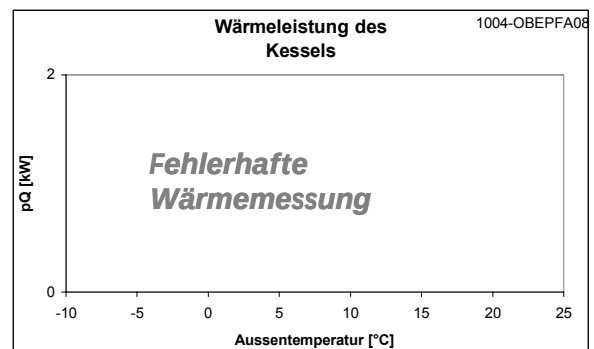
Mittlerer Eta	n/ def. -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	n/ def. -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.00 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.00 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.00 -



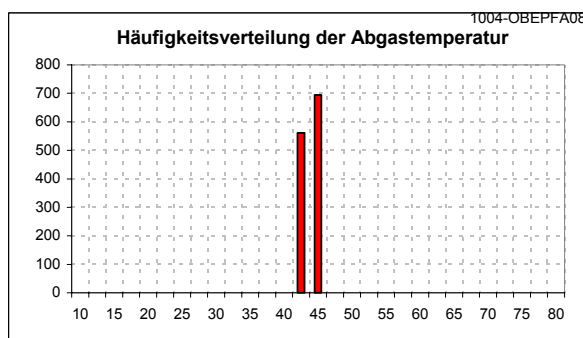
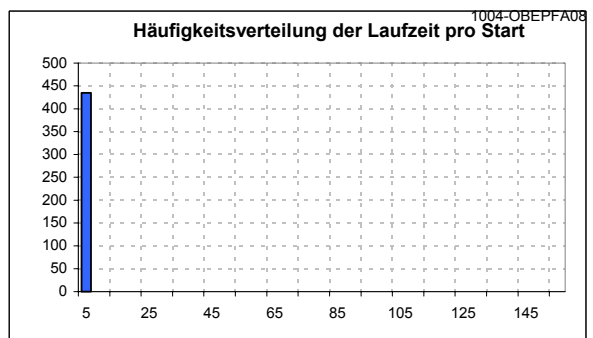
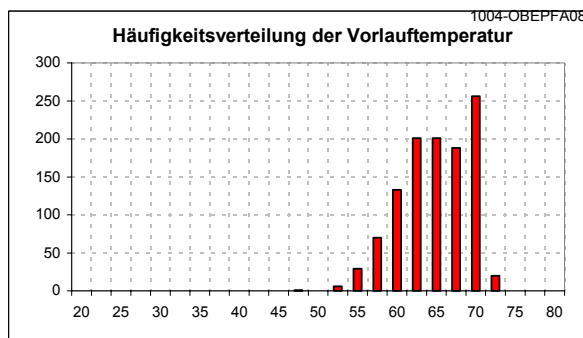
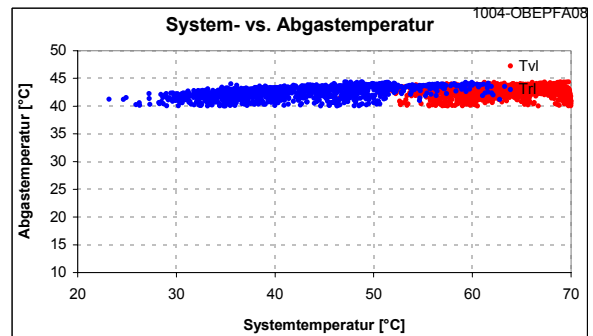
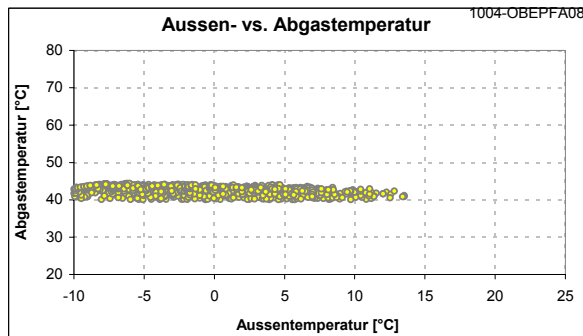
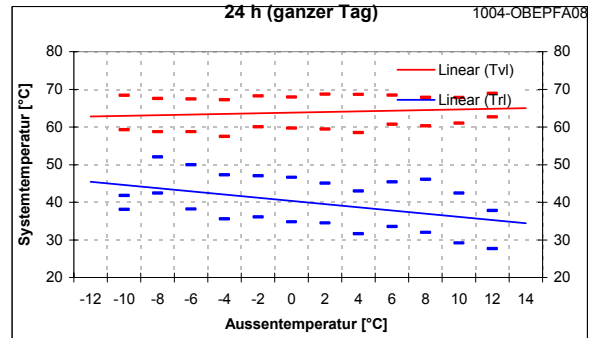
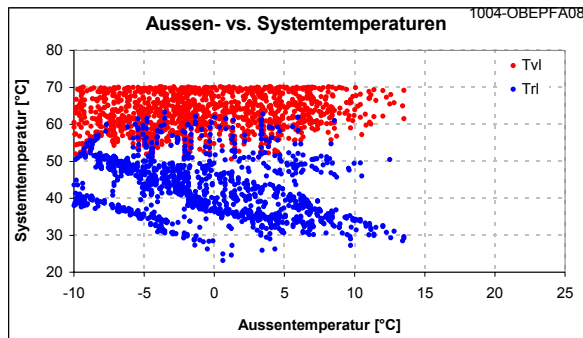
Eta_Kond Mittel	0.08 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	n/ def. -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.05 -



Wärmeleistung Mittel	n/ def. kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	n/ def. kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	n/ def. kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

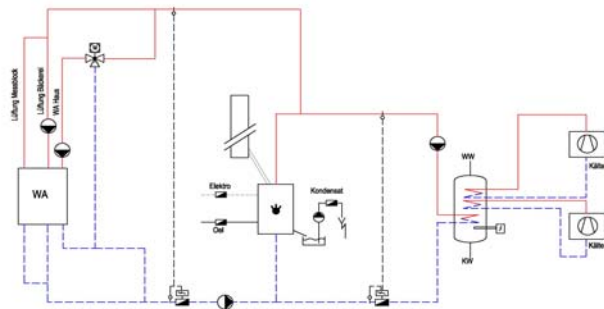
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	OSTBER10
Anlagennummer	1005
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1972
Höhe Gebäudestandort	n/ def. m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	20 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

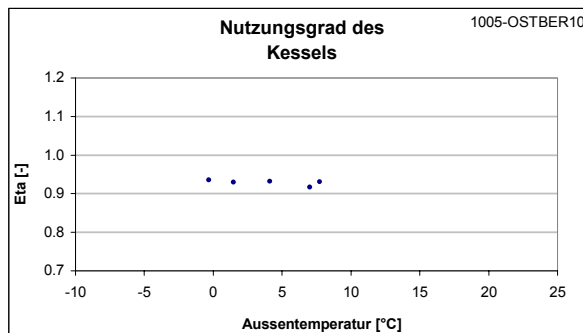
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	2
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	99.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Verbrennungsluft

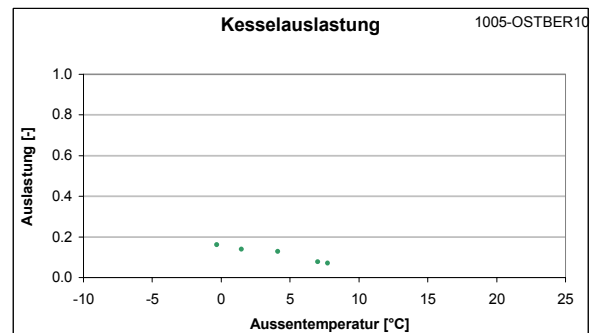
Hydraulikschema



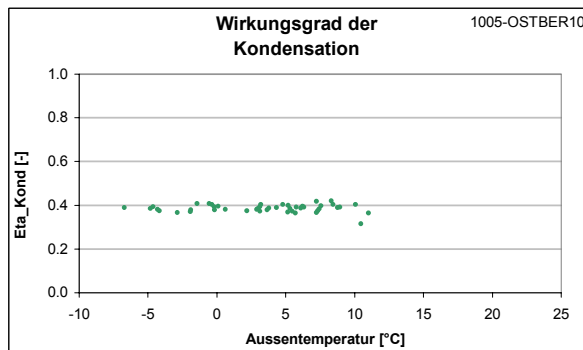
Betriebsdaten



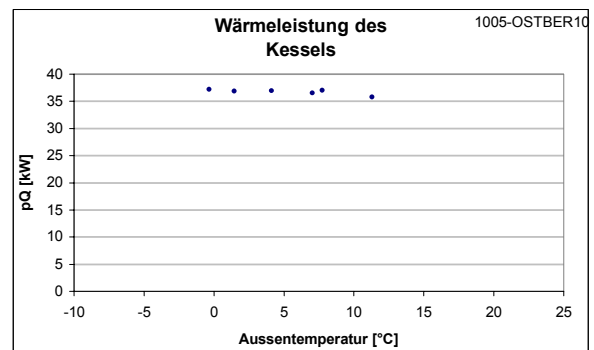
Mittlerer Eta	0.04 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.93 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	kein WW



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.01 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.01 -



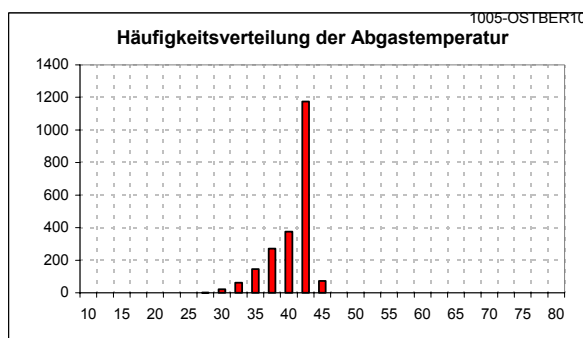
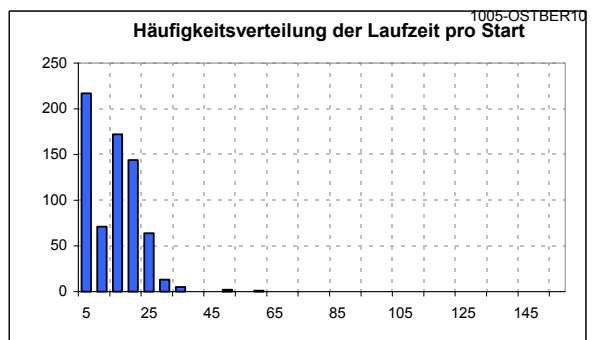
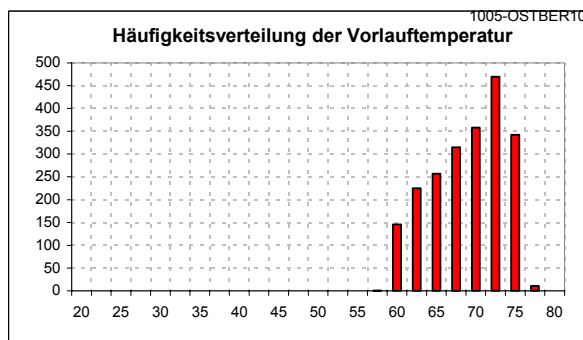
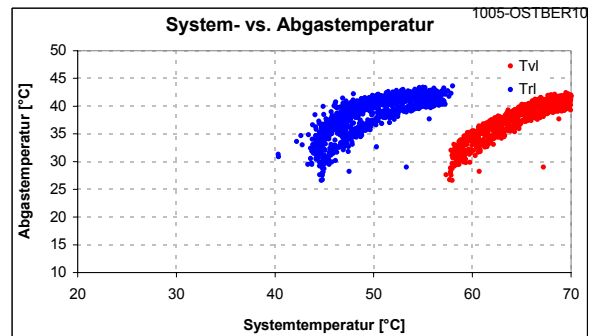
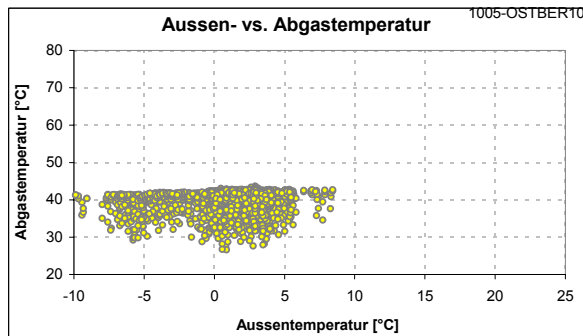
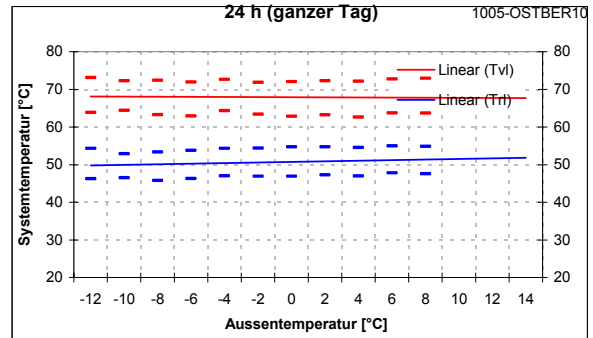
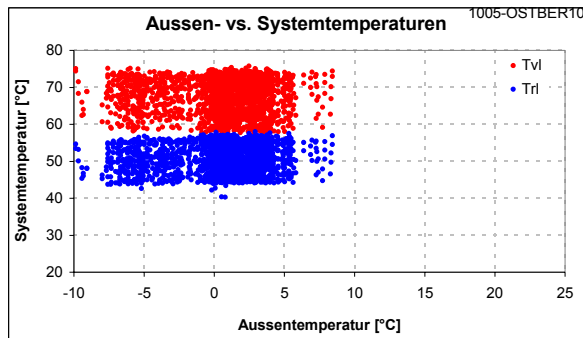
Eta_Kond Mittel	0.40 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.40 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	kein WW



Wärmeleistung Mittel	1.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	37.8 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	37.1 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

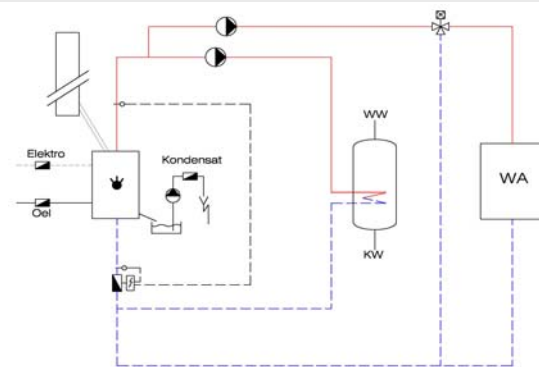
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	WALBRE40
Anlagennummer	1011
Jahr der Aufnahme in FAGO	2003
Baujahr Gebäude	1903
Höhe Gebäudestandort	425 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	14 kW
Anzahl Personen	3 Pers.
Art des Abgabesystems	Bodenzhg.&Radiatoren

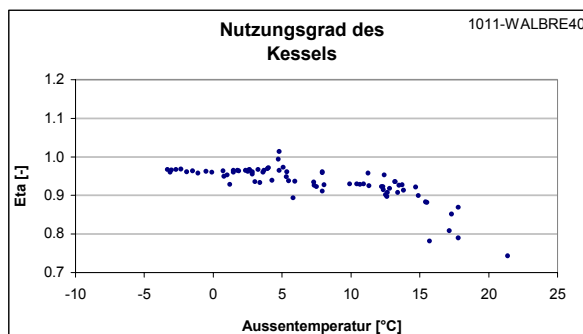
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	1
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	17.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Verbrennungsluft

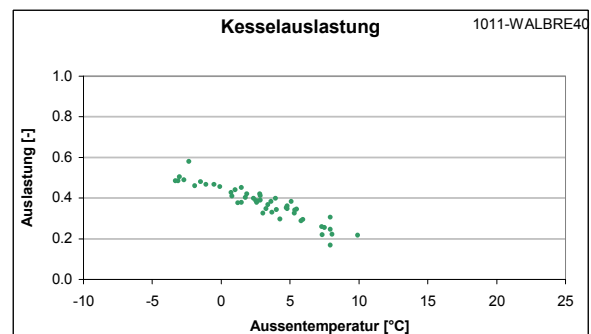
Hydraulikschema



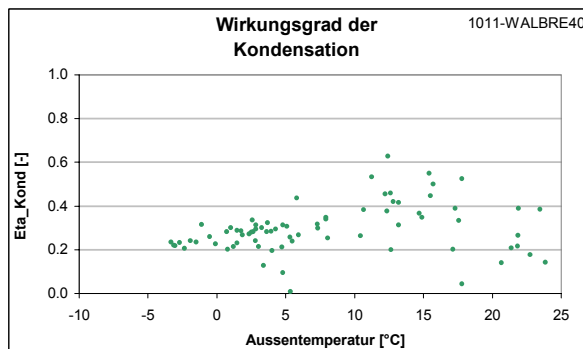
Betriebsdaten



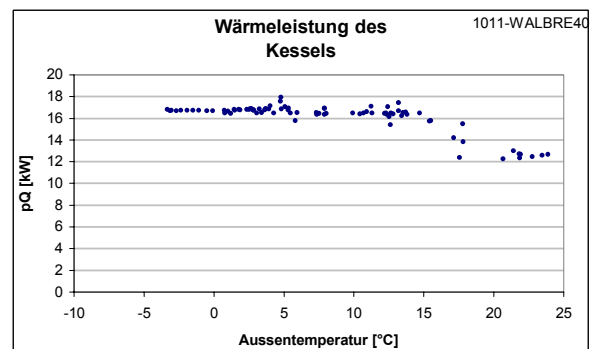
Mittlerer Eta	0.95 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.96 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.87 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.65 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.17 -



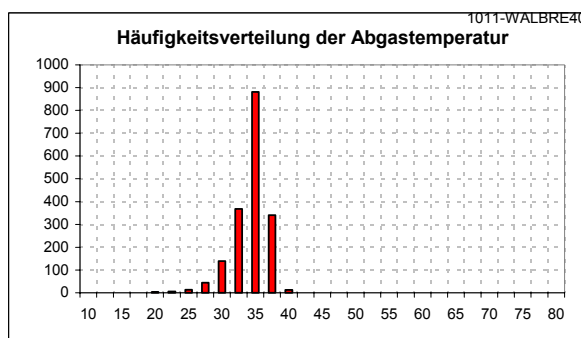
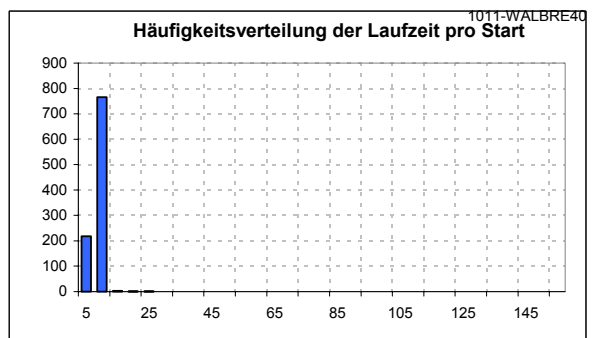
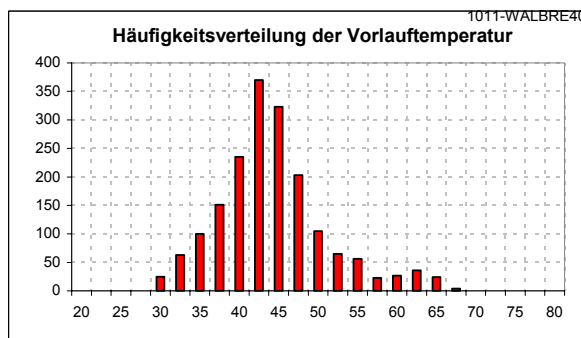
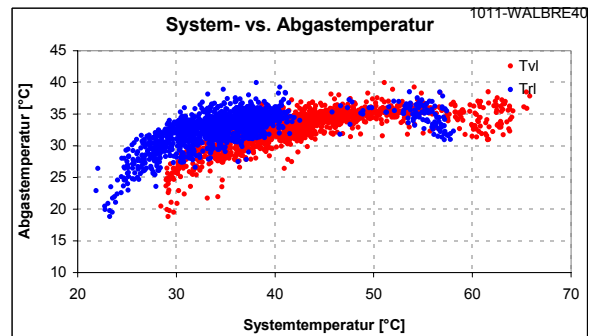
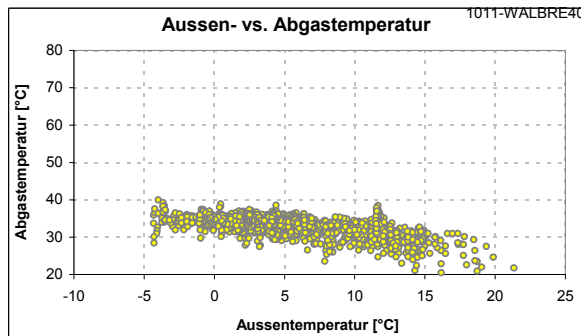
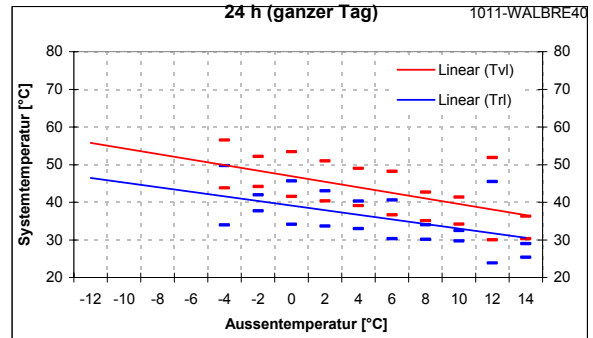
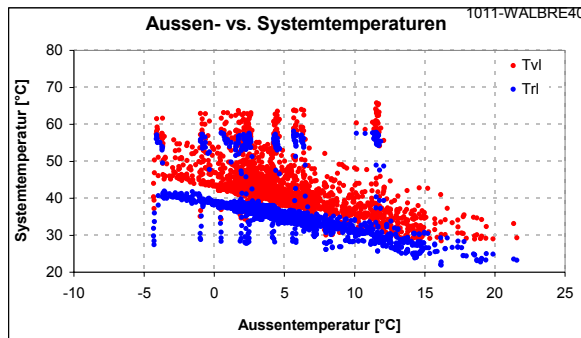
Eta_Kond Mittel	0.30 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.27 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.35 -



Wärmeleistung Mittel	17.1 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	17.3 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	17.1 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

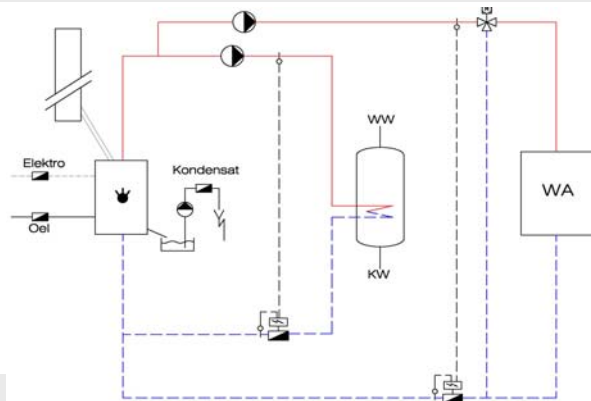
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	MELTUR03
Anlagennummer	1012
Jahr der Aufnahme in FAGO	2003
Baujahr Gebäude	1984
Höhe Gebäudestandort	350 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	8 kW
Anzahl Personen	4 Pers.
Art des Abgabesystems	Fussbodenheizung

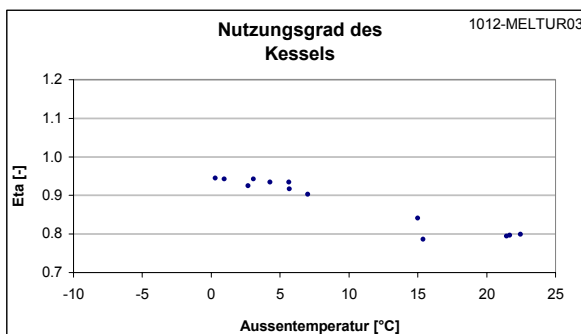
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	2
Enegetyp / -lieferant	Heizöl EL
Heizleistung	15,0 kW
Aufstellung	Wandkessel
Kondensationstyp	Verbrennungsluft

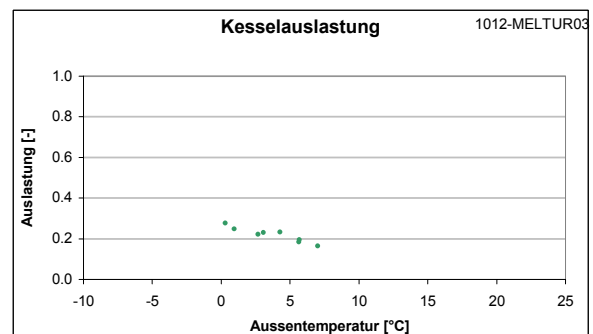
Hydraulikschema



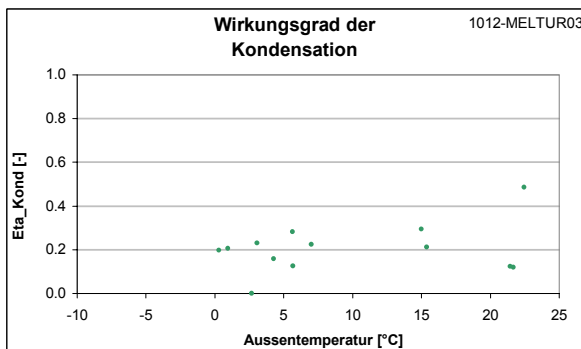
Betriebsdaten



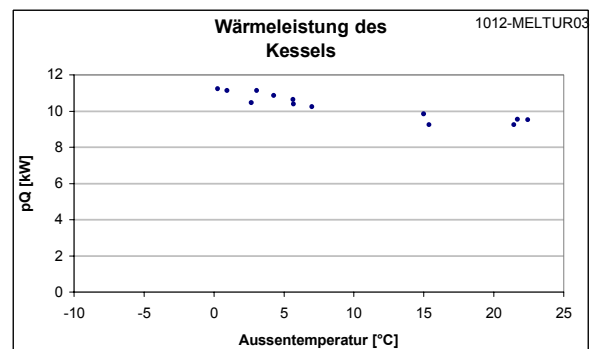
Mittlerer Eta	0.92 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.93 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.81 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -11°C)	0.44 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.11 -



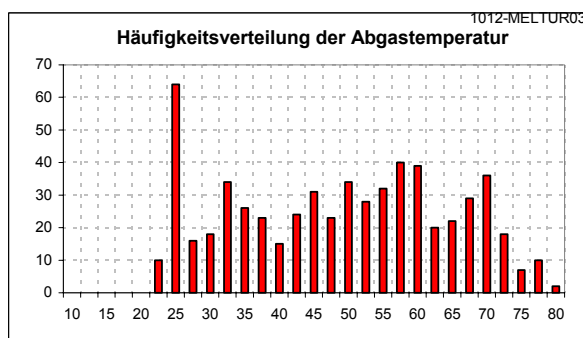
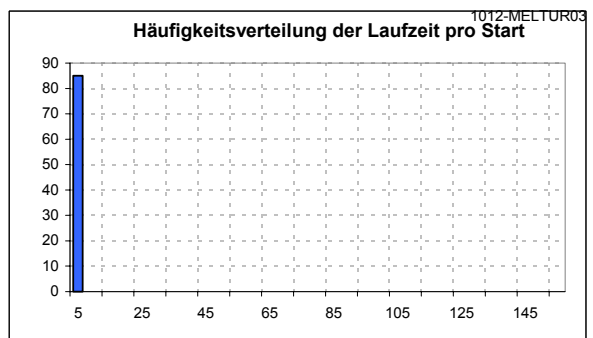
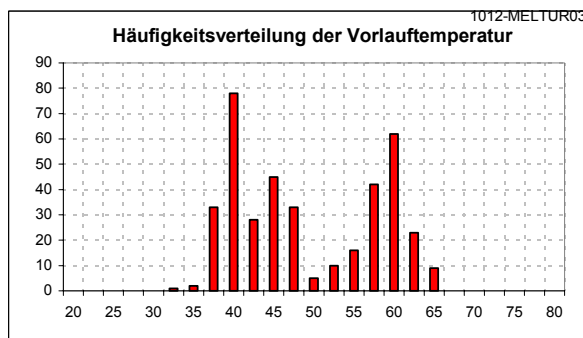
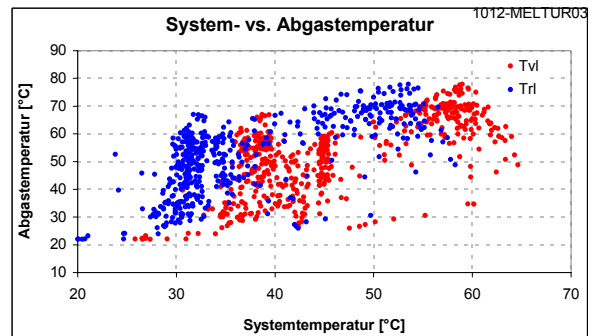
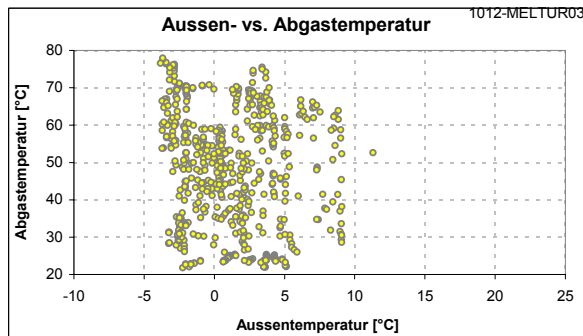
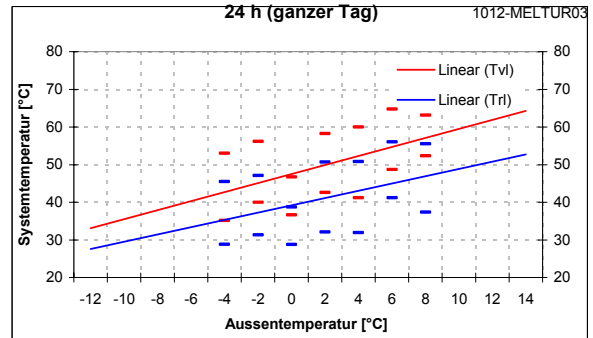
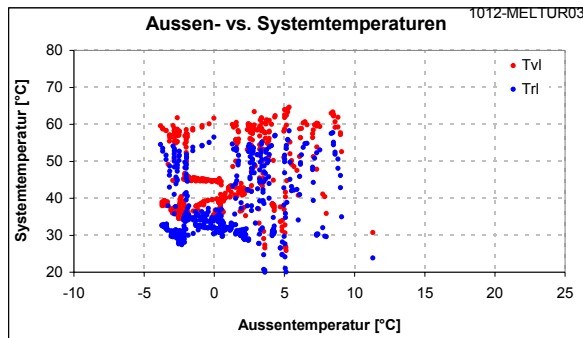
Eta_Kond Mittel	0.21 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.18 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.26 -



Wärmeleistung Mittel	11.2 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -11°C)	13.2 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	10.2 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



8.2 Gaskessel

1006-FUEEBE16

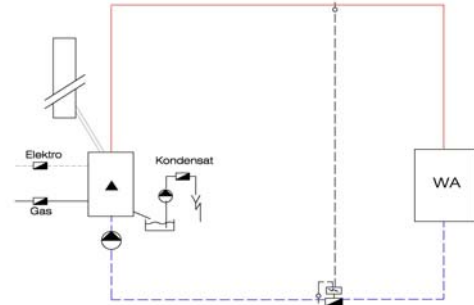
G:\FAGO\Anlagen\1006-FUEEBE16_v51.xls\ZUS_B

Systembeschreibung und Betriebsdaten

Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	FUEEBE16
Anlagennummer	1006
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1953
Höhe Gebäudestandort	302 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

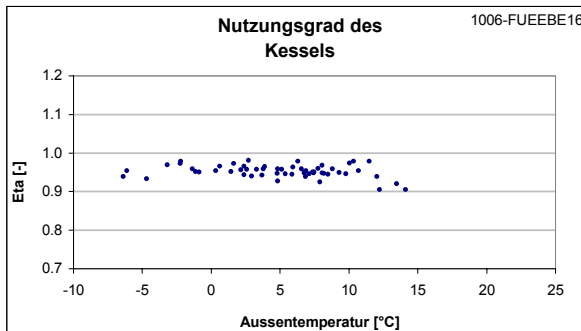
Hydraulikschem



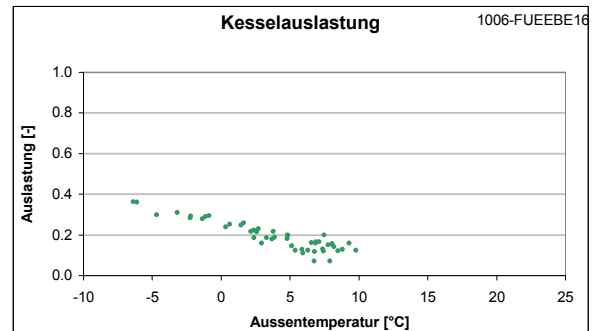
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	M
Energietyp / -lieferant	Swissgas
Heizleistung	12.0 kW
Aufstellung	Wandkessel
Kondensationstyp	Rücklauf & LAS

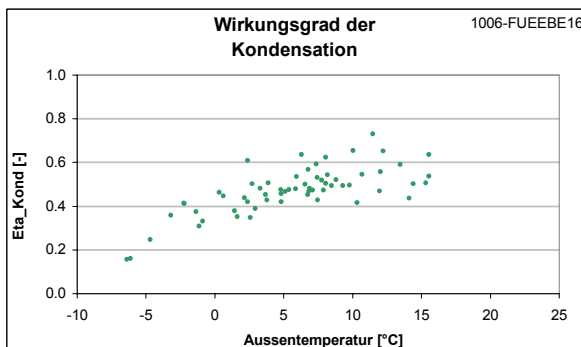
Betriebsdaten



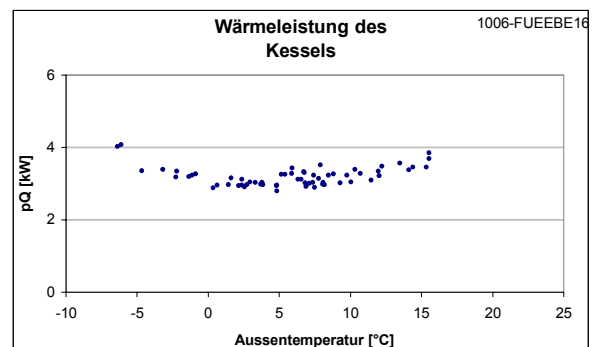
Mittlerer Eta	0.95 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.95 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	kein WW



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.39 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.08 -



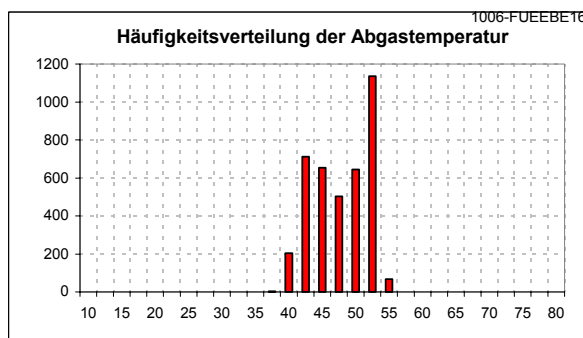
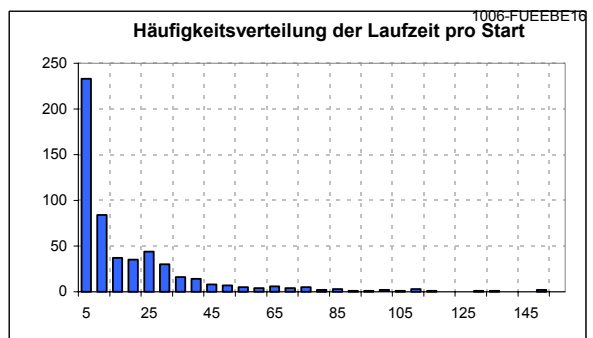
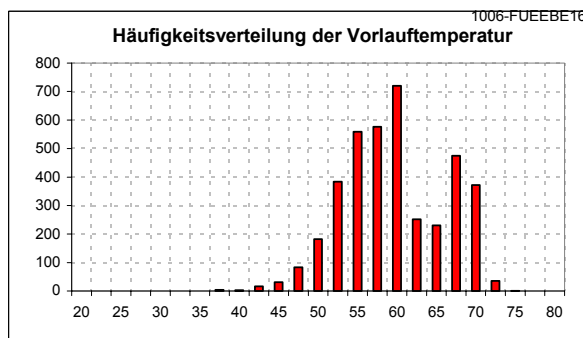
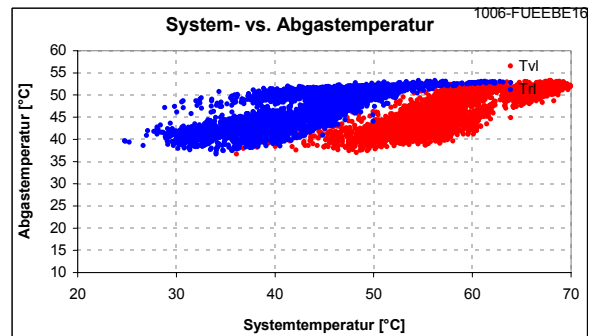
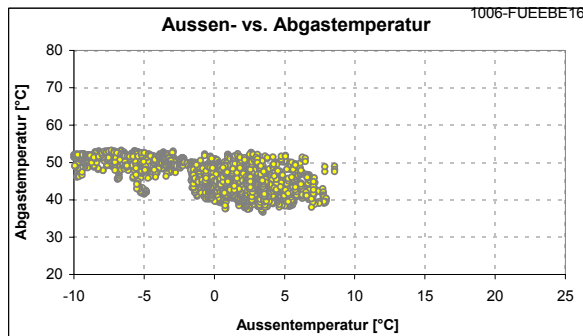
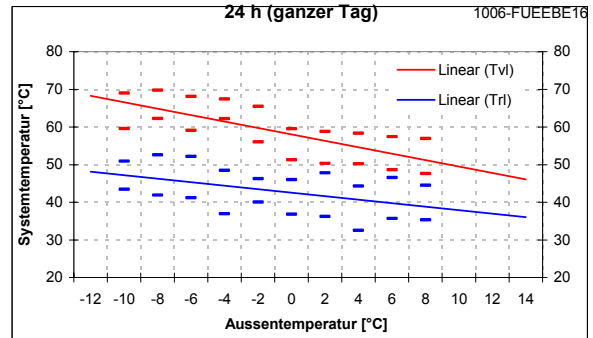
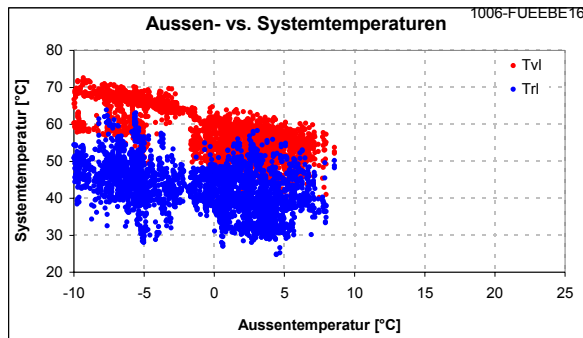
Eta_Kond Mittel	0.48 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.44 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	kein WW



Wärmeleistung Mittel	3.6 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	4.0 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	3.4 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

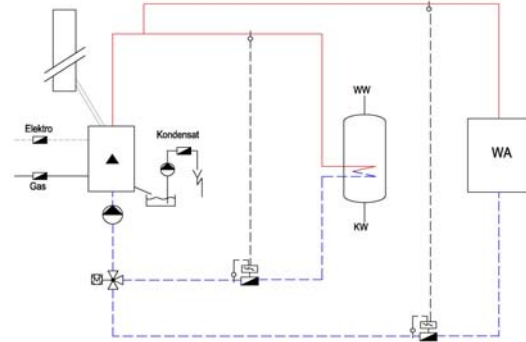
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	LAUGRA13
Anlagennummer	1007
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1978
Höhe Gebäudestandort	338 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

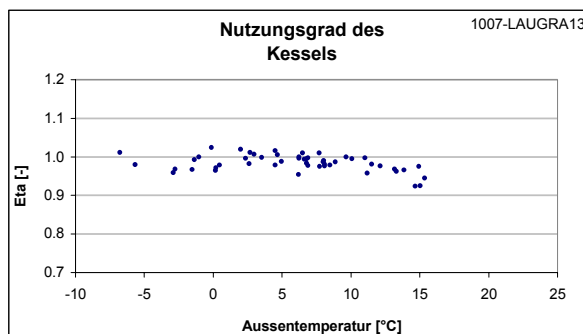
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	M
Enegetyp / -lieferant	Swissgas
Heizleistung	11.0 kW
Aufstellung	Wandkessel
Kondensationstyp	Rücklauf & LAS

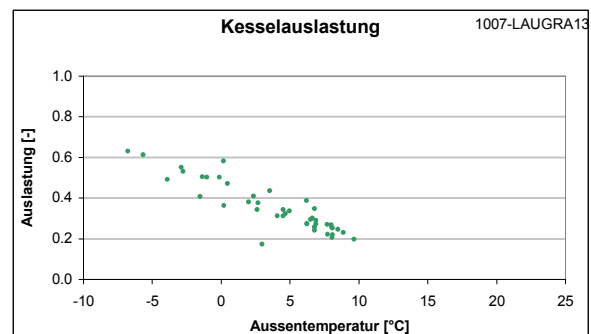
Hydraulikschemata



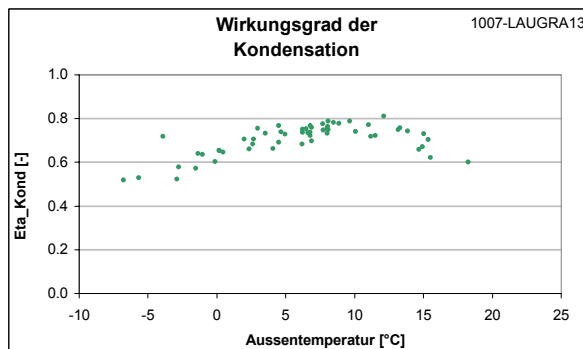
Betriebsdaten



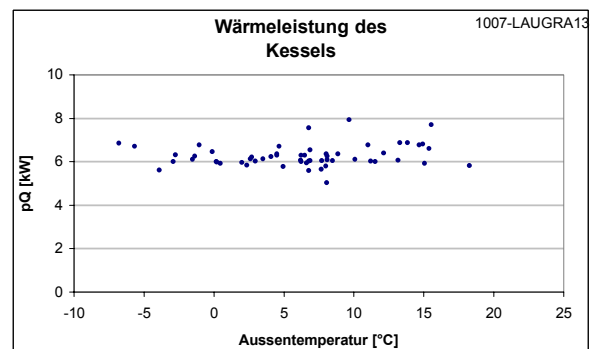
Mittlerer Eta	0.99 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.99 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.97 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.66 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.15 -



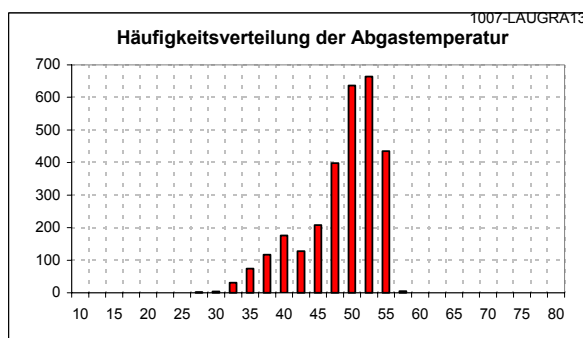
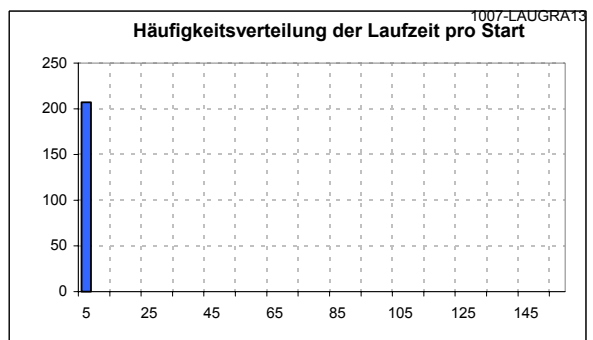
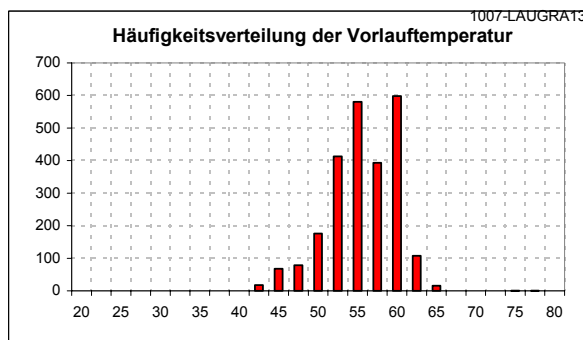
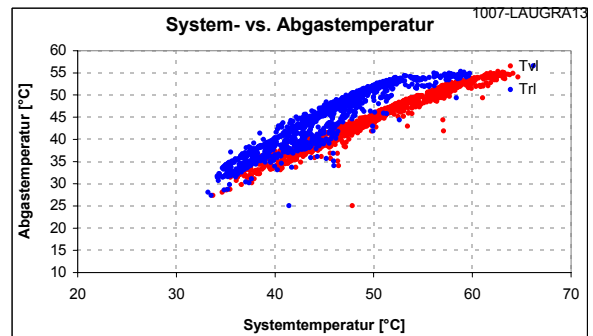
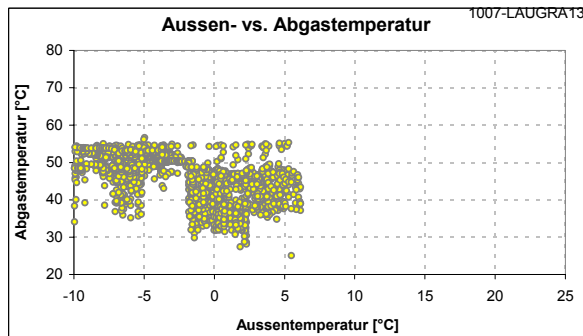
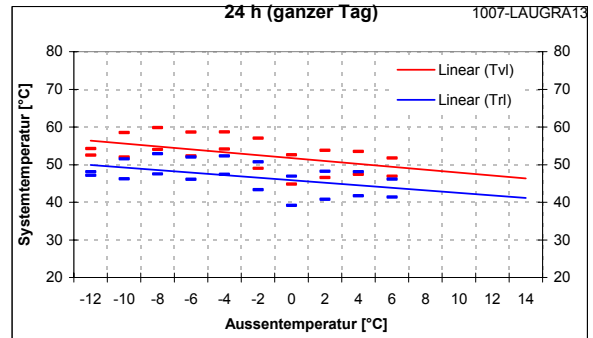
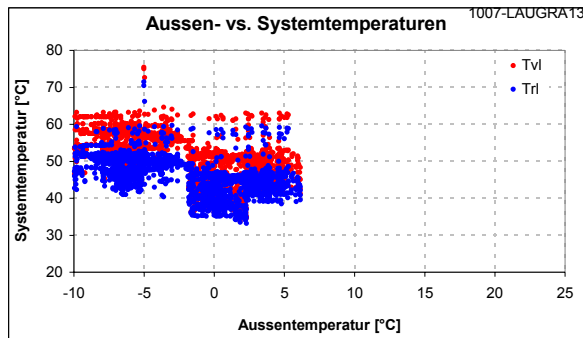
Eta_Kond Mittel	0.71 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.70 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.72 -



Wärmeleistung Mittel	6.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	6.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	6.6 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

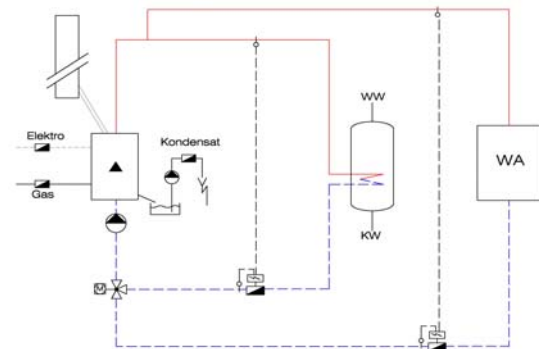
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	FUEGRU12
Anlagennummer	1008
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1974
Höhe Gebäudestandort	310 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

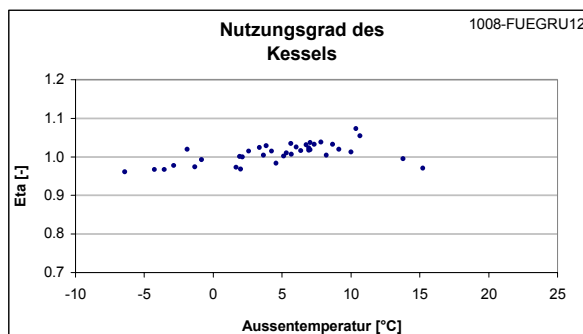
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	M
Enegetyp / -lieferant	Swissgas
Heizleistung	16.0 kW
Aufstellung	Wandkessel
Kondensationstyp	Rücklauf & LAS

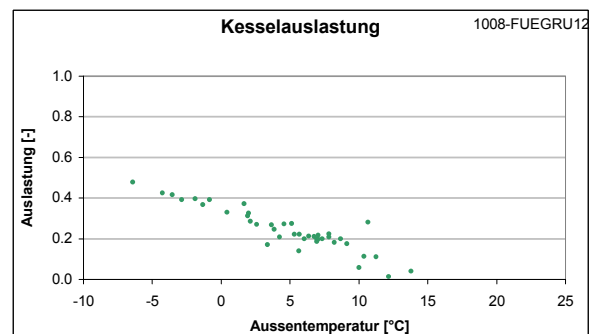
Hydraulikschema



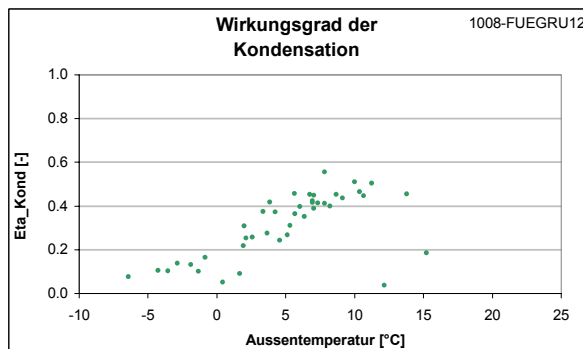
Betriebsdaten



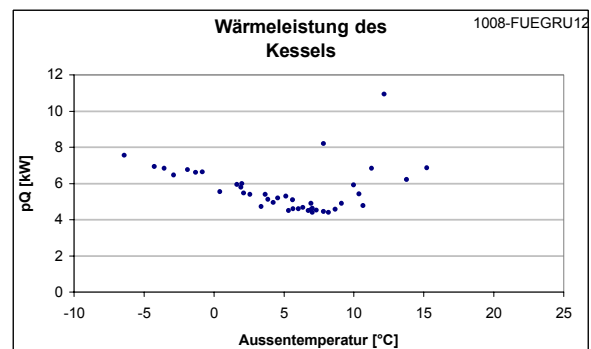
Mittlerer Eta	1.01 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	1.00 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	n/ def.



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.52 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.10 -



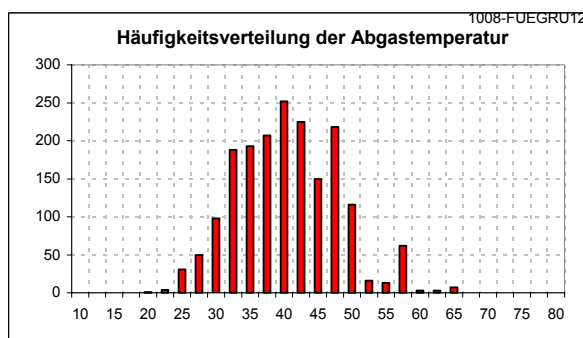
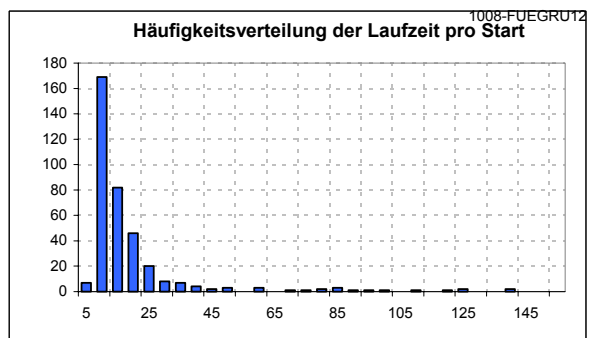
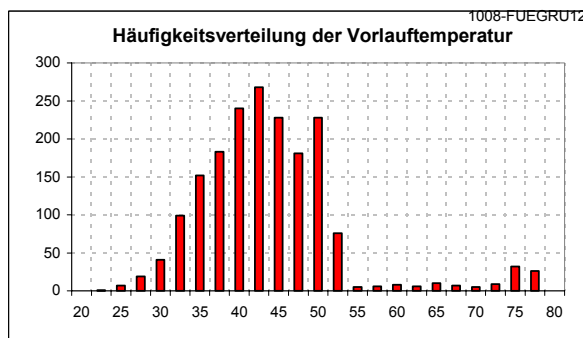
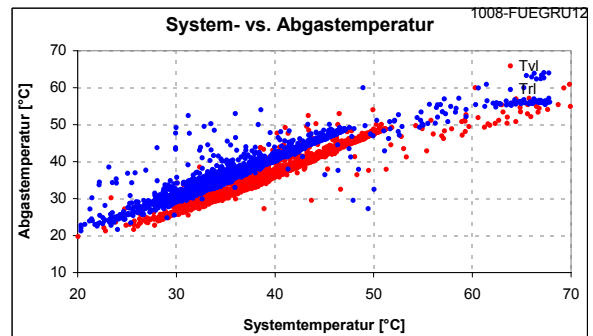
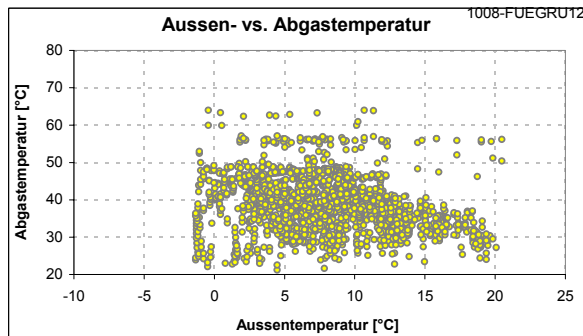
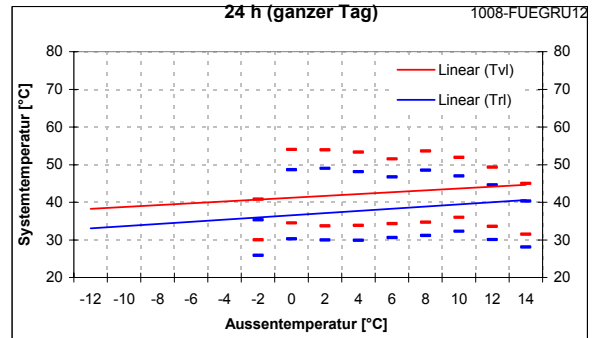
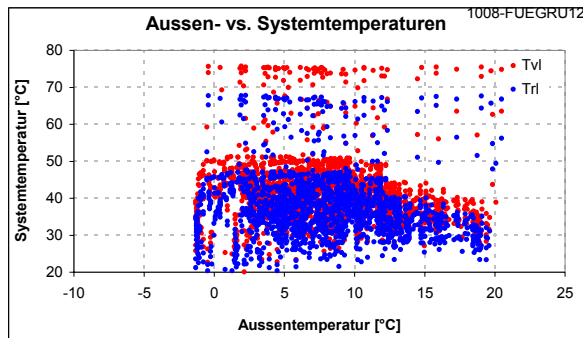
Eta_Kond Mittel	0.32 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.29 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	n/ def.



Wärmeleistung Mittel	6.0 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	6.8 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	5.7 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

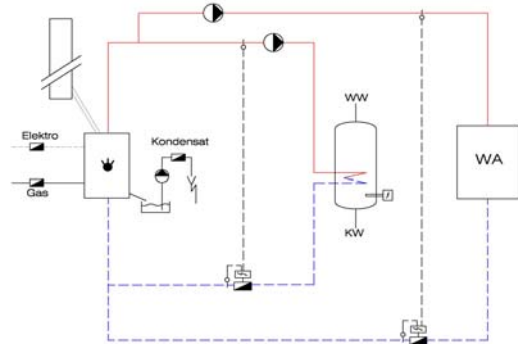
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	ETTBUR15
Anlagennummer	1009
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1980
Höhe Gebäudestandort	328 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	2 Pers.
Art des Abgabesystems	Radiatoren

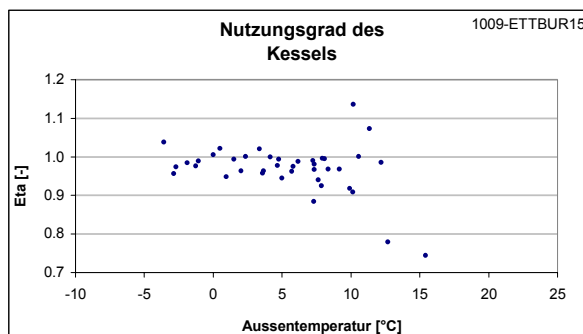
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	M
Enegetyp / -lieferant	Swissgas
Heizleistung	19,0 kW
Aufstellung	Wandkessel
Kondensationstyp	Rücklauf

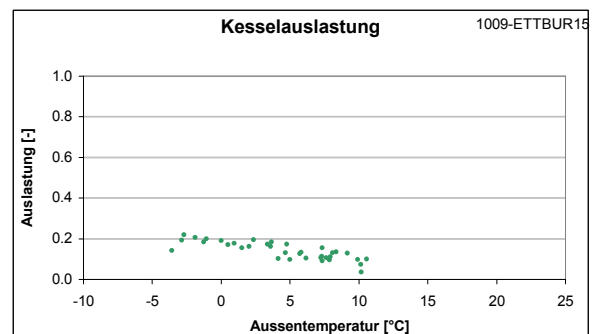
Hydraulikschema



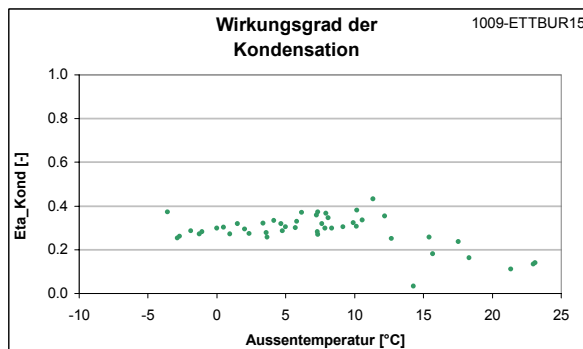
Betriebsdaten



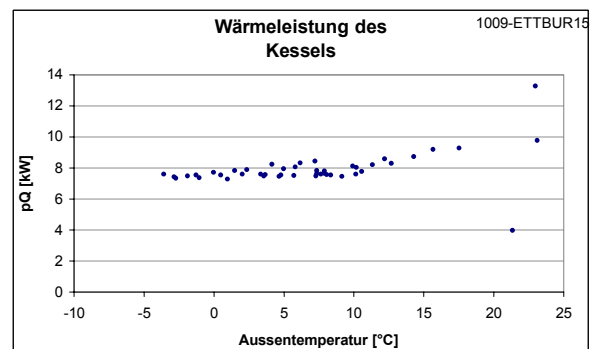
Mittlerer Eta	0.91 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.98 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.55 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.25 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.09 -



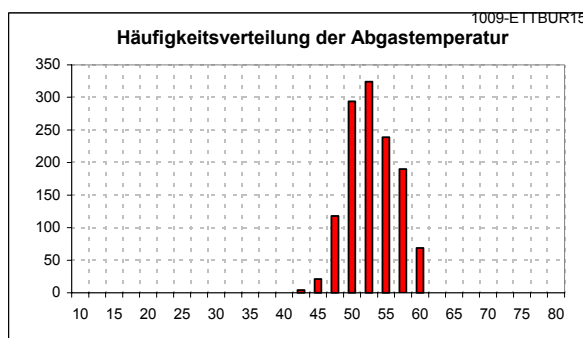
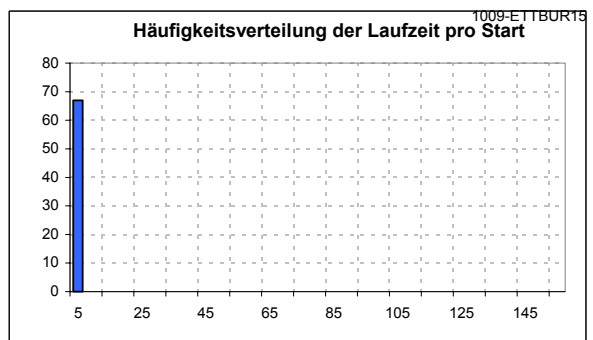
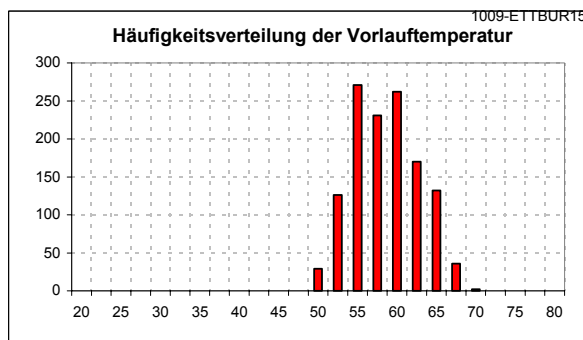
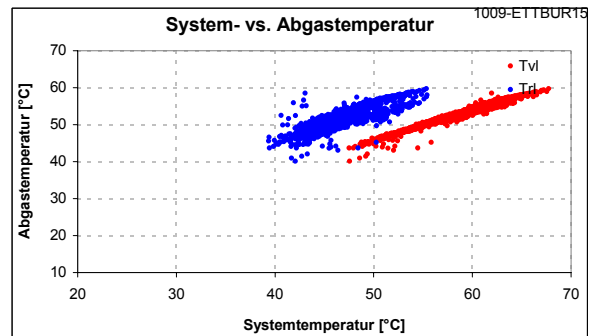
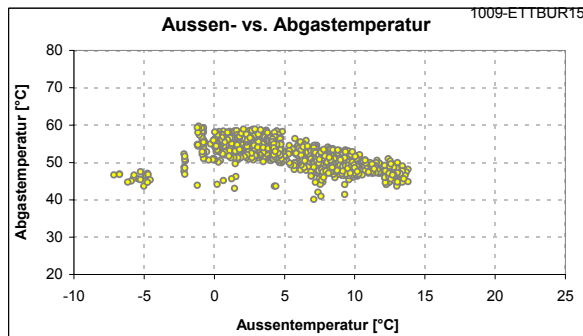
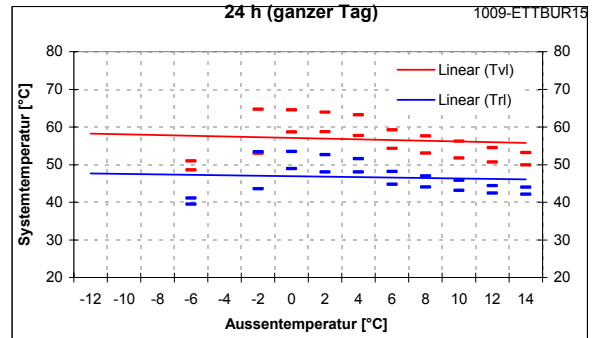
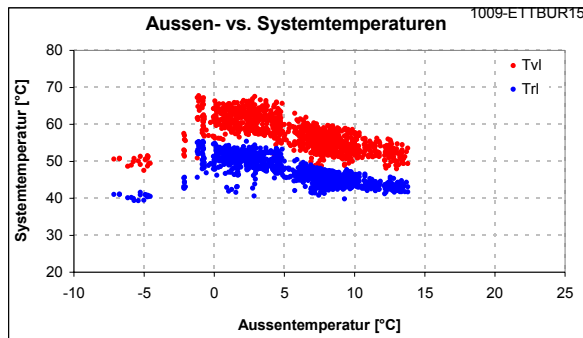
Eta_Kond Mittel	0.30 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	0.31 -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.22 -



Wärmeleistung Mittel	8.2 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	7.9 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	8.4 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.



Systembeschreibung und Betriebsdaten

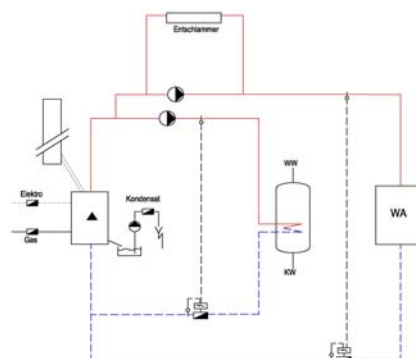
Objekt und Wärmeabgabe

Anlagenkürzel	RIEBAS25
Anlagennummer	1010
Jahr der Aufnahme in FAGO	2002
Baujahr Gebäude	1980
Höhe Gebäudestandort	275 m.ü.M.
Wärmeleistungsbedarf	n/ def. kW
Anzahl Personen	15 Pers.
Art des Abgabesystems	Fussbodenheizung

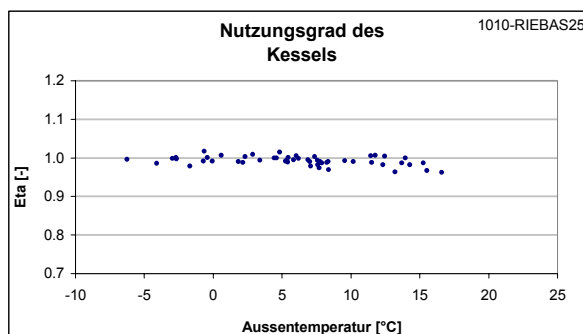
Wärmeerzeuger

Leistungscharakteristik	M
Energietyp / -lieferant	Swissgas
Heizleistung	68.0 kW
Aufstellung	Standkessel
Kondensationstyp	Rücklauf

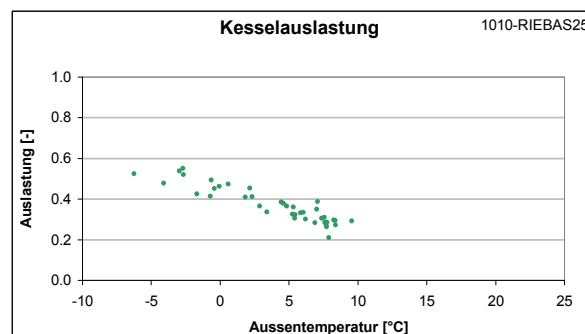
Hydraulikschema



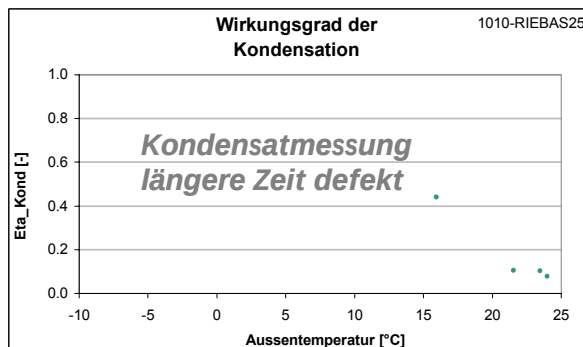
Betriebsdaten



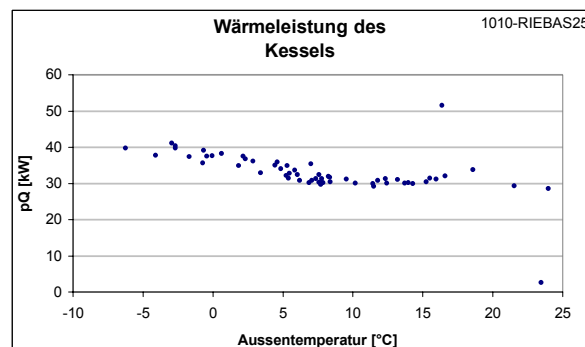
Mittlerer Eta	0.98 -
Mittlerer Eta Winter (Ta = 3°C)	0.99 -
Mittlerer Eta Sommer (WW)	0.94 -



Kesselauslastung Winter (Ta = -8°C)	0.61 -
Kesselauslastung Winter (Ta = 12°C)	0.22 -



Eta_Kond Mittel	0.19 -
Mittlerer Eta_Kond Winter (Ta = 3°C)	#DIV/0! -
Mittlerer Eta_Kond Sommer (WW)	0.19 -



Wärmeleistung Mittel	33.7 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = -8°C)	43.5 kW
Wärmeleistung Winter (Ta = 12°C)	28.8 kW

Legende

Leistungscharakteristik	Anzahl Leistungsstufen des Brenners, resp. M für Modulation der Leistung
Eta	Brennstoffnutzungsgrad: Verhältnis zwischen der Wärmemenge ab Kessel resp. ab Speicher, sofern vorhanden, und dem Brennstoffverbrauch, inklusive Elektrizität für Hilfsaggregate wie Umwälzpumpen.
pQ	Wärmeleistung des Kessels (Wärmeabgabe / Laufzeit des Brenners)
WW	Warmwasser
Eta_Kond	Anteil der gemessenen an der maximal möglichen Kondensation (Diff. von oberem und unterem Heizwert).
Kesselauslastung	Abgegebene Wärme zur Wärmemenge bei Non-Stop Betrieb (24 h pro Tag) mit maximaler Leistung.

