

Technical Report Nr. 24, 2026

**EnQuaFlex – Energiewendedenlicher
Quartiersbetrieb durch gemeinschaftliche
Flexibilitätskoordination**

**Bildung von dimensionslosen Kennzahlen zur energetischen
Bewertung von gebäudetechnischen Anlagen**

Prof. Dr.-Ing. Nicolei Beckmann

B. Eng. René Weiß

hochschule 21 – Technical report

Buxtehude:
Hochschule 21 gemeinnützige GmbH
Staatlich anerkannte private Fachhochschule
Harburger Straße 6
21614 Buxtehude

Telefon: + 49 4161 648 124
Fax: +49 4161 648 123
E-Mail: bibliothek@hs21.de
<http://www.hs21.de>

ISSN 2196-5153



Bildung von dimensionslosen Kennzahlen zur energetischen Bewertung von gebäudetechnischen Anlagen

im Rahmen des Verbundvorhabens

EnQuaFlex - Energiewendedienlicher Quartiersbetrieb durch gemeinschaftliche Flexibilitätskoordination

Autor:

Prof. Dr.-Ing. Nicolei Beckmann

Lektor- und Korrektorart: René Weiß, B.Eng.

Buxtehude, 23.07.2026

Hochschule 21
Harburger Str. 6
21614 Buxtehude

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

KURZFASSUNG

Der vorliegende Bericht befasst sich mit der Entwicklung und Anwendung dimensionsloser Kennzahlen zur energetischen Bewertung von gebäudetechnischen Anlagen im Rahmen des Forschungsprojekts EnQuaFlex. Die methodische Grundlage bildet dabei die Richtlinie VDI 4663, die das Physikalische Optimum (PhO) als Referenzzustand nutzt, um das vorhandene Optimierungspotenzial direkt messbar zu machen. Ein wesentlicher Aspekt dieser Methodik ist die Unterscheidung zwischen einer Bedarfsanalyse, bei welcher der Nutzen über einen physikalischen Referenzprozess definiert wird, und einer Verbrauchsanalyse, die den Output bei einem gegebenen Einsatz bewertet.

Im Bereich der Wärmeversorgung wird die Effektivität von Wärmepumpen analysiert, indem die real gemessenen Leistungszahlen (COP und JAZ) mit dem idealen Carnot-Prozess verglichen werden. Durch die Bildung eines PhO-Leistungsfaktors wird der Abstand zum physikalisch idealen Prozess transparent gemacht. Die Auswertungen realer Betriebsdaten zeigen hierbei deutliche Diskrepanzen zu Herstellerangaben, was insbesondere auf den Energiebedarf von Nebenverbrauchern wie Anlagensteuerungen und Heizungspumpen in Zeiten geringer Wärmeanforderung zurückzuführen ist.

Für Lüftungstechnische Maßnahmen wird die Kennzahlenbildung theoretisch über die hydraulische Förderleistung hergeleitet. Hierbei dient die Bernoulli-Gleichung zur Bestimmung der minimalen Druckverluste, während der notwendige Volumenstrom auf Basis der DIN 1946-6 als physikalischer Referenzwert herangezogen wird.

Bei der Bewertung von Photovoltaikanlagen kommt die Verbrauchsperspektive zur Anwendung, wobei die Shockley-Queisser-Grenze (ein theoretischer Wirkungsgrad von ca. 33,16 % bei 300 K) als physikalischer Grenzwert fungiert. Die Analyse verdeutlicht, dass die Effektivität der Anlagen im Realbetrieb nicht nur durch physikalische Faktoren wie Temperatur beeinflusst wird, sondern maßgeblich durch externe Einflüsse wie Abregelungen durch den Netzbetreiber gemindert werden kann.

Zusammenfassend bietet das Verfahren ein methodisch nachvollziehbares Werkzeug, das über eine rein deskriptive Darstellung hinausgeht. Es ermöglicht eine technologieübergreifende Vergleichbarkeit und macht reale Optimierungspotenziale sichtbar, indem es die tatsächlichen Betriebszustände in Relation zu den unumgänglichen physikalischen Grenzen setzt.

INHALTSVERZEICHNIS

Kurzfassung	iii
Inhaltsverzeichnis.....	iv
Abbildungsverzeichnis.....	v
Tabellenverzeichnis.....	vi
Formelverzeichnis	vii
Indizes.....	viii
1 Einleitung Kennzahlenbildung.....	1
1.1 Einleitung.....	1
1.2 Gegenstand, Methodik und Aufbau der Arbeit.....	2
2 Kennzahlenbildung Wärmeversorgungsanlagen	4
2.1 Analyse der theoretischen Leistungszahlen	4
2.2 Bewertung der gemessenen Leistungszahlen	8
2.2.1 Analyse der Wärmeerzeugung zum Heizbetrieb	8
2.2.2 Analyse der Warmwasseraufbereitung.....	9
2.3 Analyse theoretische Leistungszahl des bivalenten Energieerzeugers	10
3 Kennzahlenbildung Lüftungstechnische Maßnahmen	19
4 Kennzahlenbildung Photovoltaikanlagen.....	21
5 Fazit	26
6 Literatur	27

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Verbrauchs- und Bedarfsperspektive; Quelle [2]	1
Abbildung 2: Beispiel einer Bilanzierung Wärmewandlungsanlage; Quelle [3].....	2
Abbildung 3: Schema einer Wärmepumpe [4]	4
Abbildung 4: Kältekreislauf $\log_{(p),h}$ -Diagramm; Quelle [5, nachbearbeitet].....	5
Abbildung 5: Auswertung Leistungszahlen eingesetzte WP	7
Abbildung 6: PhO-Leistungsfaktoren nach Herstellerangaben.....	7
Abbildung 7: PhO-Faktor Haus Windsor Luft-Wasser-Wärmepumpe.....	14
Abbildung 8: PhO-Faktor Haus Sterling Luft-Wasser-Wärmepumpe	16
Abbildung 9: PhO-Faktor Haus Dover Abluft-Wasser-Wärmepumpe	18
Abbildung 10: PhO-Faktor PV-Anlagen	25

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Leistungszahlen gemäß DIN EN 14511	5
Tabelle 2: Eingangsparameter Berechnung Wärmeerzeuger	10
Tabelle 3: Gradtagzahlen und Temperaturdaten; Quelle: [7]	11
Tabelle 4: Häuserbezogene Berechnungsparameter.....	12
Tabelle 5: Auswertung Wärmeerzeuger Haus Windsor.....	13
Tabelle 6: Auswertung Wärmeerzeuger Haus Sterling	15
Tabelle 7: Auswertung einer Abluft-Wasser-Wärmepumpe	17
Tabelle 8: Einstrahlleistungen und theoretische Erträge, Quelle [7, bearbeitet und ergänzt].	23
Tabelle 9: Auswertung Quartiersgebäude (Auswahl)	24

FORMELVERZEICHNIS

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
COP	Leistungszahl	-
JAZ	Jahresarbeitszahl	-
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W
Q	Wärmemenge	Wh
P	Elektrische Leistung	W
E	Elektrische Energie	Wh
t	Zeit	s
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{V}$	Volumenstrom	m ³ /h
F_{PhO}/f_{pHO}	PhO-Faktor	-
γ	Gütegrad	-
ε_C	Carnotleistungszahl	-
β	Kennzahl Deckung	-
h	Enthalpie	kJ/kg
T	Temperatur	K
ϑ	Temperatur	°C
$\dot{Q}_{HL}$	Heizlast	W
c	Wärmekapazität	kJ/kgK
ρ	Dichte	kg/m ³
n	Heizkörperexponent	-
k	Wärmeübergang	W/m ² K
A	Fläche	m ²
P_{hyd}	Förderleistung	W
Δp	Druckverlust	Pa
γ_{SQ}	Shockley-Queisser	-

INDIZES

Index	Bedeutung
H	Heizbetrieb
WW	Warmwasser
WP	Wärmepumpe
PV	Photovoltaik
LtM	Lüftung
HL	Heizlast
VL	Vorlauf
RL	Rücklauf
AL	Außenluft
i	innen
Zu	Zuluft
PhO	Physikalisches Optimum
C	Carnot
th	theoretisch
SQ	Shockley-Queisser
T	Transmission
L	Lüftung
Diff	Differenz
hyd	hydraulisch
St	statisch
Dyn	dynamisch
W	Wasser
total	gesamt

1 EINLEITUNG KENNZAHLENBILDUNG

1.1 EINLEITUNG

Moderne gebäudetechnische Anlagen müssen aufgrund gestiegener ökologischer Anforderungen hohe Effizienzen aufweisen und regenerative Energien einbinden. Neben einer Reduktion der Energieverbräuche optimieren bzw. reduzieren Energieeffizienzsteigerungsmaßnahmen gleichzeitig die ökonomischen und ökologischen Aufwendungen in der Betriebsphase. Dimensionslose Kennzahlen nach dem Verfahren der VDI 4663 ermöglichen eine direkte Bewertung innerhalb der jeweiligen Technologien. Zusätzlich erlauben die dimensionslosen Kennzahlen den Vergleich zwischen unterschiedlichen Technologien.

Das Verfahren der VDI 4663, basierend auf dem Physikalischen Optimum (PhO), ermöglicht eine direkte Bewertung des vorhandenen Optimierungspotenzials, indem es physikalische Grenzen während der Energiewandlung in die Betrachtung inkludiert. Dabei unterscheidet die Richtlinie zwischen einer Verbrauchs- und Bedarfsanalyse. In der Bedarfsanalyse ist der Nutzen über einen physikalischen Referenzprozess definiert und der Aufwand wird messtechnisch erfasst und bewertet. Als Beispiel aus der Gebäudetechnik kann die thermische Konditionierung herangezogen werden. Die Nutzenergie, in der Energieform Wärme, ist aus den physikalischen Wärmeverlusten über die Transmissions- und den Lüftungswärmeverlusten des betrachteten Gebäudes definiert (Bsp. siehe Abbildung 2). Der Aufwand wird in Abhängigkeit vom Prozess über den Energieansatz bewertet. Anzumerken ist, dass es sich beim Vergleich von unterschiedlichen Anlagentechniken nicht um eine Effizienzanalyse, sondern um eine Effektivitätsanalyse nach [1] handelt.

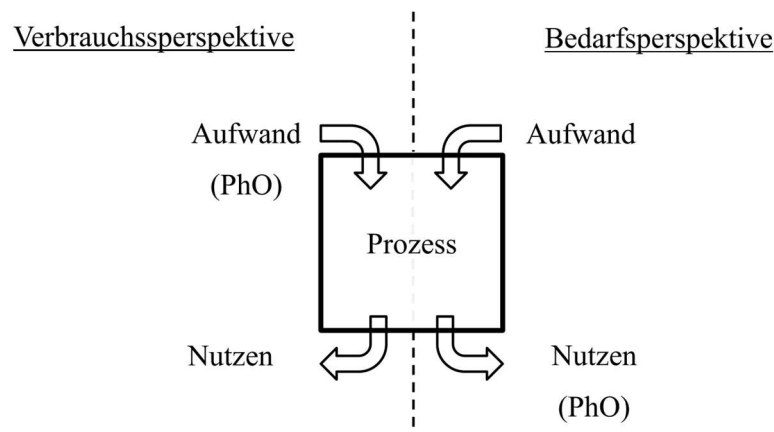


Abbildung 1: Verbrauchs- und Bedarfsperspektive; Quelle [2]

Im Rahmen der Verbrauchsperspektive wird bei gegebenem Einsatz der Output bewertet. Als gebäudetechnische Anlage lässt sich beispielhaft eine Photovoltaikanlage benennen. Folgende Fragestellung ergibt sich: Welche elektrischen Energiemengen werden bei einem, über physikalische Grenzwerte definierten, solaren Energieeintrag generiert?

Für alle Betrachtungen gilt es die Systemgrenzen klar zu definieren (Beispiel im Kapitel 4).

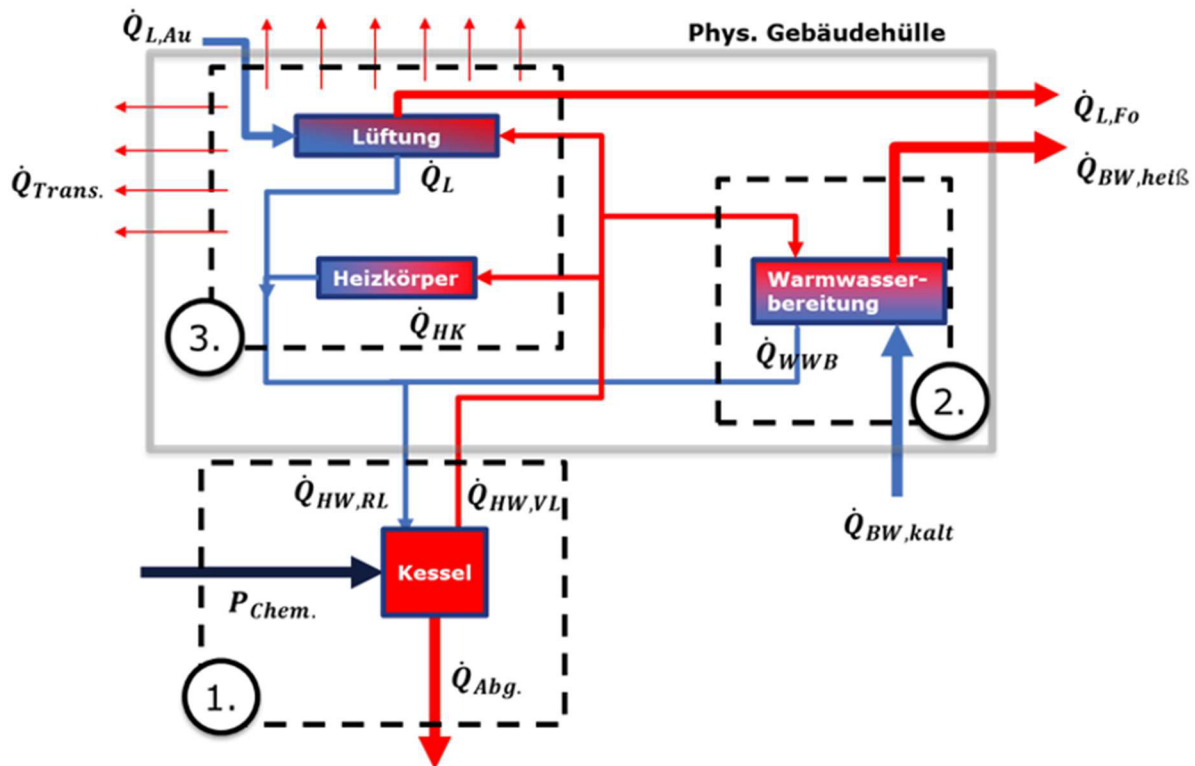


Abbildung 2: Beispiel einer Bilanzierung Wärmewandlungsanlage; Quelle [3]

1.2 GEGENSTAND, METHODIK UND AUFBAU DER ARBEIT

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Definition dimensionsloser Kennzahlen zur energetischen Bewertung gebäudetechnischer Anlagen. Grundlage der Untersuchung sind Messwerte aus einem real betriebenen Quartier, in dem unterschiedliche technische Anlagensysteme zur Wärme- und Trinkwassererzeugung, Gebäudelüftung und Stromerzeugung durch Photovoltaikanlagen erfasst und ausgewertet werden. Die Messwerte wurden im Rahmen des Forschungsprojekts „EnQuaFlex – Energiewendedienlicher Quartiersbetrieb durch gemeinschaftliche Flexibilitätskoordination“ aufgenommen und ausgewertet. Der Bezug zum Projekt EnQuaFlex ist dabei von zentraler Bedeutung, da die Argumentation nicht auf idealisierten Beispielsystemen oder Laborwerten, sondern auf realen Betriebsdaten basiert.

Methodische Grundlage der Arbeit ist das Verfahren der VDI 4663 zum Physikalischen Optimum. Ziel ist es, für die betrachteten Anlagensysteme dimensionslose Kennzahlen zu definieren, die eine energetische Bewertung des Realbetriebs auf Basis eines physikalisch begründeten Referenzzustands ermöglichen. Hierzu werden die jeweils relevanten Energieflüsse, Randbedingungen und Einflussgrößen zunächst systematisch beschrieben und anschließend durch geeignete Herleitungen und Umrechnungen in eine dimensionslose

Form überführt. Die Arbeit verfolgt damit keinen ausschließlich deskriptiven Ansatz, sondern zielt auf die Entwicklung und Anwendung eines methodisch nachvollziehbaren Bewertungswerkzeugs.

Ein besonderer Schwerpunkt liegt auf der Verständlichkeit der Herleitungen und Auswertungen. Die verwendeten Formeln, Tabellen und Diagramme sollen so eingebunden werden, dass die Bildung der Kennzahlen für den Leser nachvollziehbar bleibt. Gleichzeitig sollen die Ergebnisse nicht isoliert dargestellt, sondern durch den Vergleich mit Herstellerangaben eingeordnet werden. Auf diese Weise wird erkennbar, in welchem Verhältnis die Kennwerte des Realbetriebs zu standardisierten Leistungsangaben stehen und welchen zusätzlichen Erkenntnisgewinn die dimensionslosen Kennzahlen für die energetische Bewertung liefern.

Ziel der Arbeit ist es somit, einen nachvollziehbaren Ansatz zur Kennzahlenbildung für unterschiedliche gebäudetechnische Anwendungsbereiche bereitzustellen und diesen exemplarisch auf reale Daten aus dem Quartier anzuwenden. Der Mehrwert der dimensionslosen Kennzahlen liegt dabei insbesondere in der vergleichenden Bewertung des Anlagenbetriebs, in der Sichtbarmachung von Optimierungspotenzialen und in der Einordnung realer Betriebszustände zu physikalisch idealen Referenzprozessen.

2 KENNZAHLENBILDUNG WÄRMEVERSORGUNGSSANLAGEN

2.1 ANALYSE DER THEORETISCHEN LEISTUNGSZAHLEN

Die Wärmeversorgung in fast allen Gebäuden im Forschungsquartier EnQuaFlex wird über unterschiedliche Arten von Wärmepumpenanlagen realisiert. Zuerst erfolgt eine Analyse anhand der Effizienzangaben aus den Herstellerdatenblättern. Die Leistungszahl bei Wärmepumpen beschreibt das Verhältnis vom Nutzen zum Aufwand. Der Aufwand wird durch die notwendige Fluidförderung und Druckanpassung für den Wärmetransport verursacht. Der Nutzen wird durch die übertragene Wärmemenge beschrieben. Die Leistungszahl für die Wärmepumpe wird durch den COP-Wert angegeben. Dabei steht **COP** für den **Coefficient of Performance**.

Berechnet werden kann die Leistungszahl COP über die Enthalpieänderung zwischen den einzelnen Prozesspunkten im Kreisprozess (Gleichung I). Werden die Wirkungsgradverluste des Verdichters idealisiert dem Kältemittel zugeschrieben, dann entspricht die Enthalpieänderung zwischen den Punkten 1 und 2 der zugeführten elektrischen Energie des Verdichters (Abbildung 3).

$$COP = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} \approx \frac{\dot{Q}_{WP,H}}{P_{WP,H}} \quad \text{Gl. I}$$

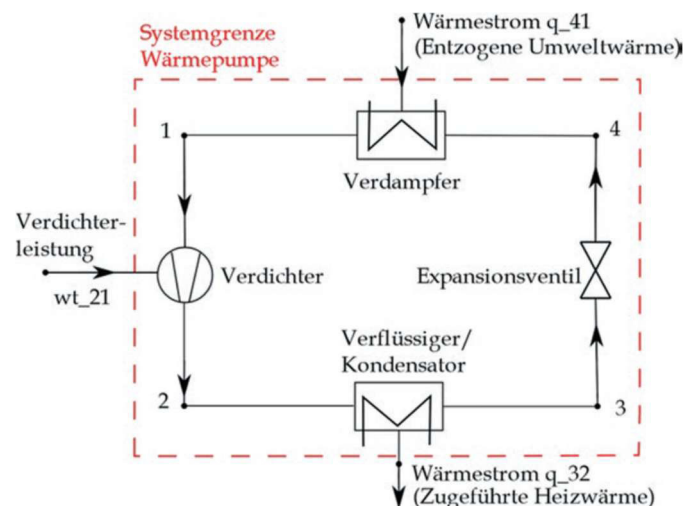


Abbildung 3: Schema einer Wärmepumpe [4]

In der Abbildung 4 sind die einzelnen Prozessschritte in einem $\log(p),h$ -Diagramm eingetragen. Deutlich ist zu erkennen, dass die Enthalpieveränderung bei der Wärmeabgabe (Punkt 2 zu 3) der Veränderung bei der Verdichtung gegenübersteht (Punkt 1 zu 2).

log(p)-h Diagramm R290 (Propane)

COP (Wärmepumpe) = 4,39 / COP (Kältemaschine) = 3,39

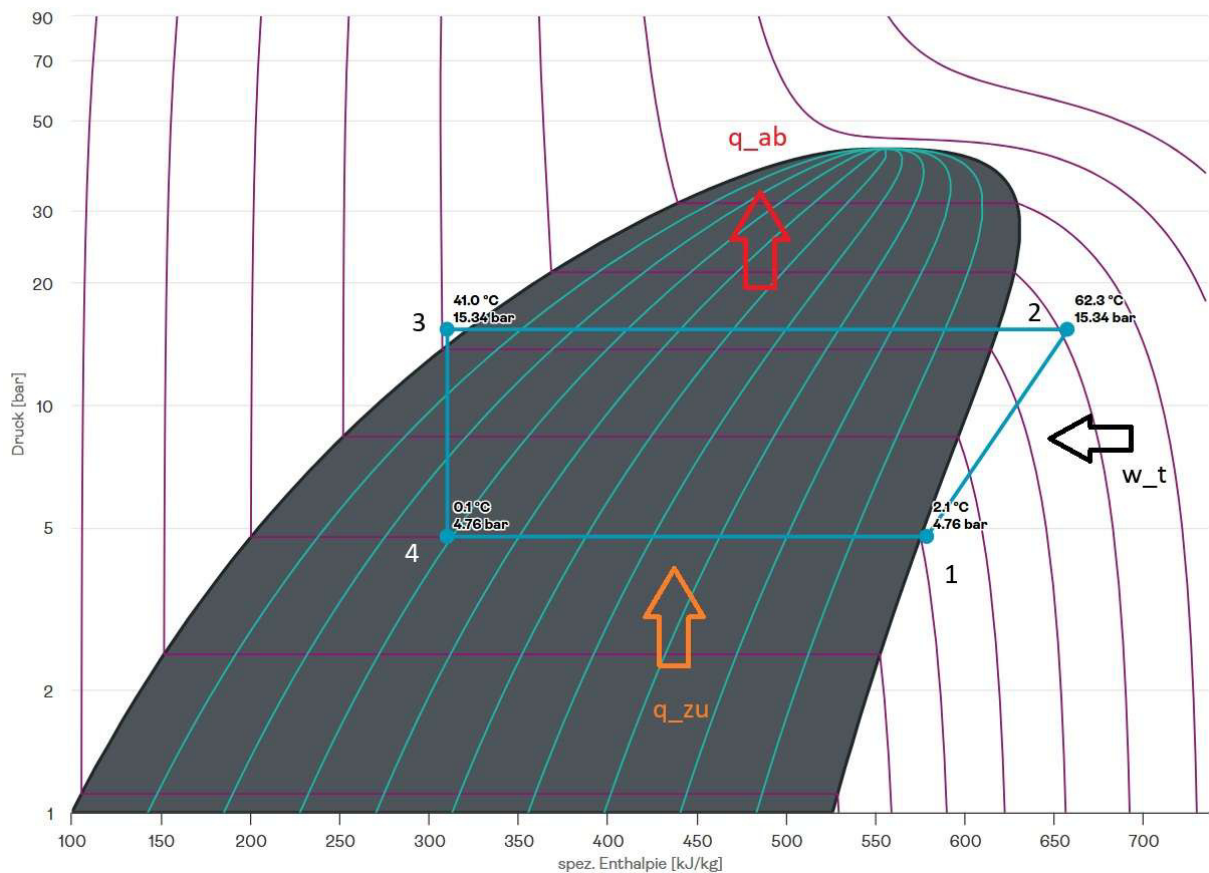


Abbildung 4: Kältekreislauf log_(p),h-Diagramm; Quelle [5, nachbearbeitet]

Um eine Vergleichbarkeit bei unterschiedlichen Wärmequellen zu ermöglichen, wird auf Basis der DIN EN 14511 der COP-Wert bei vordefinierten Betriebspunkten bestimmt. Tabelle 1 zeigt die Betriebspunkte und die gegebenen Herstellerangaben der eingesetzten Wärmepumpen.

Tabelle 1: Leistungszahlen gemäß DIN EN 14511

Wärmepumpentyp	Luft/ Wasser (Typ 1)	Luft/Wasser (Typ 2)	Abluft/ Wasser (Typ 3)	Leistungs- zahl Carnot
Kältemittel	R32	R290	R290	
Global Warming Potential	675	0,02	0,02	
Leistungswerte gemäß 14511 Außenluft- temp./Vorlauftemp. -7 / 35	2,71	2,74		5,49
Leistungswerte gemäß 14511 Außenluft- temp./Vorlauftemp. 2 / 35	4,13	4,44		6,52
Leistungswerte gemäß 14511 Außenluft- temp./Vorlauftemp. 7 / 35	5,41	5,16		7,28
Leistungswerte gemäß 14511 Abluft- temp./Vorlauftemp. 20 / 35 bei 25l/s Ab- luftvolumenstrom			3,9	10,44

Die theoretische Leistungszahl nach Carnot resultiert aus der folgenden Gleichung:

$$\varepsilon_{C,WP,H} = \frac{T_{WP,VL} + \Delta T_{Kondensator}}{(T_{WP,VL} + \Delta T_{Kondensator}) - (T_{AL} + \Delta T_{Verdampfer})} \quad \text{Gl. II}$$

Für eine Vereinfachung könnte auf die notwendigen Spreizungen in den Wärmeübertragern, Verdampfer und Verflüssiger/Kondensator, verzichtet werden. Daraus folgt die Gleichung III.

$$\varepsilon_{C,WP,H} = \frac{T_{WP,VL}}{T_{WP,VL} - T_{AL}} \quad \text{Gl. III}$$

In der Tabelle 1 und Abbildung 5 wurden aufgrund der höheren Genauigkeit, bei der Berechnung der Leistungszahl nach Carnot, die Gleichung II genutzt. Die Spreizung über den Verdampfer, auf der wärmeaufnehmenden Seite, wurde mit 10 Kelvin und die Spreizung über den Verflüssiger/Kondensator, auf der wärmeabgebenden Seite des Verdichters, mit 5 Kelvin angesetzt.

Deutlich sind die Differenzen der Herstellerdaten zu den theoretischen Leistungszahlen, basierend auf einem idealen Kreisprozess, zu erkennen. Die Bewertung nach dem PhO als Leistungsfaktor erfolgt als Kehrwert zum Gütegrad (Gleichung IV).

$$f_{WP,H} = \frac{1}{\gamma_{WP,H}} \quad \text{Gl. IV}$$

Der Gütegrad stellt das Verhältnis zwischen der Leistungszahl und dem theoretischen idealen Referenzprozess dar (Gleichung V).

$$\gamma_{WP,H} = \frac{COP_{WP,H}}{\varepsilon_{C,WP,H}} \quad \text{Gl. V}$$

Auswertung COP-Werte und Carnotleistungszahl

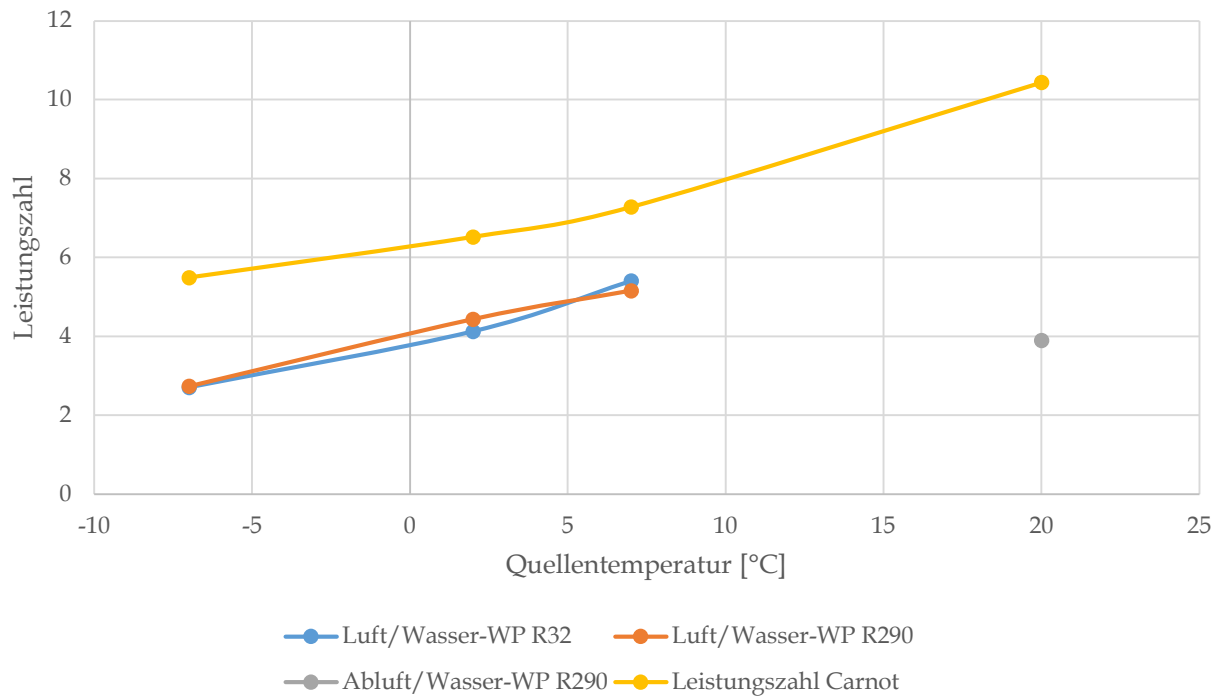


Abbildung 5: Auswertung Leistungszahlen eingesetzte WP

PhO-Leistungsfaktor WP

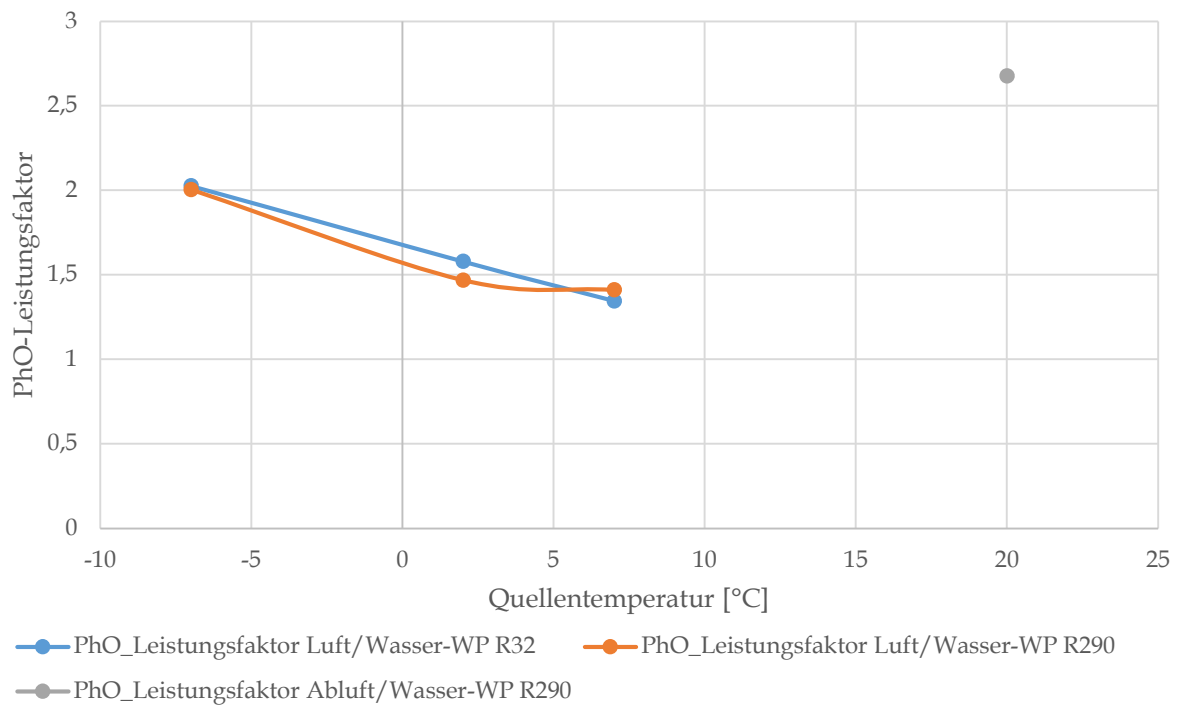


Abbildung 6: PhO-Leistungsfaktoren nach Herstellerangaben

In der Abbildung 6 wird deutlich, dass die Wärmepumpenanlagen Typ 1 und 2 auf die moderaten Außentemperaturen hin optimiert sind. Dies ist begründet in dem verhältnismäßig großen Anteil an Heizgradtagen im Klimabereich der gemäßigten Klimazone.

Da die Leistungszahl COP nur für einen bestimmten Betriebsbereich gilt, und die Temperaturen der Wärmequelle nicht immer konstant sind, ist eine weitere Leistungszahl für eine bessere Vergleichbarkeit notwendig.

2.2 BEWERTUNG DER GEMESSENEN LEISTUNGSZAHLEN

2.2.1 ANALYSE DER WÄRMEERZEUGUNG ZUM HEIZBETRIEB

Die **Jahresarbeitszahl**, kurz **JAZ**, betrachtet die Effizienz der Wärmepumpe in Kombination mit der Wärmequelle über ein gesamtes Jahr. Somit ist für eine Bedarfsanalyse nach VDI 4663 die JAZ deutlich aussagekräftiger als der COP. In der JAZ steht die abgegebene Wärmemenge der Wärmepumpe in einem Jahr der zugeführten elektrischen Arbeit gegenüber (Gleichung VI).

$$JAZ = \frac{Q_{WP,H}}{E_{WP,H}} = \frac{\sum(\dot{Q}_{WP,H} \cdot t)}{\sum(P_{WP,H} \cdot t)} \quad \text{Gl. VI}$$

Die Berechnung der thermischen Leistung der Wärmepumpe erfolgt über den Volumenstrom und die Temperaturspreizung im Heizungskreislauf gemessen an der Wärmepumpe (Gleichung VII und VIII).

$$\Delta T_{WP,HW} = \vartheta_{WP,VL} - \vartheta_{WP,RL} \quad \text{Gl. VII}$$

$$\dot{Q}_{WP,H} = \dot{V}_{WP,V} \cdot \frac{c_{HW} \cdot \varphi_{HW}}{60 \frac{s}{min}} \cdot \Delta T_{WP,HW} \quad \text{Gl. VIII}$$

Zwar können die vorhandenen Leistungszahlen aus dem Quartier einfach aus den Messwerten berechnet werden, nach der Gleichung VI, doch erfordert die theoretische Analyse der Leistungszahlen nach dem idealen Referenzprozess weitere Parameter für die Berechnungen.

Eine wichtige Kenngröße ist die theoretische Heizlast, welche in Abhängigkeit zur Gebäudeeigenschaft, dem Luftwechselwärmeverlust und zur Temperaturspreizung zwischen der Innen- und Außentemperatur steht.

$$\dot{Q}_{HL,th} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_L = (\dot{q}_T + \dot{q}_L) \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{AL}) \quad \text{Gl. IX}$$

Zur Vollständigkeit muss erwähnt werden, dass externe und interne Wärmegewinne in der Gleichung IX nicht berücksichtigt werden und damit eine Bevorteilung der berechneten Leistungszahlen aus den gemessenen Energiemengen gegenüber den theoretischen Leistungszahlen einhergeht. Somit könnte eine weitere Verbesserung durch die externen und internen Wärmegewinne erzielt werden. Die Differenz der theoretischen Wärmemenge zur tatsächlich eingebrachten kann über die folgende Gleichung X bestimmt werden.

$$\dot{Q}_{Diff} = \dot{Q}_{WP,H} - \dot{Q}_{HL,th} = \dot{Q}_{WP,H} - (\dot{q}_T + \dot{q}_L) \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{AL}) \quad \text{Gl. X}$$

Ebenfalls ist eine dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung der Unter- bzw. Überdeckung anwendbar:

$$\beta_{Diff} = \frac{\dot{Q}_{HL,th}}{\dot{Q}_{WP,H}} \quad \text{Gl. XI}$$

Eine weitere wichtige Kenngröße für die Berechnung der theoretischen Leistungszahl nach Carnot ist die notwendige Vorlauftemperatur, welche über die Heizkurve in Abhängigkeit zum Heizkörperexponenten und der Außenlufttemperatur variiert. In der Gleichung XII resultiert die notwendige Vorlauftemperatur aus der außentemperaturabhängigen Heizlast in Anlehnung an die DIN EN 12831-Stand 2020, dem Heizkörperexponenten, dem Wärmeübergangskoeffizienten, der wärmeübertragenden Fläche sowie der Spreizung der Heizwassersystemtemperaturen über der Wärmepumpe in Kombination mit der Raumlufttemperatur.

$$\vartheta_{WP,VL} = \frac{\Delta T_{WP,HW}}{1 - \frac{1}{e^{\left(\frac{\Delta T_{WP,HW}}{n \sqrt{\frac{\dot{Q}_{HL}}{k \cdot A}} \right)}}} + \vartheta_i \quad \text{Gl. XII}$$

Die Hersteller im Quartier fahren den Heizkreislauf mit einer Volumenstromsteuerung in Abhängigkeit einer Sollspreizung über den Kondensator der Wärmepumpe von 5 Kelvin. Somit wird die Gleichung XII zu:

$$\vartheta_{WP,VL,5K} = \frac{5 \text{ K}}{1 - \frac{1}{e^{\left(\frac{5 \text{ K}}{n \sqrt{\frac{\dot{Q}_{HL}}{k \cdot A}} \right)}}} + \vartheta_i$$

2.2.2 ANALYSE DER WARMWASSERAUFBEREITUNG

Neben den Aufwendungen zur Raumwärmeerzeugung muss der Wärmeerzeuger auch die Brauchwarmwasseraufbereitung in den betrachteten Gebäuden bereitstellen. In den vergangenen Jahrzehnten ist der Wärmebedarf für die Raumwärme gesunken, wodurch der anteilig kleinere Energiebedarf für die Warmwasseraufbereitung an Einfluss zunimmt. Die Berechnung der Energiemengen erfolgt nach den Gleichungen I und VI.

$$COP_{WW} = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_1} = \frac{\dot{Q}_{WP,WW}}{P_{WP,WW}}$$

$$JAZ_{WW} = \frac{Q_{WP,WW}}{E_{WP,WW}} = \frac{\sum(\dot{Q}_{WP,WW} \cdot t)}{\sum(P_{WP,WW} \cdot t)}$$

Dabei entspricht die eingebrachte Wärmemenge der Integration der positiven Energieeinträge über die Zeit. Die Temperatur der Leitungswasserversorgung am Hauseingang wird mit 10 °C angesetzt in der Gleichung XII.

$$\dot{Q}_{WW,th} = \dot{m} \cdot c_W \cdot (\vartheta_{\text{Speicher,soll}} - \vartheta_{\text{Leitungswasser}}) \quad \text{Gl. XII}$$

Aufgrund der höheren Speichertemperatur gegenüber der Vorlauftemperatur der Heizkreise ist zu erwarten, dass die theoretischen Leistungszahlen während der Warmwasseraufbereitung geringer ausfallen werden. Für die Berechnung der Leistungszahl nach Carnot in der Warmwasseraufbereitung wurde die Gleichung III angepasst.

$$\varepsilon_{C,WP,WW} = \frac{T_{WP,WW} + \Delta T_{\text{Kondensator}}}{(T_{WP,WW} + \Delta T_{\text{Kondensator}}) - (T_{AL} + \Delta T_{\text{Verdampfer}})}$$

2.3 Analyse theoretische Leistungszahl des bivalenten Energieerzeugers

Für eine Analyse der theoretischen Leistungszahl nach Carnot bzw. des PhO-Faktors über die Gleichung IV werden neben den notwendigen Vorlauftemperaturen (Gleichung XII) zusätzlich die Verteilungen der Warmwasser- und Heizungsanteile benötigt, sowie die mittleren Leistungszahlen über das Jahr in Abhängigkeit der theoretisch zu produzierenden Wärmemengen. Grundlage der Berechnung stellen die monatlichen Heizgradtage über den monatlichen Mittelwert der Temperatur nach der Auswertung des Instituts Wohnen und Umwelt (IWU) dar. Der Energiebedarf für die Warmwasseraufbereitung wird mit 40 l pro Person und Tag angesetzt [6].

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\bar{\varepsilon}_{C,WP,HW} \cdot Q_{HW} + \bar{\varepsilon}_{C,WP,WW} \cdot Q_{WW}}{Q_H + Q_{WW}} \quad \text{Gl. XIII}$$

Tabelle 2: Eingangsparameter Berechnung Wärmeerzeuger

Eingangsparameter Berechnung			
Nummer	Bezeichnung	Wert	Einheit
1	Temperatur WW-Speicher	55,00	°C
2	Spezifische Wärmekapazität Luft	1004,00	kJ/kgK
3	Dichte Luft bei 20°C	1,20	kg/m³
4	Luftwechselrate	0,50	h⁻¹
5	Normaußentemperatur	-9,80	°C
6	Berechneter Kappawert Fußbodenheizung nach N.B.	6,60	W/m²K
7	Auslegungstemperatur Vorlauf	35,00	°C
8	Auslegungstemperatur Rücklauf	28,00	°C
9	Raumlufttemperatur	20,00	°C
10	Heizkörperexponent	1,10	
11	Logarithmische Übertemperatur	11,14	°C
12	Spreizung Verdampfer	10,00	°C

13	Spreizung Kondensator	5,00	°C
14	Warmwasserbedarf pro Person und Tag	40,00	l/dp
15	Spezifische Wärmekapazität Wasser	4,19	kJ/kgK

Gleichzeitig werden die Warmwasseranteile auf Plausibilität und Verhältnismäßigkeit an der Wärmeproduktion der bivalenten Erzeuger geprüft. Laut Hersteller hat die Anlage im Haus Windsor in ihrer bisherigen Verdichterbetriebszeit von 8675 h (Stand 12.01.2026, um 11:04 Uhr) einen Warmwasseranteil von 27,04 Prozent. Aus der theoretischen Verteilung der Wärmemengen nach den oben aufgezählten Annahmen ergibt sich für das Haus Windsor ein Trinkwarmwasseranteil von 28,3 Prozent.

Tabelle 3: Gradtagzahlen und Temperaturdaten; Quelle: [7]

Allgemeine Daten					
Monat	Tage im Monat	Gradtagzahl GTZ 20/12	Heiztage	Außentemp.	Außentemp. an Heiztagen
	[d]	[Kd]	[d]	[°C]	[°C]
Jun. 2024	30	34,54	4,11	16,08	11,60
Jul. 2024	31	0,00	0,00	18,20	0,00
Aug. 2024	31	0,00	0,00	18,77	0,00
Sep. 2024	30	66,46	7,00	15,68	10,51
Okt. 2024	31	207,83	19,93	10,98	9,57
Nov. 2024	30	398,47	28,00	6,24	5,77
Dez. 2024	31	458,97	31,00	5,19	5,19
Jan. 2025	31	541,79	31,00	2,52	2,52
Feb. 2025	28	495,02	28,00	2,32	2,32
Mrz. 2025	31	428,39	31,00	6,18	6,18
Apr. 2025	30	229,59	20,85	10,38	8,99
Mai 2025	31	96,29	9,83	12,98	10,20
Jun. 2025	30	0,00	0,00	17,08	0,00
Jul. 2025	31	0,00	0,00	18,38	0,00
Aug. 2025	31	0,00	0,00	17,38	0,00
Sep. 2025	30	42,19	4,74	15,21	11,09
Okt. 2025	31	202,60	18,68	10,74	9,15
Nov. 2025	30	393,08	27,48	6,28	5,70
Dez. 2025	31	455,73	29,57	4,95	4,59
Summe	579	4050,95	291,20	215,53	103,39
Mittelwert	30,47	213,21	15,33	11,34	5,44

Tabelle 4: Häuserbezogene Berechnungsparameter

Häuserdaten	Einheit	Haus Windsor	Haus Sterling
Transmissionsverluste	W/m ² K	0,226	0,211
Transmissionswärmeverluste Wärmebrücken	W/m ² K	0,01	0,008
Nettovolumen Gebäude	m ³	453,2	494,2
Wärmeübertragungsfläche	m ²	471	454,1
Nettogrundfläche	m ²	177,91	157,91
Heizungsbelegungsfläche	%	70	70
Theoretische temperaturspezifische Heizleistung	W/K	186,82	181,96
Theoretische Heizlast ohne Wärmerückgewinnungsgrad (WRG) der Lüftungsanlage	W	5567,33	5422,43
Wärmerückgewinnungsgrad Lüftungsanlage	%	0,8	0,8
Theoretische spezifische Heizlast mit WRG der Lüftungsanlage	W/K	126,29	115,95
Theoretische Heizlast mit WRG der Lüftungsanlage	W	3763,43	3455,32
Theoretische Heizleistung der Fußbodenheizung	W	11653,70	10343,64
Anzahl Personen Haushalt	Stk.	4	4
Wärmebedarf Warmwasser	Wh/d	8372	8372

Tabelle 5: Auswertung Wärmeerzeuger Haus Windsor

Haus Windsor (Luft-Wasser-Wärmepumpe)																			
Monat und Jahr	Theoretische Heizlast	Theoretische mittlere Vorlauftemperatur	Leistungszahl Carnot Heizbetrieb (HZ)	Leistungszahl Carnot Warmwasserbetrieb (WW)	Theoretische Wärmemenge HZ	Theoretische Wärmemenge WW	Theoretische Wärmemenge gesamt	Theoretische elektrische Energiemenge	Theoretischer Anteil WW	Gemittelte theoretische Arbeitszahl	Gesamtproduktion Wärmemenge	Gesamtverbrauch (Herstellermessungen)	Arbeitszahl (aus den Herstellerverbrauchen)	Gütegrad (aus den Herstellermessungen)	PhO_faktor (aus den Herstellermessungen)	Gemessene elektrische Energiemengen	Gemessene Arbeitszahl	Gütegrad	PhO-Faktor
	[W]	[°C]			[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			[kWh]					[kWh]			
Jan. 2025	2207,16	27,86	7,59	4,94	1642,13	259,53	1901,66	269,00	0,14	7,07	1930,80	533,70	3,62	0,51	1,95	684,68	2,82	0,40	2,51
Feb. 2025	2232,71	27,91	7,54	4,92	1500,38	234,42	1734,80	246,59	0,14	7,04	1635,00	482,00	3,39	0,48	2,07	620,52	2,63	0,37	2,67
Mrz. 2025	1745,21	26,93	8,53	5,22	1298,43	259,53	1557,96	201,85	0,17	7,72	1314,70	334,10	3,94	0,51	1,96	455,29	2,89	0,37	2,67
Apr. 2025	1390,71	26,26	9,43	5,59	695,88	251,16	947,04	118,71	0,27	7,98	721,40	148,80	4,85	0,61	1,65	239,43	3,01	0,38	2,65
Mai 2025	1237,64	25,98	9,88	5,84	291,85	259,53	551,39	73,96	0,47	7,46	343,50	66,10	5,20	0,70	1,43	131,51	2,61	0,35	2,85
Jun. 2025	0,00	0,00	18,54	6,30	0,00	251,16	251,16	39,89	1,00	6,30	355,10	62,60	5,67	0,90	1,11	115,22	3,08	0,49	2,04
Jul. 2025	0,00	0,00	18,54	6,45	0,00	259,53	259,53	40,22	1,00	6,45	250,70	44,50	5,63	0,87	1,15	80,09	3,13	0,49	2,06
Aug. 2025	0,00	0,00	18,54	6,33	0,00	259,53	259,53	40,99	1,00	6,33	252,80	46,10	5,48	0,87	1,15	86,49	2,92	0,46	2,17
Sep. 2025	1124,68	25,80	10,23	6,08	127,87	251,16	379,03	53,80	0,66	7,05	317,00	55,10	5,75	0,82	1,22	115,55	2,74	0,39	2,57
Okt. 2025	1369,62	26,22	9,49	5,62	614,07	259,53	873,61	110,86	0,30	7,88	673,90	117,40	5,74	0,73	1,37	202,84	3,32	0,42	2,37
Nov. 2025	1806,23	27,05	8,40	5,23	1191,41	251,16	1442,57	189,93	0,17	7,60	1352,90	288,90	4,68	0,62	1,62	393,94	3,43	0,45	2,21
Dez. 2025	1946,24	27,32	8,10	5,12	1381,31	259,53	1640,84	221,31	0,16	7,41	1684,40	393,50	4,28	0,58	1,73	501,03	3,36	0,45	2,21
Summe	22303,61	373,24	218,67	108,90	12278,21	4847,39	17125,59	2320,97	9,35	136,78	10832,20	2572,80	58,24	8,19	18,43	3626,59	35,96	5,03	28,98
Mittelwert	1173,87	19,64	11,51	5,73	646,22	255,13	901,35	122,16	0,49	7,20	902,68	214,40	4,85	0,68	1,54	302,22	3,00	0,42	2,41

In der Tabelle 5 sind die theoretischen Kennzahlen (dunkelgraue Spalten) basierend auf den oben aufgeführten Randbedingungen angegeben. Die hellgrauen Spalten präsentieren die Messwerte, auch hier wird zwischen den Herstellerangaben über die digitale Plattform des Herstellers und den gemessenen Werten vor Ort unterschieden. Bei der Wärmepumpe im Haus Windsor handelt es sich um eine Luft-Wasser-Wärmepumpe in der Monoblockausführung mit dem Kältemittel R32. Signifikant ist die Differenz zwischen der „theoretischen Wärmemenge gesamt“ und der „Gesamtproduktion Wärmemenge“ von 58 Prozent. Daraus resultiert eine durchschnittlich theoretisch eingetragene Wärmeleistung im Jahr durch interne und externe Wärmequellen von ca. 720 W.

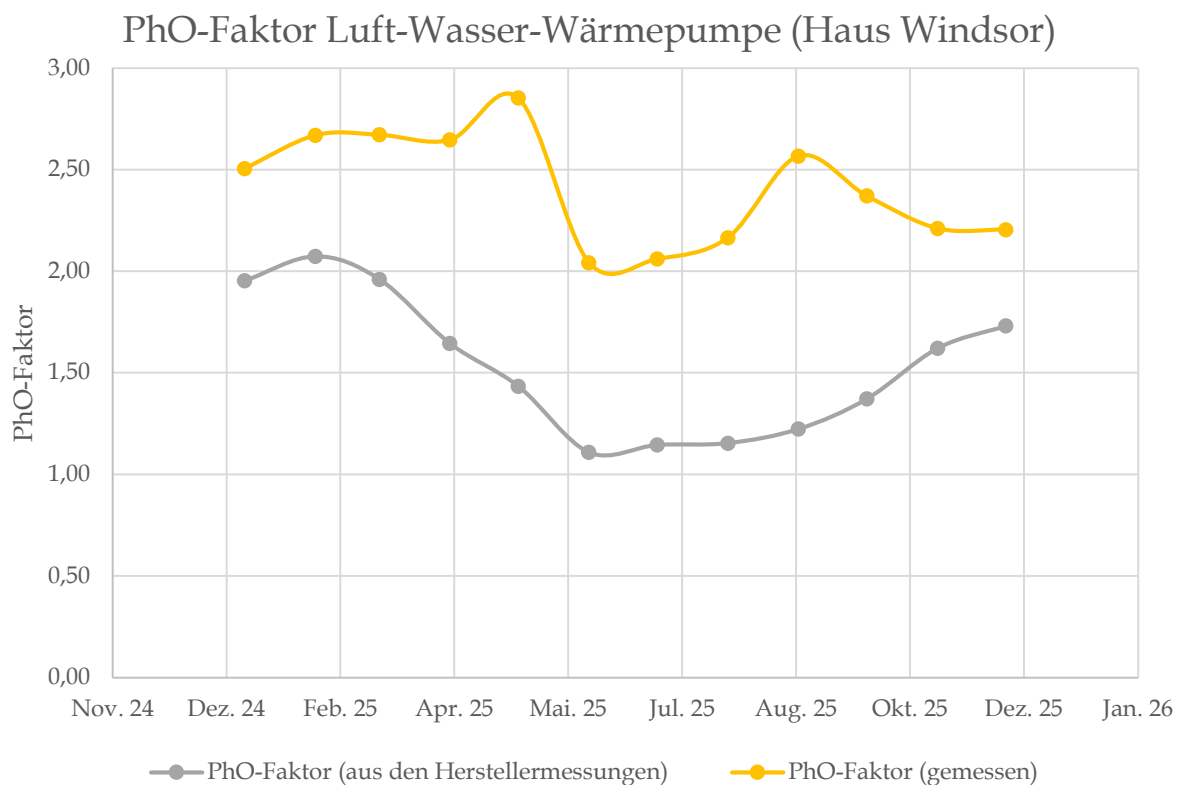


Abbildung 7: PhO-Faktor Haus Windsor Luft-Wasser-Wärmepumpe

In den Auswertungen ist deutlich die Diskrepanz in den Auswertungen des Herstellers und den Messergebnissen aus den Messungen vor Ort zu erkennen. Ebenfalls zeigen die Auswertungen, dass die Wärmepumpe gerade zu Beginn und Ende der Heizperiode erhöhte Abweichungen generiert (Abbildung 7). Eine mögliche Begründung liegt im Energiebedarf der Nebenverbraucher (z. B. der Heizungspumpen, Anlagensteuerung, usw.), welche in der Zeit mit geringer Wärmeanforderung einen verhältnismäßig größeren Anteil am Energiebedarf der Wärmewandlungsanlage erfordern.

Obwohl es in der vorliegenden Arbeit vorrangig um die Bildung von dimensionslosen Kennzahlen zur Bewertung geht, wird zur Validierung noch eine weitere Luft-Wasser-Wärmepumpe aus dem Haus Sterling ausgewertet.

Tabelle 6: Auswertung Wärmerezeuger Haus Sterling

Haus Sterling (Luft-Wasser-Wärmepumpe)																			
Monat und Jahr	Theoretische Heizlast	Theoretische mittlere Vorlauftemperatur	Leistungszahl Carnot Heizbetrieb (HZ)	Leistungszahl Carnot Warmwasserbetrieb (WW)	Theoretische Wärmemenge HZ	Theoretische Wärmemenge WW	Theoretische Wärmemenge gesamt	Theoretische elektrische Energiemenge	Theoretischer Anteil WW	Gemittelte theoretische Arbeitszahl	Gesamtproduktion Wärmemenge	Gesamtverbrauch (Herstellermessungen)	Arbeitszahl (aus den Herstellermessungen)	Gütegrad (aus den Herstellermessungen)	PhO Faktor (aus den Herstellermessungen)	Gemessene elektrische Energiemengen	Arbeitszahl (gemessen)	Gütegrad (gemessen)	F_PhO (gemessen)
	[W]	[°C]			[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			[kWh]					[kWh]			
Dez. 2024	1716,71	27,26	8,24	5,14	1277,24	259,53	1536,77	205,49	0,17	7,48	1241,00	295,00	4,21	0,56	1,78	356,27	3,48	0,47	2,15
Jan. 2025	2026,46	27,96	7,57	4,94	1507,69	259,53	1767,22	251,74	0,15	7,02	1329,00	367,00	3,62	0,52	1,94	449,14	2,96	0,42	2,37
Feb. 2025	2049,92	28,01	7,52	4,92	1377,55	234,42	1611,96	230,72	0,15	6,99	1177,00	322,00	3,66	0,52	1,91	397,43	2,96	0,42	2,36
Mrz. 2025	1602,33	27,01	8,52	5,22	1192,13	259,53	1451,67	189,67	0,18	7,65	639,00	167,00	3,83	0,50	2,00	228,23	2,80	0,37	2,73
Apr. 2025	1276,86	26,31	9,42	5,59	638,91	251,16	890,07	112,79	0,28	7,89	317,00	75,00	4,23	0,54	1,87	130,04	2,44	0,31	3,24
Mai 2025	1136,31	26,03	9,87	5,84	267,96	259,53	527,49	71,58	0,49	7,37	370,00	77,00	4,81	0,65	1,53	130,78	2,83	0,38	2,60
Jun. 2025	0,00	0,00	18,54	6,30	0,00	251,16	251,16	39,89	1,00	6,30	443,00	82,00	5,40	0,86	1,17	127,64	3,47	0,55	1,81
Jul. 2025	0,00	0,00	18,54	6,45	0,00	259,53	259,53	40,22	1,00	6,45	517,00	95,00	5,44	0,84	1,19	148,62	3,48	0,54	1,86
Aug. 2025	0,00	0,00	18,54	6,33	0,00	259,53	259,53	40,99	1,00	6,33	618,00	115,00	5,37	0,85	1,18	172,46	3,58	0,57	1,77
Sep. 2025	1032,61	25,84	10,22	6,08	117,40	251,16	368,56	52,79	0,68	6,98	371,00	74,00	5,01	0,72	1,39	131,92	2,81	0,40	2,48
Okt. 2025	1257,50	26,27	9,48	5,62	563,80	259,53	823,33	105,66	0,32	7,79	431,00	98,00	4,40	0,56	1,77	157,89	2,73	0,35	2,85
Nov. 2025	1658,36	27,13	8,38	5,23	1093,87	251,16	1345,03	178,58	0,19	7,53	899,00	212,00	4,24	0,56	1,78	276,09	3,26	0,43	2,31
Dez. 2025	1786,90	27,42	8,08	5,12	1268,22	259,53	1527,75	207,67	0,17	7,36	1242,00	293,00	4,24	0,58	1,74	357,05	3,48	0,47	2,11
Summe	20477,67	374,2	218,45	108,90	11273,02	4847,39	16120,41	2203,50	9,56	135,83	9594,00	2272,00	54,24	7,70	19,46	2707,29	36,80	5,22	28,51
Mittelwert	1688,04	27,19	11,50	5,73	593,32	255,13	848,44	115,97	0,50	7,15	738,00	174,77	4,52	0,64	1,62	225,61	3,07	0,43	2,38

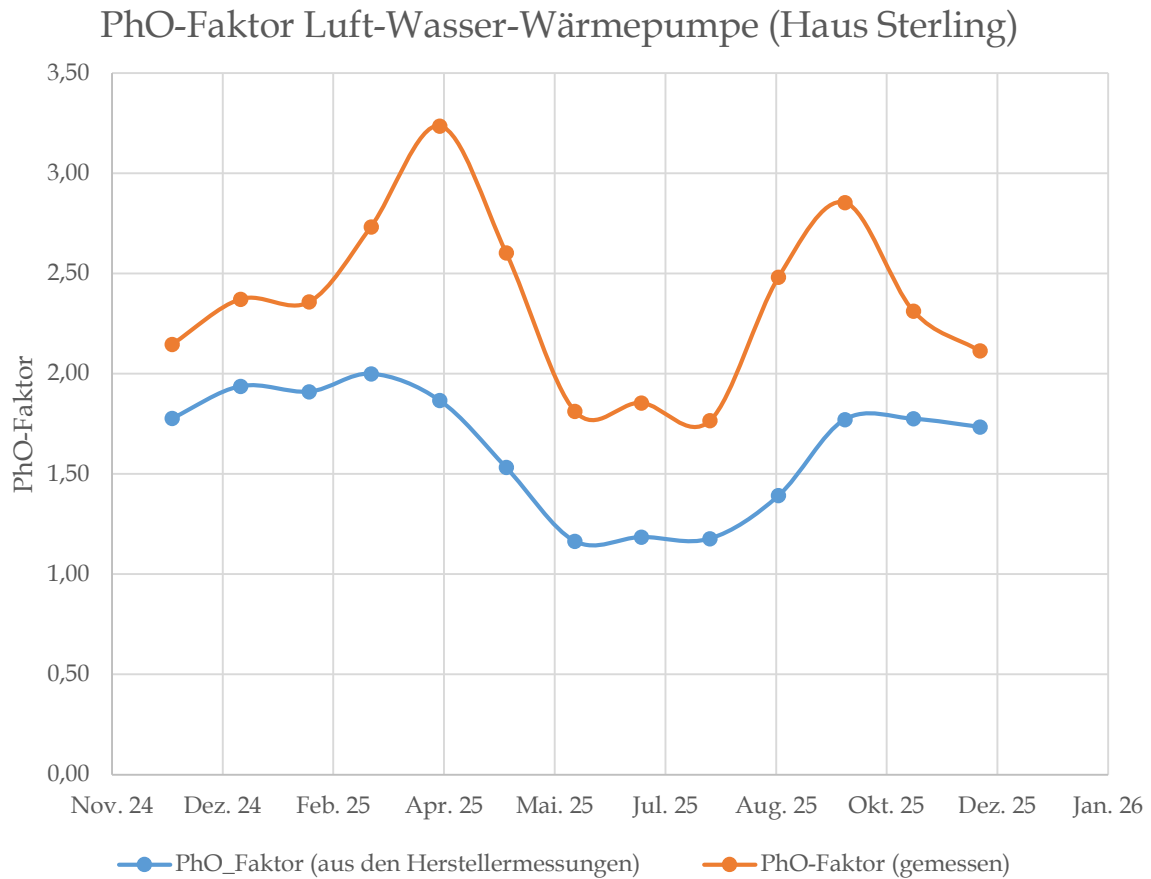


Abbildung 8: PhO-Faktor Haus Sterling Luft-Wasser-Wärmepumpe

In der Abbildung 8 ist das Verhalten, welches bereits im Haus Windsor in Abbildung 7 beobachtet wurde, noch stärker ausgeprägt. Eventuell sind die Nebenverbraucher bei ausgeschaltetem Kompressor in der Auswertung der Messergebnisse für den Verlauf verantwortlich. Obwohl es in dem vorliegenden Bericht nicht Ziel ist, die Wärmepumpen zu analysieren, zeigt die Betrachtung der Anlagen über die dimensionslosen Kennzahlen das Optimierungspotenzial in den unterschiedlichen Betriebsphasen deutlich auf.

Um die Anwendbarkeit der entwickelten Gleichungen auch auf andere Wärmepumpentechnologien zu prüfen, wird im Folgenden eine Abluft-Wasser-Wärmepumpe über ein Jahr ausgewertet. Die Berechnungsergebnisse sind in der Tabelle 7 und in der Abbildung 9 dargestellt.

Tabelle 7: Auswertung einer Abluft-Wasser-Wärmepumpe

Haus Dover																			
Monat und Jahr	Theoretische Heizlast	Theoretische mittlere Vorlauftemperatur	Leistungszahl Carnot Heizbetrieb (HZ)	Leistungszahl Carnot Warmwasserbetrieb (WW)	Theoretische Wärmemenge HZ	Theoretische Wärmemenge WW	Theoretische Wärmemenge gesamt	Theoretische elektrische Energiemenge	Theoretischer Anteil WW	Gemittelte theoretische Arbeitszahl	Gesamtproduktion Wärmemenge	Gesamtverbrauch (Herstellermessungen)	Arbeitszahl (aus den Herstellerverbrauchen)	Gütegrad (aus den Herstellermessungen)	PhO_Faktor (aus den Herstellermessungen)	Gemessene elektrische Energiemengen	Gemessene Arbeitszahl	Gütegrad	PhO-Faktor (gemessen)
	[W]	[°C]			[kWh]	[kWh]	[kWh]	[kWh]			[kWh]					[kWh]			
Dez. 2024	2065,88	29,41	12,60	6,66	1537,01	64,88	1601,90	131,75	0,04	12,16	1208,00	304,00	3,97	0,33	3,06	412,16	2,93	0,24	4,15
Jan. 2025	2438,63	30,56	12,08	6,66	1814,34	64,88	1879,22	159,95	0,03	11,75	1534,00	443,00	3,46	0,29	3,39	476,70	3,22	0,27	3,65
Feb. 2025	2466,86	30,65	12,04	6,66	1657,73	58,60	1716,33	146,47	0,03	11,72	1312,00	379,00	3,46	0,30	3,38	409,44	3,20	0,27	3,66
Mrz. 2025	1928,23	29,00	12,80	6,66	1434,60	64,88	1499,48	121,82	0,04	12,31	874,00	215,00	4,07	0,33	3,03	262,94	3,32	0,27	3,70
Apr. 2025	1536,56	27,83	13,40	6,66	768,86	62,79	831,65	66,78	0,08	12,45	437,00	101,00	4,33	0,35	2,88	150,76	2,90	0,23	4,30
Mai 2025	1367,43	27,34	13,68	6,66	322,46	64,88	387,34	33,32	0,17	11,63	204,00	58,00	3,52	0,30	3,31	105,53	1,93	0,17	6,01
Jun. 2025	0,00	0,00	18,54	6,30	0,00	62,79	62,79	9,97	1,00	6,30	76,00	29,00	2,62	0,42	2,40	75,10	1,01	0,16	6,22
Jul. 2025	0,00	0,00	18,54	6,45	0,00	64,88	64,88	10,05	1,00	6,45	49,00	20,00	2,45	0,38	2,63	62,25	0,79	0,12	8,20
Aug. 2025	0,00	0,00	18,54	6,33	0,00	64,88	64,88	10,25	1,00	6,33	46,00	22,00	2,09	0,33	3,03	62,91	0,73	0,12	8,66
Sep. 2025	1242,63	26,98	9,88	6,08	141,28	62,79	204,07	24,63	0,31	8,29	124,00	45,00	2,76	0,33	3,01	80,10	1,55	0,19	5,35
Okt. 2025	1513,26	27,76	9,10	5,62	678,47	64,88	743,36	86,07	0,09	8,64	653,00	168,00	3,89	0,45	2,22	204,67	3,19	0,37	2,71
Nov. 2025	1995,66	29,20	7,98	5,23	1316,35	62,79	1379,14	176,92	0,05	7,80	1082,00	313,00	3,46	0,44	2,26	348,77	3,10	0,40	2,51
Dez. 2025	2150,34	29,67	7,68	5,12	1526,17	64,88	1591,05	211,40	0,04	7,53	1051,00	438,00	2,40	0,32	3,14	468,51	2,24	0,30	3,35
	18705,46	288,40	166,87	81,11	11197,27	828,83	12026,09	1189,39	3,88	123,34	5569,00	1500,00				1817,53	17,51	1,46	
	1438,88	22,18	12,84	6,24	861,33	63,76	925,08	91,49	0,30	9,49	928,17	250,00				302,92	2,92	0,24	

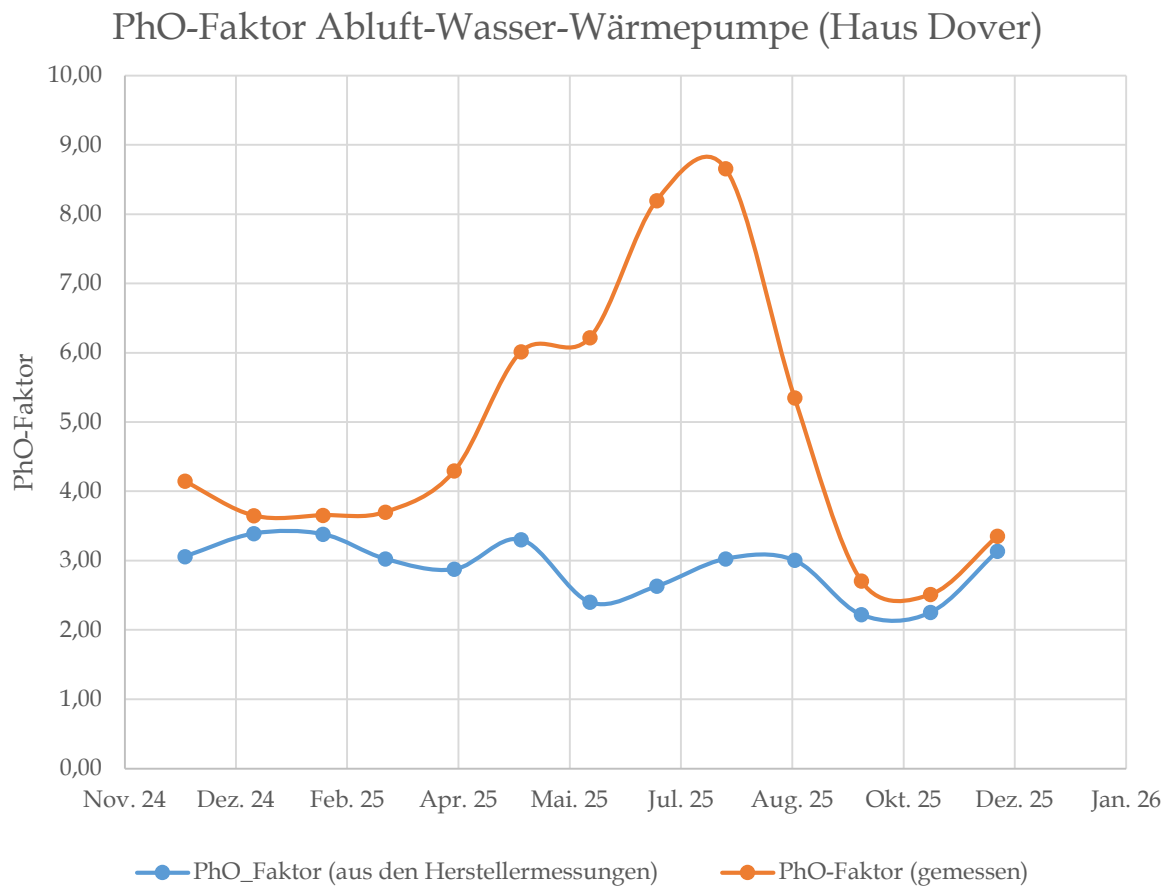


Abbildung 9: PhO-Faktor Haus Dover Abluft-Wasser-Wärmepumpe

Während die Abweichung zwischen den Herstellerangaben und den gemessenen Werten bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen in der Übergangszeit die größte Diskrepanz aufweist, verstärkt sich dieser Effekt bei der Abluft-Wasser-Wärmepumpe im Sommer weiter (siehe Abbildung 9). Das ist auch zu erwarten, während die Luft-Wasser-Wärmepumpen in den Sommermonaten außerhalb der Warmwasserproduktion komplett im Stand-by(-Modus) gesetzt werden können, muss die Abluft-Wasser-Wärmepumpe den kontinuierlichen Luftwechsel des Gebäudes weiterhin betreiben.

Sowohl die dimensionslosen Kennzahlen, gebildet aus den Herstellerangaben als auch aus den Messergebnissen vor Ort, sind bei der Abluft-Wasser-Wärmepumpe deutlich weiter vom physikalischen Referenzprozess entfernt als es die Luft-Wasser-Wärmepumpen sind. Damit ermöglichen die gebildeten dimensionslosen Kennzahlen auch einen Vergleich der unterschiedlichen Technologien untereinander.

3 KENNZAHLENBILDUNG LÜFTUNGSTECHNISCHE MAßNAHMEN

Moderne Gebäude benötigen aufgrund der hohen Gebäudedichtheit eine Lüftungstechnische Maßnahme zur kontrollierten Lüftung zum Feuchteschutz nach DIN 1946-6. Sollte die Lüftungstechnische Maßnahme durch ein ventilatorgestütztes System umgesetzt werden, dann muss die Maßnahme mindestens auf die Nennlüftung ausgelegt werden.

Der notwendige Außenluftvolumenstrom bildet sich aus den Anforderungen der Nutzungseinheit und aus den räumlichen Anforderungen.

Aufgrund unvollständiger Messwerte aus dem Forschungsprojekt EnQuaFlex erfolgt die Kennzahlenbildung im Folgenden ausschließlich in der Theorie.

Die Bilanzierung nach dem Verfahren des Physikalischen Optimums findet aus der Bedarfsperspektive nach Abbildung 1 statt. Die Systemgrenze wird über die Gebäudehülle gezogen.

$$F_{LtM} = \frac{E_{LtM}}{E_{LtM_PhO}} \quad \text{Gl. XIV}$$

Während die tatsächlich benötigte Energiemenge für die Lüftungstechnische Maßnahme i.d.R. über den elektrischen Energiebezug bilanziert werden kann, berechnet sich die Energiemenge des Physikalischen Optimums aus der hydraulischen Förderleistung über die Zeit nach Gleichung XV.

$$E_{LtM_PhO} = P_{hyd} \cdot t = \Delta p_{hyd} \cdot \dot{V}_{PhO} \cdot t \quad \text{Gl. XV}$$

Vereinfacht kann für die Bildung des physikalischen Referenzwertes der notwendige Volumenstrom der Ablufträume nach DIN 1946-6 für eine ventilatorgestützte Anlage genutzt werden.

$$\dot{V}_{PhO} = \dot{V}_{DIN\ 1946-}$$

Der hydraulische Druckverlust setzt sich aus dem statischen und dynamischen Druckverlust zusammen.

$$\Delta p_{hyd} = \Delta p_{hyd_St} + \Delta p_{hyd_Dyn} \quad \text{Gl. XVI}$$

Über die Bernoulli-Gleichung werden die minimalen statischen und dynamischen Druckverluste für die Förderleistung bestimmt. Obwohl die Gleichung nach Bernoulli für inkompressible Fluide gilt, kann eine idealisierte Anwendung für kompressible Medien, bei geringen Druckdifferenzen ($p_{total} < 30.000\ Pa$), angesetzt werden. Damit bleibt die verlustreiche Volumenänderungsarbeit beim Transport eines kompressiblen Mediums beim idealisierten Prozess unberücksichtigt.

$$\rho \cdot g \cdot z + p + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 + u = \textit{konstant} \quad \text{Gl. XVI}$$

Die statischen Druckverluste setzen sich nach Gleichung XVI aus den einzelnen Druckverlusten der Bauteile sowie aus der potentiellen Energie zusammen. In Gleichung XVII wird eine turbulente Strömung angesetzt. Zu beachten ist, dass auch das Lüftungsgerät einen Druckverlust erzeugen kann, welcher gerade bei einer Wärmerückgewinnung nicht zu unterschätzen ist.

$$\Delta p_{hyd_St} = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2 + \rho \cdot g \cdot (h_{zu} - h_{Aul}) \quad \text{Gl. XVII}$$

Für den statischen Druckverlust der Leitungsverluste könnten neben den tatsächlichen Bauteileigenschaften ebenfalls hydraulisch glatte Leitungen nach dem VDI Wärmeatlas 10. Auflage 2006 genutzt werden. Dies ist klar in den Analysebedingungen zu vermerken. Neben den geraden Rohrleitungen werden notwendige Bögen berücksichtigt. Ebenfalls entstammen die Stoffwerte für die Luft bei 20 °C dem VDI Wärmeatlas (Tabelle Dbb2).

Der hydraulische Durchmesser resultiert aus den Herstellerangaben für die Lüftungsanlage, daraus ergibt sich auch der dynamische Druckverlust.

Beim dynamischen Druckverlust wird die kinetische Energie des strömenden Mediums berücksichtigt.

$$\Delta p_{hyd_Dyn} = \frac{\rho}{2} \cdot (c_{zu}^2 - c_{Aul}^2) \quad \text{Gl. XVIII}$$

4 KENNZAHLENBILDUNG PHOTOVOLTAIKANLAGEN

Die Kennzahlenbildung nach dem Physikalischen Optimum für die energiewandelnde Photovoltaikanlage erfolgt nach der Verbrauchsperspektive aus der Abbildung 1. Die Bilanzgrenze schließt neben der Wandlung der Solarstrahlung in Gleichspannung auch die Wandlung der Gleich- in Wechselspannung ein.

Als physikalischer Grenzwert der Energieproduktion der Photovoltaikanlagen wird die Shockley-Queisser-Grenze als Basis für die Bildung der dimensionslosen Kennzahl genutzt. William B. Shockley und Hans-Joachim Queisser haben 1961 mit einer reinen thermodynamischen Betrachtungsweise über idealisierte Körper die Absorption und Remission von einlagigen Zellen betrachtet. Der maximale Wirkungsgrad einer einlagigen Zelle ergibt sich bei einer Modultemperatur von null Kelvin zu ca. 44%. Wird die Modultemperatur auf 300 Kelvin angehoben, dann fällt der Wirkungsgrad bereits auf einen Wert von 33,16% ab. Somit beträgt die Remission ca. 10,84% der Einstrahlleistung.

$$\gamma_{SQ_{300K}} \approx 0,3316$$

Durch die Betrachtung von Shockley und Queisser folgt die jährlich maximale Energieproduktion der flächenspezifischen Photovoltaikanlage aus der Gleichung XV.

$$E_{F_{PhO}} = E_{Strahlung_{local}} \cdot \gamma_{SQ_{300K}} \quad Gl. XIX$$

Es sei darauf hingewiesen, dass der theoretische Grenzwert von Shockley und Queisser mit mehrlagigen Modulen verschoben werden könnte. Die Technologie der mehrlagigen Schichtungen ist im betrachteten Quartier jedoch nicht vorhanden.

Die dimensionslose Kennzahl nach VDI 4663 resultiert aus der maximal möglichen zur tatsächlich produzierten Energiemenge für Energiewandlungsanlagen. Dabei können die Energieerträge flächenspezifisch oder absolut betrachtet werden.

$$F_{PhO_{PV}} = \frac{E_{F_{PhO}}}{E_{PV}} \quad Gl. XX$$

In den tatsächlichen Energieproduktionen sind neben der Absorption und Reflexion auch weitere Verluste inbegriffen. Dazu zählen unter anderem Übergangswiderstände in den Modulen, Steckverbindungen und Leitungen sowie Wandlungsverluste im Wechselrichter. Ebenfalls sind externe Abregelverluste in die bilanzierte Energieproduktion eingebunden. Ein optimaler Zielwert für Optimierungen liegt nach VDI 4663 bei eins.

Über die Datenauswertung des Instituts für Wohnen und Umwelt (IWU) sind die solaren Erträge mit der Ausrichtung Süd-West für den Zeitraum Juli 2024 bis Dezember 2025 in der Tabelle 8 für den Standort des Forschungsquartiers eingeflossen.

Die verfügbaren Auswertungen des IWU sind begrenzt auf eine Dachflächenneigung von 45 und 30°, somit erfolgt in der Spalte vier eine Interpolation auf die durchschnittlich vorhandene Dachflächenneigung von 40°. Pro Quadratmeter aktiver PV-Absorberfläche liegt das Physikalischen Optimum bei einem Energieertrag im benannten Zeitraum von knapp 600 kWh.

Tabelle 8: Einstrahlleistungen und theoretische Erträge, Quelle [7, bearbeitet und ergänzt]

Analysezeitraum	Einstrahlenergie SW 45°	Einstrahlenergie SW 30°	Berechnete Einstrahlenergie SW 40°C	Theoretische Energiemenge [$E_{F_{pho}}$]
	[kWh/m²]	[kWh/m²]	[kWh/m²]	[kWh/m²]
Jul. 2024	181,64	188,63	183,97	61,00
Aug. 2024	152,04	156,25	153,44	50,88
Sep. 2024	118,04	119,51	118,53	39,30
Okt. 2024	69,30	68,01	68,87	22,84
Nov. 2024	26,49	24,57	25,85	8,57
Dez. 2024	15,62	14,05	15,10	5,01
Jan. 2025	26,31	24,39	25,67	8,51
Feb. 2025	47,32	45,40	46,68	15,48
Mrz. 2025	107,71	108,47	107,97	35,80
Apr. 2025	147,19	150,98	148,46	49,23
Mai. 2025	181,64	188,63	183,97	61,00
Jun. 2025	178,58	185,27	180,81	59,96
Jul. 2025	150,67	154,76	152,03	50,41
Aug. 2025	165,61	171,05	167,42	55,52
Sep. 2025	109,68	110,57	109,98	36,47
Okt. 2025	55,70	53,96	55,12	18,28
Nov. 2025	32,68	30,68	32,01	10,61
Dez. 2025	23,49	21,63	22,87	7,58
	1789,71	1816,79	1798,74	596,46

Für eine Vergleichbarkeit wurden die Ertragswerte in der Tabelle 9 auf die flächenspezifischen Erträge der ausgewählten Quartiersgebäude bezogen. In der Auswertung sind zwei verschiedene Solarmodultypen berücksichtigt. Bei der ersten Gruppe handelt es sich um eine Innendachanlage, bei der die Module in Kombination mit einer geschlossenen Unterschicht die niederschlagsabdichtende Dachabdichtung übernehmen. Bei der zweiten Gruppe handelt es sich um PV-Schindeln. Diese ersetzen die konventionellen Dachschindeln und kombinieren die Energieertragsanlage mit der Gebäudeabdichtung.

Tabelle 9: Auswertung Quartiersgebäude (Auswahl)

PV-Indachanlagen						PV-Schindelanlagen					
Dover			Eilean			Doune			Arundel		
PV-Erträge	Spezifische Ener- giemenge	PhO-Faktor Haus Dover	PV-Erträge	Spezifische Ener- giemenge	PhO-Faktor Haus Eilean	PV-Erträge	Spezifische Ener- giemenge	PhO-Faktor Haus Doune	PV-Erträge	Spezifische Ener- giemenge	PhO-Faktor Haus Arundel
[kWh]	[kWh/m²]		[kWh]	[kWh/m²]		[kWh]	[kWh/m²]		[kWh]	[kWh/m²]	
			1272,4	17,6	3,5	616,8	11,6	5,3	706,0	13,2	4,6
1082,0	15,1	4,0	1539,5	21,3	2,4	742,0	13,9	3,7	852,3	16,0	3,2
1015,9	14,2	3,6	1255,8	17,4	2,3	622,2	11,7	3,4	721,4	13,5	2,9
637,1	8,9	4,4	791,0	11,0	2,1	372,0	7,0	3,3	439,9	8,2	2,8
135,7	1,9	12,0	166,1	2,3	3,7	84,8	1,6	5,4	99,0	1,9	4,6
86,5	1,2	7,1	96,3	1,3	3,8	52,2	1,0	5,1	59,7	1,1	4,5
180,5	2,5	2,0	222,0	3,1	2,8	116,6	2,2	3,9	136,9	2,6	3,3
175,7	2,5	3,5	201,5	2,8	5,5	123,6	2,3	6,7	139,7	2,6	5,9
161,9	2,3	6,8	175,5	2,4	14,7	128,9	2,4	14,8	143,3	2,7	13,3
157,7	2,2	16,2	169,3	2,3	21,0	120,6	2,3	21,8	133,7	2,5	19,6
110,2	1,5	31,9	124,4	1,7	35,4	103,1	1,9	31,6	112,3	2,1	29,0
138,8	1,9	31,4	149,9	2,1	28,9	123,1	2,3	26,0	130,8	2,5	24,5
203,9	2,9	21,0	219,5	3,0	16,6	162,5	3,0	16,6	174,5	3,3	15,4
183,1	2,6	19,7	194,3	2,7	20,6	152,3	2,9	19,5	165,9	3,1	17,9
209,2	2,9	19,0	223,8	3,1	11,8	164,6	3,1	11,8	180,8	3,4	10,8
214,7	3,0	12,1	237,8	3,3	5,5	150,3	2,8	6,5	168,0	3,1	5,8
164,5	2,3	7,9	187,6	2,6	4,1	117,6	2,2	4,8	132,1	2,5	4,3
122,3	1,7	6,2	139,7	1,9	3,9	85,9	1,6	4,7	98,3	1,8	4,1
4979,7	69,6	209,0	7366,4	102,1	188,4	4039,0	75,7	194,7	4594,6	86,1	176,5

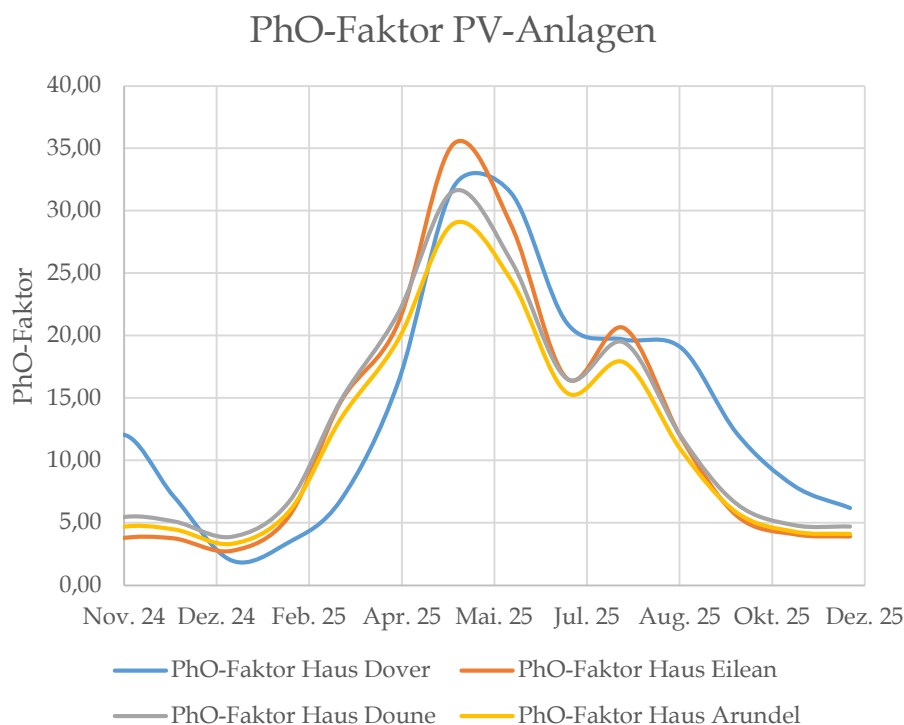


Abbildung 10: PhO-Faktor PV-Anlagen

Die grafische Auswertung der dimensionslosen Kennzahlen ermöglicht eine schnelle und aussagekräftige Gegenüberstellung der ausgewerteten Photovoltaikanlagen (siehe Abbildung 10). Während die Anlagen der Gebäude Doune, Eilean und Arundel einen sehr synchronen Verlauf aufzeigen, weicht die Anlage im Haus Dover zeitweise vom Profil der anderen Anlagen ab.

Deutlich ist zu erkennen, dass die Effizienzen der Anlagen mit steigenden solaren Erträgen zurückgehen. Dieser Effekt kann anteilig über das temperaturabhängige Derating und den Übergangswiderständen erklärt werden. Einen signifikanten Effekt hatte jedoch die aufkommende Abregelung auf die Effizienz der Anlagen. Im Jahr 2025 wurden die Anlagen im Quartier regelmäßig über ein externes Steuersignal des Netzbetreibers abgeregelt. Begründet wurde die Maßnahme vom zuständigen Netzbetreiber mit einer unklaren Zuteilung und Abrechnung der Photovoltaikanlagen an der Quartiersenergieproduktion.

5 FAZIT

Die Entwicklung und Anwendung von dimensionslosen Kennzahlen nach dem Verfahren der VDI 4663 stellt ein zentrales Ergebnis dieses Berichts dar, da sie eine methodisch fundierte energetische Bewertung gebäudetechnischer Anlagen im Realbetrieb ermöglichen. Der wesentliche Mehrwert dieser Kennzahlen liegt darin, dass sie das Physikalische Optimum (PhO) als Referenzzustand heranziehen und dadurch das tatsächlich vorhandene Optimierungspotenzial direkt messbar und transparent machen. Durch die Überführung komplexer Energieflüsse in eine dimensionslose Form wird nicht nur eine detaillierte Analyse innerhalb einer spezifischen Technologie erlaubt, sondern erstmals auch eine technologieübergreifende Vergleichbarkeit geschaffen.

Im Bereich der Wärmeversorgung ermöglichen diese Kennzahlen, wie der PhO-Leistungsfaktor, den direkten Vergleich realer Betriebsdaten mit dem idealen Carnot-Prozess, wodurch die Effektivität von Wärmepumpenanlagen objektiv eingeordnet werden kann. Die Auswertungen verdeutlichen dabei, dass die Kennzahlen reale Verlustquellen – wie den Energiebedarf von Nebenverbrauchern oder Abweichungen in der Übergangszeit – sichtbar machen, die in standardisierten Herstellerangaben oft unberücksichtigt bleiben.

Auch für Photovoltaikanlagen liefert die Kennzahlbildung auf Basis der Shockley-Queisser-Grenze wichtige Erkenntnisse, indem sie den Abstand zwischen der theoretisch maximalen Energieproduktion und dem tatsächlichen Ertrag unter Einfluss von externen Faktoren wie Netzabregelungen aufzeigt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die im Projekt EnQuaFlex entwickelten Kennzahlen weit über eine rein deskriptive Darstellung hinausgehen. Sie fungieren als effektives Bewertungswerkzeug, das die unumgänglichen physikalischen Grenzen als Maßstab nutzt, um gezielte Optimierungspotenziale im Realbetrieb von Quartieren zu identifizieren und die energetische Effektivität nachhaltig zu steigern.

6 LITERATUR

- [1] Beckmann, N.; Wechselwirkungsanalyse zwischen dem physikalischen Optimum, dem betriebswirtschaftlichen Optimum und dem Carbon-Footprint-Optimum (PhO-BwO-CFO); Dissertation; Technische Universität Clausthal, 2017, publiziert im: Papierflieger Verlag (Clausthal-Zellerfeld); 2018; ISBN 978-3-86948-616-1
- [2] Verein Deutscher Ingenieure; VDI 4663 Blatt 1, Bewertung von Energie- und Stoffeffizienz - Methodische Anwendung des physikalischen Optimums; Berlin 12.2021; ICS 27.015
- [3] Sankol, Beckmann, et al; Monitoring der Wärmeversorgung über die VDI-Richtlinie 4663; BWK Energie 2022 Nr. 5-6; ÖKOBAUDAT
- [4] Beckmann, N.; Energieeffizientes Bauen und wie es sich lohnt; Wiesbaden 2020; Springer-Verlag; ISBN 978-3-658-28541-5
- [5] TLK Energy GmbH; log(p)-h Diagramm R290 – nachbearbeitet; <https://tlk-energy.de/phasendiagramme/druck-enthalpie>; Zugriff am 05.02.2026
- [6] Bohne D.; Technischer Ausbau von Gebäuden; Wiesbaden 2022; Springer-Verlag; ISBN 978-3-658-37488-4
- [7] Institut Wohnen und Umwelt (IWU); Tool Gradtagzahlen in Deutschland 2025; Postleitzahl 21698