

Reihe 19

Wärmetechnik/
Kältetechnik

Nr. 163

Dipl.-Ing. Daniel Lange / Ao. Univ. Prof.
Dipl.-Ing. Dr. techn. Karl Ponweiser
Wien

Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb

Bericht aus dem Institut für
Energietechnik und Thermodynamik
der TU Wien

Fortschritt-Berichte VDI

Reihe 19

Wärmetechnik/
Kältetechnik

Dipl.-Ing. Daniel Lange / Ao. Univ. Prof.
Dipl.-Ing. Dr. techn. Karl Ponweiser
Wien

Nr. 163

Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb

Bericht aus dem Institut für
Energietechnik und Thermodynamik
der TU Wien

VDI verlag

Lange, Daniel; Ponweiser, Karl

Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb

Fortschr.-Ber. VDI Reihe 19 Nr. 163. Düsseldorf: VDI Verlag 2020.

158 Seiten, 72 Bilder, 4 Tabellen.

ISBN 978-3-18-316319-9, ISSN 0178-9465,

€ 57,00/VDI-Mitgliederpreis € 51,30.

Für die Dokumentation: Wärmepumpe – Prozesswärme – Prozesskälte – Energieeffizienz

Die vorliegende Arbeit wendet sich an Ingenieure, Energiemanager aber auch Wissenschaftler aus dem Bereich industrieller Energiesysteme. Im Rahmen der Arbeit wird ein kompakter, größtenteils auf Diagrammen basierender Ansatz zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb hergeleitet und exemplarisch auf ein Fallbeispiel angewendet. Der vorgestellte Bewertungsansatz erlaubt eine schnelle und vor allem nachvollziehbare Beantwortung der Fragestellung, was eine Wärmepumpe, eingebettet in die realen technischen und wirtschaftlichen Rahmenbedingungen eines Unternehmens, zu leisten vermag.

Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Bibliothek

(German National Library)

The Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2020

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Fotokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, im Internet und das der Übersetzung, vorbehalten.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISSN 0178-9465

ISBN 978-3-18-316319-9

Vorwort

Diese Arbeit ist am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien im Rahmen eines Forschungsschwerpunkts zur Bereitstellung von industrieller Prozesswärme unter Verwendung erneuerbarer Energiequellen entstanden. In dem Kontext dieses Forschungsschwerpunkts sind u.a. die folgenden, vom Klima- und Energiefonds geförderten, Projekte eingebunden:

- **EnPro**

FFG-Projektnummer 848818

Erneuerbare Prozesswärme - Integration von Solarthermie und Wärmepumpen in industrielle Prozesse

- **CORES**

FFG-Projektnummer 871669

Integration kombinierter, erneuerbarer Energiesysteme in die Industrie

Diese Projekte stellen die Grundlage der vorliegenden Arbeit dar.

Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Karl Ponweiser sei für seine wertvolle Unterstützung dieser Arbeit und die jahrelange vertrauensvolle Zusammenarbeit herzlich gedankt.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Problemstellung	1
1.2	Zielsetzung	3
1.3	Stand der Technik	4
2	Grundlagen	6
2.1	Aufbau einer Wärmepumpe	6
2.2	Idealer Wärmepumpenprozess	7
2.2.1	Kennzahlen des idealen Wärmepumpenprozesses	8
2.3	Theoretischer Wärmepumpenprozess	10
2.4	Realer Wärmepumpenprozess	11
2.4.1	Kennzahlen des realen Wärmepumpenprozesses	12
2.5	Wärmequelle und Wärmesenke	13
3	Bewertung der Leistungsfähigkeit	14
3.1	Einführung	14
3.2	Annahmen	15
3.3	Technische Kennzahlen	20
3.3.1	Maximaler COP im Heizbetrieb	20
3.3.2	Alternativer Ansatz zur Ermittlung von COP_{\max}^H	33
3.3.3	Realer COP im Heizbetrieb	43
3.3.4	Realer COP im Heiz- und Kühlbetrieb	46
3.3.5	Quotient der Nutzwärmeströme	47
3.3.6	COP einer Kälteanlage	49
3.4	Relative wirtschaftliche Kennzahlen	50
3.4.1	Wirtschaftlichkeitsgrenze im Heizbetrieb	50

3.4.2	Relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb	61
3.4.3	Relative Kosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb	64
3.5	Absolute wirtschaftliche Kennzahlen	79
3.5.1	Absolute Energiekosteneinsparung	79
3.5.2	Investitionskosten	81
3.5.3	Amortisationsdauer	82
4	Zusammenfassung	83
4.1	Technische Kennzahlen	83
4.2	Relative wirtschaftliche Kennzahlen	86
4.3	Absolute wirtschaftliche Kennzahlen	90
5	Anwendung	92
5.1	Ausgangssituation	92
5.2	Direkte Ermittlung von \hat{E}^H	94
5.3	Inverse Bestimmung von ϑ_s^{\max} bei gegebenem \hat{E}^H	101
5.4	Direkte Ermittlung von $E(\Delta t_P)$ und Δt_A im Heizbetrieb	104
5.5	Sensitivität der absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen	109
5.6	Direkte Ermittlung von $E(\Delta t_P)$ und Δt_A im Heiz- und Kühlbetrieb	111
5.7	Fazit	115
6	Diskussion und Ausblick	116
6.1	Technische Kennzahlen	116
6.2	Wirtschaftliche Kennzahlen	118
6.2.1	Relative wirtschaftliche Kennzahlen	118
6.2.2	Absolute wirtschaftliche Kennzahlen	120
6.3	Allgemeine Punkte	120
	Anhang Diagramme und Tabellen	122
	Literaturverzeichnis	147

Nomenklatur

Lateinische Symbole

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	$^{\circ}\text{C}$	Faktor zur Ermittlung von \overline{COP}
COP	–	Coefficient of Performance
COP_{\max}	–	maximaler COP = Leistungszahl
COP_{real}	–	realer COP
\overline{COP}	–	mittlerer COP
COP_0	–	COP bei $\Delta T_{\text{WT}} = 0^{\circ}\text{C}$
\hat{E}	–	relative Einsparung
E	€ o.ä.	absolute Einsparung
\bar{E}	€/Jahr o.ä.	mittlere absolute Einsparung
F_{B}^{A}	–	Gesamteinflussfaktor - Technologie A und B
F_{ges}	–	Gesamteinflussfaktor
GK	€ o.ä.	Gesamtkosten
h	J/kg	spezifische Enthalpie
IK	€ o.ä.	Investitionskosten
K	€/kWh o.ä.	spezifische Kosten Heizen bzw. Kühlen
K^{IK}	€/kW o.ä.	spezifische Investitionskosten
P	–	Kennzeichnung eines Betriebspunkts
p	N/m^2	absolute Druck
Q	J	Wärme
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\hat{Q}	–	Quotient der Nutzwärmeströme
s	J/(kg K)	spezifische Entropie
T	K	absolute Temperatur
T_{N}	K	hohe Temperatur des idealen Wärmepumpenkreislaufs
T_{H}	K	niedrige Temperatur des idealen Wärmepumpenkreislaufs
W	J	Arbeit

(wird fortgesetzt)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
\dot{W}	W	Arbeitsstrom
X_H	–	Heizkostenfaktor
X_K	–	Kühlkostenfaktor
X_T	–	Temperaturfaktor

Griechische Symbole

Zeichen	Einheit	Bedeutung
ΔT	°C	Temperaturdifferenz
ΔT_{WT}	°C	charakteristische Temperaturdifferenz in den Wärmetauschern
ΔT_{SQ}	°C	Temperaturdifferenz zwischen Senke und Quelle
$\widehat{\Delta T}$	–	dimensionslose Temperaturdifferenz
Δt	Jahr o.ä	Zeitintervall
Δt_P	Jahr o.ä	Betrachtungszeitraum
Δt_i	Jahr o.ä	Teilintervall von Δt_P
Δt_A	Jahr o.ä	Amortisationszeitraum
δ	–	relativer Fehler
ε_C	–	Leistungszahl = maximaler COP
η	–	Wirkungsgrad
η_C	–	Carnot-Wirkungsgrad
η_{kon}	–	Konversionswirkungsgrad der Vergleichstechnologie
η_{WP}	–	Gütegrad einer Wärmepumpe
ϑ	°C	Temperatur
ϑ_1^*	–	vorgegebenes Tupel
ϑ_2^*	–	abgeleitetes Tupel

Index - tiefgestellt

A	Größe der Technologie A
B	Größe der Technologie B
N	Nutzen
Q	Größe der Wärmequelle
S	Größe der Wärmesenke
WP	Größe der Wärmepumpe
el	elektrische Größe
kon	Größe der Vergleichstechnologie
max	maximaler Wert
min	minimaler Wert
ij	Größe zwischen den Punkten i und j, z.B. \dot{Q}_{12}

Index - hochgestellt

1	Größe des vorgegebenen Tupels
2	Größe des abgeleiteten Tupels
i	Größe des idealen Prozesses
r	Größe des realen Prozesses
H	Heizen
K	Kühlen
H + K	Heizen und Kühlen
Kv	Kühlen mit Vergleichstechnologie

Kurzfassung

Der Einsatz von Kaltdampf-Kompressionswärmepumpen zur Bereitstellung von Prozesswärme ist ein aktuell viel diskutiertes Thema, dem mehrere nationale und internationale Forschungsprojekte gewidmet sind und es ist nur eine Frage der Zeit, bis die mit einer Wärmepumpe technisch realisierbare Wärmenutzungstemperatur den betrieblichen Anforderungen mehrerer Industriezweige genügen wird. Die erforderlichen begleitenden Maßnahmen um den wissenschaftlichen Fortschritt auch in die Anwendung transferieren zu können, hinken der allgemeinen Entwicklung jedoch hinterher. So existiert beispielsweise kein zufriedenstellendes Werkzeug, das eine schnelle und vor allem nachvollziehbare Beantwortung der elementaren Fragestellung, was eine Wärmepumpe, eingebettet in die realen technischen und wirtschaftlichen Rahmenbedingungen eines Unternehmens, zu leisten vermag, erlaubt.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit ist der Versuch unternommen worden, zur Schließung dieser Lücke einen Beitrag zu leisten. Aufbauend auf den allgemein bekannten Kennzahlen einer Kompressionswärmepumpe sind größtenteils diagrammbasierte Ansätze zur Ermittlung der wesentlichen technischen und wirtschaftlichen Größen eines Wärmepumpenkreislaufs bis hin zur relativen Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb abgeleitet und, unter Berücksichtigung formelbasierter Zusammenhänge für die absoluten wirtschaftlichen Größen, anhand eines Fallbeispiels dokumentiert und validiert worden.

Die vorliegende Arbeit versteht sich als Diskussionsgrundlage, um die Bewertung der Leistungsfähigkeit eines Wärmepumpenkreislaufs zu vereinheitlichen mit dem Ziel, Hemmnisse auf Seiten der Anwendung abzubauen und im gleichen Zug die Akzeptanz von Wärmepumpen im industriellen Umfeld zu erhöhen.

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Die Herausforderungen, die sich im Zusammenhang mit dem Einsatz von Wärmepumpen¹ im industriellen Umfeld ergeben, sind vielfältig [12][15]. Zieht ein Unternehmen die Integration einer Wärmepumpe in Betracht, so steht über allem die Fragestellung der wirtschaftlichen Begründbarkeit eines derartigen Unterfangens. Um diesen zentralen Punkt beantworten zu können, muss auf Basis eines wie auch immer gearteten Berechnungsverfahrens die Leistungsfähigkeit eines gewählten Einbindungskonzepts bestimmt werden. Dass dies zumeist alles andere als trivial ist, zeigt das folgende Beispiel.

Um die wirtschaftliche Sinnhaftigkeit des Einsatzes einer Wärmepumpe zu prüfen, sind zuerst die in Frage kommenden Wärmequellen und Wärmesenken zu erfassen. Im Anschluss gilt es, eine sinnvolle Kombination aus Quelle(n) und Senke(n) zu finden. Die wirtschaftliche Sinnhaftigkeit einer gewählten Kombination ist jedoch auf den ersten Blick nicht ersichtlich, da diese von einer Vielzahl an Aspekten beeinflusst wird. Mögliche Fragestellungen in diesem Zusammenhang sind:

- Passt die Leistung der Quelle, sowohl zeitlich als auch im Bezug auf die absolute Größe, zu der Leistung der Senke?
- Ist das erforderliche Temperaturniveau der Senke mit der ausgewählten Quelle überhaupt erreichbar bzw. welche Auswirkung hat der Temperaturunterschied auf wirtschaftliche Gesichtspunkte?
- Welchen Einfluss hat ein Kühlbedarf der, eventuell auch nur saisonal, monetär zu bewerten ist?

¹Wenn nicht explizit anders angegeben, so handelt es sich hier und im Folgenden um Kompressionswärmepumpen.

Um einen möglichst vollständigen Überblick über etwaige Einsparungspotentiale, die mit dem Einsatz einer Wärmepumpe einher gehen könnten, zu erhalten, sind alle Kombinationen aus Quelle und Senke, unter Berücksichtigung etwaiger zeitlicher Abhängigkeiten, einem rechnerischem Bewertungsverfahren zu unterziehen und im Anschluss zu vergleichen. Hierbei können sowohl frei verfügbare als auch kommerzielle Softwarewerkzeuge eine unterstützende Funktion einnehmen.

Problematisch ist in diesem Zusammenhang die Tatsache, dass das beschriebene Prozedere schon bei einer verhältnismäßig geringen Anzahl an Quellen und Senken sehr zeitintensiv ist. Ein weiterer Nachteil liegt in der Natur der unterstützen Softwarewerkzeuge (ein Beispiel wird in [14] vorgestellt). Basierend auf der Eingabe (z.B. Temperaturen, Leistungen, spezifische Kosten usw.) werden Kennzahlen errechnet. Mögliche Kennzahlen wären zum Beispiel die relative und absolute Kosteneinsparung, aber auch der Amortisationszeitraum eines gewählten Integrationskonzepts. Je nach Ausprägung der jeweiligen Kennzahl, lässt sich im Anschluss feststellen, ob eine Kombination aus Quelle und Senke, unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen, für die Einbindung einer Wärmepumpe geeignet ist.

Einige wichtige Fragestellungen sind auf diesem Weg jedoch entweder gar nicht, nicht direkt oder nur bei sehr genauer Kenntnis der Materie zu beantworten. Beispiele hierfür sind:

- **Die Beantwortung grundsätzlicher Fragen:**

Welche Bedingungen müssen für den wirtschaftlichen Betrieb einer Wärmepumpe erfüllt sein? Welches Kriterium hat an welcher Stelle den Ausschlag gegeben, dass die gewählte Kombination wirtschaftlich nicht umsetzbar ist? Gibt es Kombinationen aus Quelle und Senke die man schon im Vorfeld hätte ausschließen können?

- **Die Beantwortung inverser Problemstellungen:**

Zum Beispiel, welche Konstellation aus Quelle und Senke ist notwendig um eine relative Energiekosteneinsparung von 15% zu erreichen? Wie hoch dürfen die spezifischen Investitionskosten einer Wärmepumpe sein, um einen Amortisationszeitraum kleiner als 4 Jahre zu ermöglichen?

- **Die Beantwortung diverser sensitiver Fragestellungen:**

Was passiert, wenn die Temperatur der Quelle etwas geringer ausfällt und wie wirkt sich dieser Umstand auf die gesamte Bewertung aus? Wie verhalten sich die wirtschaftlichen Kennzahlen der Wärmepumpe, wenn im nächsten Jahr die spezifischen Kosten für elektrische Energie steigen bzw. sinken? Welchen Einfluss hat ein anderer Gütegrad und welche Auswirkung hat es, wenn die Bewertung mit einem anderen minimalen ΔT durchgeführt wird?

Sollte eine Methode bzw. ein Konzept für die einfache, schnelle und nachvollziehbare Beantwortung der oben aufgeführten Fragestellungen gefunden werden, so wären dadurch zwei für die Akzeptanz von Wärmepumpen wesentliche Punkte gewährleistet:

1. Das Verständnis auf der Seite der Anwendung, wie bzw. unter welchen Bedingungen eine Wärmepumpe wirtschaftlich eingesetzt werden kann, würde gestärkt. Weiteres wären positive Auswirkungen auf die Diskussion um die Rolle der Wärmepumpe in Industrie und Gewerbe zu erwarten, da eine einheitliche Diskussionsgrundlage geschaffen wäre.
2. Unternehmen würden dadurch in der Lage versetzt, innerhalb kürzester Zeit herauszufinden, ob und wenn ja, an welcher Stelle es sich lohnt, die Einbindung einer Wärmepumpe anzudenken und könnten mit dieser Information auch direkt weitere Schritte einleiten.

1.2 Zielsetzung

Aufbauend auf den in Kapitel 1.1 vorgestellten Herausforderungen, lassen sich die Ziele der vorliegenden Arbeit wie folgt formulieren:

1. Erarbeitung eines diagrammbasierten Konzepts zur Abschätzung der Leistungsfähigkeit einer Wärmepumpe im Heiz- und Kühlbetrieb. Für die Nebenbedingungen gelte:
 - Die primäre Kennzahl der Leistungsfähigkeit sei die relative Energiekosteneinsparung. Diese Kennzahl soll auf Grundlage von Diagrammen und einfachen Berechnungen ermittelbar sein. Absolute Kennzahlen können rein auf Formelbasis Verwendung finden.
 - Die Ausführungen sollen dem späteren Anwender erlauben zu einer nachvollziehbaren Potentialabschätzung für die wirtschaftliche Integration einer Wärmepumpe zu gelangen und, falls gewünscht, die erzielten Resultate als Grundlage für etwaige nachgelagerte Schritte verwenden zu können.
 - Das Konzept soll eine der Aufgabenstellung und dem Grad der für den Einsatz erforderlichen Vorbildung angemessene Komplexität und Bearbeitungsdauer aufweisen.
 - Die Anwendung soll, mit Ausnahme eines Taschenrechners, ohne technischen Hilfsmittel und Softwareprodukte möglich sein.
2. Anwendung des Konzepts auf ein repräsentatives Fallbeispiel.
3. Vollständige Dokumentation aller Herleitungen.

- Hinweise zu den Anforderungen der Dokumentation:

Das vorliegende Dokument versteht sich als Diskussionsgrundlage. Es wird keinesfalls der Anspruch erhoben, dass die eingeführten Kennzahlen den Idealszustand darstellen. Die Dokumentation soll daher so ausgeführt werden, dass es möglich ist, die ggf. als gut befundenen Teile zu übernehmen und für die restlichen Teile andere Ansätze formulieren zu können.

Die hier formulierten Ziele sind ohne Kenntnis der Resultate eventuell etwas abstrakt und geben ein unvollständiges Bild dessen, was eigentlich gesucht ist. Daher sei an dieser Stelle zusätzlich ein Vergleich angeführt:

Die Lebensdauerberechnung eines Wälzlagers kann nach DIN ISO 281 auf ein semigraphisches Verfahren zurückgeführt werden, dass als technisches Hilfsmittel einzig einen Taschenrechner benötigt. Auch wenn die Berechnungsvorschriften einer Norm im Bezug auf die Qualität und die Präzision weit über dem liegen, was im Rahmen der vorliegenden Arbeit als erreichbar anzusehen ist, so können sie dennoch als Beispiel dafür dienen, woran sich gedanklich, im Bezug auf die Zielsetzung dieser Arbeit, orientiert wurde.

1.3 Stand der Technik

Es ist festzustellen, dass es für die dieser Arbeit zugrundeliegenden Aufgabenstellungen bisher nur unvollständige Lösungsansätze gibt.

Im Bereich der Auswahl der Quellen und Senken kann die in der Literatur gut dokumentierte Pinchanalyse einen ersten Hinweis geben [5][9]. Sie ist jedoch in der vorliegenden Arbeit nicht berücksichtigt worden, da sie nur einen kleinen Teilbereich der Gesamtaufgabenstellung abdeckt und vor ihrer Verwendung zu überprüfen wäre, ob die zu erwartenden Resultate der Pinchanalyse im Rahmen der gegebenen Aufgabenstellung in einem günstigen Verhältnis zum einzuplanenden Zeitaufwand stehen. Die mögliche Verwendung der Pinchanalyse wird erneut in Kapitel 6.3 aufgegriffen.

Softwareseitig existieren einige Programme, die in der Lage sind, Teile der Aufgabenstellung zu bearbeiten. Moderne Simulationswerkzeuge, wie zum Beispiel IPSEpro, ASPEN Plus aber auch ENBIPRO, können die mit dem Einsatz einer Wärmepumpe einhergehenden technischen Fragestellungen beantworten [17][13][3]. Für eine schnelle Abschätzung der Leistungsfähigkeit ist ihr Einsatz jedoch nicht zu empfehlen, da die von ihnen gebotene Genauigkeit und Aussagekraft der Ergebnisse an dieser Stelle weder gefordert noch monetär und im Bezug auf den zu erwartenden Zeiteinsatz zu rechtfertigen ist. Des Weiteren sind diese Programme nicht in der Lage, die elementaren wirtschaftlichen Fragestellungen, die sich im Zusammenhang mit dem Einsatz einer Wärmepumpe ergeben, zu beantworten.

Die Verwendung nichtkommerzieller Softwarewerkzeuge, wie zum Beispiel EINSTEIN Energy² aber auch das EnPro-Tool³, erlaubt die technische und wirtschaftliche Abschätzung des Potentials für die Integration einer Wärmepumpe für eine gewählte Kombination aus Quelle und Senke. Es ist ebenfalls möglich durch Variation der Parameter ein gewisses Gefühl dafür zu bekommen, unter welchen Bedingungen eine Wärmepumpe sinnvoll sein könnte und unter welchen dies nicht der Fall ist. Die Beantwortung der inversen Fragestellung, sprich die Ableitung technischer Parameter bei Vorgabe der wirtschaftlichen Randbedingungen, erlaubt jedoch keines der Softwarewerkzeuge. Als nachteilig erweist sich ebenfalls die Tatsache, dass alle Softwarelösungen nicht ohne Einarbeitungszeit bedienbar und ihre Resultate für den Anwender nicht immer vollständig nachvollziehbar sind. Die Ergebnisse können daher häufig nicht als Grundlage für etwaige nachgelagerte Schritte verwendet werden.

Zusammenfassend lässt sich daher feststellen, dass die vorliegende Arbeit auf verschiedene Grundlagen zurückgreifen kann. Das zu entwickelnde Bewertungskonzept ist in seiner Gesamtheit jedoch als neuartig einzustufen.

²Verfügbar unter <https://www.einstein-energy.net>

³Verfügbar unter http://wiki.zero-emissions.at/index.php?title=EnPro_Wiki

2 Grundlagen

Der prinzipielle Aufbau einer Kompressionswärmepumpe ist allgemein bekannt und bedarf daher keiner literaturgestützten Einführung. Es darf jedoch an dieser Stelle nicht verschwiegen werden, dass sich dieses Kapitel strukturell an den Ausführungen in "Die Wärmepumpe in der Verfahrenstechnik" [18] orientiert. Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, werden die Wörter Wärmepumpe und Kompressionswärmepumpe in der vorliegenden Arbeit gleichbedeutend verwendet.

2.1 Aufbau einer Wärmepumpe

Eine Wärmepumpe besteht aus den Komponenten:

- Verdampfer
- Verdichter
- Kondensator
- Drossel

welche wie in Abbildung 2.1 verschaltet einen Wärmepumpenkreislaufs bilden. Das Arbeitsmedium des Wärmepumpenkreislaufs vollzieht im Sinne eines linksläufigen Kreisprozesses mehrere Zustandsänderungen. Gedanklich können die Eckpunkte dieser Zustandsänderungen aufgeteilt werden in Zustände bei hohem Druck und hoher Temperatur (Punkte 3 und 4) sowie Zustände bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur (Punkte 1 und 2). Ausgehend vom Zustand nach der Drossel wird das Arbeitsmedium zuerst vollständig verdampft und im Anschluss mithilfe des Verdichters auf ein höheres Druck- und Temperaturniveau gebracht, bei welchem es in weiterer Folge im Kondensator vollständig kondensiert wird. Nach der Kondensation erfolgt die Drosselung auf das Druckniveau des Verdampfers.

Unabhängig davon, welcher Ansatz zur Einführung bzw. zur Definition des Grundprinzips der Wärmepumpe Verwendung findet, lässt sich zusammenfassend feststellen, dass eine

Wärmepumpe einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur aufnimmt und mittels Energiezufuhr einen Wärmestrom bei höherer Temperatur abgibt [18].

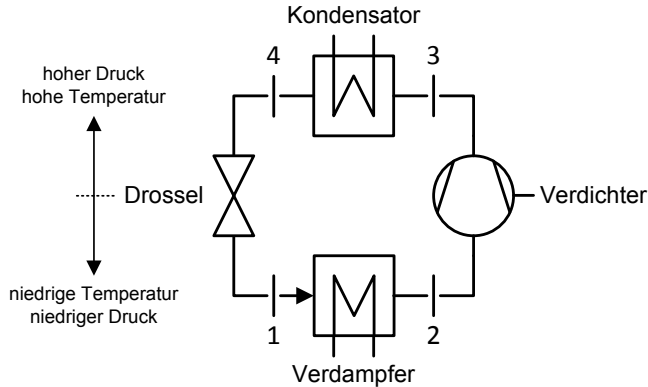


Abbildung 2.1: Aufbau eines Wärmepumpenkreislaufs

Zur thermodynamischen Beschreibung des Wärmepumpenprozesses bietet es sich an, die in [18] eingeführte Aufteilung in einen idealen, einen theoretischen und einen realen Prozess beizubehalten. Diese Aufteilung ist, mit Vorgriff auf Kapitel 3.3, besonders hervorzuheben, da ein über Kennzahlen ausdrückbarer Zusammenhang zwischen dem idealen und dem realen Prozess existiert, welcher die Grundlage dieser Arbeit darstellt.

2.2 Idealer Wärmepumpenprozess

Ein idealer Wärmepumpenprozess lässt sich durch einen linksläufigen Carnot-Prozess darstellen. Im Allgemeinen besteht ein linksläufiger Carnot-Prozess aus der Hintereinanderschaltung der folgenden, in Strömungsrichtung des Arbeitsmediums angeschriebenen, idealisierten Teilprozesse [7]:

- Teilprozess 1: isentrope Verdichtung
- Teilprozess 2: isotherme reversible Abgabe von Wärme
- Teilprozess 3: isentrope Expansion
- Teilprozess 4: isotherme reversible Aufnahme von Wärme

Abbildung 2.2 zeigt einen idealen Wärmepumpenprozess unter Verwendung der in Abbildung 2.1 eingeführten Punkte. Der hochgestellte Index i kennzeichnet die über die Systemgrenze geführten Größen des idealen Vergleichsprozesses.

In Analogie zur Feststellung, dass eine Wärmepumpe einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur aufnimmt und mittels Energiezufuhr einen Wärmestrom bei höherer Temperatur abgibt, beschreibt die Temperatur T_H in Abbildung 2.2 die hohe Temperatur bei der isothermen reversiblen Abgabe von Wärme und die Temperatur T_N die niedrige Temperatur bei der isothermen reversiblen Aufnahme von Wärme. Die Temperaturen T_H und T_N sind Temperaturen auf der absoluten Temperaturskala und besitzen die Einheit Kelvin.

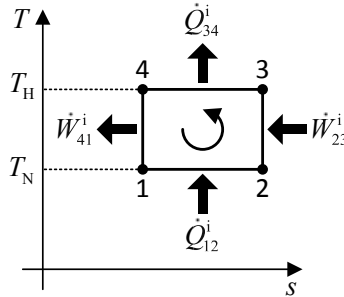


Abbildung 2.2: Ts -Diagramm eines idealen Wärmepumpenprozesses

2.2.1 Kennzahlen des idealen Wärmepumpenprozesses

Zur Bestimmung der Effizienz einer Wärmepumpe hat sich die Leistungszahl ε , welche im Englischen auch COP (Coefficient of Performance) genannt wird, etabliert. Der maximale COP eines Wärmepumpenprozesses bzw. die auf den Carnot-Prozess bezogene Leistungszahl, ist definiert als der Quotient aus dem im idealen Vergleichsprozess abgeführten Wärmestrom \dot{Q}_{ab}^i und dem im idealen Vergleichsprozess Netto zugeführten Arbeitsstrom \dot{W}^i :

$$COP_{\max} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{\dot{W}^i} = \varepsilon_C \quad (2.1)$$

Anmerkung: Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass über die Systemgrenze zugeführte Energie die innere Energie des Systems erhöht. Dadurch sind Wärmeströme und Ströme an Arbeit, die das System verlassen, aus streng thermodynamischer Sicht stets kleiner Null. Um nicht mit negativen Energieströmen arbeiten zu müssen, werden Energieströme in jene Richtung eingezeichnet, in welcher sie fließen, jedoch für die Ableitung von Kennzahlen jeweils positiv definiert. Daher gilt zum Beispiel für den Wärmestrom aus Gleichung (2.1):

$$\dot{Q}_{ab}^i = -\dot{Q}_{34}^i$$

Es ist möglich und in weiterer Folge notwendig, das Ergebnis aus Gleichung (2.1) in einen funktionalen Zusammenhang zu überführen, der alleinig von den Temperaturen T_H und T_N abhängt. Um die Größen aus Abbildung 2.2 für Gleichung (2.1) verwenden zu können, wird gesetzt:

$$\dot{Q}_{zu}^i = \dot{Q}_{12}^i \quad \dot{Q}_{ab}^i = -\dot{Q}_{34}^i \quad (2.2)$$

Die Energieübertragung in Form von Wärme zwischen den Punkten 1 und 2 sowie 3 und 4 erfolgt isotherm und reversibel. Die Zustandsänderung zwischen den Punkten 2 und 3 beziehungsweise 4 und 1 verläuft isentrop. Daraus folgt für die Entropiebilanz des Systems:

$$\frac{\dot{Q}_{zu}^i}{T_N} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{T_H} \quad (2.3)$$

Für den idealen Wärmepumpenprozess in Abbildung 2.2 gilt, dass die Fläche 1234 dem Netto zugeführten Arbeitsstrom \dot{W}^i entspricht.

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik folgt:

$$\dot{W}^i = \dot{Q}_{ab}^i - \dot{Q}_{zu}^i \quad (2.4)$$

Unter Verwendung von Gleichung (2.4) folgt für Gleichung (2.1):

$$COP_{\max} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{\dot{W}^i} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{\dot{Q}_{ab}^i - \dot{Q}_{zu}^i} \quad (2.5)$$

Das umgeformte Resultat der Entropiebilanz:

$$\dot{Q}_{zu}^i = \dot{Q}_{ab}^i \frac{T_N}{T_H} \quad (2.6)$$

ermöglicht die Elimination der Wärmeströme in der Bestimmungsgleichung des maximalen COPs:

$$COP_{\max} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{\dot{Q}_{ab}^i - \dot{Q}_{zu}^i} = \frac{\dot{Q}_{ab}^i}{\dot{Q}_{ab}^i - \dot{Q}_{ab}^i \frac{T_N}{T_H}} = \frac{1}{1 - \frac{T_N}{T_H}} \quad (2.7)$$

$$\longrightarrow COP_{\max} = \frac{T_H}{T_H - T_N}$$

mit der Forderung:

$$COP_{\max} > 1 \quad (2.8)$$

2.3 Theoretischer Wärmepumpenprozess

Der theoretische Wärmepumpenprozess ist, im Gegensatz zum idealen Wärmepumpenprozess, kein standardisierter Prozess. Nach [18] setzt sich der theoretische Wärmepumpenprozess aus den folgenden, für die Punkte nach Abbildung 2.1 angeschriebenen, Zustandsänderungen des Arbeitsmediums zusammen:

- 1 → 2: isobare Wärmeaufnahme bis zur vollständigen Verdampfung
- 2 → 3: isentrope Verdichtung auf das Druckniveau des Kondensators
- 3 → 4: isobare Wärmeabgabe bis zur vollständigen Kondensation
- 4 → 1: isenthalpe Drosselung auf das Druckniveau des Verdampfers

Abbildung 2.3 zeigt das Ts -Diagramm für einen theoretischen Wärmepumpenprozess mit dem Arbeitsmedium R134a, einem Verdampfendruck von 7 bar und einem Kondensatordruck von 32 bar.

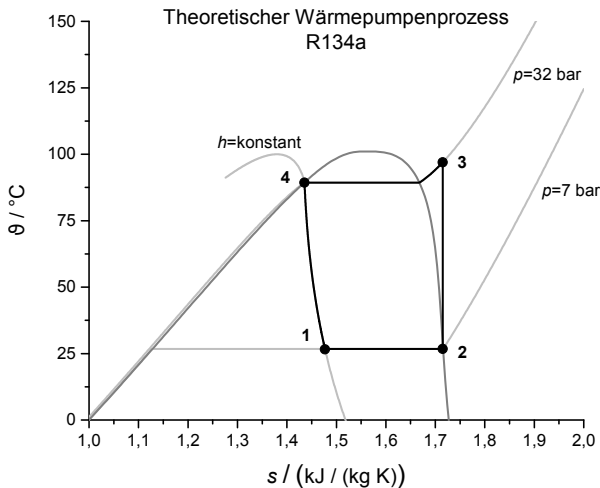


Abbildung 2.3: Ts -Diagramm eines theoretischen Wärmepumpenprozesses - Beispiel

Es ist grundsätzlich möglich, dem theoretischen Wärmepumpenprozess eigene Kennzahlen und damit auch ein eigenes Formelwerk zuzuordnen. In der vorliegenden Arbeit dient der theoretische Wärmepumpenprozess jedoch primär der Verbesserung der Nachvollziehbarkeit des Abstraktionswegs vom idealen über den theoretischen zum realen Wärmepumpenprozess. Auf eine Ausführung der Berechnungsvorschriften des theoretischen Wärmepumpenprozesses ist daher an dieser Stelle verzichtet worden.

2.4 Realer Wärmepumpenprozess

Der reale Wärmepumpenprozess weicht an mehreren Stellen von den Annahmen des theoretischen Wärmepumpenprozesses ab. Zu diesen Abweichungen, angeschrieben für die Punkte nach Abbildung 2.1, zählen unter anderem:

- $1 \rightarrow 2$: Die Wärmeaufnahme erfolgt nicht isobar sondern mit Druckverlust behaftet.
- $2 \rightarrow 3$: Die Verdichtung erfolgt nicht isentrop sondern mit Entropiezunahme.
- $3 \rightarrow 4$: Die Wärmeabgabe erfolgt nicht isobar sondern mit Druckverlust behaftet.
- $4 \rightarrow 1$: Die Drosselung erfolgt nicht isenthalp sondern mit Enthalpieverringern.

Abbildung 2.4 zeigt exemplarisch, wie das Ts -Diagramm eines realen Wärmepumpenprozesses aussehen könnte. Zur besseren Vergleichbarkeit entsprechen Arbeitsmedium und Druckparameter den Werten des theoretischen Wärmepumpenprozesses aus Abbildung 2.3.

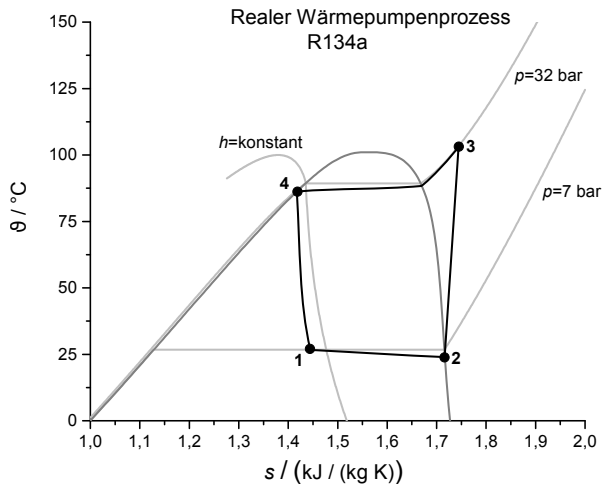


Abbildung 2.4: Ts -Diagramm eines realen Wärmepumpenprozesses - Beispiel

Eine detaillierte Aufstellung und Diskussion der Unterschiede zwischen dem realen und dem theoretischen Wärmepumpenprozess bietet [18]. Für die vorliegende Arbeit genügt die Feststellung, dass die Annahmen, die für die Zustandsänderungen des Arbeitsmediums des theoretischen Wärmepumpenprozesses getätigt wurden, nicht auf den realen

Wärmepumpenprozess übertragbar sind. Daraus resultiert, dass die Eckpunkte des realen Wärmepumpenprozesses auch nicht ohne weiteres berechenbar sind.

2.4.1 Kennzahlen des realen Wärmepumpenprozesses

Abbildung 2.5 zeigt die an einem realen Wärmepumpenprozess beteiligten, durch den hochgestellten Index r gekennzeichneten, Energieströme:

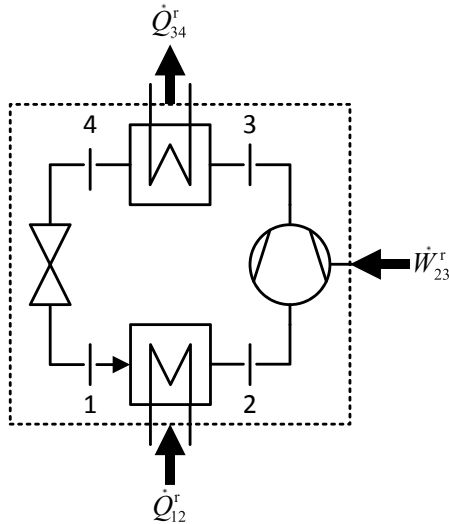


Abbildung 2.5: Schaltbild und Energieströme eines realen Wärmepumpenkreislaufs

Für die Berechnung des maximalen COPs wird der real zwischen den Punkten 3 und 4 abgegebene Wärmestrom mit dem real zugeführten Arbeitsstrom normiert:

$$COP_{\text{real}} = \frac{\dot{Q}_{34}^r}{\dot{W}_{23}^r} \quad (2.9)$$

Eine weitere Kennzahl, die einen Zusammenhang zwischen dem realen und dem theoretischen Wärmepumpenprozess herstellt, ist der Quotient aus dem realen und dem maximalen COP, welcher auch Gütegrad genannt wird:

$$\eta_{\text{WP}} = \frac{COP_{\text{real}}}{COP_{\text{max}}} \quad (2.10)$$

2.5 Wärmequelle und Wärmesenke

Als Wärmequelle wird jenes Medium bezeichnet, das den Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufs durchströmt und sich dabei abkühlt. Der im Rahmen der Abkühlung der Wärmequelle an das Arbeitsmedium des Wärmepumpenkreislaufs übertragene Wärmestrom, ist jener Wärmestrom, den die Wärmepumpe laut Definition (vgl. Kapitel 2.1) bei niedriger Temperatur aufnimmt. In Analogie dazu, ist die Wärmesenke definiert als das Medium, das sich beim Durchströmen des Kondensators durch Aufnahme des Wärmestroms, den die Wärmepumpe bei hoher Temperatur abgibt, erwärmt.

Daraus folgt, dass das Arbeitsmedium der Wärmepumpe, die Wärmequelle und die Wärmesenke temperaturtechnisch gesehen umschließt. Für jeden Zeitpunkt und für jeden Ort (bei gedanklicher Darstellung der Temperatur der am Wärmeaustausch beteiligten Medien über der Länge der Wärmetauscher) müssen daher die in Abbildung 2.6 exemplarisch gezeigten Temperaturverhältnisse eingehalten werden.

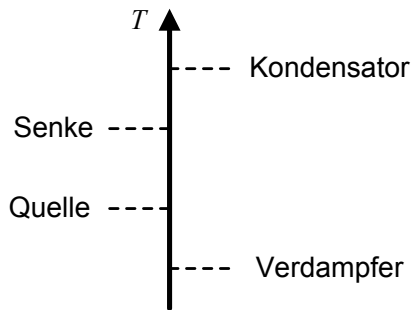


Abbildung 2.6: Temperaturverhältnisse am Wärmepumpenkreislauf

Anmerkung: Die Ausdrücke Wärmequelle und Quelle werden im Folgenden synonym verwendet. Selbiges gilt für die Ausdrücke Wärmesenke und Senke.

3 Bewertung der Leistungsfähigkeit

3.1 Einführung

Die Ausführungen in den Kapiteln 2.2 bis 2.4 beschreiben den Wärmepumpenprozess, was in diesen Kapiteln gleichbedeutend ist, mit den Zustandsänderungen des Arbeitsmediums des Wärmepumpenkreislaufs. Für die weiteren Ausführungen sind in diesem Zusammenhang zwei Punkte hervorzuheben:

1. Die Berechnung der realen Zustände des Arbeitsmediums des Wärmepumpenkreislaufs ist ohne Berücksichtigung der realen Geometrie der Wärmetauscher, des Teillastverhaltens und der Stoffdaten nicht bzw. nur sehr eingeschränkt möglich.
2. Aus Sicht des Anwenders dominiert die Fragestellung, welche Zustände sich auf der Seite der Wärmequelle und der Wärmesenke einstellen.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wird in diesem Kapitel versucht, möglichst allgemeine Zusammenhänge abzuleiten, die zur Berücksichtigung des realen Verhaltens eines Wärmepumpenkreislaufs nicht mehr als den Gütegrad benötigen, im Bezug auf ihren Formelapparat nicht maßgeblich über die in Kapitel 2 vorgestellten Berechnungsvorschriften hinausgehen, leicht zu visualisieren sind und es ermöglichen, die wesentlichen nutzerseitigen Fragestellungen bei der Bewertung der Leistungsfähigkeit einer Wärmepumpe zu beantworten. Das Wort Leistungsfähigkeit beschreibt in diesem Zusammenhang, wie ausgeprägt das wirtschaftliche Potential für die Integration einer Wärmepumpe ist. Die folgenden Begriffe bzw. Größen können daher als unmittelbar mit der Leistungsfähigkeit verbunden angesehen werden:

- Die technische und wirtschaftliche Grenze, bei deren Unterschreitung der Einsatz einer Wärmepumpe wirtschaftlich keinen Sinn ergibt.
- Die relative und die absolute Kosteneinsparung, untergliedert nach der Art des Betriebs der Wärmepumpe.
- Die Investitionskosten sowie die Amortisationsdauer.

3.2 Annahmen

Temperaturunterschied in den Wärmetauschern

In der Gleichung des maximalen COPs (vgl. Gleichung (2.7)) kommen nur die Temperaturen des Arbeitsmediums der Wärmepumpe vor. Für die Anwendung sind jedoch die Temperaturen auf der Seite der Senke bzw. der Quelle von Relevanz. Der Temperaturunterschied in den Wärmetauschern, zwischen dem wärmeaufnehmenden Medium und dem wärmeabgebenden Medium, ist jedoch in den wenigsten Fällen bekannt (vgl. Abbildung 2.4).

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher die folgende Annahme für den Temperaturunterschied in den Wärmetauschern getroffen:

- Die für den Wärmeübergang in den Wärmetauschern notwendige Temperaturdifferenz zwischen den am Wärmeaustausch beteiligten Strömen, wird sowohl quellen- als auch senkenseitig über einen konstanten charakteristischen Wert ΔT_{WT} berücksichtigt.

Temperatur der Quelle und der Senke

Die Art und Weise, wie die Temperatur der Quelle bzw. der Senke in die Bewertung eingeht, ist elementar und keineswegs selbsterklärend. Nach Gleichung (2.7) gilt für den maximalen COP:

$$COP_{\max} = \frac{T_H}{T_H - T_N}$$

Der maximale COP wird unter der Annahme berechnet, dass sowohl die Wärmeaufnahme als auch die Wärmeabgabe isotherm stattfindet. Um den maximalen COP eines realen Prozesses errechnen zu können, muss daher festgelegt werden, welche Temperaturen in die Bestimmungsgleichung des maximalen COPs eingesetzt werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Temperaturen wie folgt festgelegt:

- Zur Berechnung der hohen Temperatur T_H wird die Temperatur der Senke nach dem Kondensator um ΔT_{WT} erhöht.
- Zur Berechnung der niedrigen Temperatur T_N wird die Temperatur der Quelle nach dem Verdampfer um ΔT_{WT} verringert.

Daraus folgt für die Temperaturen T_H und T_N :

$$\begin{aligned} T_H &= T_S + \Delta T_{WT} \\ T_N &= T_Q - \Delta T_{WT} \end{aligned} \tag{3.1}$$

Zur besseren Nachvollziehbarkeit zeigt Abbildung 3.1, an welcher Stelle des Wärmepumpenkreislauf sich die Temperaturen T_S und T_Q befinden.

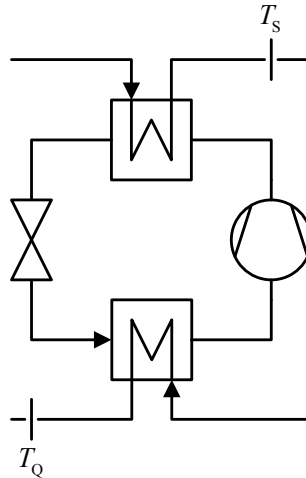


Abbildung 3.1: Bestimmung von T_Q und T_S am Wärmepumpenkreislauf

Ergänzung: Warum die Temperatur der Quelle nach dem Verdampfer für die Berechnung von T_N und die Temperatur der Senke nach dem Kondensator für die Berechnung von T_H herangezogen wird, bedarf einer gesonderten Erklärung, da diese Größen einen erheblichen Einfluss auf den maximalen COP und damit auf das gesamte Bewertungsergebnis haben und zusätzlich nicht sofort ersichtlich ist, warum diese örtlichen Definitionen an den beschriebenen Stellen des Wärmepumpenkreislaufs getätigt werden.

Es darf an dieser Stelle auch nicht verschwiegen werden, dass die nach Abbildung 3.1 eingeführte örtliche Festlegung der Temperaturen T_S und T_Q aus Sicht der Anwendung auf den ersten Blick wenig intuitiv ist und daher zu Verwirrung führen kann. Eine mögliche Erklärung für etwaige Verwirrungen geben die folgenden Ausführungen:

Zur Erhebung des wirtschaftlichen Potentials für die Integration einer Wärmepumpe, werden im ersten Schritt mögliche Quellen und Senken identifiziert. Das Ergebnis dieses Identifikationsprozesses ist zumeist:

1. Das Temperaturniveau auf dem die Prozesse mit thermischer Energie versorgt werden.
2. Das Temperaturniveau bei dem etwaige Quellen verfügbar sind.

Das erste Ergebnis ist unproblematisch. Bei einem Prozess i folgt daraus beispielsweise die Temperatur T_{Si} . In diesem Punkt entspricht der intuitive Ansatz den Erfordernissen des Berechnungskonzepts. Das zweite Ergebnis ist wesentlich problematischer, da die Temperatur auf dem etwaige Quellen verfügbar sind, nicht der Temperatur entspricht, die für das Berechnungskonzept benötigt wird.

Eine Frage, die in diesem Kontext häufig gestellt wird, ist, warum die Temperatur T_Q nicht einfach anders definiert wird. Bevor eine Wärmepumpe nicht zumindest theoretisch konzipiert wurde, ist die Temperatur der Quelle nach ihrer "Nutzung" ja ohnehin nicht bekannt. Was spräche dagegen, die Temperatur T_Q als genau jene Temperatur zu definieren, die die Quelle vor dem Verdampfer aufweist?

Die Beantwortung dieser Fragestellung ist wichtig für das Gesamtverständnis des Bewertungskonzepts. Ihr wird daher an dieser Stelle separater Raum gewährt:

Nach Gleichung (2.7) gilt für den maximalen COP:

$$COP_{\max} = \frac{T_H}{T_H - T_N}$$

Es gilt daher Temperaturen zu definieren, die im idealen Vergleichsprozess der Temperatur der reversiblen isothermen Wärmeaufnahme T_N und der reversiblen isothermen Wärmeabgabe T_H , möglichst nahe kommen.

Abbildung 3.2 zeigt den idealisierten Temperaturverlauf im Kondensator eines theoretischen Wärmepumpenkreislaufs. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur der Wärmesenke am Austritt des Kondensators, erhöht um eine charakteristische Temperaturdifferenz, eine praktikable Näherung der Temperatur T_H darstellt. Das ist genau die Näherung, die in Gleichung (3.1) für Temperatur T_H formuliert wurde:

$$T_H = \underbrace{T_S}_{\text{am Austritt}} + \Delta T_{WT}$$

Abbildung 3.3 zeigt den idealisierten Temperaturverlauf im Verdampfer eines theoretischen Wärmepumpenkreislaufs. Aus dem Diagramm ist ablesbar, dass nur die Temperatur der Wärmequelle am Austritt des Kondensators, reduziert um eine charakteristische Temperaturdifferenz, als gute Approximation der Temperatur T_N verwendet werden kann. Daher wird wie in Gleichung (3.1) beschrieben, die niedrige Temperatur T_N wie folgt berechnet:

$$T_N = \underbrace{T_Q}_{\text{am Austritt}} - \Delta T_{WT}$$

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die gewählte örtliche Definition der Temperaturen T_Q und T_S am Wärmepumpenkreislauf (vgl. Abbildung 3.1) gewährleistet, dass diese Temperaturen durch Subtraktion bzw. Addition einer charakteristischen Temperaturdifferenz für die Berechnung des maximalen COPs herangezogen werden können.

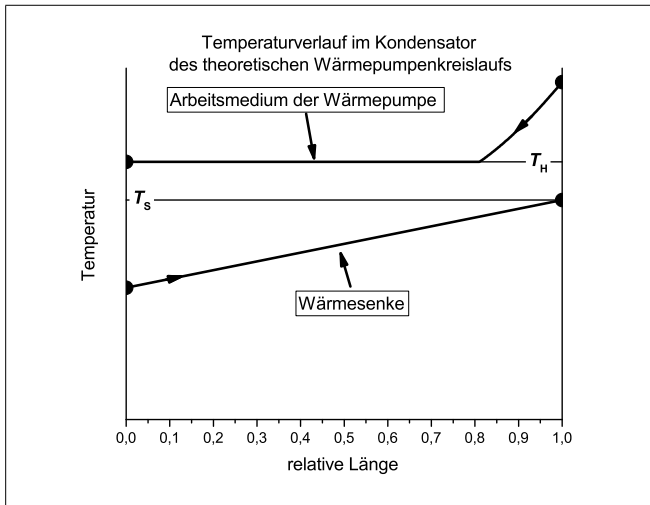


Abbildung 3.2: Idealisierter Temperaturverlauf im Kondensator eines theoretischen Wärmepumpenkreislaufs

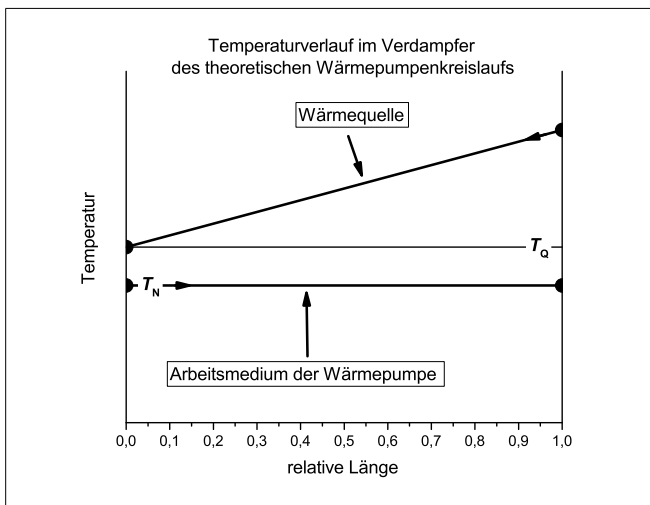


Abbildung 3.3: Idealisierter Temperaturverlauf im Verdampfer eines theoretischen Wärmepumpenkreislaufs

Anmerkung: Häufig ist im Kontext der Wärmepumpe von der Wärmenutzungstemperatur die Rede. Diese entspricht im vorliegenden Dokument der Temperatur T_S .

Gütegrad

Nach Formel (2.10) ist der Gütegrad eines Wärmepumpenprozesses definiert, als der Quotient aus dem realen COP mit dem maximalen COP:

$$\eta_{WP} = \frac{COP_{\text{real}}}{COP_{\text{max}}}$$

Für den Gütegrad wird im Folgenden angenommen:

- Der Gütegrad, in seiner Funktion als Gesamtwirkungsgrad [18], berücksichtigt jegliche Verluste, die auf der Seite des Kältemittelkreislaufs auftreten.
- Der Gütegrad, in seiner Funktion als eine charakteristische Größe für die Qualität eines Wärmepumpenkreislaufs, beschreibt, in welchem Umfang eine reale Anlage, im Vergleich zu einer idealen Anlage, einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur aufnehmen und unter Zufuhr von Energie bei einer höheren Temperatur abgeben kann. Diese Fähigkeit hängt per Annahme nicht von der Prozessführung der äußeren Ströme (d.h. der Parameter der Quelle und der Senke) ab und wird daher als konstant angenommen.

Anmerkung: Die Rolle des Gütegrads ist auf den ersten Blick nicht immer sofort ersichtlich, da er im Rahmen einer ersten Evaluierung des Potentials für die Integration einer Wärmepumpe zumeist abgeschätzt wird. Im Folgenden wird daher eine kurze Ergänzung zum Gütegrad gegeben:

Eine Stärke des Gütegrads ist, dass er für eine reale Anlage, unter Verwendung der bisher in Kapitel 3.2 getätigten Annahmen und Definitionen, leicht zu ermitteln ist. Der reale COP ist nach Gleichung (2.9) gegeben mit:

$$COP_{\text{real}} = \frac{\dot{Q}_{34}^r}{\dot{W}_{23}^r}$$

Da der Gütegrad alle Verluste auf der Seite des Kältemittelkreislaufs berücksichtigt, entspricht \dot{W}_{23}^r die dem Verdichter zugeführte, und messtechnisch leicht erhebbare, elektrische Leistung. Der Term \dot{Q}_{34}^r , welcher den Nutzen darstellt, lässt sich bei bekanntem Massenstrom der Senke durch eine Temperaturmessung der Senke vor und nach dem Kondensator feststellen. Dadurch ist ebenfalls T_S bestimmt. Wird nun zu guter Letzt T_Q , definiert als die Temperatur der Quelle nach dem Verdampfer, durch eine Messung ermittelt, dann sind, bei Annahme eines charakteristischen ΔT_{WT} , alle Größen die für die Berechnung des Gütegrads notwendig sind, bekannt.

Einmal an der realen Anlage festgestellt, kann der Gütegrad als konstante charakteristische Größe des Wärmepumpenkreislaufs angesehen werden. Dadurch ist es möglich, die Wärmepumpe als eine Art Blackbox darzustellen und ihre Leistungsfähigkeit an verschiedensten Konstellationen aus Quelle und Senke zu untersuchen.

3.3 Technische Kennzahlen

In diesem Kapitel werden bekannte und neue technische Kennzahlen unter Verwendung der in Kapitel 3.2 getätigten Annahmen und Definitionen angeschrieben bzw. eingeführt. Für die Indizes gilt:

- Index H hochgestellt Heizen bzw. im Heizbetrieb
- Index K hochgestellt Kühlen bzw. im Kühlbetrieb
- Index H + K hochgestellt Heizen und Kühlen bzw. im Heiz- und Kühltrieb
- Index N tiefgestellt Nutzen (gilt nur für Wärme bzw. Wärmeströme)
- Index Kv hochgestellt Vergleichsprozess - Kühlen bzw. im Kühlbetrieb

Anmerkung: Der Einsatz einer Wärmepumpe im Heizbetrieb wird im Folgenden auch als im "einfachen" Betrieb, der Einsatz im Heiz- und Kühlbetrieb als im "kombinierten" Betrieb beschrieben.

3.3.1 Maximaler COP im Heizbetrieb

Der maximale COP im Heizbetrieb lässt sich nach Gleichung (2.7) unter Verwendung der in Gleichung (3.1) definierten Temperaturvorschriften wie folgt anschreiben:

$$COP_{\max}^H = \frac{T_H}{T_H - T_N} = \frac{T_S + \Delta T_{WT}}{T_S + 2\Delta T_{WT} - T_Q} \quad (3.2)$$

Das Ergebnis aus Gleichung (3.2) ist im Bezug auf die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit problematisch, da mit ΔT_{WT} bereits in der ersten Formel des Bewertungskonzepts eine Größe steht, die im Vorfeld festgelegt werden muss.

Um Gleichung (3.2) in eine allgemeinere Form überführen zu können, werden zwei Größen eingeführt:

- Maximaler COP im Heizbetrieb bei $\Delta T_{WT} = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\begin{aligned} COP_0^H &:= COP_{\max}^H \Big|_{\Delta T_{WT}=0} \\ \longrightarrow COP_0^H &= \frac{T_S}{T_S - T_Q} \end{aligned} \quad (3.3)$$

- Temperaturfaktor:

$$X_T \quad (3.4)$$

Unter Verwendung des noch unbestimmten Temperaturfaktors X_T soll gelten:

$$COP_{\max}^H = X_T COP_0^H \quad (3.5)$$

unter der Nebenbedingung, dass sowohl COP_0^H als auch X_T so bestimmt werden, dass es möglich ist, diese Größen in Diagrammen darzustellen bzw. aus Diagrammen abzulesen.

Ermittlung eines Zusammenhangs für X_T

Wird in Gleichung (3.5) die Größe COP_{\max}^H unter Verwendung von Gleichung (3.2) ausgedrückt, so folgt:

$$\begin{aligned} COP_{\max}^H &= X_T COP_0^H \\ \longrightarrow \frac{T_S + \Delta T_{WT}}{T_S + 2\Delta T_{WT} - T_Q} &= X_T COP_0^H \end{aligned} \quad (3.6)$$

Mit der Definition:

$$\Delta T_{SQ} := T_S - T_Q \quad (3.7)$$

lässt sich T_S durch:

$$\begin{aligned} COP_0^H &= \frac{T_S}{T_S - T_Q} \\ T_S &= COP_0^H (T_S - T_Q) \\ \longrightarrow T_S &= COP_0^H \Delta T_{SQ} \end{aligned} \quad (3.8)$$

ausdrücken.

Das Resultat aus Gleichung (3.8) sowie die Definition aus Gleichung (3.7) in Gleichung (3.6) eingesetzt, erlaubt die folgenden Umformungen:

$$\begin{aligned}
X_T COP_0^H &= \frac{T_S + \Delta T_{WT}}{T_S + 2\Delta T_{WT} - T_Q} \\
\rightarrow X_T COP_0^H &= \frac{COP_0^H \Delta T_{SQ} + \Delta T_{WT}}{\Delta T_{SQ} + 2\Delta T_{WT}} \\
X_T &= \frac{1}{COP_0^H} \cdot \left(\frac{COP_0^H \Delta T_{SQ} + \Delta T_{WT}}{\Delta T_{SQ} + 2\Delta T_{WT}} \right) = \frac{COP_0^H \Delta T_{SQ} + \Delta T_{WT}}{COP_0^H \Delta T_{SQ} + 2COP_0^H \Delta T_{WT}} \\
X_T &= \frac{COP_0^H \Delta T_{SQ} + 2COP_0^H \Delta T_{WT} - 2COP_0^H \Delta T_{WT} + \Delta T_{WT}}{COP_0^H \Delta T_{SQ} + 2COP_0^H \Delta T_{WT}} \\
X_T &= 1 + \frac{\Delta T_{WT}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{\Delta T_{SQ} + 2\Delta T_{WT}} \right)
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Es wird die dimensionslose Temperaturdifferenz $\widehat{\Delta T}$ eingeführt:

$$\begin{aligned}
\widehat{\Delta T} &:= \frac{\Delta T_{WT}}{\Delta T_{SQ}} \\
\rightarrow \Delta T_{WT} &= \widehat{\Delta T} \Delta T_{SQ}
\end{aligned} \tag{3.10}$$

Wird der Ausdruck für ΔT_{WT} aus Gleichung (3.10) in Gleichung (3.9) eingesetzt, so folgt daraus:

$$\begin{aligned}
X_T &= 1 + \frac{\Delta T_{WT}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{\Delta T_{SQ} + 2\Delta T_{WT}} \right) \\
\rightarrow X_T &= 1 + \frac{\widehat{\Delta T} \Delta T_{SQ}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{\Delta T_{SQ} + 2\widehat{\Delta T} \Delta T_{SQ}} \right)
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Was schlussendlich den gesuchten Zusammenhang für X_T ergibt:

$$X_T = 1 + \frac{\widehat{\Delta T}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{1 + 2\widehat{\Delta T}} \right) \tag{3.12}$$

Ableitung von Diagrammen für $\widehat{\Delta T}$

Zur Berechnung von $\widehat{\Delta T}$ kann der Zusammenhang aus Gleichung (3.10) herangezogen werden:

$$\widehat{\Delta T} = \frac{\Delta T_{WT}}{\Delta T_{SQ}}$$

Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 zeigen $\widehat{\Delta T}$ als Funktion von ΔT_{SQ} für konstante Werte von ΔT_{WT} . Der Unterschied zwischen Abbildung 3.4 und Abbildung 3.5 ist das jeweilige Intervall von ΔT_{SQ} . Diese Trennung ist notwendig gewesen, da ansonsten ohne logarithmische Darstellung der Ordinatenachse ein Ablesen nur schwer möglich gewesen wäre. Auf eine graphische Darstellung von ΔT_{SQ} als Funktion von T_S und T_Q ist verzichtet worden, um die Anzahl an Diagrammen, die für das gesamte Bewertungsschema benötigt werden, nicht unnötig in die Höhe zu treiben.

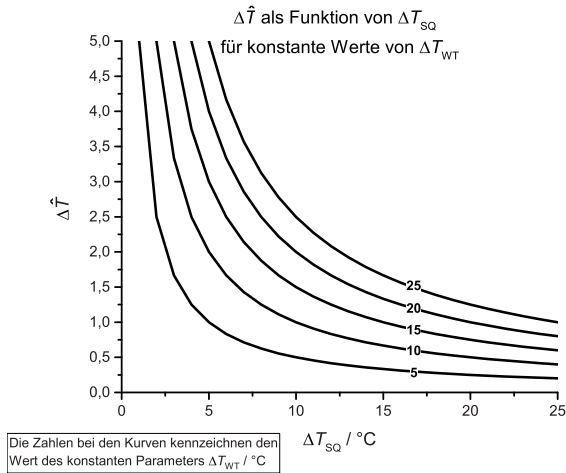


Abbildung 3.4: $\widehat{\Delta T}$ als Funktion von ΔT_{SQ} für konstante Werte von ΔT_{WT} im Intervall $0\text{ }^\circ\text{C} \leq \Delta T_{SQ} \leq 25\text{ }^\circ\text{C}$

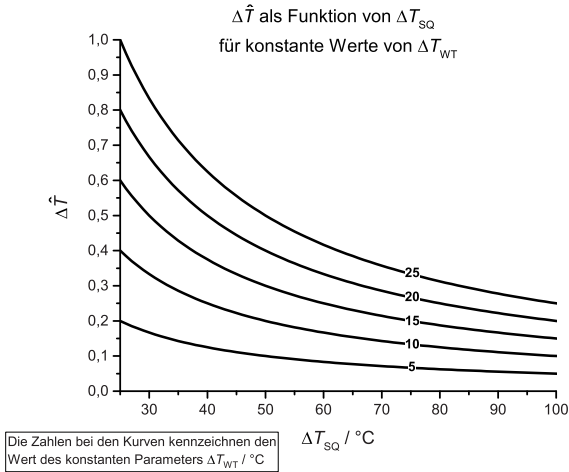


Abbildung 3.5: $\Delta \hat{T}$ als Funktion von ΔT_{SQ} für konstante Werte von ΔT_{WT} im Intervall $25\text{ }^\circ\text{C} \leq \Delta T_{SQ} \leq 100\text{ }^\circ\text{C}$

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von $\Delta \hat{T}$:

- Auf der Abszisse ist ΔT_{SQ} aufgetragen. Die Kurven zeigen $\Delta \hat{T}$ bei einem konstanten ΔT_{WT} .
- Der Ableseprozess lässt sich wie folgt darstellen:
 - Im ersten Schritt wird ΔT_{SQ} aus T_S und T_Q errechnet. Daran anschließend folgt die einmalige Festlegung von ΔT_{WT} .
 - Zur Bestimmung von $\Delta \hat{T}$ wird gedanklich eine Vertikale durch das errechnete ΔT_{SQ} gelegt und mit der zum gewählten ΔT_{WT} passenden Kurve zum Schnitt gebracht. Für den so ermittelten Schnittpunkt kann $\Delta \hat{T}$ abgelesen werden.
 - Für ein ΔT_{SQ} von $10\text{ }^\circ\text{C}$ lässt sich beispielsweise bei einem ΔT_{SW} von $10\text{ }^\circ\text{C}$ die gesuchte Größe $\Delta \hat{T} = 1$ ermitteln.

Erstellung von Diagrammen für COP_0^H

Es existieren mehrere Möglichkeiten um COP_0^H in Diagrammen abzubilden. Denkbare wäre zum Beispiel die Einführung einer neuen Kennzahl die stets kleiner als 1 ist:

$$\hat{T} := \frac{T_Q}{T_S}$$

wodurch sich COP_0^H in:

$$COP_0^H = \frac{1}{1 - \hat{T}}$$

überführen ließe. In diesem Fall wäre COP_0^H nur noch von einer Größe abhängig und die Darstellung könnte auf ein Diagramm beschränkt werden.

Aus Sicht des Anwenders ist jedoch festzustellen, dass die Temperaturen T_Q und T_S bzw. ϑ_Q und ϑ_S die maßgeblichen Größen bei der technischen Einbindung einer Wärmepumpe darstellen. Der graphischen Darstellung, welchen Einfluss verschiedene Werte von T_Q und T_S auf COP_0^H haben und welcher Effekt sich in weiterer Folge daraus für die Bewertung der Leistungsfähigkeit einer Wärmepumpe ergeben kann, ist eine hohe Bedeutung zuzusprechen.

Es ist daher entschieden worden zwei Arten von Diagrammen einzuführen:

1. Diagramme vom Typ 1:

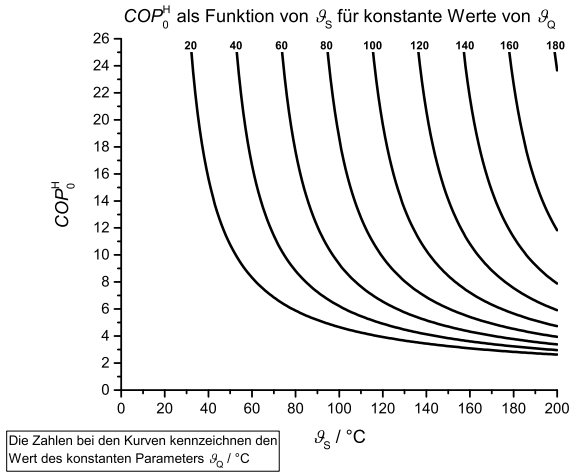
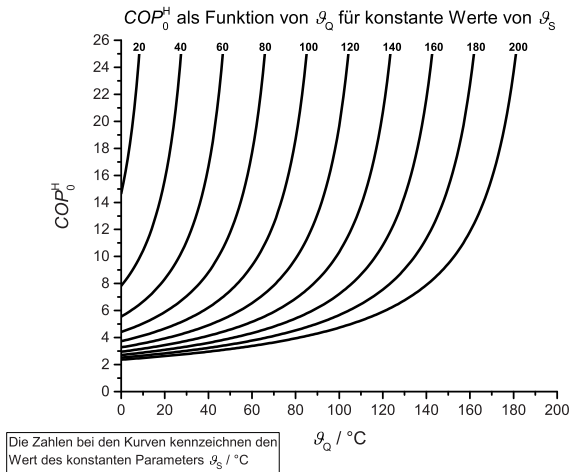
Darstellung von COP_0^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S bzw. als Funktion von ϑ_S für konstante Werte von ϑ_Q . Dazu zählen die Abbildungen 3.6 und 3.7.

2. Diagramme vom Typ 2:

Darstellung von ϑ_S als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von COP_0^H . Die Abbildungen 3.8 ist vom Typ 2.

Anmerkung: Ob die Größe COP_0^H die an sie gestellten Anforderungen erfüllen kann, wird in Kapitel 6.1 erneut aufgegriffen. Alternative Ansätze zur Bestimmung von COP_{\max}^H , die ohne COP_0^H und X_T ihr Auskommen finden, werden in Kapitel 3.3.2 eingeführt.

Diagramme vom Typ 1:

Abbildung 3.6: COP_0^H als Funktion von ϑ_s für konstante Werte von ϑ_Q Abbildung 3.7: COP_0^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_s

Hinweise zu den Diagrammen vom Typ 1:

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.6 ist ϑ_S aufgetragen. Die Kurven zeigen COP_0^H bei konstanten ϑ_Q . Für Abbildung 3.7 gilt das gleiche, nur dass ϑ_S in diesem Fall auf der Ordinate und ϑ_S auf der Abszisse aufgetragen ist.
- Diagramme vom Typ 1 dienen der Ermittlung von COP_0^H für eine Kombination aus ϑ_S und ϑ_Q . Der Ableseweg sei im Folgenden am Beispiel von ϑ_S und $\vartheta_Q = \text{konstant}$ beschrieben:
Es wird eine Vertikale durch ϑ_S gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\vartheta_Q = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann COP_0^H abgelesen werden.
- Für $\vartheta_S = 100\text{ }^\circ\text{C}$ und $\vartheta_Q = 40\text{ }^\circ\text{C}$ lässt sich beispielsweise $COP_0^H = 6,2$ ablesen.

Diagramme vom Typ 2:

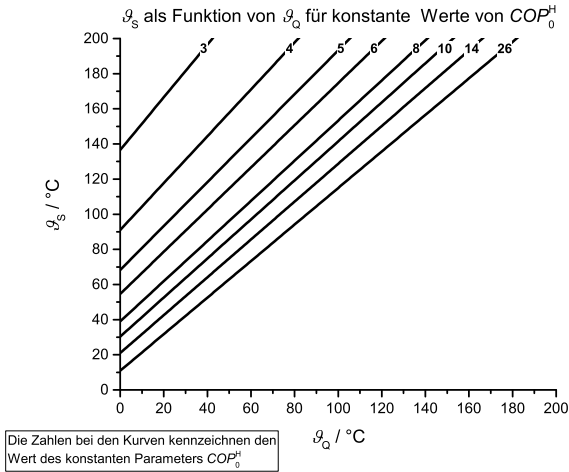


Abbildung 3.8: ϑ_s als Funktion von ϑ_Q im Intervall $0\text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta_s \leq 200\text{ }^\circ\text{C}$ für konstante Werte von COP_0^H

Hinweise zu den Diagrammen vom Typ 2:

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.8 ist ϑ_Q aufgetragen. Die Kurven zeigen ϑ_s für konstante Werte von COP_0^H .
- Diagramme vom Typ 2 dienen der Ermittlung von ϑ_s bzw. ϑ_Q bei einem gegebenen COP_0^H .
- Der Ableseweg sei im Folgenden am Beispiel von ϑ_s und $COP_0^H = \text{konstant}$ beschrieben, verläuft bei Vorgabe von ϑ_Q statt ϑ_s jedoch analog:
Es wird eine Horizontale durch ϑ_Q gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $COP_0^H = \text{konstant}$ zum Schnitt gebracht. Durch den Schnittpunkt wird eine Vertikale gelegt, welche die Abszisse im gesuchten Punkt ϑ_Q schneidet.
- So lässt sich $COP_0^H = 4$ beispielsweise durch $\vartheta_Q = 60\text{ }^\circ\text{C}$ und $\vartheta_s = 172\text{ }^\circ\text{C}$ aber auch $\vartheta_Q = 20\text{ }^\circ\text{C}$ und $\vartheta_s = 118\text{ }^\circ\text{C}$ erreichen.

Erstellung von Diagrammen für X_T

Zur Visualisierung von X_T wird der in Gleichung (3.12) aufgestellte Zusammenhang:

$$X_T = 1 + \frac{\widehat{\Delta T}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{1 + 2\widehat{\Delta T}} \right)$$

für verschiedene Werte von COP_0^H und $\widehat{\Delta T}$ graphisch dargestellt. Siehe hierzu Abbildung 3.9:

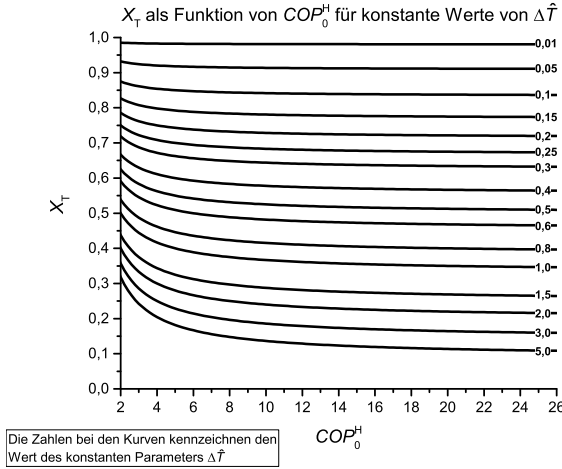


Abbildung 3.9: X_T als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 26$ für konstante Werte von $\widehat{\Delta T}$

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von X_T

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.9 ist COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 26$ aufgetragen. Das Intervall für COP_0^H ist aus der Beobachtung (vgl. Abbildung 3.6 und 3.7) abgeleitet worden. Als konstanter Parameter wurde $\widehat{\Delta T}$ gewählt. Die inverse Darstellungsvariante, d.h. X_T als Funktion von $\widehat{\Delta T}$ für konstante Werte von COP_0^H ist ebenfalls denkbar, jedoch in Form eines Diagrammes nicht leicht ablesbar.

- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von COP_0^H und $\widehat{\Delta T} = \text{konstant}$ beschrieben:
Es wird eine Vertikale durch COP_0^H gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\widehat{\Delta T} = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann X_T abgelesen werden.
- Für $COP_0^H = 6$ und $\widehat{\Delta T} = 0,6$ lässt sich beispielsweise $X_T = 0,5$ ermitteln.

Erstellung von Diagrammen für COP_{\max}^H

Die Berechnungsvorschrift für COP_{\max}^H ist durch:

$$COP_{\max}^H = X_T COP_0^H$$

gegeben. Bei der Wahl von X_T als konstanten Parameter lässt sich COP_{\max}^H , wie Abbildung 3.10 und 3.11 zeigt, darstellen:

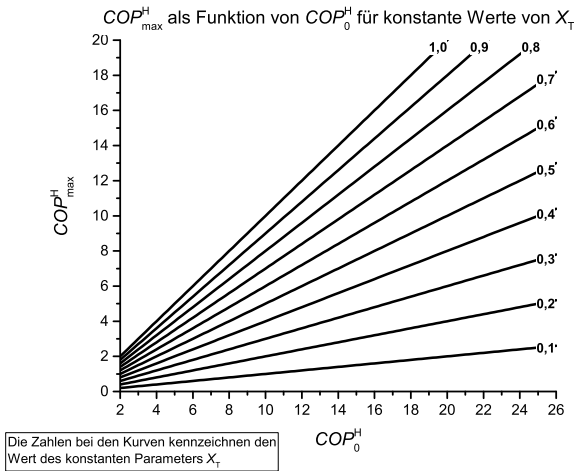


Abbildung 3.10: COP_{\max}^H als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 26$ für konstante Werte von X_T

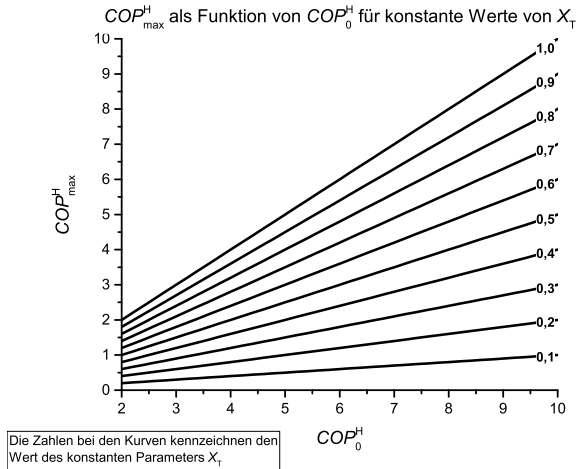


Abbildung 3.11: COP_{\max}^H als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 10$ für konstante Werte von X_T

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von COP_{\max}^H

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.10 und 3.11 ist COP_0^H aufgetragen. Als konstanter Parameter wurde X_T gewählt.
- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von COP_0^H und $X_T = \text{konstant}$ beschrieben:
Es wird eine Vertikale durch COP_0^H gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $X_T = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann COP_{\max}^H abgelesen werden.
- Für $COP_0^H = 6$ und $X_T = 0,5$ folgt beispielsweise $COP_{\max}^H = 3$.

Zusammenfassung des Ablaufs zur Bestimmung von COP_{\max}^H

Zur Bestimmung von COP_{\max}^H werden die folgenden Schritte durchlaufen:

1. Ermittlung von COP_0^H

- Berechnung:

$$COP_0^H = \frac{T_S}{T_S - T_Q}$$

- Abbildung 3.6 und 3.7 oder 3.8.

2. Ermittlung von $\widehat{\Delta T}$

- Berechnung:

$$\widehat{\Delta T} = \frac{\Delta T_{WT}}{\Delta T_{SQ}}$$

$$\Delta T_{SQ} = T_S - T_Q$$

- Abbildung 3.4 und 3.5.

3. Ermittlung von X_T

- Berechnung:

$$X_T = 1 + \frac{\widehat{\Delta T}}{COP_0^H} \left(\frac{1 - 2COP_0^H}{1 + 2\widehat{\Delta T}} \right)$$

- Abbildung 3.9.

4. Ermittlung von COP_{\max}^H

- Berechnung:

$$COP_{\max}^H = X_T COP_0^H$$

- Abbildung 3.10 und 3.11.

3.3.2 Alternativer Ansatz zur Ermittlung von COP_{\max}^H

Das in Kapitel 3.3.1 vorgestellte Konzept zur Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb hat, bedingt durch die Natur der dem Schema zugrunde liegenden Gleichung (vgl. (3.2)):

$$COP_{\max}^H = \frac{T_S + \Delta T_{WT}}{T_S + 2\Delta T_{WT} - T_Q}$$

welche es nicht erlaubt COP_{\max}^H als Funktion von nur zwei Veränderlichen darzustellen, einige Nachteile:

1. Der Zusammenhang nach Gleichung (3.2) ist eine Funktion von drei Veränderlichen und kann daher nicht in Form eines einfachen Diagramms dargestellt werden. Für die direkte Ermittlung von COP_{\max}^H unter Verwendung des vorgestellten Schemas resultiert daraus, neben einem erhöhten Aufwand, kein Nachteil. Die Beantwortung der inversen Fragestellung, z.B. wie hoch ϑ_S maximal sein darf, damit bei gegebenem ϑ_Q und ΔT_{WT} ein fester Wert von COP_{\max}^H nicht unterschritten wird, ist jedoch nicht mehr einfach möglich.
2. Das vorgestellte Schema zur Ermittlung von COP_{\max}^H ist verhältnismäßig umfangreich und erweckt, mit Vorgriff auf Kapitel 6.1, den Eindruck, dass aus einer unkompliziert anmutenden Gleichung (vgl. (3.2)) ein kompliziertes Formelwerk abgeleitet wurde.

Zur Überwindung dieser prinzipbedingten Nachteile existiert ein einfacher Ansatz. Es wird zu Beginn ΔT_{WT} ein konstanter Wert zugewiesen. Im Anschluss kann COP_{\max}^H beim gewählten ΔT_{WT} beispielsweise als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S dargestellt werden. Ein derartiges Diagramm bei $\Delta T_{WT} = 5 \text{ °C}$ zeigt Abbildung 3.12:

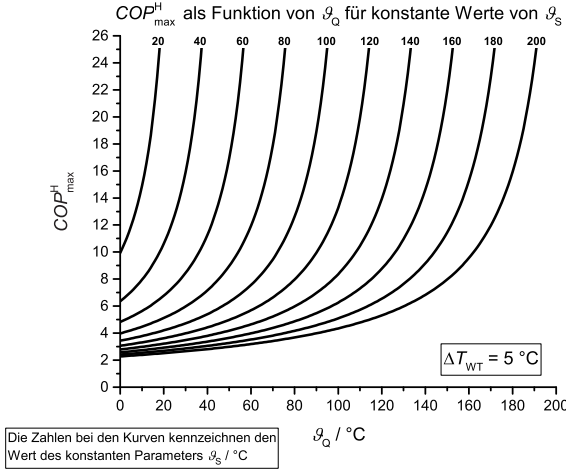


Abbildung 3.12: COP_{\max}^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S bei $\Delta T_{WT} = 5\text{ °C}$

Dieses Prozedere für verschiedene Werte von ΔT_{WT} wiederholt, ergibt einen Satz an Diagrammen, wodurch die Ermittlung von COP_{\max}^H bei verschiedenen Werte von ΔT_{WT} ermöglicht wird. Ob dies das Vorgehen der Wahl ist, wird in Kapitel 6.3 erneut aufgegriffen.

Es existiert jedoch zumindest ein weiterer Ansatz, der auf eine Vielzahl von Diagrammen verzichtet und für ein Verfahren, das bedingt durch Ablesefehler zumeist nie ganz exakt sein wird, als ausreichend genau einzustufen ist.

Aus der Beobachtung kann abgeleitet werden, dass COP_{\max}^H für bestimmte Konstellationen von ϑ_S und ΔT_{WT} bei gleichem ϑ_Q annähernd identisch ist. Wird zum Beispiel gesetzt:

$$\begin{aligned} \vartheta_S^1 &= 40\text{ °C} & \Delta T_{WT}^1 &= 5\text{ °C} \\ \vartheta_S^2 &= 20\text{ °C} & \Delta T_{WT}^2 &= 15\text{ °C} \end{aligned} \quad (3.13)$$

dann gilt (ohne Beweis):

$$COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) \sim COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2) \quad (3.14)$$

sowie:

$$\frac{|COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) - COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)} = \text{konstant} \quad (3.15)$$

Die qualitative Richtigkeit dieser Feststellungen kann graphisch überprüft werden. Abbildung 3.13 zeigt COP_{\max}^H für die Parameterkonstellation aus Gleichung (3.13):

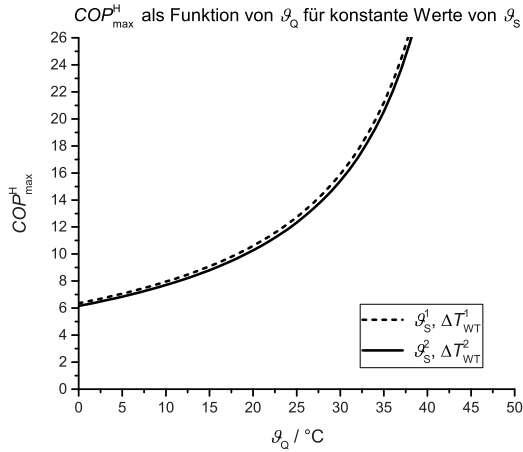


Abbildung 3.13: $COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1)$ und $COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)$

Um die Erkenntnis, dass COP_{\max}^H für bestimmte Konstellationen von ϑ_S und ΔT_{WT} bei gleichem ϑ_Q annähernd identisch ist, nutzen zu können, muss eine Gesetzmäßigkeit für die veränderlichen Größen, in nachfolgender Gleichung mit dem hochgestellten Index 1 und 2 gekennzeichnet, die:

$$COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) \sim COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)$$

$$\frac{|COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) - COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1)} = \text{konstant} \quad (3.16)$$

$$\frac{|COP_{\max}^H(\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) - COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2)} = \text{konstant}$$

erfüllt, gefunden werden.

Zur Vereinfachung der Schreibweise werden das vorgegebene Tupel ϑ_1^* und das abgeleitete Tupel ϑ_2^* mit:

$$\begin{aligned} \vartheta_1^* &= (\vartheta_S^1, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^1) \\ \vartheta_2^* &= (\vartheta_S^2, \vartheta_Q, \Delta T_{WT}^2) \end{aligned} \quad (3.17)$$

eingeführt.

Diese Einführung erlaubt Gleichung (3.16) in:

$$\begin{aligned}
 COP_{\max}^H(\vartheta_1^*) &\sim COP_{\max}^H(\vartheta_2^*) \\
 \frac{|COP_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)} &= \text{konstant} \\
 \frac{|COP_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)} &= \text{konstant}
 \end{aligned} \tag{3.18}$$

zu überführen.

Hinweis: Für alle in diesem Kapitel vorgestellten Ansätze zur Berechnung jener Tupel ϑ_2^* aus ϑ_1^* , die Gleichung (3.18) erfüllen, gilt, dass diese ohne Beweis vorgestellt werden. Der Zusatz "ohne Beweis" entfällt daher. In Kapitel 6.1 wird auf die vorgestellten Ansätze und eventuell in diesem Zusammenhang notwendige Folgearbeiten eingegangen.

Es gibt mehrere Ansätze die Gleichung (3.18) erfüllen, jedoch sind nicht alle zielführend. So gilt beispielsweise bei Vorgabe von ΔT_{WT}^1 , unter Einhaltung von:

$$\begin{aligned}
 \vartheta_S^1 &= 8\Delta T_{\text{WT}}^1 \\
 \vartheta_S^2 &= 4\Delta T_{\text{WT}}^1 \\
 \Delta T_{\text{WT}}^2 &= 3\Delta T_{\text{WT}}^1
 \end{aligned} \tag{3.19}$$

dass Gleichung (3.18) erfüllt ist. Als nachteilig erweist sich jedoch die Tatsache, dass multiplikative Ansätze für die gegebene Aufgabenstellung eher ungünstig sind, da die Parameter zumeist eher durch additive Konstanten sinnvoll voneinander zu unterscheiden sind. Wenn eine wie auch immer geartete Kurve, hier bei Vernachlässigung von ΔT_{WT} , für ϑ_S^1 gültig ist, dann ist im vorliegenden Fall der Erkenntnisgewinn höher, wenn diese Kurve ebenfalls für $\vartheta_S^2 = \vartheta_S^1 + A$ und anstelle von $\vartheta_S^2 = \vartheta_S^1 \cdot A$ ihre Gültigkeit besitzt.

Gesucht wird daher ein Ansatz der Form:

$$\begin{aligned}
 \vartheta_S^2 &= \vartheta_S^1 + A \\
 \Delta T_{\text{WT}}^2 &= \Delta T_{\text{WT}}^1 + B \\
 B &= f(A)
 \end{aligned} \tag{3.20}$$

welcher bei Vorgabe von ϑ_S^1 und ΔT_{WT}^1 Gleichung (3.18) für alle $A, B \in \mathbb{R}$ erfüllt.

Für das Verständnis der nachfolgenden Ausführungen, sei an dieser Stelle das Ziel noch einmal explizit hervorgehoben:

Es ist ein Zusammenhang zu ermitteln, der bei Vorgabe von einem Tupel ϑ_1^* die Berechnung von unendlich vielen Tupel ϑ_2^* ermöglicht, welche nur noch von A abhängen sollen.

Für alle ermittelten Tupel ϑ_2^* soll gelten, dass sie zusammen mit ϑ_1^* Gleichung (3.18) erfüllen.

Gefunden wurde der folgende Zusammenhang:

$$\begin{aligned}\vartheta_S^2 &= \vartheta_S^1 + A \\ \Delta T_{WT}^2 &= \Delta T_{WT}^1 + B \\ B &= -\frac{A}{2}\end{aligned}\tag{3.21}$$

Schema zur Bestimmung von ϑ_2^* aus ϑ_1^* unter Erfüllung der Bedingungen aus Gleichung (3.18)

Das Resultat aus Gleichung (3.21) kann wie folgt beschrieben werden:

Bei Vorgabe von ϑ_1^* gilt, dass Gleichung (3.18) erfüllt ist, wenn die Komponenten von ϑ_2^* unter Verwendung von:

$$\begin{aligned}\vartheta_S^2 &= \vartheta_S^1 + A \\ \Delta T_{WT}^2 &= \Delta T_{WT}^1 - \frac{A}{2}\end{aligned}\tag{3.22}$$

bestimmt werden. Aus der Vorgabe eines Tupel ϑ_1^* folgen daher unendlich viele Tupel ϑ_2^* die nur noch von $A \in \mathbb{R}$ abhängen. Das beschreibt genau jene Aufgabe, die es zu erfüllen galt.

In weiterer Folge gilt es, das Intervall von A soweit einzuschränken, dass der Einsatz von Gleichung (3.22) nur noch technisch sinnvolle Lösungen hervorbringt. Berücksichtigt wurde:

- Im Anwendungsfeld der Wärmepumpe sind nur Vorgabewerte von $\Delta T_{WT}^1 \geq 0^\circ\text{C}$ sinnvoll. Es muss daher die Entscheidung getroffen werden, ob der Minimalwert oder der Maximalwert von ΔT_{WT}^1 zur Eingrenzung von A angegeben werden soll. In der vorliegenden Arbeit ist entschieden worden:

$$\Delta T_{WT}^1 = \Delta T_{WT} \Big|_{\max}\tag{3.23}$$

zu setzten. Die Begründung dieser Entscheidung wird erst im späterem Verlauf klar. An dieser Stelle habe sie daher den Charakter einer Definition.

- Nicht nur ΔT_{WT}^1 sondern auch ΔT_{WT}^2 ist in technischen Anwendungen stets einer Begrenzung unterworfen. Nachdem es sich bei beiden Temperaturdifferenzen um charakteristische Temperaturdifferenzen im Sinne von Kapitel 3.2 handelt, wird gesetzt:

$$0 \text{ } ^\circ\text{C} \leq \Delta T_{\text{WT}}^2 \leq \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \quad (3.24)$$

- Aus Gleichung (3.23) und (3.24) folgt für das Intervall von A :

1. Unter Grenze:

$$A \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C} \longrightarrow A_{\text{min}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.25)$$

2. Obere Grenze:

$$\begin{aligned} \Delta T_{\text{WT}}^1 - \frac{A}{2} &\geq 0 \text{ } ^\circ\text{C} \longrightarrow A_{\text{max}} = 2 \cdot \Delta T_{\text{WT}}^1 \\ &\longrightarrow A_{\text{max}} = 2 \cdot \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \end{aligned} \quad (3.26)$$

3. Gesamtes Intervall:

$$0 \text{ } ^\circ\text{C} \leq A \leq 2 \cdot \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \quad (3.27)$$

Das Berechnungsschema inklusive der ermittelten Intervalle lautet daher:

$$\begin{aligned} \vartheta_{\text{S}}^2 &= \vartheta_{\text{S}}^1 + A \\ \Delta T_{\text{WT}}^2 &= \Delta T_{\text{WT}}^1 - \frac{A}{2} \\ \Delta T_{\text{WT}}^1 &= \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \\ 0 \text{ } ^\circ\text{C} &\leq A \leq 2 \cdot \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Aus Gleichung (3.28) folgt für den Wertebereich der Komponenten von ϑ_2^* unter Vorgabe der Komponenten von ϑ_1^* :

$$\begin{aligned} 0 \text{ } ^\circ\text{C} &\leq \Delta T_{\text{WT}}^2 \leq \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \\ \vartheta_{\text{S}}^1 &\leq \vartheta_{\text{S}}^2 \leq \vartheta_{\text{S}}^1 + 2 \cdot \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\text{max}} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Zusammenfassend lässt sich daher feststellen:

- Wenn die Komponenten von ϑ_1^* vorgegeben und die Komponenten von ϑ_2^* nach Gleichung (3.28) berechnet werden, dann gilt:
 - Der Wertebereich der Komponenten von ϑ_2^* ist nach Gleichung (3.29) gegeben.
 - $COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)$ entspricht ungefähr $COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)$.
 - Der relative Fehler ist für feste Werte der Komponenten von ϑ_1^* und A konstant und hängt nicht von ϑ_Q ab.

Beispiel:

- Gegeben sei $\vartheta_S^1 = 120\text{ °C}$ und $\Delta T_{WT} \Big|_{\max} = 20\text{ °C}$.
- Dann gilt, dass $COP_{\max}^H(\vartheta_S, \vartheta_Q, \Delta T_{WT})$ für die folgenden Eingabeparameter nahezu ident ist:

Gegeben :	$\vartheta_S^1 = 120\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^1 = 20\text{ °C}$
$A = 0\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 120\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 20\text{ °C}$
$A = 10\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 130\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 15\text{ °C}$
$A = 20\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 140\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 10\text{ °C}$
$A = 30\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 150\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 5\text{ °C}$
$A = 40\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 160\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 0\text{ °C}$

- Bei Auswertung der Berechnungsergebnisse lässt sich weiteres feststellen:
 - Der relative Fehler, hier gegeben durch den Betrag der Differenz von $COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)$ und $COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)$ normiert mit dem Maximum aus $COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)$ und $COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)$, ist für ein gegebenes A konstant. Der auf diese Art und Weise gewonnene relative Fehler ist nicht von ϑ_Q abhängig und beträgt bei:

Gegeben :	$\vartheta_S^1 = 120\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^1 = 20\text{ °C}$
$A = 40\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 160\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 0\text{ °C}$

beispielsweise 0,046173381.

- Der relative Fehler ist umso größer, je größer A und je kleiner ϑ_S^1 ist. Aus:

Gegeben :	$\vartheta_S^1 = 100\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^1 = 20\text{ °C}$
$A = 40\text{ °C} \rightarrow$	$\vartheta_S^2 = 140\text{ °C}$	$\Delta T_{WT}^2 = 0\text{ °C}$

resultiert zum Beispiel ein relativer Fehler von 0,048408568.

Einführung von \overline{COP}_{\max}^H

Es wird der gemittelte maximale COP im Heizbetrieb eingeführt:

$$\overline{COP}_{\max}^H(\vartheta_1^*) := \frac{COP_{\max}^H(\vartheta_1^*) + COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)}{2} \Big|_{A=A_{\max}} \quad (3.30)$$

Für ihn gelte:

- ϑ_1^* und $\Delta T_{WT} \Big|_{\max}$ sind vorzugeben.
- ϑ_2^* wird unter Verwendung von Gleichung (3.28) bei $A = A_{\max}$ berechnet.

Der wesentliche Vorteil von \overline{COP}_{\max}^H ist, dass er in Diagrammform abgebildet werden kann und jede Kurve ϑ_1^* mit hinreichender Genauigkeit für alle Tupel von ϑ_2^* aus ϑ_1^* gültig ist. Ein Beispiel folgt im Unterkapitel zur Ableitung der Diagramme für \overline{COP}_{\max}^H .

Für die Differenz:

$$\Delta(COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)) = |COP_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)|$$

gilt, dass diese ihren Maximalwert bei $A = A_{\max}$ aufweist.

Da \overline{COP}_{\max}^H per Definition bei $A = A_{\max}$ ermittelt wird, folgt für den maximalen relativen Fehler:

$$\delta_{\max}(COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)) = \max \left(\frac{|\overline{COP}_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)}, \frac{|\overline{COP}_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_2^*)} \right) \quad (3.31)$$

Für den maximalen relativen Fehler gilt (ohne Beweis):

$$\delta_{\max}(COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)) = \frac{|\overline{COP}_{\max}^H(\vartheta_1^*) - COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)|}{COP_{\max}^H(\vartheta_1^*)} = \text{konstant} \quad (3.32)$$

Hinweis: Die hier verwendete Definition des relativen Fehlers erlaubt festzustellen, wie weit $COP_{\max}^H(\vartheta^*)$ von seinem wahren Wert abweicht, wenn $COP_{\max}^H(\vartheta^*)$ aus einem Diagramm für $\overline{COP}_{\max}^H(\vartheta^*)$ abgelesen wird.

Ableitung von Diagrammen für \overline{COP}_{\max}^H

Zur Ableitung von Diagrammen für \overline{COP}_{\max}^H wird der Zusammenhang nach Gleichung (3.30) herangezogen und unter Verwendung der folgenden Randbedingungen visualisiert:

$$\Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\max} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (3.33)$$

$$\vartheta_S^1 = \{0 \text{ }^{\circ}\text{C}, 20 \text{ }^{\circ}\text{C}, 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \dots, 160 \text{ }^{\circ}\text{C}, 180 \text{ }^{\circ}\text{C}\}$$

Das Resultat zeigt Abbildung 3.14:

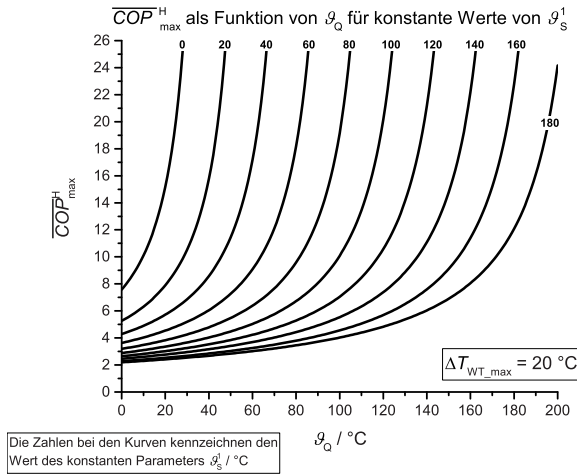


Abbildung 3.14: \overline{COP}_{\max}^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S^1

Grundsätzlich gilt, dass Abbildung 3.14 für alle $A \leq A_{\max}$ verwendet werden kann. Im Rahmen der Anwendung werden jedoch nur diskrete aussagekräftige Werte von A zur Verwendung kommen. Tabelle 3.1 bietet eine Hilfe für den Ableseprozess. Es ist zu beachten, dass alle Temperaturwerte in Tabelle 3.1 durch $^{\circ}\text{C}$ dividiert wurden.

An den Ausführungen ist ebenfalls zu erkennen, warum $\Delta T_{\text{WT}}^1 = \Delta T_{\text{WT}} \Big|_{\max}$ gesetzt wurde. Dadurch wird gewährleistet, dass das Berechnungsschema für die Visualisierung günstige Parameterkonstellationen ergibt.

Tabelle 3.1: Ablesehilfe für Abbildung 3.14

$A = 0$		$A = 10$		$A = 20$		$A = 30$		$A = 40$		
$\vartheta_{\text{S}}^1 \mid \Delta T_{\text{WT}}^1$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	$\vartheta_{\text{S}}^2 \mid \Delta T_{\text{WT}}^2$	δ_{\max}	
180 20	180 20	190 15	200 10	210 5	220 0	0,021135				
160 20	160 20	170 15	180 10	190 5	200 0	0,022068				
140 20	140 20	150 15	160 10	170 5	180 0	0,023087				
120 20	120 20	130 15	140 10	150 5	160 0	0,024204				
100 20	100 20	110 15	120 10	130 5	140 0	0,025436				
80 20	80 20	90 15	100 10	110 5	120 0	0,026799				
60 20	60 20	70 15	80 10	90 5	100 0	0,028317				
40 20	40 20	50 15	60 10	70 5	80 0	0,030017				
20 20	20 20	30 15	40 10	50 5	60 0	0,031934				
0 20	0 20	10 15	20 10	30 5	40 0	0,034112				

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung \overline{COP}_{\max}^H

Abbildung 3.14 und Tabelle 3.1 werden wie folgt verwendet:

- \overline{COP}_{\max}^H ist für jede Zeile in Tabelle 3.1 annähernd konstant.
- δ_{\max} ist für jede Zeile in Tabelle 3.1 konstant.
- Abbildung 3.14 zeigt \overline{COP}_{\max}^H für die Kombinationen aus ϑ_S^1 und ΔT_{WT}^1 , die in der 1. Spalte von Tabelle 3.1 stehen.
- Soll zum Beispiel \overline{COP}_{\max}^H von $\vartheta_S = 110^\circ\text{C}$, $\vartheta_Q = 60^\circ\text{C}$ und $\Delta T_{\text{WT}} = 5^\circ\text{C}$ bestimmt werden, so kann aus Tabelle 3.1 ermittelt werden, dass $\vartheta_S = 110^\circ\text{C}$ und $\Delta T_{\text{WT}} = 5^\circ\text{C}$ der Kombination $\vartheta_S^1 = 80^\circ\text{C}$ und $\Delta T_{\text{WT}}^1 = 20^\circ\text{C}$ entspricht. Wird daher gedanklich in Abbildung 3.14 eine Vertikale durch $\vartheta_Q = 60^\circ\text{C}$ gelegt und mit der Kurve für $\vartheta_S^1 = 80^\circ\text{C}$ zum Schnitt gebracht, so folgt für \overline{COP}_{\max}^H , dass dieser ungefähr 6,4 beträgt. Auf dem Rechenweg lässt sich für diese Eingabekombination ein $\overline{COP}_{\max}^H = 6,4692$ ermitteln.

Hinweise zur Anwendung von \overline{COP}_{\max}^H und COP_{\max}^H

- Das Anwendungsfeld von COP_{\max}^H und \overline{COP}_{\max}^H ist aus ihren Unterschieden ableitbar:
 - COP_{\max}^H kann graphisch und rechnerisch ermittelt werden.
 - \overline{COP}_{\max}^H kann nur graphisch ermittelt werden.
 - Das Schema zur Ermittlung von COP_{\max}^H ist exakt.
 - Das Schema zur Ermittlung von \overline{COP}_{\max}^H hat per Definition eine Unschärfe.
 - Die graphische Ermittlung von COP_{\max}^H ist nicht ohne weiteres invertierbar. Das bedeutet, es ist nicht einfach möglich z.B. ein maximales ϑ_S aus einem gegebenem COP_{\max}^H und einem gegebenem ϑ_Q zu ermitteln. Es ist nicht unmöglich, für ein graphisches Verfahren jedoch verhältnismäßig "unkomfortabel".
 - Die graphische Ermittlung von \overline{COP}_{\max}^H ist vollständig invertierbar, da nur ein Diagramm und eine Tabelle benötigt werden.
- Es bietet sich daher an, jede Größe in genau dem Bereich einzusetzen, in dem sie ihre spezifischen Stärken zur Gänze ausspielen kann.
- In der Anwendung ersetzt \overline{COP}_{\max}^H die Größe COP_{\max}^H . Das bedeutet, dass entweder \overline{COP}_{\max}^H oder COP_{\max}^H ermittelt wird. Daher ist in Kapitel 4 die Ermittlung von \overline{COP}_{\max}^H als Alternative im Rahmen der Ermittlung von COP_{\max}^H aufgeführt worden.

3.3.3 Realer COP im Heizbetrieb

Unter Berücksichtigung der am Anfang von Kapitel 3.3 eingeführten Nomenklatur folgt für den realen COP im Heizbetrieb nach Gleichung (2.9):

$$COP_{\text{real}}^H = \frac{\dot{Q}_{34}^r}{\dot{W}_{23}^r} = \frac{\dot{Q}_N^H}{\dot{W}_{23}^r} \quad (3.34)$$

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass der tiefgestellte Index N den Nutzen einer realen Größe (Wärme oder Wärmestrom) kennzeichnet. Der hochgestellte Index r entfällt daher.

Für die folgenden Arbeitsschritte wird festgehalten:

- Ist der real im Kondensator des Wärmepumpenkreislaufs umgesetzte Wärmestrom als Nutzen anzusehen, so gilt:

$$\dot{Q}_{34}^r = \dot{Q}_N^H \quad (3.35)$$

- Ist der real im Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufs umgesetzte Wärmestrom als Nutzen anzusehen, so gilt:

$$\dot{Q}_{12}^r = \dot{Q}_N^K \quad (3.36)$$

Unter Verwendung des in Gleichung (2.10) eingeführten Gütegrads folgt für Gleichung (3.34):

$$\begin{aligned} \eta_{WP} &= \frac{COP_{\text{real}}^H}{COP_{\text{max}}^H} \\ \longrightarrow COP_{\text{real}}^H &= \eta_{WP} COP_{\text{max}}^H \end{aligned} \quad (3.37)$$

Der reale COP im Heizbetrieb ist eine wichtige Größe im Rahmen der Bewertung von Wärmepumpenkreisläufen. Wie bzw. an welcher Stelle COP_{real}^H in ein Bewertungskonzept eingeht, hängt davon ab, in welcher Art und Weise etwaige für die Bewertung benötigte Kennzahlen eingeführt werden. In der vorliegenden Arbeit tritt COP_{real}^H zumeist nur bei den technischen Kennzahlen in Erscheinung. Dies ist, mit Vorgriff auf Kapitel 3.4.1, den neu eingeführten wirtschaftlichen Kennzahlen geschuldet.

Erstellung von Diagrammen für COP_{real}^H

Auf Basis von:

$$COP_{\text{real}}^H = \eta_{WP} COP_{\text{max}}^H$$

kann COP_{real}^H , wie in Abbildung 3.15 und 3.16 dargestellt, visualisiert werden:

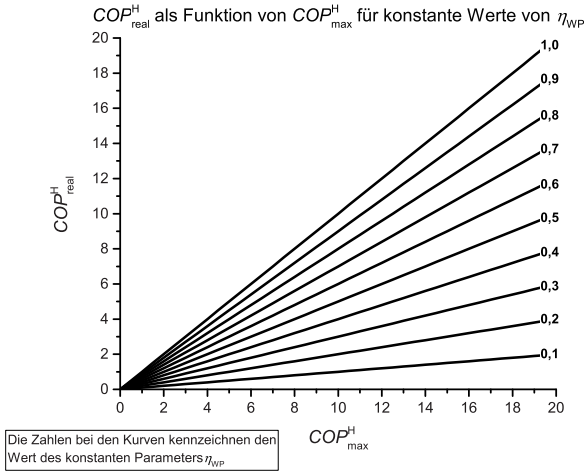


Abbildung 3.15: COP_{real}^H als Funktion von COP_{max}^H für konstante Werte von η_{WP}

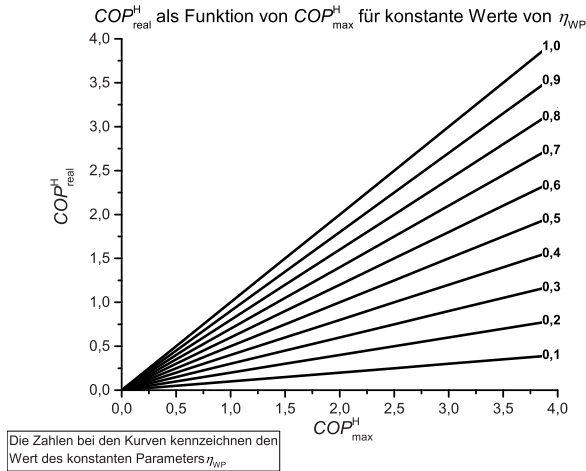


Abbildung 3.16: COP^H_{real} als Funktion von COP^H_{max} im Intervall $0 \leq COP^H_{\text{max}} \leq 4$ für konstante Werte von η_{WP}

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von COP^H_{real}

- Auf der Abszisse in den Abbildungen 3.15 und 3.16 ist COP^H_{max} aufgetragen. Als konstanter Parameter wurde η_{WP} gewählt. Um die Ablesbarkeit im Bereich niedriger COP-Werte zu verbessern, zeigt Abbildung 3.16 COP^H_{real} als Funktion von COP^H_{max} im Intervall $0 \leq COP^H_{\text{max}} \leq 4$.
- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von COP^H_{max} und $\eta_{WP} = \text{konstant}$ beschrieben:
Es wird eine Vertikale durch COP^H_{max} gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\eta_{WP} = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann COP^H_{real} abgelesen werden.
- Aus $COP^H_{\text{max}} = 3$ und $\eta_{WP} = 0,5$ resultiert beispielsweise $COP^H_{\text{real}} = 1,5$.

3.3.4 Realer COP im Heiz- und Kühlbetrieb

Ist nicht nur der im Kondensator des Wärmepumpenkreislaufs abgegebene Wärmestrom als Nutzen anzusehen, sondern auch jener Wärmestrom, der zwischen den Punkten 1 und 2 in Abbildung 2.1 im Kondensator des Wärmepumpenkreislaufs vom Arbeitsmedium aufgenommen wird, so ist es zweckmäßig den realen COP im Heiz- und Kühlbetrieb zu definieren:

$$COP_{\text{real}}^{\text{H+K}} := \frac{\dot{Q}_{12}^{\text{r}} + \dot{Q}_{34}^{\text{r}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}} + \dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} \quad (3.38)$$

Ermittlung eines Zusammenhangs für $COP_{\text{real}}^{\text{H+K}}$

Unter Verwendung von:

$$\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}} + \dot{W}_{23}^{\text{r}} = \dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}} \quad (3.39)$$

kann Ergebnis aus Gleichung (3.38) wie folgt umgeformt werden:

$$\begin{aligned} COP_{\text{real}}^{\text{H+K}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}} + \dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} + \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} + COP_{\text{real}}^{\text{H}} \\ \rightarrow COP_{\text{real}}^{\text{H+K}} &= \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}} - \dot{W}_{23}^{\text{r}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} + COP_{\text{real}}^{\text{H}} = COP_{\text{real}}^{\text{H}} - 1 + COP_{\text{real}}^{\text{H}} \end{aligned} \quad (3.40)$$

Daraus folgt für den realen COP im Heiz- und Kühlbetrieb:

$$\begin{aligned} COP_{\text{real}}^{\text{H+K}} &= 2COP_{\text{real}}^{\text{H}} - 1 \\ COP_{\text{real}}^{\text{H+K}} &= 2\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^{\text{H}} - 1 \end{aligned} \quad (3.41)$$

Für den realen COP im Heiz- und Kühlbetrieb gilt, wie schon für den realen COP im Heizbetrieb, dass sein kennzahlentechnischer Einfluss von der Art, der in den folgenden Kapiteln eingeführten Kennzahlen, abhängt. Mit Vorgriff auf Kapitel 3.4.1 ist festzustellen, dass der reale COP im Heiz- und Kühlbetrieb sich, trotz seiner Aussagekraft, nicht in den wirtschaftlichen Kennzahlen zu Bewertung der Leistungsfähigkeit eines Wärmepumpenkreislaufs wiederfindet.

Erstellung von Diagrammen für $COP_{\text{real}}^{\text{H+K}}$

Abbildung 3.17 zeigt den realen COP im Heiz und Kühlbetrieb als eine Funktion $COP_{\text{real}}^{\text{H}}$:

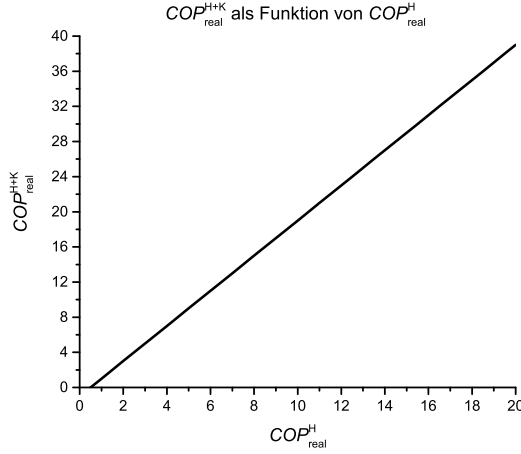


Abbildung 3.17: $COP_{\text{real}}^{\text{H+K}}$ als Funktion von $COP_{\text{real}}^{\text{H}}$

Da es sich bei Abbildung 3.17 um die Darstellung einer Funktion mit nur einer Veränderlichen handelt, ist auf eine gesonderte Erklärung des Diagramms verzichtet worden.

3.3.5 Quotient der Nutzwärmeströme

Bei der Ableitung von wirtschaftlichen Kennzahlen hat es sich als nützlich erwiesen, den Quotienten der Nutzwärmeströme \hat{Q} einzuführen. Er wird definiert mit:

$$\hat{Q} := \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}}}{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}} = \frac{\dot{Q}_{12}^{\text{r}}}{\dot{Q}_{34}^{\text{r}}} \quad (3.42)$$

Ermittlung eines Zusammenhangs für \hat{Q}

Mit:

$$COP_{\text{real}}^H = \frac{\dot{Q}_N^H}{\dot{W}_{23}^r}$$

$$\longrightarrow \dot{Q}_N^H = \dot{W}_{23}^r COP_{\text{real}}^H = \dot{W}_{23}^r \eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H$$

und

$$\dot{Q}_N^K + \dot{W}_{23}^r = \dot{Q}_N^H$$

folgt für den Quotienten der Nutzwärmeströme:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_N^K &= \dot{Q}_N^H - \dot{W}_{23}^r \\ \longrightarrow \dot{Q}_N^K &= \dot{W}_{23}^r \eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H - \dot{W}_{23}^r \\ \dot{Q}_N^K &= \dot{W}_{23}^r (\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H - 1) \\ \longrightarrow \frac{\dot{Q}_N^K}{\dot{Q}_H^K} &= \frac{\dot{W}_{23}^r (\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H - 1)}{\dot{W}_{23}^r \eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H} \\ \frac{\dot{Q}_N^K}{\dot{Q}_N^H} &= \frac{\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H - 1}{\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H} \end{aligned} \tag{3.43}$$

Woraus sich der gesuchte Zusammenhang für \hat{Q} ermitteln lässt:

$$\begin{aligned} \hat{Q} &= \frac{\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H - 1}{\eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^H} \\ \hat{Q} &= \frac{COP_{\text{real}}^H - 1}{COP_{\text{real}}^H} \\ \hat{Q} &= 1 - \frac{1}{COP_{\text{real}}^H} \end{aligned} \tag{3.44}$$

Erstellung von Diagrammen für \hat{Q}

Für die Erstellung des Diagramms in Abbildung 3.18 ist der folgende Zusammenhang für \hat{Q} verwendet worden:

$$\hat{Q} = 1 - \frac{1}{COP_{\text{real}}^H} \quad (3.45)$$

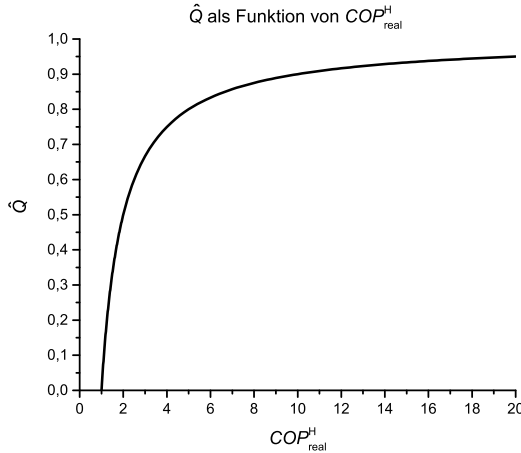


Abbildung 3.18: \hat{Q} als Funktion von COP_{real}^H

Da es sich bei Abbildung 3.18 um die Darstellung einer Funktion mit nur einer Veränderlichen handelt, ist auf eine gesonderte Erklärung des Diagramms verzichtet worden.

3.3.6 COP einer Kälteanlage

Ersetzt eine Wärmepumpe eine bestehende Kälteanlage, die auf dem Kaldampf-Kompres-sions-Prinzip beruht, so wird für die wirtschaftliche Bewertung der Wärmepumpe der COP der kompensierten Kälteanlage benötigt. Dieser COP, im Folgenden mit $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$ angegeben, wird unter Verwendung von:

$$COP_{\text{real}}^{\text{Kv}} = \frac{\dot{Q}_{12}^{\text{Kv}}}{\dot{W}_{23}^{\text{Kv}}} \quad (3.46)$$

berechnet [10].

3.4 Relative wirtschaftliche Kennzahlen

In diesem Kapitel werden, aufbauend auf den in Kapitel 3.3 eingeführten technische Kennzahlen, relative wirtschaftliche Kennzahlen für die Bewertung von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb erarbeitet. Es gelten weiterhin die in Kapitel 3.2 getätigten Annahmen bzw. Definitionen.

Zusätzlich zu den bereits bekannten Indices, werden in diesem Kapitel die folgenden Indices verwendet:

- Index WP tiefgestellt Größe des Wärmepumpenkreislaufs
- Index kon tiefgestellt Größe der Vergleichstechnologie
- Index el tiefgestellt Kennzeichnung einer elektrischen Größe, z.B. spezifische Kosten

Hinweise: Der tiefgestellte Index kon steht für die Abkürzung des Wortes "konventionell" und kennzeichnet Größen der Vergleichstechnologie. In Kombination mit den bereits in Kapitel 3.3 eingeführten Kennzahlen, ist es möglich zu differenzieren, ob mit der Vergleichstechnologiegeköhlt oder geheizt wird. Das Wort "Vergleichstechnologie" ist bewusst gewählt worden, da mit dem hier dokumentierten Bewertungsansatz auch die Wärmebereitstellung mittels z.B. Solarthermie der Wärmepumpe gegenüber gestellt werden kann.

3.4.1 Wirtschaftlichkeitsgrenze im Heizbetrieb

Damit eine Wärmepumpe wirtschaftlich sinnvoll in einen Betrieb integriert werden kann, muss zumindest gelten, dass die Kosten zur Bereitstellung einer Nutzwärmemenge Q_N^H , im Folgenden auch Wärmebereitstellungskosten genannt, mit einer Wärmepumpe geringer sind als mit der vorhandenen bzw. der zu vergleichenden Technologie. Werden die Wärmebereitstellungskosten mit GK als Funktion von Q_N^H angegeben, so gilt als Bedingung für den wirtschaftlichen Einsatz einer Wärmepumpe:

$$\frac{GK_{WP}^H(Q_N^H)}{GK_{kon}^H(Q_N^H)} < 1 \quad (3.47)$$

Hinweis: Die Größe GK steht für die Gesamtkosten und beschreibt den absoluten Betrag der Kosten in einer Währungseinheit. Die in weiterer Folge verwendete Größe K steht für die spezifischen Kosten. So werden beispielsweise die spezifischen Kosten der elektrischen Energie mit K_{el} angegeben.

Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe

Um eine Nutzwärmemenge Q_N^H bereitzustellen, muss dem Wärmepumpenkreislauf eine von Q_N^H abhängige Menge an Arbeit zugeführt werden, für die daher gelte:

$$W_{WP}^H = W_{WP}^H(Q_N^H) \quad (3.48)$$

Daraus folgt für die Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe:

$$GK_{WP}^H(Q_N^H) = W_{WP}^H(Q_N^H) K_{WP}^H \quad (3.49)$$

Die Größe K_{WP}^H steht für die spezifischen Kosten einer Wärmepumpe im Heizbetrieb.

Nach Gleichung (3.34) gilt:

$$COP_{\text{real}}^H = \frac{\dot{Q}_N^H}{\dot{W}_{23}^r}$$

wobei es sich bei \dot{Q}_N^H und \dot{W}_{23}^r um Prozessgrößen handelt, welche grundsätzlich zeitabhängig sind. Gemäß der Definition von Prozessgrößen [6], beschreiben \dot{Q}_N^H und \dot{W}_{23}^r :

- \dot{Q}_N^H Die aus dem System pro infinitesimalem Zeitintervall abgeführte Wärme.
- \dot{W}_{23}^r Die dem System pro infinitesimalem Zeitintervall zugeführte Arbeit.

In der folgenden Analyse werden die für die Berechnung herangezogen Prozessgrößen über das betrachtete Zeitintervall als konstant angesehen. Es gilt daher:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_N^H \Delta t &= Q_N^H \\ \dot{W}_{23}^r \Delta t &= W_{23}^r \end{aligned} \quad (3.50)$$

Mit dem Ergebnis aus Gleichung (3.50) folgt für Gleichung (3.34):

$$COP_{\text{real}}^H = \frac{Q_N^H}{W_{23}^r} \quad (3.51)$$

was unter Verwendung des Gütegrads durch einfache Umformung in den folgenden Zusammenhang überführt werden kann:

$$W_{23}^r = \frac{Q_N^H}{\eta_{WP} COP_{\text{max}}^H} \quad (3.52)$$

Das Resultat aus Gleichung (3.52) beschreibt die Arbeit die dem System zuzuführen ist, um eine gewisse Menge an Nutzwärme, bei gegebenem Gütegrad und gegebenem maximalen COP im Heizbetrieb, bereitzustellen.

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 3.2 formulierten Annahme, dass der Gütegrad auch jegliche Konversionsverluste auf der elektrischen Seite des Wärmepumpenkreislaufs abdeckt, folgt für die dem System zuzuführende Arbeit:

$$\begin{aligned} W_{23}^r &= W_{WP}^H(Q_N^H) \\ \longrightarrow W_{WP}^H(Q_N^H) &= \frac{Q_N^H}{\eta_{WP} COP_{\max}^H} \end{aligned} \quad (3.53)$$

Mit der Erkenntnis aus Gleichung (3.53) lassen sich die Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe, formuliert in Gleichung (3.49), wie folgt berechnen:

$$\begin{aligned} GK_{WP}^H(Q_N^H) &= W_{WP}^H(Q_N^H) K_{WP}^H \\ \longrightarrow GK_{WP}^H(Q_N^H) &= \frac{Q_N^H}{\eta_{WP} COP_{\max}^H} K_{WP}^H \end{aligned} \quad (3.54)$$

Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie

Um eine Nutzwärmemenge Q_N^H bereitzustellen, muss der Vergleichstechnologie eine von Q_N^H abhängige Energiemenge Q_{kon}^H zugeführt werden, für welche die folgende Bedingung gelten muss:

$$Q_{\text{kon}}^H(Q_N^H) \geq Q_N^H \quad (3.55)$$

Für die Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie gilt daher:

$$GK_{\text{kon}}^H(Q_N^H) = Q_{\text{kon}}^H(Q_N^H) K_{\text{kon}}^H \quad (3.56)$$

Um ein möglichst allgemeines Konzept für die Berechnung der Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie zur Verfügung zu haben, wird folgender Ansatz gewählt:

- Es wird der Konversionswirkungsgrad der Vergleichstechnologie η_{kon} eingeführt. Für ihn gelte:

$$\eta_{\text{kon}} := \frac{Q_N}{Q_{\text{kon}}} \quad (3.57)$$

Hinweise zum Konversionswirkungsgrad η_{kon} :

- Der Konversionswirkungsgrad im Heizbetrieb $\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$ hat eine große Bedeutung, da er die Umrechnung von Primärenergie in Nutzwärme erlaubt. Diese Fähigkeit ist insofern von Bedeutung, da die Primärenergie beim Energieversorgungsunternehmen eingekauft wird. Dieser Umstand findet, mit Vorgriff, in Gleichung (3.59) Verwendung.
- Der Konversionswirkungsgrad im Kühlbetrieb $\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}$ ist in der Lage ähnliche Phänomene wie beim Konversionswirkungsgrad im Heizbetrieb zu berücksichtigen. Seine eigentliche Stärke ist jedoch die Wahrung eines konsistenten und damit nachvollziehbaren Berechnungsansatzes für die relative Einsparung im Heiz- und Kühlbetrieb. Detaillierte Ausführungen dazu befinden sich in Kapitel 3.4.3.
- Wird Q_{kon} keiner Konversion unterzogen z.B. im Falle des Zukaufs von Dampf, welcher direkt für die Wärmebereitstellung verwendet wird, so ist $\eta_{\text{kon}} = 1$ zu setzen.

Aus Gleichung (3.57) folgt für den Heizfall:

$$\eta_{\text{kon}}^{\text{H}} = \frac{Q_{\text{N}}^{\text{H}}}{Q_{\text{kon}}^{\text{H}}} \quad (3.58)$$

Das Resultat aus Gleichung (3.58) eingesetzt in Gleichung (3.56):

$$\begin{aligned} GK_{\text{kon}}^{\text{H}}(Q_{\text{N}}^{\text{H}}) &= Q_{\text{kon}}^{\text{H}}(Q_{\text{N}}^{\text{H}})K_{\text{kon}}^{\text{H}} \\ \longrightarrow GK_{\text{kon}}^{\text{H}}(Q_{\text{N}}^{\text{H}}) &= \frac{Q_{\text{N}}^{\text{H}}}{\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}K_{\text{kon}}^{\text{H}} \end{aligned} \quad (3.59)$$

ergibt den gesuchten Zusammenhang zur Berechnung der Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie.

Ermittlung der Wirtschaftlichkeitsgrenze

Die Bedingung für den wirtschaftlichen Einsatz einer Wärmepumpe im Heizbetrieb ist nach Gleichung (3.47) gegeben durch:

$$\frac{GK_{WP}^H(Q_N^H)}{GK_{kon}^H(Q_N^H)} < 1$$

was unter Berücksichtigung von Gleichung (3.54) und Gleichung (3.59) in:

$$\frac{GK_{WP}^H(Q_N^H)}{GK_{kon}^H(Q_N^H)} = \frac{\frac{Q_N^H}{\eta_{WP} COP_{max}^H} K_{WP}^H}{\frac{Q_N^H}{\eta_{kon}^H} K_{kon}^H} < 1 \quad (3.60)$$

$$\frac{GK_{WP}^H(Q_N^H)}{GK_{kon}^H(Q_N^H)} = \frac{K_{WP}^H \eta_{kon}^H}{K_{kon}^H \eta_{WP}} \frac{1}{COP_{max}^H} < 1$$

überführt werden kann.

Daraus folgt für die Bedingung des wirtschaftlichen Einsatzes einer Wärmepumpe im Heizbetrieb:

$$\frac{K_{WP}^H \eta_{kon}^H}{K_{kon}^H \eta_{WP}} < COP_{max}^H \quad (3.61)$$

mit der Wirtschaftlichkeitsgrenze von:

$$\frac{K_{WP}^H \eta_{kon}^H}{K_{kon}^H \eta_{WP}} = COP_{max}^H \quad (3.62)$$

Einführung des Gesamteinflussfaktors

Gilt es allgemein, die Gesamtkosten zweier Technologien zu vergleichen, so ist die Technologie A der Technologie B wirtschaftlich überlegen, wenn zur Bereitstellung der gleichen Nutzwärmemenge gilt:

$$\frac{Q_N^H \frac{K_A}{\eta_A}}{Q_N^H \frac{K_B}{\eta_B}} < 1 \longrightarrow \frac{K_A \eta_B}{K_B \eta_A} < 1 \quad (3.63)$$

Das in Gleichung (3.63) vorkommende Verhältnis:

$$\frac{K_A \eta_B}{K_B \eta_A} \quad (3.64)$$

kann interpretiert werden, als der Quotient aus den spezifischen Kosten, welche jeweils um einen festen, mit der Technologie verbundenen Faktor, erhöht werden. Dieser Quotient wird im Folgenden als Gesamteinflussfaktors F_B^A bezeichnet:

$$F_B^A := \frac{K_A \eta_B}{K_B \eta_A} \quad (3.65)$$

Der Vergleich einer Wärmepumpe mit einer anderen Technologie auf Basis des Gesamteinflussfaktors ist nicht direkt möglich, da COP_{\max}^H nicht vorkommt. Versteht man COP_{\max}^H jedoch als eine Größe, die nicht von der Technologie, sondern von der Prozessführung abhängt, so kann der Gesamteinflussfaktor auch auf Fragestellungen, bei denen eine Wärmepumpe vorkommt, zum Einsatz kommen.

Die Anwendung der bisher verwendeten Art der Indexierung würde beim Gesamteinflussfaktor an ihre Grenzen stoßen, da neben den Technologien auch noch die verschiedenen Fälle, z.B. Heizen oder Kühlen, berücksichtigt werden müssten. Um die Übersichtlichkeit zu erhöhen, werden drei Gesamteinflussfaktoren definiert:

- **Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb**

$$F_{\text{ges}}^H := \frac{K_{\text{WP}}^H \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{WP}}} \quad (3.66)$$

- **Gesamteinflussfaktor im Kühlbetrieb**

$$F_{\text{ges}}^K := \frac{K_{\text{WP}}^K \eta_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{WP}}} \quad (3.67)$$

- **Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb**

$$\begin{aligned} F_{\text{ges}}^{H+K} &:= \frac{F_{\text{ges}}^H}{F_{\text{ges}}^K} \\ \longrightarrow F_{\text{ges}}^{H+K} &= \frac{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{kon}}^K} \end{aligned} \quad (3.68)$$

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Gesamteinflussfaktoren nach Gleichung (3.66) bis (3.68) definiert wurden, um in den späteren Berechnungsschritten auf einheitlich eingeführte Größen zurückgreifen zu können. Mit Ausnahme des Gesamteinflussfaktors im Heizbetrieb, welcher, wie in den späteren Ausführung gezeigt wird, auch als Grenze der Wirtschaftlichkeit im Heizbetrieb interpretiert werden kann, haben daher die hier definierten Größen den Charakter einer Hilfsgröße.

Ein Vorteil, der sich aus der einheitlichen Einführung der Gesamteinflussfaktoren ergibt, ist die Tatsache, dass die Gesamteinflussfaktoren aus einem Satz an Diagrammen vom Typ F_B^A ermitteln werden können.

Anwendung des Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb

Die Bedingung für den wirtschaftlichen Einsatz einer Wärmepumpe nach Gleichung (3.61) lässt sich unter Verwendung des Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb nach Gleichung (3.66) wie folgt darstellen:

$$\begin{aligned} \frac{K_{WP}^H \eta_{kon}^H}{K_{kon}^H \eta_{WP}} &< COP_{max}^H \\ \longrightarrow F_{ges}^H &< COP_{max}^H \end{aligned} \quad (3.69)$$

Mit der oberen Grenze für F_{ges}^H von:

$$F_{ges}^H \Big|_{max} = COP_{max}^H \quad (3.70)$$

Die in Gleichung (3.70) formulierte Grenze ist die Wirtschaftlichkeitsgrenze einer Wärmepumpe im Heizbetrieb. Ist der Gesamteinflussfaktor größer als der maximale COP im Heizbetrieb, so ist der wirtschaftliche Betrieb einer Wärmepumpe im Heizbetrieb nicht möglich.

Erstellung von Diagrammen für F_B^A

Die Berechnungsvorschrift für F_B^A ist nach Gleichung (3.65) gegeben durch:

$$F_B^A = \frac{K_A \eta_B}{K_B \eta_A}$$

Das Verhältnis der spezifischen Kosten K_A zu K_B ist eine wichtige und häufig variable Größe bei der Bewertung von verschiedenen Technologien. Der Quotient aus η_B und η_A hingegen, kann zumeist als konstant angenommen werden. Es ist daher festgelegt worden, Diagramme für F_B^A als Funktion von K_A zu K_B für konstante Werte des Quotienten aus η_B und η_A zu ermitteln.

Im Rahmen der Erstellung von Diagrammen für F_B^A sind die folgenden Schritte durchlaufen worden:

1. Ermittlung des relevanten Intervalls für F_B^A .
2. Ableitung von Diagrammen für den Quotienten aus η_B und η_A .
3. Erstellung von Diagrammen für F_B^A .

Ermittlung des relevanten Intervalls für F_B^A

Diagramme vom Typ F_B^A werden in der vorliegenden Arbeit zur graphischen Bestimmung von F_{ges}^H und F_{ges}^{H+K} benötigt. Die Größe F_{ges}^K dient nur der nachvollziehbaren Einführung von F_{ges}^{H+K} und ist daher nicht aus Diagrammen abzulesen.

Die Ermittlung des darzustellenden Intervalls von F_B^A , um sowohl F_{ges}^H als auch F_{ges}^{H+K} aus ein und dem selben Diagramm ablesen zu können, beruht auf den folgenden Überlegungen:

Nach Gleichung (3.70) ist F_{ges}^H nach oben mit COP_{max}^H beschränkt. Der obere Grenzwert für COP_{max}^H liegt laut Abbildung 3.10 bei ungefähr 20. Daraus folgt für die obere Grenze von F_B^A , dass diese ebenfalls ungefähr 20 beträgt, wenn:

$$F_{\text{ges}}^K > 1 \quad (3.71)$$

erfüllt ist. Diese Forderung ist dadurch begründet, dass die Erfüllung der Bedingung aus Gleichung (3.71) gewährleistet, dass F_{ges}^{H+K} kleiner als F_{ges}^H ist, da für F_{ges}^{H+K} gilt:

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = \frac{F_{\text{ges}}^H}{F_{\text{ges}}^K}$$

Eine tiefergehende Diskussion der verschiedenen Fälle, die sich bei der Berechnung von F_{ges}^K ergeben und welche Auswirkung diese Fälle auf den Wertebereich von F_{ges}^K haben, ist den Ausführungen in Kapitel 3.4.3 vorbehalten, da das Thema Heizen und Kühlen dort einheitlich behandelt wird. An dieser Stelle wird daher, nur mit Vorgriff auf Kapitel 3.4.3, festgestellt, dass das Intervall:

$$0 \leq F_B^A \leq 20 \quad (3.72)$$

sowohl für die graphische Ermittlung von F_{ges}^H als auch F_{ges}^{H+K} ausreichend ist.

Ableitung von Diagrammen für den Quotienten aus η_B und η_A

Abbildung 3.19 und 3.20 zeigen den Quotient aus η_B und η_A für konstante Werte von η_B .

Abbildung 3.19 repräsentiert den technisch und wirtschaftlich relevanten Bereich von $\eta_A \geq 0,2$. Die Darstellung in Abbildung 3.20 für $0,05 \leq \eta_A \leq 0,2$ ist rein der Vollständigkeit halber aufgeführt.

Aus Abbildung 3.19 folgt der für die weitere Analyse in Abbildung 3.21 verwendete Wertebereich von η_B/η_A mit $0,5 \leq \eta_B/\eta_A \leq 5$.

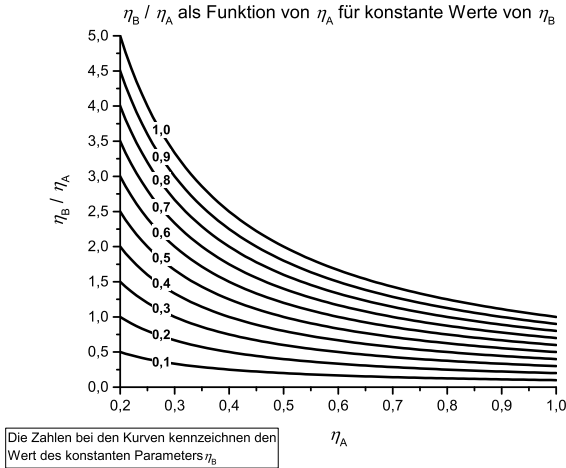


Abbildung 3.19: Quotient aus η_B und η_A im Intervall $0,2 \leq \eta_A \leq 1$ für konstante Werte von η_B

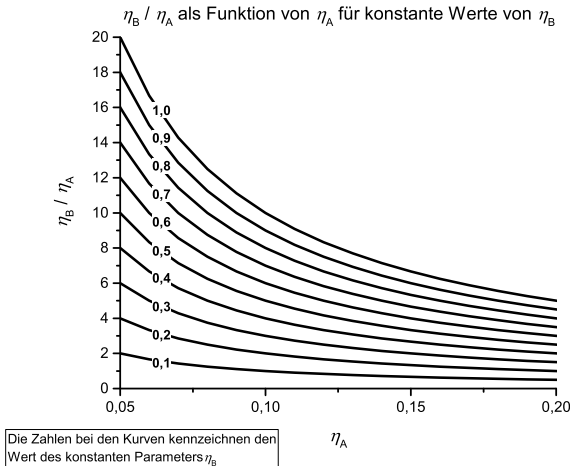


Abbildung 3.20: Quotient aus η_B und η_A im Intervall $0,05 \leq \eta_A \leq 0,2$ für konstante Werte von η_B

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung des Quotienten aus η_B und η_A

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.19 und 3.20 ist η_A aufgetragen. Als konstanter Parameter wurde η_B gewählt.
- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von η_A und $\eta_B = \text{konstant}$ beschrieben: Es wird eine Vertikale durch η_A gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\eta_B = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann das Verhältnis von η_B zu η_A abgelesen werden.
- Für $\eta_A = 0,5$ und $\eta_B = 0,9$ folgt beispielsweise $\eta_B/\eta_A = 1,8$.

Erstellung von Diagrammen für F_B^A

Abbildung 3.21 zeigt F_B^A als Funktion von K_A zu K_B im Intervall $0 \leq F_B^A \leq 20$ für konstante Werte des Quotienten aus η_B und η_A . Nachdem der Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb häufig für kleine Werte von K_A zu K_B zu ermitteln ist, zeigt Abbildung 3.22 F_B^A im Intervall $0 \leq K_A/K_B \leq 2$ und $0 \leq F_B^A \leq 4$.

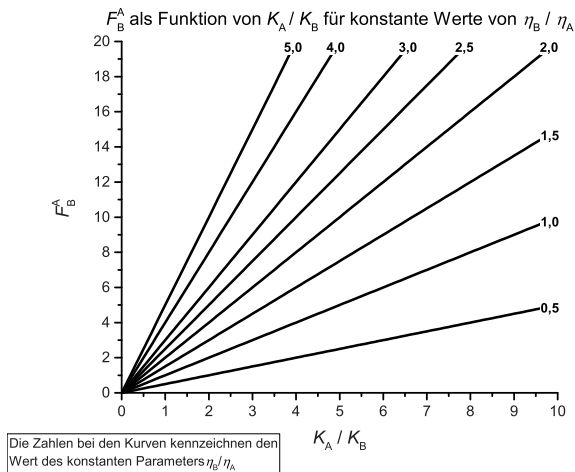


Abbildung 3.21: F_B^A als Funktion von K_A zu K_B im Intervall $0 \leq F_B^A \leq 20$ für konstante Werte von η_B/η_A

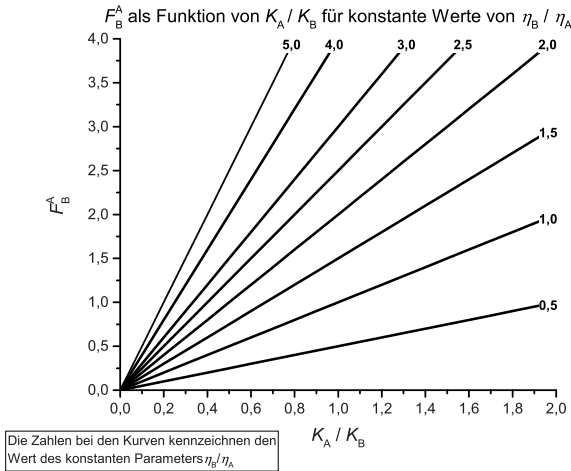


Abbildung 3.22: F_B^A als Funktion von K_A zu K_B im Intervall $0 \leq K_A/K_B \leq 2$ und $0 \leq F_B^A \leq 4$ für konstante Werte von η_B/η_A

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von F_B^A

- Auf der Abszisse in Abbildung 3.21 und 3.22 ist K_A/K_B aufgetragen. Als konstanter Parameter wurde η_B/η_A gewählt.
- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von K_A/K_B und $\eta_B/\eta_A = \text{konstant}$ beschrieben:
Es wird eine Vertikale durch K_A/K_B gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\eta_B/\eta_A = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann F_B^A abgelesen werden.
- Für $K_A/K_B = 1, 2$ und $\eta_B/\eta_A = 2$ kann beispielsweise $F_B^A = 2, 4$ abgelesen werden.

Ermittlung von F_{ges}^H aus den Diagrammen von F_B^A

Um F_{ges}^H aus den Diagrammen für F_B^A ablesen zu können, sind zuerst die für die Ablesung notwendigen Größen zu ermitteln. Es gilt:

$$F_B^A = \frac{K_A}{K_B} \frac{\eta_B}{\eta_A}$$

$$F_{\text{ges}}^H = \frac{K_{\text{WP}}^H}{K_{\text{kon}}^H} \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{WP}}}$$

Daraus folgt für den Ableseprozess:

$$\begin{aligned} \eta_A &= \eta_{\text{WP}} & \eta_B &= \eta_{\text{kon}}^H \\ K_A &= K_{\text{WP}}^H & K_B &= K_{\text{kon}}^H \end{aligned} \quad (3.73)$$

Unter Verwendung der in Gleichung (3.73) angegebenen Zusammenhänge, wird in einem ersten Schritt der Quotient aus η_{kon}^H und η_{WP} aus Abbildung 3.19 bzw. 3.20 ermittelt. Im Anschluss kann der gesuchte Wert für F_{ges}^H aus Abbildung 3.21 bzw. 3.22 abgelesen werden.

3.4.2 Relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb

In Kapitel 3.4.1 wurden die Wärmebereitstellungskosten einer Nutzwärmemenge Q_N^H durch:

$$GK^H(Q_N^H)$$

gekennzeichnet. Dieses Konzept ist für die erstmalige Einführung der im Rahmen der Wirtschaftlichkeitsanalyse verwendeten Größen geeignet, da es die Abhängigkeiten der verschiedenen Größen klar hervorhebt.

Im Hinblick auf die Bewertung von Wärmepumpenkreisläufen im Heiz- und Kühlbetrieb, werden bereits jetzt die folgenden vereinfachten Schreibweisen der Gesamtkosten eingeführt:

• Heizen:

Gesamtkosten der Bereitstellung einer Nutzwärmemenge Q_N^H
(=Wärmebereitstellungskosten bei Q_N^H):

$$GK^H(Q_N^H) = GK^H \quad (3.74)$$

• Kühlen:

Gesamtkosten der Bereitstellung einer Nutzwärmemenge Q_N^K :

$$GK^K(Q_N^K) = GK^K \quad (3.75)$$

- **Heizen und Kühlen:**

Gesamtkosten der Bereitstellung einer Nutzwärmemenge $Q_N^H + Q_N^K$:

$$GK^{H+K}(Q_N^H + Q_N^K) = GK^{H+K} \quad (3.76)$$

Zur Berechnung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb werden die Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe von den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie abgezogen und die so ermittelte Differenz mit den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie normiert. Die auf diese Art und Weise gewonnene Kennzahl wird im Folgenden mit \hat{E}^H angegeben und sei wie folgt definiert:

$$\hat{E}^H := \frac{GK_{\text{kon}}^H - GK_{\text{WP}}^H}{GK_{\text{kon}}^H} \quad (3.77)$$

Das primäre Resultat aus Kapitel 3.4.1 in der Nomenklatur von Kapitel 3.4.2 angeschrieben lautet:

$$\frac{GK_{\text{WP}}^H}{GK_{\text{kon}}^H} = \frac{F_{\text{ges}}^H}{COP_{\text{max}}^H} < 1 \quad (3.78)$$

Wird der Zusammenhang aus Gleichung (3.77) unter Verwendung von Gleichung (3.78) umgeformt, so ergibt sich für die relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb:

$$\begin{aligned} \hat{E}^H &= \frac{GK_{\text{kon}}^H - GK_{\text{WP}}^H}{GK_{\text{kon}}^H} = 1 - \frac{GK_{\text{WP}}^H}{GK_{\text{kon}}^H} \\ \rightarrow \hat{E}^H &= 1 - \frac{F_{\text{ges}}^H}{COP_{\text{max}}^H} \end{aligned} \quad (3.79)$$

Damit die relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb zu Null wird, muss nach Gleichung (3.79) gelten, dass F_{ges}^H gleich dem maximalen COP im Heizbetrieb ist. Dies entspricht dem Resultat aus Gleichung (3.70) zur Ermittlung der Wirtschaftlichkeitsgrenze.

Erstellung von Diagrammen für \hat{E}^H

Zur graphischen Darstellung von \hat{E}^H wird der Zusammenhang aus Gleichung (3.79):

$$\hat{E}^H = 1 - \frac{F_{\text{ges}}^H}{COP_{\text{max}}^H}$$

im Intervall der Veränderlichen:

$$\begin{aligned} 0 &\leq COP_{\text{max}}^H \leq 20 \\ 0 &\leq F_{\text{ges}}^H \leq 20 \end{aligned} \quad (3.80)$$

herangezogen.

Das Ergebnis zeigt Abbildung 3.23:

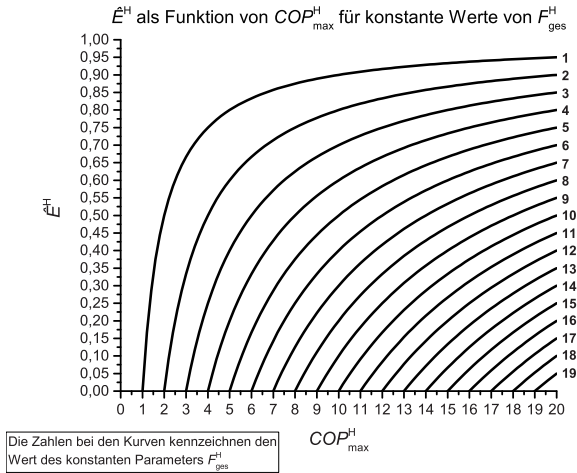


Abbildung 3.23: \hat{E}^H als Funktion von COP_{max}^H für konstante Werte von F_{ges}^H

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von \hat{E}^H

- Die Abszissenachse in Abbildung 3.23 zeigt COP_{max}^H . Auf der Ordinate ist \hat{E}^H aufgetragen.
- Das Intervall der Veränderlichen in Gleichung (3.80) ist aus Abbildung 3.10 sowie Gleichung (3.70) abgeleitet worden.
- Das Gitter in Abbildung 3.23 ist ungewöhnlich fein gewählt worden, um Ablesefehler im Bereich großer Änderungsraten von \hat{E}^H zu minimieren.
- Der Ablesevorgang hängt davon ab, ob \hat{E}^H das Ergebnis aus COP_{max}^H und F_{ges}^H ist oder ob z.B. ein erforderliches F_{ges}^H für ein gegebenes \hat{E}^H und einem gegebenen COP_{max}^H ermittelt werden soll:

- Aus $COP_{max}^H = 5$ und $F_{ges}^H = 4$ folgt beispielsweise $\hat{E}^H = 0,2$.
- Um eine relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb von z.B. mindestens 40 % bei $COP_{max}^H = 5$ zu erreichen, ist ein F_{ges}^H von maximal 3 erforderlich.

3.4.3 Relative Kosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb

Der Heiz- und Kühlbetrieb ist dadurch gekennzeichnet, dass sowohl der vom Arbeitsmedium des Wärmepumpenkreislaufts abgegebene Wärmestrom als auch der vom Arbeitsmedium des Wärmepumpenkreislaufts aufgenommene Wärmestrom als Nutzen einzustufen ist. Dies ist dann der Fall, wenn der Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufts so in die Prozesse integriert wird, dass dadurch ein aktiver Kühlbedarf kompensiert bzw. teilkompensiert wird. Ein Beispiel hierfür wäre:

- Zur Kühlung eines Prozessmediums wird über Kältemaschinen bereitgestelltes Kühlwasser verwendet. Der Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufts ersetzt die Wärmetauscher des Kühlwassers teilweise oder vollständig.

Zur Berechnung der relativen Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb werden die Gesamtkosten, die beim Heizen und Kühlen mit der Vergleichstechnologie entstehen, von den Gesamtkosten, die beim Heizen und Kühlen mit der Wärmepumpe entstehen, abgezogen und die so ermittelte Differenz mit den Gesamtkosten, die beim Heizen und Kühlen mit der Vergleichstechnologie entstehen, normiert.

Die auf diese Art und Weise gewonnene Kennzahl wird im Folgenden mit \hat{E}^{H+K} angegeben und ist wie folgt definiert:

$$\hat{E}^{H+K} := \frac{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K - GK_{\text{WP}}^{H+K}}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \quad (3.81)$$

Das Ziel dieses Kapitels ist es, einen einfachen und leicht zu visualisierenden Zusammenhang für \hat{E}^{H+K} zu ermitteln. An dieser Stelle sei jedoch zuerst auf eine Besonderheit der relativen Kosteneinsparung im kombinierten Betrieb (= Heiz- und Kühlbetrieb) hingewiesen:

- Bei der Auslegung und Bewertung eines Wärmepumpenkreislaufts im kombinierten Betrieb ist zu berücksichtigen, dass die Kühleistung in einem festen Verhältnis zur Heizleistung steht. Es gilt der in Gleichung (3.44) ermittelte Zusammenhang:

$$\hat{Q} = \frac{\dot{Q}_N^K}{\dot{Q}_N^H} = 1 - \frac{1}{COP_{\text{real}}^H}$$

Der im Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufs übertragene Wärmestrom verursacht aus Sicht der Wärmepumpe keine Kosten. Es gilt daher:

$$GK_{WP}^{H+K} = GK_{WP}^H \quad (3.82)$$

Damit folgt für Gleichung (3.81):

$$\widehat{E}^{H+K} = \frac{GK_{kon}^H + GK_{kon}^K - GK_{WP}^H}{GK_{kon}^H + GK_{kon}^K} \quad (3.83)$$

Die relative Kosteneinsparung im Heizbetrieb ist nach Gleichung (3.4.3) gegeben durch:

$$\widehat{E}^H = \frac{GK_{kon}^H - GK_{WP}^H}{GK_{kon}^H}$$

was umgeformt in Gleichung (3.81) eingesetzt werden kann:

$$\begin{aligned} \widehat{E}^H GK_{kon}^H &= GK_{kon}^H - GK_{WP}^H \\ \rightarrow \widehat{E}^{H+K} &= \frac{\widehat{E}^H GK_{kon}^H + GK_{kon}^K}{GK_{kon}^H + GK_{kon}^K} \end{aligned} \quad (3.84)$$

Einführung des Heizkosten- und des Kühlkostenfaktors

Es werden eingeführt:

- Heizkostenfaktor X_H :

$$X_H := \frac{GK_{kon}^H}{GK_{kon}^H + GK_{kon}^K} \quad (3.85)$$

- Kühlkostenfaktor X_K :

$$X_K := \frac{GK_{kon}^K}{GK_{kon}^H + GK_{kon}^K} \quad (3.86)$$

Anmerkungen zum Heiz- und Kühlkostenfaktor:

Es gilt:

$$X_H + X_K = 1 \quad (3.87)$$

Daher wäre es mathematisch gesehen nicht notwendig gewesen, zwei Faktoren einzuführen. Im Rahmen der Herleitung eines Zusammenhangs für \widehat{E}^{H+K} hat es sich jedoch für die Nachvollziehbarkeit als sinnvoll erwiesen, beide Faktoren einzusetzen und erst am Ende einen der Faktoren zu eliminieren. Da beide Faktoren neben der rechnerischen auch eine reale wirtschaftliche Bedeutung haben, ist es zweckmäßig, beide Faktoren formal im Rechenschema einzuführen.

Der Heizkostenfaktor beschreibt den relativen Anteil der Heizkosten an den Gesamtkosten des Heizens und des Kühlens unter der Nebenbedingung, dass zwischen der Kühl- und der Heizleistung der Zusammenhang nach Gleichung (3.44) zwingend erfüllt ist:

$$\hat{Q} = \frac{\dot{Q}_N^K}{\dot{Q}_N^H} = 1 - \frac{1}{COP_{\text{real}}^H}$$

Steht beispielsweise an der Quelle der Wärmestrom \dot{Q}_N^{K1} zur Verfügung, so kann unter Einsatz einer Wärmepumpe auf der Seite der Senke der Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{N1}^H = \frac{\dot{Q}_N^K}{\hat{Q}} = \dot{Q}_N^K \frac{COP_{\text{real}}^H}{COP_{\text{real}}^H - 1} \quad (3.88)$$

eingebunden werden.

Werden die Wärmeströme \dot{Q}_N^{H1} und \dot{Q}_N^{K1} mit der Vergleichstechnologie bereitgestellt, so entstehen dadurch (über einen gewissen Zeitraum, vgl. Gleichung (3.50)) die Kosten GK_{kon}^{H1} und GK_{kon}^{K1} . Der Heizkostenfaktor X_{H1} gibt in diesem Fall an, wie hoch der Anteil der Heizkosten GK_{kon}^{H1} an den Gesamtkosten $GK_{\text{kon}}^{H1} + GK_{\text{kon}}^{K1}$ ist.

Der Heizkostenfaktor X_{H1} berücksichtigt dabei aber nicht, ob der Wärmestrom \dot{Q}_N^{H1} auf der Seite der Senke im Ausmaß nach Gleichung (3.88) überhaupt benötigt wird.

Das Verständnis dieser Zusammenhänge ist elementar, da zur Ermittlung des Heizkosten- und des Kühlkostenfaktors nach Gleichung (3.85) und (3.86) auch wirtschaftliche Zahlen herangezogen werden können. Die Versuchung ist daher groß, an dieser Stelle die Gesamtkosten für das Heizen und das Kühlen mit der Vergleichstechnologie einzusetzen ohne dabei zu berücksichtigen, dass Heiz- und Kühlleistung einer Wärmepumpe nicht entkoppelt voneinander betrachtet werden können. Bleibt dieser Umstand unberücksichtigt, so wird die darauf aufbauende relative Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb in den meisten Fällen nicht korrekt sein.

Verwendung des Heizkosten- und des Kühlkostenfaktors

Aus Gleichung (3.85) und Gleichung (3.86) folgt:

$$\begin{aligned} X_H &= \frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \longrightarrow X_H(GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K) = GK_{\text{kon}}^H \\ X_K &= \frac{GK_{\text{kon}}^K}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \longrightarrow X_H(GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K) = GK_{\text{kon}}^K \end{aligned} \quad (3.89)$$

was eingesetzt in Gleichung (3.84) das folgende Zwischenresultat ergibt:

$$\begin{aligned} \hat{E}^{H+K} &= \frac{\hat{E}^H GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \\ \longrightarrow \hat{E}^{H+K} &= \frac{\hat{E}^H X_H (GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K) + X_H (GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K)}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \end{aligned} \quad (3.90)$$

Daraus folgt der gesuchte Zusammenhang für die relative Energiekosteneinsparung im kombinierten Betrieb:

$$\hat{E}^{H+K} = \hat{E}^H X_H + X_K \quad (3.91)$$

Das Resultat aus Gleichung (3.91) kann wie folgt gedeutet werden:

- Die relative Energiekosteneinsparung im kombinierten Betrieb ergibt sich dadurch, dass die relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb mit dem Heizkostenfaktor multipliziert wird und dem daraus resultierenden Produkt der Kühlkostenfaktor hinzu addiert wird.
- Wenn nicht gekühlt wird bzw. für das Kühlen keine Kosten entstehen, so gilt $X_H = 1$ und $X_K = 0$. Dann ist die relative Energiekosteneinsparung im kombinierten Betrieb gleich der im Heizbetrieb. Dies entspricht der Erwartung.

Unter Berücksichtigung von Gleichung (3.87), lässt sich aus Gleichung (3.91) einer der Faktoren eliminieren:

$$\begin{aligned} \hat{E}^{H+K} &= \hat{E}^H + X_K (1 - \hat{E}^H) \\ \hat{E}^{H+K} &= 1 + X_H (\hat{E}^H - 1) \end{aligned} \quad (3.92)$$

Für die spätere Visualisierung \hat{E}^{H+K} ist diese Erkenntnis insofern relevant, da \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H und X_H bzw. \hat{E}^H und X_K dargestellt werden kann.

Bestimmung eines Zusammenhangs für X_H und X_K

Zur Bestimmung eines Zusammenhangs für X_H werden an der Definition aus Gleichung (3.85) die folgenden Umformschritte vollzogen:

$$\begin{aligned} X_H &= \frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K} \\ X_H &= \frac{GK_{\text{WP}}^H \left(\frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{WP}}^H} \right)}{GK_{\text{WP}}^H \left(\frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{WP}}^H} + \frac{GK_{\text{kon}}^K}{GK_{\text{WP}}^H} \right)} \\ X_H &= \frac{\frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{WP}}^H}}{\frac{GK_{\text{kon}}^H}{GK_{\text{WP}}^H} + \frac{GK_{\text{kon}}^K}{GK_{\text{WP}}^H}} \end{aligned} \quad (3.93)$$

Der Quotient aus den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie und den Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe ist nach Gleichung (3.78) gegeben durch:

$$\frac{GK_{WP}^H}{GK_{kon}^H} = \frac{F_{ges}^H}{COP_{max}^H} \rightarrow \frac{GK_{kon}^H}{GK_{WP}^H} = \frac{COP_{max}^H}{F_{ges}^H}$$

was in Gleichung (3.93) eingesetzt die folgenden Umformungen erlaubt:

$$\begin{aligned} X_H &= \frac{\frac{GK_{kon}^H}{GK_{WP}^H}}{\frac{GK_{kon}^H}{GK_{WP}^H} + \frac{GK_{kon}^K}{GK_{WP}^H}} \\ \rightarrow X_H &= \frac{\frac{COP_{max}^H}{F_{ges}^H}}{\frac{COP_{max}^H}{F_{ges}^H} + \frac{GK_{kon}^K}{GK_{WP}^H}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{ges}^H}{COP_{max}^H} \frac{GK_{kon}^K}{GK_{WP}^H}} \end{aligned} \quad (3.94)$$

Für die Wärmebereitstellungskosten der Wärmepumpe im Heizbetrieb gilt nach Gleichung (3.54):

$$GK_{WP}^H = \frac{Q_N^H K_{WP}^H}{\eta_{WP} COP_{max}^H}$$

Die Gesamtkosten, die beim Kühlen mit der Vergleichstechnologie entstehen, lassen sich in Analogie zu den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie wie folgt darstellen:

$$GK_{kon}^K = \frac{Q_N^K}{\eta_{kon}^K} K_{kon}^K \quad (3.95)$$

Werden die Resultate aus Gleichung (3.54) und Gleichung (3.95) in Gleichung (3.94) eingesetzt, so folgt für den Heizkostenfaktor:

$$\begin{aligned} X_H &= \frac{1}{1 + \frac{F_{ges}^H}{COP_{max}^H} \frac{GK_{kon}^K}{GK_{WP}^H}} \\ \rightarrow X_H &= \frac{1}{1 + \frac{F_{ges}^H}{COP_{max}^H} \frac{Q_N^K}{Q_N^H} \frac{K_{kon}^K}{K_{WP}^H} \frac{\eta_{WP}}{\eta_{kon}^K} \frac{COP_{max}^H}{1}} \\ X_H &= \frac{1}{1 + \hat{Q} \frac{F_{ges}^H}{1} \frac{K_{kon}^K}{K_{WP}^H} \frac{\eta_{WP}}{\eta_{kon}^K}} \end{aligned} \quad (3.96)$$

Der Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb ist nach Gleichung (3.66) gegeben durch:

$$F_{ges}^H = \frac{K_{WP}^H \eta_{kon}^H}{K_{kon}^H \eta_{WP}}$$

Wird er in Gleichung (3.96) eingesetzt, so ergibt sich:

$$\begin{aligned}
 X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} \frac{F_{\text{ges}}^H}{1} \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{WP}}^H} \frac{\eta_{\text{WP}}}{\eta_{\text{kon}}^K}} \\
 \longrightarrow X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} \frac{K_{\text{WP}}^H}{K_{\text{kon}}^H} \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{WP}}} \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{WP}}^K} \frac{\eta_{\text{WP}}}{\eta_{\text{kon}}^K}} \quad (3.97) \\
 X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{kon}}^K} \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H}}
 \end{aligned}$$

Zur Ermittlung von:

$$\frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{kon}}^K} \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H} \quad (3.98)$$

kann der in Gleichung (3.68) definierte Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb herangezogen werden:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H} \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{kon}}^K}$$

Mit dem Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb folgt für den Heizkostenfaktor X_H :

$$\begin{aligned}
 X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{kon}}^K} \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H}} \\
 \longrightarrow X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}} \quad (3.99)
 \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung, dass die Summe aus Heiz- und Kühlkostenfaktor 1 ergeben muss, lässt sich in wenigen Umformschritten die Bestimmungsgleichung für den Kühlkostenfaktor ermitteln:

$$\begin{aligned}
 X_H &= \frac{1}{1 + \widehat{Q} F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}} = 1 - X_K \\
 X_K &= \frac{1}{1 + \frac{1}{\widehat{Q} F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}}} = 1 - X_H \quad (3.100)
 \end{aligned}$$

Hinweise zur Ermittlung von $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$

Der Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb ist nach Gleichung (3.68) gegeben durch:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{F_{\text{ges}}^{\text{H}}}{F_{\text{ges}}^{\text{K}}}$$

$$\longrightarrow F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{K_{\text{kon}}^{\text{K}} \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}} \eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}$$

Im Bezug auf den Gesamteinflussfaktor im Kühlbetrieb sind, wie bereits in Kapitel 3.4.1 bei den Ausführungen zum Intervall von F_{B}^{A} angemerkt, zwei Fälle zu unterscheiden:

Fall 1:

Die Vergleichstechnologie mit der gekühlt wird, entspricht einer Kaltdampf-Kompressions-Kälteanlage mit bekanntem $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$.

Fall 2:

Die Vergleichstechnologie mit der gekühlt wird, entspricht keiner Kaltdampf-Kompressions-Kälteanlage mit bekanntem $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$. Alles was nicht unter Fall 1 fällt ist daher Fall 2 zuzuordnen.

Für beide Fälle ist zu ermitteln, wie die Komponenten von $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$ berechnet werden und ob die in Kapitel 3.4.1 getätigte Annahme von $F_{\text{B}}^{\text{A}} \leq 20$ erfüllt ist. Falls ja, dann ist es möglich, sowohl $F_{\text{ges}}^{\text{H}}$ als auch $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$ aus einem Diagramm vom Typ F_{B}^{A} abzulesen, wobei das Diagramm dann nur das Intervall $0 \leq F_{\text{B}}^{\text{A}} \leq 20$ darstellen müsste.

Fall 1 | Komponenten von $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$

Stellt eine Kälteanlage mit bekanntem $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$ die Vergleichstechnologie dar (vgl. Kapitel 3.3.6), so lassen sich die mit der Kühlung verbundenen Kosten wie folgt abbilden:

$$G K_{\text{kon}}^{\text{K}} = W_{\text{kon}}^{\text{K}} K_{\text{el}} = Q_{\text{N}}^{\text{K}} K_{\text{kon}}^{\text{K}} \quad (3.101)$$

Daraus folgt mit der Definition von $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$ in Gleichung (3.46):

$$K_{\text{kon}}^{\text{K}} = \frac{W_{\text{kon}}^{\text{K}}}{Q_{\text{N}}^{\text{K}}} K_{\text{el}}$$

$$\longrightarrow K_{\text{kon}}^{\text{K}} = \frac{K_{\text{el}}}{COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}} \quad (3.102)$$

Bei der Herleitung der spezifischen Kühlkosten der Vergleichstechnologie nach Gleichung (3.102) ist stillschweigend vorausgesetzt worden, dass bei Berücksichtigung von $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$ der Konversionswirkungsgrad $\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}$ zu 1 wird. Ob ggf. ein anderer Ansatz, der ohne diese Annahme auskommt, günstiger wäre, wird in Kapitel 6.3 aufgegriffen.

Aus den Ausführungen folgt für Fall 1:

- Bei der Ermittlung von:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{K_{\text{kon}}^{\text{K}} \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}} \eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}$$

wird:

$$\eta_{\text{kon}}^{\text{K}} = 1 \quad K_{\text{kon}}^{\text{K}} = \frac{K_{\text{el}}}{\text{COP}_{\text{real}}^{\text{Kv}}} \quad (3.103)$$

gesetzt.

Fall 1 | Gültigkeit der Annahme $F_{\text{B}}^{\text{A}} \leq 20$

Die in Kapitel 3.4.1 angeführte Bedingung, um die obere Grenze von $F_{\text{ges}}^{\text{H}}$ auch für F_{B}^{A} zu verwenden, ist nach Gleichung (3.71) gegeben durch:

$$F_{\text{ges}}^{\text{K}} > 1$$

was unter Verwendung der Definition des Gesamteinflussfaktors im Kühlbetrieb nach Gleichung (3.67):

$$F_{\text{ges}}^{\text{K}} = \frac{K_{\text{WP}}^{\text{K}} \eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}{K_{\text{kon}}^{\text{K}} \eta_{\text{WP}}^{\text{K}}}$$

in folgende Bedingung überführt werden kann:

$$\frac{K_{\text{WP}}^{\text{K}} \eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}{K_{\text{kon}}^{\text{K}} \eta_{\text{WP}}^{\text{K}}} > 1 \quad (3.104)$$

Das Resultat aus Gleichung (3.102) in Gleichung (3.104) eingesetzt, unter Berücksichtigung von:

$$K_{\text{WP}}^{\text{K}} = K_{\text{WP}}^{\text{H}} = K_{\text{el}} \quad (3.105)$$

$$\eta_{\text{kon}}^{\text{K}} = 1$$

ergibt:

$$\frac{K_{\text{WP}}^{\text{K}} \eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}{K_{\text{kon}}^{\text{K}} \eta_{\text{WP}}^{\text{K}}} > 1 \quad (3.106)$$

$$\longrightarrow \frac{\text{COP}_{\text{real}}^{\text{Kv}}}{\eta_{\text{WP}}} > 1$$

Was schlussendlich zur der folgenden Bedingung für $F_{\text{ges}}^{\text{H}} > F_{\text{ges}}^{\text{K}}$ führt:

$$\text{COP}_{\text{real}}^{\text{Kv}} > \eta_{\text{WP}} \quad (3.107)$$

Ohne Beweis kann unterstellt werden, dass die Bedingung nach Gleichung (3.107) für fast alle Kaldampf-Kompressions-Kälteanlage erfüllt sein wird.

Daraus folgt für Fall 1:

- Es kann $F_B^A \leq 20$ angenommen werden.

Fall 2 | Komponenten von F_{ges}^{H+K}

Die Kosten, die im Rahmen der Kühlung mit der Vergleichstechnologie bei Fall 2 anfallen, lassen sich auf ähnliche Weise wie die Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie darstellen:

$$GK_{\text{kon}}^K = Q_{\text{kon}}^K K_{\text{kon}}^K = \frac{Q_N^K}{\eta_{\text{kon}}^K} K_{\text{kon}}^K \quad (3.108)$$

Daraus folgt für Fall 2:

- Bei der Ermittlung von:

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = \frac{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{kon}}^K}$$

sind die Größen η_{kon}^K und K_{kon}^K passend zur realen betrieblichen Situation zu wählen.

Fall 2 | Gültigkeit der Annahme $F_B^A \leq 20$

Der Nachweis der Gültigkeit von $F_B^A \leq 20$ wird in Fall 2 nicht auf Basis des Gesamteinflussfaktors im Kühlbetrieb geführt. Vielmehr wird direkt ermittelt, welche Konstellationen erfüllen:

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = \frac{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{kon}}^K} < 20 \quad (3.109)$$

erfüllen und ob diese Konstellationen auch die realen betrieblichen Bedingungen abbilden.

Aus Gleichung (3.109) folgt:

$$\frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H} < 20 \frac{\eta_{\text{kon}}^K}{\eta_{\text{kon}}^H} \quad (3.110)$$

Für eine grobe Abschätzung wird unterstellt, dass $\eta_{\text{kon}}^H \sim \eta_{\text{kon}}^K$ gesetzt werden kann. Somit ergibt sich für die Bedingung des Gesamteinflussfaktors im Heiz- und Kühlbetrieb nach Gleichung (3.109):

$$\frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H} < 20 \quad (3.111)$$

Daraus folgt, dass F_{ges}^{H+K} kleiner als 20 ist, wenn $\eta_{\text{kon}}^H \sim \eta_{\text{kon}}^K$ gesetzt werden kann und die spezifischen Kosten im Kühlbetrieb nicht mehr als das 20-fache der spezifischen Kosten im Heizbetrieb betragen.

Ersetzt eine Wärmepumpe eine Kältemaschine (mit unbekanntem COP_{real}^{Kv}), so kann unterstellt werden, dass Gleichung (3.109) erfüllt ist. Ersetzt eine Wärmepumpe keine Kältemaschine, wie es beispielsweise bei einem luftgekühlten Kondensator der Fall wäre, so gehen in die spezifischen Kühlkosten K_{kon}^K nur die spezifischen Kosten der elektrischen

Energie der Ventilatoren ein. Es darf daher angenommen werden, dass die spezifischen Kühllkosten in diesem Fall zumindest nicht größer sein werden als es bei der Kühlung mit einer Kältemaschine der Fall wäre, da ansonsten aus wirtschaftlichen Gründen eine Kältemaschine eingesetzt würde.

Unter der Annahme, dass Gleichung (3.109) für eine Kältemaschine als erfüllt angesehen werden kann, und der Bedingung, dass bei der Kühlung ohne Kältemaschine zumindest keine höheren spezifischen Kühllkosten entstehen als bei der Kühlung mit einer Kältemaschine, folgt für Fall 2:

- Es kann $F_B^A \leq 20$ gesetzt werden.

Hinweis: Sollten sich die für Fall 2 getätigten Annahmen als grob falsch erweisen, so kann das Bewertungsschema trotzdem verwendet werden. Einzig die Möglichkeit, F_{ges}^{H+K} aus den Diagrammen für F_B^A abzulesen, wäre dann nicht gegeben.

Ermittlung von F_{ges}^{H+K} aus den Diagrammen von F_B^A

Um F_{ges}^{H+K} aus den Diagrammen für F_B^A ablesen zu können, sind zuerst die für die Ablesung notwendigen Größen zu ermitteln. Es gilt:

$$F_B^A = \frac{K_A \eta_B}{K_B \eta_A}$$

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = \frac{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{kon}}^K}$$

Wobei für den Ableseprozess zu setzen ist:

Fall 1:

$$\begin{aligned} \eta_A &= \eta_{\text{kon}}^K = 1 & \eta_B &= \eta_{\text{kon}}^H \\ K_A &= K_{\text{kon}}^H & K_B &= K_{\text{kon}}^K = \frac{K_{\text{el}}}{COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}} \end{aligned} \quad (3.112)$$

Fall 2:

$$\begin{aligned} \eta_A &= \eta_{\text{kon}}^K & \eta_B &= \eta_{\text{kon}}^H \\ K_A &= K_{\text{kon}}^H & K_B &= K_{\text{kon}}^K \end{aligned} \quad (3.113)$$

Unter Verwendung der in Gleichung (3.112) und Gleichung (3.113) angegebenen Zusammenhänge wird in einem ersten Schritt der Quotient aus η_{kon}^H und η_{kon}^K aus Abbildung 3.19 bzw. 3.20 ermittelt. Im Anschluss kann der gesuchte Wert für F_{ges}^{H+K} aus Abbildung 3.21 abgelesen werden.

Erstellung von Diagrammen für X_H und X_K

Die Zusammenhänge zur Bestimmung von X_H und X_K sind nach Gleichung (3.100) gegeben durch:

$$X_H = \frac{1}{1 + \widehat{Q} F_{\text{ges}}^{H+K}} = 1 - X_K$$

$$X_K = \frac{1}{1 + \frac{1}{\widehat{Q} F_{\text{ges}}^{H+K}}} = 1 - X_H$$

Für die darzustellenden Intervalle gilt:

$$\begin{aligned} 0 \leq \widehat{Q} \leq 1 \\ 0 \leq F_{\text{ges}}^{H+K} \leq 20 \end{aligned} \quad (3.114)$$

Abbildung 3.24 und 3.25 zeigen den Heizkostenfaktor X_H , Abbildung 3.26 und 3.27 den Kühlkostenfaktor X_K , jeweils als Funktion von F_{ges}^{H+K} für konstante Werte von \widehat{Q} .

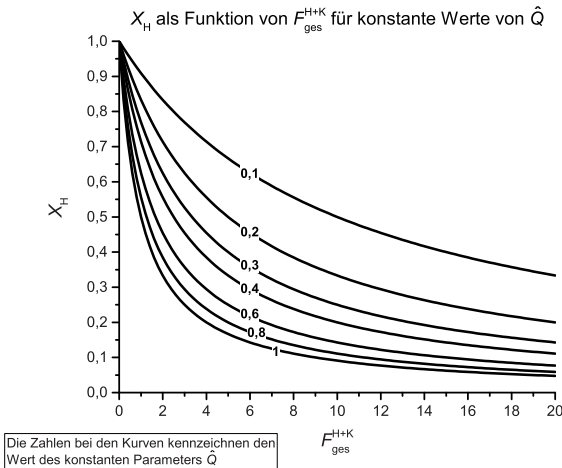


Abbildung 3.24: X_H als Funktion von F_{ges}^{H+K} für konstante Werte von \widehat{Q}

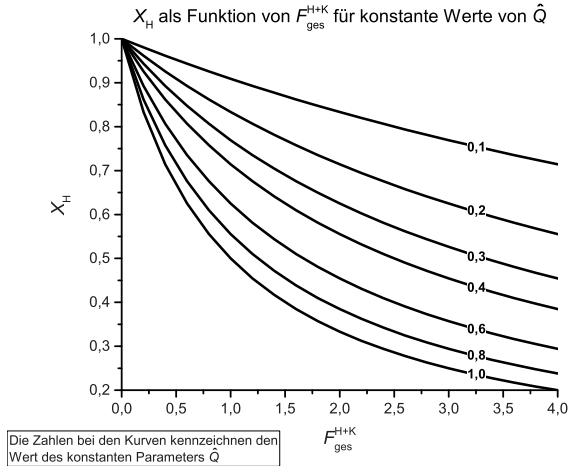


Abbildung 3.25: X_H als Funktion von F_{ges}^{H+K} im Intervall $0 \leq F_{\text{ges}}^{H+K} \leq 4$ für konstante Werte von \hat{Q}

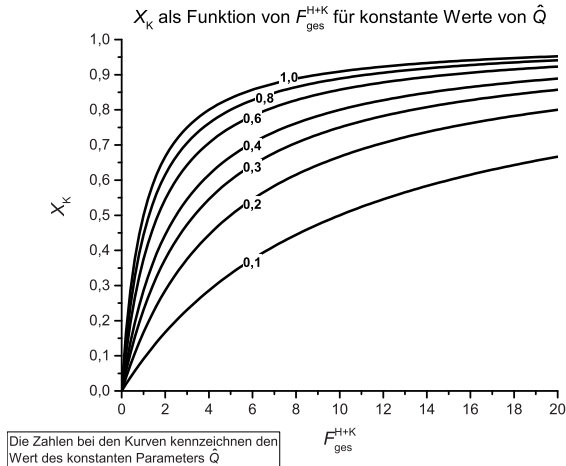


Abbildung 3.26: X_K als Funktion von F_{ges}^{H+K} für konstante Werte von \hat{Q}

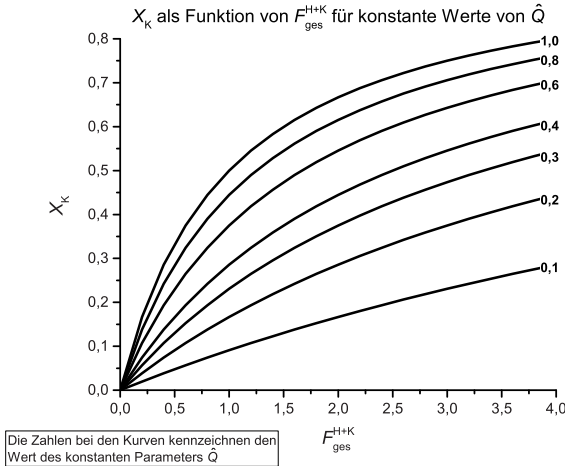


Abbildung 3.27: X_K als Funktion von F_{ges}^{H+K} im Intervall $0 \leq F_{\text{ges}}^{H+K} \leq 4$ für konstante Werte von \hat{Q}

Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von X_H und X_K

- Auf der Abszisse in den Abbildungen 3.24 bis 3.27 ist F_{ges}^{H+K} aufgetragen. Als konstanter Parameter wurde \hat{Q} gewählt, da \hat{Q} ein für die Darstellung günstiges Intervall aufweist.
- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von F_{ges}^{H+K} und $\hat{Q} = \text{konstant}$ beschrieben: Es wird eine Vertikale durch F_{ges}^{H+K} gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $\hat{Q} = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann X_H bzw. X_K abgelesen werden.
- Aus $F_{\text{ges}}^{H+K} = 2$ und $\hat{Q} = 0,6$ folgt beispielsweise $X_H = 0,45$ und $X_K = 0,55$.

Erstellung von Diagrammen für \hat{E}^{H+K}

Zur Visualisierung von \hat{E}^{H+K} werden die Zusammenhänge nach Gleichung (3.92):

$$\hat{E}^{H+K} = \hat{E}^H + X_K \left(1 - \hat{E}^H \right)$$

$$\hat{E}^{H+K} = 1 + X_H \left(\hat{E}^H - 1 \right)$$

im Intervall

$$0 \leq \hat{E}^H \leq 1$$

$$0 \leq X_H \leq 1 \quad (3.115)$$

$$0 \leq X_K \leq 1$$

dargestellt.

Abbildung 3.28 und 3.29 zeigen \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H für konstante Werte von X_H bzw. X_K .

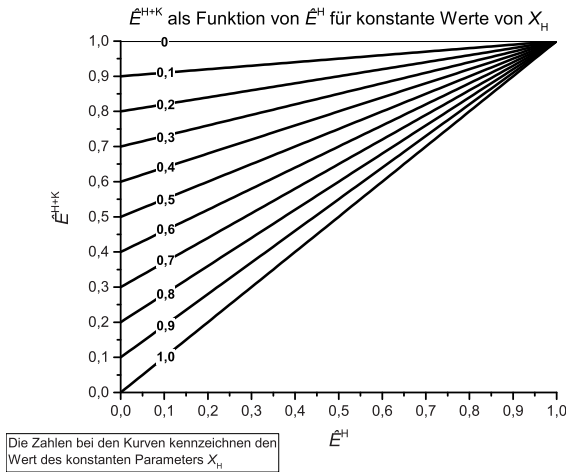
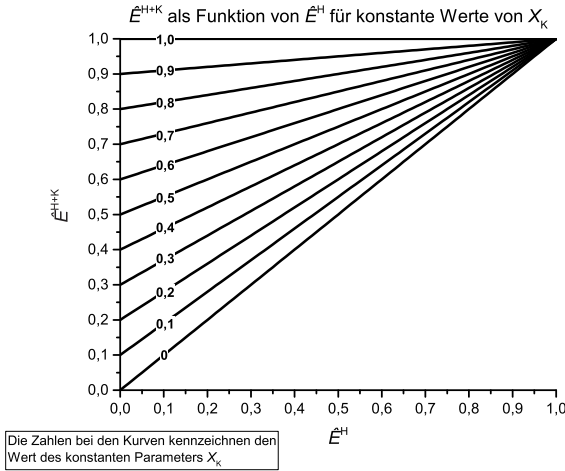


Abbildung 3.28: \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H für konstante Werte von X_H

Abbildung 3.29: \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H für konstante Werte von X_K Hinweise zu den Diagrammen zur Ermittlung von \hat{E}^{H+K}

- Die Kurven in Abbildung 3.28 und 3.29 für die Grenze des Intervalls des konstanten Parameters X_H bzw. X_K bei:

$$X_H = 0 \longrightarrow X_K = 1 \quad (3.116)$$

dienen primär als Ablesehilfe. In der Anwendung sind sie von untergeordneter Bedeutung, da es sich hierbei um die theoretischen Grenzfälle $K_{\text{kon}}^H \rightarrow 0$ bzw. $Q_N^H \rightarrow 0$ handelt.

- Die Kurven in Abbildung 3.28 und 3.29 für die Grenze des Intervalls des konstanten Parameters X_K bzw. X_H bei:

$$X_K = 0 \longrightarrow X_H = 1 \quad (3.117)$$

repräsentieren den Fall, dass $K_{\text{kon}}^K = 0$ zutrifft. Hierbei handelt es sich nicht um ein theoretisches Szenario. Verwendet ein Unternehmen beispielsweise zur Verfügung stehendes Flusswasser für Kühlzwecke und sind die daraus resultierenden spezifischen Kühlkosten zu vernachlässigen, so gilt $\hat{E}^{H+K} = \hat{E}^H$, was dem Resultat des vorgestellten Formelwerks im Fall $X_K = 0$ entspricht.

- Der Ableseweg wird im Folgenden am Beispiel von \hat{E}^H und $X_H = \text{konstant}$ beschrieben, gilt jedoch analog für den Fall, dass X_K vorgegeben wäre:
Es wird eine Vertikale durch \hat{E}^H gelegt und mit der korrespondierenden Kurve für $X_H = \text{konstant}$ geschnitten. Für den ermittelten Schnittpunkt kann \hat{E}^{H+K} abgelesen werden.
- Bei einer relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H von 0,4 und $X_H = 0,5$ folgt beispielsweise $\hat{E}^{H+K} = 0,7$.

3.5 Absolute wirtschaftliche Kennzahlen

Die formale Zielsetzung der vorliegenden Arbeit ist es, ein Konzept zu entwickeln, das die Abschätzung der relativen Energiekosteneinsparung einer Wärmepumpe im Heiz- und Kühlbetrieb erlaubt. In der Anwendung wird sich jedoch ebenfalls die Frage stellen, mit welchen absoluten Einsparungen, Investitionskosten und Amortisationszeiträumen zu rechnen ist. Die sorgfältige Beantwortung dieser Fragestellungen kann und soll in der vorliegenden Arbeit nicht abgedeckt werden. Um dennoch Aussagen zu den absoluten wirtschaftlichen Größen der in Kapitel 5 vorgestellten Szenarien des Fallbeispiels tätigen zu können, werden im Folgenden stark vereinfachte Zusammenhänge zur Abschätzung der absoluten Einsparung, der Investitionskosten und der Amortisationszeiträumen vorgestellt, jedoch nicht anhand von Diagrammen zugänglich gemacht. Da die abzuleitenden Bestimmungsgleichungen den Charakter einer ersten Näherung besitzen, ist auf die Verwendung von integralen Zusammenhängen verzichtet worden.

3.5.1 Absolute Energiekosteneinsparung

Die absolute Energiekosteneinsparung ist, im Gegensatz zu den bisher in Kapitel 3.4 hergeleiteten Größen, keine relative Kennzahl sondern eine absolute Größe, deren Betrag davon abhängt, über welchen Betrachtungszeitraum eine gewisse relative Einsparung realisiert werden kann.

Für einen Betriebspunkt P_i gelte, dass alle den Betriebspunkt beschreibenden technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen bzw. Parameter über das zeitliche, dem Betriebspunkt zugeordnete, Intervall Δt_i konstant sind. Dann lässt sich beispielsweise die Nutzwärme im Heizbetrieb $Q_N^H(P_i)$, die im Intervall Δt_i vom Wärmepumpenkreislauf abgegeben wird, nach Gleichung (3.50) wie folgt anschreiben:

$$Q_N^H(P_i) = \dot{Q}_N^H(P_i) \Delta t_i \quad (3.118)$$

Für die absolute Einsparung $E_i(\Delta t_i)$, welche über die Dauer von Δt_i realisiert wird, folgt daraus je nach Betriebsfall:

- Heizbetrieb:

$$E_i^H(\Delta t_i) = GK_{\text{kon}}^H(P_i) \widehat{E}^H(P_i) \quad (3.119)$$

- Heiz- und Kühlbetrieb:

$$E_i^{H+K}(\Delta t_i) = GK_{\text{kon}}^{H+K}(P_i) \widehat{E}^{H+K}(P_i) \quad (3.120)$$

Liegen im zu betrachtenden Zeitraum Δt_P mehrere Betriebspunkte, so gelte weiteres:

$$\begin{aligned} \Delta t_i &\in \Delta t_P \\ \sum_i \Delta t_i &= \Delta t_P \end{aligned} \quad (3.121)$$

Dann setzt sich die absolute Energiekosteneinsparung $E(\Delta t_P)$, welche im Zeitraum Δt_P realisiert wird, additiv aus den einzelnen Energiekosteneinsparungen zusammen:

$$E(\Delta t_P) = \sum_i E_i(\Delta t_i) \quad (3.122)$$

Wird die absolute Energiekosteneinsparung pro betrachtetem Zeitraum benötigt, beispielsweise zur Ermittlung der jährlichen Energiekosteneinsparung, so ist die absolute Einsparung im Betrachtungszeitraum Δt_P mit dem Betrachtungszeitraum zu normieren:

$$\bar{E}(\Delta t_P) = \frac{E(\Delta t_P)}{\Delta t_P} = \frac{\sum_i E_i(\Delta t_i)}{\sum_i \Delta t_i} \quad (3.123)$$

Hinweis: Die Umlegung der absoluten Energiekosteneinsparung pro betrachtetem Zeitraum auf ein Vielfaches des betrachteten Zeitraums, ist nur dann zu empfehlen, wenn der betrachtete Zeitraum tatsächlich repräsentativ ist. Zur Ermittlung der absoluten Einsparung über einen Zeitraum von 3 Jahren darf daher beispielsweise nicht einfach die absolute Einsparung, die in 3 zusammenhängenden Monaten realisiert werden kann, mit dem Faktor 12 multipliziert werden. Vorher ist vielmehr zu prüfen, ob der betrachtete Zeitraum auch tatsächlich mit hinreichender Genauigkeit zur Extrapolation geeignet ist.

3.5.2 Investitionskosten

Zur Berechnung der Investitionskosten eines Wärmepumpenkreislauf IK_{WP} wird unterstellt, dass sich diese aus einem Anteil IK_1^H , der proportional zur Heizleistung ist, und einem Anteil IK_2 , der nicht von der Heizleistung abhängt, zusammensetzen. Daraus folgt:

$$IK_{WP} = IK_1^H(\dot{Q}_N^H) + IK_2 \quad (3.124)$$

Für die Abschätzung der Investitionskosten wird angenommen:

$$IK_1^H(\dot{Q}_N^H) \gg IK_2 \longrightarrow IK_{WP} \sim IK_1^H(\dot{Q}_N^H) \quad (3.125)$$

Der tiefgestellte Index bei IK_1^H kann daher entfallen, was auf den im vorliegenden Dokument verwendeten Ansatz zur Berechnung der Investitionskosten eines Wärmepumpenkreislauf führt:

$$IK_{WP} := IK^H(\dot{Q}_N^H) \quad (3.126)$$

Hersteller von Industrierärmepumpen haben im Jahr 2017 die spezifischen von der Heizleistung abhängigen Kosten eines Wärmepumpenkreislauf mit € 250 bis € 400 je kW Heizleistung beziffert. Werden die spezifischen von der Heizleistung abhängigen Investitionskosten eines Wärmepumpenkreislauf mit K_{WP}^{IK} bezeichnet, so lassen sich diese daher wie folgt angeben:

$$\begin{aligned} K_{WP}^{IKmin} &= \frac{€ 250}{\text{kW}} \\ K_{WP}^{IKmax} &= \frac{€ 400}{\text{kW}} \\ K_{WP}^{IKmin} &\leq K_{WP}^{IK} \leq K_{WP}^{IKmax} \end{aligned} \quad (3.127)$$

Daher ergibt sich für die Berechnung von $IK^H(\dot{Q}_N^H)$:

$$IK^H(\dot{Q}_N^H) = \dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK} \quad [\dot{Q}_N^H] = \text{kW} \quad (3.128)$$

was in Gleichung (3.126) eingesetzt:

$$IK_{WP} = \dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK} \quad [\dot{Q}_N^H] = \text{kW} \quad (3.129)$$

den gesuchten Zusammenhang für die Berechnung der Investitionskosten ergibt.

3.5.3 Amortisationsdauer

Die Amortisationsdauer Δt_A , ausgedrückt in einer Anzahl von Zeiträumen Δt_P , errechnet sich dadurch, dass die Investitionskosten IK_{WP} mit der absoluten Einsparung in Zeitraum Δt_P normiert wird:

$$\Delta t_A = \frac{IK_{WP}}{\overline{E}(\Delta t_P)} \quad (3.130)$$

Werden die Resultate aus Gleichung (3.123) und Gleichung (3.129) in Gleichung (3.130) eingesetzt, so folgt daraus:

$$\begin{aligned} \Delta t_A &= \frac{IK_{WP}}{\overline{E}(\Delta t_P)} = \frac{\dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK}}{\overline{E}(\Delta t_P)} \\ &\rightarrow \Delta t_A = \Delta t_P \frac{\dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK}}{\overline{E}(\Delta t_P)} \quad [\dot{Q}_N^H] = \text{kW} \end{aligned} \quad (3.131)$$

Das Resultat aus Gleichung (3.131) lässt sich wie folgt deuten:

- Gilt beispielsweise für den Betrachtungszeitraum Δt_P :

$$\Delta t_P = 1 \text{ Jahr}$$

dann gibt $\overline{E}(\Delta t_P)$ die jährliche Energiekosteneinsparung an.

- Die Amortisationsdauer Δt_A , als eine Anzahl von Zeiträumen Δt_P , wird daher zu einer Anzahl an Jahren, und lässt sich durch Normierung der Investitionskosten mit der jährlichen Einsparung berechnen.

Diese Art der Einführung der Amortisationsdauer erscheint auf den ersten Blick etwas ungewöhnlich. Sie hat jedoch den Vorteil, dass mit beliebigen Zeiträumen Δt_P gerechnet werden kann und nicht stillschweigend vorausgesetzt werden muss, dass Δt_P ein Jahr beträgt. Die eventuell benötigte Umrechnung auf das gewünschte Zeitformat wird daher am Ende der Berechnung für die Amortisationsdauer Δt_A und nicht für die Einsparung $\overline{E}(\Delta t_P)$ durchgeführt.

4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel werden die für die Bewertung der Leistungsfähigkeit relevanten Kennzahlen aus Kapitel 3 zusammengefasst. Tabellen und Diagramme in höherer Auflösung befinden sich im Anhang.

Für die Zusammenfassung gilt, dass eine einmal vorgestellte Kennzahl für die nachfolgenden Kennzahlen als bekannt anzusehen ist. So wird beispielsweise \hat{E}^H vor \hat{E}^{H+K} aufgeführt. Daher wird der Weg zur Ermittlung von \hat{E}^H bei der Zusammenfassung von \hat{E}^{H+K} nicht mehr separat beschrieben.

4.1 Technische Kennzahlen

Maximaler COP im Heizbetrieb COP_{\max}^H

Beschreibung

Der COP der sich einstellt, wenn in Gleichung (2.7) die Temperaturen der Quelle und der Senke nach Gleichung (3.1) eingesetzt werden. Nach Gleichung (3.2) gegeben durch:

$$COP_{\max}^H = \frac{T_H}{T_H - T_N} = \frac{T_S + \Delta T_{WT}}{T_S + 2\Delta T_{WT} - T_Q}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge unter Verwendung des Temperaturfaktors X_T

1. Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb bei $\Delta T_{WT} = 0 \text{ °C}$

- Berechnung:

$$COP_0^H = \frac{T_S}{T_S - T_Q}$$

- Abbildung 3.6 und 3.7 oder 3.8.
- Abbildung A.3 und A.4 oder A.5.

2. Ermittlung der dimensionslosen Temperaturdifferenz $\widehat{\Delta T}$

- Berechnung:

(a) Temperaturdifferenz zwischen Senke und Quelle bestimmen:

$$\Delta T_{\text{SQ}} = T_{\text{S}} - T_{\text{Q}}$$

(b) Charakteristische Temperaturdifferenz in den Wärmetauschern ΔT_{WT} festlegen.

(c) Dimensionslose Temperaturdifferenz berechnen:

$$\widehat{\Delta T} = \frac{\Delta T_{\text{WT}}}{\Delta T_{\text{SQ}}} \quad (4.1)$$

- Abbildung 3.4 und 3.5.
- Abbildung A.1 und A.2.

3. Ermittlung des Temperaturfaktors X_{T}

- Berechnung:

$$X_{\text{T}} = 1 + \frac{\widehat{\Delta T}}{COP_0^{\text{H}}} \left(\frac{1 - 2COP_0^{\text{H}}}{1 + 2\widehat{\Delta T}} \right)$$

- Abbildung 3.9.
- Abbildung A.6.

4. Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb $COP_{\text{max}}^{\text{H}}$

- Berechnung:

$$COP_{\text{max}}^{\text{H}} = X_{\text{T}} COP_0^{\text{H}}$$

- Abbildung 3.10 und 3.11.
- Abbildung A.7 und A.8.

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge unter Verwendung des gemittelten maximalen COPs im Heizbetrieb $\overline{COP}_{\text{max}}^{\text{H}}$

1. Ermittlung des gemittelten maximalen COPs im Heizbetrieb $\overline{COP}_{\text{max}}^{\text{H}}$

- Abbildung 3.14 und Tabelle 3.1.
- Abbildung A.9 und Tabelle A.1.

Realer COP im Heizbetrieb $COP_{\text{real}}^{\text{H}}$

Beschreibung

Der Quotient aus dem, im realen Prozess, bei hohem Temperaturniveau abgegebenen Wärmestrom und dem zugeführten Arbeitsstrom. Nach Gleichung (3.34) gegeben durch:

$$COP_{\text{real}}^{\text{H}} = \frac{\dot{Q}_{34}^{\text{r}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}}{\dot{W}_{23}^{\text{r}}}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung des realen COPs im Heizbetrieb $COP_{\text{real}}^{\text{H}}$

- Berechnung:

$$COP_{\text{real}}^{\text{H}} = \eta_{\text{WP}} COP_{\text{max}}^{\text{H}}$$

- Abbildung 3.15 und 3.15.
- Abbildung A.10 und A.10.

Quotient der Nutzwärmeströme \hat{Q}

Beschreibung

Der Quotient aus dem, im realen Prozess, bei niederem Temperaturniveau aufgenommenen Wärmestrom und dem bei hohem Temperaturniveau abgegebenen Wärmestrom. Nach Gleichung (3.42) gegeben durch:

$$\hat{Q} = \frac{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{K}}}{\dot{Q}_{\text{N}}^{\text{H}}}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung des Quotienten der Nutzwärmeströme \hat{Q}

- Berechnung:

$$\hat{Q} = 1 - \frac{1}{COP_{\text{real}}^{\text{H}}}$$

- Abbildung 3.18.
- Abbildung A.12.

4.2 Relative wirtschaftliche Kennzahlen

Wirtschaftlichkeitsgrenze im Heizbetrieb $F_{\text{ges}}^{\text{H}} \Big|_{\text{max}}$

Beschreibung

Jene Parameterkonstellation bei deren Unterschreitung der wirtschaftliche Einsatz einer Wärmepumpe im Heizbetrieb nicht mehr möglich ist. Nach Gleichung (3.69) und (3.70) gegeben durch:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H}} < COP_{\text{max}}^{\text{H}}$$

$$F_{\text{ges}}^{\text{H}} \Big|_{\text{max}} = COP_{\text{max}}^{\text{H}}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung des Gesamteinflussfaktors im Heizbetrieb $F_{\text{ges}}^{\text{H}}$

- Berechnung:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H}} = \frac{K_{\text{WP}}^{\text{H}} \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}} \eta_{\text{WP}}}$$

- Ablesevorgang aus Diagrammen vom Typ F_{B}^{A} :

- (a) Korrespondierende Größen aus:

$$F_{\text{B}}^{\text{A}} = \frac{K_{\text{A}} \eta_{\text{B}}}{K_{\text{B}} \eta_{\text{A}}} \longleftrightarrow F_{\text{ges}}^{\text{H}} = \frac{K_{\text{WP}}^{\text{H}} \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}} \eta_{\text{WP}}}$$

und:

$$\eta_{\text{A}} = \eta_{\text{WP}} \qquad \eta_{\text{B}} = \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$$

$$K_{\text{A}} = K_{\text{WP}}^{\text{H}} \qquad K_{\text{B}} = K_{\text{kon}}^{\text{H}}$$

ermitteln.

- (b) Quotient aus den spezifischen Kosten K_{WP}^{H} und $K_{\text{kon}}^{\text{H}}$ bestimmen.
- (c) Quotient aus dem Konversionswirkungsgrad im Heizbetrieb $\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$ und dem Gütegrad η_{WP} aus:
 - Abbildung 3.19 bzw. 3.20 ablesen.
 - Abbildung A.13 bzw. A.14 ablesen.
- (d) Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb $F_{\text{ges}}^{\text{H}}$ aus:
 - Abbildung 3.21 bzw. 3.22 ablesen.
 - Abbildung A.15 bzw. A.16 ablesen.

Relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H

Beschreibung

Die Differenz aus den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie und den Wärmebereitstellungskosten mit einer Wärmepumpe, normiert mit den Wärmebereitstellungskosten der Vergleichstechnologie. Nach Gleichung (3.77) gegeben durch:

$$\hat{E}^H = \frac{GK_{\text{kon}}^H - GK_{\text{WP}}^H}{GK_{\text{kon}}^H}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H

- Berechnung:

$$\hat{E}^H = 1 - \frac{F_{\text{ges}}^H}{COP_{\text{max}}^H}$$

- Abbildung 3.23.
- Abbildung A.17.

Relative Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb \hat{E}^{H+K}

Beschreibung

Die Differenz aus den Gesamtkosten beim Heizen und Kühlen mit der Vergleichstechnologie und den Gesamtkosten beim Heizen und Kühlen mit einer Wärmepumpe, normiert mit den Gesamtkosten beim Heizen und Kühlen mit der Vergleichstechnologie. Nach Gleichung (3.81) gegeben durch:

$$\hat{E}^{H+K} = \frac{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K - GK_{\text{WP}}^{H+K}}{GK_{\text{kon}}^H + GK_{\text{kon}}^K}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung des Gesamteinflussfaktors im Heiz- und Kühlbetrieb $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$

- Berechnung:

$$F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{K_{\text{kon}}^{\text{K}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}}} \frac{\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}$$

Fall 1:

Die Vergleichstechnologie mit der gekühlt wird entspricht einer Kaltdampf-Kompressions-Kälteanlage mit bekanntem $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$.

Es ist zu setzen:

$$\eta_{\text{kon}}^{\text{K}} = 1 \quad K_{\text{kon}}^{\text{K}} = \frac{K_{\text{el}}}{COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}}$$

Fall 2:

Alles was nicht unter Fall 1 fällt. Die Größen $\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}$ und $K_{\text{kon}}^{\text{K}}$ sind passend zur realen betrieblichen Situation zu wählen.

- Ablesevorgang aus Diagrammen vom Typ F_{B}^{A} :

- (a) Korrespondierende Größen aus:

$$F_{\text{B}}^{\text{A}} = \frac{K_{\text{A}}}{K_{\text{B}}} \frac{\eta_{\text{B}}}{\eta_{\text{A}}} \longleftrightarrow F_{\text{ges}}^{\text{H+K}} = \frac{K_{\text{kon}}^{\text{K}}}{K_{\text{kon}}^{\text{H}}} \frac{\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}}{\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}}$$

Fall 1:

$$\eta_{\text{A}} = \eta_{\text{kon}}^{\text{K}} = 1 \quad \eta_{\text{B}} = \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$$

$$K_{\text{A}} = K_{\text{kon}}^{\text{H}} \quad K_{\text{B}} = K_{\text{kon}}^{\text{K}} = \frac{K_{\text{el}}}{COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}}$$

Fall 2:

$$\eta_{\text{A}} = \eta_{\text{kon}}^{\text{K}} \quad \eta_{\text{B}} = \eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$$

$$K_{\text{A}} = K_{\text{kon}}^{\text{H}} \quad K_{\text{B}} = K_{\text{kon}}^{\text{K}}$$

ermitteln.

- (b) Quotient aus den spezifischen Kosten $K_{\text{kon}}^{\text{K}}$ und $K_{\text{kon}}^{\text{H}}$ bestimmen.
- (c) Quotient aus dem Konversionswirkungsgrad im Heizbetrieb $\eta_{\text{kon}}^{\text{H}}$ und dem Konversionswirkungsgrad im Kühlbetrieb $\eta_{\text{kon}}^{\text{K}}$ aus:
 - Abbildung 3.19 bzw. 3.20 ablesen.
 - Abbildung A.13 bzw. A.14 ablesen.
- (d) Gesamteinflussfaktor im Heiz- und Kühlbetrieb $F_{\text{ges}}^{\text{H+K}}$ aus:
 - Abbildung 3.21 bzw. 3.22 ablesen.
 - Abbildung A.15 bzw. A.16 ablesen.

2. Ermittlung des Heizkostenfaktors X_H oder des Kühlkostenfaktors X_K

- Berechnung:

$$X_H = \frac{1}{1 + \widehat{Q} F_{\text{ges}}^{H+K}} = 1 - X_K$$

$$X_K = \frac{1}{1 + \frac{1}{\widehat{Q} F_{\text{ges}}^{H+K}}} = 1 - X_H$$

- Abbildung 3.24 und 3.25 oder Abbildung 3.26 und 3.27.
- Abbildung A.18 und A.19 oder Abbildung A.20 und A.21.

3. Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb \widehat{E}^{H+K}

- Berechnung:

$$\widehat{E}^{H+K} = \widehat{E}^H + X_K \left(1 - \widehat{E}^H \right)$$

$$\widehat{E}^{H+K} = 1 + X_H \left(\widehat{E}^H - 1 \right)$$

- Abbildung 3.28 oder 3.29.
- Abbildung A.22 oder A.23.

4.3 Absolute wirtschaftliche Kennzahlen

Absolute Energiekosteneinsparung $E(\Delta t_P)$

Beschreibung

Die absolute Energiekosteneinsparung, welche im Zeitraum Δt_P realisiert wird. Nach Gleichung (3.122) gegeben durch:

$$E(\Delta t_P) = \sum_i E_i(\Delta t_i)$$

Kann nach Gleichung (3.123) auch auf den Betrachtungszeitraum bezogen angegeben werden:

$$\bar{E}(\Delta t_P) = \frac{E(\Delta t_P)}{\Delta t_P} = \frac{\sum_i E_i(\Delta t_i)}{\sum_i \Delta t_i}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung der absoluten Einsparung $E_i(\Delta t_i)$ für alle Teilintervalle $\Delta t_i \in \Delta t_P$

- Berechnung:

- Heizbetrieb:

$$E_i^H(\Delta t_i) = GK_{\text{kon}}^H(P_i) \hat{E}^H(P_i)$$

- Heiz- und Kühlbetrieb:

$$E_i^{H+K}(\Delta t_i) = GK_{\text{kon}}^{H+K}(P_i) \hat{E}^{H+K}(P_i)$$

2. Ermittlung der absoluten Einsparung im Betrachtungszeitraum $E(\Delta t_P)$

- Berechnung:

$$E(\Delta t_P) = \sum_i E_i(\Delta t_i)$$

3. Ermittlung der mittleren Einsparung im Betrachtungszeitraum $\bar{E}(\Delta t_P)$

- Berechnung:

$$\bar{E}(\Delta t_P) = \frac{E(\Delta t_P)}{\Delta t_P} = \frac{\sum_i E_i(\Delta t_i)}{\sum_i \Delta t_i}$$

Investitionskosten IK_{WP}

Beschreibung

Die Kosten, die mit der Anschaffung einer Wärmepumpe und deren Integration in die betriebliche Umgebung einhergehen. Nach Gleichung (3.126) abgeschätzt mit:

$$IK_{WP} = IK^H(\dot{Q}_N^H)$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung der spezifischen Investitionskosten K_{WP}^{IK}

- Berechnung:

$$K_{WP}^{IKmin} = \frac{€ 250}{kW}$$

$$K_{WP}^{IKmax} = \frac{€ 400}{kW}$$

$$K_{WP}^{IKmin} \leq K_{WP}^{IK} \leq K_{WP}^{IKmax}$$

2. Ermittlung der Investitionskosten IK_{WP}

- Berechnung:

$$IK_{WP} = \dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK} \quad [\dot{Q}_N^H] = kW$$

Amortisationsdauer Δt_A

Beschreibung

Jener Zeitbereich, den eine Wärmepumpe im Betrieb sein muss, damit das Verhältnis der Investitionskosten zu den realisierten absoluten Energiekosteneinsparungen 1 beträgt. Nach Gleichung (3.130) gegeben durch:

$$\Delta t_A = \frac{IK_{WP}}{\bar{E}(\Delta t_P)}$$

Ableitung auf Basis der ermittelten Zusammenhänge

1. Ermittlung der Amortisationsdauer Δt_A

- Berechnung:

$$\Delta t_A = \Delta t_P \frac{\dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK}}{\bar{E}(\Delta t_P)} \quad [\dot{Q}_N^H] = kW$$

5 Anwendung

In diesem Kapitel wird die Anwendung des Bewertungskonzepts auf verschiedene Problemstellungen anhand eines Fallbeispiels dargestellt. Es wird sowohl der direkte Fall, d.h. die Berechnung der relativen Energiekosteneinsparung aus den dafür benötigten Parametern, als auch der inverse Fall betrachtet. Beim inversen Fall ist es das Ziel, mögliche Parameterkonstellationen zur Erreichung einer bestimmten Kennzahlausprägung festzustellen oder die Sensitivität einer Kennzahl zu ermitteln. Beide Möglichkeiten werden in diesem Kapitel behandelt. Die absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen kommen im Rahmen des Fallbeispiels ebenfalls zum Einsatz. Es gelten jedoch die Limitierungen aus Kapitel 3.5.

5.1 Ausgangssituation

Ein Unternehmen möchte überprüfen, ob eine Wärmepumpe wirtschaftlich sinnvoll in die betrieblichen Rahmenbedingungen integriert werden kann. Als Quelle für eine mögliche Wärmepumpe ist die Kühlung eines Niederdruckkondensators, wie in Abbildung 5.1 dargestellt, ausgewählt worden. Im Ist-Zustand wird der vom Kondensator kommende Massenstrom über einen Wärmetauscher geführt, dabei von der Temperatur ϑ_1 auf die Temperatur ϑ_2 abgekühlt und anschließend zurück zum Kondensator geleitet. Für die eigentliche Kühlung wird ein luftgekühlter Sekundärkreislauf eingesetzt, dessen Austausch, aufgrund von mangelnder Kühlleistung im Sommer, im Unternehmen diskutiert wird. Um eine hohe Sicherheit in der Prozessführung, unabhängig von der Außentemperatur, gewährleisten zu können, wird der Einsatz einer Kältemaschine in Betracht gezogen.

Auf der Seite der Senke möchte das Unternehmen Sattldampf bei mindestens 110 °C erzeugen. Falls sich dies wirtschaftlich nicht darstellen ließe, stünden drei weitere Wärmesenken mit einer Wärmenutzungstemperatur von 70 °C, 85 °C und 95 °C zur Verfügung.

Im Rahmen einer ersten Abschätzung sollen die Kühllkosten im Status Quo nicht berücksichtigt werden. Bei vielversprechenden Integrationskonzepten ist jedoch der Fall, dass die augenblicklich installierte Luftkühlung durch eine Kälteanlage ersetzt wird, zu berücksichtigen.

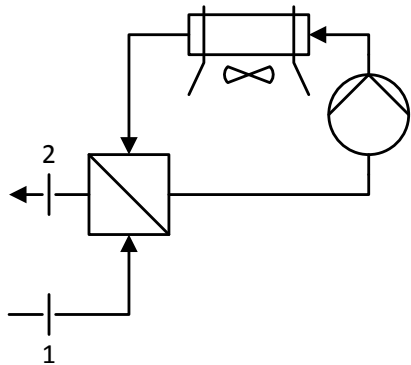


Abbildung 5.1: Fallbeispiel: Skizze der Quelle

Die vom Unternehmen als repräsentativ befundenen Randbedingungen der Integration einer Wärmepumpe zeigt Tabelle 5.1. Die Werte für den Gütegrad sowie die charakteristische Temperaturdifferenz ΔT_{WT} sind geschätzt worden.

Tabelle 5.1: Fallbeispiel: Betriebliche Randbedingungen

Quelle	Vergleichstechnologie	Wärmepumpe
$\vartheta_1 = 65\text{ °C}$	$K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 25/\text{MWh}$	$K_{\text{el}} = \text{€ } 60/\text{MWh}$
$\vartheta_2 = 35\text{ °C}$	$\eta_{\text{kon}}^H = 0,85$	$\eta_{\text{WP}} = 0,5$
$\dot{Q}_{12} = 850\text{ kW}$		$\Delta T_{\text{WT}} = 5\text{ °C}$

Hinweis: In diesem Kapitel gilt:

- Abgelesene Werte werden mit dem Symbol \Rightarrow gekennzeichnet.
- Errechnete Werte werden mit dem Symbol \rightarrow gekennzeichnet.
- Dezimalstellen werden mit einem Komma gekennzeichnet.
- Der Punkt wird als Tausendertrennzeichen verwendet.
- Einmal vorgestellte Ablese- bzw. Berechnungsvorgänge werden bei erneuter Anwendung in Aufzählungsform dokumentiert.

5.2 Direkte Ermittlung von \hat{E}^H

Bei der direkten Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H sind zuerst die technischen Kennzahlen zu bestimmen.

In Analogie zu den Ausführungen in Kapitel 3.2, wird für die Temperatur der Senke ϑ_S und die Temperatur der Quelle ϑ_Q gesetzt:

$$\vartheta_S = 110\text{ °C} \quad \vartheta_Q = 35\text{ °C} \quad (5.1)$$

Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb bei $\Delta T_{WT} = 0\text{ °C}$

Unter Verwendung der Temperaturen aus Gleichung (5.1) lässt sich COP_0^H aus Abbildung 5.2 bestimmen:

$$\vartheta_S = 110\text{ °C} \quad \vartheta_Q = 35\text{ °C}$$

$$\Rightarrow COP_0^H = 5,2$$

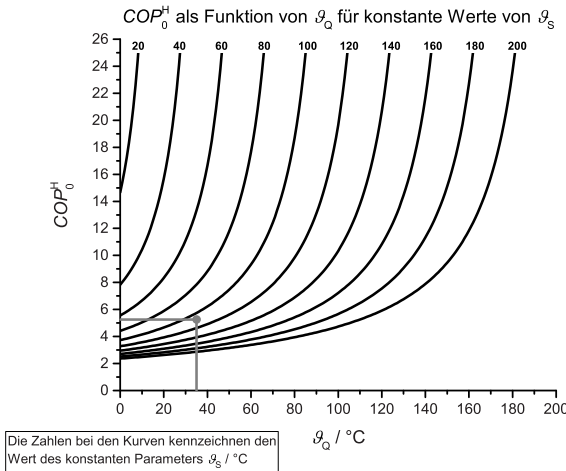


Abbildung 5.2: Fallbeispiel: Ermittlung von COP_0^H

Ermittlung der dimensionslosen Temperaturdifferenz $\widehat{\Delta T}$

Zur Bestimmung von $\widehat{\Delta T}$ wird im ersten Schritt die Temperaturdifferenz zwischen Senke und Quelle ΔT_{SQ} gebildet. Daran anschließend kann $\widehat{\Delta T}$ aus Abbildung 5.3 unter Einsatz von ΔT_{SQ} und der charakteristischen Temperaturdifferenz in den Wärmetauschern ΔT_{WT} (vgl. Tabelle 5.1) abgelesen werden:

$$\Delta T_{SQ} = T_S - T_Q = \vartheta_S - \vartheta_Q$$

$$\Delta T_{SQ} = 110 \text{ } ^\circ\text{C} - 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \Delta T_{SQ} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{WT} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \widehat{\Delta T} = 0,065$$

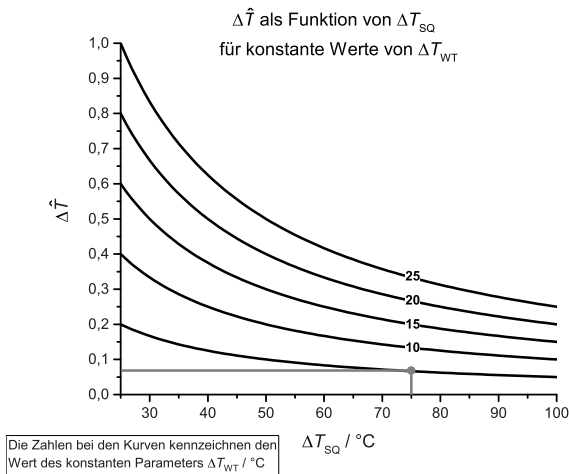


Abbildung 5.3: Fallbeispiel: Ermittlung von $\widehat{\Delta T}$

Ermittlung des Temperaturfaktors X_T

Der Temperaturfaktor X_T ist eine Funktion von COP_0^H und $\widehat{\Delta T}$. Daraus folgt unter Verwendung von Abbildung 5.4:

$$COP_0^H = 5,2 \quad \widehat{\Delta T} = 0,065$$

$$\Rightarrow X_T = 0,88$$

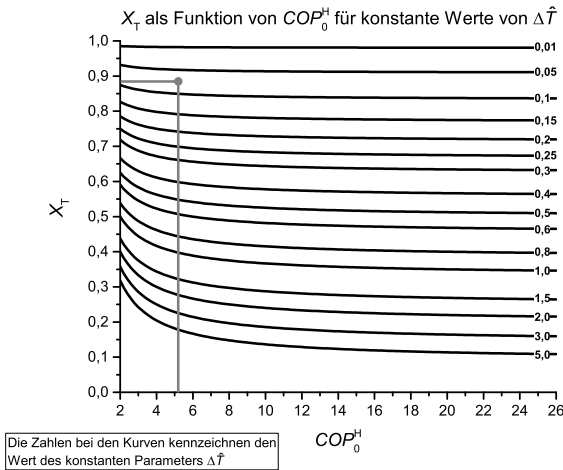


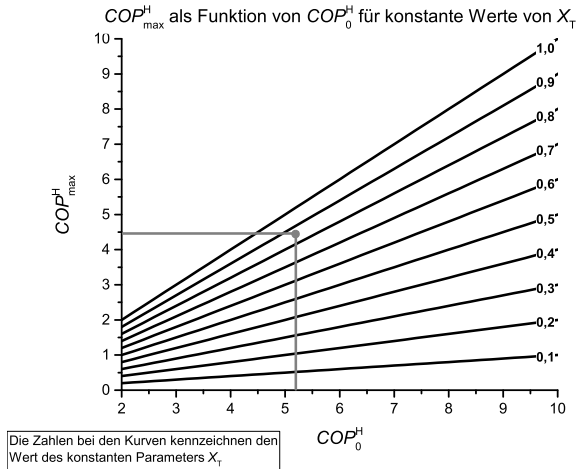
Abbildung 5.4: Fallbeispiel: Ermittlung von X_T

Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb COP_{\max}^H

Der maximale COP im Heizbetrieb ist abhängig von dem Temperaturfaktor X_T und der Hilfsgröße COP_0^H . Werden die bisher ermittelten Größen verwendet, so lässt sich aus Abbildung 5.5 für COP_{\max}^H ablesen:

$$COP_0^H = 5,2 \quad X_T = 0,88$$

$$\Rightarrow COP_{\max}^H = 4,49$$

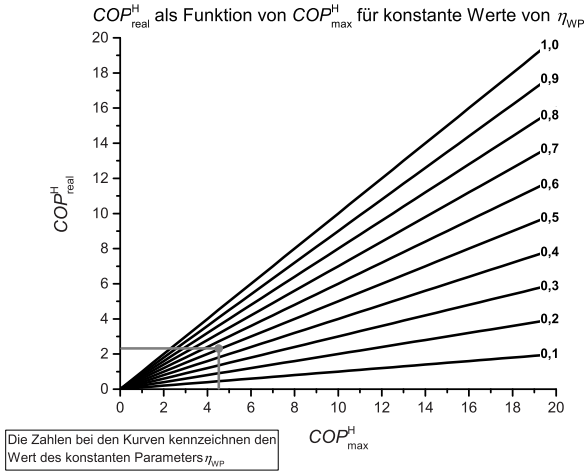
Abbildung 5.5: Fallbeispiel: Ermittlung von COP_{\max}^H **Ermittlung des realen COPs im Heizbetrieb COP_{real}^H**

Die Bestimmung von COP_{real}^H aus Abbildung 5.6 mit dem Gütegrad aus Tabelle 5.1 und COP_{\max}^H ergibt:

$$COP_{\max}^H = 4,49 \quad \eta_{WP} = 0,5$$

$$\Rightarrow COP_{\text{real}}^H = 2,2$$

Hinweis: Die Bestimmung von COP_{real}^H ist an dieser Stelle sinnvoll, jedoch nur dann notwendig, wenn der Quotient der Nutzwärmeströme \hat{Q} daraus ermittelt werden soll. Für die relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb wird COP_{real}^H jedoch nicht benötigt.

Abbildung 5.6: Fallbeispiel: Ermittlung von COP^H_{real}

Ermittlung des Gesamteinflussfaktors im Heizbetrieb F^H_{ges}

Zur Bestimmung von F^H_{ges} sind zwei Schritte notwendig. Im ersten Schritt wird das Verhältnis von η_B zu η_A aus Abbildung 5.7 abgelesen. Im zweiten Schritt kann, nach Bildung des Quotienten aus den spezifischen Kosten K_A und K_B , F^H_{ges} unter Verwendung von Abbildung 5.8 bestimmt werden:

$$\eta_A = \eta_{WP} = 0,5 \quad \eta_B = \eta_{\text{kon}}^H = 0,85$$

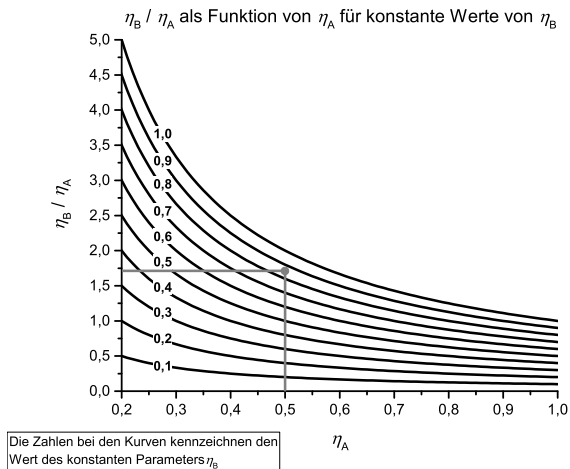
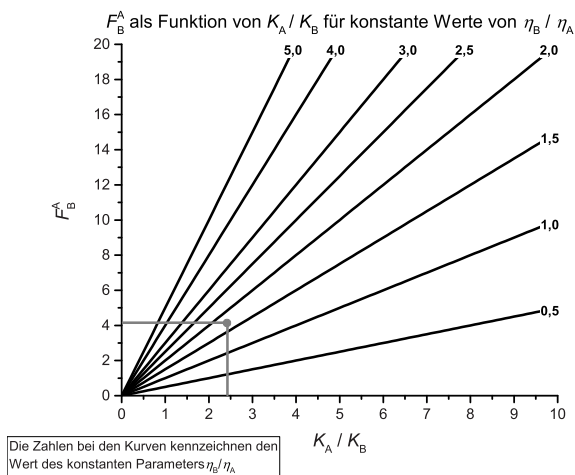
$$\Rightarrow \frac{\eta_B}{\eta_A} = \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{WP}} = 1,7$$

$$K^H_{WP} = K_{\text{el}} = \text{€ } 60/\text{MWh} \quad K^H_{\text{kon}} = \text{€ } 25/\text{MWh}$$

$$\frac{K_A}{K_B} = \frac{K^H_{WP}}{K^H_{\text{kon}}} = \frac{\text{€ } 60/\text{MWh}}{\text{€ } 25/\text{MWh}}$$

$$\rightarrow \frac{K_A}{K_B} = 2,4$$

$$\Rightarrow F^H_{\text{ges}} = 4,2$$

Abbildung 5.7: Fallbeispiel: Ermittlung von η_B zu η_A Abbildung 5.8: Fallbeispiel: Ermittlung von F_{ges}^H

Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H

Abbildung 5.9 zeigt die relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb, welche unter Verwendung der ermittelten Parametern ablesbar ist:

$$COP_{\max}^H = 4,49 \quad F_{\text{ges}}^H = 4,2$$

$$\Rightarrow \hat{E}^H = 0,055$$

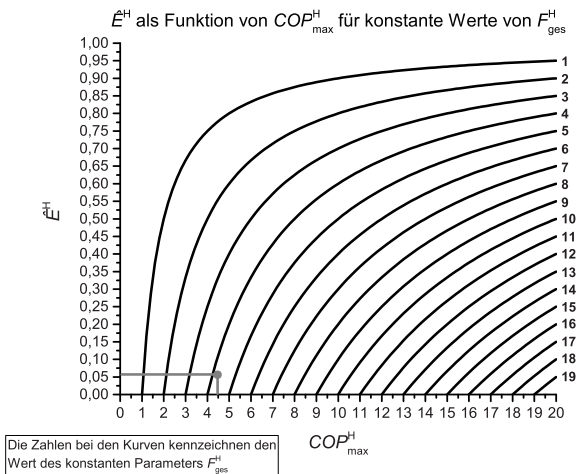


Abbildung 5.9: Fallbeispiel: Ermittlung von \hat{E}^H

Fazit zur Bereitstellung Sattdampf bei 110 °C

Auf dem Ableseweg wurde ermittelt:

$$\Rightarrow \hat{E}^H = 0,055$$

Rechnerisch ergibt sich:

$$\hat{E}^H = 0,10653$$

Der verhältnismäßig große Unterschied ist auf die hohen Änderungsraten von \hat{E}^H bei kleinen Werten von COP_{\max}^H und F_{ges}^H zurückzuführen.

Für das Beispiel folgt:

Die ermittelte relative Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb ist aus Sicht des Unternehmens nicht zufriedenstellend. Um den Einsatz einer Wärmepumpe überhaupt in Betracht zu ziehen, muss zumindest eine relative Einsparung im Heizbetrieb von 25 % erzielbar sein. Da im Unternehmen Wärmesenken auf verschiedenen Temperaturniveaus vorhanden sind, ist es nicht zweckmäßig, alle einzeln einer Bewertung zu unterziehen. Es gilt vielmehr die maximale Wärmenutzungstemperatur, die gerade noch $\hat{E}^H = 0,25$ erfüllt, zu ermitteln.

5.3 Inverse Bestimmung von ϑ_S^{\max} bei gegebenem \hat{E}^H

Das Ziel der Analyse ist die Bestimmung der maximalen Wärmenutzungstemperatur ϑ_S^{\max} bei gegebener relativer Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb $\hat{E}^H = 0,25$. Nachdem Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb F_{ges}^H nicht von der Temperatur der Quelle und der Senke abhängt und weiterhin die Randbedingungen nach Tabelle 5.1 gelten, wird bei der Bearbeitung der inverse Lösungswegs vollzogen:

1. Ermittlung des erforderlichen maximalen COPs im Heizbetrieb COP_{max}^H .
2. Bestimmung der maximalen Temperatur der Senke ϑ_S^{\max} .

Zur Bestimmung des minimalen Werts von COP_{max}^H bei $\hat{E}^H = 0,25$ kann, unter Verwendung des bereits bestimmten Werts für F_{ges}^H , aus Abbildung 5.10 abgelesen werden:

$$\begin{aligned}\hat{E}^H &= 0,25 & F_{\text{ges}}^H &= 4,2 \\ \Rightarrow COP_{\text{max}}^H &= 5,8\end{aligned}$$

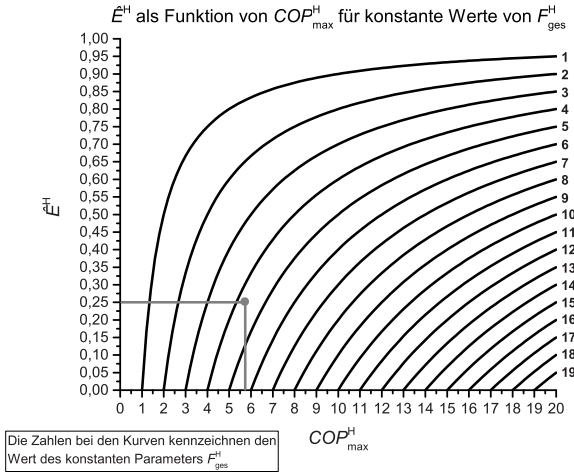
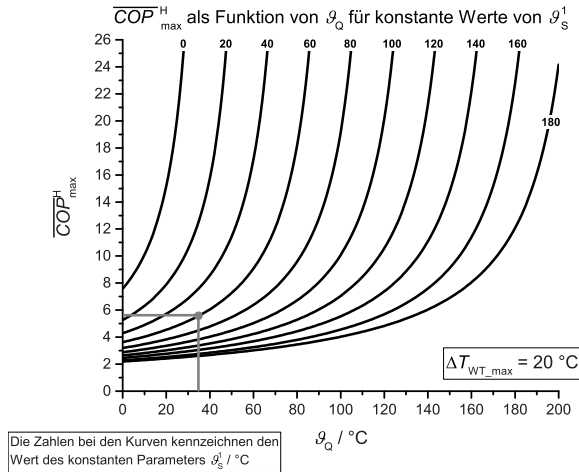


Abbildung 5.10: Fallbeispiel: Ermittlung des erforderlichen Werts von COP_{\max}^H

Um ϑ_S^{\max} zu ermitteln, kann grundsätzlich das direkte Schema unter Verwendung von X_T zum Einsatz kommen. Hierbei müssten jedoch ggf. mehrere Schritte durchgeführt werden. Zweckmäßiger ist an dieser Stelle daher die Verwendung des gemittelten maximalen COPs im Heizbetrieb \overline{COP}_{\max}^H . Aus Abbildung 5.11 kann abgelesen werden:

$$\begin{aligned}\overline{COP}_{\max}^H &= COP_{\max}^H \\ \overline{COP}_{\max}^H &= 5,8 \quad \vartheta_Q = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Rightarrow \vartheta_S^1 &= 60 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ bei } \Delta T_{\text{WT}}^1 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Abbildung 5.11: Fallbeispiel: Ermittlung von \overline{COP}_{\max}^H

Für die ermittelten Werte von ϑ_S^1 bei ΔT_{WT}^1 kann ϑ_S^{\max} bei $\Delta T_{WT} = 5^\circ\text{C}$ aus Tabelle 5.2 bestimmt werden. Die betreffende Zeile ist grau hervorgehoben. Daraus folgt:

$$\vartheta_S^1 = 60^\circ\text{C} \text{ bei } \Delta T_{WT}^1 = 20^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow \vartheta_S^{\max} = 90^\circ\text{C} \text{ bei } \Delta T_{WT} = 5^\circ\text{C}$$

Tabelle 5.2: Fallbeispiel: Verwendung von Tabelle 3.1

$A = 0$		$A = 10$		$A = 20$		$A = 30$		$A = 40$		δ_{\max}
ϑ_S^1	ΔT_{WT}^1	ϑ_S^2	ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2	ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2	ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2	ΔT_{WT}^2	
180	20	180	20	190	15	200	10	210	5	0,021135
160	20	160	20	170	15	180	10	190	5	0,022068
140	20	140	20	150	15	160	10	170	5	0,023087
120	20	120	20	130	15	140	10	150	5	0,024204
100	20	100	20	110	15	120	10	130	5	0,025436
80	20	80	20	90	15	100	10	110	5	0,026799
60	20	60	20	70	15	80	10	90	5	0,028317
40	20	40	20	50	15	60	10	70	5	0,030017
20	20	20	20	30	15	40	10	50	5	0,031934
0	20	0	20	10	15	20	10	30	5	0,034112

Fazit zur Ermittlung der maximalen Wärmenutzungstemperatur bei $\hat{E}^H = 0,25$

Wenn die Temperatur der Senke 90°C nicht überschreitet, so kann im Heizbetrieb mit einer relativen Energiekosteneinsparung von mindestens 25 % gerechnet werden.

Rechnerisch lässt sich ermitteln, dass unter den gegebenen Randbedingungen ein $\vartheta_S = 93,277^\circ\text{C}$ zu $\hat{E}^H = 0,25$ führt. Das graphische Schema liefert in diesem Fall daher sehr gute Ergebnisse.

Für das Beispiel folgt:

Das höchste Temperaturniveau der Wärmeversorgung, das sich unter $\vartheta_S^{\max} = 90^\circ\text{C}$ befindet, ist jenes bei 85°C . Das Unternehmen wünscht sich für diesen Fall die folgenden Abschätzungen:

1. Wie viel würde eine Wärmepumpe bei vollständiger Ausnutzung der Leistung der Quelle kosten?
2. Wie viele Jahre müsste eine derartige Wärmepumpe unter konstanten betrieblichen Rahmenbedingungen in Betrieb sein, damit sich diese amortisiert hätte?

5.4 Direkte Ermittlung von $E(\Delta t_P)$ und Δt_A im Heizbetrieb

Um die absolute Einsparung im Betrachtungszeitraum $E(\Delta t_P)$ sowie die Amortisationsdauer Δt_A auf dem direkten Weg ermitteln zu können, sind mehrere Schritte notwendig.

Die Bestimmung von \hat{E}^H bei den gegebenen Randbedingungen und $\vartheta_S = 85^\circ\text{C}$ ist bereits im Detail vorgestellt worden. Um die Anzahl der Abbildungen nicht unnötig in die Höhe zu treiben, werden im Folgenden kurz die Resultate aus der Ablesung aufgeführt, bevor die absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen im Detail errechnet werden.

Bestimmung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H

Aus den bekannten Diagrammen folgt für die Ermittlung von \hat{E}^H :

- Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb bei $\Delta T_{WT} = 0^\circ\text{C}$:

$$\vartheta_S = 85^\circ\text{C} \quad \vartheta_Q = 35^\circ\text{C}$$

$$\Rightarrow COP_0^H = 7,1$$

- Ermittlung der dimensionslosen Temperaturdifferenz $\widehat{\Delta T}$:

$$\Delta T_{SQ} = T_S - T_Q = \vartheta_S - \vartheta_Q$$

$$\Delta T_{SQ} = 85\text{ °C} - 35\text{ °C}$$

$$\rightarrow \Delta T_{SQ} = 50\text{ °C}$$

$$\Delta T_{WT} = 5\text{ °C}$$

$$\Rightarrow \widehat{\Delta T} = 0,1$$

- Ermittlung des Temperaturfaktors X_T :

$$COP_0^H = 7,1 \quad \widehat{\Delta T} = 0,1$$

$$\Rightarrow X_T = 0,84$$

- Ermittlung des maximalen COPs im Heizbetrieb COP_{\max}^H :

$$COP_0^H = 7,1 \quad X_T = 0,84$$

$$\Rightarrow COP_{\max}^H = 6,0$$

- Ermittlung der realen COPs im Heizbetrieb COP_{real}^H :

$$COP_{\max}^H = 6,0 \quad \eta_{WP} = 0,5$$

$$\Rightarrow COP_{\text{real}}^H = 3,0$$

- Der Gesamteinflussfaktor im Heizbetrieb F_{ges}^H hat sich nicht geändert:

$$\Rightarrow F_{\text{ges}}^H = 4,2$$

- Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \widehat{E}^H :

$$COP_{\max}^H = 6,0 \quad F_{\text{ges}}^H = 4,2$$

$$\Rightarrow \widehat{E}^H = 0,31$$

Ermittlung des Quotienten der Nutzwärmeströme \hat{Q}

Der Quotient der Nutzwärmeströme wird im Heizbetrieb dann benötigt, wenn die Leistung der Quelle und nicht die der Senke bekannt ist. Aus Abbildung 5.12 lässt sich ablesen:

$$\begin{aligned} COP_{\text{real}}^H &= 3 \\ \Rightarrow \hat{Q} &= 0,67 \end{aligned} \quad (5.2)$$

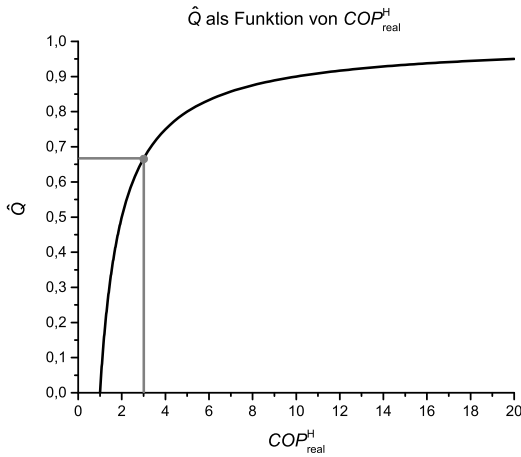


Abbildung 5.12: Fallbeispiel: Ermittlung von \hat{Q}

Daraus lässt sich die reale Leistung an der Senke \dot{Q}_N^K errechnen:

$$\begin{aligned} \hat{Q} &= 0,67 \\ \hat{Q} &= \frac{\dot{Q}_N^K}{\dot{Q}_N^H} \\ \dot{Q}_N^H &= \frac{\dot{Q}_N^K}{\hat{Q}} = \frac{850 \text{ kW}}{0,67} \\ \rightarrow \dot{Q}_N^H &= 1.268,66 \text{ kW} \end{aligned} \quad (5.3)$$

Ermittlung der Investitionskosten IK_{WP}

Zur Berechnung der Investitionskosten IK_{WP} , wird der Mittelwert der spezifischen von der Heizleistung abhängigen Kosten K_{WP}^{IK} nach Kapitel 3.5.3 gebildet:

$$K_{WP}^{IK} = \frac{1}{2} \left(\frac{€ 250}{kW} + \frac{€ 400}{kW} \right)$$

$$\rightarrow K_{WP}^{IK} = \frac{€ 325}{kW}$$

und mit dem in Gleichung (5.3) ermittelten Wert für \dot{Q}_N^K multipliziert:

$$IK_{WP} = \dot{Q}_N^H K_{WP}^{IK} \quad [\dot{Q}_N^H] = kW$$

$$IK_{WP} = \frac{€ 325}{kW} \cdot 1.268,66 kW \quad (5.4)$$

$$\rightarrow IK_{WP} = € 412.313,43$$

wodurch die Investitionskosten bestimmt sind.

Ermittlung der absoluten Einsparung im Betrachtungszeitraum $E(\Delta t_P)$

Für die Amortisationsdauer Δt_A gilt, dass unter den gegebenen Bedingungen nur ein Betriebspunkt zu berücksichtigen ist. Daraus folgt:

$$\Delta t_P = \Delta t_i = 8.760 \text{ h}$$

was, bei Verwendung des Resultats aus Gleichung (5.3), in das Schema aus Kapitel 3.5.1 eingesetzt:

$$\begin{aligned} Q_N^H(P_t) &= \Delta t_P \dot{Q}_N^H(P_t) = 8.760 \text{ h} \cdot 1.268,66 \text{ kW} \\ \rightarrow Q_N^H(P_t) &= 11.113,433 \text{ kWh} = 11.113,43 \text{ MWh} \end{aligned}$$

$$K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 25/\text{MWh}$$

$$GK_{\text{kon}}^H(P_t) = GK_{\text{kon}}^H(P_t) = \frac{Q_N^H}{\eta_{\text{kon}}^H} K_{\text{kon}}^H = \frac{11.113,43 \text{ MWh}}{0,85} \cdot \text{€ } 25/\text{MWh} \quad (5.5)$$

$$\rightarrow GK_{\text{kon}}^H(P_t) = \text{€ } 326.865,67$$

$$E(\Delta t_P) = GK_{\text{kon}}^H(P_t) \hat{E}^H(P_t) = \text{€ } 326.865,67 \cdot 0,31$$

$$\rightarrow E(\Delta t_P) = \text{€ } 101.328,36$$

die absolute Einsparung im Zeitraum Δt_P ergibt.

Ermittlung der Amortisationsdauer Δt_A

Die Amortisationsdauer Δt_A lässt sich dadurch ermitteln, dass die Investitionskosten aus Gleichung (5.4) mit der absoluten Einsparung aus Gleichung (5.5) normiert werden:

$$\Delta t_A = \Delta t_P \frac{IK_{\text{WP}}}{E(\Delta t_P)} = 8760 \text{ h} \cdot \frac{\text{€ } 412.313,43}{\text{€ } 101.328,36}$$

$$\rightarrow \Delta t_A = 35645,16 \text{ h}$$

Wird Δt_A in Jahren ausgedrückt, so lässt sich ermitteln:

$$\Delta t_A = 4,07 \text{ Jahre}$$

Werden die graphisch ermittelbaren technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen auf dem Rechenweg bestimmt, so ergibt sich eine Amortisationsdauer von:

$$\Delta t_A = 3,87 \text{ Jahre}$$

Für das Beispiel folgt:

Der Einsatz einer Wärmepumpe hätte sich unter den gegebenen Bedingungen in ungefähr 4 Jahren amortisiert. Aus Sicht des Unternehmens stellt sich die Frage, wie sich die Amortisationsdauer verändert, wenn die spezifischen Kosten der Vergleichstechnologie um 10 % fallen und die der Wärmepumpe um 10 % steigen.

5.5 Sensitivität der absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen

Wenn sich die spezifischen Kosten ändern, so verändern sich nur die wirtschaftlichen Kennzahlen. Da die Ermittlung der wirtschaftlichen Kennzahlen bereits vorgestellt wurde, erfolgt die Dokumentation des Rechenwegs zum Einfluss der spezifischen Kosten in gekürzter Form. Es werden auch nur die Kennzahlen neu ermittelt, die sich tatsächlich ändern.

Bestimmung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H

- Ermittlung des Gesamteinflussfaktors im Heizbetrieb F_{ges}^H :

$$\Rightarrow \frac{\eta_B}{\eta_A} = \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{WP}}^H} = 1,7$$

$$K_{\text{WP}}^H = K_{\text{el}} = \text{€ } 66/\text{MWh} \quad K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 22,5/\text{MWh}$$

$$\frac{K_A}{K_B} = \frac{K_{\text{WP}}^H}{K_{\text{kon}}^H} = \frac{\text{€ } 66/\text{MWh}}{\text{€ } 22,5/\text{MWh}}$$

$$\rightarrow \frac{K_A}{K_B} = 2,9333$$

$$\Rightarrow F_{\text{ges}}^H = 5,2$$

- Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H :

$$COP_{\text{max}}^H = 6 \quad F_{\text{ges}}^H = 5,2$$

$$\Rightarrow \hat{E}^H = 0,14$$

Bestimmung der Amortisationsdauer Δt_A

- Ermittlung der absoluten Einsparung im Betrachtungszeitraum $E(\Delta t_P)$:

$$K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 22,5/\text{MWh}$$

$$GK_{\text{kon}}^H(P_i) = GK_{\text{kon}}^H(P_t) = \frac{Q_N^H}{\eta_{\text{kon}}^H} K_{\text{kon}}^H = \frac{11.113,43 \text{ MWh}}{0,85} \cdot \text{€ } 22,5/\text{MWh}$$

$$\rightarrow GK_{\text{kon}}^H(P_t) = \text{€ } 294.179,10$$

$$E(\Delta t_P) = GK_{\text{kon}}^H(P_t) \hat{E}^H(P_t) = \text{€ } 294.179,10 \cdot 0,14$$

$$\rightarrow E(\Delta t_P) = \text{€ } 41.185,07$$

- Ermittlung der Amortisationsdauer Δt_A :

$$\Delta t_A = \Delta t_P \frac{IK_{WP}}{E(\Delta t_P)} = 8760 \text{ h} \cdot \frac{\text{€ } 412.313,43}{\text{€ } 41.185,07}$$

$$\rightarrow \Delta t_A = 10,01 \text{ Jahre}$$

Werden die graphisch ermittelbaren technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen auf dem Rechenweg bestimmt, so ergibt sich eine Amortisationsdauer von:

$$\Delta t_A = 7,96 \text{ Jahre}$$

Die große Abweichung ist durch Fehler bei der Ermittlung von F_{ges}^H und \hat{E}^H zu begründen.

Für das Beispiel folgt:

Wenn die spezifischen Kosten der Wärmepumpe um 10 % steigen und die der Vergleichstechnologie um 10 % fallen, so erhöht sich die Amortisationsdauer im vorliegenden Fall auf ungefähr das 2-fache des Ausgangswerts.

Aus Sicht des Unternehmens ist das Resultat gerade noch zufriedenstellend. Auch bei sich für die Wärmepumpe negativ auswirkenden Veränderungen der spezifischen Kosten, liegt der Amortisationszeitraum bei maximal 10 Jahren. Noch zu ermitteln wäre, wie sich die absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen verhalten, wenn anstelle der Luftkühlung eine Kältemaschine mit einem $COP_{\text{real}}^{\text{Kv}}$ von 5 installiert werden würde und diese 6 Monate pro Jahr im Einsatz wäre. Für die Bewertung sind die spezifischen Kosten nach Kapitel 5.4 zu verwenden.

5.6 Direkte Ermittlung von $E(\Delta t_P)$ und Δt_A im Heiz- und Kühlbetrieb

Bei der Ermittlung der absoluten Einsparung im Betrachtungszeitraum $E(\Delta t_P)$ sowie der Amortisationsdauer Δt_A im Heiz- und Kühlbetrieb, muss zuerst die relative Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb \widehat{E}^{H+K} bestimmt werden. Hierbei werden nur bisher nicht gezeigte Schritte anhand von Diagrammen dargestellt.

Bestimmung der relativen wirtschaftlichen Kennzahlen im Heiz- und Kühlbetrieb

- Ermittlung des Gesamteinflussfaktors im Heiz- und Kühlbetrieb F_{ges}^{H+K} :

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = \frac{K_{\text{kon}}^K \eta_{\text{kon}}^H}{K_{\text{kon}}^H \eta_{\text{kon}}^K}$$

$$\eta_A = \eta_{\text{kon}}^K = 1 \quad \eta_B = \eta_{\text{kon}}^H = 0,85$$

$$\Rightarrow \frac{\eta_B}{\eta_A} = \frac{\eta_{\text{kon}}^H}{\eta_{\text{kon}}^K} = 0,85$$

$$K_{\text{kon}}^K = \frac{K_{\text{el}}}{COP_{\text{real}}^{Kv}} = \frac{1}{5} \cdot \text{€ } 60/\text{MWh}$$

$$\rightarrow K_{\text{kon}}^K = \text{€ } 12/\text{MWh}$$

$$K_{\text{kon}}^K = \text{€ } 12/\text{MWh} \quad K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 25/\text{MWh}$$

$$\frac{K_A}{K_B} = \frac{K_{\text{kon}}^K}{K_{\text{kon}}^H} = \frac{\text{€ } 12/\text{MWh}}{\text{€ } 25/\text{MWh}}$$

$$\rightarrow \frac{K_A}{K_B} = 0,48$$

$$\Rightarrow F_{\text{ges}}^{H+K} = 0,4$$

Bestimmung des Heizkostenfaktors X_H

Grundsätzlich kann der Heizkostenfaktor X_H oder der Kühlkostenfaktor X_K für die Ermittlung von \hat{E}^{H+K} herangezogen werden. Im vorliegenden Fall ist X_H aus Abbildung 5.13 bestimmt worden:

$$F_{\text{ges}}^{H+K} = 0,4 \quad \hat{Q} = 0,67$$

$$\Rightarrow X_H = 0,77$$

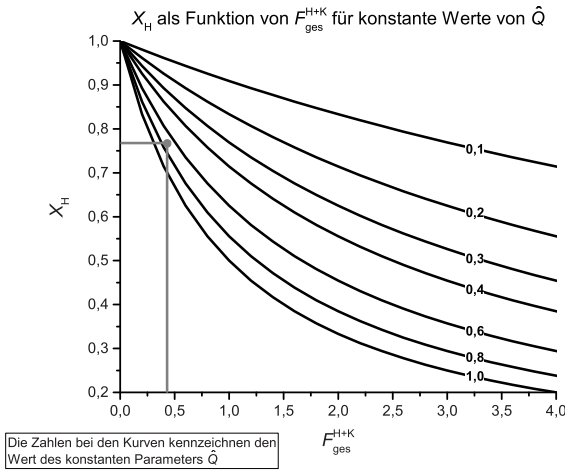


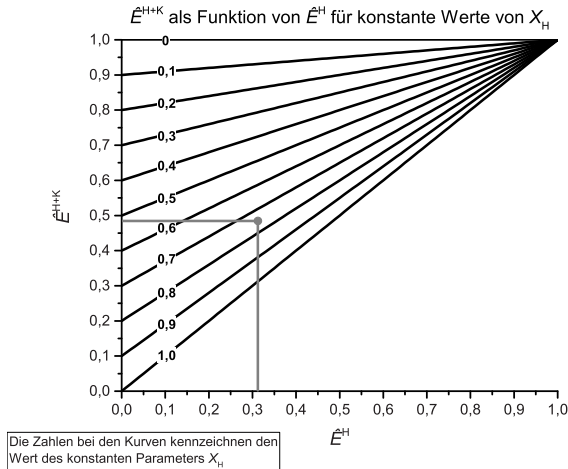
Abbildung 5.13: Fallbeispiel: Ermittlung von X_H

Bestimmung der relativen Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb \hat{E}^{H+K}

Für die ermittelte Kombination aus Heizkostenfaktor und relativer Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb, lässt sich aus Abbildung 5.14 die relative Energiekosteneinsparung im Heiz- und Kühlbetrieb ablesen:

$$X_H = 0,77 \quad \hat{E}^H = 0,31$$

$$\Rightarrow \hat{E}^{H+K} = 0,48$$

Abbildung 5.14: Fallbeispiel: Ermittlung von \hat{E}^{H+K}

Bestimmung der absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen im Heiz- und Kühlbetrieb

Im Gegensatz zu den vorherigen Ausführungen, befindet sich im Betrachtungszeitraum Δt_P mehr als ein Betriebspunkt, da das Kühlen nur für 6 Monate pro Jahr mit Kosten verbunden ist. Es gilt daher:

$$\Delta t_P = \Delta t_1 + \Delta t_2 = 8760 \text{ h}$$

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = 4.380 \text{ h}$$

Im Folgenden wird gesetzt:

- Δt_1 kennzeichnet den Zeitraum in dem das Kühlen mit keinen Kosten verbunden ist.
- Δt_2 kennzeichnet den Zeitraum in dem das Kühlen mit Kosten verbunden ist.

Die absolute Einsparung $E(\Delta t_1)$ beträgt die Hälfte, der in Kapitel 5.4 ermittelten absoluten Einsparung (vgl. Gleichung (5.5)):

$$E(\Delta t_1) = \frac{1}{2} \cdot \text{€ } 101.328,36$$

$$\rightarrow E(\Delta t_1) = \text{€ } 50.664,18$$

Für die absolute Einsparung $E(\Delta t_2)$ gilt, dass sich diese aus den Gesamtkosten beim Heizen und Kühlen mit der Vergleichstechnologie und der relativen Einsparung im Heiz- und Kühlbetrieb errechnet:

$$Q_N^H(P_2) = \Delta t_2 \dot{Q}_N^H(P_2) = 4.380 \text{ h} \cdot 1.268,66 \text{ kW}$$

$$\rightarrow Q_N^H(P_2) = 5.556,716 \text{ kWh} = 5.556,72 \text{ MWh}$$

$$K_{\text{kon}}^H = \text{€ } 25/\text{MWh}$$

$$GK_{\text{kon}}^H(P_1) = GK_{\text{kon}}^H(P_1) = \frac{5.556,72 \text{ MWh}}{0,85} \cdot \text{€ } 25/\text{MWh}$$

$$\rightarrow GK_{\text{kon}}^H(P_1) = \text{€ } 163.432,84$$

$$Q_N^K(P_2) = \Delta t_2 \dot{Q}_N^K(P_2) = 4.380 \text{ h} \cdot 850 \text{ kW}$$

$$\rightarrow Q_N^K(P_2) = 3.723.000 \text{ kWh} = 3.723,00 \text{ MWh}$$

$$K_{\text{kon}}^K = \text{€ } 12/\text{MWh}$$

$$GK_{\text{kon}}^K(P_2) = GK_{\text{kon}}^K(P_2) = \frac{3.723,00 \text{ MWh}}{1} \cdot \text{€ } 12/\text{MWh}$$

$$\rightarrow GK_{\text{kon}}^K(P_2) = \text{€ } 44.676,00$$

$$E(\Delta t_2) = GK_{\text{kon}}^{H+K}(P_2) \hat{E}^{H+K}(P_2) = (\text{€ } 163.432,84 + \text{€ } 44.676,00) \cdot 0,48$$

$$\rightarrow E(\Delta t_2) = \text{€ } 99.892,24$$

Daraus folgt für die absolute Einsparung im Zeitraum Δt_P :

$$E(\Delta t_1) = \text{€ } 50.664,18 \quad E(\Delta t_2) = \text{€ } 99.892,24$$

$$E(\Delta t_P) = E(\Delta t_1) + E(\Delta t_2) = \text{€ } 50.664,18 + \text{€ } 99.892,24$$

$$\rightarrow E(\Delta t_P) = \text{€ } 150.556,42$$

woraus sich, unter Verwendung des bereits bekannten Formelwerks, die Amortisationsdauer Δt_A errechnen lässt:

$$\Delta t_A = \Delta t_P \frac{IK_{WP}}{E(\Delta t_P)} = 8760 \text{ h} \cdot \frac{\text{€ } 412.313,43}{\text{€ } 150.556,42}$$

$$\rightarrow \Delta t_A = 2,74 \text{ Jahre}$$

Werden die graphisch ermittelbaren technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen auf dem Rechenweg bestimmt, so ergibt sich eine Amortisationsdauer von:

$$\Delta t_A = 2,73 \text{ Jahre}$$

Für das Beispiel folgt:

Die Amortisationsdauer im Heiz- und Kühlbetrieb liegt, je nachdem ob der graphisch oder rechnerisch ermittelte Wert als Bezugspunkt herangezogen wird, ungefähr ein Drittel unter der Amortisationsdauer im reinen Heizbetrieb.

5.7 Fazit

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass das entwickelte Bewertungskonzept grundsätzlich in der Lage ist, die gegebenen Aufgabenstellungen mit hinreichender Genauigkeit zu bearbeiten. Einzig im Bereich der graphischen Ermittlung der relativen Energiekosteneinsparung im Heizbetrieb \hat{E}^H ist, auf Grund der hohen Änderungsraten von \hat{E}^H , ein Ablesen häufig mit großen Fehlern verbunden. Dieser Punkt wird separat in Kapitel 6.2.2 adressiert.

6 Diskussion und Ausblick

Das grundsätzliche Ziel der vorliegenden Arbeit, die Entwicklung eines Schemas zur Bewertung der Leistungsfähigkeit von Wärmepumpen im Heiz- und Kühlbetrieb, kann als erfüllt angesehen werden. Nachdem es sich bei dem vorgestellten Bewertungsansatz jedoch um ein neuartiges Konzept handelt, kann zum jetzigen Zeitpunkt nicht festgestellt werden, welche der Ansätze sich als funktional erweisen werden, welche einer Nachbearbeitung bedürfen und welche ggf. gar nicht zur Anwendung kommen werden. In diesem Kapitel werden, aus Sicht des Autors, Beobachtungen diskutiert und ein Ausblick gegeben. Falls möglich und sinnvoll, so werden sowohl Ausblick als auch Diskussion jeweils im selben Unterkapitel zusammengefasst.

Nachdem das gesamte Dokument nach technischen, relativen wirtschaftlichen und absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen gegliedert ist, wird diese Unterteilung auch in diesem Kapitel beibehalten.

6.1 Technische Kennzahlen

Der Bereich der technischen Kennzahlen wird von der Bestimmung des maximalen COPs im Heizbetrieb dominiert. Für die anderen technischen Kennzahlen sind keine neuen Zusammenhänge abgeleitet worden bzw. haben diese, wie z.B. bei $COP_{\text{real}}^{\text{H}+\text{K}}$, keine Verwendung gefunden.

Maximaler COP im Heizbetrieb $COP_{\text{max}}^{\text{H}}$

Zur Bestimmung von $COP_{\text{max}}^{\text{H}}$ sind zwei Ansätze vorgestellt worden:

Ansatz 1: Bestimmung von $COP_{\text{max}}^{\text{H}}$ unter Verwendung von COP_0^{H} , $\widehat{\Delta T}$ und X_{T} .

Ansatz 2: Bestimmung von $COP_{\text{max}}^{\text{H}}$ auf Basis von $\overline{COP}_{\text{max}}^{\text{H}}$.

Ansatz 1

Der erste Ansatz ist verhältnismäßig kompliziert und es muss diskutiert werden, ob er die Anforderungen, die an das gesamte Schema gestellt werden, in allen Bereichen vollständig erfüllt. In diesem Zusammenhang ist anzumerken:

- Bei der direkten Anwendung auf eine eingeschränkte Anzahl an Quellen und Senken ist dieser Ansatz als tauglich einzustufen, auch wenn grundsätzlich hinterfragt werden muss, ob es nicht einen einfacheren Weg der Bestimmung, ggf. unter Einführung anderer Größen, gäbe.
- Der Ansatz ist für die Beantwortung der inversen Fragestellung nur sehr eingeschränkt geeignet. Es ist zwar möglich, setzt aber voraus, dass sich eingehend mit diesem Ansatz beschäftigt wurde. Diese Voraussetzung steht jedoch dem Anspruch, dass das zu entwickelnde Konzept leicht verständlich und einfach in der Anwendung sein soll, diametral gegenüber. Auch ist es schwer zumutbar, wenn manche Ablesevorgänge beim inversen Einsatz iterativ durchgeführt werden müssen.
- Die Diagramme für COP_0^H bei $COP_0^H = \text{konstant}$ erfüllen nicht ihren Zweck und es ist zu überprüfen, ob diese nicht entfernt werden sollten.
- Die Diagramme zur Bestimmung von X_T sind schlecht ablesbar. In diesem Zusammenhang wäre festzustellen, welcher Wertebereich für $\widehat{\Delta T}$ in der industriellen Anwendung tatsächlich wahrscheinlich ist. Im Anschluss müssten die Diagramme für X_T dahingehend angepasst werden. Dies gilt ebenfalls für COP_0^H , wobei der Einfluss von COP_0^H auf X_T im Bereich von großen Werten für COP_0^H relativ gering ist. Eventuell könnte es daher sinnvoll sein, die Diagramme für X_T nur bis zu einem bestimmten Wert für COP_0^H darzustellen, wenn der daraus resultierende Fehler in der Anwendung hinreichend klein ist.

Ansatz 2

Der zweite Ansatz ist in der Anwendung wesentlich schneller als der erste, jedoch nur für die inverse Problemstellung geeignet. In diesem Kontext ist zu diskutieren:

- Warum der relative Fehler beim Einsatz von \overline{COP}_{\max}^H konstant ist, wurde in der vorliegende Arbeit nicht erläutert. Eine mathematisch einwandfreie Herleitung ist an dieser Stelle zu empfehlen.
- Die Ermittlung von \overline{COP}_{\max}^H für den Fall, dass die Kombination aus ϑ_S und ΔT_{WT} nicht anhand von Abbildung 3.14 und Tabelle 3.1 ermittelbar ist, ist in der vorliegenden Arbeit nicht beschrieben worden. Dies gilt ebenfalls für die Fragestellung, welche Aussage für Punkte bzw. Kurven zwischen den in Abbildung 3.14 dargestellten Kurven getätigt werden kann. An diesen Stellen sei eine Nachbearbeitung dringend empfohlen.
- Für die Anwendung wäre eine graphische Darstellung von $\overline{COP}_{\max}^H = \text{konstant}$ äußerst hilfreich. Es ist zu überprüfen, ob es möglich ist, derartige Diagramme für \overline{COP}_{\max}^H zu erzeugen.

6.2 Wirtschaftliche Kennzahlen

Im Bereich der wirtschaftliche Kennzahlen sind eine Vielzahl an Größen zur Bestimmung der relativen wirtschaftliche Kennzahlen eingeführt und visualisiert worden. Die absoluten technischen Kennzahlen dienen in der vorliegenden Arbeit primär als Ergänzung, um die Szenarien des Fallbeispiels vollständig darstellen zu können.

6.2.1 Relative wirtschaftliche Kennzahlen

Die Ableitung der relativen wirtschaftliche Kennzahlen war, im Gegensatz zu den technischen Kennzahlen, ohne die Einführung von schwer zu interpretierenden Größen möglich. Durch die Einführung des Gesamteinflussfaktors wurde weiteres gewährleistet, dass die Anzahl, der für die Bewertung benötigten Diagramme, verhältnismäßig klein ist. Im Bereich der relativen wirtschaftlichen Kennzahlen ist anzumerken:

- Die Diagramme zur Ermittlung von \hat{E}^H müssen sehr sorgfältig abgelesen werden. Speziell im Bereich von niedrigen Werten für F_{ges}^H und COP_{\max}^H kann es häufig zu schweren Ablesefehlern kommen. Es ist daher zu überprüfen, ob eine andere, einfacher abzulesende Darstellung von \hat{E}^H möglich ist.

- Diagramme für konstante Werte von \hat{E}^H könnten sich in der Anwendung als nützlich erweisen, da sie die Ermittlung jener Kombinationen aus F_{ges}^H und COP_{max}^H , die für bestimmte konstante Werte von \hat{E}^H benötigt würden, ermöglichen könnten. Im Rahmen einer Nachbearbeitung des Bewertungskonzepts, könnte diese Idee einer kritischen Überprüfung unterzogen werden.
- Das Konzept der Wirtschaftlichkeitsgrenze im Heizbetrieb ist in der Implementierung seiner möglichen Aussagekraft nicht gerecht geworden. Das Zusammenspiel zwischen F_{ges}^H , COP_{max}^H und \hat{E}^H könnte in weiteren Arbeiten stärker herausgearbeitet werden. Nachdem der Konversionswirkungsgrad in den meisten Fällen konstant sein wird, bietet es sich in diesem Zusammenhang auch an, den Einfluss des Verhältnisses der spezifischen Kosten auf die Wirtschaftlichkeitsgrenze und \hat{E}^H zu diskutieren.
- Die Einführung von F_{ges}^{H+K} als Quotient aus F_{ges}^H und F_{ges}^K hat sich für das Schema als zweckmäßig erwiesen, ist jedoch vor dem Hintergrund der Definition von F_B^A kritisch zu hinterfragen. Es ist zu überprüfen, ob F_{ges}^{H+K} nicht vielmehr als Quotient aus den Gesamtkosten der Vergleichstechnologie im Heizbetrieb und den Gesamtkosten der Vergleichstechnologie im Kühlbetrieb, unter der Nebenbedingung $Q_N^H = Q_N^K$, vorgestellt werden sollte und ob hierfür ggf. F_B^A anders definiert werden müsste oder ob es ausreicht, dies als Sonderfall in der die Technologie A der Technologie B entspricht, zu interpretieren.
- Die Fallunterscheidung im Bezug auf den Gesamteinflussfaktor im Kühlbetrieb ist nicht ideal. Eventuell ist es möglich einen Ansatz zu finden, der ohne die Annahme $\eta_{\text{kon}}^K = 1$ verwendbar ist. Denkbar wäre z.B. die Einführung eines Gütegrads für die Kältemaschine der Vergleichstechnologie. In diesem Fall könnten etwaige Konversionsverluste darin zusammengefasst werden. Dies würde die Ableitung eines Zusammenhangs zwischen η_{kon}^K und dem Gütegrads der Kältemaschine der Vergleichstechnologie ermöglichen.

6.2.2 Absolute wirtschaftliche Kennzahlen

Die absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen werden in der vorliegenden Arbeit nur eingeführt, um ein vollständiges Bild im Anwendungskapitel geben zu können. Sollte sich das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Bewertungskonzept als sinnvoll erweisen, bietet es sich an zu überprüfen, ob für die absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen ebenfalls Ansätze gefunden werden können, die eine diagrammbasierte Ermittlung der absoluten wirtschaftlichen Kennzahlen ermöglichen.

6.3 Allgemeine Punkte

Neben den Fragestellungen, die spezifischen Kapiteln zugeordnet sind, gibt es noch eine Vielzahl an Punkten, die angemerkt werden sollten:

- Die Ermittlung von ϑ_Q ist, mit Ausnahme von Wärmequellen die über latente Energieanteile verfügen und nicht unterkühlt werden, nicht für alle Medien trivial. An dieser Stelle könnte es daher zweckmäßig sein, Hilfestellungen in Form von Diagrammen oder Formeln zur Abschätzung der Temperatur der Wärmequelle nach dem Verdampfer des Wärmepumpenkreislaufs anzubieten.
- In der vorliegenden Arbeit werden nur Kaltdampf-Kompressionswärmepumpen betrachtet, deren Arbeitsmedium Zustandsänderungen zwischen der gasförmigen und der flüssigen Phase vollzieht. Die Anwendung des Bewertungskonzepts auf Wärmepumpen deren Arbeitsmedium sich immer im gasförmigen Zustand befindet (vgl. [1]), ist im Status Quo nicht möglich. Eine Erweiterung in diese Richtung könnte angedacht werden.
- Der Rahmen der vorliegenden Arbeit hat es nicht erlaubt, die Ansätze zur Bewertung der Leistungsfähigkeit anhand von anderen Beispielen zu überprüfen und zu dokumentieren. Sollte sich das Bewertungskonzept als sinnvoll herausstellen, so wäre es aus der Sicht des potentiellen Anwenders hilfreich, zusätzliche Beispiele und ein Fließschema des Ablaufs der Bewertung zu ergänzen.
- Die Wärmepumpe im industriellen Umfeld ist Thema mehrerer nationaler und internationaler Forschungsprojekte. Einige dieser Projekte beschäftigen sich mit Fragestellungen rund um das Thema der Hochtemperaturwärmepumpe [16][4][19]. Die Anwendung des in dieser Arbeit entwickelten Bewertungskonzept auf derartig gelagerte Fragestellungen wäre eventuell in der Lage, interessante Resultate, im Bezug auf die quellsseitigen Anforderungen einer Hochtemperaturpumpe, hervorzubringen.

- Wärmepumpen können auf verschiedene Arten in Prozesse eingebunden werden. Nicht immer wird daher nur der direkte Vergleich zwischen der Wärmepumpe und einer anderen Technologie gefordert sein. Häufig werden sich aus selbst einfach anmutenden Ausgangssituationen sehr komplexe Verschaltungskonzepte ergeben [11]. Das hier entwickelte Bewertungskonzept ist bereits auf die Kombination von Geothermie und einer Wärmepumpe angewendet worden, die Resultate waren jedoch nicht verallgemeinerbar. Es bietet sich daher an, zu untersuchen, welche Werkzeuge bzw. Hilfestellungen benötigt würden, um das in dieser Arbeit entwickelte Schema zur Bewertung der Leistungsfähigkeit einer Wärmepumpe auch auf komplexere Szenarien der Verschaltung anwenden zu können. Hierbei sollten sowohl vergleichende als auch auf Zahlenwerten basierende Szenarien Berücksichtigung finden.
- Bei der Ableitung der Kennzahlen ist in der vorliegenden Arbeit häufig der Ansatz gewählt worden, möglichst viele Parameterkonstellationen zuzulassen. Es muss jedoch die Frage gestellt werden, ob ein schnelles und hinreichend genaues Bewertungskonzept nicht auch dadurch gefunden werden kann, in dem z.B. ΔT_{WT} und η_{WP} , mit charakteristischen Werten versehen, als konstant angenommen werden. Dadurch ergeben sich völlig andere Möglichkeiten der Darstellung, die es in nachgelagerten Tätigkeiten zu erarbeiten und zu bewerten gilt.
- Die wesentliche Größe des hier entwickelten Bewertungskonzepts ist die relative Energiekosteneinsparung. Es ist jedoch in der Zukunft nicht auszuschließen, dass ökologische Aspekte eine stärkere Gewichtung bekommen könnten [2][8]. Eine Erweiterung in diese Richtung könnte sich daher als sinnvoll erweisen.
- Es gibt eine Reihe von Werkzeugen, die die Auswahl möglicher Integrationskonzepte einer Wärmepumpe erleichtern. Ein Beispiel hierfür ist die Pinchanalyse. Es ist zu überprüfen, ob aus der Pinchanalyse eventuell wertvolle Ansätze zur Reduktion der tatsächlich zu berücksichtigen Quellen und Senken ableitbar sind. Dies könnte den Bearbeitungsaufwand des gesamten Bewertungskonzepts eventuell schon zu Beginn reduzieren.

Anhang Diagramme und Tabellen

Im Anhang befinden sich alle für die Bewertung benötigten Diagramme und Tabellen.

Technische Kennzahlen

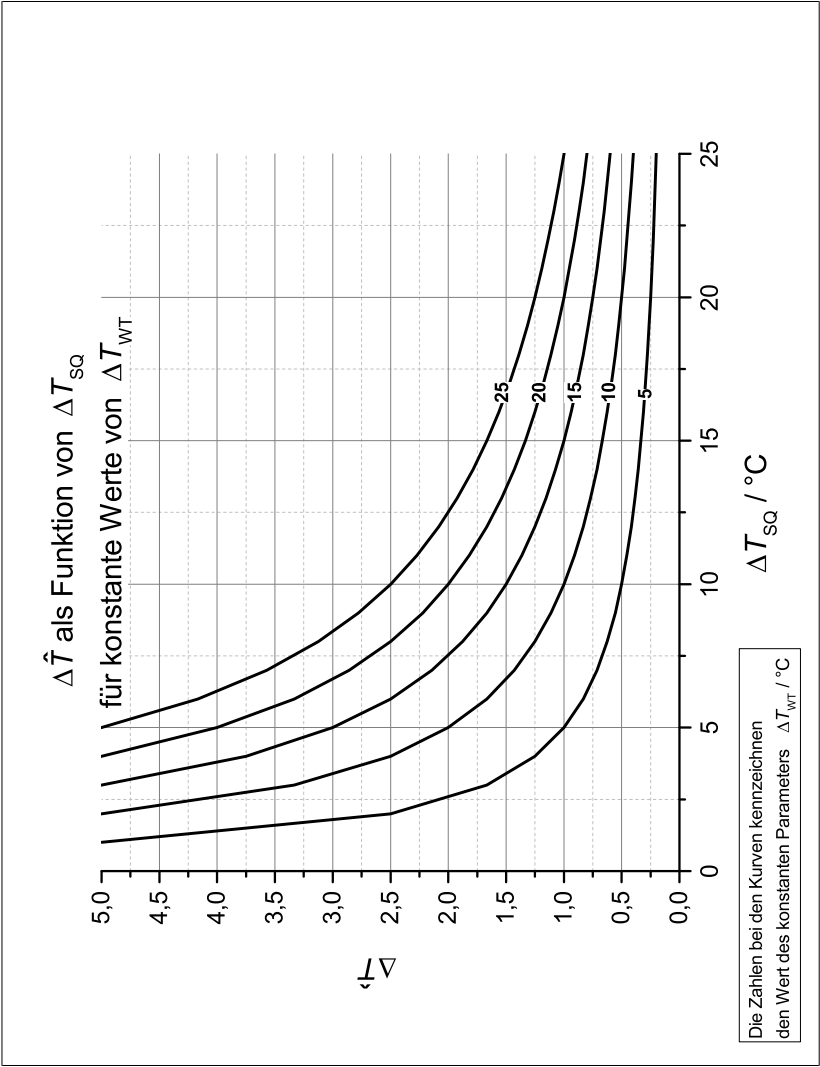


Abbildung A.1: $\Delta \hat{T}$ als Funktion von ΔT_{sq} für konstante Werte von ΔT_{wt} im Intervall $0\text{ }^\circ C \leq \Delta T_{sq} \leq 25\text{ }^\circ C$

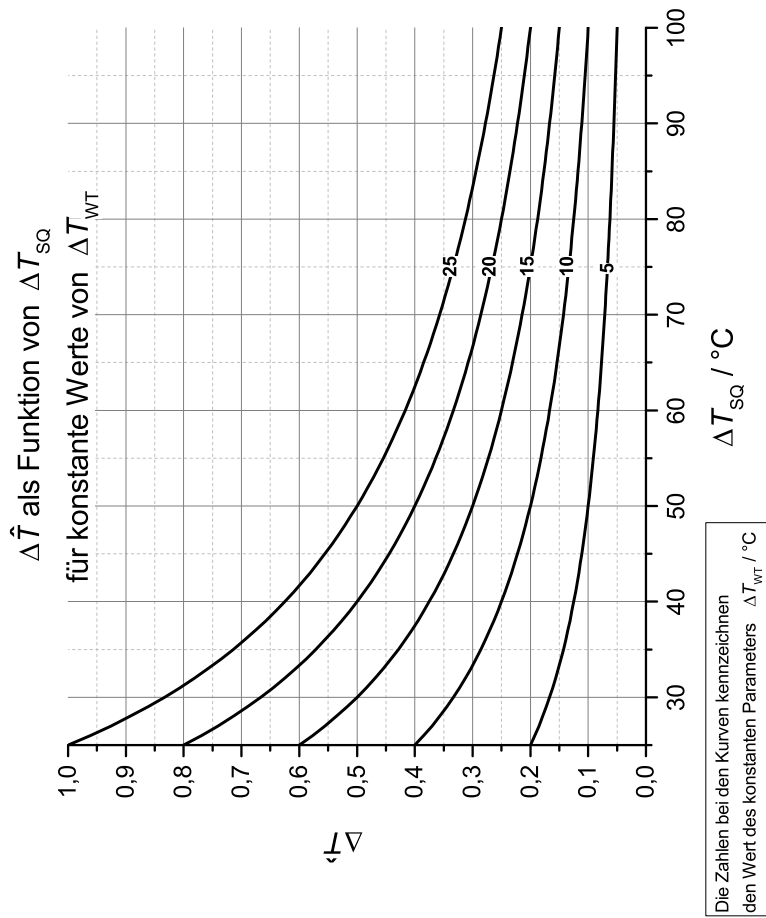


Abbildung A.2: $\Delta \hat{T}$ als Funktion von ΔT_{sq} für konstante Werte von ΔT_{wt} im Intervall $25 ^\circ\text{C} \leq \Delta T_{sq} \leq 100 ^\circ\text{C}$

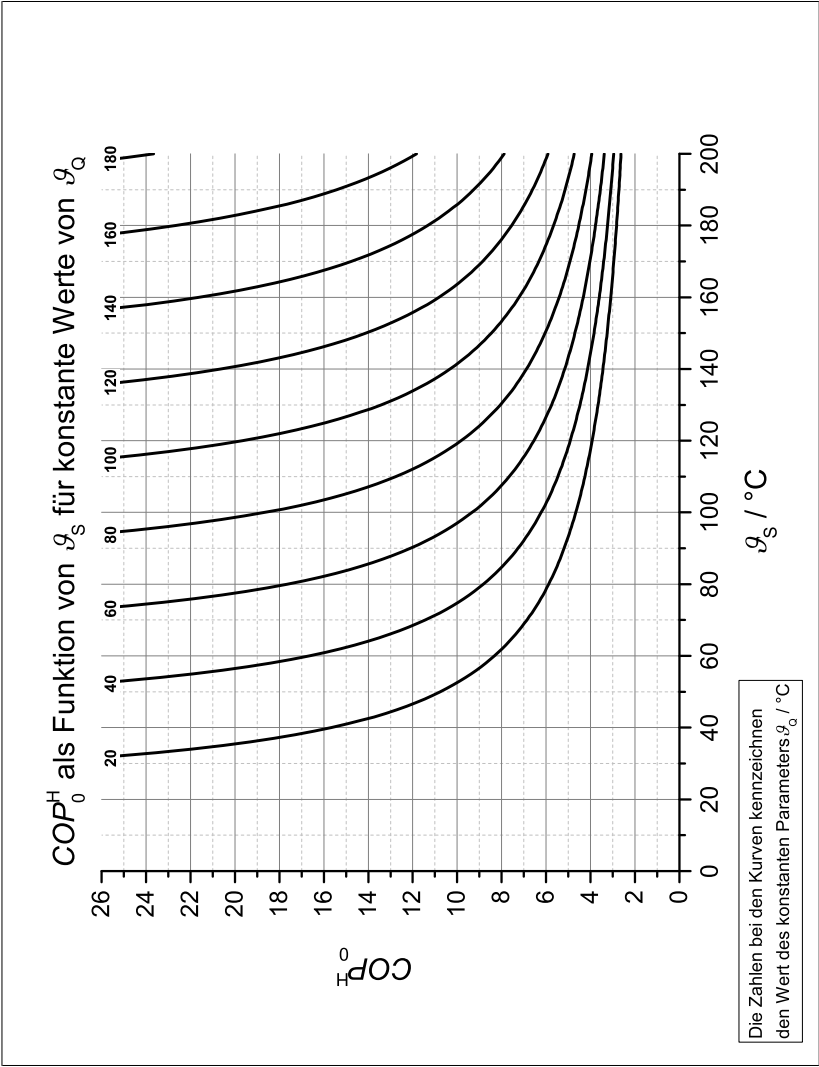
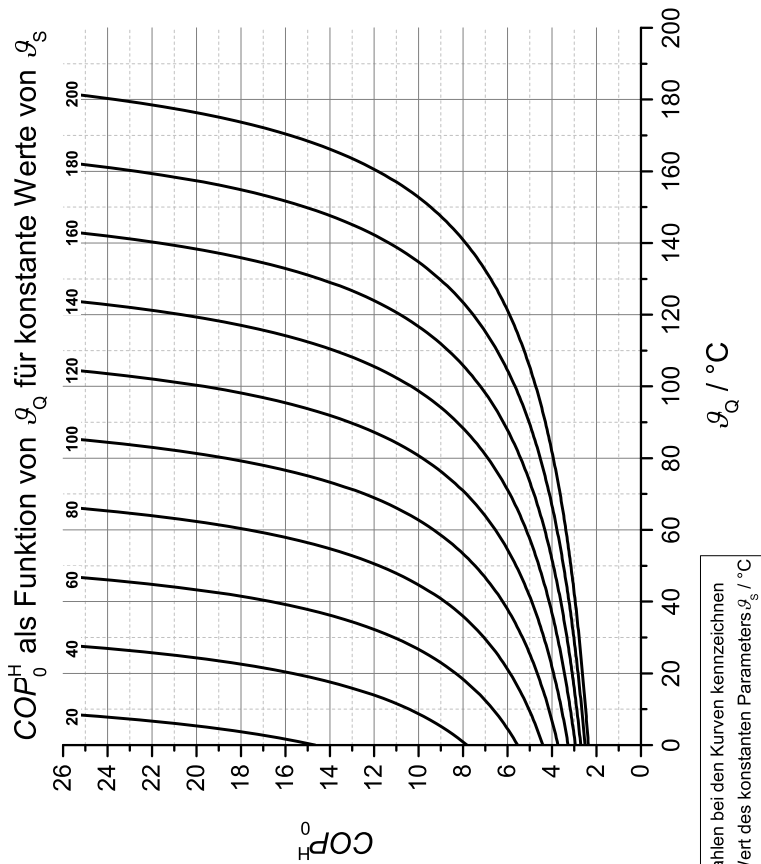


Abbildung A.3: COP_0^H als Funktion von ϑ_S für konstante Werte von ϑ_Q



Die Zahlen bei den Kurven kennzeichnen den Wert des konstanten Parameters $\vartheta_S / ^\circ\text{C}$.

Abbildung A.4: COP_0^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S

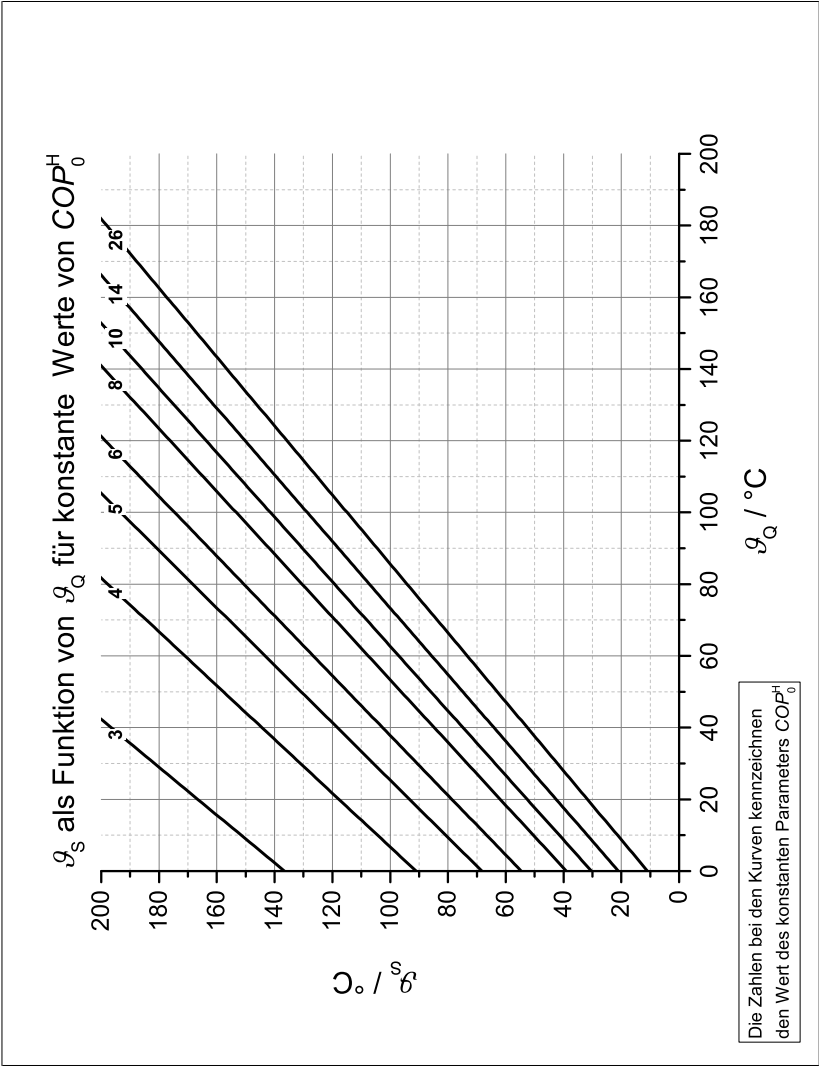


Abbildung A.5: ϑ_S als Funktion von ϑ_Q im Intervall $0\text{ }^\circ\text{C} \leq \vartheta_S \leq 200\text{ }^\circ\text{C}$ für konstante Werte von COP_0^H

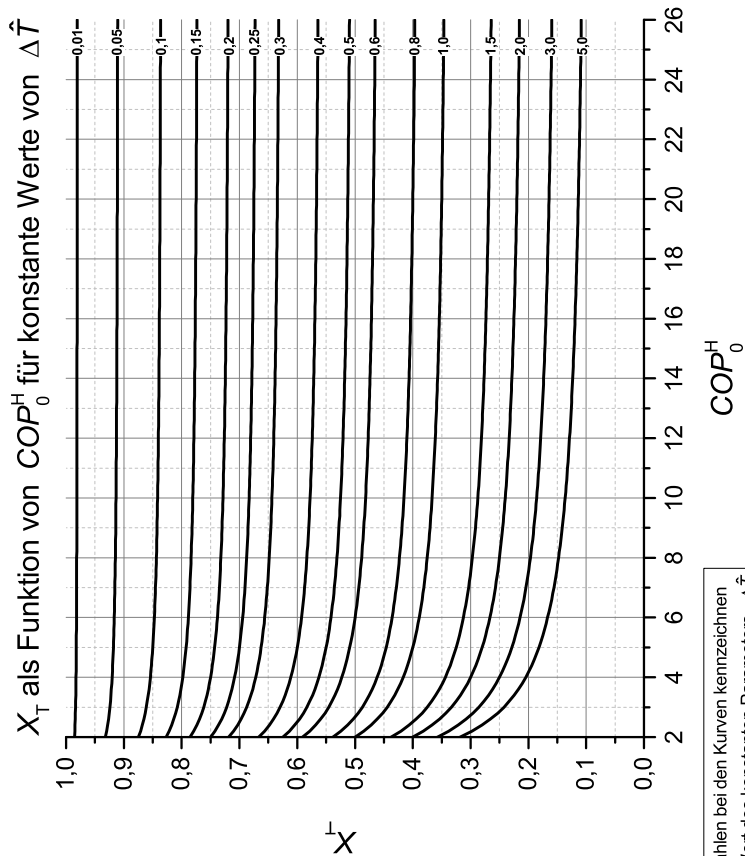


Abbildung A.6: X_T als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 26$ für konstante Werte von $\Delta\hat{T}$

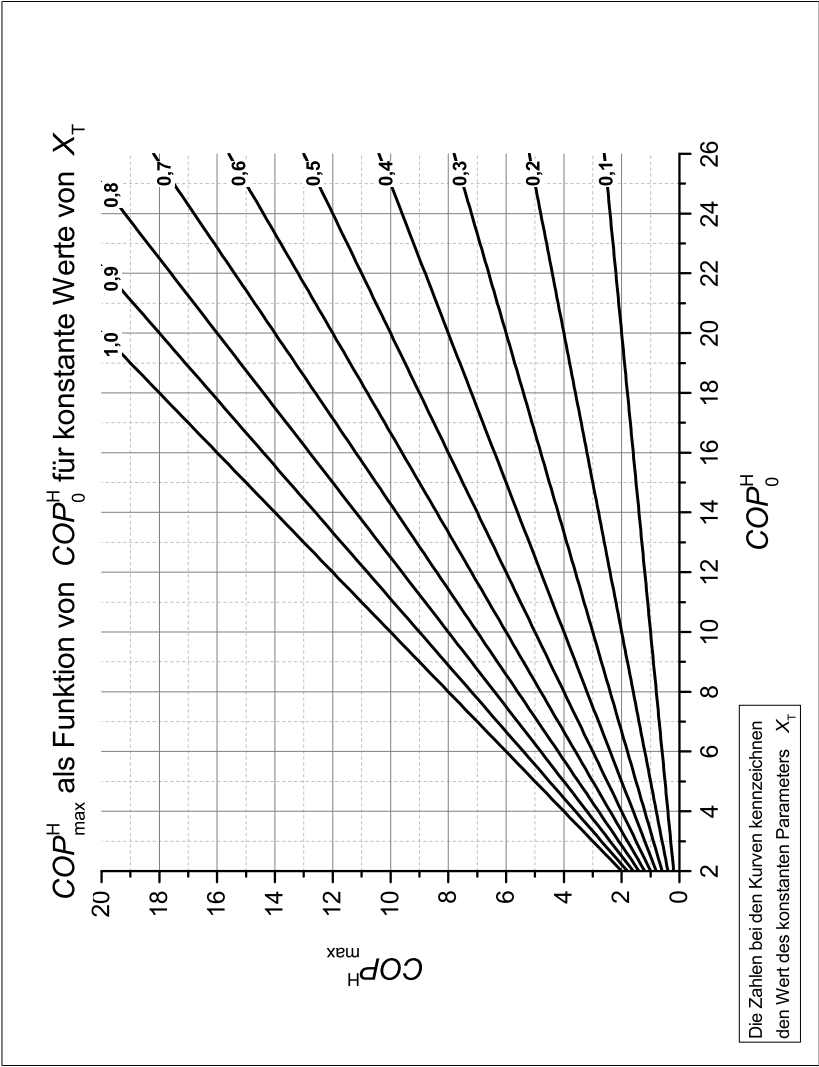


Abbildung A.7: COP_H^{\max} als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 26$ für konstante Werte von X_T

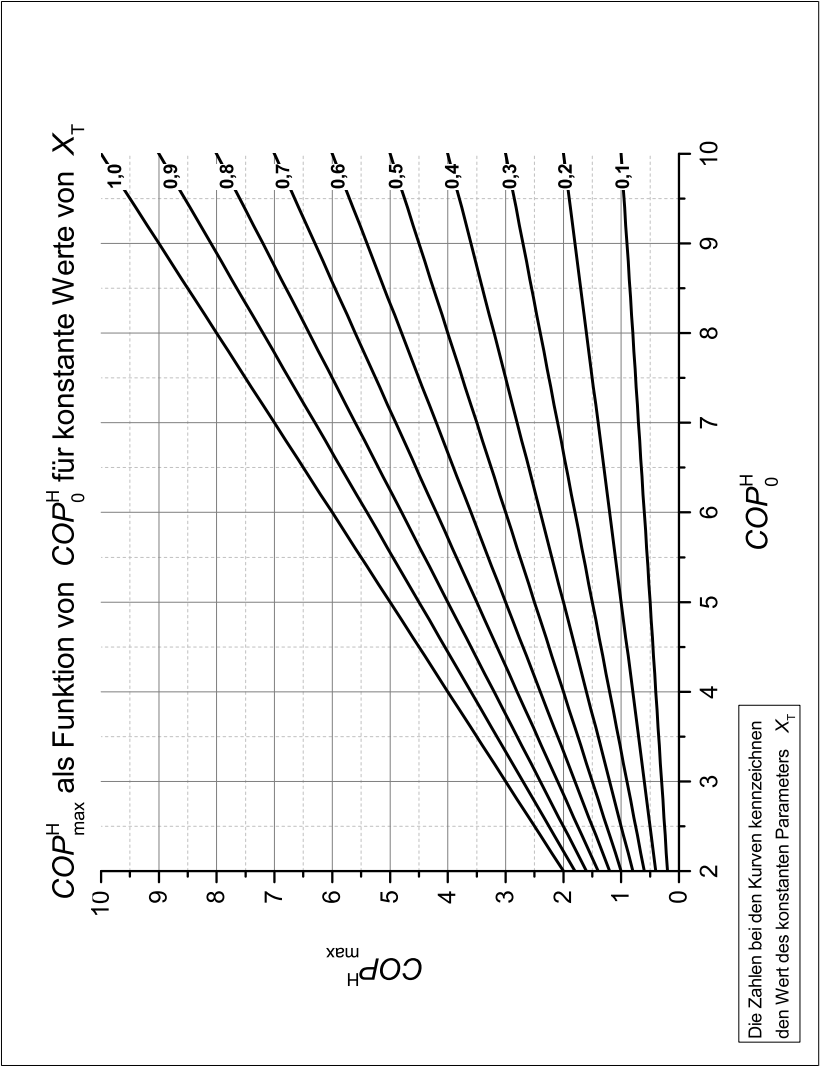


Abbildung A.8: COP_{\max}^H als Funktion von COP_0^H im Intervall $2 \leq COP_0^H \leq 10$ für konstante Werte von X_T

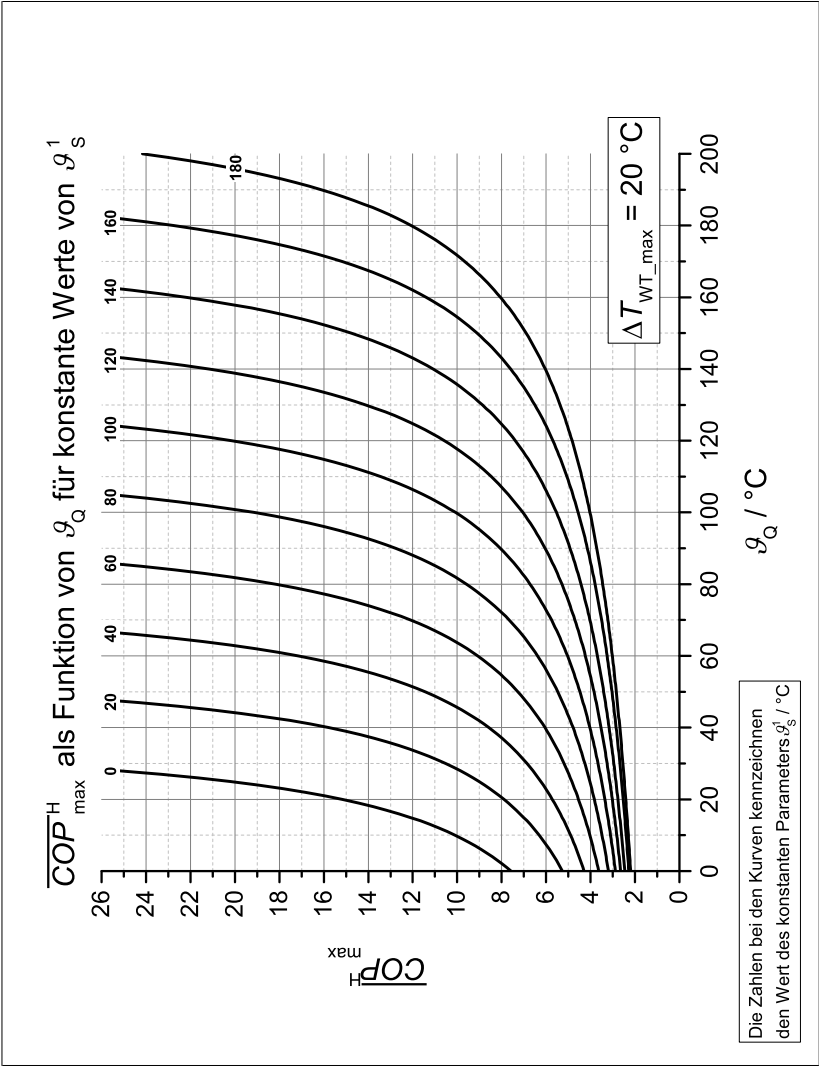


Abbildung A.9: \overline{COP}_{\max}^H als Funktion von ϑ_Q für konstante Werte von ϑ_S^1

Tabelle A.1: Ableschilfe für Abbildung A.9

$A = 0$		$A = 10$		$A = 20$		$A = 30$		$A = 40$		δ_{\max}
ϑ_S^1 ΔT_{WT}^1	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2	ϑ_S^2 ΔT_{WT}^2			
180 20	180 20	190 15	200 10	210 5	220 0	0, 021135				
160 20	160 20	170 15	180 10	190 5	200 0	0, 022068				
140 20	140 20	150 15	160 10	170 5	180 0	0, 023087				
120 20	120 20	130 15	140 10	150 5	160 0	0, 024204				
100 20	100 20	110 15	120 10	130 5	140 0	0, 025436				
80 20	80 20	90 15	100 10	110 5	120 0	0, 026799				
60 20	60 20	70 15	80 10	90 5	100 0	0, 028317				
40 20	40 20	50 15	60 10	70 5	80 0	0, 030017				
20 20	20 20	30 15	40 10	50 5	60 0	0, 031934				
0 20	0 20	10 15	20 10	30 5	40 0	0, 034112				

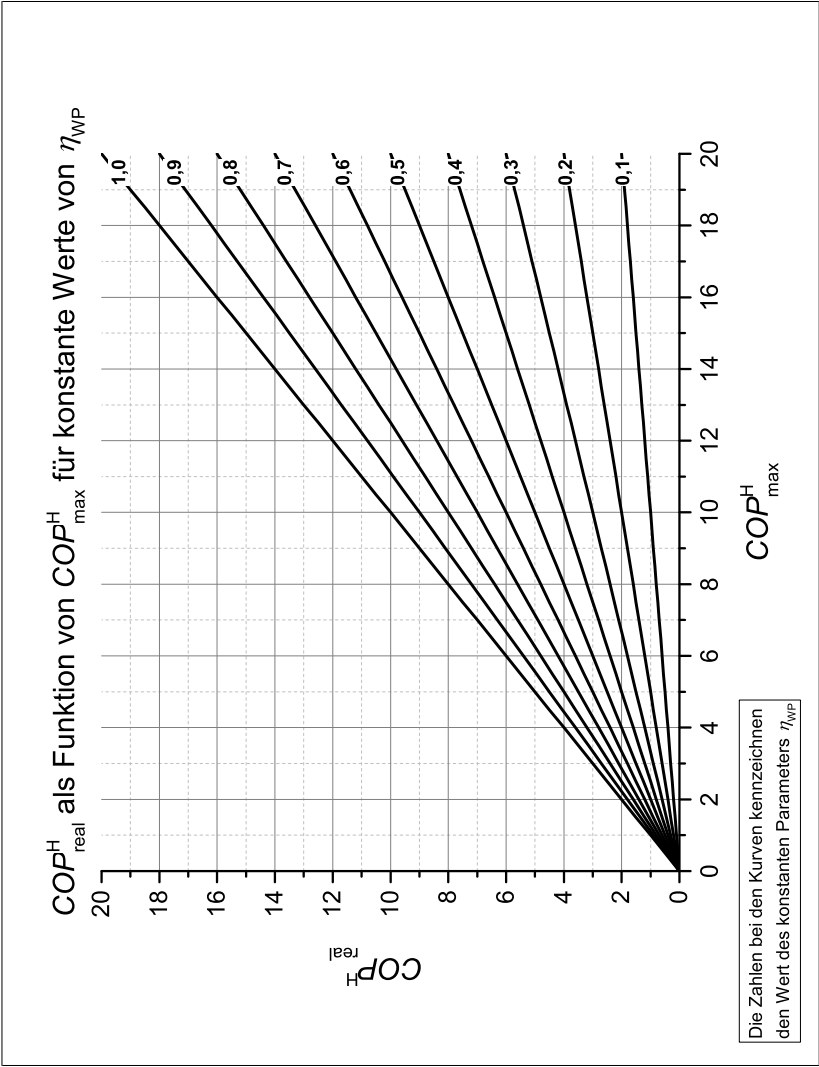


Abbildung A.10: COP^H_{real} als Funktion von COP^H_{max} für konstante Werte von η_{WP}

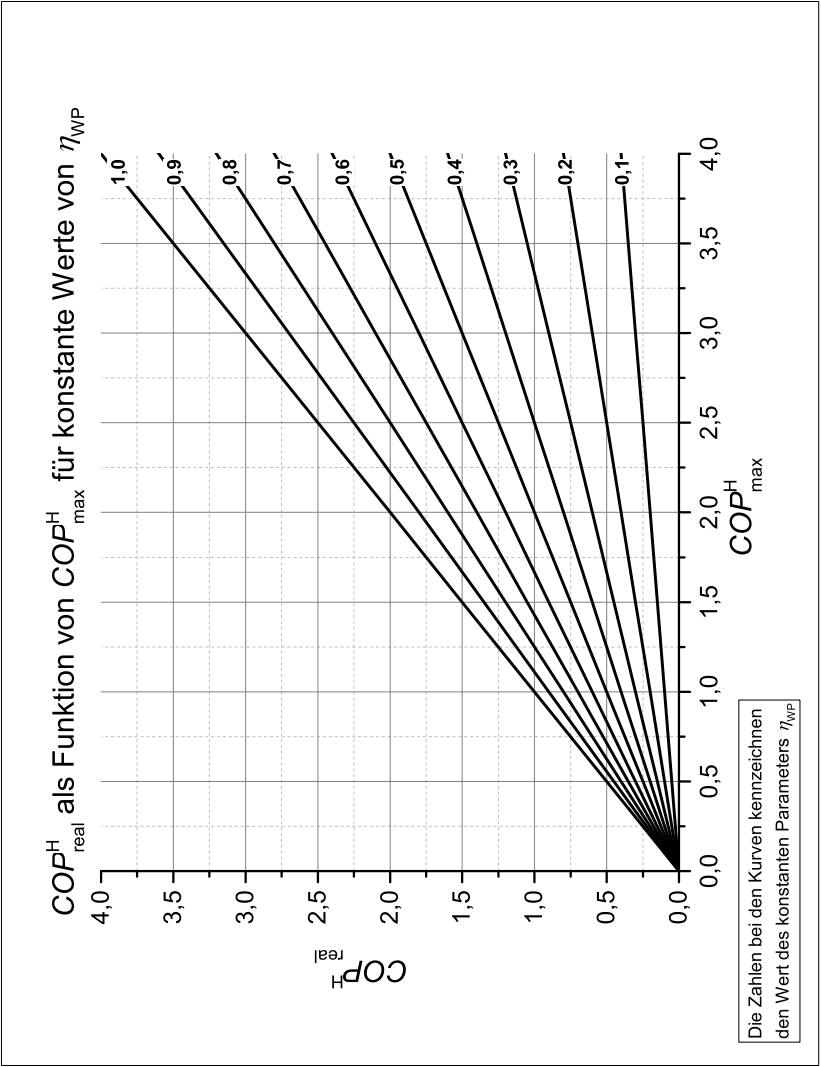


Abbildung A.11: COP^H_{real} als Funktion von COP^H_{max} im Intervall $0 \leq COP^H_{max} \leq 4$ für konstante Werte von η_{WP}

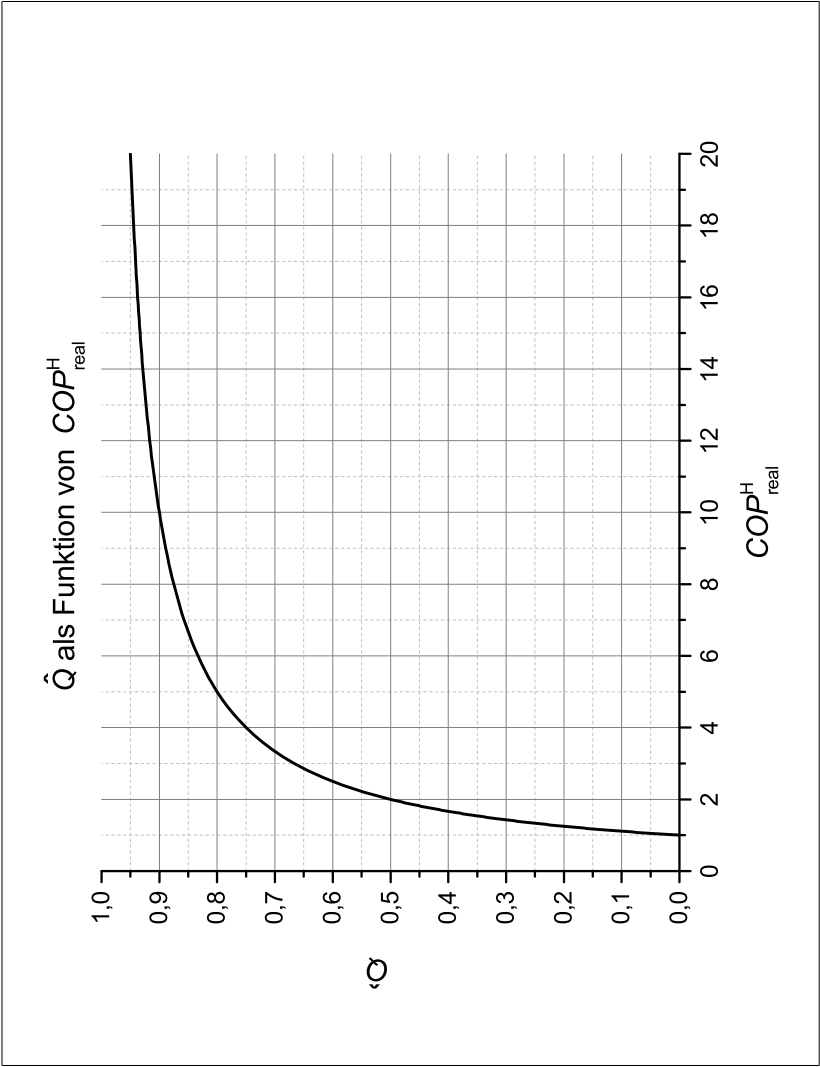


Abbildung A.12: \hat{Q} als Funktion von COP^H_{real}

Wirtschaftliche Kennzahlen

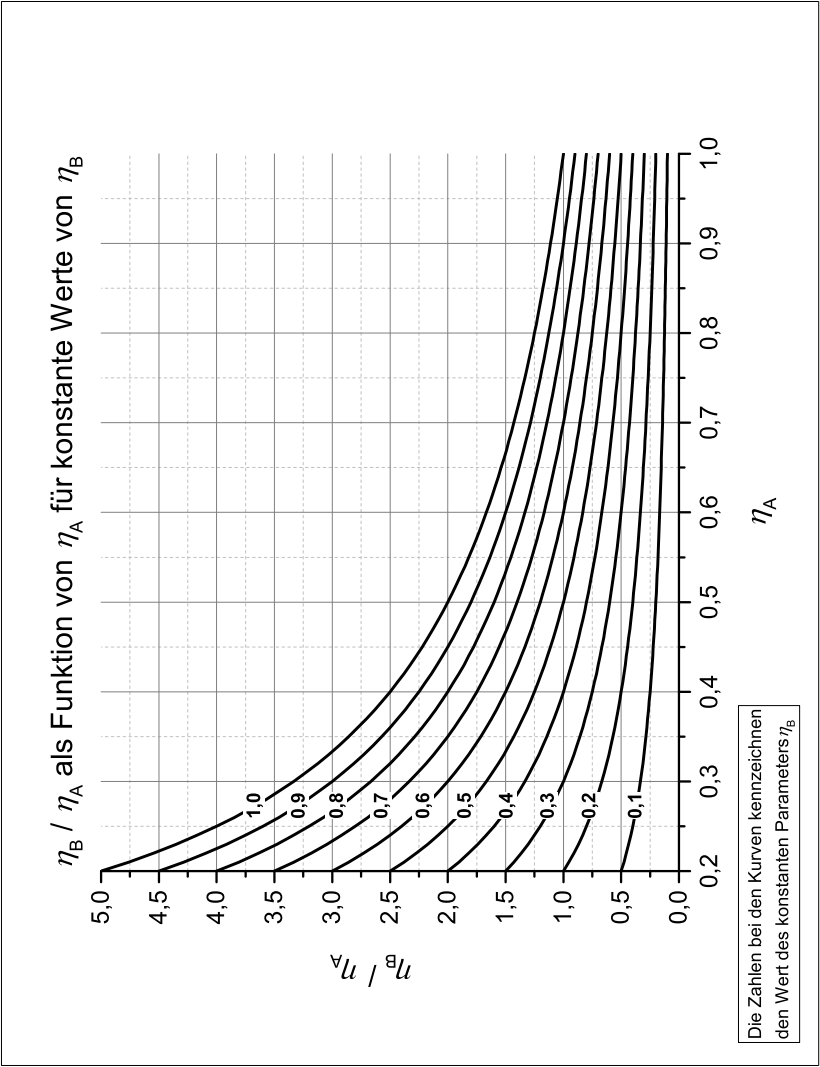


Abbildung A.13: Quotient aus η_B und η_A im Intervall $0,2 \leq \eta_A \leq 1$ für konstante Werte von η_B

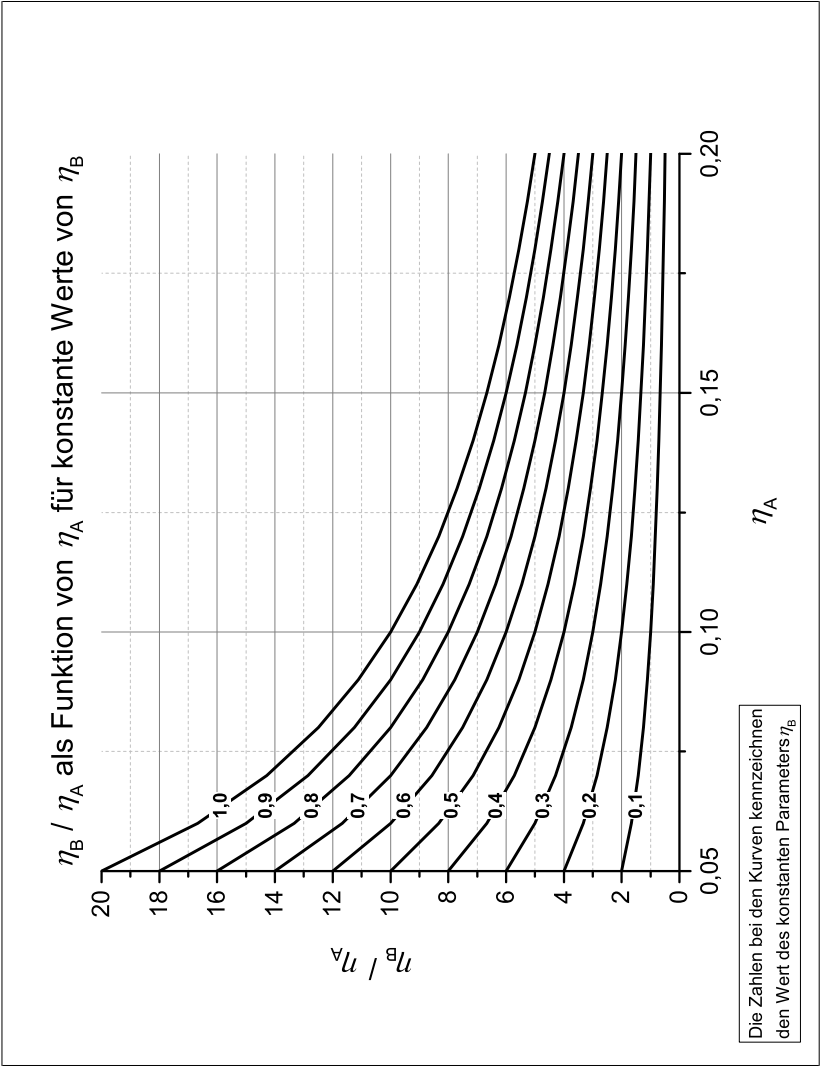


Abbildung A.14: Quotient aus η_B und η_A im Intervall $0,05 \leq \eta_A \leq 0,2$ für konstante Werte von η_B

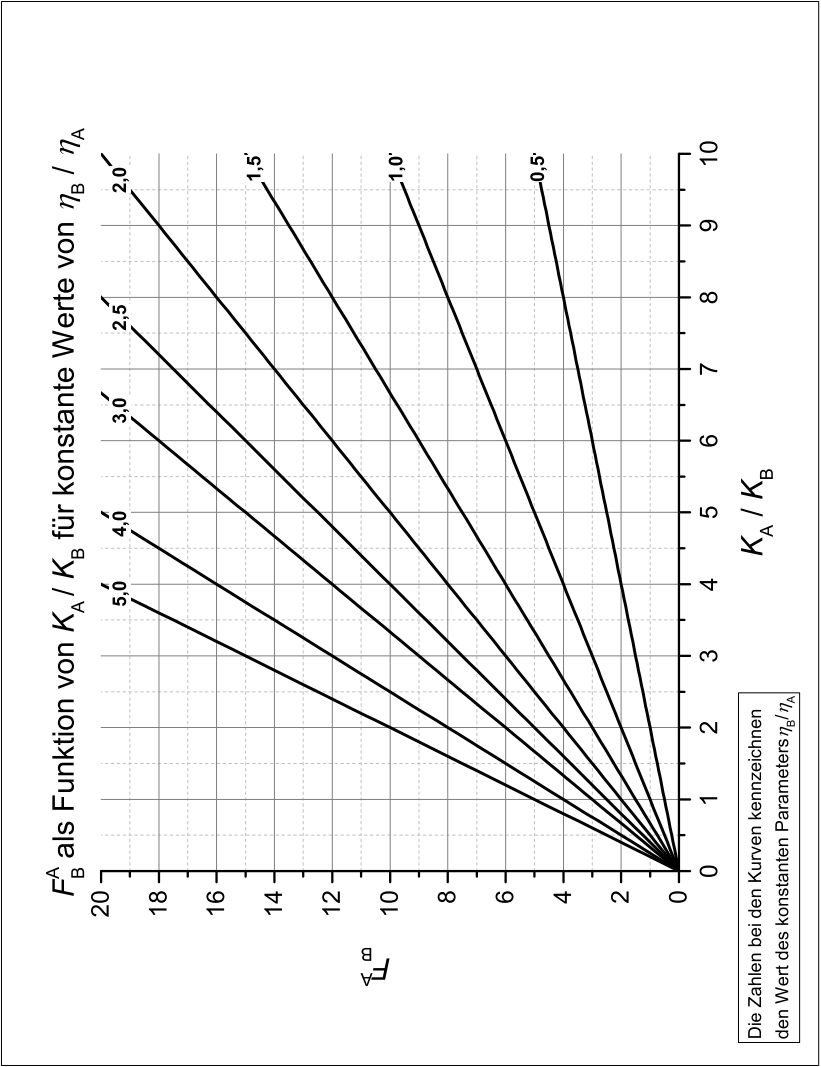


Abbildung A.15: F_B^A als Funktion von K_A zu K_B im Intervall $0 \leq F_B^A \leq 20$ für konstante Werte von η_B / η_A

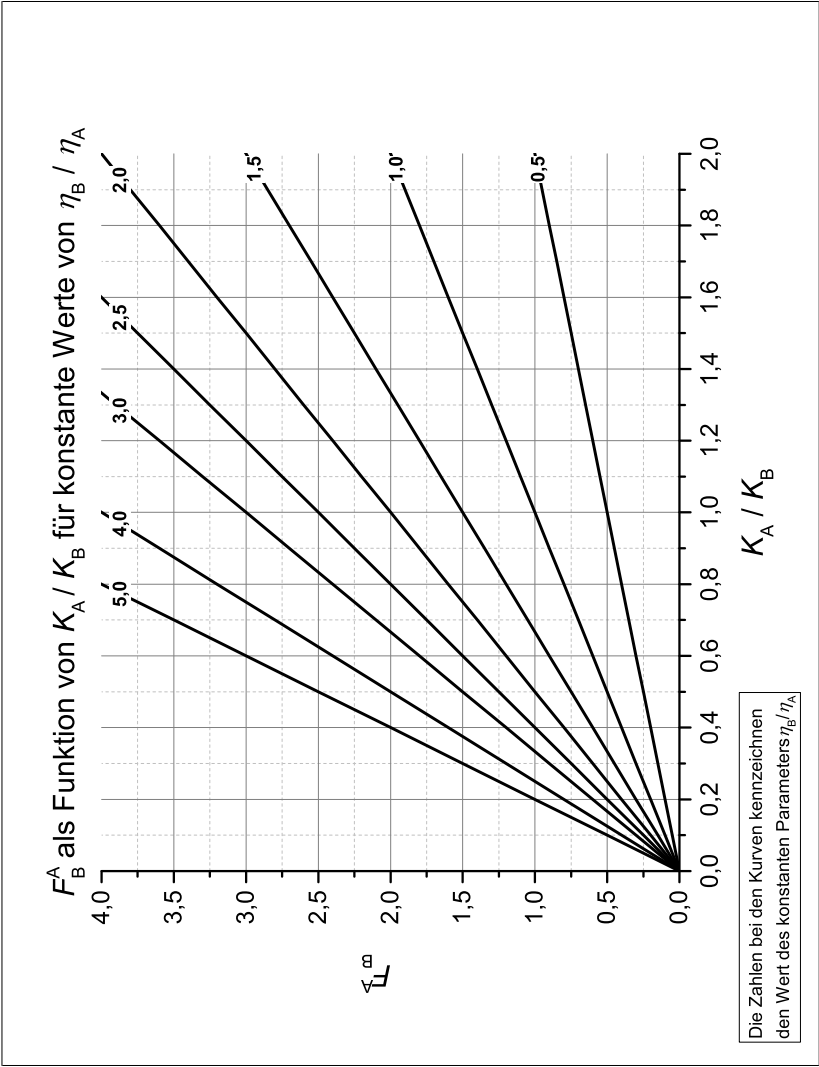
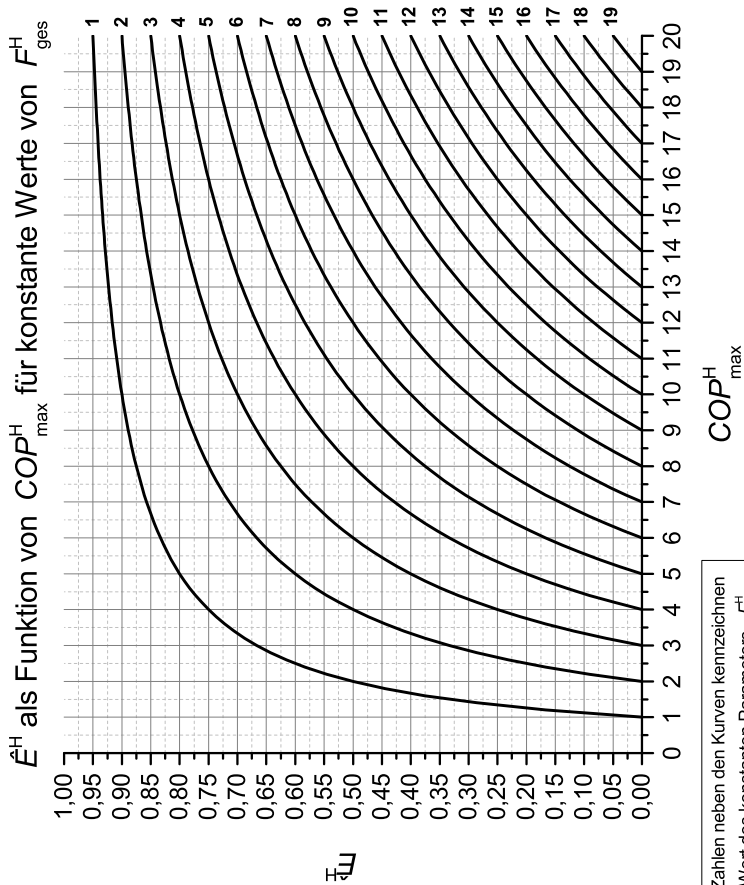


Abbildung A.16: F_B^A als Funktion von K_A zu K_B im Intervall $0 \leq K_A / K_B \leq 2$ und $0 \leq F_B^A \leq 4$ für konstante Werte von η_B / η_A



Die Zahlen neben den Kurven kennzeichnen den Wert des konstanten Parameters F^H_{ges}

Abbildung A.17: \hat{E}^H als Funktion von COP^H_{max} für konstante Werte von F^H_{ges}

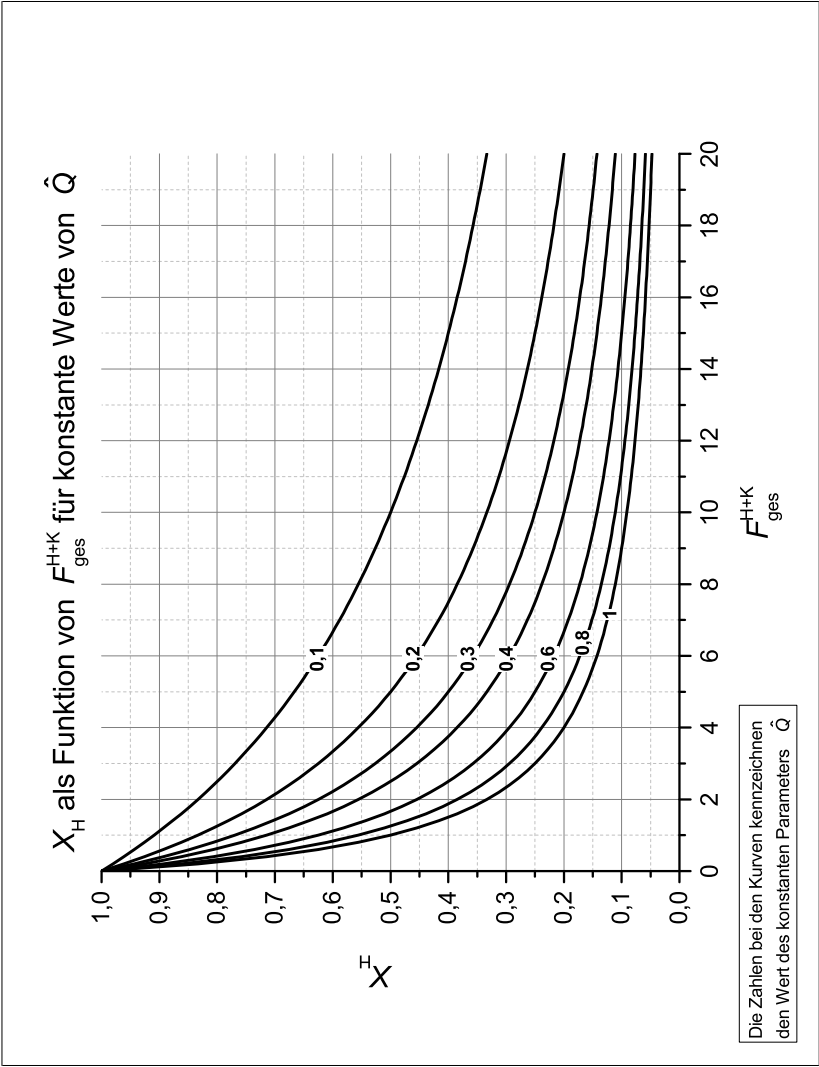


Abbildung A.18: X_H als Funktion von F_{ges}^{H+K} für konstante Werte von \hat{Q}

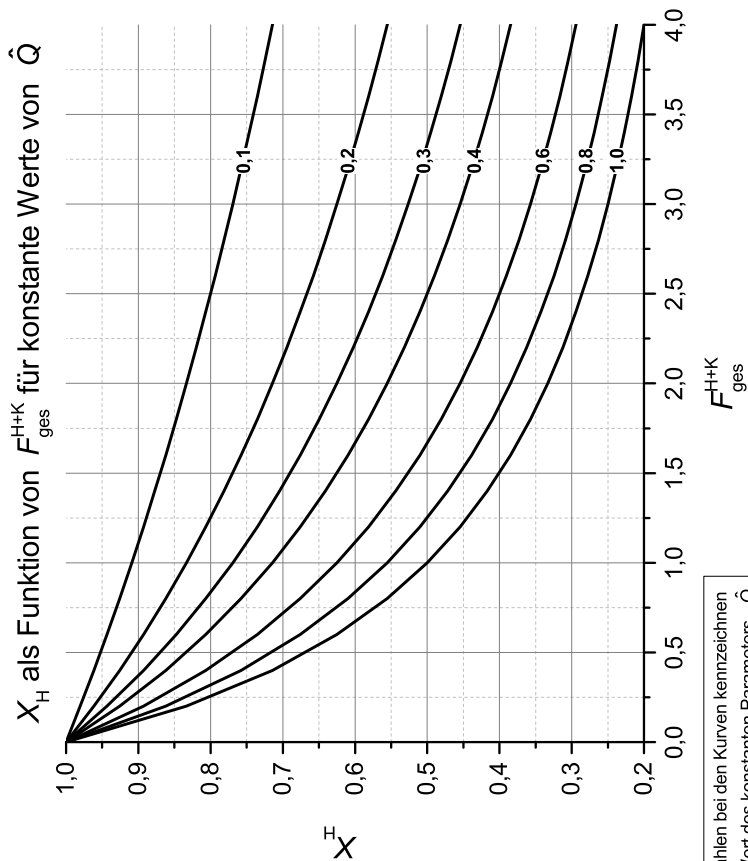


Abbildung A.19: X_H als Funktion von F_{ges}^{H+K} im Intervall $0 \leq F_{ges}^{H+K} \leq 4$ für konstante Werte von \hat{Q}

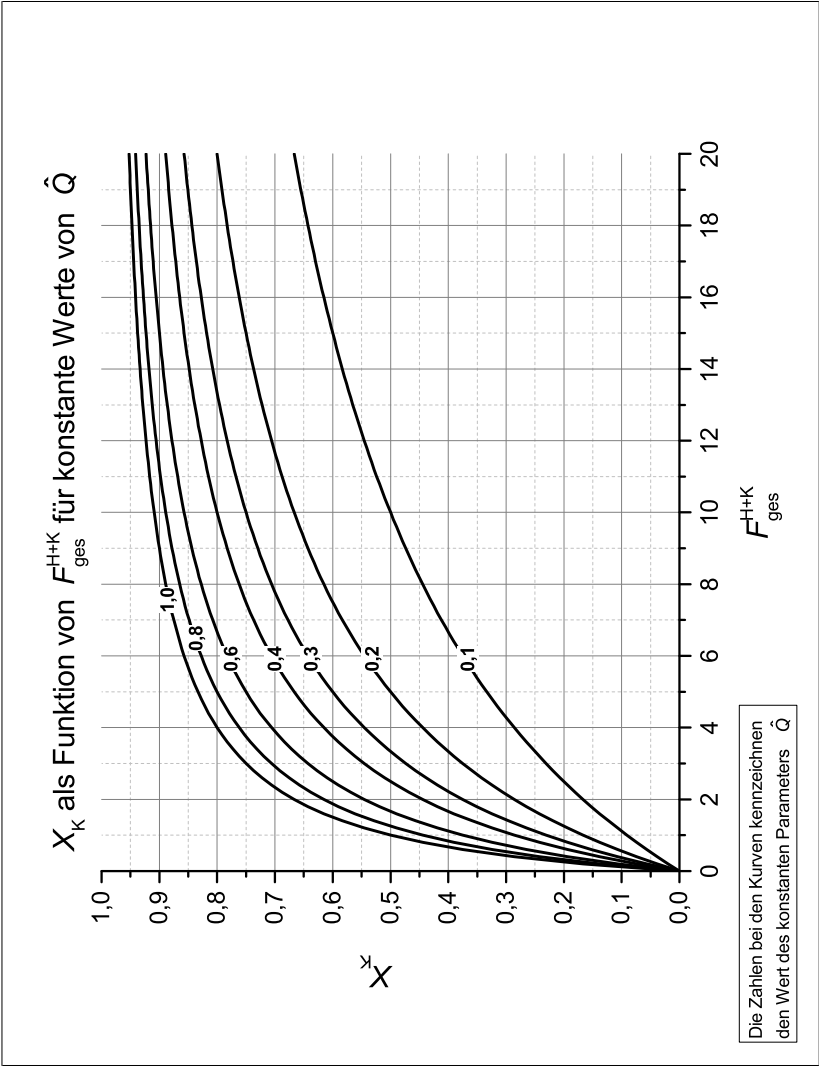


Abbildung A.20: X_K als Funktion von F_{ges}^{H+K} für konstante Werte von \hat{Q}

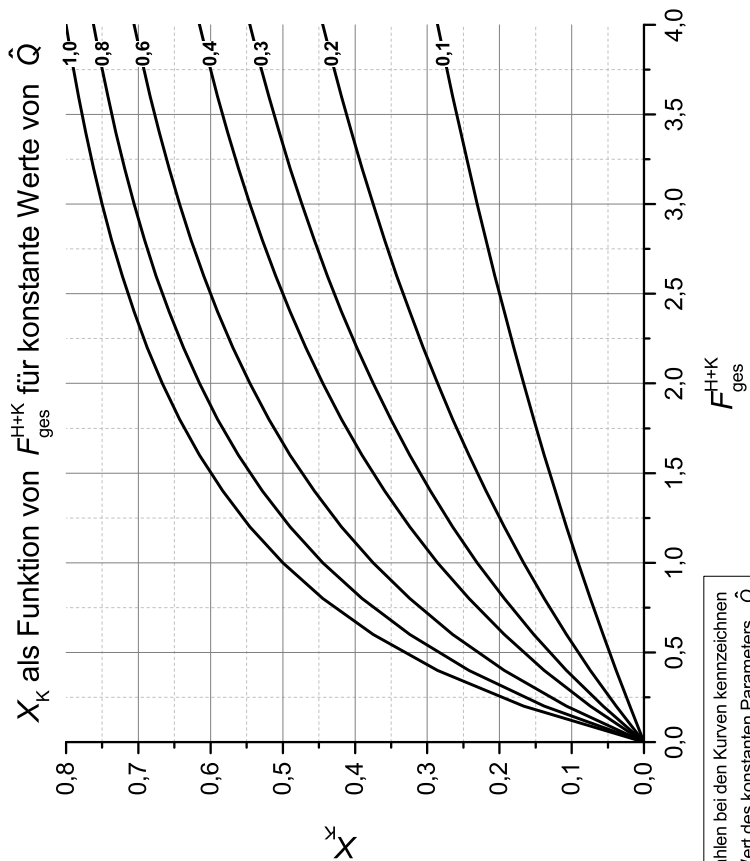


Abbildung A.21: X_K als Funktion von F_{ges}^{H+K} im Intervall $0 \leq F_{ges}^{H+K} \leq 4$ für konstante Werte von \hat{Q}

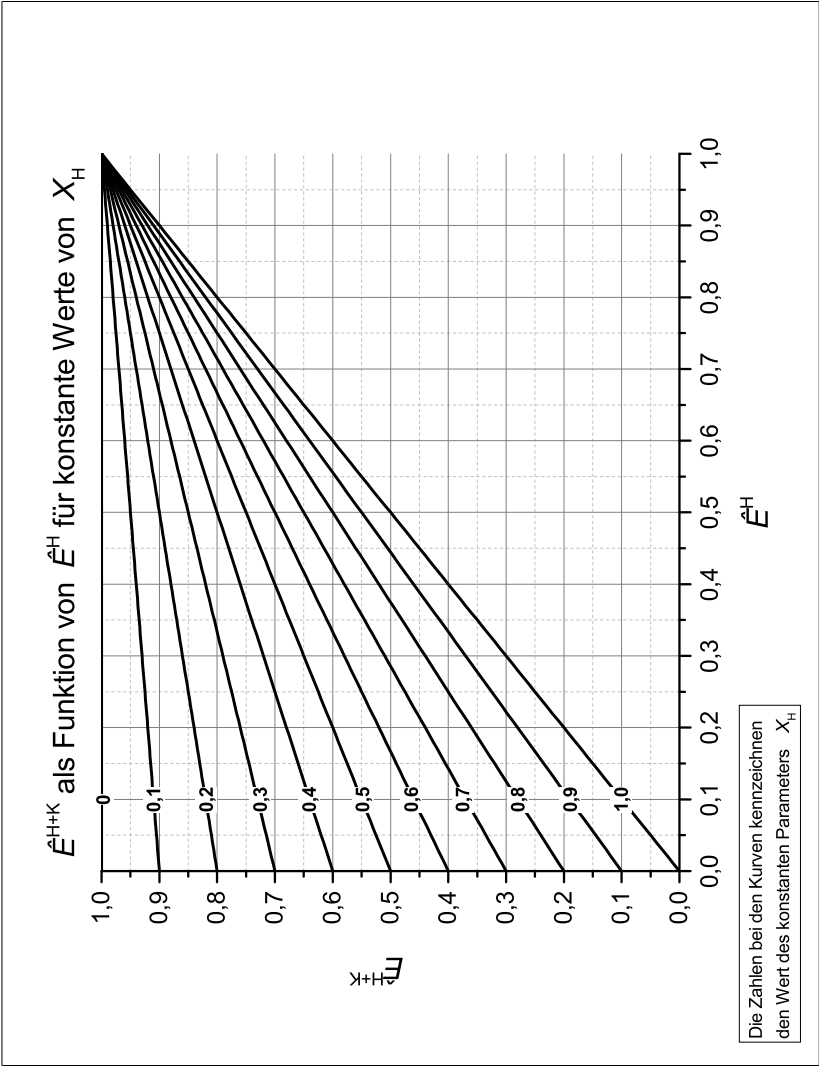


Abbildung A.22: \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H für konstante Werte von X_H

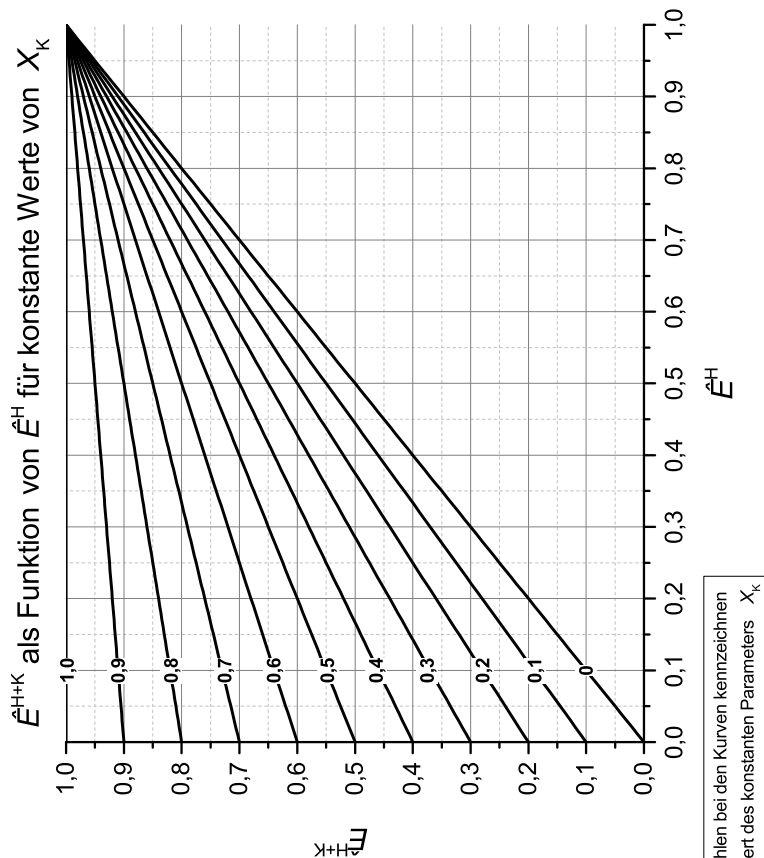


Abbildung A.23: \hat{E}^{H+K} als Funktion von \hat{E}^H für konstante Werte von X_K

Literaturverzeichnis

- [1] B. Adler und R. Mauthner. Rotation Heat Pump (RHP). In *IEA Heat Pump Conference 2017*, 2017.
- [2] B. Leven et al. Ökonomische und ökologische Bewertung der elektrischen Wärmepumpe im Vergleich zu anderen Heizungssystemen. Technical report, Universität Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung, Forschungsbericht, 2016.
- [3] A. Hauschke et al. Stationary design calculation and partload and dynamic simulation as well as validation of energy-conversion and power-plant-cycles. *VGB-Powertech*, 89, 2009.
- [4] D. Wu et al. Experimental investigation on the performance of a very high temperature heat pump with water refrigerant. *Energy*, 2019.
- [5] H. Brunner und H. Krummenacher. *Einführung in die Prozessintegration mit der Pinch-Methode, Neuauflage 2015*. Bundesamt für Energie, Sektion Industrie und Dienstleistungen, 2015.
- [6] H. D. Baehr und S. Kabelac. *Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Verlag, Berlin, 15. Auflage, 2012.
- [7] H. Herwig und C.H. Kautz. *Technische Thermodynamik*. Pearson Verlag, München, 2007.
- [8] I. M. Bickel. *Corporate Social Responsibility und ihr Einfluss auf produktpolitische Entscheidungen: Möglichkeiten der gesellschaftlichen Profilierung*. Diplomica Verlag, Hamburg, 2009.
- [9] I.C. Kemp. *Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2. Auflage, 2007.
- [10] J. Dohmann. *Thermodynamik der Kälteanlagen und Wärmepumpen*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 2016.

- [11] J. Fluch et al. Evaluation of innovative integration concepts of combined solar thermal and heat pump systems for efficient thermal supply of industrial processes - based on case studies and the results of the project EnPro. In *EuroSun 2016 / ISES Conference Proceedings (2016)*, 2016.
- [12] J. Lambauer et al. Industrielle Großwärmepumpen-Potenziale, Hemmnisse und Best-Practice Beispiele. Technical report, Universität Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung, Forschungsbericht, 2008.
- [13] L. Erik und I.Y. Tirados. Heat Pump Efficiencies simulated in Aspen HYSYS and Aspen Plus. In *Proceedings of the 56th SIMS*, 2015.
- [14] L. Reinhold et al. Heat pump COP, part 1: Generalized method for screening of system integration potentials. In *Proceedings of the 13th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, 2018.
- [15] M. Hartl et al. Österreichische Technologie Roadmap für Wärmepumpen. Technical report, BMVIT, Berichte aus Energie- und Umweltforschung, 2016.
- [16] V. Wilk et al. Hochtemperatur-Wärmepumpe für Industrieanwendungen: Prüfstandsmessungen und Systemsimulation. In *DKV-Tagung 2016*, 2016.
- [17] V. Wilk et al. Valorization of Industrial Waste Heat by Heat Pumps based on Case Studies of Project ENPRO. In *IEA Heat Pump Conference 2017*, 2017.
- [18] W. Eder und F. Moser. *Die Wärmepumpe in der Verfahrenstechnik*. Springer Verlag, Wien, 1979.
- [19] Z. Lu et al. Development of a high temperature heat pump system for steam generation using medium-low temperature geothermal water. In *International Conference on Applied Energy 2018*, 2018.



Werden Sie Autor im VDI Verlag!

Publizieren Sie in „Fortschritt- Berichte VDI“

Veröffentlichen Sie die Ergebnisse Ihrer interdisziplinären technikorientierten Spitzenforschung in der renommierten Schriftenreihe **Fortschritt-Berichte VDI**. Ihre Dissertationen, Habilitationen und Forschungsberichte sind hier bestens platziert:

- **Kompetente Beratung und editorische Betreuung**
- **Vergabe einer ISBN-Nr.**
- **Verbreitung der Publikation im Buchhandel**
- **Wissenschaftliches Ansehen der Reihe Fortschritt-Berichte VDI**
- **Veröffentlichung mit Nähe zum VDI**
- **Zitierfähigkeit durch Aufnahme in einschlägige Bibliographien**
- **Präsenz in Fach-, Uni- und Landesbibliotheken**
- **Schnelle, einfache und kostengünstige Abwicklung**

PROFITIEREN SIE VON UNSEREM RENOMMEE!

www.vdi-nachrichten.com/autorwerden

VDI verlag

Die Reihen der Fortschritt-Berichte VDI:

- 1 Konstruktionstechnik/Maschinenelemente
 - 2 Fertigungstechnik
 - 3 Verfahrenstechnik
 - 4 Bauingenieurwesen
- 5 Grund- und Werkstoffe/Kunststoffe
 - 6 Energietechnik
 - 7 Strömungstechnik
- 8 Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik
 - 9 Elektronik/Mikro- und Nanotechnik
 - 10 Informatik/Kommunikation
 - 11 Schwingungstechnik
- 12 Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik
 - 13 Fördertechnik/Logistik
- 14 Landtechnik/Lebensmitteltechnik
 - 15 Umwelttechnik
 - 16 Technik und Wirtschaft
- 17 Biotechnik/Medizintechnik
- 18 Mechanik/Bruchmechanik
- 19 Wärmetechnik/Kältetechnik
- 20 Rechnerunterstützte Verfahren (CAD, CAM, CAE CAQ, CIM ...)
 - 21 Elektrotechnik
 - 22 Mensch-Maschine-Systeme
- 23 Technische Gebäudeausrüstung

ISBN 978-3-18-316319-9