

Diplomarbeit

Nr.

Untersuchungen zur Beheizung einer Werkhalle durch Abwärmenutzung

eingereicht bei der Fakultät Kraftfahrzeugtechnik
der Westsächsischen Hochschule Zwickau
am 30.03.2026

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Diplomingenieurs (FH)

vorgelegt von:

cand. ing. P ä ß l e r , T o b i a s

geb. am: 27.04.2000

Studiengang
Gebäude,- Energie,- und Klimatechnik

Betreuer der WHZ:

Prof. Dr.-Ing. M. Reichel

Autorenreferat

In der hier vorliegenden Diplomarbeit wurde die Möglichkeit der Abwärmenutzung für die Beheizung einer neu zu errichtenden Halle untersucht. Die Abwärme, welche dabei als Energiequelle und somit auch als erneuerbare Energie zählt, wird von einer bestehenden Produktionshalle bereitgestellt. Dabei handelt es sich um die Produktion von Backwaren, welche in einer Backstraße bei Temperaturen von bis zu über 200°C gebacken werden. Das Abwärmepotential, welches derzeit über die Fortluft der Lüftungsanlage an die Umwelt abgegeben wird, besitzt eine Quellenenergie von über 30°C. Untersucht wird die Konzeptentwicklung eines Abwärmenutzungssystems zur Beheizung des Neubaus. Dabei soll sowohl die thermische Heizlast als auch die Trinkwassererwärmung abgedeckt werden. Verglichen wird das System mit zwei anderen alternativen Systemen ohne Abwärmenutzung. Dabei wird vor allem die Wirtschaftlichkeit analysiert und bewertet. Durch die Auslegung der Komponenten, die Simulation, sowie die resultierende Wirtschaftlichkeitsrechnung nach dem Anuitätenverfahren wird dargelegt, dass eine Investition in die Nutzung der Abwärme am effizientesten ist. Nicht zuletzt spielt dabei die Deckung der erneuerbaren Energiesysteme, im Neubau, von derzeit 65% eine große Rolle

Thema:

„Untersuchungen zur Beheizung einer Werkhalle durch Abwärmenutzung“

Aufgabenstellung

Ein großer Backwarenhersteller in der Region Mittelsachsen beabsichtigt den Neubau einer Werkhalle zur Erweiterung der Produktionskapazität. Da im bestehenden Produktionsgebäude sowie auch im neu zu errichtenden Produktionsgebäude Abwärme aus unterschiedlichen Prozessen entsteht (Backen, Kühlen, Spülen, ist auf Basis einer Istzustandsanalyse eine Potentialabschätzung der verfügbaren Abwärmemengen (Qualität und Quantität) vorzunehmen, um darauf aufbauend Lösungsansätze zur Beheizung der neuen Werkhalle abzuleiten. Durch energetische Simulation mittels geeigneter Anwendungssoftware sind die Funktionalität nachzuweisen und Variantenvergleiche durchzuführen.

Bei der Bearbeitung sind folgende Schwerpunkte zu berücksichtigen:

1. Grundlagenrecherche zur Beheizung von Produktionsstätten im Allgemeinen und insbesondere mit Abwärme
2. Ermittlung von Lastgängen durch Auswertung von Messreihen und Verbrauchsdaten
3. Beurteilung der nutzbaren energetischen Potentiale
4. Wärmelastberechnung und Energiebedarfsermittlung für den Hallenneubau
5. Konzeption des technischen Systems zur Wärmebereitstellung im Hallenneubau
6. Energetische und funktionale Simulation favorisierter Konzepte
7. Auswertung der Simulationsergebnisse
8. Zusammenfassung und Fazit

Vorwort

An dieser Stelle möchte ich mich recht herzlich bei allen bedanken, die mich in den letzten Monaten bei der Anfertigung dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt dabei meinem Betreuer seitens der WHZ Prof. Dr.-Ing. Mario Reichel. Er war in jeder Phase der Bearbeitungszeit ein kompetenter Ansprechpartner.

Bei der Suche des Diplomthemas hat er mich gut beraten und unterstützt, sodass schnell eine passende Aufgabenstellung gefunden wurde.

Ebenso möchte ich allen Freunden, Kommilitonen und meiner Familie danken, die mir in dieser arbeitsintensiven Phase zur Seite gestanden haben.

Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung.....	III
Verzeichnis der Abbildungen	III
Verzeichnis der Tabellen	IV
Verzeichnis der Formeln.....	V
Abkürzungen und Formelzeichen.....	VI
Begriffserläuterung.....	IX
1 Einführung in die Diplomarbeit.....	1
1.1 Hintergrund und Motivation	1
1.2 Grundlagen zur Nutzung von Abwärme	2
1.3 Zielsetzung der Arbeit	2
1.4 Methodik der Konzeptentwicklung.....	3
2 Energetische Analyse des Bestands.....	4
2.1 Beschreibung der bestehenden Produktionshalle	4
2.2 Datenerfassung von Temperatur und Feuchte.....	4
2.3 Energetisches Potential der Hallenabwärme	6
3 Wärmeenergiebedarf Hallenneubau	7
3.1 Gebäudebeschreibung und Nutzungsprofil	7
3.2 Klimatische Randbedingungen und Berechnungsgrundlagen.....	8
3.3 Heizlastberechnung nach DIN EN 12831.....	9
3.3.1 Transmissionsheizlast.....	9
3.3.2 Infiltrationsheizlast und Dichtheit des Gebäudes.....	10
3.4 Warmwasserbedarf	11
3.5 Zusammenfassung Wärmeenergiebedarf	12
4 Konzeption des favorisierten Heizsystems	13
4.1 Beschreibung eines Abwärme-Heizkonzeptes	13
4.2 Auslegung der Anlagenkomponenten	14
4.2.1 Wärmeübertrager Luft/Sole	14
4.2.2 Sole-Pufferspeicher.....	14
4.2.3 Sole/Wasser-Wärmepumpe	14
4.2.4 Erdgas-Brennwertkessel als bivalenter Wärmeerzeuger	16
4.2.5 Pufferspeicherauslegung nach.....	17

4.2.6	Deckenstrahlplatten für Kommissionierung und Lager	17
4.2.7	Fußbodenheizung Personalräume	18
4.2.8	Wärmeübertrager Heizungswasser/Warmwasser	19
4.2.9	Warmwasserspeicher.....	19
4.3	Zusammenfassung des Abwärmeheizsystems	20
5	Alternative Heizkonzepte	22
5.1	Erdgas-Brennwertkessel	22
5.2	Fernwärmeanschluss	23
5.3	Frostbetrieb	24
6	Simulation favorisierter Heizkonzepte	25
6.1	Beschreibung der Simulationssoftware IDA ICE und Modellaufbau	25
6.2	Eingangsdaten und Randbedingungen der Simulation	26
7	Wirtschaftlichkeitsanalyse	27
7.1	Investitions- und Betriebskostenabschätzung	27
7.2	Bewertung der Wirtschaftlichkeit.....	27
8	Fazit und Ausblick	28
	Quellenverzeichnis	29
	Verzeichnis der Anlagen.....	31

Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung 1: Verteilung der Temperatur-Feuchte-Paare im Mollier-Diagramm	5
Abbildung 2: Gebäudeansicht aus IDA-ICE 5.1	7
Abbildung 3: Konzept zur Nutzung von Abwärme im Hallenneubau.....	13
Abbildung 4: Kreisprozess KompressionswärmepumpeQuelle 9.....	15
Abbildung 5: Bivalenzpunkt Abwärmeheizsystem Quelle: eigene Berechnungen	16
Abbildung 6: Anlagenschema Abwärmenutzung IDA ICE	22
Abbildung 7: Schema alternative Heizkonzepte Gas oder Fernwärme.....	23

Verzeichnis der Tabellen

Tabelle 1: U-Werte nach GEG- Anforderungen 2024	8
Tabelle 2: Anforderung operative Temperaturen der Zonen.....	9
Tabelle 3: Transmissionswärmeverluste der einzelnen Bereiche	10
Tabelle 4: Infiltrationswärmeverluste der einzelnen Bereiche.....	10
Tabelle 5: Warmwasserverbrauch Personalräume.....	11
Tabelle 6: Zusammenstellung Heizlast.....	12
Tabelle 7: spezifische Heizlasten der Zonen	12
Tabelle 8: Auslegung Deckenstrahlplatten	18
Tabelle 9: Verteilung der Heizkreise FBH.....	19
Tabelle 10: Anlagenkomponenten und Parameter des Abwärmesystems	21
Tabelle 11: Eingangsdaten IDA ICE 5.1	26
Tabelle 12: Wirtschaftlichkeitsberechnung der Varianten.....	27

Verzeichnis der Formeln

Formel 1: Grundgleichung der Wärmelehre.....	6
Formel 2: Transmissionswärmeverlust nach DIN EN 12831	9
Formel 3: Infiltrationswärmeverluste nach DIN EN 12831	10
Formel 4: Mischkreuzrechnung Warmwasserermittlung	12
Formel 5: Massenstrom Sole.....	14
Formel 6: Heizleistung Sole aus der Abwärme.....	15
Formel 7: Speichervolumen Pufferspeicher.....	17
Formel 8: Anzahl Strahlbänder Deckenstrahlplatten	17
Formel 9: Anzahl Heizkreise Fußbodenheizung	18
Formel 10: Oberfläche Rohrbündelwärmeübertrager	19
Formel 11: Speichervolumen Warmwasser	20
Formel 12: Wärmeenergie Beladung Warmwasserspeicher	20

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzung	Erläuterung
GEG	Gebäudeenergiegesetz
EED	Energieeffizienzrichtlinie der EU
dena	Deutsche Energie-Agentur
SMEKUL	Sächsisches Staatsministerium für Umwelt und Landwirtschaft
bdew	Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft
RLT	Raumluftechnik
Saena	Sächsische Energieagentur GmbH
DIN	Deutsches Institut für Normung
ASR	Arbeitsstättenrichtlinie
WT	Waschtisch
HWB	Handwaschbecken
DN	Nenndurchmesser einer Rohrleitung in mm
DU	Nenndurchsatz bei Benutzung des Wasserverbrauchers
HL	Heizlast
SB	Strahlband, in Reihe montierte Deckenstrahlplatten
WP	Wärmepumpe
COP	„Coefficient of Performance“, Effizienzzahl der Wärmepumpe
JAZ	Jahresarbeitszahl, COP über das Jahr simuliert
VL	Vorlauftemperatur
VR	Rücklauftemperatur
DSP	Deckenstrahlplatten
FBH	Fußbodenheizung
IDA ICE	Dynamische Simulationssoftware zur Gebäudeplanung
CAD	Computer Aided Design Software
DWG	Drawing Datei
IFC	Industry Foundation Classes
TRY	Testreferenzjahr
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
VDI	Verein deutscher Ingenieure

Formelzeichen	Erläuterung
ϑ_{AL}	Ablufttemperatur der Backstube in °C
x_{AL}	Absolute Feuchte der Abluft in g/kg
$\dot{V}_{AL}$	Volumenstrom der Abluft in m³/h
ρ_{AL}	Dichte der Abluft in kg/m³
cp_{AL}	Spezifische Wärmekapazität der Abluft bei konstantem Druck in J/kgK
Q	Wärmemenge J
$\dot{m}$	Massenstrom in kg/s
c	Spezifische Wärmekapazität in J/kgK
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz in K
$\dot{V}$	Volumenstrom in m³/h
ρ	Dichte in kg/m³
$\phi_{T,i}$	Transmissionswärmeverlust in W
A	Fläche des Bauteils in m²
U	Wärmedurchgangskoeffizient in W/m²K
ΔU_{TB}	Wärmebrückenzuschlag in W/m²K
f_x	Temperaturanpassungsfaktor
$\vartheta_{int,i}$	Raummitteltemperatur in °C
ϑ_e	Normaußentemperatur in °C
$\dot{Q}_{inf,i}$	Infiltrationswärmeverlust in W
$\dot{V}_{WW}$	Volumenstrom Warmwasser in l/s
$\dot{V}_{MW}$	Volumenstrom Mischwasser in l/s
ϑ_{MW}	Temperatur Mischwasser in °C
ϑ_{WW}	Temperatur Warmwasser in °C
ϑ_{KW}	Temperatur Kaltwasser in °C
P_{Heiz}	Heizleistung WP aus Sole in W
P_{Kalt}	Heizleistung Sole in W
N_{DSP}	Anzahl Strahlbänder der DSP
B_{Raum}	Raumbreite in m
H_{DSP}	Montagehöhe DSP in m
N_{AW}	Anzahl Außenwände
$n_{HK,Raum}$	Anzahl Heizkreise

A_{Raum}	Raumfläche in m ²
M_{Rohr}	Rohrmenge in m/m ²
$A_{O,Rohr}$	Oberfläche des Rohrbündelwärmeübertragers in m ²
k_{RB}	Spezifischer Wärmeübertragungsfaktor des RohrbündelWÜ in W/m ² K
$t_{entladen}$	Entladezeit des WW-Speichers in h
$t_{beladen}$	Beladezeit des WW Speichers in h
A_{ges}	Gesamtannuität in €/a
A_E	Annuität der Erlöse in €/a
A_V	Verbrauchsgebundene Annuität in €/a
A_S	Sonstige Annuität in €/a
A_K	Kapitalgebundene Annuität in €/a

Begriffserläuterung

Begriff	Erläuterung
Beschwadung	Einleiten von Wasserdampf beim Backprozess
Transmission	Wärmeleitung über die Bauteile eines Gebäudes
Infiltration	Durchlässigkeit von Luft aufgrund von Undichtigkeiten
Blower-Door	Test zur Luftdichtheit der Gebäudehülle bei erzeugter Druckdifferenz
bivalent-parallel	gleichzeitiger Betrieb von zwei Wärmeerzeugern ab dem Bivalenzpunkt
Bivalenzpunkt	Außentemperatur, bei dem die Heizenergie eines Wärmeerzeugers nichtmehr ausreicht , sodass ein zweiter WE zugeschaltet werden muss
kapitalgebunden	Kosten der Anschaffung eines Wärmeerzeugers
bedarfsgebunden	Reparatur- und Wartungskosten
betriebsgebunden	laufende Kosten beim Betrieb eines Heizsystems, Versorgerkosten

1 Einführung in die Diplomarbeit

Der Energieverbrauch für Gebäude stellt mit circa 30% einen großen Anteil am gesamten Endenergiebedarf in Deutschland dar¹. Gerade in Produktionsbetrieben fällt neben Prozesswärme eine erhebliche Menge ungenutzter Abwärme an. Diese wird in der Regel über Lüftungs- oder Kühlprozesse unkontrolliert an die Umgebung abgegeben. So verlassen, beispielsweise bei der Backwarenherstellung, jeweils 20% der im Brennstoff enthaltenen Energie den Prozess ungenutzt über das Abgas sowie bei der Beschwadung der Backwaren.³

Parallel dazu steigen Anforderungen an die Energieeffizienz und den Klimaschutz durch gesetzliche Regelungen wie das Gebäudeenergiegesetz (GEG) und die europäische Energieeffizienzrichtlinie (EED).

Im Energie- und Klimaprogramm Sachsen werden für diese Problematik sechs zentrale energie- und klimapolitische Strategien abgeleitet, unter anderem die Steigerung der Ressourcen- und Energieeffizienz.²

1.1 Hintergrund und Motivation

Die Abwärmenutzung bietet die Möglichkeit vorhandene thermische Energiequellen auszuschöpfen, Primärenergie einzusparen und Treibhausgasemissionen deutlich zu reduzieren. Gerade mittelständische Produktionsbetriebe besitzen oft saisonal oder prozessbedingt anfallende Wärmeströme mit hohem Temperaturniveau, deren Nutzung wirtschaftlich wie ökologisch sehr attraktiv ist.

In dieser Diplomarbeit soll für einen geplanten Hallenneubau eines großen Backwarenherstellers aus der Region Mittelsachsen die Möglichkeit der Abwärmenutzung zur Beheizung und Warmwassererzeugung untersucht werden.

1.2 Grundlagen zur Nutzung von Abwärme

Der Begriff Abwärme meint die bei einem wärmetechnischen oder biologischen Prozess entstehende, bei diesem aber ungenutzte Wärme.⁴

Abwärmennutzung beschreibt die Rückgewinnung von thermischer Energie aus Prozessen oder der Abluft. In Zeiten hoher Energiekosten und politisch definierter CO₂-Minderungsziele gilt sie als starke Komponente moderner Energiekonzepte.

Für die Nutzung von Abwärme gibt es drei grundlegende Möglichkeiten. Die prozessinterne Nutzung, die betriebsinterne Nutzung oder die betriebsübergreifende Nutzung.⁵

Vorteile dieser Überlegungen sind der geringere Primärenergiebedarf, niedrigere Betriebskosten, reduzierte Umweltbelastung und meist kurze Amortisationszeiten. Demgegenüber stehen technische und planerische Herausforderungen, wie schwankende Temperaturniveaus, zeitliche Diskrepanzen zwischen Wärmeangebot und -bedarf, sowie der Aufwand für Speicherung und Regelung.

Die Grundlagenermittlung des verfügbaren Abwärmepotentials bildet daher die Basis für eine energetische und wirtschaftliche Bewertung.

1.3 Zielsetzung der Arbeit

Im vorliegenden Projekt soll die Beheizung einer neu errichteten Lagerhalle mit angeschlossenen Umkleide- und Sanitärräumen realisiert werden. Dabei soll die betriebsintern vorhandene Abwärme der bestehenden Produktionshalle, mit Backstube, genutzt werden. Diese wird derzeit, zum Großteil ungenutzt, über die Fortluft der Raumluftechnischen Anlage (RLT) über Dach abgeführt.

Die Herausforderung besteht darin, diese Energie über einen geeigneten Wärmeübertrager abzuleiten, zu speichern und einem neuen Heizungssystem zuzuführen. Dabei soll die Gebäudeheizlast, sowie die Warmwassererzeugung gedeckt werden. Neben der thermischen und hydraulischen Auslegung müssen eventuelle Schwankungen des Wärmeangebots berücksichtigt werden. Ziel dieser Arbeit ist es, auf Grundlage realer Messungen, Berechnungen und Simulationen ein Heizkonzept zu entwickeln und die Anlage hinsichtlich Energieeffizienz und Wirtschaftlichkeit zu bewerten.

1.4 Methodik der Konzeptentwicklung

Folgende Arbeitsschritte werden zur Entwicklung und Bewertung des Konzeptes benötigt:

- Messungen der Wertepaare für Raumtemperatur und -feuchte der Bestandshalle
- Auswertung der energetischen Lastgänge für Tag und Jahr
- Darstellung der Häufigkeiten der Wertepaare zur Ermittlung der Wärmequelle
- Ermittlung der Wärmesenke durch Heizlastberechnung und Trinkwassererwärmung
- Konzeptentwicklung zur Wärmeübertragung zwischen Quelle und Senke
- Auslegung der Anlagenkomponenten
- Beschreibung alternativer Anlagen
- Simulation der entwickelten Anlagen
- Vergleich und wirtschaftliche Bewertung der Konzepte

2 Energetische Analyse des Bestands

2.1 Beschreibung der bestehenden Produktionshalle

Das derzeitige Bestandsgebäude erstreckt sich über etwa 2500 m². Dabei nimmt die Backstube circa die Hälfte des Gebäudevolumens ein. Im Erdgeschoss befinden sich außerdem eine Konditorei, verschiedenste Lager- und Kühlräume, Technikräume, eine Kistenwäsche, sowie ein Verkaufsraum. Im Obergeschoss befinden sich angrenzend zur Backstube die Büro- und Aufenthaltsräume der Mitarbeiter und ein kleiner Sanitärtrakt.

Produziert wird in einer im vordersten Teil der Backstube aufgestellten Backstraße. Im hinteren Teil der Halle befinden sich derzeit die zur Produktion räumlich nicht abgetrennte Kommissionierung und die Verladezone. (Anlage1)

Die Produktion der Backwaren erfolgt in einem Zweischichtsystem von 18:00 Uhr bis ca. 13:00 Uhr des Folgetages. Die Backstraße ist sieben Tage die Woche und ganzjährig in Betrieb. Beschäftigt werden in der Produktion 20 Mitarbeiter pro Schicht.

Die Be- und Entlüftung der Produktionshalle erfolgt über eine RLT-Anlage mit einem Volumenstrom von 18.000 m³/h.

Der durchschnittliche Jahresenergiebedarf beträgt 1,2 GWh Erdgas sowie 1,0 GWh an elektrischer Energie. (Anlage 2)

2.2 Datenerfassung von Temperatur und Feuchte

Das energetische Potential der zur Verfügung stehenden Abwärme wird durch Messung der Raumluftzustände, Temperatur und Feuchte, bestimmt. Dazu wurden vom 24.09.2025 09:00 Uhr bis 08.10.2025 um 12:00 Uhr Daten mithilfe des Temperatur- und Feuchtedatenloggers TESTO 174H aufgenommen. Mit diesen Geräten können Temperaturen im Bereich von - 20°C bis +70°C mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5$ K und die relative Feuchtigkeit (0%-100%) mit einer Genauigkeit von $\pm 3\%$ rF gemessen werden. Dabei wurden drei Messgeräte innerhalb der Produktion, sowie ein Messgerät außerhalb, zur Ermittlung der Außentemperatur, eingesetzt.

Für den gewählten Messtakt von zehn Minuten ergibt dies 6066 Datenpaare.

Zur Darstellung der Temperatur und Feuchtepaare wurden die relativen Luftfeuchten in absolute Feuchten umgerechnet. Die Verteilung der auftretenden Wertepaare sind im folgenden Mollier-Diagramm mithilfe der „Custom made AHU´s“ Software dargestellt.

Psychrometric chart (Mollier Diagram)

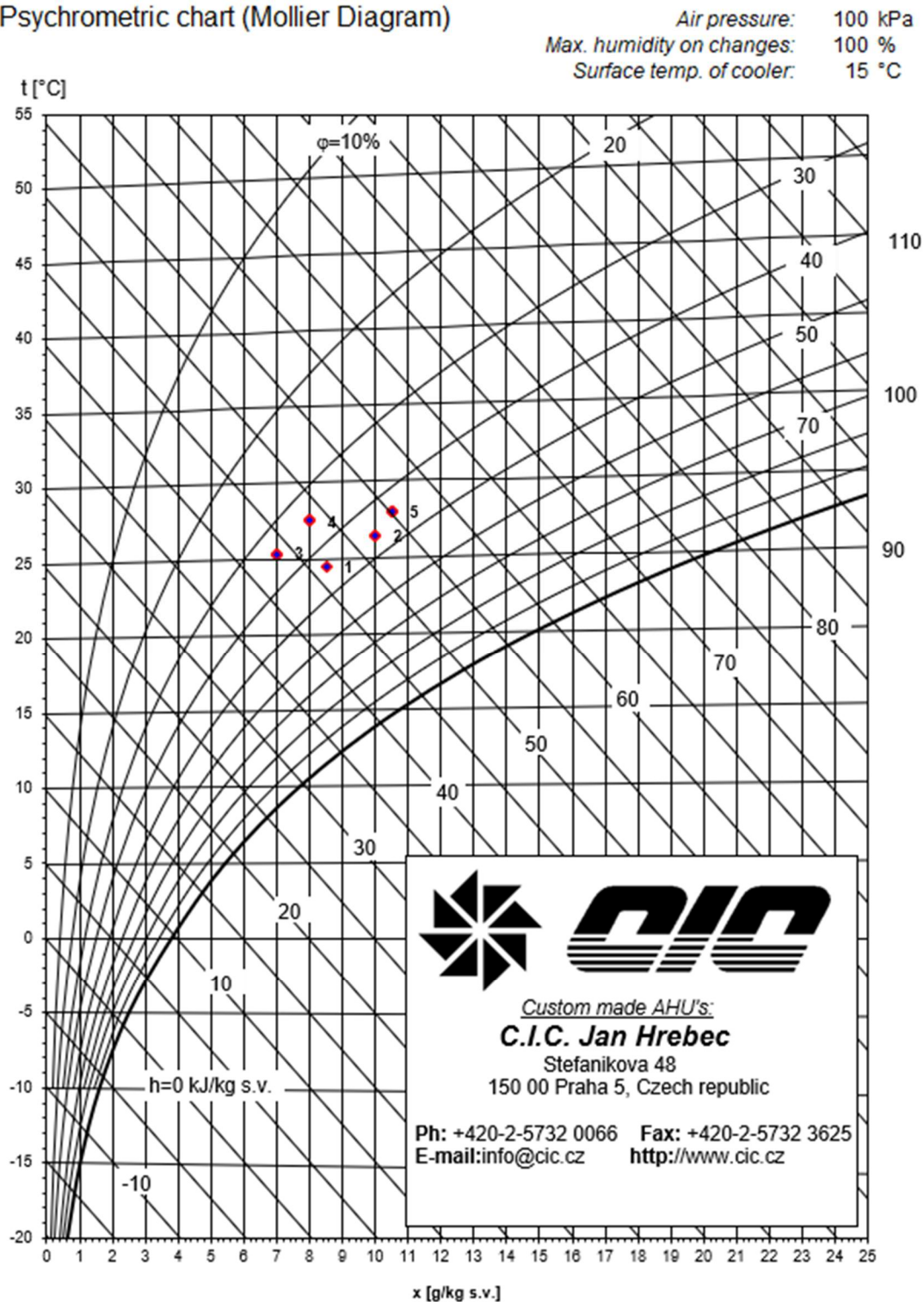


Abbildung 1: Verteilung der Temperatur-Feuchte-Paare im Mollier-Diagramm

Nach Korrelation der Häufigkeiten der Wertepaare wurden diese im Feuchteklassen-Temperaturklassen-Diagramm in Anlage 3 dargestellt. Für die weiteren Berechnungen wird aufgrund der Häufigkeiten das Wertepaar von 25°C mittlerer Hallentemperatur bei einer absoluten Feuchte von 10 g/kg gewählt.

2.3 Energetisches Potential der Hallenabwärme

Zur Berechnung der nutzbaren Energie der Hallenabluft wird die Temperatur unter dem Hallendach, im Bereich der Absaugung bestimmt. Nach Tab.8 DIN TS 12831 nimmt die Temperatur der Hallenluft um 1 K/m steigender Raumhöhe zu. Die Messpunkte lagen im Bereich 1,5 m - 2,0 m über dem Fußboden. Die Abluft der Produktionshalle wird in 7,5 m abgesaugt.

Für die weiteren Berechnungen wird eine Ablufttemperatur unter dem Hallendach von 31°C angenommen. Die absolute Feuchte bleibt in gut durchmischter Raumluft gleich.

Daraus ergeben sich folgende Bemessungsgrundlagen:

$$\vartheta_{AL} = 31^{\circ}C$$

$$x_{AL} = 10 \text{ g/kg}$$

$$\dot{V}_{AL} = 18000 \text{ m}^3/h$$

$$\rho_{AL} = 1225 \text{ kg/m}^3$$

$$cp_{AL} = 1004 \text{ J/kg}$$

Zur Beibehaltung der Behaglichkeit wird die Abluft im RLT-Gerät auf eine minimale Temperatur von 19°C abgekühlt.

Mithilfe der Grundgleichung der Wärmelehre wird die Energie der Abluft berechnet.

$$\dot{Q} = \dot{m} * c * \Delta\vartheta \text{ mit } \dot{m} = \dot{V} * \rho$$

Formel 1: Grundgleichung der Wärmelehre

$$\dot{Q}_{AL} = \dot{m}_{AL} * cp_{AL} * \Delta\vartheta_{AB,ZU} \text{ mit } \dot{m}_{AL} = \dot{V}_{AL} * \rho_{AL}$$

$$\dot{Q}_{AL} = 22050 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 1004 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} * 12\text{K} = 265658400 \frac{\text{J}}{\text{h}}$$

was einer Energie von 73,8 kW entspricht.

3 Wärmeenergiebedarf Hallenneubau

3.1 Gebäudebeschreibung und Nutzungsprofil

Die Erweiterung des Betriebsstandortes soll die bisher in der Bestandshalle integrierte Kommissionierung und das Lager enthalten. Die Halle dient als Bindeglied zwischen Produktion und anschließender Logistik zur Auslieferung der Backwaren.

Die Grundfläche des Gebäudekörpers erstreckt sich über fast 1000 m², wovon 70% der Fläche als Kommissionierung und etwa 30% als Endwarenlager dient. Über diesem Lager befinden sich, in einer zweiten Geschossebene, Personalräume für den Pausenaufenthalt sowie Sanitärräume. Um die Personalräume zu erreichen, grenzt auf der Nordostseite des Gebäudes ein Treppenhaus an. Zusätzlich befinden sich auf der Südostseite acht direkt angrenzende Kühlboxen.

Im gesamten Hallenbereich sind fünf gleichgroße Fenster in Fußbodennähe und ein 20 m langes Lichtband im Dach integriert.

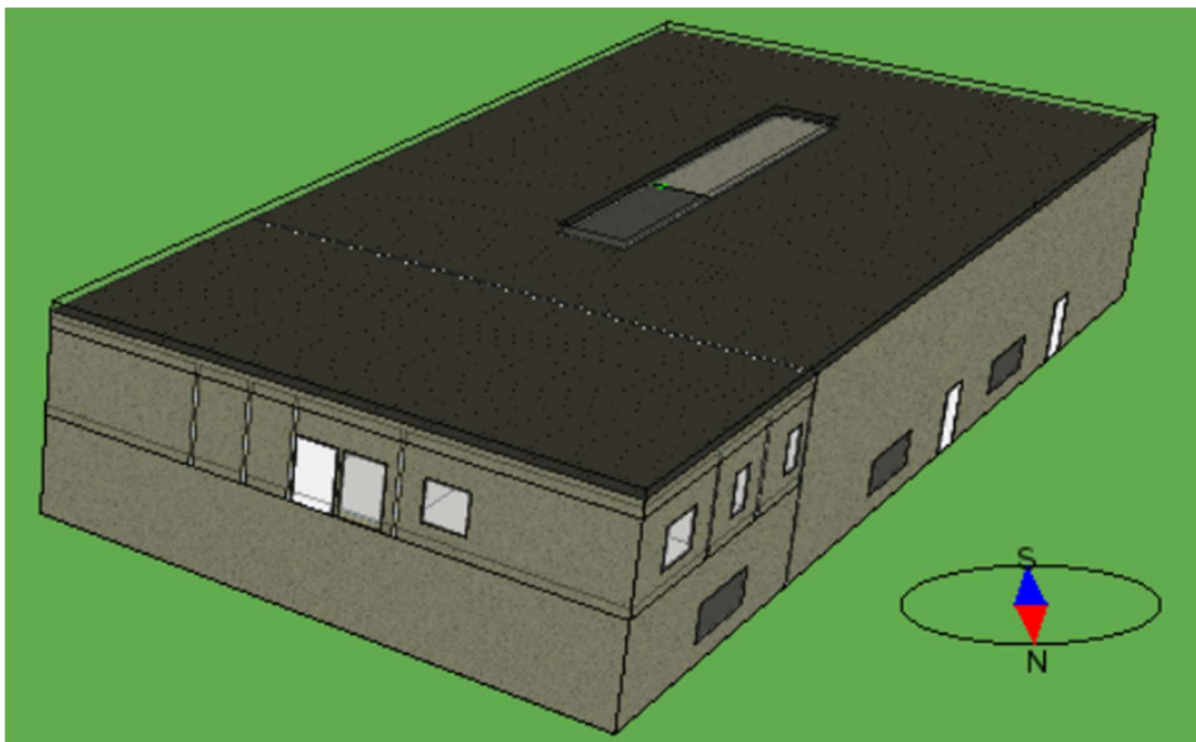


Abbildung 2: Gebäudeansicht aus IDA-ICE 5.1

Das Personalsystem, sowie die Arbeitszeiten ändern sich durch die Erweiterung vorerst nicht. Im Bereich der neuen Halle befinden sich zeitweise etwa 3-4 Personen sowie Logistikmitarbeiter in den Stoßzeiten der Auslieferung.

3.2 Klimatische Randbedingungen und Berechnungsgrundlagen

Alle Berechnungen der Arbeit erfolgen nach den Anforderungen des novellierten GEG vom 01.01.2024.

Die Normaußentemperatur des Standortes beträgt $-13,3^{\circ}\text{C}$ für die hier geltende Klimazone 9 (Sommerklimaregion B).⁶

Die operative Temperatur des gesamten Kommissionierungs- und Lagerbereiches soll, nach DIN 10508, 19°C betragen.

Der Hallenneubau erstreckt sich mit seinen längsten Wandseiten von Südwesten nach Nordosten.

Für die Heizlastberechnung werden die in Tabelle 1 festgelegten Wärmedurchgangskoeffizienten nach GEG-Referenzobjekt angenommen.⁷

Tabelle 1: U-Werte nach GEG- Anforderungen 2024

Bauteil	Wärmedurchgangskoeffizient
	U für $T \geq 19^{\circ}\text{C}$
Außenwand	0,28 W/(m ² K)
Dach/oberste Geschossdecke	0,2 W/(m ² K)
Fußboden gegen Erdreich	0,35 W/(m ² K)
Fenster	1,3 W/(m ² K)
Außentür, Tore, Rolll Tore	1,8 W/(m ² K)
Lichtkuppel	2,4 W/(m ² K)
Wärmebrückenzuschlag aller Außenbauteile	0,05 W/(m ² K)

Für Bauteile zwischen zwei beheizten Räumen wird der U-Wert = 0 W/(m²K) festgelegt.

3.3 Heizlastberechnung nach DIN EN 12831

Die Berechnung der Heizlast für den Hallenneubau, inklusive Personal- und Sanitärräume, wird nach DIN EN 12831 vorgenommen. Sie gibt die Wärmeverluste des Gebäudes durch die Wärmeübertragung an Bauteilen, Transmission, sowie den Wärmeverlust durch Undichtigkeiten; Infiltration, an

Nach der Arbeitsstättenrichtlinie (ASR) A3.5 gelten folgende, in Tabelle 2 dargestellten Anforderungen an die Temperaturen der Räume:

Tabelle 2: Anforderung operative Temperaturen der Zonen

Raumzonen	Fläche	Temperatur
Kommissionierung, Lager	956,0 m ²	19°C
Toiletten	24,2 m ²	21°C
Aufenthaltsraum, Flur	89,2 m ²	21°C
Umkleiden	92,0 m ²	22°C
Wasch- und Duschräume	31,7 m ²	24°C

Die Heizlast wird in die Transmissionsheizlast und Infiltrationsheizlast unterteilt.

3.3.1 Transmissionsheizlast

Alle erforderlichen Flächen der Bauteile wurden den Grundrissen der Genehmigungsplanung entnommen. (Anlagen 4 und 5)

Für alle Außenbauteile des Gebäudes wurde ein Wärmebrückenzuschlag von 0,05 W/(m²K) beaufschlagt.

$$\varphi_{T,i} = \sum_k \varphi_{T,k} = \sum_k [A_k * (U_k + \Delta U_{TB}) * f_{x,k}] * (\vartheta_{int,i} - \vartheta_e)$$

Formel 2: Transmissionswärmeverlust nach DIN EN 12831

Die Ergebnisse sind in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Transmissionswärmeverluste der einzelnen Bereiche

Zone	Transmissionswärmeverlust $\varphi_{T,i}$
Kommissionierung	24218 W
Lager	7699 W
Personalräume	5434 W
Hallenneubau gesamt	37351 W

Für den gesamten Hallenneubau liegt eine Transmissionsheizlast von 37,4 kW vor.

3.3.2 Infiltrationsheizlast und Dichtheit des Gebäudes

Der Höchstwert des Luftvolumenstroms bei einem Blower-Door-Test nach §26 GEG für gewerbliche Gebäude mit einem Raumvolumen >1500 m³ liegt bei maximal dem 4,5-fachen der Gebäudehüllfläche.

Für den Hallenneubau liegt der ermittelte Grenzwert demzufolge bei 13700 m³/h.

Der Infiltrationswärmeverlust des Hallenneubaus wurde wie folgt berechnet:

$$Q_{inf,i} = \dot{m} * c_p * \Delta\vartheta \quad \text{mit} \quad \dot{m} = \dot{V} * 0,5 h^{-1} * \rho$$

Formel 3: Infiltrationswärmeverluste nach DIN EN 12831

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 4 für einen Luftwechsel von 0,5 h⁻¹ dargestellt.

Tabelle 4: Infiltrationswärmeverluste der einzelnen Bereiche

Zone	Infiltrationswärmeverlust $Q_{inf,i}$
Kommissionierung + Lager	32706 W
Duschräume + WC	2218 W
Aufenthaltsräume	2230 W
Hallenneubau gesamt	37154 W

Für den gesamten Hallenneubau liegt eine Infiltrationsheizlast von 37,2 kW vor. Für die Luftwechselrate von 0,5 h⁻¹ ergibt sich für das Gebäudevolumen ein Luftwechsel von 3770 m³/h, womit der Nachweis für die Dichtheit nach GEG §26 erfüllt ist.

3.4 Warmwasserbedarf

Der neue Sanitärtrakt für das Personal befindet sich oberhalb des Lagers. Er soll den bisherigen Sanitärbereich im Bestand ersetzen. Für die Mitarbeiter der Produktion sind jeweils für Männer und Frauen ein Waschraum mit zwei Duschen und vier Waschtischen, ein Toilettenraum mit einem Handwaschbecken, ein zusätzliches WC mit einem Handwaschbecken und ein gemeinschaftlicher Pausenraum mit Küchenspüle geplant.

Die Gleichzeitigkeiten der Verbraucher wurden anhand des Nutzungsprofils und der Anzahl der Mitarbeiter festgelegt.

Die Warmwasserverbraucher mit ihrem maximalen Volumenstrom werden in Tabelle 5 dargestellt.

Tabelle 5: Warmwasserverbrauch Personalräume

Verbraucher	Anzahl	DN	DU	Gleichzeitigkeit	Volumenstrom max.
WT Damen	4	15	0,07 l/s	0,5	0,14 l/s
WT Herren	4	15	0,07 l/s	0,5	0,14 l/s
Dusche Damen	2	15	0,15 l/s	1,0	0,3 l/s
Dusche Herren	2	15	0,15 l/s	1,0	0,3 l/s
HWB Damen	1	15	0,07 l/s	0,5	0,035 l/s
HWB Herren	2	15	0,07 l/s	0,5	0,07 l/s
Spüle Küche	1	15	0,07 l/s	0,0	0 l/s
				Mischwasser gesamt	0,99 l/s

Die Mischwassertemperatur der Verbraucher beträgt im Auslegungsfall 40°C. Die Kaltwassertemperatur wird mit 10°C angenommen.

Nach DIN 1988-305 muss die Warmwassertemperatur im Speicher einmal täglich 60°C betragen.

Für einen errechneten maximalen Mischwasservolumenstrom von 0,99 l/s ergibt sich über die dargestellte Mischkreuzrechnung eine Spitzenzapfrate von 0,59 l/s Warmwasser.

$$\dot{V}_{WW} = \dot{V}_{MW} * \frac{\vartheta_{MW} - \vartheta_{KW}}{\vartheta_{WW} - \vartheta_{KW}}$$

Formel 4: Mischkreuzrechnung Warmwasserermittlung

Die Heizenergie für die Trinkwassererwärmung beträgt nach Formel 1 im Auslegungsfall 123,72 kW.

Durch die Auslegung eines Warmwasserspeichers, wie in Kapitel 4.2.9 beschrieben, kann diese auf **58,15 kW** reduziert werden.

3.5 Zusammenfassung Wärmeenergiebedarf

Der Gesamtwärmeenergiebedarf des Hallenneubaus summiert sich, wie in Tabelle 6 dargestellt, auf **132,7 kW**.

Tabelle 6: Zusammenstellung Heizlast

	Wärmeenergie
Transmissionswärmeverlust	37351 W
Infiltrationswärmeverlust	37154 W
Trinkwassererwärmung	58150 W
	<u>132655 W</u>

Die spezifischen Heizlasten der Hauptzonen zeigt Tabelle 7.

Tabelle 7: spezifische Heizlasten der Zonen

Zone	Fläche	Spezifische Heizlast
Kommissionierung	707,6 m ²	74,0 W/m ²
Lager	249,0 m ²	49,3 W/m ²
Personalräume	249,0 m ²	39,7 W/m ²

Hinweis: Die detaillierten Berechnungen der aufgeführten Ergebnisse befinden sich in der zur Diplomarbeit beigefügten Excel-Datei.

4 Konzeption des favorisierten Heizsystems

4.1 Beschreibung eines Abwärme-Heizkonzeptes

Neue Heizsysteme müssen nach §71 GEG mindestens 65% erneuerbare Energiesysteme enthalten. Dazu kann die Nutzung der Abwärme der Backstube einen wesentlichen Beitrag leisten. Sie wird als vollständige erneuerbare Energiequelle anerkannt.

Die etwa 30°C warme Abluft kann nur sinnvoll für Heizung und Trinkwassererwärmung genutzt werden, wenn das Temperaturniveau mittels Sole-Wasser-Wärmepumpe angehoben wird.

Zum Abfangen der Spitzenlast im Auslegungsfall sowie der Frostschutzsicherung bei fehlender Abwärme soll ein zusätzlicher Gaskessel installiert werden.

Einen möglichen Aufbau zeigt das Fließschema in Abbildung 1.

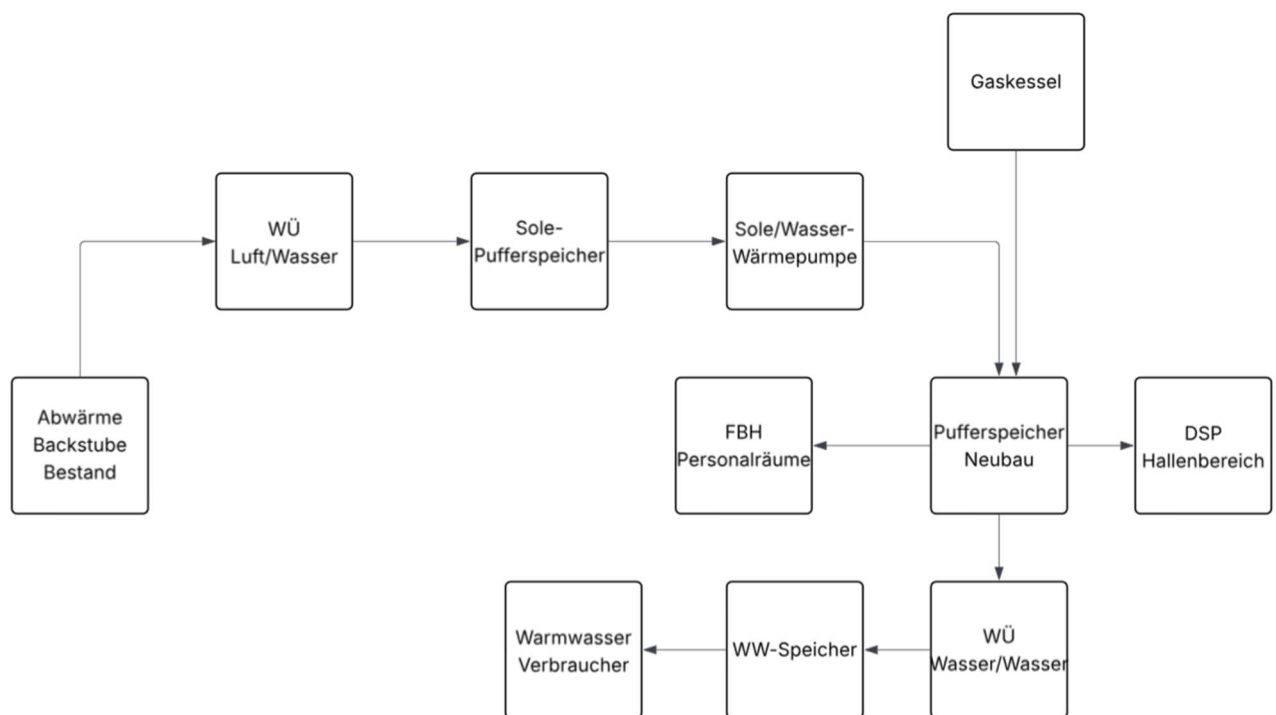


Abbildung 3: Konzept zur Nutzung von Abwärme im Hallenneubau

4.2 Auslegung der Anlagenkomponenten

4.2.1 Wärmeübertrager Luft/Sole

Zur Übertragung der Abluftwärme auf die Sole wird eine Lamellenwärmeübertrager ausgelegt. Lamellenwärmeübertrager finden besonders bei flüssig/gasförmigen Anwendungen ihr Einsatzgebiet. „Durch den geringen Abstand der Lamellen mit dem daraus resultierenden Wärmeübergang und der großen Fläche lassen sich gute Wirkungsgrade erzielen. Durch einen schichtweisen Aufbau lassen sich Lamellenwärmetauscher leicht an spezifische Anwendungsfälle mit Gasvolumenströmen von bis zu einer Million Kubikmeter pro Stunde anpassen.“⁵

Der Volumenstrom der Sole ergibt sich aus dem berechneten Massestrom, mit nachfolgender Formel, zu etwa 5 m³/h.

$$\dot{m}_{Sole} = \frac{73\,800\,W}{4,19\,kJ/kgK \cdot 12K} \approx 1,47\,kg/s$$

Formel 5: Massenstrom Sole

4.2.2 Sole-Pufferspeicher

Für die Region des geplanten Hallenneubaus gibt es seitens des Netzbetreibers keine festgelegten Sperrzeiten für gewerblich genutzte Wärmepumpen.⁸ Ebenso ist die Abwärme der Backstube nahezu immer vorhanden. Die Wärmepumpe kann also durchlaufen. Aufgrund der unterschiedlichen Volumenströme vor und nach dem Solespeicher ist eine Taktung nicht zu vermeiden. Der Solespeicher dient als hydraulische Weiche. Er wird mit 5000 L ausgelegt.

Bei einer, wie in Abschnitt 4.2.3 ausgelegten WP, ergibt dies eine Laufzeit von 20min.

4.2.3 Sole/Wasser-Wärmepumpe

„Kompressionswärmepumpen, wie die Sole/Wasser WP sind technisch ausgereift und in vielen Größen- und Leistungsklassen verfügbar.“⁵ Ihre Effizienz ist von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Heizbedarf abhängig sowie von der im besten Fall niedrigen Rücklauftemperatur des Heizkreises. Der thermodynamische Kreisprozess einer WP wird in Abbildung 4 vereinfacht dargestellt.⁵

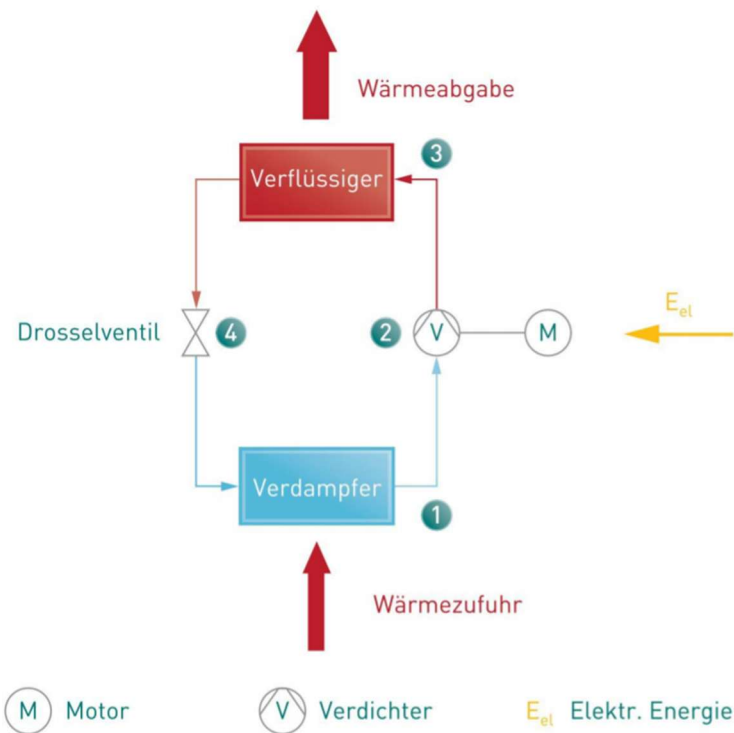


Abbildung 4: Kreisprozess Kompressionswärmepumpe Quelle 9

Nach Abzug von Wärmeübertragungs-, sowie Speicherverlusten ist eine dauerhaft zur Verfügung stehende Wärmeenergie von etwa 67 kW zu erwarten.

Bei einem COP-Wert von 3,0, wie zum Beispiel bei der OCHSNER ISWS R7a, ist über nachfolgend Formel eine Heizleistung von 101,5 kW zu erreichen.

$$P_{\text{Heiz}} = P_{\text{Kalt}} * \left(\frac{\text{COP}}{\text{COP} - 1} \right)$$

Formel 6: Heizleistung Sole aus der Abwärme

Der Volumenstrom laut Hersteller beträgt im Verdampfer 19,4 m³/h.

4.2.4 Erdgas-Brennwertkessel als bivalenter Wärmeerzeuger

Gas-Brennwertkessel haben in der Vergangenheit die üblichen Heizwertkessel abgelöst. Durch die zusätzliche Nutzung der Abgasenergie kann der Wirkungsgrad des Kessels von üblichen 80% - 87% auf bis zu 98% gesteigert werden. Die Abgastemperatur senkt sich dabei von etwa 150°C auf etwa 50°C. Dabei entsteht Kondensat im Abgasrohr, welches über einen Abfluss abgeführt werden muss.

Der zusätzliche Wärmeerzeuger zur Abdeckung der Gesamtheizlast im Auslegungspunkt muss nach Abzug der Heizleistung der Wärmepumpe noch etwa 31 kW Heizleistung erbringen. Um bei Nichtbetrieb der Backstraße und damit fehlender Abwärme eine Frostsicherung von +5°C im Gebäude zu gewährleisten, benötigt der Gaskessel eine Heizleistung von 52 kW.

Gewählt wird für das Gesamtsystem ein Gas-Brennwertkessel mit 60 kW Heizleistung.

Die Betriebsweise der beiden Wärmeerzeuger ist bivalent parallel.

Der Bivalenzpunkt (-7,3°C/101 kW) ist in Abbildung 5 grafisch dargestellt.

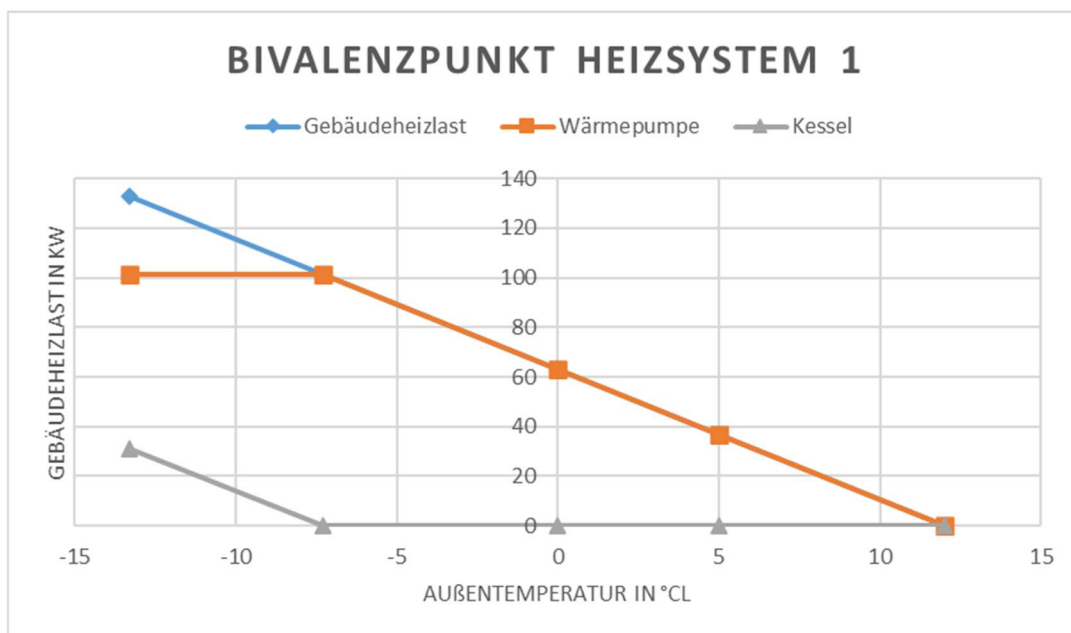


Abbildung 5: Bivalenzpunkt Abwärmeheizsystem Quelle: eigene Berechnungen

4.2.5 Pufferspeicherauslegung nach

Der Heizungspufferspeicher übernimmt die hydraulische Entkopplung zwischen der Wärmepumpe und den verschiedenen Heizkreisen. Er wird als Schichtenspeicher ausgelegt. Vorteil dabei ist die Effizienzsteigerung, durch Anschluss der verschiedenen Verbraucher in der richtigen Speicherhöhe. Erzeugt wird die Schichtenladung durch im Speicher integrierte Prallbleche oder Zonenröhren.

Der Pufferspeicher kann über die Mindestlaufzeit dimensioniert werden. Die VDI 4645 gibt hier eine Mindestlaufzeit von 5 Minuten vor. In Wärmepumpen-Herstellerunterlagen des Herstellers OCHSNER werden 6 Minuten erwähnt. Mit einer Wärmepumpenleistung von 101 kW und einer Laufzeit von 20 Minuten nach Kapitel 4.2.2 ergibt sich ein Puffervolumen von 2922L. Gewählt 3000 L. Die Temperaturdifferenz im Speicher beträgt dabei 10 K.

$$\dot{V}_{WP,t} = \frac{\dot{Q}_{WP} * t_{WP}}{\rho * c_{W45} * \Delta\vartheta}$$

Formel 7: Speichervolumen Pufferspeicher

4.2.6 Deckenstrahlplatten für Kommissionierung und Lager

Deckenstrahlplatten werden in der Regel in Richtung der längsten Außenwand ausgerichtet. Der Abstand zwischen den Strahlbändermitten sollte, für die optimale Wärmeverteilung in Bodennähe, nicht größer als die Montagehöhe sein. Der Stirn- sowie seitliche Abstand zur Wand beträgt in etwa ein Viertel der Montagehöhe. Zudem wird je Außenwand ein zusätzliches Strahlband zur Erhaltung der Behaglichkeit montiert.

$$N_{DSP} = \frac{B_{Raum}}{H_{DSP}} + N_{AW}$$

Formel 8: Anzahl Strahlbänder Deckenstrahlplatten

Für die Kommissionierung ergibt dies bei einer Montagehöhe von 7,0 m eine empfohlene Bandanzahl von 4,8. Auf Grund des in der Mitte befindlichen Lichtbandes wird eine Montage von 6 Strahlbändern gewählt. Der Abstand zur Wand beträgt 1,75 m. Der Strahlbandmittenabstand beträgt 3,3 m.

Für die Lagerzone ergibt sich bei einer Montagehöhe von 3,3 m eine empfohlene Anzahl von 5 Strahlbändern. Aufgrund der bauseitig geplanten Stützsäulen wird eine Anzahl von 4 Bändern gewählt. Dadurch ergibt sich ein etwas zu großer Mittenabstand von 3,6 m. Der Wandabstand beträgt 1 m.

Die in Tabelle 8 dargestellte Auslegung der DSP erfolgt nach Datenblatt Arbonia DEG2.(Anlage 6)

Das minimale Defizit des Lagers, kann aufgrund der offenen Gestaltung der Halle, durch die Wärmestrahlung der Kommissionierung abgedeckt werden.

Tabelle 8: Auslegung Deckenstrahlplatten

Zone	Heizlast	benötigte spez. HL	Produkt gewählt	Länge SB	gedeckte HL
Kommissio- nierung	53153 W	295 W/m	DEG2-900	120 m	55058 W
			DEG2-1350	60 m	
Lager	12534 W	202 W/m	DEG2-600	54 m	12120 W
			DEG2-750	8 m	

Die Montage der DSP werden in Anlage 7 dargestellt.

4.2.7 Fußbodenheizung Personalräume

Das komplette Obergeschoss soll mittels Fußbodenheizung (FBH) beheizt werden. Die Größe der zu beheizenden Fläche sowie die erforderlichen spezifischen Heizlasten, aufgrund der Zieltemperaturen der Räume, erfordern unterschiedliche Heizkreise.

Aufgrund der niedrigeren Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe im Vergleich zu einer Gasheizung, wird ein Verlegeabstand von 10 cm gewählt. Für eine standardmäßige maximale Rohrlänge von 90 m nach DIN EN 1264 berechnen sich die in Tabelle 9 dargestellten Heizkreise.

$$n_{HK,Raum} = A_{Raum} * M_{Rohr} \text{ mit } M = 8,8 \text{ m/m}^2$$

Formel 9: Anzahl Heizkreise Fußbodenheizung

Tabelle 9: Verteilung der Heizkreise FBH

Raum	Fläche A _{Raum}	Op. Raumtemperatur	Anzahl Heizkreise
WC Damen	11,6 m ²	21°C	2
Waschen Damen	16,3 m ²	24°C	2
Umkleide Damen	48,8 m ²	22°C	5
Personalraum	38,0 m ²	21°C	4
Flur+Abstellraum	51,2 m ²	21°C	5
WC Herren	12,6 m ²	21°C	2
Waschen Herren	15,4 m ²	24°C	2
Umkleide Herren	43,0 m ²	22°C	4
gesamt	237,9 m ²		26

4.2.8 Wärmeübertrager Heizungswasser/Warmwasser

Der Wärmeübertrager für die Trinkwassererwärmung sitzt im Pufferspeicher der Heizungsanlage. Er dient der hygienischen Abgrenzung zwischen Heizungswasser und Trinkwasser.

Rohrbündelwärmeübertrager eignen sich bei der Wärmeübertragung von einer Flüssigkeit auf eine andere, insbesondere aufgrund ihrer Druckfestigkeit und hohen Durchsatzmenge.⁵

Die Rohrbündeloberfläche berechnet sich wie folgt:

$$A_{O,Rohr} = \frac{Q_{WW}}{k_{RB} * \Delta\vartheta_{WW/KW}}$$

Formel 10: Oberfläche Rohrbündelwärmeübertrager

Sie beträgt demnach 0,77 m².

4.2.9 Warmwasserspeicher

Der Großteil des Warmwassers wird für Duschen und Waschtische verbraucht. Diese werden nur in den Zeiten eines Schichtwechsels genutzt. Die maximale Warmwassermenge bei Schichtwechsel beträgt 0,59 l/s.

Um die nötige Warmwasserenergie von 123 kW bereitzustellen, muss ein Speicher von 1057L Fassungsvermögen verbaut werden. Gewählt wird dafür ein Speicher von 1000L Volumen.

Für die Entladezeit von 30 min und die Beladezeit von 60 min kann die Warmwasserenergie für den Wärmeerzeuger auf etwa 60 kW gedrosselt werden.

Speichervolumen:
$$\dot{m}_{WWS} = \frac{Q_{WW} * t_{entladen}}{cp_{WW} * \Delta\vartheta_{WW/KW}}$$

Formel 11: Speichervolumen Warmwasser

Beladeenergie:
$$\dot{Q}_{beladen} = (\dot{m}_{WWS} * cp_{WW} * \Delta\vartheta_{WW/KW}) / t_{beladen}$$

Formel 12: Wärmeenergie Beladung Warmwasserspeicher

4.3 Zusammenfassung des Abwärmeheizsystems

Im Auslegungspunkt von -13,3°C hat die Anlage die in Tabelle 10 aufgeführten Parameter und Komponenten.

Die Betriebsweise der Wärmeerzeuger ist bivalent-parallel.

Das in Abbildung 6 dargestellte Anlagenschema ist ein Auszug aus der IDA ICE Simulationssoftware. Der Kühlkreislauf kann dabei vernachlässigt werden. Der Massenstrom beträgt 0,0 g/kg Die Software kann ohne diese Komponente nicht simulieren.

Die Energiequelle der Abluft wurde durch einen Wärmeübertrager im Erdreich ersetzt. Nur hier kann eine konstante Quelltemperatur eingestellt werden.

Tabelle 10: Anlagenkomponenten und Parameter des Abwärmesystems

Wärmeübertrager Sole/Wasser	Lamellenwärmeübertrager 5 m³/h
Sole-Pufferspeicher	5000L
Sole/Wasser-Wärmepumpe	OCHSNER ISWS R7a 100kW VL: 60°C COP 3,0 Volumenstrom: 19,3 m³/h
Gas-Brennwertkessel	60kW VL: 60°C
Pufferspeicher Heizung	3000L
Deckenstrahlplatten	VL/RL: 55/45 120 m Arbonia DEG2-900 60 m Arbonia DEG2-1350 54 m Arbonia DEG2-600 8 m Arbonia DEG2-750
Fußbodenheizung	26 Heizkreise VL/RL: 35/28
Rohrbündel-Wärmetauscher	k= 1500 W/m²K A= 0,77 m²
Warmwasserspeicher	1000L, 60°C 60min Beladezeit 30min Entladezeit

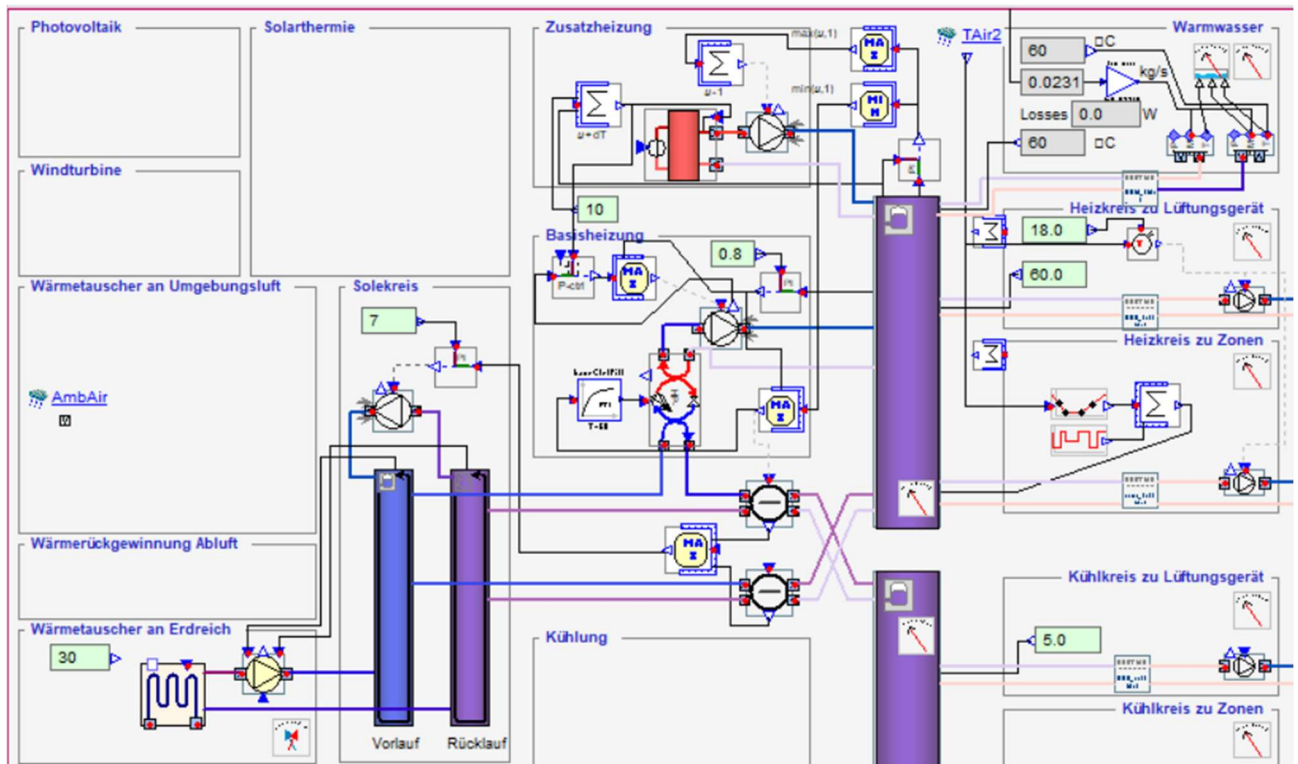


Abbildung 6: Anlagenschema Abwärmenutzung IDA ICE

5 Alternative Heizkonzepte

Zur Betrachtung und Bewertung des unter Kapitel 4 ausgelegten Abwärmesystems werden im Folgenden zwei weitere Systeme gewählt und mittels IDA ICE Software simuliert. Alle drei Varianten werden wirtschaftlich miteinander verglichen und bewertet.

5.1 Erdgas-Brennwertkessel

Das Bestandsgebäude, verfügt bereits über einen Erdgasanschluss für den Betrieb der Backstraße. Zum Vergleich mit dem System der Abwärmenutzung, vor allem im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit, wird ein konventionelles Heizsystem ausgelegt. Die Wärme wird lediglich über einen Erdgas-Brennwertkessel erzeugt. Das System verfügt über keinerlei erneuerbare Energie und ist derzeit laut GEG für Neubauten nicht zulässig. (Abbildung 7)

Für die Simulation mit IDA ICE wird für den Wärmeerzeuger eine unbegrenzte Leistung angenommen. Der Erdgaspreis wurde aus den Erdgas Abrechnungen des Unternehmens aus drei Monaten des vergangenen Jahres entnommen.

5.2 Fernwärmeanschluss

Am betrachteten Standort des Backwarenherstellers ist ein Fernwärmenetz vorhanden. Der aktuelle Wärmenetzplan sieht vor dieses in Zukunft weiter auszubauen. Seit dem 01.01.2025 sind Unternehmen mit einem Jahresenergiebedarf >2 GWh/a verpflichtet ihre Abwärmepotentiale zu erfassen und zu melden. Eine Pflicht zur Anbindung an ein Fernwärmenetz besteht jedoch nicht.⁹ Mit einem derzeitigem Jahresenergiebedarf von etwa 1,2GWh pro Jahr muss diese Regelung nicht betrachtet werden.

Die Übertragung von Fernwärme auf das Gebäudeheizsystem erfolgt durch eine Übergabestation inklusive Wärmeübertrager. Für die nachfolgende Simulation mit IDA ICE wird eine leistungsunbegrenzte Fernwärme angenommen. Das Anlagenschema für die Simulation mit Fernwärmeanschluss ist identisch dem Schema des Gas-Brennwertkessels in Abbildung 7.

Der Arbeitspreis wird mit 7 Cent/kWh angenommen Der Grundpreis für die Nutzung von Fernwärme ist analog dem Grundpreis von Erdgas vom Verbrauch pro Jahr abhängig. Er liegt im Schnitt bei 40 Cent/kWh/a. Der einmalig zu bezahlende Netzanschluss wird mit einer Pauschale von 15000 Euro angenommen.

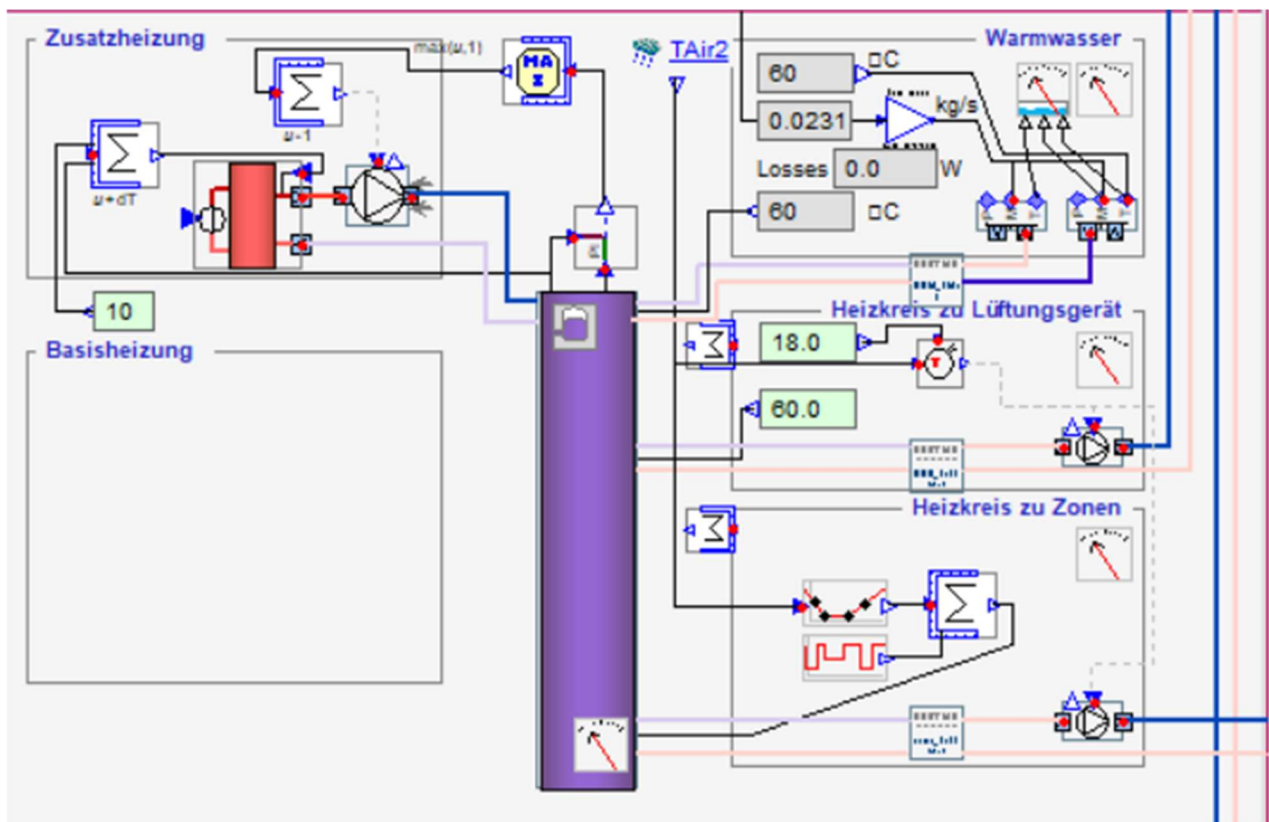


Abbildung 7: Schema alternative Heizkonzepte Gas oder Fernwärme

5.3 Frostbetrieb

Zusätzlich zu den alternativen Heizungssystemen wird die Heizlast für den Frostbetrieb, analog Kapitel 3.3, berechnet. Dafür wird eine Raumtemperatur von $+5^{\circ}\text{C}$ in allen Bereichen festgelegt.

Es ergibt sich eine erforderliche Wärmeleistung von 55 kW für den Gaskessel des Abwärmesystems. Die Warmwasserbereitung wird dabei nicht berücksichtigt, da im beschriebenen Fall keine Nutzung des Gebäudes vorliegt.

6 Simulation favorisierter Heizkonzepte

Die Simulation der Heizkonzepte wird mittels Software IDA Indoor Climate and Energy (IDA ICE) in der Version 5.1 vorgenommen.¹⁰

6.1 Beschreibung der Simulationssoftware IDA ICE und Modellaufbau

Die Software ist geeignet für Simulationen der Gebäudeplanung. Sie verfügt über zahlreiche Datenbanken für Klimazonen und Anlagenbauteile. Dadurch können an das Gebäude angepasste dynamische Rechnungen zu Leistung und Energie sowie Tages, Monats oder Jahressimulationen vorgenommen werden. Investitions- und Betriebskosten können dabei für geplante Bauprojekte abgeschätzt werden. Die Ergebnisse der Simulationen werden als Berichte inklusive Diagramme präsentiert.

Anhand der Vielzahl an Ein- und Ausgabeparametern ist der Programmaufbau sehr komplex und vielschichtig. Zur detailgetreuen Abbildung von Bestands- und Neubauten, kann die Datenbank beliebig erweitert werden.

Für die Simulation von Heizungssystemen im Gebäude wird zunächst der Gebäudekörper nachgestellt. Dazu können Grundrisse aus CAD-Programmen, als Standard-DWG-Datei oder komplexe IFC-Dateien, eingelesen werden. Für nicht definierte Gebäudekörper, ist die Darstellung eines Einzonenmodells möglich.

Die Festlegung der Gebäudehülle, zur Abgrenzung des Gebäudes, erfolgt immer an den Innenseiten der Außenwände. Im Anschluss werden die Zonen innerhalb des Gebäudes definiert. Auswahlkriterien können Flächen, Nutzungstypen oder unterschiedliche Raumtemperaturen sein. Fenster, Türen und andere Bauteile können aus der Datenbank ausgewählt, selbst erstellt und anschließend in die Gebäudehülle integriert werden. Die detaillierte Beschreibung des Raumtyps, inklusive innerer Lasten wie Beleuchtung, Personen oder Geräten, kann nachträglich für jede Zone angepasst werden.

Die klimatischen Daten des zu betrachtenden Standortes werden nach DIN 4108-2 im Hauptmenü ausgewählt. Nach jedem Arbeitsschritt kann das Gebäude in 3D dargestellt werden. Sobald die Eingaben über Kälte- und oder Wärmequellen erfolgt ist, ist eine Animation der Raumtemperaturen möglich.

6.2 Eingangsdaten und Randbedingungen der Simulation

In Tabelle werden die Eingangsdaten, welche der Simulation zu Grunde liegen dargestellt.

Tabelle 11: Eingangsdaten IDA ICE 5.1

Globaldaten	Klimazone B TRY Chemnitz 2010 mittleres Jahr Heizgrenztemperatur 12°C Windprofil: geschlossene Ortschaft nach ASHRAE 1993
Nutzungstyp	Nichtwohngebäude
Wärmedurchgangswerte	siehe Tabelle 1 Kapitel 3.2
Infiltration	0,5 h ⁻¹
Warmwasserbedarf	30 l/Person und Tag über Warmwasserspeicher
Raumtemperaturen	siehe Tabelle 2 Kapitel 3.3
Zonenflächen	siehe Tabelle 2 Kapitel 3.3
Anlagenkomponenten	Variante 1: siehe Tabelle 10 Variante 2: Gas-Brennwertkessel Variante 3: Fernwärmeanschluss

Bevor die genannten Heizsysteme simuliert werden, wird die nach DIN EN 12831 berechnete Heizlast des Gebäudes nachgestellt. Aus dem Simulationsprogramm geht eine Gebäudeheizlast, ohne Warmwasserbereitung von 71 kW hervor. Die Differenz von 3,5 kW, zur konventionellen Berechnung, ist mit der in der Simulation nicht berücksichtigten Gebäudegeometrie zu erklären. Beispielsweise die Säulen zur Errichtung des zweiten Obergeschosses wurden bei der Flächenermittlung nicht berücksichtigt. Da die U-Werte nicht händig in die Vorgabewerte der Simulation eingetragen werden konnten, mussten die Bauteile mittels Materialien und Schichten so nachgestellt werden, bis eine annähernde Übereinstimmung erreicht wurde.

7 Wirtschaftlichkeitsanalyse

Die Wirtschaftlichkeitsberechnung der drei zu vergleichenden Varianten wird nach VDI 2067 für eine Projektlaufzeit von 20 Jahren vorgenommen. Dieser Zeitraum ergibt sich aus den zu erwartenden Betriebsdauern der Anlagenbauteile. Berücksichtigt werden dabei drei Kostengruppen, die kapital-, bedarfs- und betriebsgebundenen Kosten.

7.1 Investitions- und Betriebskostenabschätzung

Die der Berechnung zugrunde liegenden Kosten wurden aus der vorliegenden Erdgasabrechnung, den Auskünften der Netzbetreiber, sowie eingeholten Angeboten entnommen.

Die Berechnung der Annuität nach 20 Jahren, siehe Tabelle 12, erfolgt mittels Exceltool aus der im Studium enthaltenen Vorlesung aus dem Modul MBK08210 Facility Management I.

Die exakte Aufschlüsselung der Berechnung kann der beigefügten Anlage „Wirtschaftlichkeitsberechnung“ entnommen werden.

$$A_{ges} = A_E - (A_K + A_V + A_B + A_S)$$

Tabelle 12: Wirtschaftlichkeitsberechnung der Varianten

		V1	V2	V3
		Erdgas- Brennwertkessel	Elektrische Wärmepumpe + Brennwertkessel	Fernwärme
Investition		50.000,00 €	55.000,00 €	20.000,00 €
+ A _{N,E} (Einzahlungen)	€/a	- €	- €	- €
- A _{N,K} (Kapitalgebundene Auszahlungen)	€/a	3.679,09 €	4.047,00 €	1.471,64 €
- A _{N,V} (Verbrauchsgebundene Auszahlungen)	€/a	13.368,83 €	7.961,56 €	15.994,08 €
- A _{N,B} (Betriebsgebundene Auszahlungen)	€/a	1.838,57 €	1.266,85 €	5.459,94 €
- A _{N,S} (Sonstige Auszahlungen)	€/a	- €	- €	- €
= AN (Annuität)	€/a	- 18.886,48 €	- 13.275,42 €	- 22.925,65 €

7.2 Bewertung der Wirtschaftlichkeit

Annuität ist die über den betrachteten Zeitraum gleichbleibende finanzielle Belastung, die sich aus Zins und Tilgungsrate zusammensetzt. Umso kleiner der Betrag der Gesamtannuität ist, umso wirtschaftlicher ist ein betrachtetes System.

Obwohl die Investitionskosten für Variante V2 am höchsten sind, ist diese Variante laut Gesamtannuität die wirtschaftlichste. Dies liegt insbesondere an der zu erwartenden Jahresarbeitszahl von 7. Grund dafür ist die vorhandene Abwärme als hohe Quellenergie für die Wärmepumpe. Trotz des vom Hersteller angegebenen COP von 3,0 ist eine JAZ von 7 möglich, die Herstellerangaben nicht mit einer dauerhaften Abwärme von 30°C ausgehen.

8 Fazit und Ausblick

Abwärme kann nie vermieden werden. Um einen Betrieb effizienter zu führen, muss diese genutzt werden. Dafür müssen Unternehmen unbürokratisch gefördert werden. In den ausgelegten Varianten zeigt sich deutlich, dass es sich lohnt Abwärme zu nutzen. Selbst bei einer größeren Investitionssumme wäre das System mit Abwärmenutzung immer das bessere. Die 65% erneuerbare Energie wurden im Auslegungsfall mit über 76% klar erreicht.

Falls die anstehende Abwärme nicht, wie in diesem Fall, betriebsintern genutzt werden kann, lohnt sich die Idee der Einspeisung fast immer. Leider ist die flächendeckende Analyse von Abwärmequellen und -senken noch nicht in die derzeitige Wärmenetzplanung eingeflossen. Das Desinteresse des hier ansässigen Unternehmens wurde im Laufe der Bearbeitung deutlich sichtbar. Dies ist in Zukunft nicht zielführend und erschwert die Umsetzung der Klimaziele. Trotz alledem sollte man neben der Nutzung von Abwärme weiterhin an der Reduzierung selbiger arbeiten. Die geplante Erweiterung der am Standort existierenden Fernwärmeleitung zeigt den großen Bedarf an Wärmeenergie in der Region. Es bleibt abzuwarten, was die zukünftigen Gesetzesänderung und Anforderungen mit sich bringen. Eventuell wird die Nutzung von bis dato verschwendeter Energie noch wichtiger, oder verliert wieder an Bedeutung.

Die Diplomarbeit hat deutlich gezeigt, wie wichtig ein Umdenken, weg von konventionellen Systemen ist.

Quellenverzeichnis

- 1 dena: Gebäudewende Daten und Trends, in: Marktreport 2025, 10.01.2026,
https://www.dena.de/fileadmin/Buendnis_Gebaeudewende/Dokumente/BGW_Marktreport_2025_web.pdf
- 2 bdew: Energieeffizienz in der Bäckerei, in: gewerbe-
gas.info, 02.02.2026,
<https://www.ganz-einfach-energiesparen.de/assets/pdf/factsheet-bdew-baeckerei.pdf>
- 3 SMEKUL: Energie- und Klimaprogramm Sachsen 2021, April 2022, 09.12.2025,
<https://publikationen.sachsen.de/bdb/artikel/37830/lesen>
- 4 Stang, Christian: Die deutsche Rechtschreibung, 27. Auflage, Berlin, Deutschland: DUDEN, 2017
- 5 saena: Technologien der Abwärmenutzung, in Energieeffizienz in Unternehmen, Juni 2012, 20.01.2026,
<https://www.yumpu.com/de/document/read/21230172/technologien-der-abwarmenutzung-saena/37>
- 6 Bundesverband Wärmepumpe e.V.: BWP Klimakarte, 10.12.2025,
<https://www.waermepumpe.de/werkzeuge/klimakarte/>
- 7 GEG 2024: §§ 18, 19 Anlagen 2 und 3, in Gebäude Energie Gesetz 2024,
https://geg-info.de/geg_2024/index.htm
- 8 EnWG: §14a, in Gesetz über die Elektrizitäts- und Gasversorgung, 10.01.2026,
https://www.gesetze-im-internet.de/enwg_2005/
- 9 EnEfG: §17, in Gesetz zur Steigerung der Energieeffizienz in Deutschland, 20.02.2026,
<https://www.gesetze-im-internet.de/enefg/EnEfG.pdf>
- 10 EQUA Solutions AG Schweiz: Software IDA ICE, 20.01.2026
<https://www.equa.se/de/ida-ice>

Alle folgenden Quellen aus der Nautos-Datenbank der WHZ

<https://www.dinmedia.de/de/normen-management/nautos>

- | | |
|--------------|--|
| ASR A3.5 | Technische Regeln für Arbeitsstätten, Raumtemperatur |
| DIN EN 12831 | Energetische Bewertung von Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast |

VDI 2067	Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen - Energieaufwand der Nutzenübergabe
DIN 4108-2	Wärmeschutz und Energie-Einsparung in Gebäuden - Teil 2: Mindestanforderungen an den Wärmeschutz
DIN 1988-305	Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen
DIN 10508	Lebensmittelhygiene - Temperaturen für Lebensmittel
DIN EN 1264	Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung

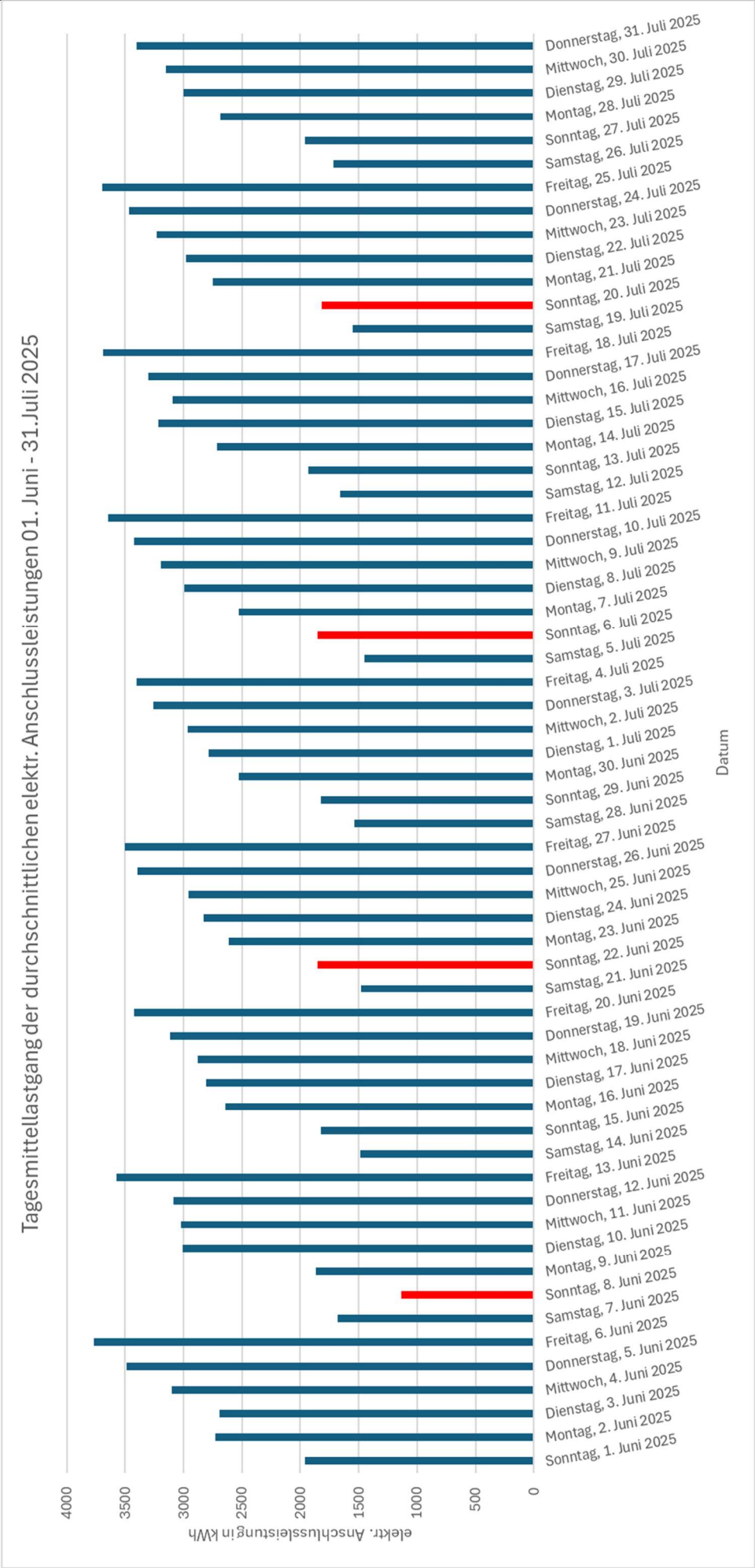
Verzeichnis der Anlagen

Anlage 1	Grundriss Anlage Bestand	1 Seite
Anlage 2	Lastgang Strombedarf Bestand	1 Seite
Anlage 3	Verteilung der Häufigkeiten t,x Diagramm	1 Seite
Anlage 4	Grundriss EG Genehmigungsplanung	1 Seite
Anlage 5	Grundriss OG Genehmigungsplanung	1 Seite
Anlage 6	Datenblatt Arbonia DEG2	1 Seite
Anlage 7	Montageübersicht DSP	1 Seite
Anlage 8	USB-Stick mit detaillierten Berechnung sowie weiteren Diagrammen der energetischen Auswertung	

Anlage 1



Anlage 2

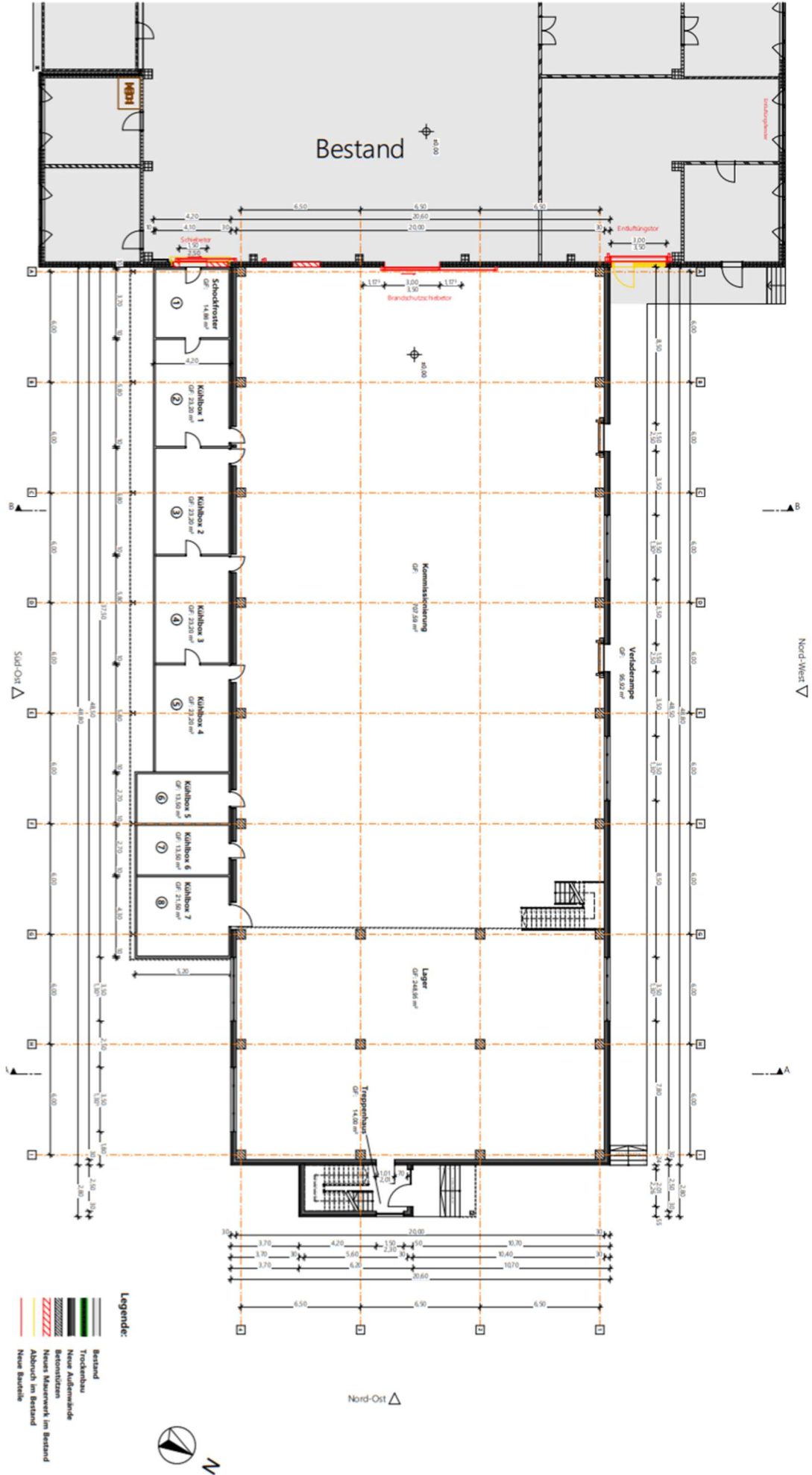


Anlage 3

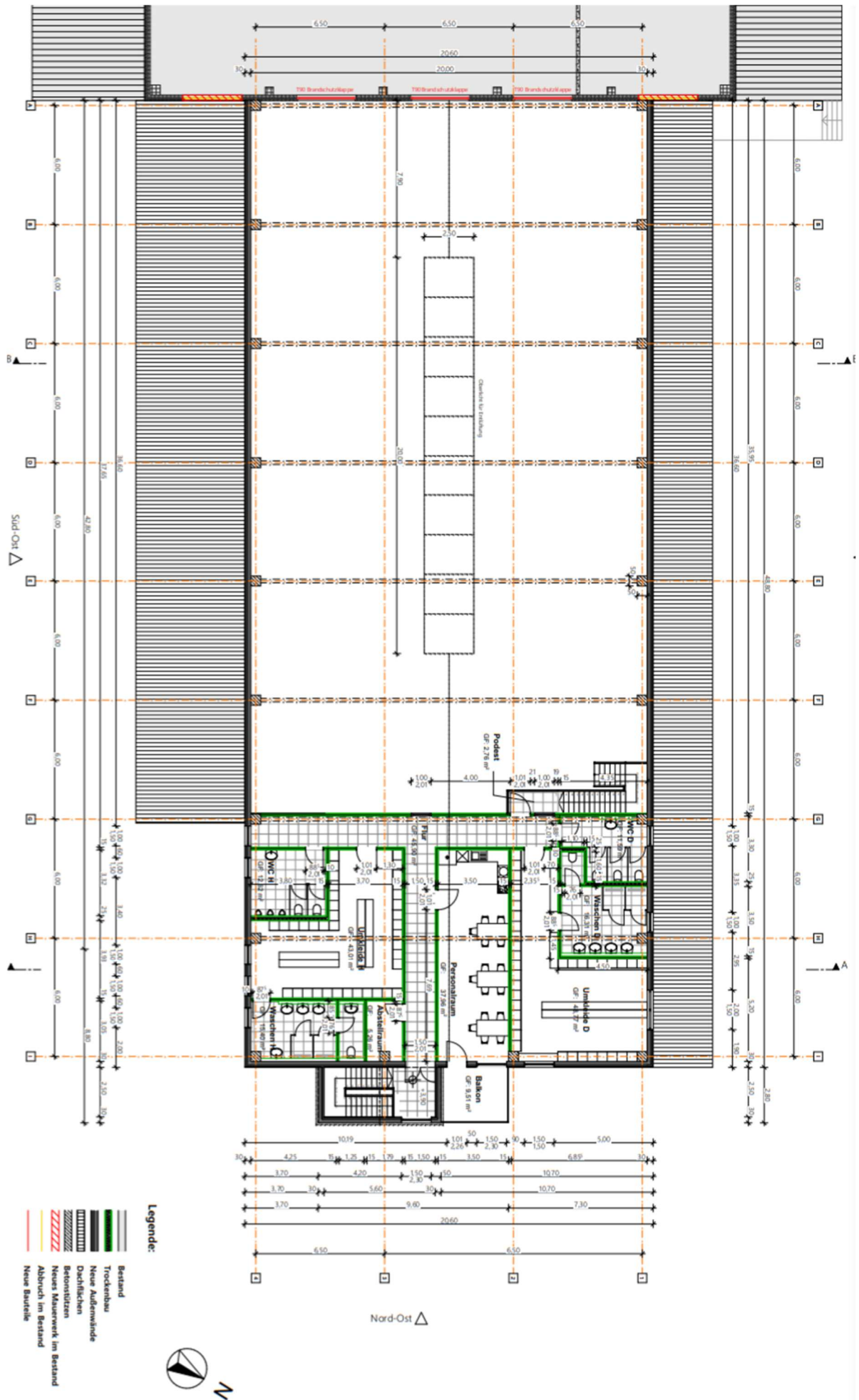
Anlage 3

Temp.- Klasse in [K]	Feuchtegehaltsklassen „x“ in [g/kg] trockene Luft																						
	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5
45	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
44	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
43	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
42	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
41,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
41	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
40	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
39,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
39	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
38	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
36,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
36	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
35,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
35	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
34,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
34	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
33,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
33	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
32,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
32	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
31,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
31	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
30	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
29,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
28,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
28	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Anlage 4



Anlage 5



Anlage 6



Deckenstrahlplatte DEG2

Heizleistung gemäß EN 14037:2016 W/m

Exponent n

Exponent n	DEG2-300		DEG2-300		DEG2-600		DEG2-750		DEG2-900		DEG2-1050		DEG2-1200		DEG2-1350		DEG2-1500		$\Delta T_m K$
	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	Platte	Sam- mel- rohr	
	1,17	1,24	1,16	1,26	1,17	1,24	1,16	1,26	1,16	1,26	1,17	1,26	1,17	1,26	1,17	1,26	1,16	1,22	
20	59,0	32,5	80,7	48,8	101,9	64,5	128,2	81,6	151,9	97,9	171,3	114,2	194,7	131,8	215,9	146,7	235,9	163,0	20
22	65,9	36,7	90,1	55,0	113,8	72,8	143,2	92,0	169,5	110,4	191,5	128,7	217,7	148,7	241,4	165,4	263,7	183,8	22
24	72,9	40,9	99,6	61,4	126,0	81,2	158,5	102,7	187,5	123,2	212,0	143,7	241,1	165,9	267,3	184,6	292,0	205,1	24
26	80,0	45,3	109,3	67,9	138,3	89,8	173,9	113,6	205,6	136,3	232,7	158,9	264,7	183,5	293,5	204,2	320,7	226,8	26
28	87,3	49,7	119,1	74,6	150,8	98,6	189,5	124,7	224,0	149,6	253,8	174,4	288,7	201,5	320,1	224,2	349,7	249,0	28
30	94,6	54,2	128,9	81,4	163,4	107,5	205,4	136,1	242,6	163,2	275,1	190,3	313,0	219,7	347,0	244,5	379,1	271,6	30
32	102,0	58,8	138,9	88,2	176,2	116,6	221,3	147,6	261,4	177,0	296,7	206,4	337,5	238,4	374,2	265,2	408,9	294,7	32
34	109,4	63,5	149,0	95,3	189,0	125,9	237,5	159,3	280,3	191,0	318,5	222,8	362,3	257,3	401,8	286,3	438,9	318,1	34
36	117,0	68,2	159,2	102,4	202,1	135,3	253,8	171,2	299,5	205,3	340,5	239,4	387,4	276,5	429,5	307,7	469,3	341,8	36
38	124,6	73,1	169,5	109,6	215,2	144,8	270,3	183,3	318,7	219,8	362,7	256,3	412,7	296,0	457,6	329,4	499,9	365,9	38
40	132,2	77,9	179,8	116,9	228,4	154,5	286,9	195,5	338,2	234,5	385,1	273,4	438,2	315,8	485,9	351,4	530,8	390,3	40
42	140,0	82,9	190,2	124,3	241,8	164,3	303,6	207,9	357,8	249,3	407,7	290,8	464,0	335,8	514,4	373,6	562,0	415,1	42
44	147,8	87,9	200,8	131,8	255,3	174,2	320,5	220,4	377,6	264,4	430,5	308,3	489,9	356,0	543,2	396,2	593,4	440,1	44
46	155,6	92,9	211,3	139,4	268,8	184,3	337,5	233,1	397,4	279,6	453,5	326,1	516,1	376,6	572,2	419,0	625,1	465,5	46
48	163,5	98,1	222,0	147,1	282,5	194,4	354,6	246,0	417,5	295,0	476,6	344,0	542,4	397,3	601,4	442,1	657,0	491,1	48
50	171,5	103,2	232,7	154,8	296,3	204,7	371,8	259,0	437,6	310,6	499,9	362,2	568,9	418,3	630,9	465,4	689,2	517,1	50
52	179,5	108,5	243,5	162,7	310,1	215,1	389,1	272,1	457,9	326,3	523,3	380,6	595,7	439,5	660,5	489,0	721,5	543,2	52
54	187,6	113,7	254,4	170,6	324,1	225,5	406,6	285,3	478,3	342,2	546,9	399,1	622,5	460,9	690,3	512,8	754,1	569,7	54

Deckenstrahlplatten DEG2

Anlage 7

