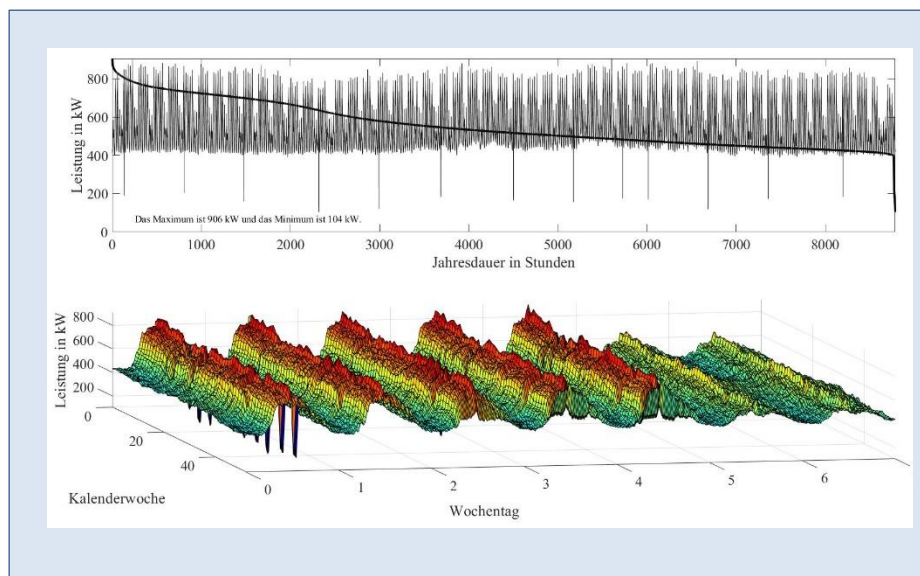




ENERGIEEFFIZIENTE ENERGIEVERSORGUNG KLINIKUM FLENSBURG

Sachbericht zum Projekt EEKlin

April 2022

Autoren:

Ruben Harten
André Lindemann
Dirk Volta
Samanta Weber



Zentrum für nachhaltige Energiesysteme Hochschule / Europa-Universität Flensburg

Kanzleistraße 91-93

24943 Flensburg

Internet: www.znes-flensburg.de

In Kooperation mit**Gefördert durch die:**

Gesellschaft für Energie und
Klimaschutz Schleswig-Holstein GmbH



ISSN - 2196-7164



Zentrum für nachhaltige Energiesysteme Hochschule / Europa-Universität Flensburg

Kanzleistraße 91-93

24943 Flensburg

Internet: www.znes-flensburg.de

In Kooperation mit der Ev.-Lut. Diakonissenanstalt zu Flensburg

Gefördert durch die EKSH Gesellschaft für Energie und Klimaschutz Schleswig-Holstein GmbH

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	2
Abbildungsverzeichnis	5
Tabellenverzeichnis	7
Formelzeichen.....	8
1 Einleitung.....	12
1.1 Projektidee	12
1.2 Stand der Wissenschaft.....	12
1.3 Zielsetzung	14
1.4 Vorgehen	14
2 Grundlagen.....	15
2.1 Randbedingungen.....	15
2.1.1 Randbedingungen Gebäude.....	15
2.1.2 Randbedingungen Kälte, Heiz- und Dampfbedarf, Druckluft.....	15
2.1.3 Modellfaktoren, Energiekennzahlen, Kosten der Energieträger	16
2.2 CO ₂ -arme Energieträger	18
2.2.1 Elektrische Energie und Fernwärme	18
2.2.2 Liquefied Petroleum Gas (LPG)	19
2.2.3 Wasserstoff.....	19
2.3 Kennzahlen deutscher Krankenhäuser	24
2.3.1 Jährlicher Endenergieverbrauch	25
2.3.2 Spezifische energetische Verbräuche deutscher Krankenhäuser	26
3 Hauptprozesse	29
3.1 Warmwasserversorgung.....	29
3.2 Dampfversorgung.....	31
3.2.1 Schwarzdampfversorgung.....	31
3.2.2 Reindampfversorgung	33
3.2.3 Optimierung des bestehenden Prozesses.....	35
3.2.4 Umsetzungsempfehlung	39
3.3 Elektrischer Verbrauch	40
3.3.1 Grafische Darstellungen	41
3.3.2 Lastgang und geordnete Jahresdauerlinie.....	43
3.4 Druckluftversorgung.....	45
3.4.1 Analyse des Bestands	45
3.4.2 Optimierungspotenziale	51
3.4.3 Dimensionierung des Notfallspeichers.....	54
3.4.4 Umsetzungsempfehlung	59
3.5 Raumluftechnische Anlagen	61

3.5.1	Energiebedarf bedingt durch äußere und innere Lasten.....	61
3.5.2	Ergänzung des Außenluftanteils.....	62
3.5.3	Ergänzung der Wärmerückgewinnung (WRG).....	63
3.5.4	Ergebnisse	67
3.6	Sauerstoffversorgung.....	70
3.6.1	Ergebnisse der Untersuchungen	71
3.6.2	Umsetzungsempfehlung.....	75
3.7	Redundanzanlagen im Krankenhaus	77
3.7.1	Wärmeversorgung	77
3.7.2	Elektrische Versorgung	78
3.7.3	Versorgungsszenarien Anlagenausfall und Ausfall der Energieversorgung	79
3.7.4	Schlussfolgerungen	82
4	Simulierte Lastgänge	83
4.1	Randbedingungen zur Simulation der Lastgänge.....	83
4.1.1	Abgrenzung des Betrachtungsbereiches.....	83
4.1.2	Zonierung	84
4.1.3	Ermittlung der inneren und äußeren Lasten	85
4.2	Elektrische Energie	88
4.3	Kälte	91
4.4	Raumwärme, Trinkwarmwasser, Dampf	92
4.5	Monatliche Auflistung von Wärme, Strom und Kälte.....	93
5	Alternative Versorgungsprozesse	95
5.1	Kraft-Wärme-Kopplung.....	96
5.1.1	KWK mittels BHKW	96
5.1.2	Vergleich der Versorgungsszenarien für 2018 und 2030	102
5.1.3	Systemvergleich 2030	105
5.1.4	Fazit und Handlungsempfehlung	107
5.1.5	Brennstoffzelle	108
5.2	Wärmepumpe	112
5.2.1	Annahmen und Aufbereitung der Lastgänge	112
5.2.2	Vergleich der Wärmequellen	115
5.2.3	Modellierung der Wärmepumpe	117
5.2.4	Emissionen und Betriebskosten	119
5.2.5	Wirtschaftlichkeit	123
5.2.6	Ergebnisse	126
5.2.7	Umsetzungsempfehlung.....	129
5.3	Freie Kühlung.....	130
5.3.1	Annahmen und Aufbereitung der Lastgänge	130
5.3.2	Betrachtete Topologien	133
5.3.3	Rückkühlwerke	135
5.3.4	Ergebnisse	136
5.3.5	Fazit und Ausblick	139

5.4	Solare Kühlung, Fotovoltaik und Solarthermie	139
5.4.1	Betrachtete Fotovoltaikanlage am Standort Peelwatt.....	140
5.4.2	Betrachtete Solarthermieanlage am Standort Peelwatt.....	142
5.4.3	Vergleich beider Systeme.....	143
5.4.4	Fazit.....	145
6	Zusammenfassung.....	146
6.1	Inhaltliche Zusammenfassung.....	146
6.2	Wissenschaftliche Aspekte.....	146
6.3	Übertragbarkeit der Ergebnisse	147
6.4	Ausblick.....	147
7	Literaturverzeichnis.....	149
8	Anhang	159
8.1	Anhang I – Arbeitspakete und Veröffentlichungen	159
8.1.1	Geschlossene Arbeitspakete	159
8.1.2	Veröffentlichungen im Rahmen des Projektes	160
8.2	Anhang II – Relevante Kriterien zur Zertifizierung nach DGNB	161
8.3	Anhang III – Kältebedarf der Medizintechnischen Geräte.....	165
8.4	Anhang IV – Energiemix und Energiepreise im Versorgungsgebiet.....	166
8.4.1	Deutscher Strommix.....	166
8.4.2	Stadtwerke Flensburg.....	170
8.4.3	PEF und CO ₂ -Emissionen des Versorgungsgebietes Flensburg 2018 und 2030.....	173
8.5	Anhang V – Referenzraum der RLT-Anlage.....	175
8.6	Anhang VI - Solare Simulationsdaten für den Standort Peelwatt.....	179
8.7	Anhang VII – Übersichtsblätter.....	180
8.7.1	Druckluftherzeugung.....	181
8.7.2	Sauerstofferzeugung.....	182
8.7.3	Sterilisation.....	183
8.7.4	Raumluftechnik.....	184
8.7.5	Luft-Wasser-Wärmepumpe für Heizungswasser	185
8.7.6	LPG-BHKW.....	186
8.7.7	Wasserstoffbezug	187
8.7.8	Wasserstoff-BHKW	188
8.7.9	Kältespeicher.....	189
8.7.10	Wärmespeicher.....	190

Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 2-1: CO ₂ -EMISSIONEN H ₂ -VARIANTEN UND FLÜSSIGGAS [17, S.11] [25, S. 35]	21
ABBILDUNG 2-2: VERLUSTKASKADE BEI REGIONALEM WASSERSTOFFBEZUG [15, S. 30] [72]	22
ABBILDUNG 2-3: KOSTENENTWICKLUNG VON WASSERSTOFF LAUT GREENPEACE [17, S. 8], [25, S. 35]	23
ABBILDUNG 2-4: KOSTENVERGLEICH GRÜNER WASSERSTOFF INLÄNDISCH/IMPORT MIT LPG [17, S. 8, S. 55ff.].....	24
ABBILDUNG 2-5: ANZAHL DER KRANKENHÄUSER IN DEUTSCHLAND NACH BETTENGROßENKLASSEN 2017 [104]	25
ABBILDUNG 2-6: ANTEILE DER ENDENERGIETRÄGER AM JAHRESENERGIEBEDARF DER DIAKO [39, S. 27f.].....	26
ABBILDUNG 2-7: VERGLEICH ENDENERGIEVERBRAUCH PRO FLÄCHE LITERATURKENNWERTE MIT ENPI DIAKO	28
ABBILDUNG 3-1: ANTEIL KRANKENHÄUSER NACH GENUTZTEN ENERGIETRÄGERN 2013 [28].....	29
ABBILDUNG 3-2: VEREINFACHTES SCHEMA DER WARMWASSERZIRKULATION	30
ABBILDUNG 3-3: REPRÄSENTATIVER 24-STUNDEN-LASTGANG DER ZIRKULATIONSNACHERHITZER, GESTAPELT.....	30
ABBILDUNG 3-4: VEREINFACHTES SCHEMA DES SCHWARZDAMPFNETZES EINES KRANKENHAUSES	31
ABBILDUNG 3-5: VERLUSTKASKADE DER SCHWARZDAMPFERZEUGUNG IN DER DIAKO	32
ABBILDUNG 3-6: SCHEMA DES REINDAMPFNETZES DER DIAKO FLensburg	34
ABBILDUNG 3-7: ENERGIEFLUSSDIAGRAMM DER REINDAMPFVERSORGUNG	35
ABBILDUNG 3-8: VERGLEICH REALE UND OPTIMIERTE DAMPFVERSORGUNG NACH PHO-METHODE.....	36
ABBILDUNG 3-9: GEGENÜBERSTELLUNG VERSORGUNG STERIS FLÜSSIGGAS UND ELEKTRISCH NACH PHO-METHODE	37
ABBILDUNG 3-10: VERGLEICH DER VERSORGUNGSVARIANTEN DER STERIS MITTELS SANKEY-DIAGRAMM FÜR 2030	38
ABBILDUNG 3-11: ELEKTRISCHER VERBRAUCH DIAKO LASTGANG 2020	41
ABBILDUNG 3-12: CARPET PLOT 2020 ÜBER UHRZEIT UND TAG MIT ERLÄUTERUNGEN ZUM VORGEHEN.....	42
ABBILDUNG 3-13: CARPET PLOT TAGESMENGEN 2020 MIT ERLÄUTERUNGEN MARKANTER BEREICHEN	43
ABBILDUNG 3-14: ELEKTRISCHER LASTGANG UND GEORDNETE JAHRESDAUERLINIE MIT GRUNDLAST 2020.....	44
ABBILDUNG 3-15: JAHRESZEITLICHER VERGLEICH EINES WOCHENLASTGANGS 2018.....	45
ABBILDUNG 3-16: DRUCKLUFTVERSORGUNG IN DER DIAKO FLensburg	47
ABBILDUNG 3-17: QUALITATIVER PROZESSVERLAUF DER DRUCKLUFTAUFBEREITUNG IM W_T - P_{EFF} -DIAGRAMM	49
ABBILDUNG 3-18: AUSSCHNITT DES ERMITTELTEN DRUCKLUFTLASTGANGES.....	50
ABBILDUNG 3-19: VERLAUF DER VERDICHTERAUSLASTUNG, AUSSCHNITT VON 2013 BIS 2019.....	50
ABBILDUNG 3-20: OPTIMIERTE DRUCKLUFTAUFBEREITUNG - QUALITATIVES W_T - P_{EFF} -DIAGRAMM	52
ABBILDUNG 3-21: FLIEßSCHEMA OPTIMIERTE DRUCKLUFTAUFBEREITUNG NACH [56, S. 51].....	53
ABBILDUNG 3-22: VERLAUF DER ZUSTANDSÄNDERUNGEN IM SPEICHER IM P - V -DIAGRAMM	54
ABBILDUNG 3-23: NOTWENDIGES SPEICHERVOLUMEN IN ABHÄNGIGKEIT DES ERZIELBAREN ÜBERDRUCKS	55
ABBILDUNG 3-24: VERLAUF DER ZUSTANDSÄNDERUNGEN BEIM ERSTEN BEFÜLLEN DES SPEICHERS IM P - V -DIAGRAMM	56
ABBILDUNG 3-25: VERGLEICH DRUCKLUFTPROZESSE MIT 10 BAR UND 14 BAR ÜBERDRUCK NACH PHO-METHODE	57
ABBILDUNG 3-26: SANKEY-DIAGRAMME DRUCKLUFT - GEGENÜBERSTELLUNG.....	59
ABBILDUNG 3-27: ENERGIEBEDARF ÜBER DER AUßENTEMPERATUR MIT INNEREN UND ÄUßEREN LASTEN	62
ABBILDUNG 3-28: ENERGIEBEDARF MINIMALER UND MAXIMALER AUßENLUFTANTEIL MIT LASTEN.....	63
ABBILDUNG 3-29: INNERE UND ÄUßERE LASTEN MIT MINDESTAUßENLUFTANTEIL UND WÄRMERÜCKGEWINNUNG	64
ABBILDUNG 3-30: WIRKUNGSPLAN UND SEQUENZEN FÜR DIE REGELUNG DER WRG & DES AUßENLUFTANTEILS.....	65
ABBILDUNG 3-31: ENERGIEBEDARF MIT REGELUNG DER AUßENLUFT UND DER WÄRMERÜCKGEWINNUNG	66
ABBILDUNG 3-32: OPTIMIERUNG DURCH REDUZIERTEN AUßENLUFTANTEIL UND WÄRMERÜCKGEWINNUNG.....	67
ABBILDUNG 3-33: PHYSIKALISCHES OPTIMUM ENERGETISCHE BETRACHTUNG.....	68
ABBILDUNG 3-34: BETRACHTUNG DES PHYSIKALISCHEN OPTIMUMS DURCH DEN JAHRESENERGIEBEDARF	69
ABBILDUNG 3-35: VERGLEICH SAUERSTOFFERZEUGUNGSPROZESSE NACH PHO-METHODE, SZENARIO 2030	72
ABBILDUNG 3-36: VERGLEICH SAUERSTOFFERZEUGUNGSPROZESSE MITTELS SANKEY-DIAGRAMMEN, SZENARIO 2030.....	73
ABBILDUNG 3-37: GRUNDSCHEMA REDUNDANTER ENERGIEVERSORGUNG	79
ABBILDUNG 3-38: SZENARIO AUSFALL DER WÄRMEPUMPE	80
ABBILDUNG 3-39: SZENARIO AUSFALL DES ÖFFENTLICHEN ELEKTRISCHEN NETZES UND DER BRENNSTOFFVERSORGUNG.....	81
ABBILDUNG 4-1: INNERE UND ÄUßERE LASTEN DER NUTZUNGSBEREICHE	88
ABBILDUNG 4-2: MODULATIONSFUNKTION UND ELEKTR. GEORDNETE JAHRESDAUERLINIEN DIAKO UND MODELL ZKF	90
ABBILDUNG 4-3: GRAFISCHE DARSTELLUNG ELEKTRISCHE ENERGIE – MODELL ZKF	90
ABBILDUNG 4-4: CARPETPLOT ELEKTRISCHE ENERGIE – MODELL ZKF	91
ABBILDUNG 4-5: SIMULIERTE GEORDNETE JAHRESDAUERLINIEN KÄLTE	92
ABBILDUNG 4-6: SIMULIERTE GEORDNETE JAHRESDAUERLINIEN WÄRME	93
ABBILDUNG 4-7: MODELLIERTER MONATLICHER ENERGIEBEDARF ZKF	94
ABBILDUNG 5-1: FÜR DAS ZKF ERSTELLTE KOPPLUNGSMATRIX.....	95
ABBILDUNG 5-2: MESSSTELLENPLAN FÜR KWK-ANLAGE IM ZKF	96
ABBILDUNG 5-3: FLIEßSCHEMA ZUR BERECHNUNG DER NENNLEISTUNG DER KWK-ANLAGE.....	98

ABBILDUNG 5-4: GEORDNETE JAHRESDAUERLINIE FÜR WÄRME UND JAHRESARBEIT DES LPG-BHKWs	99
ABBILDUNG 5-5: ELEKTRISCHER UND THERMISCHER WIRKUNGSGRAD IM TEILLASTBEREICH.....	99
ABBILDUNG 5-6: LASTGANG UND GEORDNETE JAHRESDAUERLINIE DES EL. ENERGIEBEDARFES MIT LPG-BHKW	100
ABBILDUNG 5-7: WÄRME- UND STROMMIX DER STADTWERKE FLENSBURG [62]	103
ABBILDUNG 5-8: PRIMÄRENERGIEVERGLEICH 2018 EXTERNE UND KOMBINIERTER VERSORGUNG	104
ABBILDUNG 5-9: VERGLEICH DER CO ₂ -EMISSIONEN DER EXTERNEN UND KOMBINIERTEN VERSORGUNG 2018	105
ABBILDUNG 5-10: SANKEY-DIAGRAMM DER PRIMÄRENERGIE VERGLEICH 2030	106
ABBILDUNG 5-11: SANKEY-DIAGRAMM DER CO ₂ -EMISSIONEN VERGLEICH 2030	107
ABBILDUNG 5-12: VERGLEICH DER SPEZIFISCHEN CO ₂ -EMISSIONEN 2018 BIS 2030	107
ABBILDUNG 5-13: ENERGIEWANDLUNG IN WÄRME-KRAFT-MASCHINE/BRENNSTOFFZELLE [82, S. 190].....	109
ABBILDUNG 5-14: GEGENÜBERSTELLUNG IDEALER BRENNSTOFFZELLENWIRKUNGSGRAD UND CARNOT-WIRKUNGSGRAD .	110
ABBILDUNG 5-15: ELEKTRISCHE WIRKUNGSGRAD E RDGASBETRIEBENER SYSTEME [65, S. 13].....	111
ABBILDUNG 5-16: MODELLIERTE HEIZLASTKURVE DES ZKF	112
ABBILDUNG 5-17: HEIZENERGIEBEDARF IM ZKF BEI DEN JEWELIGEN TEMPERATUREN.....	113
ABBILDUNG 5-18: HEIZKENNLINIE NACH VAILLANT MIT DER NEIGUNG 0,6 [117].....	114
ABBILDUNG 5-19: SIMULIERTE GEORDNETE JAHRESDAUERLINIE FÜR TRINKWARMWASSER IM ZKF	115
ABBILDUNG 5-20: NATÜRLICHE WÄRMEQUELLEN FÜR DEN BETRIEB EINER WÄRMEPUMPE, SCHEMATISCH	116
ABBILDUNG 5-21: SCHEMATISCHER AUFBAU EINER ZWEISTUFIGEN KRAFTWÄRMEMASCHINE	117
ABBILDUNG 5-22: ZWEISTUFIGER KRAFTWÄRMEPROZESS MIT AMMONIAK IM LOG(<i>p</i>)- <i>h</i> -DIAGRAMM.....	118
ABBILDUNG 5-23: MODELLIERUNG DER LUFT-WASSER-WÄRMEPUMPE MIT AMMONIAK (HEIZUNGSWASSER)	119
ABBILDUNG 5-24: VERGLEICH DER CO ₂ -EMISSIONEN DER WÄRMEPUMPE UND DER FERNWÄRME	120
ABBILDUNG 5-25: ENERGIEKOSTEN DER BETRACHTETEN LUFT-WASSER-WÄRMEPUMPE (FLÄCHENHEIZUNG)	121
ABBILDUNG 5-26: CO ₂ -EMISSIONEN DER WÄRMEPUMPE ZUR BEREITSTELLUNG VON TRINKWARMWASSER.....	122
ABBILDUNG 5-27: ENERGIEKOSTEN DER WÄRMEPUMPE ZUR BEREITSTELLUNG VON TRINKWARMWASSER	123
ABBILDUNG 5-28: VARIATION DER AUSLEGUNGSTEMPERATUR DER HW-WP (BIVALENT-PARALLEL/MONOENERGETISCH) .	124
ABBILDUNG 5-29: AMORTISATIONSZEITEN DER LUFT-WASSER-WÄRMEPUMPE (HEIZWASSER)	125
ABBILDUNG 5-30: AMORTISATIONSZEITEN DER LUFT-WASSER-WÄRMEPUMPE (TRINKWARMWASSER)	126
ABBILDUNG 5-31: CO ₂ -EMISSIONEN BEI DER WÄRMEBEREITSTELLUNG, BIVALENT-ALTERNATIVER BETRIEB (2030).....	127
ABBILDUNG 5-32: CO ₂ -EMISSIONEN BEI DER WÄRMEBEREITSTELLUNG, BEZUG REGENERATIVER ENERGIEN.....	127
ABBILDUNG 5-33: REGENERATIVES SZENARIO BEI DER VERWENDUNG VON MONOENERGETISCH AUSGELEGTE WP.....	128
ABBILDUNG 5-34: PRIMÄRENERGIEBEDARF DER VERSORGUNGSSYSTEME, 2030.....	128
ABBILDUNG 5-35: KÄLTEBEDARF IM ZKF BEI DEN JEWELIGEN TEMPERATUREN.....	131
ABBILDUNG 5-36: LEISTUNGSZAHLEN DER SIMULIERTEN KÄLTEMASCHINE.....	132
ABBILDUNG 5-37: GLEICHZEITIGES HEIZEN UND KÜHLEN VON RÄUMEN/ZONEN, BEISPIELHAFTER AUFBAU.....	133
ABBILDUNG 5-38: AUFBAU DER FREIEN KÜHLUNG MITTELS KÄLTEMITTEL [121].....	134
ABBILDUNG 5-39: AUFBAU DER FREIEN KÜHLUNG MITTELS GLYKOLKREIS [121].....	135
ABBILDUNG 5-40: ELEKTRISCHE JAHRESVERBRÄUCHE DER KÄLTEMASCHINEN BEI NUTZUNG DER FREIEN KÜHLUNG	137
ABBILDUNG 5-41: RÜCKKÜHLERAUSLEGUNG BEI DER FREIEN KÜHLUNG MITTELS GLYKOLKREIS	138
ABBILDUNG 5-42: NUTZUNG VON SOLARER ENERGIE ZUR KÄLTEERZEUGUNG, SCHEMATISCHE DARSTELLUNG.....	140
ABBILDUNG 5-43: ZU ERWARTENDE REALE SPEZIFISCHE ERTRÄGE FÜR DIE SIMULIERTE FOTOVOLTAIKANLAGE	141
ABBILDUNG 5-44: NOTWENDIGKEIT DER VERMEIDUNG VON MODULVERSCHATTUNGEN	142
ABBILDUNG 5-45: MITTLERE MONATLICHE BESTRAHLUNG FÜR DEN STANDORT PEELWATT	143
ABBILDUNG 8-1: ELEKTRISCHER JAHRESVERBRAUCH ZUR KÜHLUNG MEDIZINTECHNISCHER GERÄTE IN DER DIAKO	165
ABBILDUNG 8-2: JÄHRLICHER KÄLTEBEDARF ZUR KÜHLUNG AUSGEWÄHLTER MEDIZINTECHNISCHER GERÄTE	166
ABBILDUNG 8-3: ANTEIL DER STROMERZEUGUNG FÜR DEN DT. STROMMIX (KS 80 UND KS 95) FÜR 2030 UND 2050.....	169
ABBILDUNG 8-4: VERGLEICH THG UND PEF VERSCHIEDENER SZENARIEN DES DT. STROMMIXES	170
ABBILDUNG 8-5: PROZENTUALE VERTEILUNG DER ENDENERGIEKOSTEN NACH ENERGieträgern DER DIAKO 2018	175
ABBILDUNG 8-6: BETRACHTUNG DES RAUMES MIT ÄUßEREN UND INNEREN LASTEN [13]	176
ABBILDUNG 8-7: JAHRESTEMPORATURVERLAUF HAMBURG-FUHLSBÜTTEL AUF BASIS DIN 4710.....	178

Tabellenverzeichnis

TABELLE 2-1: RANDBEDINGUNGEN GEBÄUDE	15
TABELLE 2-2: RANDBEDINGUNGEN KÄLTE	16
TABELLE 2-3: RANDBEDINGUNGEN HEIZ-/DAMPFBEDARF	16
TABELLE 2-4: RANDBEDINGUNGEN DRUCKLUFT.....	16
TABELLE 2-5: KENNZAHLEN DER ENERGietRÄGER MODELLIERT FÜR DAS GEPLANTE ZKF	17
TABELLE 2-6: ANGENOMMENE ENERGIEKOSTEN 2030	17
TABELLE 2-7: ZUSAMMENSETZUNG VON LPG DER FIRMA FÄRBER GAS GMBH NACH DIN 51622 [41, S. 41].....	19
TABELLE 2-8: ENDENERGIEVERBRÄUCHE DER DIAKO NACH ENERGietRÄGERN 2018 [39, S. 27f.]	26
TABELLE 2-9: ENERGIEVERBRAUCHSKENNWERTE VON KRANKENHÄUSERN NACH [53, S. 9].....	27
TABELLE 2-10: DURCHSCHNITTLICHER ENERGIEVERBRAUCH PRO M ² _{NGF} DEUTSCHER KRANKENHÄUSER 2013 [29]	27
TABELLE 3-1: ERMITTELTE DURCHSCHNITTSWERTE FÜR DIE REINIGUNGS- UND DESINFEKTIONSGERÄTE IN DER DIAKO	33
TABELLE 3-2: ENERGIEKOSTENVERGLEICH VERSORGUNG STERI ELEKTRISCH UND FLÜSSIGGASFEUERUNG (OHNE INVEST.)..	38
TABELLE 3-3: GEGENÜBERSTELLUNG VERSORGUNGSVARIANTEN DER STERILISATION IM ZKF	40
TABELLE 3-4: DURCHSCHNITTICHE DRUCKLUFTVERBRÄUCHE	50
TABELLE 3-5: DRUCKVERLUSTE IM OPTIMISIERTEN DRUCKLUFTPROZESS NACH [3, S. 71].....	51
TABELLE 3-6: ERWARTETE ENERGETISCHE EINSPARUNG FÜR DIE DRUCKLUFTVERSORGUNG IM ZKF	58
TABELLE 3-7: EXERGETISCHER UND ENERGETISCHER WIRKUNGSGRAD DER DRUCKLUFTVERSORGUNGSOPTIONEN	59
TABELLE 3-8: GEGENÜBERSTELLUNG VERSORGUNGSVARIANTEN DER DRUCKLUFTERZEUGUNG IM ZKF.....	61
TABELLE 3-9: ANFORDERUNGEN AN MEDIZINISCHEN SAUERSTOFF AUS EUROPÄISCHEM ARZNEIBUCH [78, S. 466]	70
TABELLE 3-10: KOSTEN FÜR KRYOGENE HERSTELLUNG UND DEN BEZUG VON SAUERSTOFF 2020.....	74
TABELLE 3-11: KOSTEN FÜR DIE SAUERSTOFFPRODUKTION MITTELS PSA 2020.....	75
TABELLE 3-12: GEGENÜBERSTELLUNG VERSORGUNGSVARIANTEN ZUR SAUERSTOFFVERSORGUNG IM ZKF.....	77
TABELLE 4-1: ANTEILE VERSCHIEDENER ZONEN AM GESAMTEN ELEKTRISCHEN ENERGIEBEDARF NACH [52, S. 62]	84
TABELLE 4-2: ANTEILE TECHNISCHER ANLAGEN AM EL. ENERGIEBEDARF DES KRANKENHAUSES NACH [52, S. 62]	85
TABELLE 4-3: EINGABEWERTE ZUR BERECHNUNG DER TRANSMISSION DURCH DIE ÄUßERHÜLLE	85
TABELLE 4-4: EINGABEWERTE ZUR BERECHNUNG DER INFILTRATION DURCH UNDICHTHEITEN	86
TABELLE 4-5: EINGABEWERTE ZUR BERECHNUNG DES MINDESTAUßENLUFTANTEILS	86
TABELLE 4-6: EINGABEWERTE ZUR BERECHNUNG DER INNEREN LASTEN	87
TABELLE 4-7: ERMITTELTHER JAHRESENERGIEBEDARF KÄLTE IM ZKF.....	91
TABELLE 4-8: ERMITTELTHER JAHRESENERGIEBEDARF WÄRME IM ZKF.....	92
TABELLE 5-1: ENERGIEKOSTEN UND EMISSIONEN FÜR DIE BEZOGENE ENERGIE DES ZKF	96
TABELLE 5-2: DATEN LPG- UND WASSERSTOFF-BHKW AUS DATENBLATT ODER BERECHNET	98
TABELLE 5-3: ALLOKATION DER PRIMÄRENERGIEFAKTOREN UND DER EMISSIONEN FÜR DIE BHKWs.....	102
TABELLE 5-4: VERGLEICH DER WÄRMEQUELLEN NACH [127, S. 23]	116
TABELLE 5-5: SIMULATIONSPARAMETER FÜR DIE FREIE KÜHLUNG.....	136
TABELLE 5-6: DURCHSCHNITTICHE JAHRESERTRÄGE FÜR DIE POSTLEITAHLEN 24000 BIS 24999	141
TABELLE 5-7: JÄHRLICHE EINNAHMEN UND AUSGABEN VON FOTOVOLTAIK UND SOLARTHERMIE	144
TABELLE 5-8: AMORTISATIONSZEIT BEI DER NUTZUNG DER SOLAREN ANLAGEN	145
TABELLE 8-1: BERECHNUNG DER PRIMÄRENERGIE DES DEUTSCHEN STROMMIXES 2018.....	168
TABELLE 8-2: PRIMÄRENERGIEFAKTOREN UND CO ₂ -EMISSIONEN FÜR DEN DT. STROMMIX	169
TABELLE 8-3: JAHRESNUTZUNGSGRAD DER STADTWERKE FLENSBURG	171
TABELLE 8-4: ALLOKATION DER PRIMÄRENERGIEFAKTOREN UND DER EMISSIONEN FÜR DIE STADTWERKE	173
TABELLE 8-5: PRIMÄRENERGIEFAKTOREN UND CO ₂ -EMISSIONEN VERSORGUNGSGBIET FLENSBURG 2018 UND 2030.....	174
TABELLE 8-6: SPEZIFISCHE BEZUGSPREISE DER ENDENERGietRÄGER DER DIAKO 2018.....	174
TABELLE 8-7: JÄHRLICHE ENDENERGIEKOSTEN 2018 DER DIAKO NACH ENDENERGietRÄGERN.....	175
TABELLE 8-8: WERTE ZUR BERECHNUNG DER ÄUßEREN LASTEN DES PATIENTENZIMMERS	176
TABELLE 8-9: INNERE LASTEN DES PATIENTENZIMMERS BERECHNUNG NACH VDI 2078.....	177
TABELLE 8-10: MINDESTZULUFTVOLUMENSTROM UND MINDESTAUßENLUFTVOLUMENSTROM.....	177

Formelzeichen

(Spezifische Werte werden nach der gängigen Konvention mit Kleinbuchstaben gekennzeichnet)

Zeichen	Erläuterung	Einheit
Lateinisches Alphabet		
a	Jahr, Allokationsfaktor	a, -
A	Fläche	m ²
B	Bedarf	z.B. J, J/kg, etc.
c	Spezifische Wärmekapazität	J/(kg·K)
e	Abschirmkoeffizient für Windschutz	-
E	Energie(menge)	J
F	Faktor	-
h_G	Solare Bestrahlung	J/m ²
H	Enthalpie	J
H_i	Heizwert	J/kg, kWh/m ³ etc.
H_s	Brennwert	J/kg, kWh/m ³ etc.
k	Wärmedurchgangskoeffizient, Kosten (spez.)	W/(K·m ²), €/kg etc.
K	Kosten (Fixkosten)	€
m	Masse	kg
p	Druck	bar, Pa
P	Leistung	W
PR	Performance Ratio	-
Q	Wärme	J
S	Entropie	J/K
T	Kelvintemperatur	K
V	Volumen	m ³
W	Arbeit	J
Y	Yield (Ertrag)	z.B. kWh/kW _p

Griechisches Alphabet

$\Delta_R G$	Freie Enthalpie	J/kg
$\Delta_R H$	Reaktionsenthalpie	J/kg
$\Delta \Omega$	Vermeidbare Verluste	z.B. J, J/kg, etc.
ε	Leistungszahl (Kältemaschine, Wärmepumpe), spez. Strom-/ Wärmekoeffizient	-

η	Wirkungsgrad	-
ϑ	Celsiustemperatur	°C
μ	Emissionen	z.B. g _{CO2} /kWh
ρ	Massendichte	kg/m ³
σ	Stromkennzahl	-
τ	Zeit	s
Φ	Wärmerückgewinnungszahl	-

Indizes

·	Zeitliche Ableitung eines Wertes, z. B. Massenstrom $\dot{m}$
—	Mittelwert
0	Entspannt (Wärmeaufnahme in Kraft-Wärme-Maschine)
A	Jährlich
A	Außen
B	Behandlungsbereich, Brennstoff
C	Carnot, compressed (Wärmeabgabe in Kraft-Wärme-Maschine)
chem	Chemisch
EE	Endenergie
el	elektrisch
Ex	Exergie
FK	Feuchtkugel
fil	Gefiltert
gen	Geneigt
H	Höhere (Temperatur)
HD	Hochdruck
HG	Heizgrenztemperatur
H _i	Bezogen auf den Heizwert
hor	Horizontal
H _s	Bezogen auf den Brennwert
I	Intensivstation
Inv	Investition
k	Kühl
KM	Kältemaschine
l	Luft

m	Molar, Modul
max	Maximal
MD	Mitteldruck
min	Minimal
n	Normzustand, Anzahl, nachts
ND	Niederdruck
Nenn	Nennzustand
NGF	Nettogrundfläche
p	Isobar, peak
P	Personen
PE	Primärenergie
PhO	Physikalisches Optimum
PV	Fotovoltaik
R	Raum
rev	Reversibel
T	Tagsüber
therm	Thermisch
v	Verdichtet, Verdichter
VBS	Vollbenutzungsstunden
W	Wartung
WP	Wärmepumpe
Z	Zirkulation

Abkürzungen

A	Äußere Lasten
AB	Abluft
AFC	Alkaline Fuel Cell
AKM	Absorptionskältemaschine
AU	Außenluft(-anteil)
B	Brine (Sole)
BHKW	Blockheizkraftwerk
Diako	Ev.-Lut. Diakonissenanstalt zu Flensburg
DL	Druckluft
E	Energienullband

EE	Endenergie
EL	Extra Leicht
EnPI	Energy Performance Indicator
FO	Fortluft
FW	Fernwärme
GuD	Gas- und Dampfturbinenanlage
H	Heiz
I	Innere Lasten
KKM	Kompressionskältemaschine
KW(K)K	Kraft-Wärme-(Kälte)-Kopplung
LPG	Liquefied Petroleum Gas
M	Motor
MCFC	Molten Carbonate Fuel Cell
MRT	Magnetresonanztomograph
NEA	Netzersatzanlage
NGF	Nettogrundfläche
PAFC	Phosphoric Acid Fuel Cell
PE	Primärenergie
PEMFC	Proton Exchange Membrane Fuel Cell
PhO	Physikalisches Optimum
RDE	Reindampferzeuger
RDG	Reinigungs- und Desinfektionsgeräte
RE	Regler
RLT	Raumluftechnik
SOFC	Solid Oxid Fuel Cell
Steri	Autoklav zur Sterilisation
TWW	Trinkwarmwasser
UM	Umluft
WRG	Wärmerückgewinnung
ZKF	Zentralkrankenhaus Flensburg
ZSVA	Zentrale Sterilgutversorgungsabteilung
ZU	Zuluft

1 Einleitung

Krankenhäuser haben am Energieverbrauch in Städten einen signifikanten Anteil. Große Mengen Energie werden unter maximaler Versorgungssicherheit benötigt. Dabei stehen einerseits immer mehr die Wirtschaftlichkeit in Form steigender Energiekosten und andererseits die Klimaneutralität im Fokus. Da viele Krankenhäuser eine historisch gewachsene Versorgungsstruktur aufweisen, bieten vor allem Neubauten, in denen eine ganzheitliche Energieplanung erfolgen kann, in Bezug auf das Einsparungspotenzial besondere Optionen.

Diese Ausarbeitung dokumentiert die Ergebnisse des Projektes *Energieeffiziente Energieversorgung Zentralklinikum* (EEKlin), welches von August 2019 bis (nach genehmigter Verlängerung) Dezember 2021 im Rahmen des geplanten Krankenhausneubaus in Flensburg durchgeführt wurde.

Es handelt sich um ein Kooperationsprojekt zwischen der Hochschule Flensburg und den Krankenhäusern vor Ort, der Evangelisch-Lutherischen Diakonissenanstalt zu Flensburg (Diako) und dem Malteserkrankenhaus St. Franziskushospital. In Fusion werden diese beiden Träger das neue Zentralkrankenhaus Flensburg (ZKF) betreiben. Der Bezug ist nach aktuellem Planungsstand für 2026 vorgesehen. Die Diako stellt sowohl die Eigenmittel als auch die Grundlage zur wesentlichen Datenerhebung zur Verfügung. Die ermittelten Daten dienen zur Modellierung des Verbrauchsverhaltens des späteren ZKFs. Das Projekt wird durch die Gesellschaft für Energie und Klimaschutz Schleswig-Holstein (EKSH) gefördert.

1.1 Projektidee

Auch Kliniken stehen vor der Herausforderung, in naher Zukunft eine sichere Versorgung auf Basis emissionsfreier Technologien garantieren zu müssen. Dieser Umstand hat zu der Initiierung des Projektes EEKlin geführt.

Das ZKF soll im Vergleich zu den bestehenden Häusern einen deutlich geringeren Energieverbrauch aufweisen. Dafür soll der spezifische Energiebedarf¹ des neuen Krankenhauses signifikant gesenkt werden. Mit der langfristigen Ausrichtung auf Klimaneutralität werden die Energieeffizienzbetrachtung und Bedarfssenkung ergänzt durch das Ziel, die Treibhausgasemissionen soweit möglich zu reduzieren.

1.2 Stand der Wissenschaft

Im Krankenhaus sind Energieeffizienzmaßnahmen im Verhältnis zu den Faktoren Hygiene und Notfallsicherheit von geringerer Bedeutung. Allem voran ist die Sicherheit des Patienten zu gewährleisten [7, S. 5], [42, S. 37].

Ein grundsätzliches Problem der Energieversorgung von Krankenhäusern ist, dass die ohnehin komplexe Struktur durch Erweiterung über die Lebensdauer der Gebäude oft keine integrierte Konzeptionierung mehr einhält. Dadurch erfolgt die Versorgung in vielen Fällen nicht mehr bedarfsgerecht bzw. die Anlagentechnik ist nicht ideal auf die Abnahmestruktur abgestimmt. Somit bestehen Potenziale zur Energieeffizienzsteigerung. Untersuchungen haben gezeigt, dass beispielsweise die häufig gas- oder ölbefeuerten Anlagen in Krankenhäusern um den Faktor zwei bis drei überdimensioniert sein können. [123, S. 8]

Folge dieser Effekte können ein geringer Jahresnutzungsgrad und hohe Bereitstellungsverluste sein [123, S. 8], [34, S. 15], [109, S. 21], [58, S. 66]. Zudem sind für einzelne Bereiche in einer Vielzahl von Kliniken keine oder nicht ausreichend Messgeräte vorhanden, wodurch eine ganzheitliche

¹ Flächenspezifisch oder in Bezug auf die Bettenzahl

Erfassung des Verbrauchs erschwert wird [7, S. 31]. Die Transparenz ist dadurch häufig steigerbar. Realisierbar wäre in den meisten Krankenhäusern laut Untersuchungen u.a. der Energieagentur NRW eine Energiekostensenkung um 30 bis 40 % allein durch Effizienzsteigerung und Einsparung. Anteilig machen die Energiekosten 2 bis 3 % der Gesamtkosten aus. Dies entspricht in etwa 6 bis 9 % der Sachkosten. [7, S. 5], [123, S. 8], [34, S. 5]

Auch bei der Erzeugung der Energie ergeben sich Effizienzpotenziale. Für Krankenhäuser besteht die Möglichkeit, eigenerzeugten Strom und eigenerzeugte Wärme zur Bedarfsdeckung zu nutzen [111]. Dachflächen ermöglichen den Aufbau von Fotovoltaikanlagen. 11 % der Krankenhäuser nutzen eine solche Installation [53, S. 7]. Der Kraft-Wärme-Kopplungsbetrieb bietet die Möglichkeit der Sektorkopplung. Auch der CO₂-Ausstoß des Gebäudes kann reduziert werden, vor allem wenn die Anlagen mit regenerativ erzeugten Brennstoffen (Power2Gas, Biogas) gespeist werden [109, S. 42 f.].

Der Anteil an Krankenhäusern mit Eigenstromerzeugung beträgt 33,4 %. In Krankenhäusern fungieren Anlagen in Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) im Normalfall als Grundlastanlagen, wobei hauptsächlich wärmegeführt versorgt wird. [88, S. 39]

Weitere Kesselanlagen decken den Spitzenlastbedarf auf der Wärmeseite [51]. Die überschüssige elektrische Energie wird eingespeist oder bei Bedarf aus dem öffentlichen Stromnetz bezogen [51]. Allerdings müssen bei Einspeisung oder Verkauf an Dritte die teilweise sehr aufwändigen rechtlichen Rahmenbedingungen beachtet werden [60]. Insgesamt nutzen 29,9 % der erfassten Häuser für die Erzeugung Blockheizkraftwerke (BHKW). BHKWs sind folglich eine im Krankenhaussegment erprobte Technologie, die in Abhängigkeit von den Standortbedingungen vielseitig eingesetzt wird. Auch die Auslegung erfolgt anhand einer strukturierten Vorgehensweise [123, S. 11]. Aktuell werden vermehrt auch klimaneutrale Konzepte umgesetzt. Grundsätzlich ist auch die Verwendung von grünem Wasserstoff im BHKW denkbar [13].

Eine Alternative bietet die Brennstoffzellentechnologie. In KWK sind Brennstoff-Nutzungsgrade von über 80 % sowie die Erzeugung von Dampf möglich [126, S. 55]. Als Nachteil ist vor allem die wirtschaftliche Seite zu betrachten [94, S. 822]. Aus ökonomischer Sicht muss intensiv geprüft werden, ob kostendeckend gearbeitet werden kann. Aktuell kann die Amortisationszeit ansonsten noch die Lebensdauer der Brennstoffzelle übersteigen [10, S. 398]. Insgesamt ergibt sich aus der hohen Effizienz, den geringen Emissionen und der Geräuscharmheit eine besondere Eignung der Brennstoffzelle für den Einsatz im Krankenhaus [10, S. 388]. Aktuell gibt es erst wenige Pilotprojekte, die den Einsatz von Brennstoffzellen in Krankenhäusern getestet haben [10], [93, S. 146], [103, S. 29], [126].

Weitere Optionen zum Einsatz regenerativer Energien bieten sich durch die Nutzung von Umweltpotenzialen. Hier existieren sowohl Konzepte zum Einsatz von solarer, wie auch geothermischer Wärme. Solarthermisch wird beispielsweise die Brauchwasservorwärmung realisiert. In einem konkreten Praxisbeispiel in der Rehabilitationsklinik Frankenhausen der BfA werden 40 % des Energiebedarfs der Warmwassererzeugung mithilfe von Solarthermie abgedeckt [34, S. 31]. Es ist auch möglich, Umweltenergie nicht zu Heizzwecken, sondern zur Kühlung einzusetzen. In der Portal-Klinik Hammelburg wird dies mithilfe von oberflächennaher Geothermie realisiert [34, S. 33].

Ein Vergleich unterschiedlicher Einrichtungen erfolgt über Benchmarks [109, S. 11]. Energiebenchmarks geben spezifische Energieverbräuche an. Für Krankenhäuser wird sich dabei auf die Fläche in m² oder die Bettenzahl bezogen. Es sollen Gesamtenergieverbräuche adäquat erhoben und Tendenzen aufgezeigt werden [7, S. 16]. Im Vergleich können „Best Practice“-Beispiele

aufgezeigt und dadurch eigene Leistungslücken aufgedeckt werden [109, S. 12]. Ein direkter Vergleich erweist sich jedoch als kompliziert. Im Krankenhaussektor ist kein einheitliches Vorgehen für die Erhebung festgelegt [7, S. 16]. Auch die Unterschiede in den durchgeführten Leistungen der Krankenhäuser erschweren die Vergleichbarkeit. Intensiv- oder Forschungskrankenhäuser weisen andere spezifische Energieverbräuche auf als Kliniken, die Patienten längerfristig aufnehmen [7, S. 16].

Durch die Anwendung des „Physikalischen Optimums“ (PhO nach VDI 4663) sollen die wesentlichen Prozesse im Krankenhaus aus einem anderen Blickwinkel als bisher anhand eines idealen Grenzwertes betrachtet und so weitere Effizienzpotenziale ausfindig gemacht werden. Ziel ist auch die Übertragbarkeit auf andere Gesundheitseinrichtungen und Anwendungen.

1.3 Zielsetzung

In dieser Ausarbeitung wird mit der Anwendung des PhOs speziell auf das Krankenhaussegment die Energieeffizienz untersucht. Es sollen Energieeinsparmöglichkeiten ermittelt, Kopplungsprozesse geplant und insgesamt eine möglichst optimale Versorgungssituation erreicht werden. Dafür wird zunächst die Bedarfssituation der bestehenden Krankenhäuser in Flensburg erfasst. Anschließend kann der Energieverbrauch des Neubaus ermittelt werden. Als Folgeschritt werden dann mögliche Versorgungsszenarien zur Bereitstellung dieser Energie einander gegenübergestellt. Dafür geschieht ein Vergleich verschiedener Versorgungsstrategien. Unter der Maßgabe der CO₂-Neutralität müssen fossile Energieträger soweit möglich substituiert werden. Es bieten sich verschiedene Optionen, wie unter anderem der Bezug von regenerativem Strom und die Nutzung von Wärmepumpen, ein mit Biogas befeuertes Blockheizkraftwerk (BHKW) oder auch regenerativ erzeugter Wasserstoff in Kombination mit Brennstoffzellentechnologie. Durch verschiedene Konzeptvergleiche werden diejenigen Versorgungsstrategien ermittelt, die energetisch am effizientesten und dabei so klimaneutral wie möglich sind. Als Ergebnis entstehen Handlungsempfehlungen zur Umsetzung der Energieversorgung des ZKFs. Insgesamt ergibt sich daraus auch ein Übertragbarkeitspotenzial für andere Krankenhäuser und Anwendungen mit ähnlichen Versorgungsstrategien, die aus den Forschungsergebnissen eigene Konzepte ableiten können.

1.4 Vorgehen

Nachfolgend werden in Abschnitt 2 die notwendigen Grundlagen in Form der gegebenen Randbedingungen dargestellt. Dazu gehört neben den für die späteren Berechnungen anzusetzenden Systemparametern auch die Auswahl möglicher Energieträger, welche in Frage kommen. Weiterhin soll eine Einordnung der Energieverbräuche deutscher Krankenhäuser die Relevanz der Optimierung verdeutlichen.

In Abschnitt 3 schließt sich die Betrachtung der im Krankenhaus üblichen Versorgungsanlagen an. Zumeist wird auf die bestehende Infrastruktur in der Diakonissenanstalt zurückgegriffen. Die grundsätzlichen Anforderungen an die Krankenhäuser vereinen sich im ZKF, sodass im Wesentlichen ähnliche Hauptprozesse zu finden sein werden. Dargestellt sind daher die Optimierungsoptionen gegenüber der Diako und der resultierende zu erwartende Energieaufwand.

Entsprechend der vorliegenden Messdatenlage sind einige unverzichtbare Daten ergänzend durch Simulation erzeugt worden. In Abschnitt 4 finden sich die Erläuterung des Vorgehens sowie die relevanten Ergebnisse.

Des Weiteren sind die letztendlich als Alternativen verfügbaren Versorgungsprozesse in Abschnitt 5 dargestellt.

Abschließend folgt die Zusammenfassung in Abschnitt 6.

2 Grundlagen

In den nachfolgenden Abschnitten werden die für das Projekt relevanten Rahmenbedingungen aufgeführt. Dazu gehören Randbedingungen zur Modellierung sowie örtliche Kriterien, die in das Projekt einfließen.

2.1 Randbedingungen

Die von der Diako erfassten Daten sind nicht ausreichend, um daraus detaillierte Verbräuche abzuleiten. Dazu gehören Lastgänge wie die des Gesamtwärmebedarfs, aber auch wichtige Großverbraucher. Für den Vergleich von Versorgungsszenarien sind diese Daten notwendig. Um die Lücke zu schließen, werden Modelle und Simulationen verwendet. Ein Beispiel sind die entstandenen simulierten Lastgänge aus Abschnitt 4. Die Qualität der entwickelten Aussagen und Schlussfolgerungen ist durch die vorhandene Datengrundlage limitiert.

Zum Zeitpunkt der Bearbeitung gibt es keinen Entwurf für das ZKF. Es kann der Neubau in Villingen-Schwellinge als Referenz genutzt werden. Wenn nicht anders angegeben, entstammen die weiteren Werte internen Absprachen.

2.1.1 Randbedingungen Gebäude

Für das geplante Gebäude gelten die Annahmen in Tabelle 2-1.

Tabelle 2-1: Randbedingungen Gebäude

Bezeichnung	Wert	Einheit	Quelle
Gebäudehülle			
Infiltration bezogen auf die Fassadenfläche	2,5	m ³ /(m ² ·h)	GEG
Fassadenfläche	66.700	m ²	Villingen-Schwellinge
Dachfläche	50.000	m ²	[48]
Bruttogrundfläche	100.000	m ²	[48]
Behaglichkeitsfenster			
Untere Raumtemperatur	19	°C	DIN 1946-2
Obere Raumtemperatur	26	°C	DIN 1946-2
Untere rel. Feuchte	35	%	DIN 1946-2
Obere rel. Feuchte	60	%	DIN 1946-2
Grenztemperaturen Zuluft			
Differenz zur Raumluft (Kälte)	6	K	[48]
Differenz zur Raumluft (Wärme)	10	K	[48]
OPs	2	K	[48]
WRG	80	%	[48]
Belüftung d. Patientenzimmer			
Fenster	50	%	[48]
Mechanisch (Lüftung)	50	%	[48]

2.1.2 Randbedingungen Kälte, Heiz- und Dampfbedarf, Druckluft

Für die Abschätzung der Kälte gelten die aufgeführten Randbedingungen:

Tabelle 2-2: Randbedingungen Kälte²

Bezeichnung	Wert	Einheit
Kältemittel	Ammoniak	
Vorlauftemperatur	6	°C
Rücklauftemperaturen	12	°C

Weitere Randbedingungen wurden für den Heiz- und Dampfbedarf festgelegt:

Tabelle 2-3: Randbedingungen Heiz-/Dampfbedarf

Bezeichnung	Wert	Einheit
Heizungsnetz		
Vorlauf	60	°C
Rücklauf	40	°C
TWW-Netz		
Vorlauf	65	°C
Zirkulation	60	°C
Legionellenschaltung	70	°C
Dampfnetz		
Druck abs.	4,6	bar
Brennstoffvorrat	1 bis 2	Wochen

Für die Druckluft werden die nachfolgenden Aspekte festgehalten:

Tabelle 2-4: Randbedingungen Druckluft

Bezeichnung	Wert	Einheit
Abnahme: Faktor ZKF gegenüber Diako	1,5	
Druckniveau, effektiv	8	bar
Druckverlust (Zentrale bis zum letzten Verbraucher)	0,5	bar
Zusatzspeicher auslegen als Redundanz für	1	h

2.1.3 Modellfaktoren, Energiekennzahlen, Kosten der Energieträger

Sofern nicht anders definiert wird der Bedarf des ZKFs gegenüber der Diako abgeschätzt mit den folgenden Faktoren:

- Aktuell sind etwa 600 Betten in der Diako vorhanden, während im ZKF ungefähr 800 bis 1.000 geplant sind.³
- Anhand der Bettenzahl wird ein Faktor von 1,5 angenommen, sofern nicht anders definiert.
- Die Dachfläche wird für die Untersuchung der regenerativen Nutzung der Solarenergie mit 50.000 m² veranschlagt.

² In der späteren Betrachtung wurde anstelle einer starren Temperaturspreizung auch die Variation der Temperaturen untersucht.

³ Im Laufe des Projekts hat sich auch durch den Einfluss der Corona-Pandemie eine Verkürzung der Liegezeiten ausgeprägt, wodurch auch die Planbettenzahl gesunken ist.

Nachfolgend sind einige wesentliche Vergleichswerte aufgeführt, die in den Ausarbeitungen als Referenz dienen. Es handelt sich sowohl um energetische Kennzahlen als auch um wirtschaftliche Abschätzungen. Zu betrachten ist das Szenario 70 % (für 2030, entspricht Zielszenario „Klimaschutzpfad“ (KS) 95, siehe Abschnitt 8.4.1 im Anhang) regenerativer Anteil im Strommix. Die Kennzahlen für die Energieträger lassen sich Tabelle 2-5 entnehmen.

Die für das spätere ZKF angenommenen Energiekosten sind in Tabelle 2-6 aufgelistet. Für Strom wird eine Preissteigerung auf 200 €/MWh festgelegt, für Fernwärme mit relevantem Einfluss der Fixkosten 100 €/MWh [47] und für den Arbeitspreis 80 €/MWh. Die weiteren Werte beruhen auf Abschätzungen mithilfe von Preisabfragen oder Prognosen. Durch die Einsparungen im Leistungspreis sinken in dem Fall die Gesamtkosten. Für die Quellen wird auf den jeweiligen Abschnitt in diesem Dokument verwiesen.

Tabelle 2-5: Kennzahlen der Energieträger modelliert für das geplante ZKF

Energieträger	EE in MWh/a	PE in MWh/a	PE- Faktor	CO ₂ -Emissionen in t/a	CO ₂ -Faktor in g/kWh
Strom (70 % reg.)	7.304	11.687	1,6	1.732	237,1
FW	5.034	2.517	0,5	555	120,7
Flüssiggas (H_s)⁴	1.255	1.381	1,1	271	216,4
Summe	13.593	15.585		2.558	

Tabelle 2-6: Angenommene Energiekosten 2030

Art der Energie	Kosten in €/MWh
Flüssiggas (H _s)	59
Wasserstoff, grün (H _s)	89
Wärme aus Brennstoffzelle	27
Fernwärme (Arbeitspreis)	80
Fernwärme (Gesamtpreis ⁵)	100
Kälte ($\varepsilon_{KM} = 5,5$)	36
Elektrische Energie aus Brennstoffzelle	220
Elektrische Energie, reg. (Arbeitspreis)	200
Elektrische Energie (Leistungspreis)	120 €/(kW) innerhalb eines Bilanzjahres

⁴ Die Werte beziehen sich auf das Modell des ZKF, wenn lediglich die Verbräuche skaliert werden, die Versorgungsstrategie aber wie in der Diako vorliegt mit der Ausnahme, dass als Brennstoff Flüssiggas verwendet wird.

⁵ Summe von Arbeitspreis, Leistungspreis und Grundpreis dividiert durch den Jahresverbrauch

2.2 CO₂-arme Energieträger

Zur Versorgung des ZKF stehen als Energieträger elektrische Energie und Fernwärme aus externem Bezug sowie unterschiedliche Brennstoffe zur Eigenproduktion der Nutzenergieformen zur Verfügung und weitere Nutzungsformen wie z.B. Fotovoltaik. In Bezug auf den CO₂-Ausstoß werden die zur Verfügung stehenden Energieträger untersucht.

2.2.1 Elektrische Energie und Fernwärme

Als Versorgungsunternehmen wird die Stadtwerke Flensburg GmbH als regionaler Energielieferant mit der Bereitstellung der Energieträger Strom und Fernwärme für das spätere ZKF beauftragt werden. Die Stadtwerke Flensburg betreiben ein Heizkraftwerk in KWK, das zurzeit noch Kohle nutzt, in naher Zukunft (2022) jedoch hauptsächlich mit modernen Gas- und Dampfturbinenanlagen arbeiten wird [62].

Bereits zum jetzigen Zeitpunkt bieten die Stadtwerke Flensburg die Option eines vollständig regenerativen Strombezugs an. Da das Heizkraftwerk im wärmegeführten Betrieb nicht immer die elektrische Last der Stadt bzw. die Nachfrage der Kunden abdeckt, wird Strom an der Börse gehandelt. Entsteht durch den Zukauf des regenerativen Stroms eine bilanzielle Überproduktion, wird der eigenproduzierte, CO₂-belastete Strom, der im Heizkraftwerk der Stadtwerke zum Großteil aus Kohle und Gas erzeugt wird, ebenfalls an der Börse verkauft. Unter diesen Bedingungen sind die Angaben zum CO₂-Ausstoß der Stadtwerke, die jährlich veröffentlicht werden, zu verstehen.

Die Angaben für die Fernwärme beziehen sich folglich auf die ausschließlich durch das Heizkraftwerk freigesetzten Emissionen. Für die elektrische Energie wird hingegen der zugekaufte Anteil berücksichtigt. Das betrifft sowohl den regenerativen Zukauf als auch den Zukauf aus dem vorhandenen Strommix. Für die Ermittlung der CO₂-Faktoren wird auf die Exergiemethode zurückgegriffen. Die eigentliche Berechnung findet sich im Anhang im Abschnitt 8.4.

Es ergeben sich unterschiedliche Betrachtungsalternativen für Zukunftsszenarien.

- Es wird rein regenerativer Strom eingekauft. Sämtliche externe Stromabnahme ist damit bilanziell CO₂-neutral, ohne an der eigentlichen Versorgungsstruktur Änderungen vornehmen zu müssen. Wird beispielsweise mit Wärmepumpen gearbeitet (siehe Abschnitt 5.2), so kann durch Sektorkopplung auch der durch den Wärmebedarf begründete Ausstoß kurzfristig und unkompliziert deutlich reduziert werden.
- Das Heizkraftwerk in der Batteriestraße dient als Referenz. Wird beispielsweise eine KWK-Anlage zur Eigenversorgung des ZKFs geplant, tritt diese in direkte Konkurrenz mit der Versorgung durch die Stadtwerke. Daher kann es sinnvoll sein, die tatsächlichen Emissionen des Heizkraftwerks zu betrachten, weil durch die Eigenproduktion von Wärme auch der Bezug von Fernwärme reduziert wird. In diesem Fall wird tatsächlich auch auf den Ausstoß durch die gleichzeitige Vermeidung der Stromproduktion im Heizkraftwerk Einfluss genommen.
- Es wird für den Strom ein allgemeiner Fall betrachtet. Für den allgemeinen deutschen Strommix⁶ werden existierende Prognosen verwendet, die anhand von CO₂-Reduktionszielen verschiedene Pfade berücksichtigen.

⁶ Tatsächlich bezieht das spätere Krankenhaus elektrische Energie bilanziell aus dem dänischen Stromnetz. In dieser Arbeit wird aus Gründen der besseren Vergleichbarkeit dennoch der Wert für das deutsche Netz verwendet.

Je nach der untersuchten Technik bieten sich unterschiedliche Vergleichsszenarien an. Teilweise werden in der späteren Arbeit daher einzelne Szenarien fokussiert oder mehrere Szenarien gegeneinander abgewogen.

2.2.2 Liquefied Petroleum Gas (LPG)

Für den Verbrennungsprozess in einem BHKW oder Kessel können grundsätzlich verschiedene Brennstoffe verwendet werden. Die Wahl der möglichen Brennstoffe für das ZKF ergibt sich anhand folgender Parameter

- Verfügbarkeit des Brennstoffes vor Ort
- Geringe CO₂-Emissionen
- Verfügbare Technik

Brennstoffe wie Diesel, Heizöl oder Benzin aus fossilen Quellen werden aufgrund ihrer hohen spezifischen CO₂-Emissionen nicht berücksichtigt. Biokraftstoffe (Biodiesel, Rapsöl etc.) werden nicht mitberücksichtigt, weil ihre Verfügbarkeit eingeschränkt ist und ein Konflikt der Flächennutzung besteht [59]. Für den Standort des ZKF steht kein Erdgasanschluss zur Verfügung und Liquefied Natural Gas (LNG) kann noch nicht in den benötigten Mengen geliefert werden, weshalb Erdgas als Brennstoff nicht betrachtet wird. Brennstoffe wie Biogas, Klärgas oder Deponiegas stehen am Standort nicht in ausreichender Menge zur Verfügung. Holz, Hackschnitzel oder Pellets würden unter Umständen zur Verfügung stehen, jedoch sind entsprechende Techniken im Krankenhausbetrieb wenig erprobt (Versorgungssicherheit eingeschränkt). Es bleibt die Option des Bezugs von Flüssiggas (LPG).

Tabelle 2-7: Zusammensetzung von LPG der Firma Färber Gas GmbH nach DIN 51622 [41, S. 41]

Bezeichnung	Wert	Einheit
Propan/Butan	95/5	%
Brennwert ⁷	14,00	kWh/m ³
Heizwert ⁷	12,87	kWh/m ³
Primärenergiefaktor	1,09	MJ/MJ
CO ₂ - Emissionen ⁸	269	g _{CO2} /kWh

Vereinfacht wird der Brennwert für Butan mit dem von Propan gleichgesetzt, da der Anteil von Butan in LPG nur 5 % beträgt und die Brennwerte annähernd gleich sind. Für das Krankenhaus kommt LPG als Brennstoff in Frage, da die regionale Verfügbarkeit in Schleswig-Holstein durch die Raffinerie in Heide sichergestellt ist. Zurzeit werden Anlagen für die Verbrennung von Erdgas entwickelt, die auf die Verbrennung von Wasserstoff mit einem Einsatz von 15 % des Neuanschaffungswertes umgerüstet werden können [36]. Eventuell wäre dies auch für eine Flüssiggasanlage möglich.

2.2.3 Wasserstoff

Mit einem massenbezogenen Brennwert von 39,40 kWh/kg liegt Wasserstoff mehr als Faktor drei über den Werten für Heizöl EL (vergleichbar mit Diesel) mit 12,75 kWh/kg. Für den

⁷ im Normzustand (0 °C, 1,01325 bar)

⁸ [59]

volumenbezogenen Brennwert hingegen weist Heizöl EL mit $10,77 \text{ kWh/m}_n^3$ gegenüber Wasserstoff mit $3,54 \text{ kWh/m}_n^3$ (entnommen und berechnet mit [122, S. 119], [21, S. 76f., S. 472f.], [6]) den deutlich höheren Wert auf. Für den Transport ist eine Komprimierung folglich unumgänglich.

Für die Kategorisierung von Wasserstoff in Bezug auf die produktionsbedingt entstehenden Kohlenstoffdioxidemissionen erfolgt eine Einteilung anhand zugeordneter Farben. Es wird u.a. unterschieden in grauen, blauen, türkisen und grünen Wasserstoff. Nachfolgend finden sich die Begriffsdefinitionen aus dem Reformprogramm der Bundesregierung „Die Nationale Wasserstoffstrategie“ [18]. Bei Wasserstoff handelt es sich nicht um einen Primärenergieträger. Es muss Energie aufgewendet werden, um diesen zunächst zu erzeugen. Auch wenn Wasserstoff unter Einsatz regenerativer Energien über Elektrolyse hergestellt wird, muss der zusätzliche energetische Aufwand gegenüber der Direktnutzung der elektrischen Energie berücksichtigt werden. Der Primärenergiefaktor hängt folglich vom Herstellungsverfahren ab und kann auch bei Verwendung rein regenerativer Energien über den Faktoren der fossilen Brennstoffe liegen.

Grauer Wasserstoff

Bei der Herstellung von grauem Wasserstoff dienen fossile Kohlenwasserstoffe als Ausgangsstoff. Hauptsächlich findet die Dampfreformierung von Erdgas Anwendung. In Abhängigkeit vom eingesetzten Ausgangsstoff entstehen erhebliche Kohlendioxidemissionen [18, S. 29].

Blauer Wasserstoff

Wird die Wasserstoffproduktionsanlage mit einer Kohlendioxidabscheidung und –speicherung gekoppelt (Carbon Capture and Storage, CCS), verwendet man den Begriff des blauen Wasserstoffs. Bilanziell handelt es sich um CO_2 -neutrale Produktion, da die Emissionen nicht in die Atmosphäre abgegeben werden [18, S. 29].

Türkiser Wasserstoff

Durch die Erzeugung von Wasserstoff mithilfe der Methanpyrolyse entsteht infolge der thermischen Spaltung von Methan anstelle von Kohlenstoffdioxid reiner Kohlenstoff. Wird dieser Kohlenstoff dauerhaft gebunden und die Anlage aus einer regenerativen Energiequelle versorgt, handelt es sich um ein CO_2 -neutrales Verfahren und man spricht von türkischem Wasserstoff. [18, S. 29]

Grüner Wasserstoff

Für die Erzeugung von grünem Wasserstoff wird in mit regenerativ erzeugtem Strom gespeisten Elektrolyseuren Wasser zerlegt. Da ausschließlich erneuerbare Energie eingesetzt wird, handelt es sich um eine vollständig CO_2 -neutrale Produktion [18, S. 29].

Denkbar ist auch die Herstellung von Wasserstoff nicht unter Einsatz von grünem Strom, sondern des allgemeinen deutschen Strommixes, wodurch im Verhältnis allerdings erhebliche Mengen CO_2 entstehen (siehe Abbildung 2-1).

2.2.3.1 Darstellung der Bezugsoptionen

Abbildung 2-1 stellt die Kohlenstoffdioxidemissionen der verschiedenen Wasserstoffproduktionsverfahren gegenüber. Zusätzlich dargestellt ist als Referenz der Ausstoß für Flüssiggas [25, S. 35] als herkömmlicher fossiler Energieträger. Zu unterscheiden ist, dass für das Flüssiggas die Emissionen für Gewinnung und Verbrennung angegeben wurden. Beim Wasserstoff entsteht bei der Verbrennung fast ausschließlich Wasser, weshalb die Emissionen der Produktion entscheidend sind.

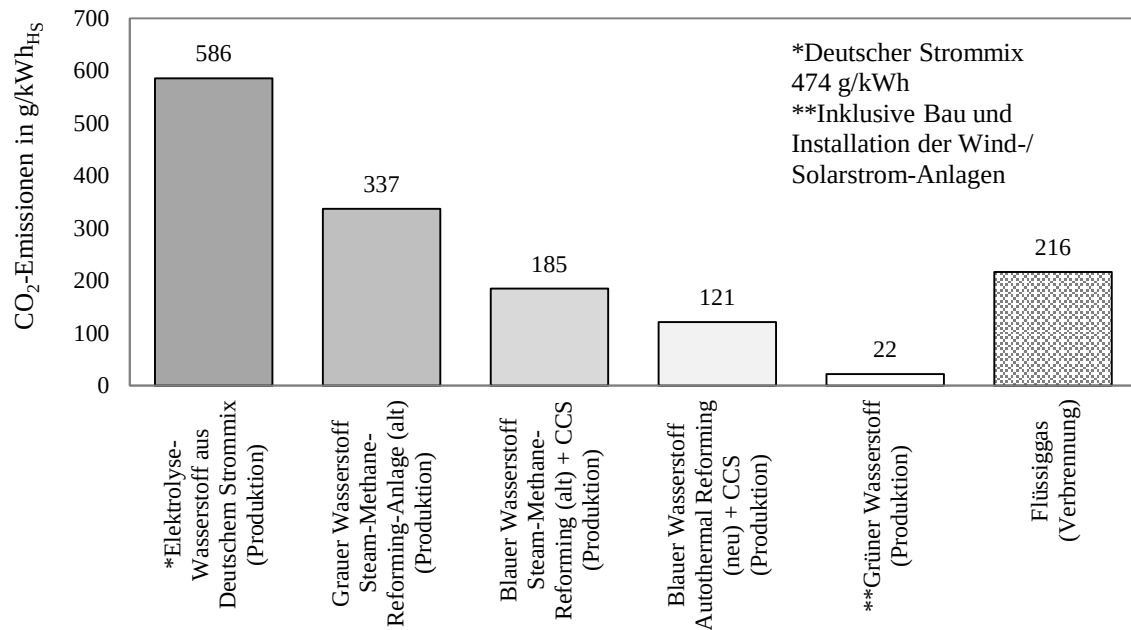


Abbildung 2-1: CO₂-Emissionen H₂-Varianten und Flüssiggas [17, S.11] [25, S. 35]

Beispiel Regionaler Bezug

Als lokales Unternehmen mit Wasserstoffproduktion ist GP JOULE⁹ aktiv. Im Gespräch mit dem Unternehmen wurden die möglichen lokalen Versorgungsstrategien erarbeitet [72]. Bei lokaler Produktion wäre eine Pipelinelösung denkbar, sofern eine ausreichende Abnahme durch das ZKF garantiert werden kann. Dafür könnte eine Kooperation mit lokalen Windparkbetreibern hergestellt werden. Denkbar wäre auch der Einsatz von Wechselspeichern auf LKW-Trailern, der für das Projekt E-Farm¹⁰ realisiert wurde. In diesem Fall wäre ein Druckniveau von voraussichtlich 300 bar möglich. Der Wasserstoff wird in Druckflaschen in einem 40-Fuß-Container gespeichert. Ökonomisch dürfte dies die günstigere Variante bei gleichzeitig einfacher Realisierbarkeit darstellen. [72]

Die Verluste, die für den regionalen Bezug mit Wechsel-Trailern entstehen, sind in Abbildung 2-2 aufgeführt. Die Abbildung basiert auf Daten aus [15, S. 30] und den vorangegangenen Analysen. Die Elektrolyse wird unter der Annahme weiteren technischen Fortschritts abweichend von den Angaben in [15, S. 30] mit 80 % Wirkungsgrad (Brennwertbezug) veranschlagt. Die Speicherverluste in Form von beim Umspeichern entweichendem Wasserstoff wurden mit 1,5 % angesetzt.

⁹ <https://www.gp-joule.de/>

¹⁰ <https://www.gp-joule.de/referenzen/efarm>

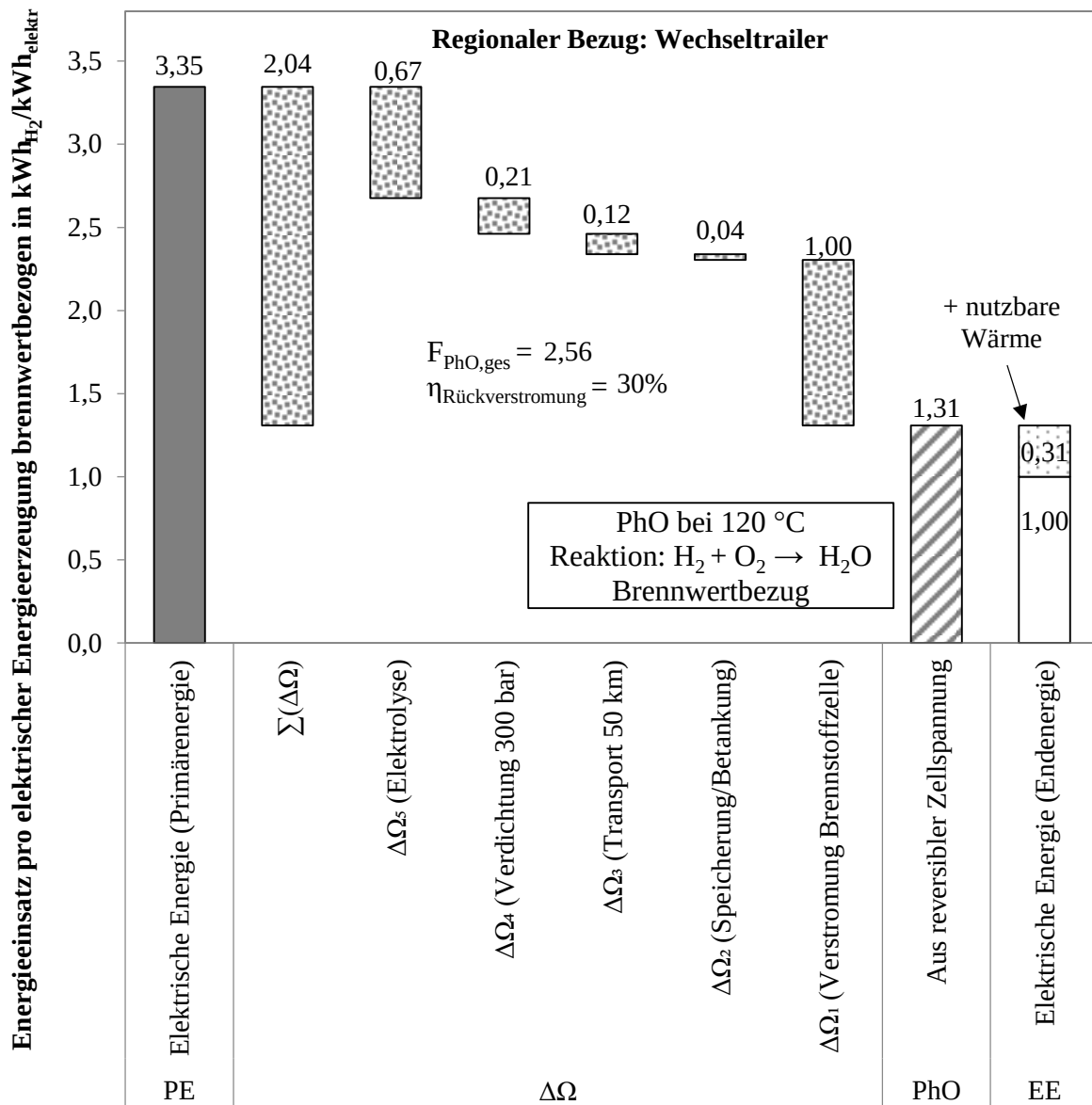


Abbildung 2-2: Verlustkaskade bei regionalem Wasserstoffbezug [15, S. 30] [72]

2.2.3.2 Kostensituation

Wasserstoff ist ab einem Rohölpreis von 60 bis 80 \$/bbl (entspricht etwa 33 bis 44 ct/l¹¹) konkurrenzfähig [16, S. 28]. Mittelfristig wird erwartet, dass der Wasserstoffpreis mindestens doppelt so hoch liegt wie der Erdgaspreis [16, S. 28]. Mit der Kommerzialisierung wird zwischen 2020 und 2030 gerechnet [16, S. 28]. Eine Kosten-Größen-Degradation kann durch die Forschung an Großanlagentechnik erreicht werden. Bisher werden Großanlagen durch die Parallelschaltung mehrerer Stacks realisiert [16, S. 29].

Greenpeace gibt einen Preis für grünen Wasserstoff von aktuell 16,5 ct/kWh_{H₂} an [17, S. 3]. Perspektivisch wird für 2030 erwartet, dass sich grüner und blauer Wasserstoff etwa auf dem gleichen Preisniveau befinden werden. 2050 soll dann der grüne Wasserstoff bei 6 bis 9 ct/kWh_{H₂} liegen [17, S. 3]. Abbildung 2-3 zeigt, modifiziert auf den Brennwertbezug, die Kostenentwicklung

¹¹ Ein Barrel Öl entspricht etwa 158,99 Liter. Wechselkurs am 21.02.2022 1,14 \$/€.

grafisch auf. Dabei gibt es eine gewisse Bandbreite, bedingt durch regionale Unterschiede, die hier ebenfalls dargestellt wurden.

Hinzugefügt wurde eine Abschätzung der Flüssiggaspreise anhand der getroffenen Annahmen. Mit $0,235 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{H}_2}$ [25, S. 35] für Flüssiggas und einem CO_2 -Preis von 100 €/t [17, S. 8] ergibt sich ohne eine Preissteigerung des Flüssiggases ein Betrag von $2,11 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$ für 2030. Zusätzlich fällt 2050 der gleiche Betrag für die Carbon Import Tax [17, S. 8] an. Unter diesen Annahmen wurden die Werte errechnet.

Von Netzentgelten und EEG-Umlage sind Elektrolyseure bei der Nutzung von Überschussstrom befreit. Die Kosten entstehen also aus der Summe der Fixkosten des Elektrolyseurs und den Stromkosten, die bei Großverbrauchern an der Börse entstehen.

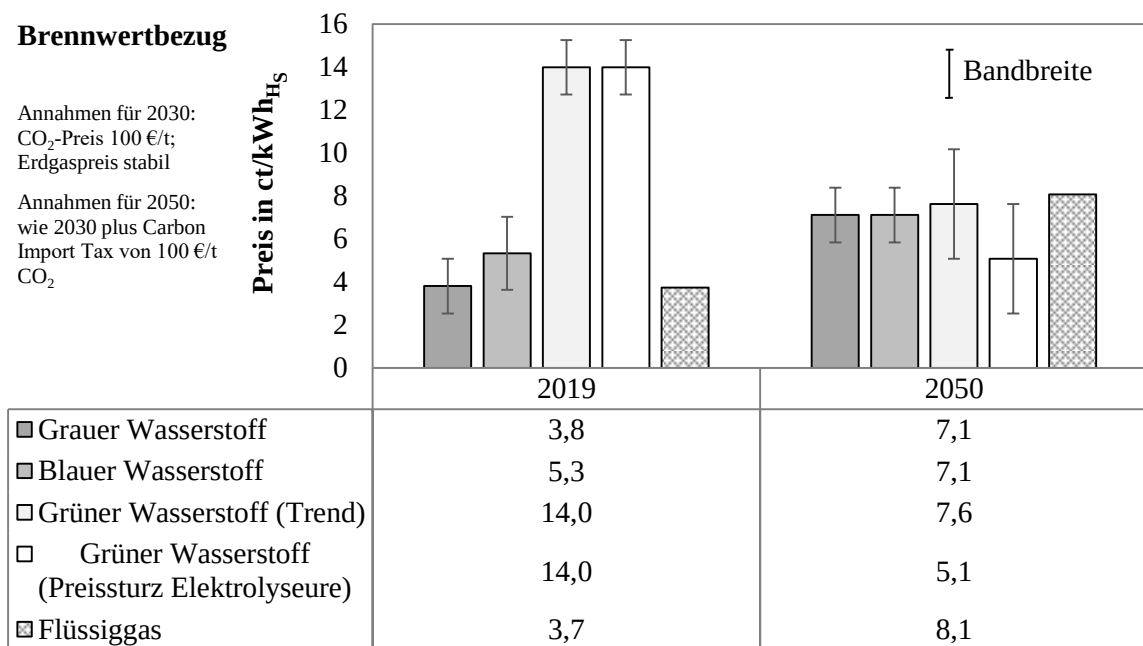


Abbildung 2-3: Kostenentwicklung von Wasserstoff laut Greenpeace [17, S. 8], [25, S. 35]

Die Variante des grünen Wasserstoffs ist 2050 vorzuziehen, bereits 2030 erreicht der blaue Wasserstoff das Preisniveau des Flüssiggases. Die Ungenauigkeit der Angaben für das Flüssiggas können allerdings aufgrund der sehr groben Annahmen nicht abgeschätzt werden.

Die Verflüssigung des Wasserstoffs kostet in etwa $1 \text{ \$/kg}$ (etwa $2 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$). Für den Weitertransport über weitere 500 km per Tanklaster fallen erneut etwa $1 \text{ bis } 2 \text{ \$/kg}$ (etwa $2 \text{ bis } 4 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$) an [17, S. 56].

Da der Energieaufwand beim Import noch einmal deutlich steigt, muss in der Herkunftsregion ein deutliches Überangebot regenerativer Energien vorliegen, um wirtschaftlich produzieren zu können. Die Transportkosten sind hoch. Insgesamt können sie $50 \text{ bis } 150 \%$ der Produktionskosten betragen [17, S. 55]. Schätzungen zufolge liegt der Importpreis von Wasserstoff 2030 bei etwa $3,30 \text{ €/kg}$ ($8,4 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$) und 2050 bei $2,90 \text{ €/kg}$ ($7,4 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$) mit einem Anteil der Transportkosten von $1,35 \text{ €/kg}$ ($3,4 \text{ ct/kWh}_{\text{H}_2}$) [17, S. 56]. Es wird davon ausgegangen, dass dieses Preisniveau dem der inländischen Produktion entspricht [17, S. 56]. Aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten heraus kann bisher keine klare Aussage getroffen werden, ob Import oder Eigenproduktion die günstigere Variante darstellt [17, S. 56]. Nach dem ökonomischen Prinzip von Angebot und Nachfrage würden

Exportstaaten den Wasserstoff ohnehin nicht deutlich unter dem Marktpreis des inländischen Wasserstoffs anbieten [17, S. 57]. Abbildung 2-4 greift die Angaben grafisch auf. Je nach Szenario kann der Import bereits 2030 die wirtschaftlichere Option abbilden.

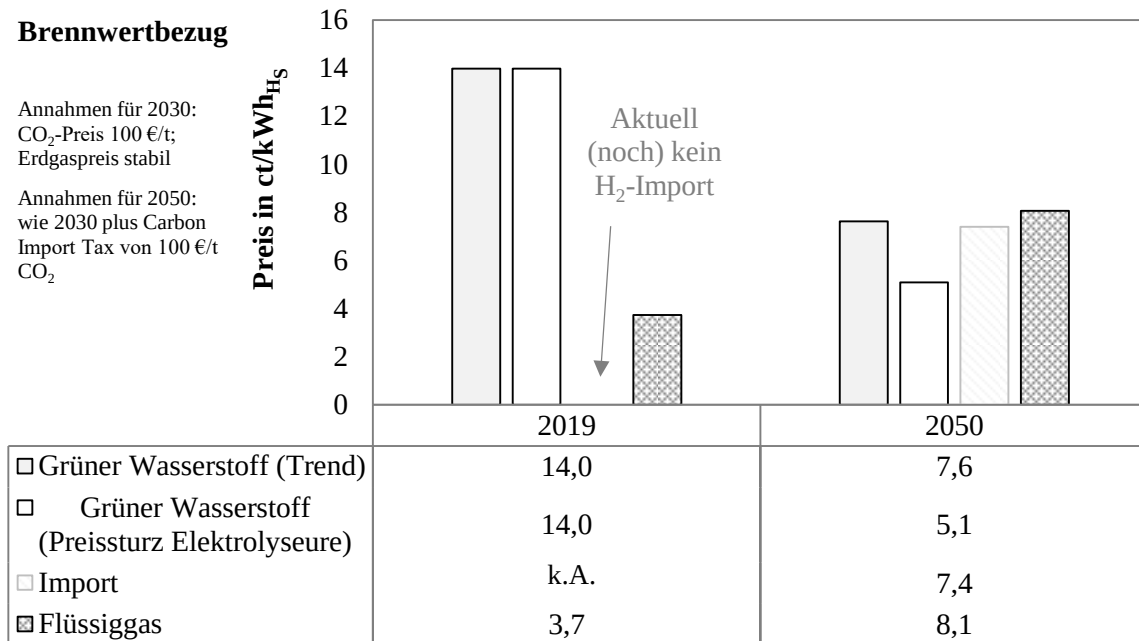


Abbildung 2-4: Kostenvergleich grüner Wasserstoff inländisch/Import mit LPG [17, S. 8, S. 55ff.]

In jedem Fall handelt es sich bei den angegebenen Preisen um Prognosen, die, wie gezeigt wurde, deutlich voneinander abweichen und in jedem Fall fehlerbehaftet sind. Zum Zeitpunkt der konkreten ökonomischen Betrachtung sollten die aktuellsten Prognosen verwendet werden.

2.3 Kennzahlen deutscher Krankenhäuser

Die Ergebnisse des Abschnitts 2.3 finden sich in der Literaturrecherche von ROHM [87, S. 44ff.].

Die Abbildung 2-5 zeigt die Anzahl deutscher Krankenhäuser anhand der Bettengrößenklasse auf. Die Daten basieren auf einer Erhebung des Statistischen Bundesamts [104].

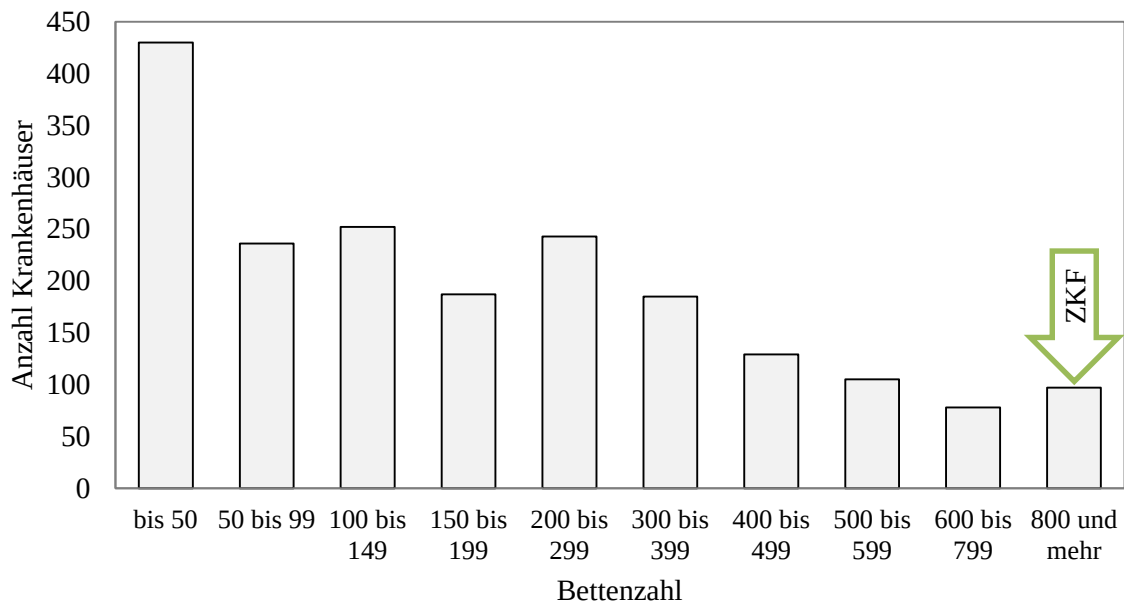


Abbildung 2-5: Anzahl der Krankenhäuser in Deutschland nach Bettengrößenklassen 2017 [104]

Es wird deutlich, dass vorwiegend kleinere Kliniken betrieben werden. Das neue ZKF fällt mit dem 1.000 geplanten Betten¹² in den größten angegebenen Bereich. Die deutschen Krankenhäuser lassen sich nach der Anzahl der Betten in

- Grundversorgung (bis 250 Betten),
- Regelversorgung (250 bis 450 Betten),
- Zentralversorgung (450 bis 650 Betten) und
- Maximalversorgung (bis 1.000 Betten)

unterteilen [58, S. 63]. Dabei liegt eine deutliche Streuung der Energiekennwerte vor. Wegen der vorhandenen Sondernutzungen und steigendem Technisierungsgrad weisen größere Krankenhäuser normalerweise deutlich höhere Verbrauchskennwerte auf [58, S. 64]. Beim ZKF handelt es sich um ein solches Krankenhaus der Maximalversorgung. Die Diakonissenanstalt fällt mit 700 Planbetten ebenfalls in den Bereich der Maximalversorgung, während das St. Franziskushospital mit 339 Planbetten in die Regelversorgung einzuordnen ist. Damit sind die Verbrauchswerte der Diako ggf. eher mit denen des neuen ZKFs vergleichbar als die des St. Franziskushospitals.

2.3.1 Jährlicher Endenergieverbrauch

Die gesamten Daten dieses Abschnitts sind dem Energieaudit der Ev.-Lut.-Diakonissenanstalt Flensburg von 2019 entnommen [39, S. 24ff.]. In der Summe haben die auditierten Gebäude eine Nettogrundfläche (NGF) von 53.078 m² und 700 Planbetten (Stand 2018). Es wurden für das gleiche Jahr die in Tabelle 2-8 aufgelisteten Gesamtenergieverbräuche aufgezeichnet. Über den Jahresenergieverbrauch der Diako lässt sich anschließend auch der jährliche CO₂-Ausstoß nach Energieträgern gestaffelt errechnen. Für 2018 wurde der Strom wie beschrieben CO₂-neutral bezogen. Dennoch wird auch der Wert für den Stadtwerke Gesamtmix berechnet.

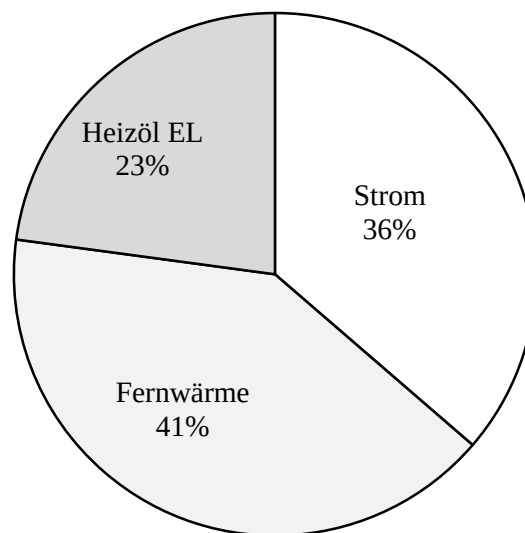
¹² Zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung waren 1.000 Betten in Planung.

Tabelle 2-8: Endenergieverbräuche der Diako nach Energieträgern 2018 [39, S. 27f.]

Endenergieträger	Jahresendenergieverbrauch in MWh/a	Absoluter CO₂-Ausstoß in t/a
Strom	4.955	1.580 [98]
Fernwärme	5.582	780 [101]
Heizöl EL	3.079	954 [63, S. 35]
Summe	13.616	3.180

Die Anteile der Energieträger Strom, Fernwärme und Extraleichtes Heizöl sind in Abbildung 2-6 dargestellt.

Ersichtlich wird, dass die Fernwärme den größten Anteil ausmacht. In dem Energieaudit der Diako von 2018 [39, S. 23ff.] wird der Gesamtwärmebedarf als Summe aus Heizöl und Fernwärme berechnet. Insgesamt macht die Wärme somit einen Anteil von 64 % des Bedarfs aus.

**Abbildung 2-6: Anteile der Endenergieträger am Jahresenergiebedarf der Diako [39, S. 27f.]**

2.3.2 Spezifische energetische Verbräuche deutscher Krankenhäuser

Der nachfolgende Abschnitt dient der späteren Einordnung von Energiekennzahlen, die für das ZKF aus Modellen entwickelt werden.

Bezieht man die Endenergieverbräuche auf die Nettogrundfläche bzw. Planbettenzahl, lassen sich sogenannte Energy Performance Indicators (EnPI) bilden. Die flächenspezifischen Indikatoren der Diako sollen im Folgenden mit Kennzahlen aus der Literatur verglichen werden, um eine Einordnung gegenüber anderen Krankenhäusern vorzunehmen. Als Vergleichswerte werden die Quellen aus [53, S. 9] herangezogen, die in Tabelle 2-9 zusammengefasst sind. Die Angaben für den Mittelwert in der untersten Zeile wurden händisch ergänzt.

Tabelle 2-9: Energieverbrauchskennwerte von Krankenhäusern nach [53, S. 9]

Titel des Benchmarks	Strom in kWh/Bett	Wärme in kWh/Bett	Strom in kWh/m²	Wärme in kWh/m²	Quelle
infas Enermetrics 2008	11.358	22.932	119	238	Tippkötter et al., 2009
Ages 1999	6.781	27.629			Ages, 2001
Energieeffizienztisch RP	8.700	17.000	115	220	Arqum, 2009
Krankenhausbarometer ¹⁴ ₁₃			105+39 ¹⁴	324	Blum et al., 2014
Mittelwert	8.946	22.520	126	261	

Eine weitere Quelle soll zur Verbreiterung der Datenbasis herangezogen werden. Das Statista Research Department hat eine energetische Vergleichsstudie von 2013 veröffentlicht, in der der flächenspezifische Energieverbrauch nach Bettenzahl der erfassten Krankenhäuser gestaffelt ist. In der Statistik wurden 284 Krankenhäuser mit über 50 Betten durch das Deutsche Krankenhausinstitut befragt [29]. In den untersten beiden Zeilen wurden die Angaben ergänzend mit einem Brennwert für Heizöl EL von 12,75 kWh/kg und einer Normmassendichte von 845 kg/m³ [122, S. 119] errechnet.

Tabelle 2-10: Durchschnittlicher Energieverbrauch pro m²_{NGF} deutscher Krankenhäuser 2013 [29]

Energieträger	Krankenhäuser gesamt	Krankenhäuser mit 50 bis 299 Betten	Krankenhäuser mit 300 bis 599 Betten	Krankenhäuser ab 600 Betten
Fremdstrom in kWh/m ² _{NGF}	105	94	116	123
Fernwärme in kWh/m ² _{NGF}	138	159	115	134
Erdgas in kWh/m ² _{NGF}	185	196	209	103
Leichtes Heizöl in Liter/m ² _{NGF}	1,1	1,5	0,7	2,4
Leichtes Heizöl in kWh _{HS} /m ² _{NGF}	12	16	8	26
Summe Wärme in kWh/m ² _{NGF}	335	371	332	263

Die Diako liegt im Bereich „Krankenhäuser ab 600 Betten“. Mit den ca. 1.000 Planbetten, die das neugebaute ZKF haben soll, befindet sich dieses ebenfalls in dieser Größenordnung. In Abbildung 2-7 sind die Kennwerte aus der Statistik für die gesamten Krankenhäuser und Häuser ab 600 Betten wieder dem EnPI der Diako gegenübergestellt. Zusätzlich sind die Werte aus [53, S. 9] abgebildet.

¹³ keine Witterungs- oder Prozessbereinigung

¹⁴ Fremdbezug+Eigenbezug

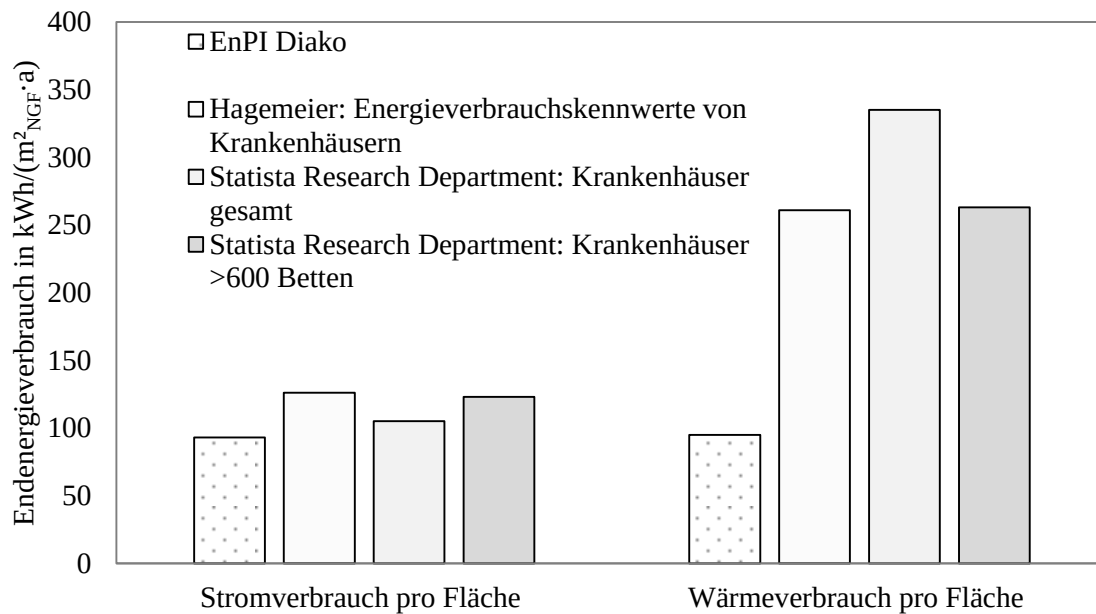


Abbildung 2-7: Vergleich Endenergieverbrauch pro Fläche Literaturkennwerte mit EnPI Diako

Auch hier wird ersichtlich, dass die angegebenen Verbrauchsdaten vor allem beim Wärmeverbrauch signifikant über den Messdaten der Diako liegen. Die eher niedrigen spezifischen Wärmeverbrauchswerte der Diako können vermutlich darauf zurückgeführt werden, dass weder eine Küche noch eine Wäscherei noch andere energieintensive Anwendungen wie Bäder in dem Gebäude integriert sind. Da die sonstige Versorgungsstruktur nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik entspricht, ist ein vergleichsweise hoher Verbrauch zu erwarten gewesen. Die Abweichung beim Stromverbrauch fällt weniger stark aus. An dieser Stelle soll darauf verwiesen werden, dass die Erfassung der Daten nicht eindeutig systematisiert ist und eine Diskrepanz auch aus der Systematik bei der Aufnahme der Kennwerte resultieren kann [7, S. 16]. Wegen der deutlichen Abweichung von den Literaturwerten ist eine direkte Übertragung der Messdaten der Diako auf das ZKF mithilfe von Faktoren, wie für einige Energieträger in Abschnitt 2.1 angegeben, nicht uneingeschränkt umsetzbar.

3 Hauptprozesse

Die nachfolgenden Abschnitte sollen die grundsätzlichen energetischen Prozesse in der Versorgungstechnik von Krankenhäusern darstellen. Dafür wird der aktuelle Stand der Technik der Energienutzung in der Diako Flensburg und in weiteren Krankenhäusern aufgeführt. In diesem Rahmen sollen für die Felder Wärme-, Kälte- und Stromversorgung sowie Lüftungs- und Klimaanlage auch relevante Energieeffizienzmaßnahmen aufgezeigt werden.

In der Abbildung 3-1 sind die wesentlichen Energieträger, die in Deutschland zur Versorgung von Krankenhäusern genutzt werden, nach Häufigkeit verteilt aufgeführt [28].

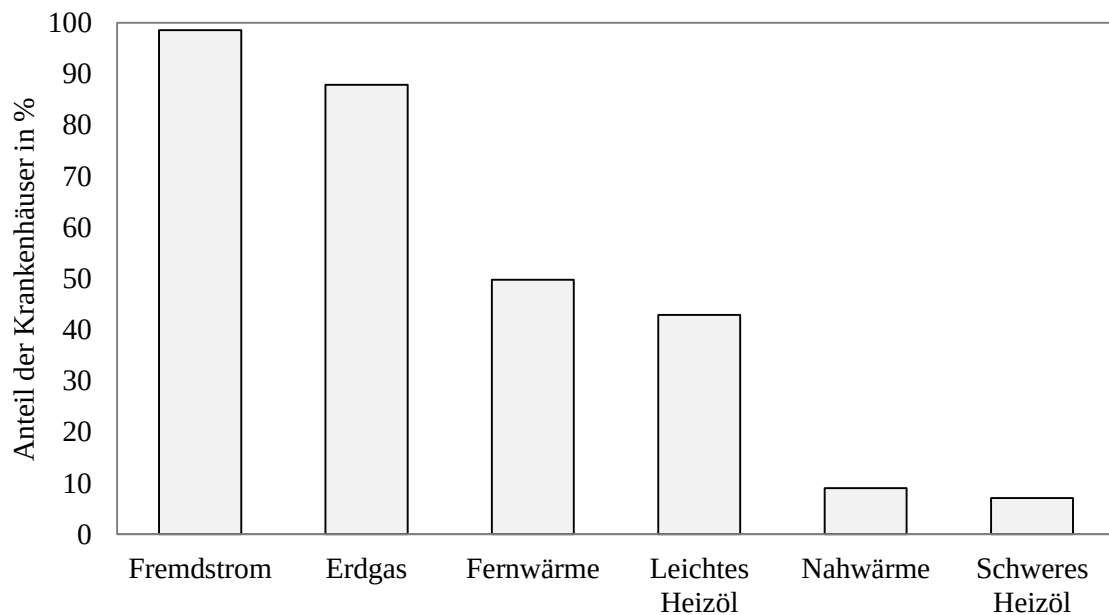


Abbildung 3-1: Anteil Krankenhäuser nach genutzten Energieträgern 2013 [28]

Aus der Statistik wird ersichtlich, dass der Fremdstrombezug in fast allen Kliniken (98,6 %) erfolgt. Dieser Energieträger wird auch in Flensburg zurzeit genutzt. Aber auch die für das ZKF relevante Fernwärme ist mit 49,8 % als Energieträger in anderen Krankenhäusern häufig vertreten. Das Leichte Heizöl hingegen wird mit 42,9 % im Vergleich zu Erdgas mit 87,9 % deutlich seltener verwendet. Da in Flensburg wie beschrieben keine flächendeckende Versorgung mit Erdgas vorhanden ist, kann dieser im Vergleich umweltschonendere Energieträger nicht genutzt werden.

3.1 Warmwasserversorgung

Die Ausarbeitungen in Abschnitt 3.1 entstammen der Bachelorarbeit von HARTEN [56] und beziehen sich auf den Bestandsprozess des Diakonissenkrankenhauses.

Das Schema der Warmwasserversorgung in der Diako Flensburg ist in Abbildung 3-2 dargestellt.

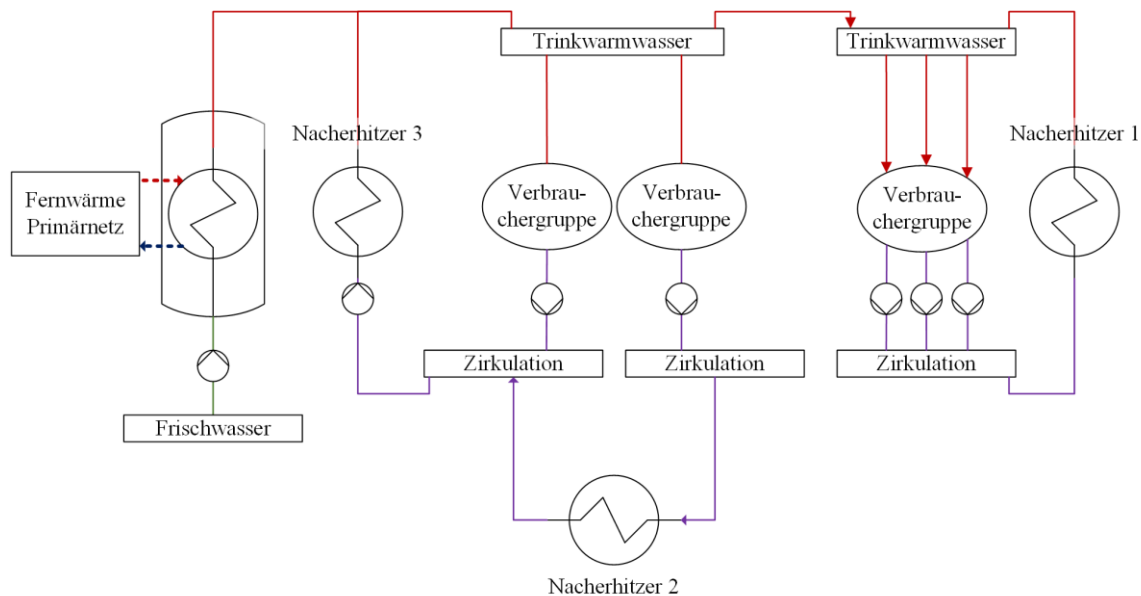


Abbildung 3-2: Vereinfachtes Schema der Warmwasserzirkulation

Frischwasser wird mithilfe von Fernwärme auf eine Temperatur von 63 °C erwärmt und dem Trinkwarmwassernetz zugeführt. Durch Oberflächenverluste an den Rohren sinkt die Temperatur über die Leitungslänge. Um die Abkühlung in den Leitungen auszugleichen, wird das Wasser stets umgewälzt. Im Zirkulationswasser wird durch drei mit Dampf versorgte Nacherhitzer der Verlust ausgeglichen. In Abbildung 3-3 ist der gestapelte Lastgang der Nacherhitzer über einen Tag dargestellt.

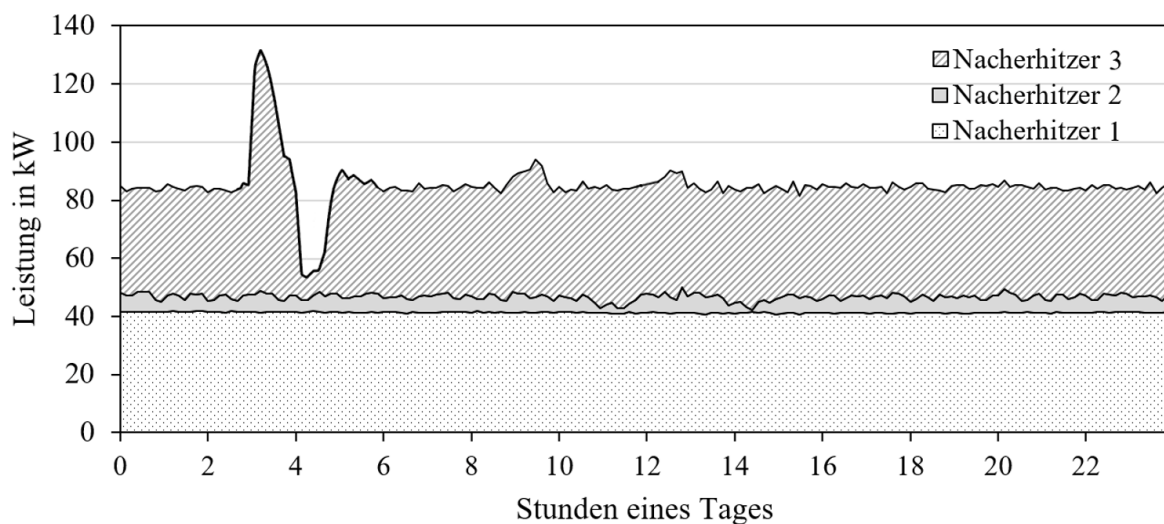


Abbildung 3-3: Repräsentativer 24-Stunden-Lastgang der Zirkulationsnacherhitzer, gestapelt

Von 3 bis 4 Uhr wird der Sollwert der Wassertemperatur zur Prophylaxe von Legionellen auf 70 °C angehoben. Aufgrund der Tatsache, dass die gesamten Trinkwarmwasserleitungen innerhalb des klimatisierten Krankenhauses verteilt sind, wird angenommen, dass die Verluste über das ganze Jahr konstant sind. Zudem sind die Temperatursollwerte der Nacherhitzer und des eingespeisten erwärmten Frischwassers konstant. In einem Krankenhaus, dessen Versorgung dem aktuellen Stand der Technik entspricht, ist zu erwarten, dass die Wärmeverluste aufgrund eines moderneren Verteilungsnetzes (optimierte Planung der Leitungslängen, bessere Isolierung) geringer ausfallen.

3.2 Dampfversorgung

Die Dampfversorgung gliedert sich in das Schwarz- und das Reindampfnetz, wobei der Unterschied in der Dampfqualität liegt. Für das Reindampfnetz werden weitere Aufbereitungsschritte durchgeführt. Beide werden im Folgenden separat betrachtet. Die Darstellungen beziehen sich auf den Bestandsprozess des Diakonissenkrankenhauses.

3.2.1 Schwarzdampfversorgung

Für die Schwarzdampferzeugung werden in der Diako zwei Kessel verwendet. Die Brenner arbeiten dreistufig in einem Regelbereich von 400 bis 1.400 kW Dampfabgabe. Die Brenner lüften vor jedem Verbrennungstakt den Brennraum, um Verpuffungen zu verhindern. Die Kessel werden redundant betrieben und versorgen abwechselnd im 24-Stunden-Takt das Schwarzdampfnetz. Der erzeugte Dampf wird mit einem durchschnittlichen absoluten Druck von etwa 4,6 bar und der dazugehörigen Verdampfungstemperatur von 149 °C bereitgestellt. Der jeweils vom Dampfnetz entkoppelte Kessel schaltet in den Erhaltungsbetrieb. In Abbildung 3-4 ist das vereinfachte Schema eines klassischen Schwarzdampfnetzes in einem Krankenhaus dargestellt.

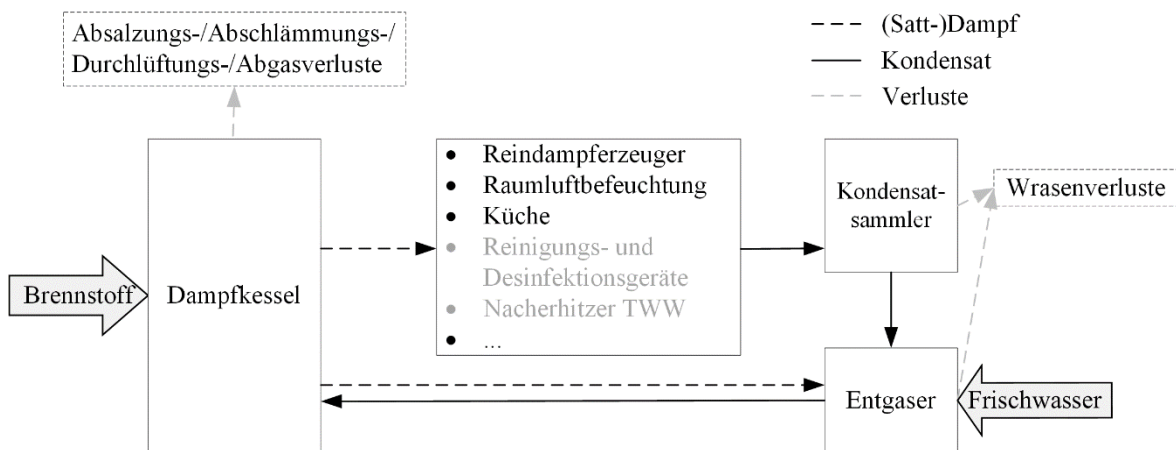


Abbildung 3-4: Vereinfachtes Schema des Schwarzdampfnetzes eines Krankenhauses

Im Schema ist ersichtlich, dass Schwarzdampf in Krankenhäusern für den Betrieb des Reindampferzeugers (RDE), die Reinigungs- und Desinfektionsgeräte (RDGs), die Nacherhitzung von Wasser, die Küche und die Raumluftbefeuchtung benötigt wird. Abgesehen von der Raumluftbefeuchtung wird der Schwarzdampf demnach in Heizprozessen eingesetzt. Ein detailliertes Sankey-Diagramm der aktuellen Schwarzdampferzeugung in der Diako Flensburg ist in Abbildung 3-5 dargestellt. [56]

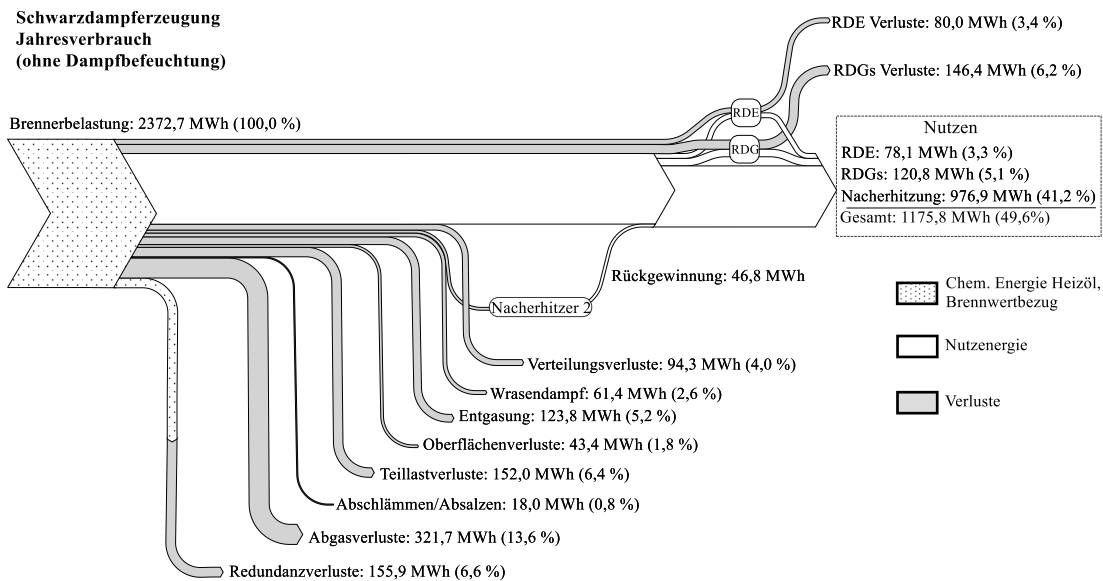


Abbildung 3-5: Verlustkaskade der Schwarzdampferzeugung in der Diako

Da die Raumlufbefeuchtung, welche in den Wintermonaten benötigt wird, während des Messzeitraumes aufgrund eines Defektes nicht eingeschaltet werden konnte, wurde diese im Flussdiagramm nicht berücksichtigt.

Im gezeigten Sankey-Diagramm wird deutlich, dass nahezu 50 % der aufgewendeten Brennstoffleistung von den Verbrauchern genutzt werden. Die Umwandlung des Brennstoffes in die Nutzenergie Dampf wird von hohen Energieverlusten begleitet. Hierzu gehören unter anderem Redundanzverluste, welche durch den Bereitschaftsbetrieb des zweiten Kessels entstehen. Bei den Verteilungsverlusten handelt es sich um Oberflächenverluste an den Rohrleitungen, während die Teillastverluste durch die Überdimensionierung der Brenner (häufige Taktung und dadurch entstehende Durchlüftungsverluste) begründet sind. Zudem entstehen am Reindampferzeuger und an den Reinigungs- und Desinfektionsgeräten weitere Verluste (durch Wärmeübertragungsverluste und den Standbybetrieb).

In modernen Krankenhäusern findet sich in der Regel eine verminderte Zahl an Abnehmern. Hauptsächlich verbleiben der Reindampferzeuger, die Raumlufbefeuchtung und in einigen Fällen die Küche. Teilweise wird komplett auf eine zentrale Dampferzeugung verzichtet und der Dampf dezentral elektrisch erzeugt. Es lassen sich dadurch die in Abbildung 3-5 dargestellten Verluste teilweise umgehen. Der größte Anteil der Wärme wird in der Diako zur Nacherhitzung von Wasser verwendet, ist in anderen Krankenhäusern normalerweise jedoch nicht vorzufinden. [56]

Sonderfall: Abnehmer RDGs

Nach der Nutzung werden medizinische Geräte in Reinigungs- und Desinfektionsgeräten (RDGs) maschinell aufbereitet. Nach einer Vorreinigung mit kaltem Wasser erfolgt die Reinigung mit Warmwasser und einem zugesetzten Reinigungsmittel bei 40 bis 60 °C. Nach dieser Reinigung wird eine Zwischenspülung durch Warm- oder Kaltwasser und daraufhin die Desinfektion durchgeführt. Hitzebeständige Medizinprodukte werden thermisch zwischen 80 und 93 °C desinfiziert. Die RDGs werden, wie auch die Dampfsterilisatoren, außerhalb der Betriebszeiten nicht abgeschaltet und benötigen daher kontinuierlich Schwarzdampf.

Für den Dampfverbrauch der RDGs in der Diako Flensburg muss auf Schätzungen des Herstellers zurückgegriffen werden. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3-1 dargestellt.

Tabelle 3-1: Ermittelte Durchschnittswerte für die Reinigungs- und Desinfektionsgeräte in der Diako

Größe	Wert
Chargenzahl 2017	9.190 Chargen
Dauer pro Charge	60 Minuten
Im Betrieb	
Verbrauch pro Charge	20 kg/h
Jahresdampfverbrauch	183.800 kg/a
Jahresenergieverbrauch	120,8 MWh/a
Im Standby	
Verbrauch im Standby	5 kg/h
Jahresdampfverbrauch	216.850 kg/a
Jahresenergieverbrauch	146,4 MWh/a

Die Messung der Lastgänge der einzelnen RDGs ist mit den eingesetzten Messgeräten nicht möglich, sodass der tatsächliche Verbrauch pro Gerät nicht erfasst werden konnte. Zudem ist zu beachten, dass bei den ermittelten Durchschnittswerten nicht zwischen den verschiedenen Modellen der RDGs in der Diako unterschieden wird. [56]

3.2.2 Reindampfversorgung

Die Energie des Schwarzdampfes wird genutzt, um Reindampf für die Sterilisation in der Zentralen Sterilgutversorgungsabteilung (ZSVA) bereitzustellen und dort drei Dampfsterilisatoren (Steris) zu versorgen. Das Fließschema des Reindampfnetzes der Diako ist in Abbildung 3-6 dargestellt.

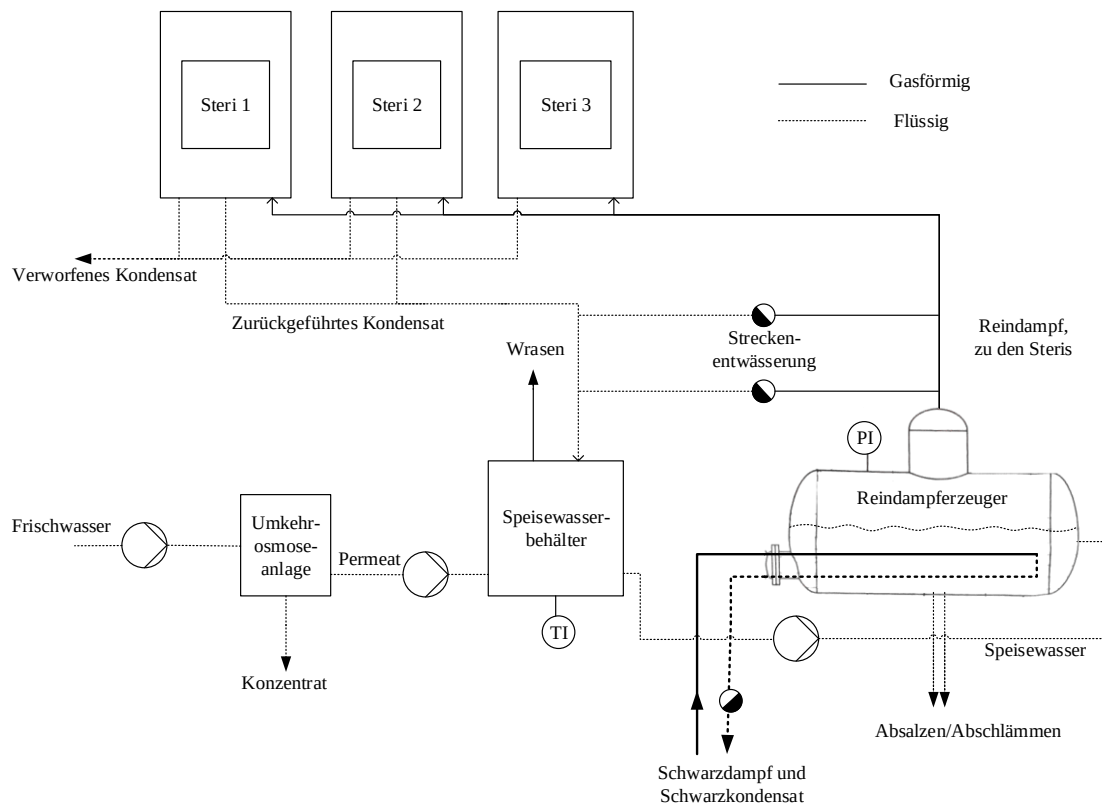


Abbildung 3-6: Schema des Reindampfnetzes der Diako Flensburg

Der Reindampf wird in der Diako Flensburg auf die drei Dampfsterilisatoren verteilt. Das bei der Sterilisation anfallende Kondensat, welches gegebenenfalls mit dem zu sterilisierenden medizinischen Gerät in Kontakt kommt, wird von allen drei Steris verworfen und mit Frischwasser ausgeglichen. Das Kondensat, welches bei der Beheizung der Steris im Mantel anfällt, wird von Steri 1 und 2 zurückgeführt und zur erneuten Erzeugung von Reindampf genutzt, von Steri 3 jedoch verworfen. Die Nutzung dieses Kondensates ist in anderen Krankenhäusern selten vorzufinden und senkt neben dem Energiebedarf insbesondere den Wasserverbrauch. Analog zur Schwarzdampfversorgung wurde auch für die Reindampfversorgung ein Sankey-Diagramm erstellt (Abbildung 3-7).

Reindampferzeugung Jahresverbrauch

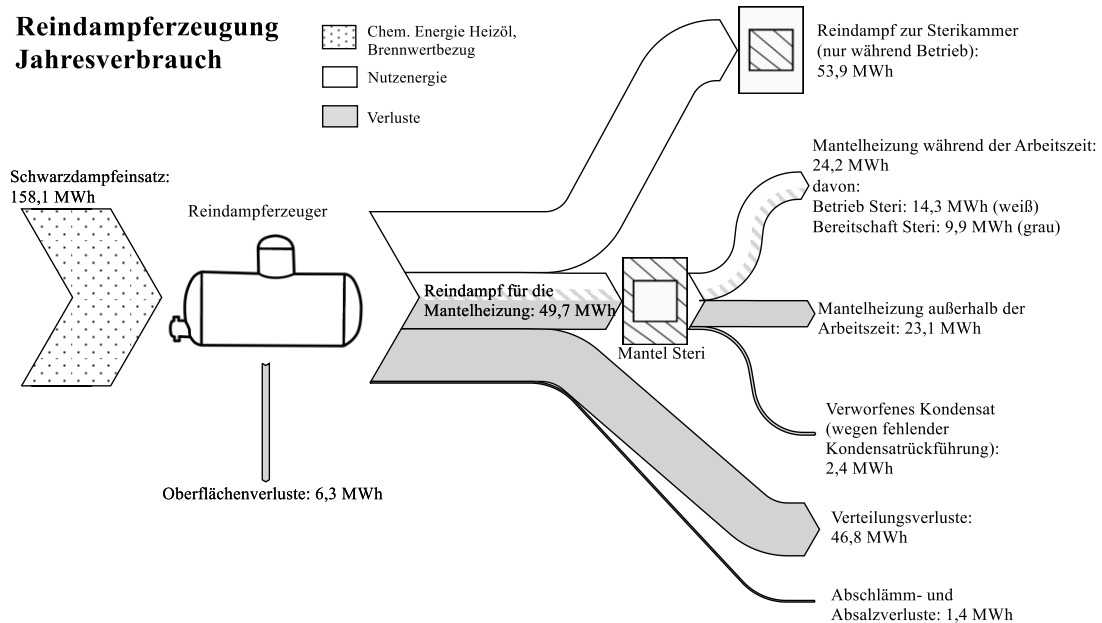


Abbildung 3-7: Energieflussdiagramm der Reindampfversorgung

Die tatsächlich zur Sterilisation genutzte Energie des Dampfes beträgt jährlich 53,9 MWh (34,4 % des Gesamtenergieeinsatzes). Für die Mantelheizung werden 49,7 MWh Wärme genutzt. Zwischen den Chargen eines Dampfsterilisators bleibt die Mantelheizung eingeschaltet, sodass keine Aufheizphase entsteht.

Außerhalb der Arbeitszeit ist die Mantelheizung weiterhin aktiv und sorgt dafür, dass der Dampfsterilisator bei Betriebsbeginn am Folgetag oder im Notfall direkt einsatzbereit ist. Diesem Nutzen steht ein Aufwand von 23,1 MWh (14,8 % des Gesamtenergieeinsatzes) entgegen, welcher durch Hinnahme einer höheren Anlaufzeit oder durch die Einrichtung einer automatischen Einschaltung kurz vor Betriebsbeginn verringert werden kann.

Die Verteilungsverluste im Reindampfnetz entsprechen 29,9 % des Gesamtenergieeinsatzes. Als Hauptgrund für die hohen Verluste lässt sich die räumliche Distanz zwischen Reindampferzeuger und Dampfsterilisatoren nennen. Eine alleinige Verlegung des Reindampferzeugers wäre nicht zielführend, da die Verteilungsverluste dadurch im Schwarzdampfnetz auftreten würden. In anderen Krankenhäusern ist die Reindampferzeugung ähnlich aufgebaut. In einigen Fällen wird der Reindampf elektrisch erzeugt, da sich die Verteilungsverluste hierdurch deutlich verringern. [56]

Ein optimierter Prozess soll zur Abschätzung des Bedarfs der Sterilisation im ZKF untersucht werden.

3.2.3 Optimierung des bestehenden Prozesses

Die Abbildung 3-8 stellt den realen Prozess einem optimierten mit Flüssiggas versorgten Prozess gegenüber.

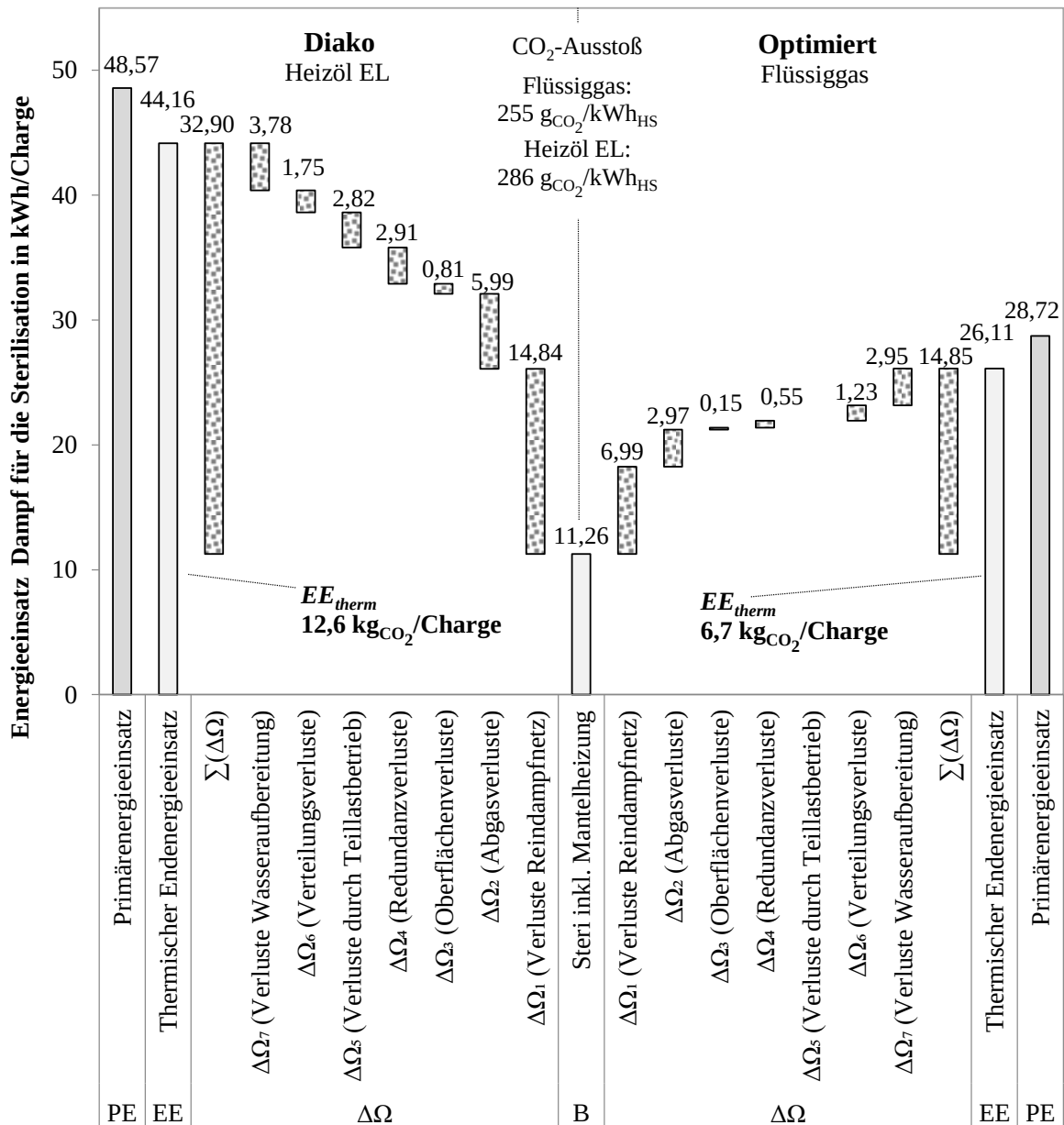


Abbildung 3-8: Vergleich reale und optimierte Dampfversorgung nach PhO-Methode

Eine detaillierte Beschreibung der Optimierungsmaßnahmen findet sich in der Masterthesis von ROHM [85]. Insgesamt beträgt die mögliche Einsparung etwa 19,9 kWh/Charge, was anteilig etwa 41 % des ursprünglichen Bedarfs ausmacht. Maßgeblichen Einfluss hat zunächst die Optimierung des Reindampfnetzes. In beiden Fällen betragen diese Verluste beinahe die Hälfte des Gesamtverlusts. Im Schwarzdampfnetz hat vormals der Rauchgasverlust den größten Anteil ausgemacht. Durch die Wärmerückgewinnung sind im optimierten Fall die Verluste aus der Wasseraufbereitung anteilig beinahe dem Rauchgasverlust gleichwertig. Hier wurde allerdings auch keine Optimierung des Wrasendampfverlusts vorgenommen.

Ebenfalls aufgegriffen sind die spezifischen CO₂-Emissionen. Pro Charge kann gegenüber der aktuellen Versorgung eine Einsparung von 5,9 kg_{CO₂} erzielt werden. Die absolute Einsparung ergibt sich aus der Chargenzahl zu 36 t im Jahr. Deutlich wird der erhebliche Aufwand, den die zentrale Dampfversorgung verursacht. Im nächsten Schritt soll daher geprüft werden, ob eine elektrische

Dampferzeugung vorteilhaft ist. [85, S. 95ff.] In der Abbildung 3-9 ist die vorgestellte optimierte Versorgung mit Flüssiggas inklusive des nötigen Primärenergieeinsatzes der Variante mit elektrischer Energie, für die nur Verluste bei der eigentlichen Dampferzeugung entstehen, anhand der PhO-Methode gegenübergestellt worden.

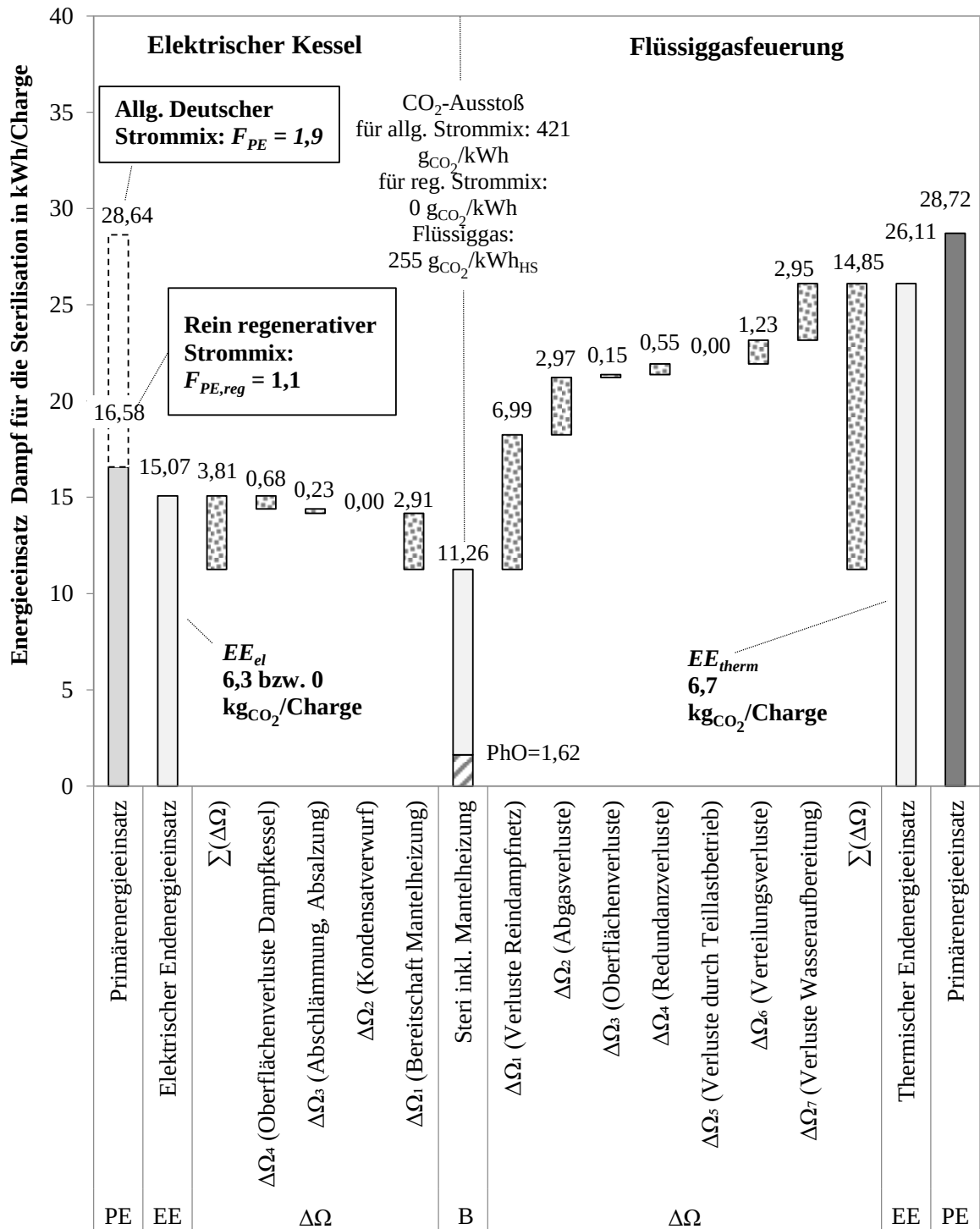


Abbildung 3-9: Gegenüberstellung Versorgung Steris Flüssiggas und elektrisch nach PhO-Methode

Abbildung 3-10 stellt die Varianten mithilfe zweier Sankey-Diagramme dar.

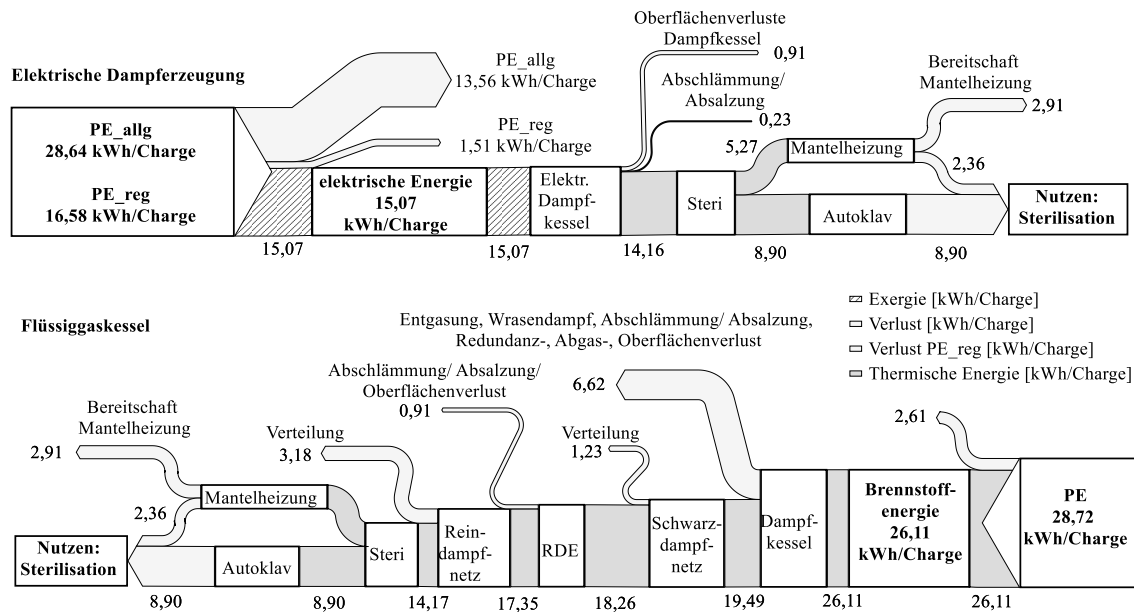


Abbildung 3-10: Vergleich der Versorgungsvarianten der Steris mittels Sankey-Diagramm für 2030

Es wird ersichtlich, dass sich die Szenarien zwar in Bezug auf den Endenergieeinsatz maßgeblich unterscheiden, für den Primärenergieaufwand kommt es hingegen auf die Betrachtungsweise an. Bereits für den Fall von 70 % regenerativem Anteil im Stromnetz (PE-Faktor 1,6; siehe Abschnitt 8.4.1 im Anhang) ist die elektrische Variante vorzuziehen.

Der CO₂-Ausstoß unterscheidet sich nennenswert. Bei rein regenerativem Bezug ergibt sich eine deutliche Einsparung gegenüber der Versorgung mit Flüssiggas. Bezogen auf die jährliche Chargenzahl können ca. 40 tCO₂ vermieden werden, bei allgemeinem Tarif für 70 % regenerativem Anteil im Strommix liegt die Einsparung bei 19 tCO₂/a (bei einem CO₂ Faktor von 237,1 gCO₂/kWh (siehe Abschnitt 8.4.1 im Anhang). Damit ist die elektrische Versorgung auch bezüglich der Zielsetzung der Klimaneutralität vorzuziehen.

Um eine wirtschaftliche Tendenz aufzuzeigen, sollen die laufenden Energiekosten ermittelt werden. Dazu dient der Bezugspreis für elektrische Energie von 200 €/MWh.

Tabelle 3-2: Energiekostenvergleich Versorgung Steri elektrisch und Flüssiggasfeuerung (ohne Invest.)

Versorgungsvariante	Bezugspreis in €/MWh 2030	Jahresendenergiebedarf in MWh	Kosten in €/Jahr
Flüssiggas	59	237	14.000
Elektrische Energie	200	137	27.400

Das Flüssiggas wird mit 59 €/MWh angesetzt. Der Jahresendenergiebedarf ergibt sich aus dem Bedarf pro Charge und der Chargenzahl pro Jahr, multipliziert mit dem Faktor 1,5, um das ZKF abzubilden. In der Tabelle 3-2 sind die resultierenden Jahresenergiekosten aufgelistet.

Der Vergleich der laufenden Kosten fällt zugunsten der Versorgung mit Flüssiggas aus. Für die Umsetzungsempfehlung sollen im Folgenden weitere Aspekte betrachtet werden. [85, S.101ff.]

3.2.4 Umsetzungsempfehlung

Da primärenergetisch zunächst weder die elektrische Dampfversorgung bei Bezug aus dem deutschen Strommix noch die Nutzung von Flüssiggas vorteilhaft ist, müssen andere Faktoren herangezogen werden. Ausschlaggebend für die Wahl der Variante ist die Festlegung der Primärenergiefaktoren von 1,1 [76, S. 9] für Flüssiggas und 1,9 [76, S. 9] für die elektrische Energie. Würde man von rein regenerativer Erzeugung ausgehen, wäre der Primärenergiefaktor der elektrischen Energie nahezu 1,0 [76, S. 15]. Der Öko-Strom der örtlichen Stadtwerke wird in Norwegen aus Wasserkraft gewonnen. Um die Verteilungsverluste zu berücksichtigen, wurde hier 1,1 als Primärenergiefaktor gewählt. Wird die elektrische Energie über den Öko-Tarif bezogen, könnte auch dieser Faktor gewählt werden. In dem Fall ist der elektrischen Variante der Vorzug zu geben, da der Primärenergieaufwand nahezu dem Endenergiebedarf entspricht. Hier handelt es sich um eine Frage der Betrachtungsweise. Da aktuell zwar regenerativer Strom vertraglich bezogen werden kann, aber letztlich der reale Strommix aus dem Netz abgenommen wird, ist der Ansatz kritisch zu hinterfragen. Eine allgemeine Erhöhung des regenerativen Anteils bewirkt eine weitere Steigerung des Vorteils der elektrischen Versorgung.

Die Kosten für die Versorgung mit elektrischer Energie fallen aufgrund des höheren spezifischen Preises trotz des niedrigeren Jahresendenergiebedarfs höher aus. In dieser Darstellung findet der erhöhte Leistungspreis noch keine Beachtung. Zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung sind vier Sterilisatoren für das ZKF [48] in Planung. Die Anschlussleistung eines elektrischen Dampferzeugers im Steri beträgt 50 kW [125, S. 6]. Insgesamt sind Leistungsspitzen von 200 kW damit nicht auszuschließen. Diese addieren sich zu der aktuellen Bezugssituation, woraus ein erhöhter Leistungspreis resultiert. Dieser wäre durch eine Regelung, die nur einen Dampferzeuger zur Zeit die Spitzenlast abfordern lässt, eventuell vermeidbar. Andererseits ist zu beachten, dass eine elektrische Versorgung gegebenenfalls geringere Investitionskosten verursacht. Ein Schwarzdampfnetz ist nur vorgesehen, wenn weitere Verbraucher angeschlossen werden sollen (z.B. Küche und/oder Dampfbefeuchtung). In Tabelle 3-2 werden nur die laufenden Energiekosten betrachtet. Entfällt das Schwarzdampfnetz, fallen geringere Wartungs- und Instandhaltungskosten an. Auch Personal für die Überwachung des Netzes kann eingespart werden. Folglich ist durch eine weiterführende wirtschaftliche Prüfung zu ermitteln, ob die Mehrkosten für die Energie letztlich an anderer Stelle aufgewogen werden können. Außerdem ist ein Bezug über den allgemeinen Tarif der Stadtwerke möglich. Der Energiepreis fällt dann geringer aus. Langfristig wird jedoch das Ziel der Klimaneutralität verfolgt, weshalb diese Option hier nicht untersucht wird. Aktuell stellt der Bezug von regenerativem Strom eine unkomplizierte Möglichkeit der CO₂-Neutralität dar. Auch hierin besteht ein Vorteil der elektrischen Dampfversorgung. Zurzeit wäre das Flüssiggas in den notwendigen Mengen nur mit fossilem Anteil zu beziehen. Um möglichst schnell auf eine klimaneutrale Versorgung umzustellen, bietet sich daher die elektrische Variante an.

Eine Besonderheit in Flensburg stellt die gesetzliche Verpflichtung zur Abnahme von Fernwärme dar. Daher entsteht durch die Sterilisation mit Dampf auch ein juristisches Interesse. Es steht in Frage, inwieweit das ZKF an die Abnahme der Fernwärme gebunden ist, mit der kein Dampf erzeugt werden kann, beziehungsweise welche Freiräume in Bezug auf die Eigenversorgung vorhanden sind.

Weiterhin spielt im Krankenhaus der Aspekt der Sicherheit eine zentrale Rolle. Somit ist die geringe Ausfallwahrscheinlichkeit ein wichtiges Kriterium. An dieser Stelle hat die elektrische Versorgung den Nachteil, dass bei einem Stromausfall über das Notstromaggregat eine höhere Leistung bereitgestellt werden muss. Die Netzersatzanlage muss somit größer ausgelegt werden, weil die Sterilisation nicht dauerhaft ausgesetzt werden kann. Das Schwarzdampfnetz benötigt nur die elektrische Energie für die Steuerung der Anlagen. Andererseits ist bei der dezentralen Versorgung

grundsätzlich der Ausfall der gesamten ZSVA unwahrscheinlicher. Anders als bei der zentralen Versorgung laufen die Leitungen beispielsweise nicht im RDE zusammen, sodass beim Ausfall einer Komponente die anderen Steris nicht betroffen sind. Auch eine räumliche Trennung wäre theoretisch ohne größeren Aufwand möglich.

In der Tabelle 3-3 sind die Aspekte noch einmal zusammengefasst. [85, S. 105ff.]

Tabelle 3-3: Gegenüberstellung Versorgungsvarianten der Sterilisation im ZKF

Kriterium		Flüssiggaskessel		Elektrische Dampferzeugung		
Endenergiebedarf		-	Erhöhter Bedarf	+	Geringerer Bedarf	
Primärenergiebedarf		+/-	Nur geringfügig höher als EE-Bedarf, insgesamt erhöhter Einsatz	+/-	aus regenerativem Strom beinahe äquivalent zu EE-Bedarf, Steigerung regenerativer Anteil grundsätzlich absehbar, elektrische Energie (reine Exergie) zur Wärmeerzeugung	
CO ₂ -Emissionen		-	Aktuell vollständige Vermeidung nicht ohne weiteres möglich	+	elektrisch (Ausstoß vermeidbar)	
Laufende Kosten		+	Deutliche Kostenersparnis	--	Mehrkosten, Leistungspreissteigerung	
Prozesskopplung		++	Versorgung weiterer Abnehmer durch Schwarzdampf, Prozessvorwärmung (Economizer) möglich	-	Ausschließlich Versorgung Steris	
Weitere wirtschaftliche Faktoren		--	Aufwändige Wartung des Dampfnetzes, höhere Investitionskosten	+	Steris standardisiert mit elektrischer Versorgung beziehbar	
Juristischer Rahmen		+	Fernwärmetemperatur reicht nicht zum Betrieb aus	-	Fernwärme-Anschlusszwang	
Notfallsicherheit		+/-	Unabhängigkeit von der Stromversorgung, Dampfnetz selber nicht redundant	+/-	Steris unabhängig voneinander betrieben, bei Stromausfall hohe Leistungen über Netzersatzanlage	
++	deutlicher Vorteil	+/-	sowohl Vor- als auch Nachteile	-	Nachteil	Quantifiziert
+	Vorteil			--	deutlicher Nachteil	Qualitativ

3.3 Elektrischer Verbrauch

Nachfolgend werden Jahreslastgänge der elektrischen Abnahme der Diako hinsichtlich möglicher Effizienzmaßnahmen untersucht. Ziel ist, Rückschlüsse auf den Lastgang des in Planung befindlichen ZKFs zu ziehen. Mithilfe der intensiven Analyse werden mögliche Maßnahmen für die Diako aufgezeigt. Letztendlich kann aus der Korrektur der Lastgänge mithilfe eines aus einer e-Funktion modellierten Faktors eine plausible Prognose für das ZKF erzeugt werden (siehe Abschnitt 4.2).

Der elektrische Energiebezug von Großverbrauchern muss vom Versorgungsunternehmen in Viertelstundenwerten erfasst werden. Anhand der so entstehenden Datengrundlage lassen sich unterschiedliche Analysen durchführen, die als Zielsetzung beispielsweise die Ableitung effizienzsteigernder Maßnahmen haben. Eine solche Analyse wird in dieser Arbeit anhand von zwei

Jahreslastgängen (2018 und 2020) der Diako durchgeführt. Wegen des baldigen Standortwechsels müssen Effizienzmaßnahmen für die Diako sehr kurze Amortisationszeiten aufweisen. Deswegen dient die Darstellung von Effizienzeinbußen maßgeblich der Erarbeitung einer realistischen Prognose für den in Flensburg geplanten Neubau des ZKFs. Zur Analyse werden einige Methoden aus [7] verwendet. Die systematische Analyse beruht unter anderem auf der Aufbereitung der Daten in Diagrammen.

Der Stromlastgang wurde im Rahmen einer Ausarbeitung von ROHM [84] analysiert.

3.3.1 Grafische Darstellungen

Abbildung 3-11 zeigt im oberen Diagramm den elektrischen Lastgang der Diako für 2020 sowie die geordnete Jahresdauerlinie.

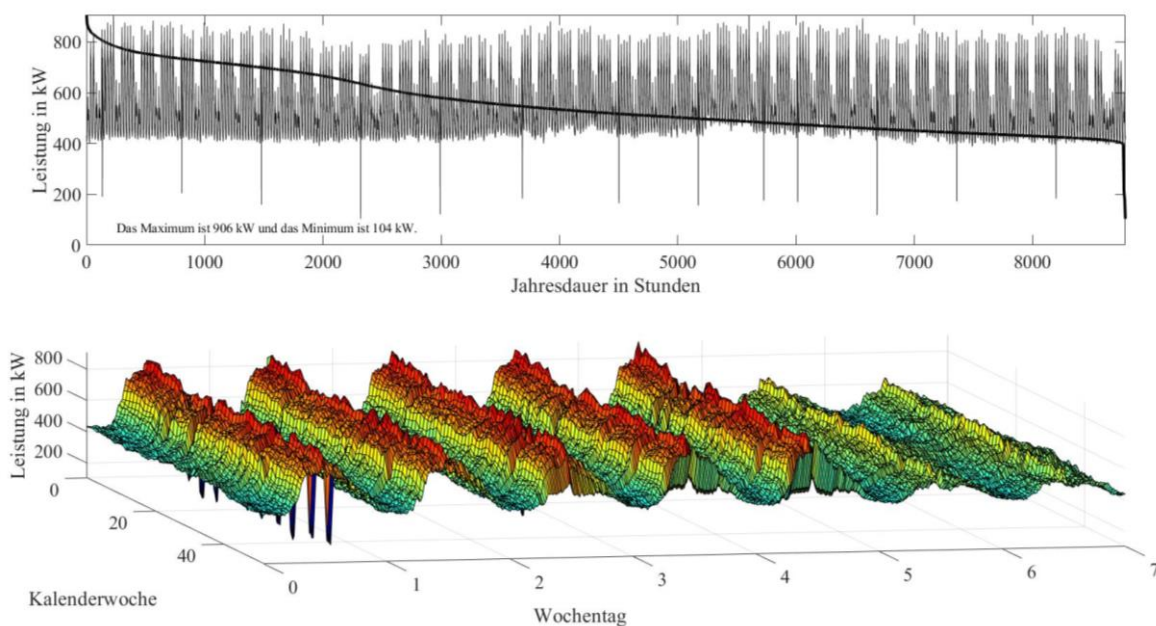


Abbildung 3-11: Elektrischer Verbrauch Diako Lastgang 2020

Ordnet man die Daten nach dem Zeitpunkt des Auftretens anhand der Wochentage, lässt sich der Lastgang, wie in der unteren Darstellung gezeigt, als 3D-Diagramm aufgetragen. Es werden Schwankungen zwischen den Wochentagen sichtbar. Trägt man die Daten über der Uhrzeit und dem Tag im Jahr auf und dreht dieses 3D-Diagramm so, dass die Draufsicht erzeugt wird, entsteht der Carpet Plot (Abbildung 3-12). Blaue bis grüne Bereiche kennzeichnen die Grundlast. Gelbtöne im Farbverlauf von Orange bis Rot hingegen zeigen erhöhte Leistungen. In einem Carpet Plot wird der Lastgang als Farbspektrum dreidimensional beispielsweise über der Uhrzeit und dem Datum aufgetragen. So lassen sich Zeiten stärkerer und schwächerer Abnahme sowohl anhand des Tagesverlaufes als auch saisonal darstellen. Wird zusätzlich der Sonnenauf- und -untergang sowie die Außentemperatur dargestellt, können weitere Rückschlüsse auf spezifische Verbraucher wie Beleuchtung und elektrisch betriebene thermische Verbraucher gezogen werden. Möglich ist auch die Darstellung von kumulierten Werten, wie die Aufsummierung von Tagesverbräuchen und somit die Darstellung von Wochentagen über dem Datum. Zunächst werden die Carpet Plots in Viertelstundenwerten und anschließend in Tageswerten über das Jahr erstellt. Das Vorgehen wird durch das Hervorheben der signifikanten Stellen erläutert. Anhand der dargestellten markanten Bereiche erfolgt die Analyse und Bewertung der Abnahmesituation.

Für die Aufbereitung der Daten in Form der in Abbildung 3-11 und Abbildung 3-12 gezeigten Plots wurde im Rahmen des Projektes eine Datei zur Datenverarbeitung in Matlab erstellt, die lediglich den Lastgang als eindimensionale Liste in Excel benötigt.

Tageszeitliche Änderungen

Der Tagesbetrieb im Krankenhaus beginnt um 6 Uhr. Einige Anwendungen werden allerdings bereits um 4:30 Uhr in Betrieb genommen. Es stellt sich in Bezug auf die Energieeffizienz die Frage, ob dies notwendig ist. Zu Beginn und Ende des Arbeitszeitfensters von 9 bis 16 Uhr findet sich jeweils eine weitere Schwelle. Mittags liegt die höchste Abnahme vor. Der Zeitpunkt wird lediglich durch die Zeitumstellung beeinflusst und befindet sich zwischen 11 und 12 Uhr Winterzeit. Sichtbar wird dadurch auch der jeweilige Tag der Zeitumstellung zwischen Sommer- und Winterzeit.

Wöchentliche Änderungen

Das Wochenende weist einen geringeren Spitzenverbrauch über den Tag auf, sodass regelmäßige grüne Bereiche die Abbildungen durchziehen.

Saisonale Änderungen

Von 14 bis 15 Uhr am ersten Montag im Monat läuft das Notstromaggregat, was in Abbildung 3-11 als regelmäßiges Absinken der Abnahme sichtbar wird. Sowohl im Sommer als auch im Winter erhöht sich der elektrische Tagesbedarf, in den Übergangsjahreszeiten sinkt er im Verhältnis. Ersichtlich ist dies anhand der Intensität der Farbgebung (Mittagsspitzen) und anhand des Verlaufes in die Abendstunden hinein. Durch Betrachtung der Uhrzeit des Sonnenaufgangs lässt sich darauf schließen, dass der Zeitpunkt des Betriebsbeginns immer auf 6 Uhr fällt und nicht von der Tageslichtsituation abhängt. Der Mehrverbrauch für Beleuchtung führt dazu, dass im Winter die Abnahme länger erhöht bleibt. Im Sommer hingegen ist der Mehrbedarf in der Kühllast zu begründen. Der Verbrauch über die Nachtstunden im Sommer korreliert eindeutig mit der Außentemperatur. In den Wintermonaten, maßgeblich Januar und Februar, fällt eine besonders hohe Spitzenlast auf. Die Vermutung ist, dass der Bedarf für Beleuchtung dem für die Kälteerzeugung gleicht. In der modifizierten Abbildung 3-12 sind die signifikanten Bereiche markiert worden, um das dargestellte Vorgehen abzubilden.

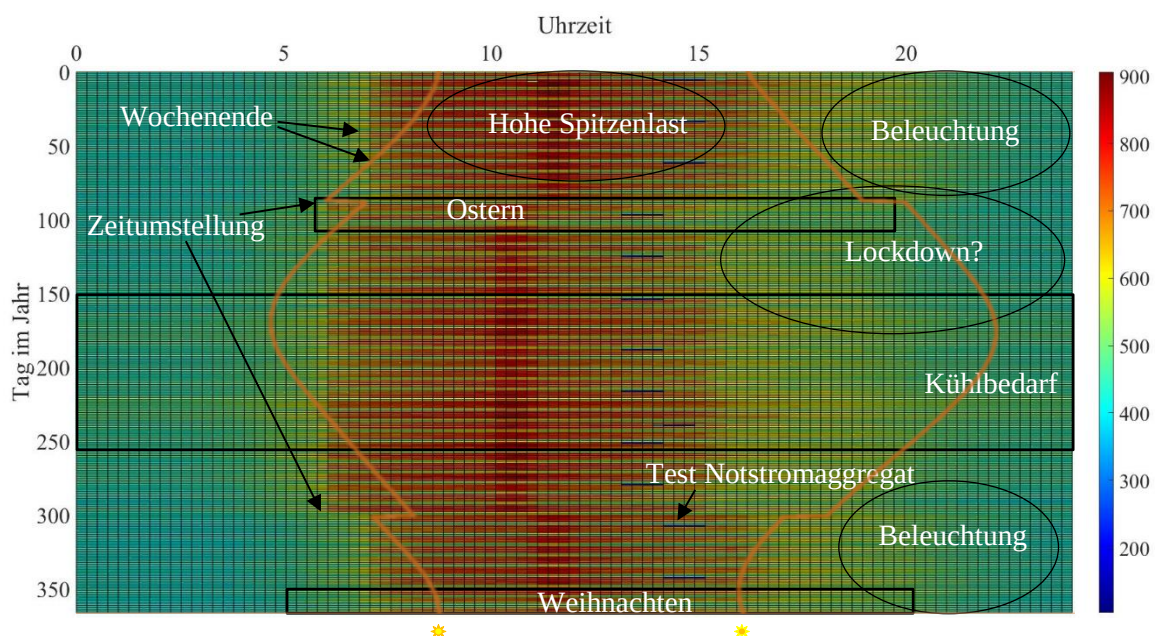


Abbildung 3-12: Carpet Plot 2020 über Uhrzeit und Tag mit Erläuterungen zum Vorgehen

Es lassen sich auch die Tagesverbräuche als Carpet Plot darstellen. Dafür wird für jeden Tag der Gesamtverbrauch ermittelt und über die Wochentage und die Kalenderwoche aufgetragen.

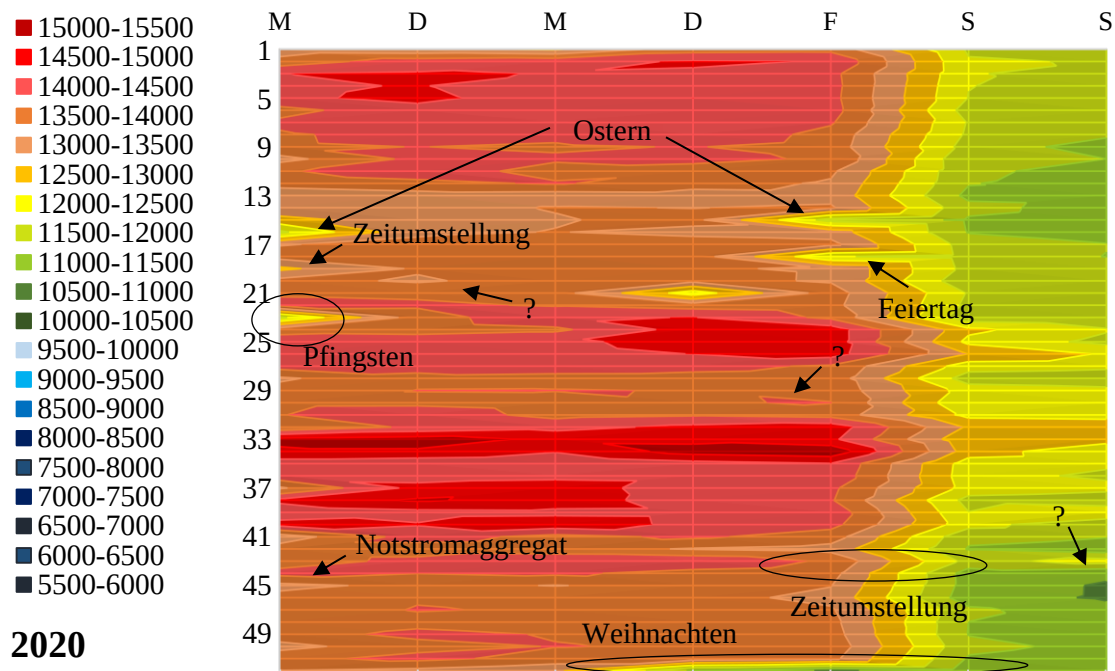


Abbildung 3-13: Carpet Plot Tagesmengen 2020 mit Erläuterungen markanter Bereichen

Tage mit geringem Bedarf sind häufig Feiertage, wie Abbildung 3-13 aufzeigt. Analytisch auffällig ist die Verteilung der Tage des höchsten und des niedrigsten Verbrauches.

Wie beschrieben erhöht sich im Januar zwar die Spitzenlast, nicht aber die Grundlast. Ersichtlich wird dies daran, dass sich zwar Bereiche höheren Verbrauches ausbilden, nicht aber sehr hohen Verbrauches wie in den Sommertagen um Kalenderwoche 33. Von Interesse sind maßgeblich diejenigen Bereiche, die sich nicht beispielsweise durch Feiertage begründen lassen. Einige wurden in Abbildung 3-13 markiert. Ohne Rücksprache mit den Verantwortlichen sind hier nur Mutmaßungen möglich (Anlagenausfälle, Notfallhäufungen etc.). Ob sich an diesen Punkten Einsparmöglichkeiten ergeben, wäre zu diskutieren. Es ist zudem fraglich, warum der Verbrauch zumindest in den Nachtstunden nicht immer auf denjenigen der Tage niedrigsten Verbrauchs abgesenkt werden kann. Der markante Bereich befindet sich in Abbildung 3-13 an den beiden Sonntagen der Kalenderwochen 45 und 46.

3.3.2 Lastgang und geordnete Jahresdauerlinie

Die nach der Größe geordneten Werte des Lastgangs ergeben die geordnete Jahresdauerlinie, aus der sich weitere Rückschlüsse ziehen lassen. Die geordnete Jahresdauerlinie eignet sich zur Ermittlung der Grundlast, die hier als Mittelwert zwischen 7.000 und 8.000 h angesetzt wird. Damit ergeben sich auch die Volllaststunden des jeweiligen Jahres. Aufgrund der relativ hohen Grundlast der Diako nach Abbildung 3-14 werden für 2020 rechnerisch 5.375 Volllaststunden erreicht (Quotient aus Jahresbedarf und Spitzenbedarf). Die Werte unterhalb der Grundlast sind auch durch die Starts des Notstromaggregats begründet.

Weitere signifikante Bereiche sind die „Knicks“. Es zeigt sich beispielsweise eine Steigungsänderung bei etwa 430 h. Hierbei handelt es sich um die Stunden des Jahres, in denen Spitzenwerte auftreten. Rechnerisch ergeben sich bei 5 Wochentagen in 52 Wochen ca. 1 h und

40 min Spitzenlastzeit an den Wochentagen, was mit der Darstellung als Carpet Plot korreliert. Eine weitere Änderung der Steigung bildet sich etwa bei 2.500 h aus. Dieser „Knick“ beschreibt die tägliche Arbeitszeit von etwa 9 h plus 45 min Pause, also die aktive Nutzung mit Behandlungen, Therapien, Untersuchungen und geplanten OPs.

Markant ist, dass nach 2.500 h ein beinahe linearer Verlauf auftritt. Ein weiterer „Knick“, der beispielsweise den Unterschied zwischen Feiertag und Wochentag aufzeigen würde, bleibt aus. Folglich sollte sich bei Betrachtung der Lastgänge einzelner Tage zeigen, dass sich der Verbrauch nur während der aktiven Arbeitszeit zwischen Wochen- und Feiertag unterscheidet. Charakteristisch für Kliniken ist der Verlauf ohne klare Plateaubildung. Grund dafür ist, dass wegen des ständigen Bereitschaftsbetriebs auch nachts immer wieder Abnehmer genutzt werden (OPs, Beleuchtung, etc.) und das Gebäude nur kurzzeitig auf ein Minimum heruntergefahren werden kann. Die Spitzenwerte am Tag treten nur kurzzeitig auf. Folglich sollte sich in den Lastgängen einzelner Tage diese Ausprägung zeigen.

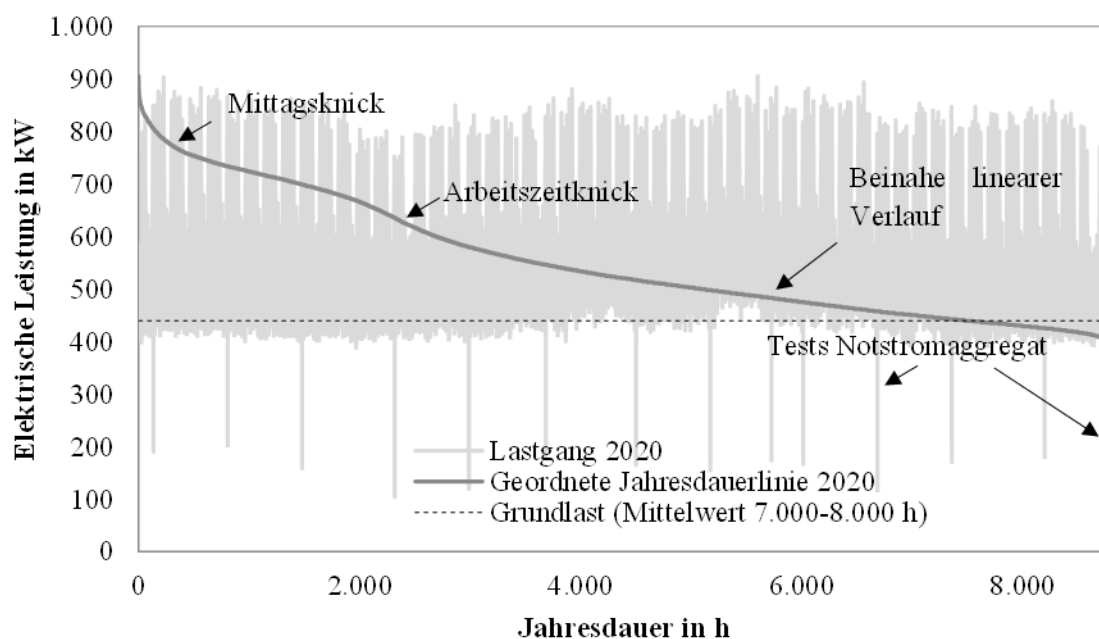


Abbildung 3-14: Elektrischer Lastgang und geordnete Jahresdauerlinie mit Grundlast 2020

Effizienzmaßnahmen würden sich dahingehend äußern, dass die Volllaststundenzahl abnimmt. Die Grundlast sollte insgesamt sinken, wodurch der Jahresverbrauch sich in die Zeiten erhöhter Last verschiebt, was auch im Verhältnis höhere Spitzen nach sich zieht. Der lineare Verlauf außerhalb der Arbeitszeiten sollte sich im Idealfall dahingehend verändern, dass es zur Ausbildung eines Plateaus der Grundlast kommt.

Bereits anhand des Carpet Plots in Abbildung 3-11 wurde ein erhöhter Verbrauch in den Spitzen im Januar festgestellt. Mithilfe der Detailansicht einer Woche bzw. einzelner Wochentage lässt sich dieser Eindruck überprüfen. Dargestellt wird in Abbildung 3-15 eine vollständige Woche eines Monats für jede Jahreszeit.

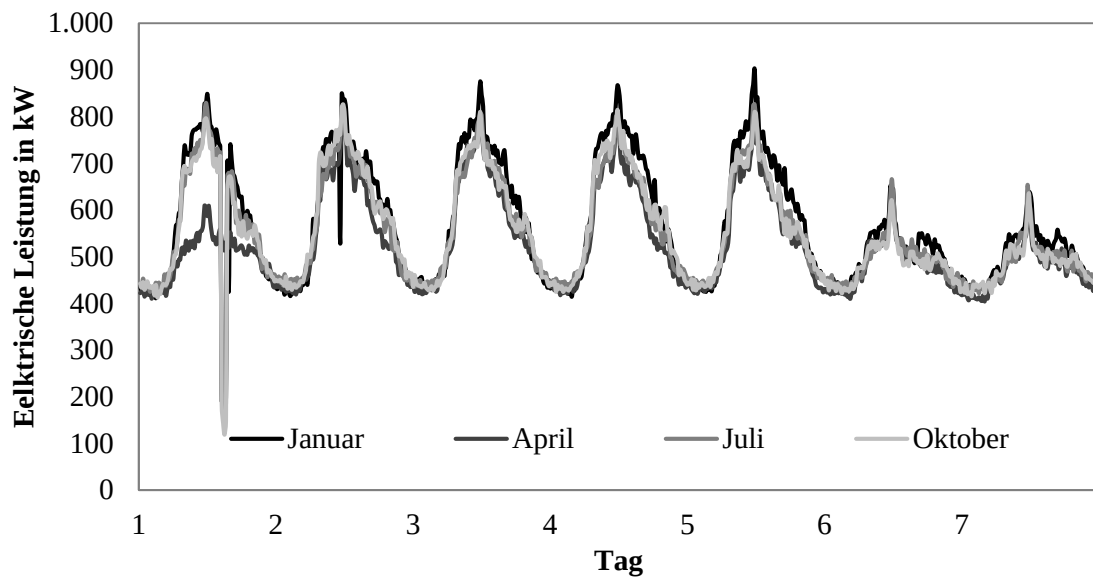


Abbildung 3-15: Jahreszeitlicher Vergleich eines Wochenlastgangs 2018

Ersichtlich ist, dass der Januar überwiegend die höchsten Spitzenwerte aufweist. Zusätzlich bildet sich ein Plateau um die Mittagszeit aus, welches die Werte der anderen Monate übersteigt. An den Wochenendtagen hingegen fallen der Juli und Oktober als verbrauchsstark auf. An dem dargestellten Montag im Oktober wurde das Notstromaggregat getestet, wodurch dort ein Einbruch in der Abnahme aus dem öffentlichen Netz verzeichnet wurde. Der dargestellte Montag im April sowie der Mittwoch im Oktober sind Feiertage, die in der Form den Wochenendtagen ähneln. Im Juli fällt auf, dass wegen der Kühllast auch in der Nacht die Werte nicht die Grundlast erreichen. Es handelt sich in dieser Betrachtung zudem um einen sehr warmen Oktober, wodurch die Kühlung in einigen Nächten weiterhin aktiv war.

3.4 Druckluftversorgung

Wenn nicht anders angegeben entstammen die Ergebnisse des Abschnitts 3.4 der Bachelorarbeit von HARTEN [56].

3.4.1 Analyse des Bestands

Medizinische Druckluft wird in Krankenhäusern unter anderem für den Betrieb von Beatmungsgeräten oder von chirurgischen Werkzeugen verwendet. Die Versorgung eines Krankenhauses mit medizinischer Druckluft unterliegt strengen Anforderungen, welche in [32] geregelt sind.

Drei unabhängige Versorgungsquellen werden in der genannten Norm gefordert. Die sekundäre Versorgungsquelle wird automatisch zugeschaltet, wenn die primäre Versorgungsquelle nicht zur Verfügung steht. Mindestens eine dritte Versorgungsquelle muss vorhanden sein für den Fall, dass die primäre und die sekundäre Versorgungsquelle gleichzeitig versagen. Die Aktivierung dieser Reserveversorgungsquelle darf manuell erfolgen. Während unter anderem Hochdruckvorratsbehälter als Versorgungsquelle in der Norm genannt sind, hat sich der Betrieb von drei Druckluftkompressoren in der Praxis durchgesetzt. Typischerweise besteht ein Versorgungssystem mit drei Kompressoreinheiten zusätzlich aus zwei Druckluftspeichern und zwei Konditionierungseinheiten. Bei den genannten Konditionierungseinheiten ist die Reihenschaltung von Kältetrocknern und Adsorptionstrocknern gängige Praxis.

Die dargestellten Anforderungen deuten auf den geringen Spielraum hin, der bei der Planung einer medizinischen Druckluftversorgung besteht. Folglich weisen die Versorgungssysteme verschiedener Krankenhäuser große Ähnlichkeiten auf. Obwohl vermehrt Schraubenverdichter anstelle von Hubkolbenverdichtern eingesetzt werden, kann das in Abbildung 3-16 dargestellte Druckluftversorgungssystem der Diako Flensburg stellvertretend für eine typische Druckluftversorgung in einem Krankenhaus gesehen werden.

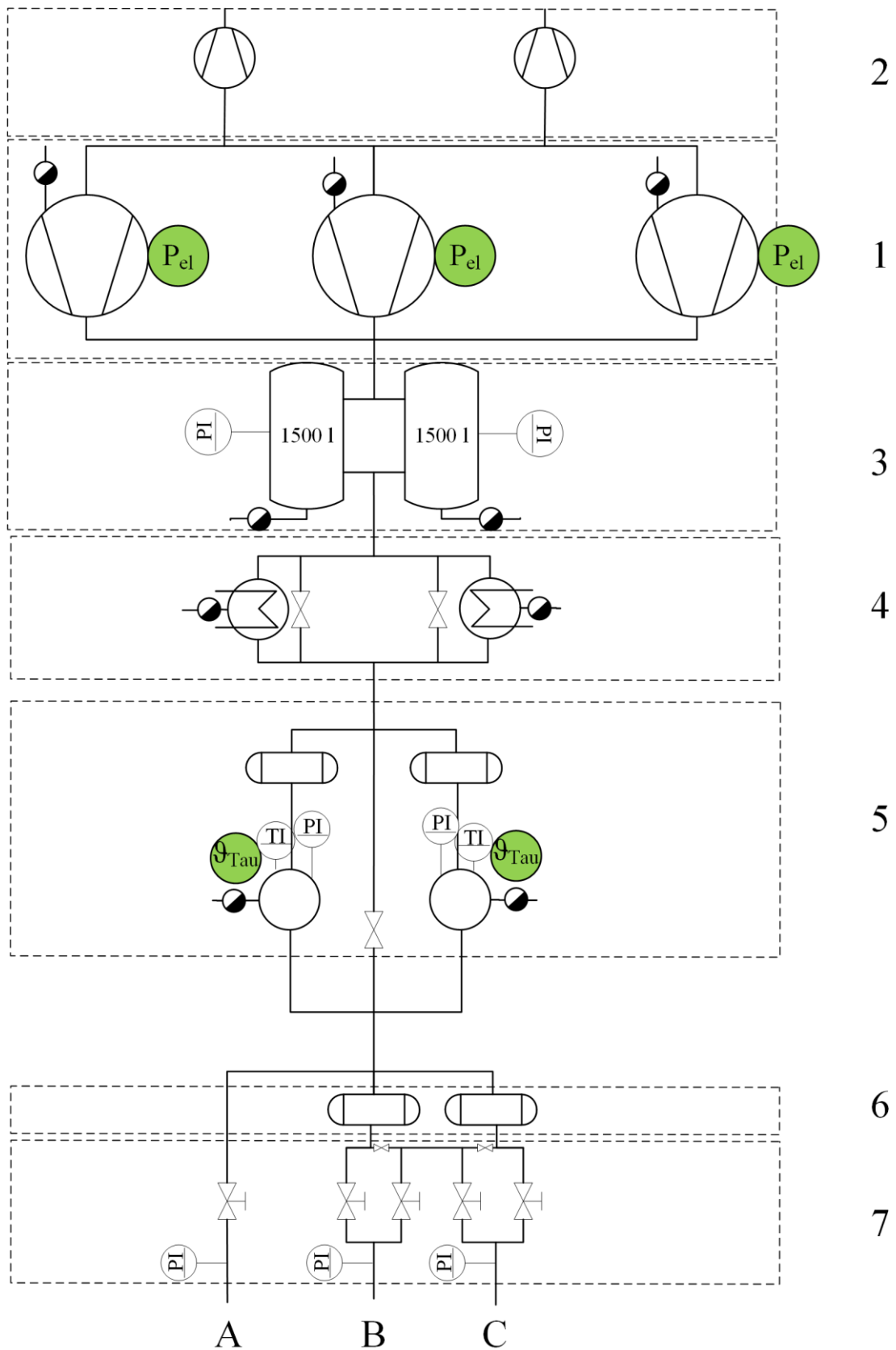


Abbildung 3-16: Druckluftversorgung in der Diako Flensburg

1. Verdichter

Die Druckluft wird in der Diako Flensburg von drei Hubkolbenverdichtern vom Typ SC15 von der Firma Boge mit einem Druck bis zu 15 bar erzeugt. Im Normalbetrieb läuft bei Bedarf ein einzelner Verdichter. Ein zweiter Verdichter schaltet sich erst dazu, wenn der aktuelle Druckluftverbrauch von einem Verdichter alleine nicht gedeckt werden kann (beispielsweise im Störfall). Der gerade aktive Verdichter schaltet bei einem absoluten Druck in den Speichern von ungefähr 11,7 bar ein und bei einem absoluten Druck von ungefähr 14,7 bar ab (Zweipunktregelung). Dem Datenblatt der Verdichter ist zu entnehmen, dass die Liefermenge bei einer Motornennleistung von 11 kW bei 1.319 l/min liegt. Die Liefermenge entspricht dem abgegebenen Druckluftvolumenstrom bei 80 % des erreichbaren Höchstüberdruckes (hier bei 12 bar Überdruck, 80 % von 15 bar Überdruck), umgerechnet auf die in der DIN 1945:1980 festgelegten Bedingungen von 20 °C und einem absoluten Druck von 1 bar.

2. Abluft

Die Abwärme der Verdichter wird in der Diako Flensburg von zwei redundant laufenden Kanalventilatoren in die Umgebung abgegeben. Ein Lüfter ist immer aktiv, sobald ein Verdichter läuft. Die Nennleistung eines Lüfters beträgt 1,25 kW. Die Abwärme der Verdichter wird in Krankenhäusern aufgrund der geringen Wärmemengen selten genutzt. Im Krankenhausneubau werden Verdichter mit einer Mindestleistung von 15 kW eingesetzt, wodurch die Nutzung der Verdichter als Wärmequelle in Betracht gezogen werden kann. Hierfür eignen sich beispielsweise wassergekühlte Schraubenverdichter mit integrierter Wärmerückgewinnung.

3. Drucklufttanks

Die Drucklufttanks fassen jeweils ein Volumen von 1.500 l. Die Tanks sind mit Manometern ausgestattet und haben einen zulässigen Betriebsüberdruck von 16 bar.

4. Kältetrockner

Die Druckluft wird von zwei Kältetrocknern auf einen Drucktaupunkt von 3 °C entfeuchtet¹⁵. Die Kältetrockner der Diako Flensburg benötigen im Nennbetrieb jeweils eine elektrische Leistung von 0,26 kW.

5. Adsorptionstrockner

Um den geforderten Wasserdampfgehalt in der Druckluft von 67 ml/m³ einzuhalten, trocknen die Adsorptionstrockner die Druckluft nach einer Filterung auf einen Drucktaupunkt von -40 °C bei 10 bar Überdruck. Bei den verwendeten Geräten handelt es sich um sogenannte kaltregenerierende Adsorptionstrockner (Typ DPS 6 BM von FST), mit einem elektrischen Leistungsbedarf von jeweils unter 50 W. Adsorptionstrockner benötigen für die Regeneration des verwendeten Trockenmittels ungefähr 15 % des getrockneten Druckluftvolumenstromes. Adsorptionstrockner senken zusätzlich zum Wasserdampfgehalt den CO₂-Gehalt der Druckluft.

6. Filter

Die medizinische Druckluft wird mit zwei parallel angeschlossenen Filtern gereinigt. Die technische Druckluft, welche unter anderem zu den Werkstätten geleitet wird, wird nicht gefiltert.

7. Druckreduzierstation

¹⁵ Die Taupunkttemperatur befindet sich bei konstant 3 °C, während der Druck im System wie angegeben schwankt. Die absolute Feuchte schwankt daher hinter dem Kältetrockner mit dem Systemdruck.

In der Diako Flensburg wird über Strang A die Druckluft zu den Werkstätten geleitet, nachdem sie auf einen absoluten Druck von 9 bar reduziert wurde. Über Strang B wird die Druckluft mit einem absoluten Druck von 6 bar und über Strang C mit einem absoluten Druck von 9 bar im Krankenhaus verteilt. Abnehmer der Druckluftschienen von 6 und 9 bar sind unter anderem die Operationssäle und die Dampfsterilisatoren (pneumatische Betätigung der Ventile). Auch in anderen Krankenhäusern wird die Druckluft vor der Verteilung auf einen geringeren Druck reduziert. Der dadurch entstehende Exergieverlust wird in Kauf genommen, um beim Ausfall der Kompressoren einen zeitlichen Spielraum zu generieren, bevor der Druck in den reduzierten Netzen absinkt. Die Erzeugung von medizinischer Druckluft und Luft für allgemeine Werkstattarbeiten erfolgt in anderen Krankenhäusern, wie in [32] festgelegt, getrennt.

Die Prozessschritte sollen Abbildung 3-17 verdeutlichen. Qualitativ wird der Prozessverlauf im w_t - p_{eff} -Diagramm visualisiert [85, S. 38].

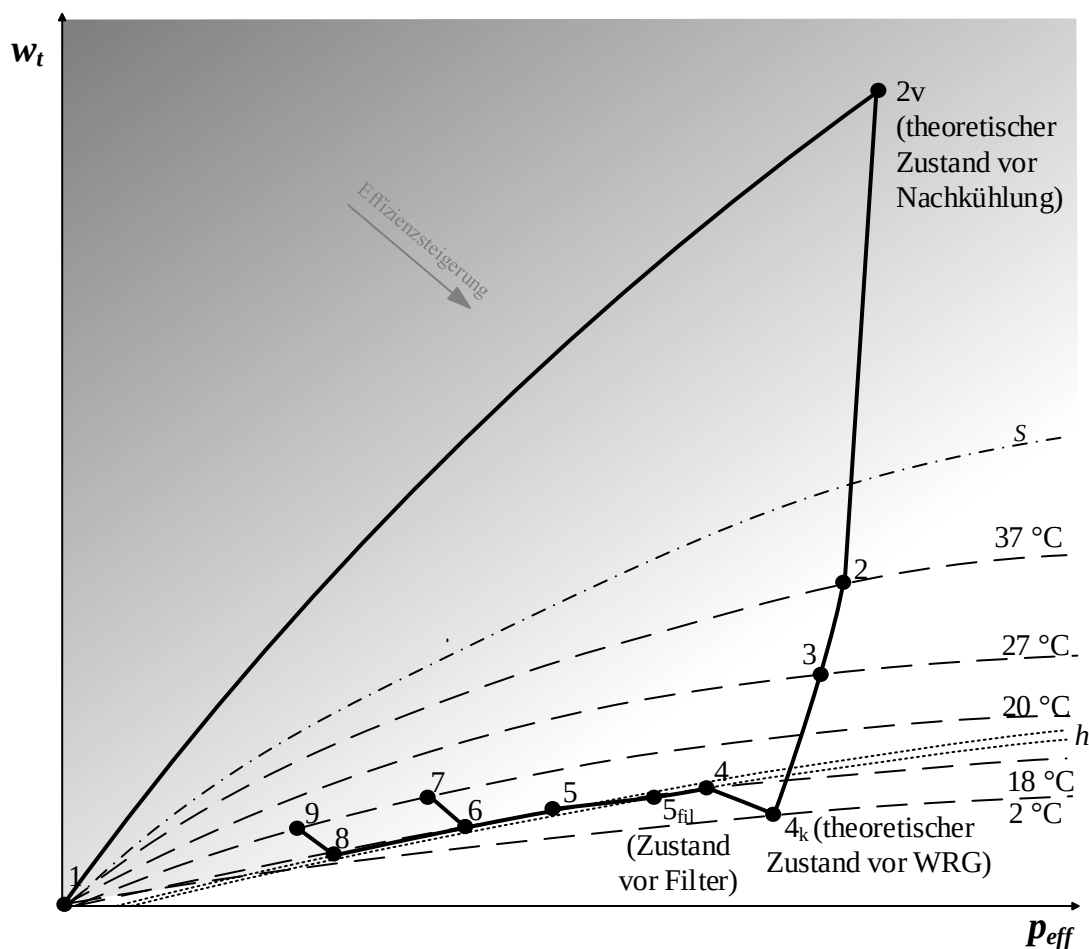


Abbildung 3-17: Qualitativer Prozessverlauf der Druckluftaufbereitung im w_t - p_{eff} -Diagramm

Ein Ausschnitt eines ermittelten Lastganges der Druckluft ist in Abbildung 3-18 dargestellt (beim dargestellten Donnerstag handelt es sich um einen Feiertag), die zugehörigen Verbräuche sind in Tabelle 3-4 aufgelistet.

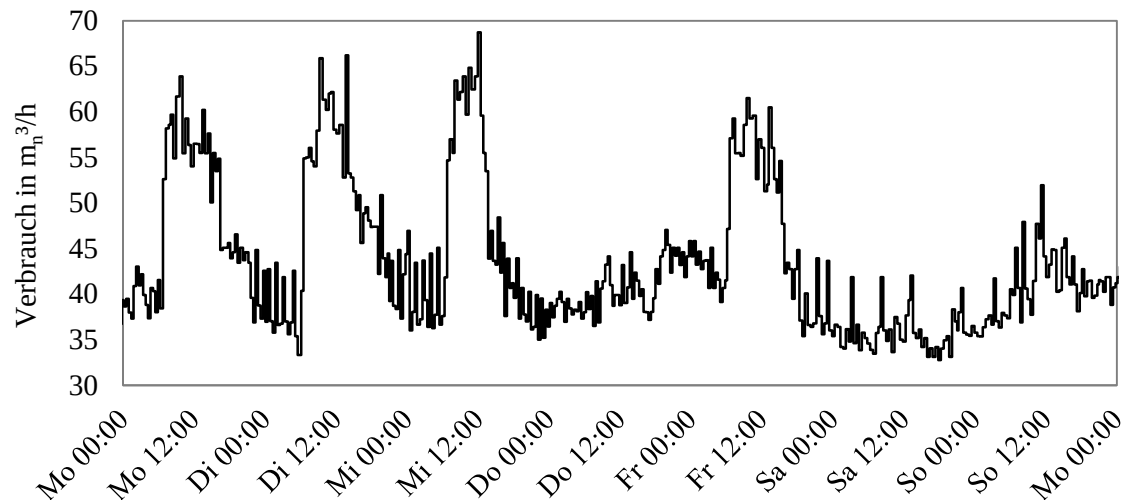


Abbildung 3-18: Ausschnitt des ermittelten Druckluftlastganges

Tabelle 3-4: Durchschnittliche Druckluftverbräuche

Betrachtungszeitraum	Druckluftverbrauch in m³/h
Im gesamten Messzeitraum	43,4
Während der Betriebszeiten	54,9
Außerhalb der Betriebszeiten	39,4
Spitzenlast	67,9
Minimale Last	33,0

Im Lastgang ist zu erkennen, dass der Druckluftverbrauch werktags höher ausfällt als an den Wochenenden oder Feiertagen. Dennoch fällt der Druckluftverbrauch der Diako Flensburg durch eine hohe Grundlast auf. Die Vermutung liegt nahe, dass es sich bei einem großen Teil der Grundlast um Leckverluste handelt, welche durch Undichtigkeiten im Verteilungsnetz entstehen. Diese Vermutung kann durch Abbildung 3-19 bekräftigt werden.

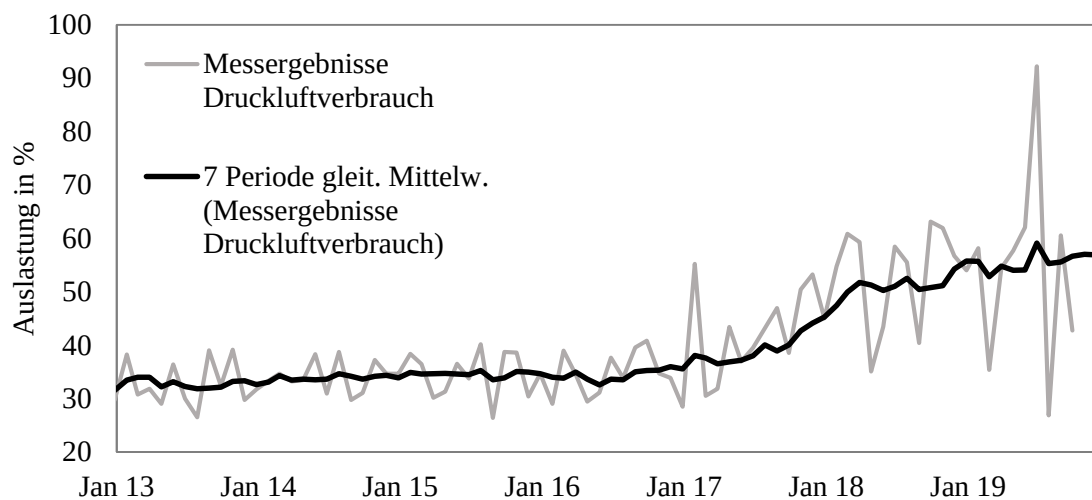


Abbildung 3-19: Verlauf der Verdichterauslastung, Ausschnitt von 2013 bis 2019

Während die Auslastung vor dem Anstieg des Verbrauches ungefähr bei 33,8 % lag, liegt sie heute (12/2021) bei durchschnittlich 54,6 %, obwohl in dieser Zeit keine nennenswerte Anzahl an Verbrauchern hinzukam. Die Untersuchungen zeigen, dass die Instandhaltung und Wartung des Druckluftnetzes auch bei der Nutzung effizientester Komponenten eine hohe Priorität haben.

3.4.2 Optimierungspotenziale

Die weiteren Untersuchungen zur Druckluft wurden im Rahmen der Masterarbeit von ROHM [85, S. 50 ff.] ausgearbeitet.

Es soll eine Einordnung des späteren Verbrauchs im ZKF mithilfe einer Prozessoptimierung erfolgen. Dafür wird dem Realprozess ein auf den realen Daten basierender Alternativprozess gegenübergestellt, bei dem der Druck nur um 10 bar erhöht und zusätzlich ein Speicherbehälter vorgesehen ist, aus dem das ZKF im Notfall eine Stunde vollständig versorgt werden kann. Es wird 10 bar Überdruck unter der konservativen Annahme betrachtet, dass der gesamte Druckverlust über alle Komponenten bei 2 bar liegt. Die Druckverluste über den Komponenten werden mithilfe der Angaben im „Handbuch der Drucklufttechnik“ [3, S. 71] abgeschätzt und lassen sich Tabelle 3-5 entnehmen.

Tabelle 3-5: Druckverluste im optimierten Druckluftprozess nach [3, S. 71]

Prozess	Druckverlust in bar
Nachkühlung	0,1
Speicherung	0,5
Vorkühlung, Kältetrockner, Wärmerückgewinnung	0,5
Filter, Adsorptionstrockner	0,9
Summe	2,0

Da die Vorgabe besteht, dass auch bei einer möglichen Reduktion des Verdichtungsendrucks auf 10 bar Überdruck weiterhin eine Drosselung für die auch benötigte 5 bar-Schiene durchgeführt werden soll, ist eine intensive Betrachtung des Szenarios für ein Druckniveau von 5 bar an der Verteilung nicht sinnvoll. Es sollen zusätzlich die Komponenten unter optimierten Bedingungen sowie Optimierungen der Prozessführung betrachtet werden. In Abbildung 3-20 ist qualitativ im w - p_{eff} -Diagramm der resultierende Prozessverlauf dargestellt.

Zunächst besteht die Möglichkeit, anstelle der aktuell eingesetzten Kolbenkompressoren modernere, ölfreie Schraubenkompressoren einzusetzen, die zusätzlich über die eingebaute Wasserkühlung eine Wärmerückgewinnung (WRG) ermöglichen. So wird einerseits der Verlauf der Verdichtung zu günstigeren Temperaturen verschoben und andererseits ein Nutzen in Form der rückgewonnenen Wärme generiert.

In der Abbildung 3-20 wird diese Änderung im Schritt von 1 nach 2 ersichtlich. Hinzugefügt ist auch Punkt 2*, der den theoretischen Zustand 2 ohne Prozessverbesserung abbildet. Zustand 2* befindet sich im ineffizienteren Bereich der Verdichtungsendtemperatur. Im Schritt von 2 nach 3 ist eine Nachkühlung (NK) der Druckluft dargestellt, die ebenfalls als Wärmerückgewinnung dient. Wieder ist die Wärmeübertragung mit einem gewissen Druckverlust behaftet.

Bei der nachfolgenden Speicherung ist keine Prozessänderung vorgesehen (3 nach 4). Wenn ein Taktungsbetrieb vorgesehen ist, sind die Speicher unabdingbar. Das heißt, dass mithilfe von

frequenzgeregelten Schraubenkompressoren die Speicher entfallen könnten. Dann würde die Regelung exakt auf den Bedarf ausgelegt sein. Um schnelle Bedarfsschwankungen auszugleichen, sind daher die Speicher als Ausgleichsbehälter notwendig. Dabei ist der Temperaturverlust formal als positiv zu bewerten, da er die Kühllast im Kältetrockner reduziert. Andererseits ließe sich durch die Vermeidung der Speicherung der entstehende Druckverlust reduzieren.

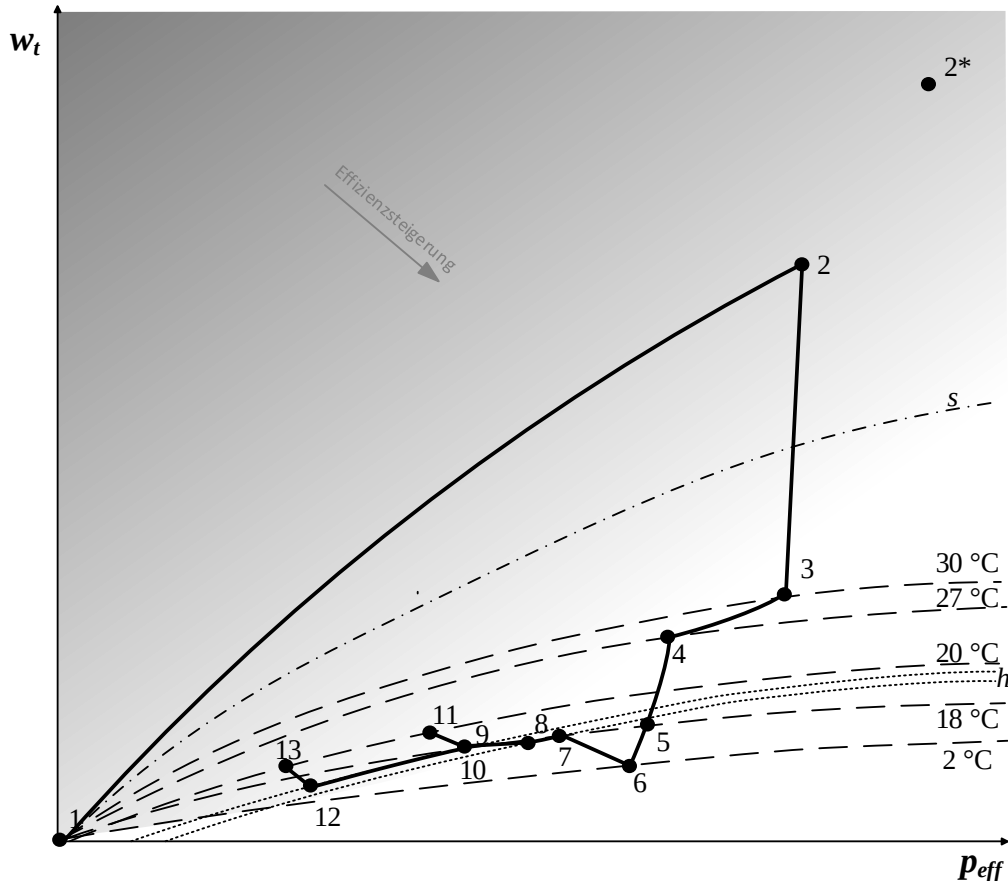


Abbildung 3-20: Optimierte Druckluftaufbereitung - Qualitatives w_t - p_{eff} -Diagramm

Im Prozessschritt von 4 nach 5 ist eine Vorkühlstufe für den Kältetrockner eingesetzt worden. Diese könnte im Idealfall mit einer Wärmesenke auf dem richtigen Temperaturniveau gekoppelt werden. Auch die Vorkühlung entlastet den Verdampfer des Kältetrockners, ist aber mit einem Druckverlust behaftet. Im Verdampfer der Kältemaschine wird wieder auf eine Temperatur von 2 °C gekühlt (5 nach 6). Der Verflüssiger der Kältemaschine ist im Schritt von 6 nach 7 mit der Druckluftleitung, wie auch im realen Fall, über eine Wärmerückgewinnung gekoppelt. Dabei muss aber immer noch ein Teil der Wärme an die Umgebung abgegeben werden, also das Temperaturniveau der Wärmeabgabe über der Umgebung liegen. Es erhöht sich die Temperatur der Druckluft, wodurch keine Nacherhitzung zur Vermeidung von Kondensatbildung an den Leitungen nötig ist. Sinnvoll ist auch, kein verkapseltes Gerät zu nutzen, um die elektrischen Verluste nicht über den Verdampfer abfahren zu müssen.

Im Prozessschritt von 7 nach 8, der Filterung, wurde keine Veränderung zum aktuellen Prozessverlauf vorgenommen. Für die Sorptionstrocknung (8 nach 9) gäbe es die Möglichkeit, anstelle der Kaltregeneration eine Regeneration durch Wärmezufuhr zu wählen (sogenannte Warmregeneration). Energetisch sinnvoll ist dies besonders, wenn dafür die ansonsten verworfene Abwärme eines Prozesses, beispielsweise der Verdichtung, genutzt werden kann. Allerdings werden sehr hohe Temperaturen von etwa 120 °C benötigt. Da die Wärme im Taktungsbetrieb nur im

eingeschalteten Zustand geliefert wird, ist eine Austreibung mit Dampf oder die Standardvariante mit elektrischer Austreibung für den kontinuierlichen Betrieb zusätzlich notwendig [22].

In Abbildung 3-21 ist das zugehörige Anlagenschema dargestellt.

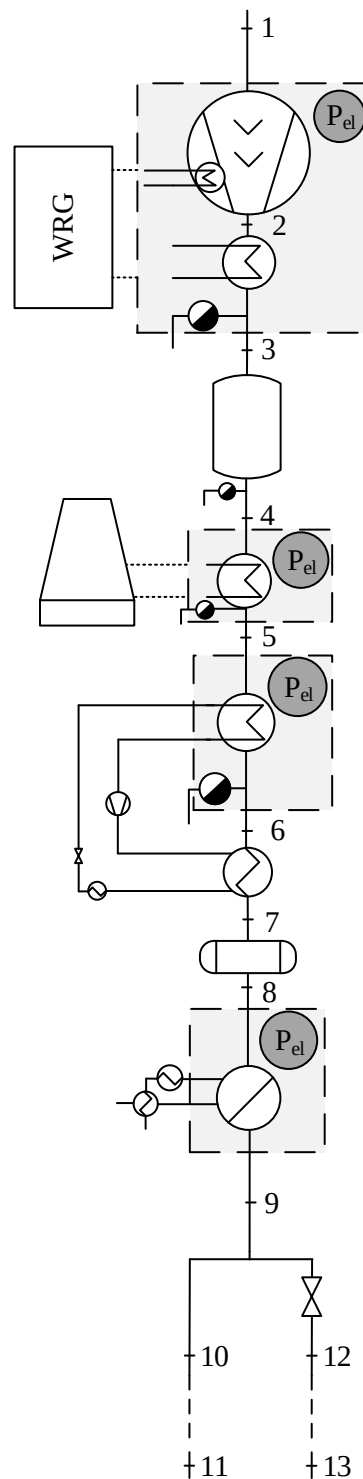


Abbildung 3-21: Fließschema optimierte Druckluftaufbereitung nach [56, S. 51]

Zu beachten ist dann auch, dass eine Erhitzung der Druckluft durch sogenannte Schleppwärme erfolgt. Hersteller geben einen Wert von etwa 1,5 K je g/kg Trockenleistung an [22]. Damit läge im vorgestellten Fall die Temperaturerhöhung durch Schleppwärme allerdings nur bei etwa 0,6 K. Diese

Erwärmung wäre unkritisch. Grundsätzlich wird bei größeren Anlagen eine werksseitig vorverbaute Wärmerückgewinnung empfohlen, bei der das erwärmte feuchte Fluid in einem Kreuzstromwärmeübertrager seine Energie zur Vorwärmung an den Fluidstrom zur Trocknung abgibt [22].

Die Drosselung (9 nach 12) sowie die Verteilung der Druckluft (10 nach 11 und 12 nach 13) werden nicht verändert. Maßgebliche Verbesserungen wären hier durch die Vermeidung der Druckreduktion zu erwarten, wie weiter oben beschrieben.

3.4.3 Dimensionierung des Notfallspeichers

Im Notfallspeicher folgen die Zustände des Aufladens, Haltens und Entladens aufeinander. Mithilfe der Abbildung 3-22 sollen diese aufgezeigt werden.

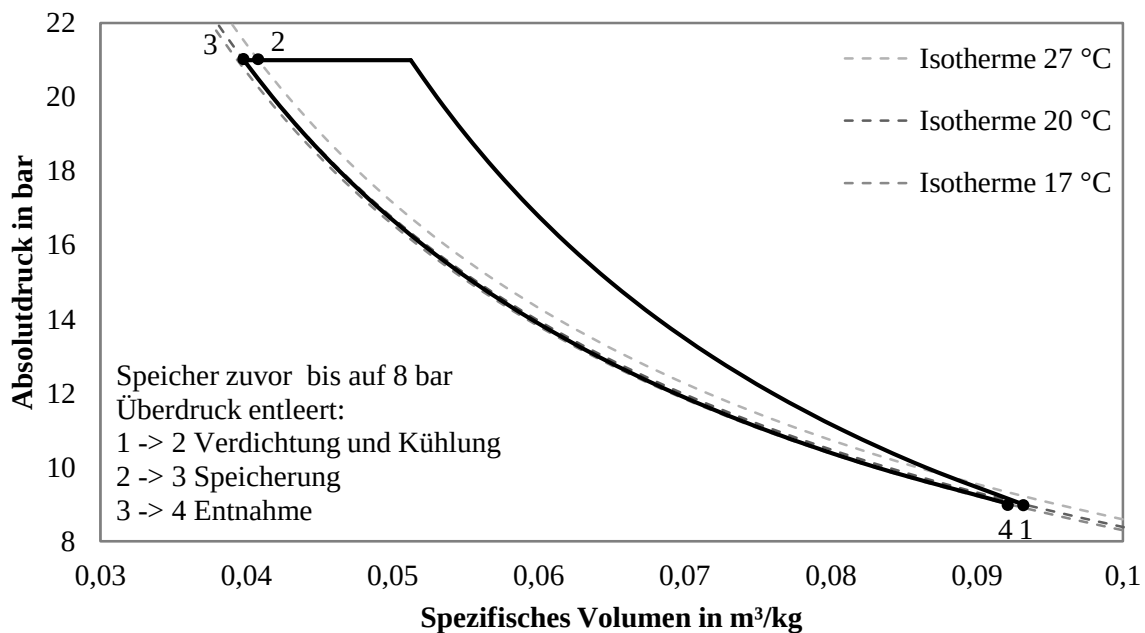


Abbildung 3-22: Verlauf der Zustandsänderungen im Speicher im p - v -Diagramm

Vereinfacht wird das Diagramm für trockene Luft erstellt. Die Berechnung erfolgt zur Erhöhung der Genauigkeit mit Stoffdaten feuchter Luft. Vom Zustand 1 nach 2 wird die Luft in den vorhandenen Kompressoren von 8 bar Überdruck verdichtet und wieder abgekühlt. Als Endüberdruck sind 20 bar gewählt worden. In der Abbildung erfolgt die Kühlung isobar. Im Schritt von 2 nach 3 kühlt die Luft ebenfalls isobar auf Raumtemperatur ab. Von 3 nach 4 erfolgt die Entladung des Speichers. Beim Ausspeichern sinkt die Temperatur. Für die Zustandsänderung muss allerdings die Abnahme der inneren Energie bei der Entnahme des Speicherinhaltes berücksichtigt werden. Da es ansonsten zum Einfrieren der Leitungen beim Ausfall von Kondenswasser kommen kann, sollte hier geprüft werden, ob die Temperatur tatsächlich an keiner Stelle, insbesondere nicht an den Ventilen, den Gefrierpunkt unterschreitet. Es kann durch Beheizung ein Mehreinsatz an Energie nötig werden.

Die Auslegung des Speichervolumens muss anhand des Zustands 2 durchgeführt werden. Die Masse im Speicher ist in Punkt 2 maximal. Diese Masse der Luft nimmt bei dem resultierenden spezifischen Volumen das gesamte Speichervolumen ein. Vorgegeben ist ein Vorrat von einer Stunde. Es lässt sich der notwendige Speicherinhalt Δm_{24} über das Produkt aus dem Bedarfsmassenstrom und der vorgegebenen Zeitdauer von einer Stunde bestimmen.

Dabei wird der genannte Faktor von 1,5 angesetzt, mit dem der Bedarf des ZKFs angenommen werden soll. Das Behältervolumen muss so dimensioniert werden, dass beim Ausspeichern ausreichend Reserve vorhanden ist. Der Zustand nach der Einspeicherung ist hier mit 2, der Zustand nach der Ausspeicherung mit 4 beschrieben. Es gilt:

$$m_4 = m_2 - \Delta m_{24}$$

$$V_{\text{Behälter}} = V_2 = V_4 = v_2 \cdot m_2 = v_4 \cdot m_4 \quad \text{Gl 3-1}$$

$$\Leftrightarrow m_2 = \frac{v_4}{v_4 - v_2} \cdot \Delta m_{24}$$

Insgesamt lässt sich so das notwendige Behältervolumen über Gl 3-2 bestimmen.

$$V_{\text{Behälter}} = v_2 \cdot m_2 = \frac{v_4}{v_4 - v_2} \cdot \Delta m_{24} \quad \text{Gl 3-2}$$

In der Abbildung 3-23 sind die Ergebnisse zusammengefasst.

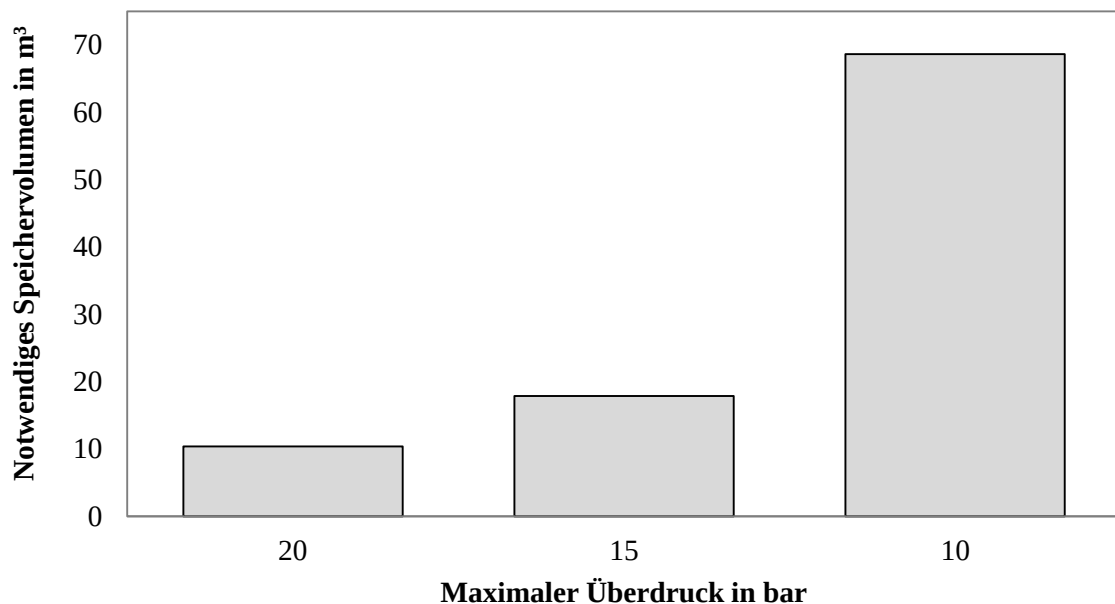


Abbildung 3-23: Notwendiges Speichervolumen in Abhängigkeit des erzielbaren Überdrucks

Daraus ergibt sich je nach durch die Anlage erzielbarem maximalen Überdruck ein notwendiges Speichervolumen. Aktuell liefern die Kompressoren einen maximalen Überdruck von 15 bar, womit ein Speichervolumen von rund 18 m³ notwendig wäre. Wird dieses Aggregat durch eine Anlage mit nur 10 bar Überdruck ersetzt, fällt das nötige Speichervolumen wegen des nichtlinearen Anstiegs deutlich größer aus. Absolut wären dann knapp 70 m³ nötig.

Eine umsetzbare Alternative bildet somit nur der Einsatz einer Hochdruckstufe, die beispielsweise auf 20 bar Überdruck verdichtet. Aktuell fassen die Vorratsbehälter bei maximal 14 bar Überdruck 3 m³. Mit einem Überdruck von 20 bar genügen etwas über 10 m³, also eine Erhöhung der aktuellen Kapazitäten um den Faktor 3,5, um über eine Stunde bei Nennbedingungen versorgen zu können.

Für das einmalige Befüllen werden dabei 0,86 kWh an der Welle benötigt. Dieser Wert ergibt sich aus der Differenz der Masse im Tank multipliziert mit der Enthalpiedifferenz zwischen Ansaugzustand 0 und Einspeicherungszustand 2. In der Abbildung 3-24 ist der erste Einspeichervorgang, bei dem vom Umgebungszustand aus verdichtet wird, dargestellt. Wieder sind auch die Zustandsänderungen der Luft im Speicher abgebildet.

Es wird zunächst eine isentrope Verdichtung angenommen, weshalb zusätzlich durch den Isentropenwirkungsgrad der Verdichtung dividiert werden muss. Für den Isentropenwirkungsgrad dient als Annahme der ermittelte Wert der realen Anlage in der Diako.

$$E_{\text{Einspeichern}} = \frac{h_0 - h_2}{\eta_s} \cdot \Delta m_{\text{O}_2} \quad \text{Gl 3-3}$$

Hinzu kämen elektrische Verluste sowie die Lüfterverluste. Als Annahme werden 1 kWh als Mehreinsatz abgeschätzt.

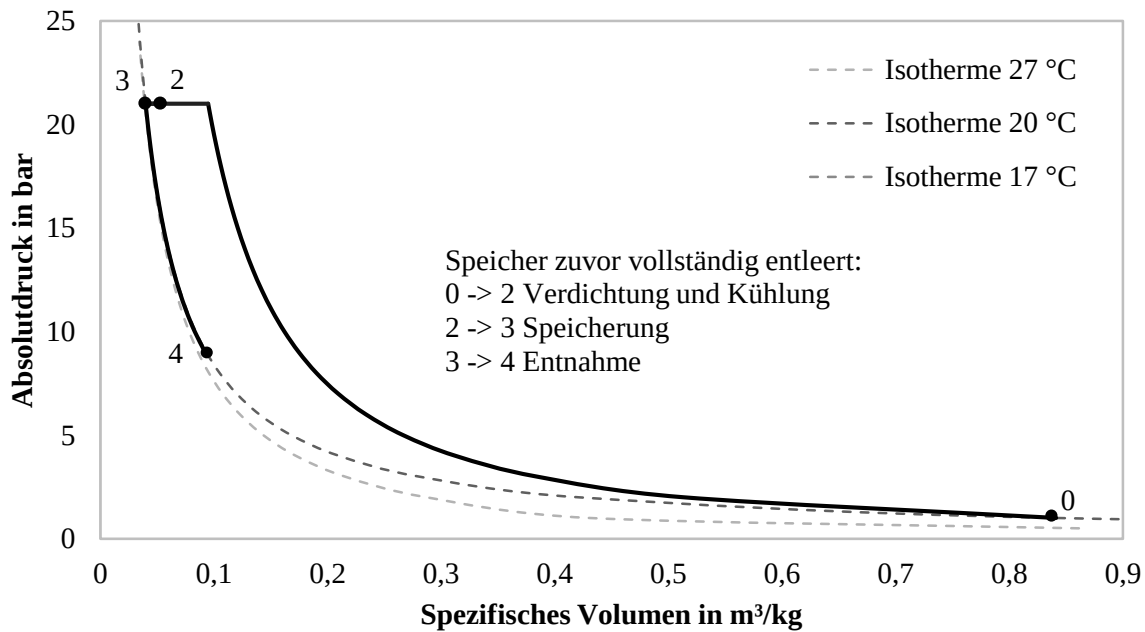


Abbildung 3-24: Verlauf der Zustandsänderungen beim ersten Befüllen des Speichers im p-v-Diagramm

Gegenüberstellung der Versorgungsvarianten

In der Abbildung 3-25 sind zwei Versorgungsoptionen gegenübergestellt.

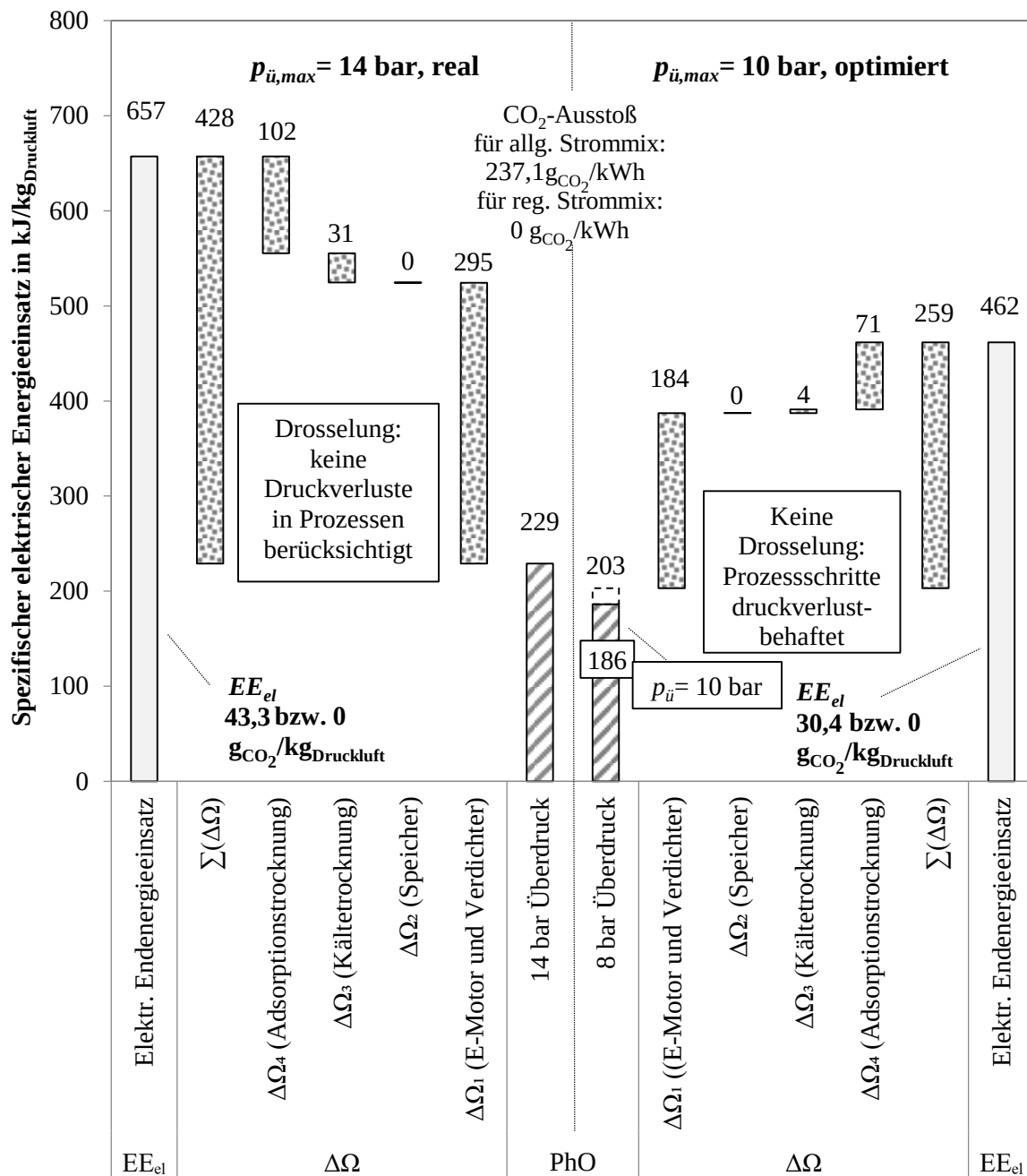


Abbildung 3-25: Vergleich Druckluftprozesse mit 10 bar und 14 bar Überdruck nach PhO-Methode

Zunächst wird der Unterschied beim Idealprozess deutlich: Es können bereits im Optimalfall durch die Prozessänderung 26 kJ/kg eingespart werden. Die errechnete Einsparung bezieht sich auf den Volllastbetrieb. Durch die effizienteren Verdichter reduziert sich der Verlust in diesem Prozessschritt bereits nennenswert. Auch im optimierten Fall macht aber die Verdichtung den größten Teil des Energieeinsatzes aus.

Für die Kältetrocknung ergibt sich ein deutlich geringerer Verlust durch die als höher angenommene Kälteleistungszahl. Für die Adsorptionstrocknung ist die Rückführung mit 15 % wie im aktuellen Fall angesetzt worden. Allerdings erfolgt eine Leistungsaufnahme von zusätzlich 50 W, was bei dem höheren Massestrom des ZKFs zu einer geringeren Energieaufnahme pro Kilogramm Druckluft

führt. Insgesamt lassen sich so kontinuierlich beinahe 200 kJ/kg Energie für die Erzeugung der Druckluft einsparen. Tabelle 3-6 zeigt die Ergebnisse der Prozessvergleichs auf.

Tabelle 3-6: Erwartete energetische Einsparung für die Druckluftversorgung im ZKF

Überdruck	Leistung in kW	Jahresenergiebedarf in MWh
14 bar	21,4	188
10 bar	15,5	136
Einsparung	5,9	52

Verwendet wird zur Berechnung der Bedarfsmassenstrom an Druckluft aus der Diako (Wert hinter der Drosselung) multipliziert mit dem Faktor 1,5, um den Bedarf für das ZKF abzuschätzen. Daraus lässt sich der Gesamtenergiebedarf berechnen. Die Druckluft wird über die vollständige Jahresstundenzahl von 8.760 h bezogen. Kontinuierlich werden etwa 5,9 kW eingespart, womit über das Jahr gesehen ca. 52 MWh an elektrischem Energieeinsatz vermieden werden könnten. Betrachtet man die Energiekosten für einen Einkaufspreis von 200 €/MWh (siehe Tabelle 2-6) für rein regenerative Energie (Öko-Tarif der örtlichen Stadtwerke), resultiert aus der Energieeinsparung eine Kostenersparnis von 10.440 € pro Jahr für das ZKF unter der Annahme gleicher Bezugskosten.

Für den allgemeinen Deutschen Strommix mit 70 % regenerativem Anteil können mithilfe einer Optimierung pro Kilogramm Druckluft 13 g_{CO2} vermieden werden. Jährlich lässt sich der Ausstoß um etwa 7,2 t_{CO2} reduzieren. Insgesamt entstehen in diesem Fall 16,9 t_{CO2} durch die Druckluftherzeugung. Wird hingegen rein regenerativer Strom bezogen, entfallen die Emissionen bilanziell vollständig. Weil für das ZKF das Ziel möglichst geringer Emissionen klimaschädlicher Gase verfolgt wird, ist im neuen Krankenhaus von einer Rückkehr zum Öko-Tarif auszugehen. Daher wird auf die Darstellung der Änderung der Kostensituation durch den Stromtarifwechsel an dieser Stelle verzichtet.

Eine weitere Möglichkeit, die Prozesse gegenüberzustellen, ist die Analyse mithilfe eines Energieflussdiagramms (Sankey-Diagramm). In der Abbildung 3-26 sind die beiden Versorgungsoptionen vergleichend abgebildet. Dabei wurde anhand der aus den Ergebnissen der spezifischen Betrachtung resultierenden gesamten Leistungsaufnahme der Druckluftherstellung im späteren ZKF von etwa 15,5 kW, die in der Abbildung 100 % entsprechen, normiert. Der Ansaugmassenstrom wird in beiden Fällen mit dem Faktor 1,5 multipliziert und aus dem errechneten spezifischen Aufwand die Leistungszufuhr ermittelt. Der Bedarf von 50 W für den Adsorptionstrockner wurde unverändert für beide Fälle gleich angenommen.

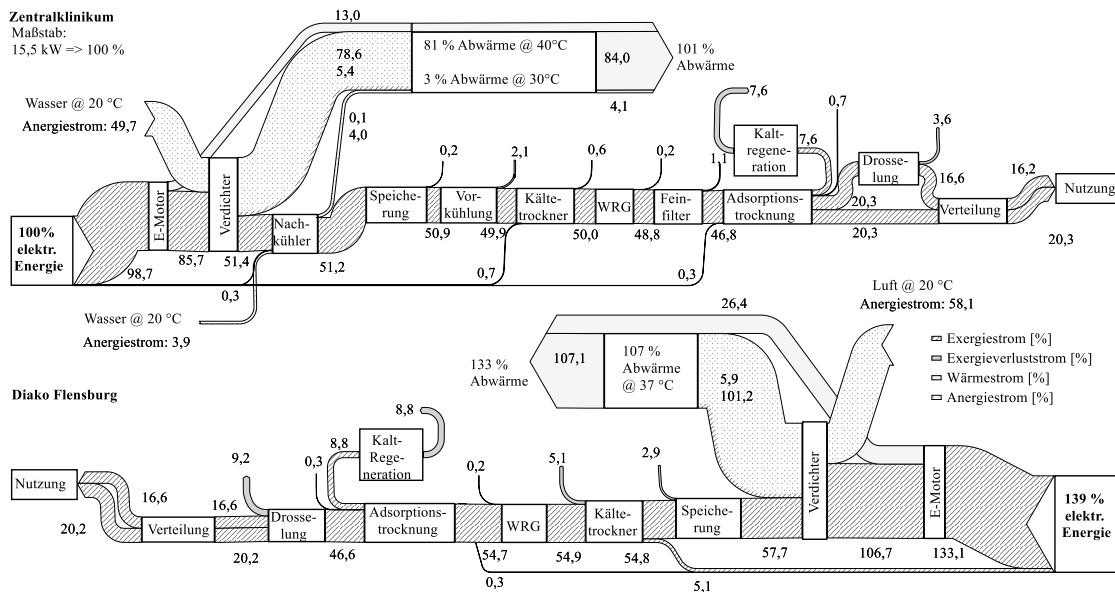


Abbildung 3-26: Sankey-Diagramme Druckluft - Gegenüberstellung

Mithilfe der Energieflussdiagramme lassen sich die Verluste sehr detailliert und übersichtlich darstellen. Gleichzeitig wird durch die Trennung von Exergie und Anergie eine gesonderte Betrachtung des exergetischen und des energetischen Wirkungsgrads möglich, wie in Tabelle 3-7 zusammengefasst.

Tabelle 3-7: Exergetischer und energetischer Wirkungsgrad der Druckluftversorgungsoptionen

Technische Größe	Exergie-einsatz gesamt	Energie in DL bei Verteilung	Exergie in DL bei Verteilung	Exergetischer Wirkungsgrad	Energetischer Wirkungsgrad
ZKF	15,5 kW	617 W	5,6 kW	36,1 %	4,0 %
Diako (skaliert)	21,4 kW	617 W	5,6 kW	26,1 %	2,9 %

Ersichtlich wird, dass die Sinnhaftigkeit der rein energetischen Betrachtung in Frage gestellt werden kann. In der Druckluft steht der Exergiestrom als nutzbarer Energieinhalt zur Verfügung, weshalb der exergetische Wirkungsgrad hier deutlich aussagekräftiger ist.

Grundsätzlich kann der exergetische Wirkungsgradgewinn von knapp 10 %-Punkten infolge der Optimierungsmaßnahmen entnommen werden. Folglich wird auch an dieser Stelle die Einsparung an Energieeinsatz für die Erzielung desselben Nutzens erkennbar.

3.4.4 Umsetzungsempfehlung

Eine Optimierung der Druckluftversorgung unter Einbindung einer Wärmerückgewinnung ist in jedem Fall für das ZKF empfehlenswert. Aufgezeigt werden konnte auch der Vorteil einer Absenkung des Verdichtungsendrucks. Dieser zeigt sich nicht nur energetisch, sondern auch ökonomisch in Form einer Energiekosteneinsparung.

Die Ersparnis ist allerdings von den Energiebezugskosten abhängig. In dem spezifischen Bezugspreis sind bereits sowohl der Arbeits- als auch der Leistungspreis einbezogen. Die Bezugskosten können für das ZKF vermutlich bei entsprechender Nachverhandlung aufgrund der höheren Abnahme reduziert werden.

Zu beachten ist in jedem Fall die Mehrinvestition, welche bei Umstieg auf einen geringeren Druck für den größeren Speicher und die notwendige Hochdruckstufe aufzuwenden ist und durch die Energiekosteneinsparung gerechtfertigt werden muss. Bei einem Neubau lässt sich diese bereits in der Planung berücksichtigen. Es muss ein entsprechender Bauraum vorgesehen werden. Damit besteht der Vorteil, dass nicht noch zusätzliche Kosten für die Änderung der Baustruktur anfallen, wie bei einer Umrüstung.

Zusätzlich ist eine Reduktion der Spitzenlast möglich. Der Notfallspeicher könnte auch zur Lastglättung eingesetzt werden, indem zu Zeiten maximaler Leistungsabnahme aus dem Speicher versorgt und bei geringer Leistungsabnahme wieder eingespeichert wird. Sollte ein BHKW als Versorgungsvariante gewählt werden, ist im Rahmen der Leistungsabnahme der Druckluft eine Einflussnahme auf den Lastgang möglich. Der Normalfall in Krankenhäusern ist der wärmegeführte Betrieb von BHKWs, wobei durch eine Kopplung mit dem öffentlichen Netz die elektrische Seite durch Bezug oder Einspeisung ausgeglichen wird. Somit lässt sich der Speicher auch als Puffer zur Optimierung der Leistungsabnahme bei Eigenversorgung und zum Lastmanagement einsetzen. Gleichzeitig bedeutet die Nutzung als Pufferspeicher, dass der Speicher im Notfall ggf. nicht vollständig gefüllt ist. Daher ist zu prüfen, ob dieses Risiko beherrschbar bleibt.

Ein weiterer wichtiger Faktor ist daher die Notfallsicherheit. Aktuell ist die Druckluftreserve in den Speichern im ungünstigsten Fall nur für eine Notversorgung von etwa neun Minuten ausreichend, nicht aber, um eine Stunde versorgen zu können [56, S. 56]. Durch die dargestellte optimierte Variante wird die Notfallreserve folglich erhöht. Gleichzeitig handelt es sich um ein theoretisches Versorgungsszenario, das bisher nicht den Normalfall in anderen Kliniken abbildet. Um die Versorgungssicherheit zu garantieren, wird in Gesundheitseinrichtungen ungern auf Sonderlösungen anstelle von technisch langfristig erprobten und daher als zuverlässig empfundenen Verfahren zurückgegriffen [7, S. 7]. Daher muss bei der Entscheidungsfindung berücksichtigt werden, dass es sich um eine Abweichung von der allgemeinen Praxis handelt.

Grundsätzlich muss allerdings die Relevanz der Druckluft gegenüber anderen Anwendungen aufgrund der in Relation geringen Energiemengen berücksichtigt werden. Absolut werden relativ kleine Mengen Energie bezogen. Auch die Wärmerückgewinnung weist daher keine in Bezug auf den Gesamtverbrauch des Krankenhauses ausschlaggebenden Potenziale auf.

Zusammenfassend lässt sich als Umsetzungsempfehlung aussprechen, dass aus energietechnischer Sicht die Variante eines geringeren Verdichtungsendüberdrucks und der Einsatz eines Pufferspeichers vorzuziehen ist. Diese ist auch mit einer Energiekosteneinsparung verbunden. Weitere ökonomische, juristische und bautechnische Faktoren, wie beispielsweise die hier kurz aufgeführten, müssen allerdings miteinbezogen werden, um eine fundierte Gesamtaussage treffen zu können.

Die Tabelle 3-8 fasst die angesprochenen Kriterien stichpunktartig zusammen. Dabei wird davon ausgegangen, dass wie beschrieben im ZKF die Optimierungen des Prozesses in jedem Fall vorgenommen werden. Daher vergleicht die Tabelle die Option einer Drucküberhöhung und anschließender Drosselung mit der Möglichkeit der Reduktion des Druckniveaus unter Einbindung eines Notfallspeichers. Die Gewichtung der Kriterien zur Entscheidungsfindung erfolgt auf Ebene der konkreten Planung. Daher dient die Tabelle als Richtwert.

Tabelle 3-8: Gegenüberstellung Versorgungsvarianten der Druckluftherzeugung im ZKF

Kriterium	14 bar Überdruck, optimiert			10 bar Überdruck, optimiert, mit Notfallspeicher		
Endenergiebedarf	-	Verluste durch Drosselung		+	Kontinuierliche Einsparung	
CO₂-Emissionen	+/-	elektrisch (Ausstoß vermeidbar), erhöhter Endenergiebedarf		++	elektrisch (Ausstoß vermeidbar), Endenergieeinsparung	
Prozesskopplung	+	WRG		++	WRG, Speichermanagement	
Laufende Kosten	-	hohe spez. Energiekosten (Öko-Tarif)		+/-	Endenergieeinsparung, hohe spez. Energiekosten (Öko-Tarif)	
Weitere wirtschaftliche Faktoren	+	Standardisierte Technik		--	Sonderlösung, zusätzliche Investition, mehr Bauraum, Personalschulung	
Notfallsicherheit	+	erprobt		+/-	große Reserve, nicht erprobt	
++ +	deutlicher Vorteil Vorteil	+/-	sowohl Vor- als auch Nachteile	- --	Nachteil deutlicher Nachteil	Quantifiziert Qualitativ

3.5 Raumluftechnische Anlagen

Raumluftechnische Anlagen haben einen hohen Anteil am gesamten Energiebedarf eines Krankenhauses. Dies liegt zum einen an den durch die DIN 1946-4 geforderten hohen spezifischen Volumenströmen, die sich aus den hohen Anforderungen an Hygiene und Frischluft ergeben und andererseits an der für Krankenhäuser typischen großen Anzahl von RLT- Anlagen.

Laut einer Studie vom Fraunhofer UMSICHT [52] erfordern die Ventilatoren der RLT-Anlagen etwa 20 % des gesamten elektrischen Energiebedarfes. Weiterhin wird ein signifikanter Anteil des Wärme- und Kältebedarfes für die RLT-Anlagen benötigt [52, S. 66]. Anhand des Beispiels der Patientenzimmer des geplanten ZKFs, welches im Anhang im Abschnitt 8.5 erläutert wird, werden mithilfe eines vereinfachten Modells der Jahresenergiebedarf für Wärme und Kälte ermittelt und Einsparpotenziale für die RLT-Anlagen aufgezeigt.

3.5.1 Energiebedarf bedingt durch äußere und innere Lasten

Mit Hilfe des Jahresverlaufs der Außentemperatur aus [30] und der Gleichungen für die äußeren und inneren Lasten (siehe Anhang Abschnitt 8.5) kann der Jahreslastverlauf dargestellt werden.

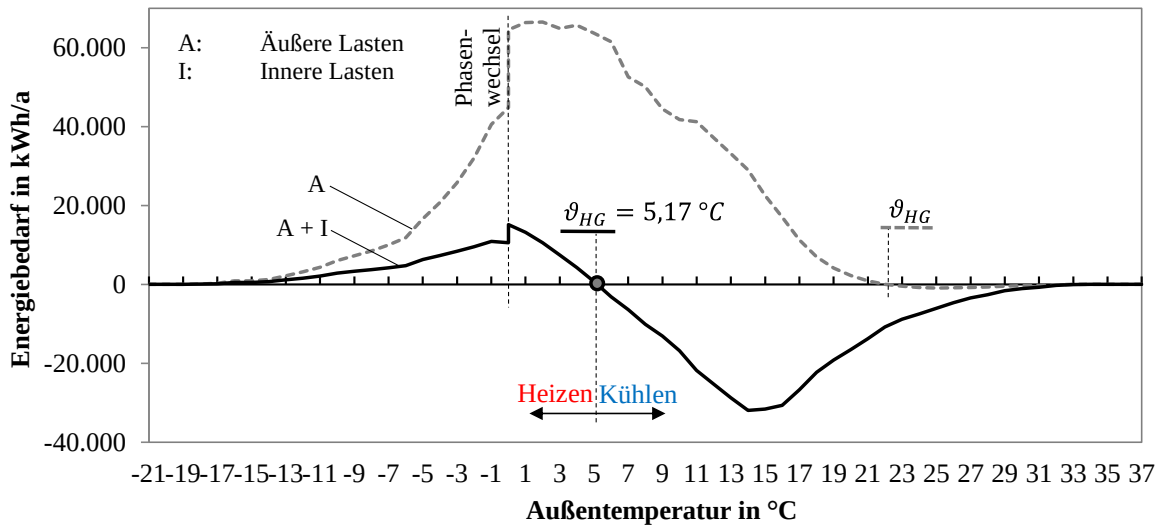


Abbildung 3-27: Energiebedarf über der Außentemperatur mit inneren und äußeren Lasten

Der Energiebedarf ist über die Außentemperatur dargestellt. Ohne innere Lasten liegt der größte Energiebedarf zwischen 0 °C und 15 °C, da diese Außenlufttemperaturen am häufigsten auftreten. Für diese Betrachtung würde ca. 97 % der Betriebszeit zum Heizen und nur 3 % zum Kühlen verwendet. Der „Phasenwechsel“ in Abbildung 3-27 kennzeichnet, dass jeweils einzeln für die Temperatur Null und minus Null (unter dem Gefrierpunkt) der Wärmestrom berechnet wurde.

Die inneren Lasten verringern den Heizenergiebedarf und erhöhen den Kühlenergiebedarf. Die Heizgrenztemperatur ϑ_{HG} sinkt – bedingt durch die inneren Lasten – von 22 °C auf 5,17 °C ab. Ungefähr 67 % der Betriebsstunden wird gekühlt, die restliche Zeit geheizt. Der Kühlbedarf steigt, während der Heizbedarf sinkt.

Der Jahresenergiebedarf für das Heizen und Kühlen berechnet sich als Summe der Wärmeströme bei einer bestimmten Temperatur – multipliziert mit der Zeit, die diese Temperatur im Jahr auftritt – wie folgt:

$$Q_H = \sum_{\vartheta=\vartheta_{min}}^{\vartheta_{HG}} \dot{Q}_H(\vartheta) \cdot \tau(\vartheta) \quad \text{Gl 3-4}$$

$$Q_K = \sum_{\vartheta=\vartheta_{HG}}^{\vartheta_{max}} \dot{Q}_H(\vartheta) \cdot \tau(\vartheta) \quad \text{Gl 3-5}$$

3.5.2 Ergänzung des Außenluftanteils

Wenn die Frischluftzufuhr und die thermische Konditionierung durch eine raumlufthtechnische Anlage (Abbildung 3-30) gewährleistet wird, muss das Modell um den Außenluftanteil ergänzt werden. Der Außenluftanteil kann bei Umluftbetrieb zwischen dem Mindestaußenluftvolumenstrom und dem berechneten Zuluftvolumenstrom nach Gleichung Gl 8-15 variiert werden. Der Energiebedarf hängt dabei maßgeblich vom Volumenstrom ab.

Der Wärmestrom des reinen Außenluftanteils berechnet sich nach Gl 3-6, wenn dieser, in erster Näherung, dem Raum gedanklich thermisch bilanzneutral zugeführt werden soll:

$$\dot{Q}_{AU} = \dot{V}_{AU} \cdot \rho_l \cdot c_p \cdot (\vartheta_R - \vartheta_{AU}) \quad \text{Gl 3-6}$$

Mit Berücksichtigung der Stunden über die Jahresdauer kann der Jahresenergiebedarf berechnet werden. Der gesamte Energiebedarf setzt sich aus dem Energiebedarf zur Konditionierung des Außenluftanteils und der Lasten des Raumes zusammen. Dies wird in Abbildung 3-28 für den Maximal- sowie Mindestaußenluftvolumenstrom dargestellt.

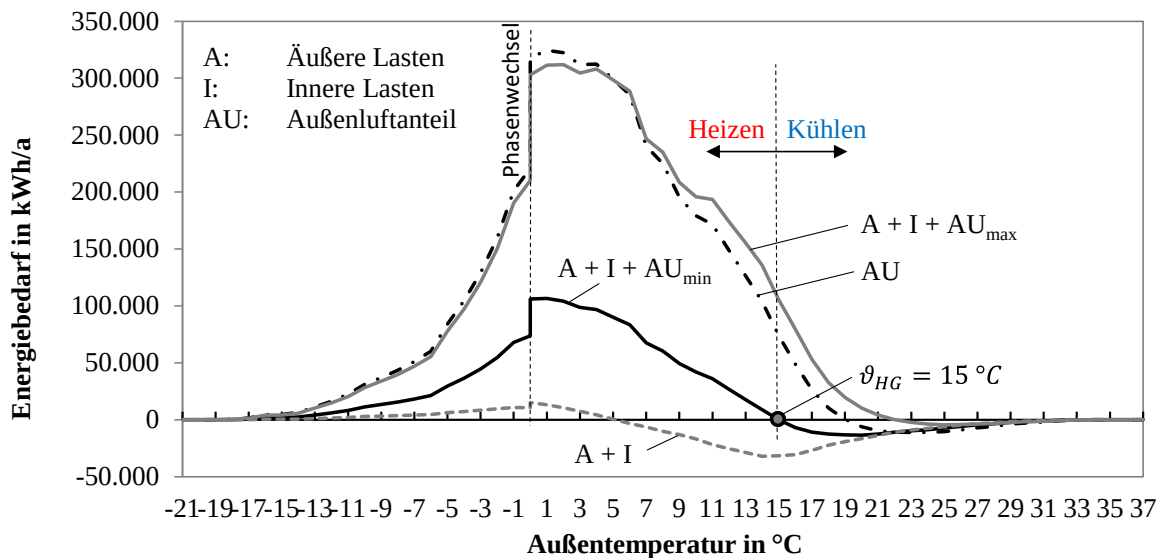


Abbildung 3-28: Energiebedarf minimaler und maximaler Außenluftanteil mit Lasten

Der Heizenergiebedarf steigt bei maximalem Außenluftanteil deutlich an. Der Kühlenergiebedarf hingegen sinkt. Dies liegt an der Temperaturspanne zwischen der Heizgrenztemperatur und der angestrebten Raumtemperatur. Hier sorgt der im Vergleich zur Raumtemperatur kältere Außenluftanteil per freier Kühlung für eine Reduzierung des Kühlenergiebedarfes.

Der Heizenergiebedarf des Außenluftanteils sinkt durch die Reduktion auf den Mindestaußenluftanteil, bleibt jedoch der größte Anteil am gesamten Jahresheizenergiebedarf. Der Kühlenergiebedarf steigt, da der beschriebene Effekt der freien Kühlung sinkt. Die nötige Regelung, um das Potenzial der freien Kühlung zu nutzen, wird weiter unten beschrieben.

3.5.3 Ergänzung der Wärmerückgewinnung (WRG)

Im nächsten Schritt wird die WRG als weitere Komponente der raumluftechnischen Anlage betrachtet. Die Auswirkungen der WRG werden in diesem Abschnitt zunächst ungeregelt betrachtet. Die Abbildung 3-29 zeigt die Auswirkungen der WRG auf den Energiebedarf im Falle des Betriebs der raumluftechnischen Anlage mit Mindestaußenluftanteil.

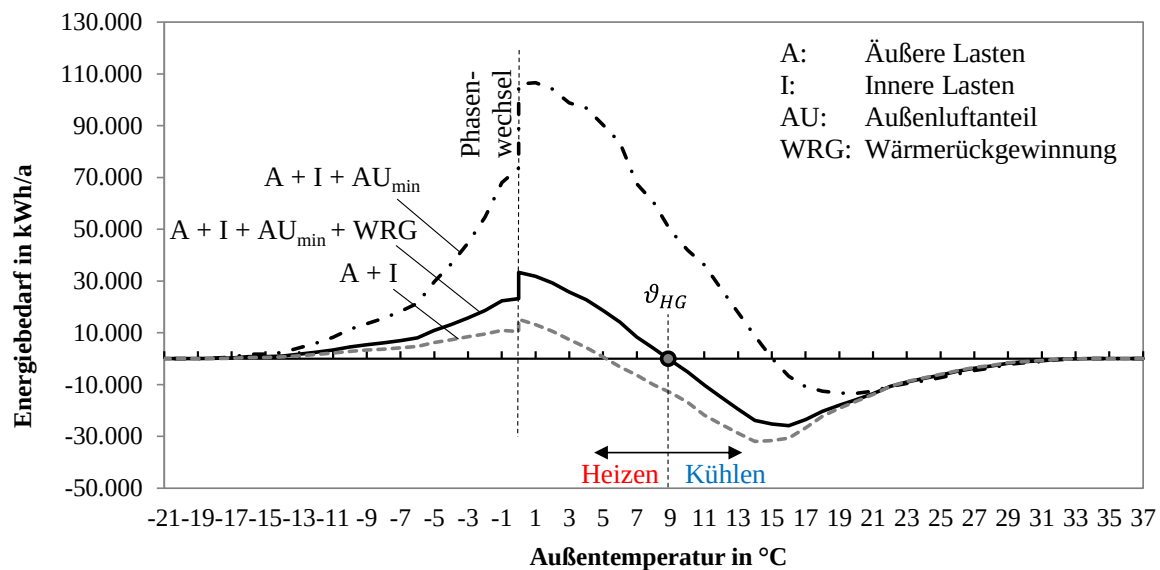
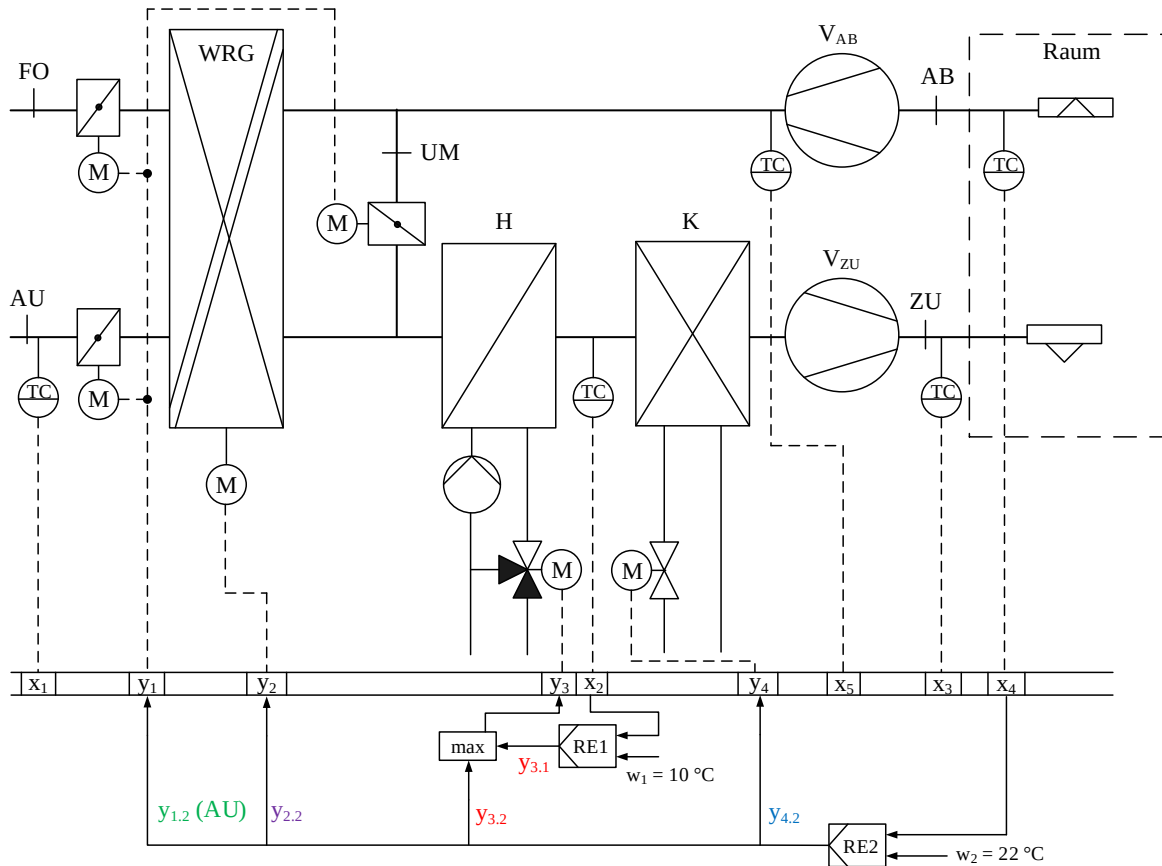


Abbildung 3-29: Innere und äußere Lasten mit Mindestaußenluftanteil und Wärmerückgewinnung

Der Heizenergiebedarf mit WRG sinkt im Vergleich zum Betrieb ohne WRG um ca. 80 %. Die Heizgrenztemperatur sinkt von 15 °C auf 9 °C. Der Kühlenergiebedarf steigt im Vergleich zum Betrieb ohne WRG um etwa das Doppelte. Hintergrund für diesen „ungewollten Mehraufwand“ ist, dass die WRG in dieser Betrachtung ungeregelt betrieben wird. Daher wird in der nachfolgenden Betrachtung die WRG um eine Regelung ergänzt.

Regelung der WRG und des Außenluftanteils

Durch die Regelung der Außenluft und der WRG lässt sich in der Übergangszeit Energie sparen. Für die Umsetzung werden Regelkreise vorgesehen. Das Fließschema in Abbildung 3-30 zeigt dafür den Wirkungsplan nach VDI 3814.



Regler 1: Frostschutz

Regler 2: Raumlufttemperaturregelung

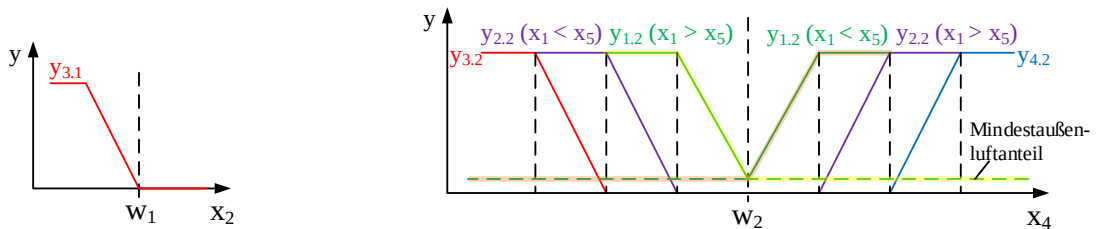


Abbildung 3-30: Wirkungsplan und Sequenzen für die Regelung der WRG & des Außenluftanteils

Regler 1 realisiert den Frostschutz. Regler 2 regelt die Raumlufttemperatur mit einem Sollwert von 22° C. Das Stellsignal wird an die Außenluft- und Umluftklappen, an die WRG, an den Kühler und den Erhitzer weitergegeben. Dabei gibt es bei dem Erhitzer eine max-Abfrage, wobei entweder das Stellsignal $y_{3.1}$ oder $y_{3.2}$ dominant ist.

Die Sequenz zur Frostschutzregelung (Regler 1) beschreibt das Stellsignal $y_{3.1}$, welches beim Unterschreiten des Sollwertes w_1 den Erhitzer anspricht. Die Sequenz zur Regelung der Raumlufttemperatur (Regler 2) beschreibt die verschiedenen Stellsignale beim Über- bzw. Unterschreiten der Raumlufttemperatur.

Heizlastfall ($x_4 < w_2$):

Grundsätzlich muss dem Raum im Falle einer Heizlast Wärme zugeführt werden. Die Heizlast wird in den meisten Fällen durch niedrige Außenlufttemperaturen (äußere Lasten) begründet ($x_1 < x_5$). Wenn die Raumlufttemperatur größer ist als die Außenlufttemperatur, verbleibt die Außenluftklappe auf ihrer geschlossenen Position (Mindestaußenluftbedarf). Das Stellsignal der WRG fährt hoch, um

die Heizlast des Außenluftanteils zu minimieren. Dies ist insbesondere zur kalten Jahreszeit der Fall. Erst wenn die Regelung der WRG und des Außenluftanteils nicht ausreicht, wird der Erhitzer durch das Stellsignal $y_{3.2}$ angesprochen.

Theoretisch ist es denkbar (z.B. beim Auftauen von Lebensmitteln), dass auch bei hohen Außenlufttemperaturen ($x_1 > x_5$) eine Heizlast im Raum vorliegen kann. Dann ist das Öffnen der Außenluftklappe sinnvoll, um Wärme zuzuführen.

Kühlfall ($x_4 > w_2$):

Bei Überschreiten der Raumlufthtemperatur muss grundsätzlich gekühlt werden. Wenn die Außenlufttemperatur dabei kleiner ist als die Raumlufthtemperatur, kann der Raum mit der Außenluft frei gekühlt werden. Dies ist in der Praxis recht häufig der Fall, sobald der Raum eine Kühllast aufweist (z.B. technische Geräte, Personen, Beleuchtung etc.). Das Stellsignal fährt die Außenluftklappe auf und erhöht somit den Außenluftanteil. Übersteigt die Außenlufttemperatur die Raumlufthtemperatur, fährt die Außenluftklappe auf ihre minimale Stellung und stellt den Mindestaußenluftanteil bereit. Die WRG kühlt den verbleibenden Mindestaußenluftanteil, um die Kühllast des Außenluftanteils zu minimieren. Dies ist besonders bei warmen Sommertagen der Fall. Erst wenn die Regelung der Außenluft und der WRG nicht ausreicht, wird der Kühler über das Stellsignal $y_{4.2}$ angesprochen.

Im Folgenden werden der Einfluss der Maßnahmen zur Regelung des Außenluftanteils und der WRG auf den Energiebedarf betrachtet. Die Nutzung der freien Kühlung durch die Außenluft kann mit einer entsprechenden Regelung der WRG und des Außenluftanteils realisiert werden. Der Bereich, in dem die freie Kühlung nutzbringend eingesetzt werden kann, befindet sich zwischen der Heizgrenztemperatur und der Raumlufthtemperatur. Dieser Bereich lässt sich in drei Bereiche unterteilen, in der die WRG und der Außenluftanteil verschieden geregelt werden. Dabei steht „WRG = 0“ für eine ausgeschaltete WRG (bspw. Bypass vollständig geöffnet) und „WRG_{max}“ für die maximal mögliche WRG. Mit „AU_{min}“ und „AU_{max}“ werden der minimale und der maximale Außenluftanteil bezeichnet. Die Regelung ist in Abbildung 3-31 dargestellt.

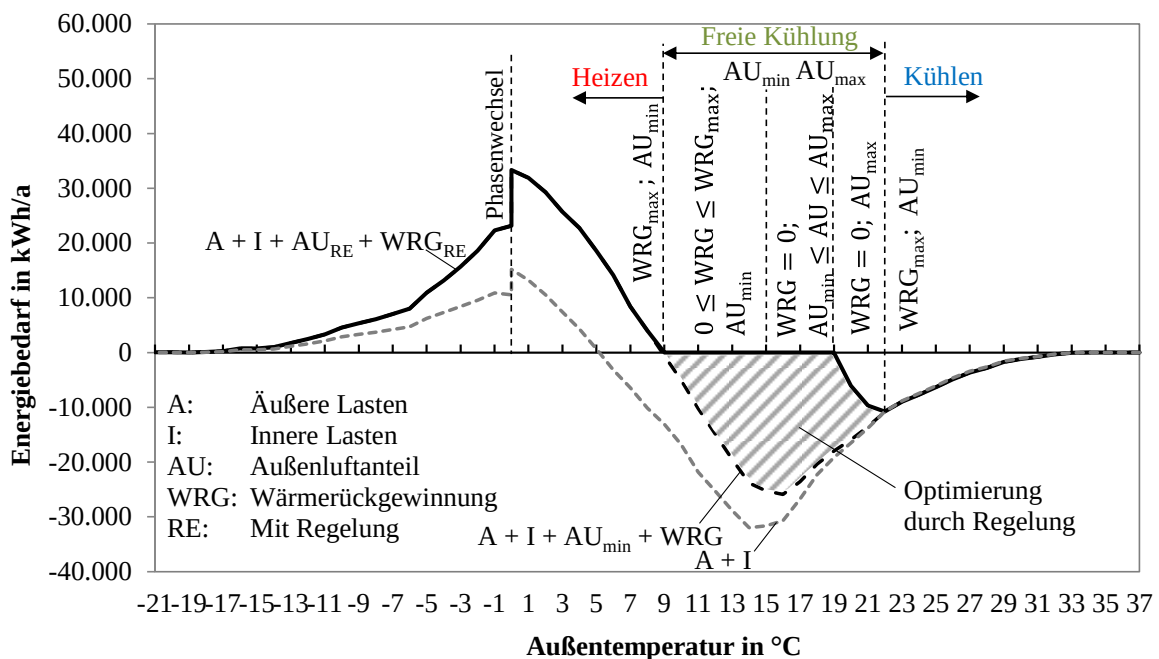


Abbildung 3-31: Energiebedarf mit Regelung der Außenluft und der Wärmerückgewinnung

Die Einsparung des Kühlbedarfes durch die Regelung im Vergleich zum Betrieb mit Wärmerückgewinnung und Mindestaußenluftanteil ohne Regelung ist im Diagramm grau schraffiert und beträgt 76 %. Die Kühllast des Raumes wird in dem Bereich der freien Kühlung der Außenluft vollständig gedeckt. Der folgende Abschnitt kombiniert die in diesem Abschnitt vorgestellten Energieeffizienzmaßnahmen und führt schrittweise das Physikalische Optimum ein.

Die energetische Betrachtung des Physikalischen Optimums wird auf der Grundlage des beschriebenen Modells durchgeführt, sodass weitere Energieeffizienzmaßnahmen bei der Definition nicht mitberücksichtigt werden (z.B. volumenstromvariable Anlagen, adiabate Fortluftkühlung usw.).

Die Raumtemperatur des Patientenzimmers wird mit einem Temperaturnullband von $w \pm 2K$ angenommen. Somit ist bei einer Raumlufthtemperatur zwischen $20^\circ C$ und $24^\circ C$ keine Konditionierung der Zuluft nötig.

3.5.4 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Optimierung der raumluftechnischen Anlage durch die beschriebenen Energieeffizienzmaßnahmen sind in Abbildung 3-32 und Abbildung 3-33 abgebildet.

Die größte Einsparung des Heizenergiebedarfes der raumlufthechnischen Anlage erfolgt durch die Wärmerückgewinnung mit einer Rückwärmzahl von 80 % (grau schraffierte Fläche). Weitere Einsparungen lassen sich durch die Reduzierung des Außenluftanteils auf den Mindestaußenluftanteil realisieren (gestrichelte Fläche). Der Kühlenergiebedarf steigt durch die Maßnahme der Wärmerückgewinnung und der Reduzierung des Außenluftanteils an. Durch eine entsprechende Regelung der Wärmerückgewinnung und des Außenluftanteils lässt sich der Kühlenergiebedarf reduzieren.

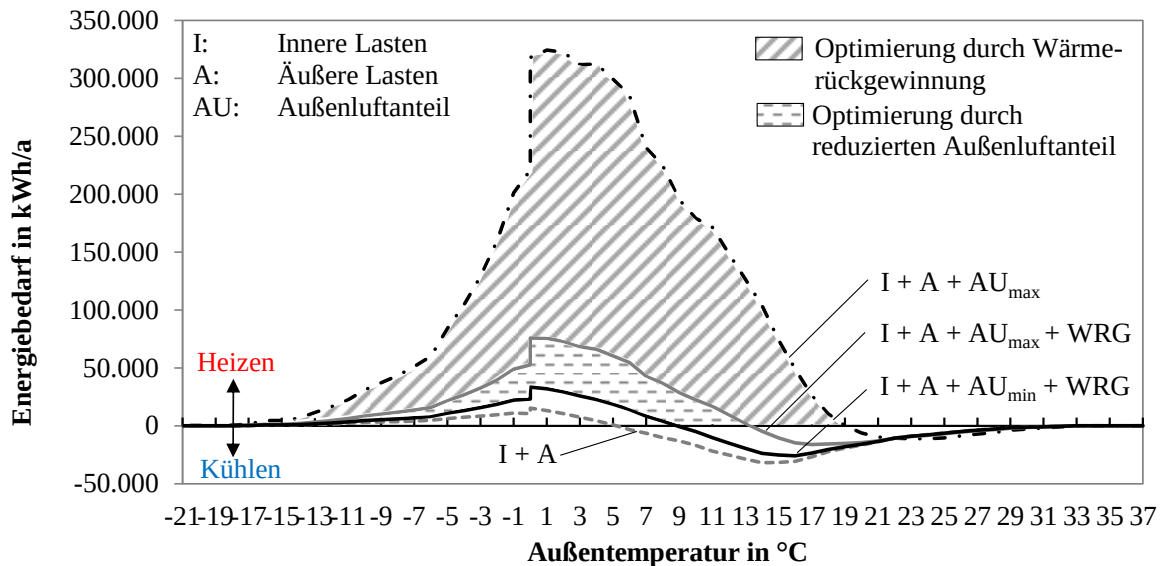


Abbildung 3-32: Optimierung durch reduzierten Außenluftanteil und Wärmerückgewinnung

Die weitere Energieeinsparung durch die Regelung, eine physikalisch optimale Wärmerückgewinnung und ein Energienullband ist in Abbildung 3-33 dargestellt. Dabei sind die schwarzen durchgezogenen Linien der Abbildung 3-32 und der Abbildung 3-33 identisch.

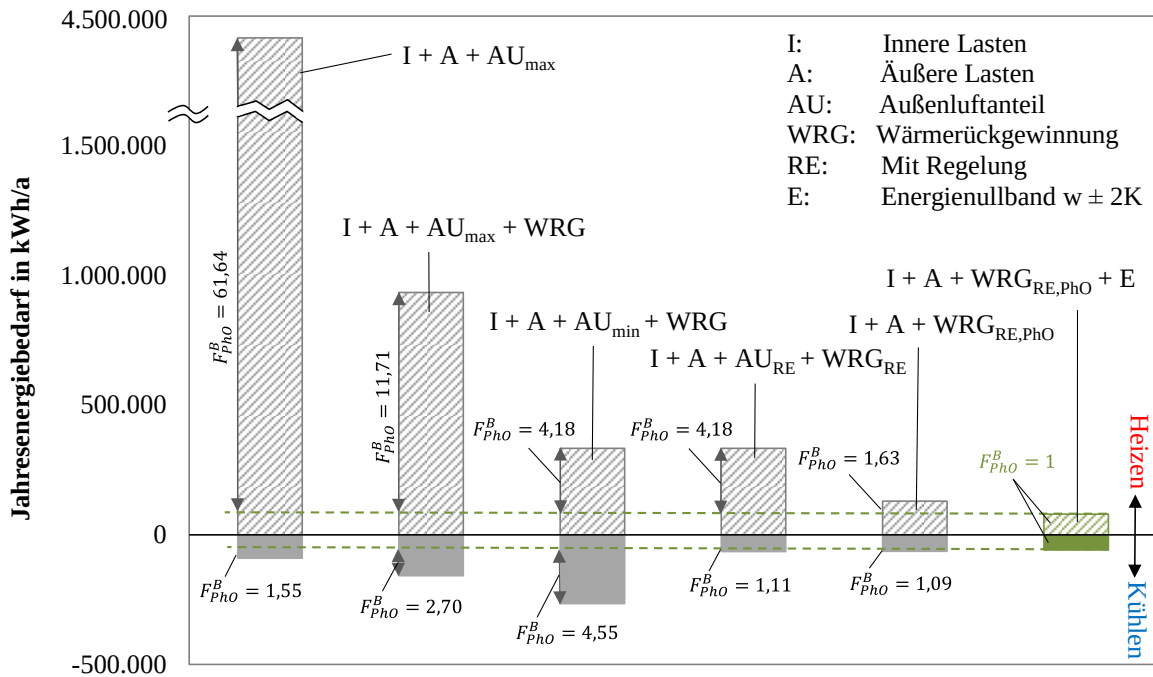


Abbildung 3-34: Betrachtung des Physikalischen Optimums durch den Jahresenergiebedarf

Die Abbildung zeigt den Jahresenergiebedarf der raumluftechnischen Anlage mit den verschiedenen Energiesparmaßnahmen. Die Betrachtung mittels des PhO-Faktors zeigt das große Einsparpotenzial. Eine Anlage, die ohne WRG nur mit Außenluft betrieben wird, hat somit einen fast 62-mal höheren Heizenergiebedarf als das Physikalische Optimum. Durch eine Wärmerückgewinnung mit einer Rückwärmezahl von 80 % lässt sich der PhO-Faktor auf 11,71 reduzieren. Durch die Reduktion des Außenluftanteils sinkt der PhO-Faktor auf 4,18. Eine physikalisch optimale WRG ($\Phi = 1$) mit Regelung reduziert den PhO-Faktor auf 1,63. Durch das Energienullband lässt sich der physikalisch optimale Betrieb umsetzen.

Der Kühlbedarf steigt zunächst durch die Effizienzmaßnahmen. Dies liegt daran, dass das Potenzial der freien Kühlung durch eine unregelte Außenluft und WRG reduziert wird. Durch die Regelung kann das Potenzial voll genutzt werden und der PhO-Faktor sinkt auf 1,11. Durch eine ideale WRG kann der PhO-Faktor geringfügig auf 1,09 reduziert werden. Durch das Energienullband wird die Anlage im Physikalischen Optimum betrieben. Der Betrieb des Physikalischen Optimums ist nur mit erheblichem Aufwand und Investitionen annähernd erreichbar, sodass der Betrieb nach heutigem Stand der Technik mit geregelter WRG und geregelter Außenluft angestrebt werden sollte. Der PhO-Faktor würde für die Heizperiode in diesem Fall von 61,64 auf 4,18, und für die Kühlperiode von 1,55 auf 1,11 sinken.

Das entwickelte Modell wurde beispielhaft anhand aller mechanisch zu belüftenden Patientenzimmer des geplanten ZKFs angewendet.

Die ersten Schritte des Modells wurden in einer vorherigen Arbeit von ZAZAI [129] entwickelt und auf den Untersuchungsgegenstand angewendet. Dazu gehört die Betrachtung der inneren und äußeren Lasten, sowie des Energienullbandes. Dies ist durch die Berücksichtigung der wesentlichen Komponenten einer raumluftechnischen Anlage erweitert worden. Dazu gehören der Außenluftanteil, die Wärmerückgewinnung und die Regelung der Außenluft und der WRG. Die entwickelten Diagramme stellen die Jahreslastverläufe für verschiedene Szenarien anschaulich dar.

Mit Hilfe der entwickelten Methode zur Berechnung des Jahresenergiebedarfs ist für die in der vorliegenden Arbeit definierten Rahmenbedingungen das Physikalische Optimum einer raumluftechnischen Anlage erarbeitet worden. Die schrittweisen Einsparungen durch die verschiedenen Effizienzmaßnahmen wurden ermittelt und grafisch gegenübergestellt. Diesbezüglich ließen sich teils erhebliche Energieeinsparungen aufzeigen. Die an dem Beispiel der Patientenzimmer erarbeitete Systematik zur energetischen Bewertung raumluftechnischer Anlagen lässt sich auch auf andere Anlagen innerhalb des Krankenhauses übertragen.

In einer weiterführenden Betrachtung könnte der elektrische Energiebedarf der Ventilatoren mitberücksichtigt werden. Weiterhin wurden die Funktion der Be- und Entfeuchtung der Raumluft nicht mitbetrachtet und könnte auch in einer weiterführenden Ausarbeitung Berücksichtigung finden.

3.6 Sauerstoffversorgung

Im Folgenden wird die Sauerstoffversorgung des Krankenhauses betrachtet, welche aktuell durch flüssigen, sogenanntem „reinen Sauerstoff“ erfolgt. Die Inhalte des Abschnitts 3.5 wurden im Rahmen der Masterarbeit von ROHM [85] erarbeitet.

Der O₂-Anteil im sogenannten „reinen Sauerstoff“ beträgt mindestens 99,5 % [78, S. 466]. Diese Konzentrationen lassen sich nur durch kryogene Prozesse erreichen. Eine Verteilung von gasförmigem Sauerstoff erfolgt nach der Standardzulassung des BfArM in Druckbehältern mit 200 oder 300 bar, während für flüssigen Sauerstoff Einzelzulassungen benötigt werden [78, S. 466].

Mittlerweile wurde zusätzlich das „Oxygenium 93 per centum“ (O₂ 93) im Europäischen Arzneibuch erfasst. Mithilfe von Druckwechseladsorption wird an Molekularsieben in kontinuierlichen Verfahren ein Gasgemisch mit 90 bis 96 % Sauerstoffanteil erzeugt [78, S. 466]. Die weiteren Anforderungen sind Tabelle 3-9 zu entnehmen. Es ist möglich, O₂ 93 als Alternative zu O₂ 100 zu verwenden [78, S. 466]. Eine simultane Einspeisung beider Arzneimittel im gleichen Rohrleitungsnetz ist in Deutschland aktuell nicht zugelassen. Der Krankenhausapotheke obliegt die Verantwortung für die Verwendung von O₂ 93 im hauseigenen medizinischen Rohrleitungssystem. Eine Überwachung der Qualität erfolgt durch die zuständigen Aufsichtsbehörden.

Tabelle 3-9: Anforderungen an medizinischen Sauerstoff aus Europäischem Arzneibuch [78, S. 466]

Stoff	O ₂ 93	O ₂ 100
Sauerstoff (Volumenanteil)	90 bis 96 %	≥ 99,5 %
Kohlendioxid (Volumenanteil)	≤ 300 ppm	≤ 300 ppm
Kohlenmonoxid (Volumenanteil)	≤ 5 ppm	≤ 5 ppm
Wasser (Volumenanteil)	≤ 67 ppm	≤ 67 ppm
Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid (Volumenanteil)	≤ 2 ppm	nicht spezifiziert
Schwefeldioxid (Volumenanteil)	≤ 1 ppm	nicht spezifiziert
Öl	≤ 0,1 mg/m ³	nicht spezifiziert

Medizinisch wurden bisher keine Einwände gegen die Verwendung von O₂ 93 erbracht [78, S. 472]. Gerätetechnisch hingegen sind Umrüstungen beispielsweise der Kalibriereinheiten und Messeinrichtungen notwendig. Die Betriebserlaubnis der medizinischen Geräte müsste bei einer Umrüstung angepasst werden. Ansonsten gehen die Haftung und Verantwortung auf den Betreiber

über [78, S. 470]. Diese Änderungen sind technisch realisierbar. Eine Anpassung regulatorischer Rahmenbedingungen wird bei ausreichendem öffentlichem Interesse vermutlich ebenfalls realisiert [78, S. 472].

Für einen Umstieg werden meist logistische oder wirtschaftliche Gründe genannt [78, S. 468]. Im Rahmen dieser Arbeit sollen nun die energetischen Aspekte untersucht werden.

3.6.1 Ergebnisse der Untersuchungen

Nachfolgend wird die Variante der kryogenen Stofftrennung und dem Transport des Sauerstoffs mit der Produktion mittels Druckwechseladsorption vor Ort verglichen, um die energetisch vorteilhaftere Option herauszustellen. Aus den Schlussfolgerungen lässt sich anschließend eine Umsetzungsempfehlung bezüglich der Sauerstoffversorgung des ZKFs aussprechen. Abbildung 3-35 zeigt das jeweilige PhO sowie die gesamten Prozessverluste beider Versorgungsvarianten auf.

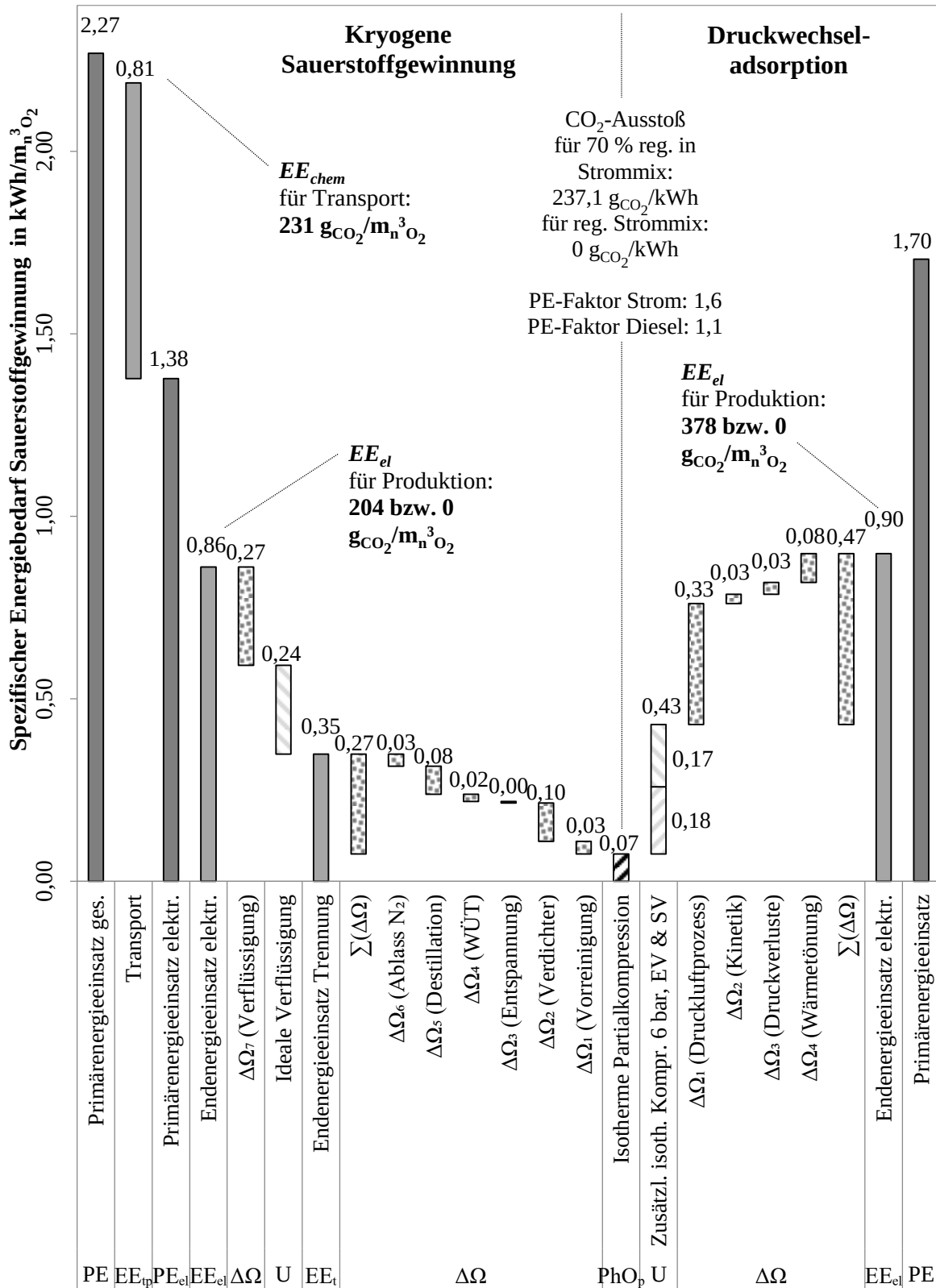


Abbildung 3-35: Vergleich Sauerstofferzeugungsprozesse nach PhO-Methode, Szenario 2030

Mittig findet sich als prozessunabhängiges Bedarfsminimum für die Aufgabe der Aufspaltung von Luft in Sauerstoff und Stickstoff der Energieaufwand für die reversible isotherme Partialkompression nach [21, S. 305]. Der Bedarf für die kryogene Erzeugung setzt sich aus einem Anteil für die

Trennung und die Verflüssigung zusammen. Für die Trennung ist mindestens der Bedarf der rev. isothermen Partialkompression nötig (unvermeidbarer Verlust U). Die Verflüssigung weist mindestens den Bedarf der idealen Verflüssigungsmaschine [71, S. 326] auf (ebenfalls unvermeidbarer Verlust U). Alle weiteren Verluste sind theoretisch vermeidbar (ΔQ). Die anteiligen Verluste sind [50, S. 63] entnommen. In der Literatur wird für die Gewinnung von flüssigem, hochreinem Sauerstoff ein spezifischer Energiebedarf von $0,86 \text{ kWh/m}^3_{\text{O}_2}$ angegeben [11, S. 277]. Für die PSA addieren sich der Bedarf für die Kompression auf 6 bar sowie die Spül- und Entspannungsverluste zum Bedarf der rev. isothermen Partialkompression [67, S. S. 127] (U). Die Ausbeute im PhO beträgt etwa 60 % [67, S. 127]. Zusätzlich treten die vermeidbaren Verluste für diesen Prozess (ΔQ) [67, S. S. 133ff.] auf. In der Literatur wird ein Energieeinsatz für die PSA zur Sauerstoffherstellung von $0,9 \text{ kWh/m}^3_{\text{O}_2}$ elektrischer Energie [64, S. 76] angegeben.

Im PhO muss für die Erzeugung mithilfe von Druckwechseladsorption etwa 39 % mehr Energie aufgewendet werden. Damit stellt die kryogene Erzeugung thermodynamisch die sinnvollere Alternative dar, weil der Energieeinsatz theoretisch auf einen geringeren Wert reduziert werden kann.

Die Ergebnisse werden ergänzend als Sankey-Diagramme zur Veranschaulichung dargestellt. Durch diese Darstellungsform wird der Anteil des Transports am Gesamtbedarf noch einmal verdeutlicht. Es wird von einer Entfernung von 548 km vom Krankenhaus und einem Verbrauch des LWKs von 25 l/100km ausgegangen.

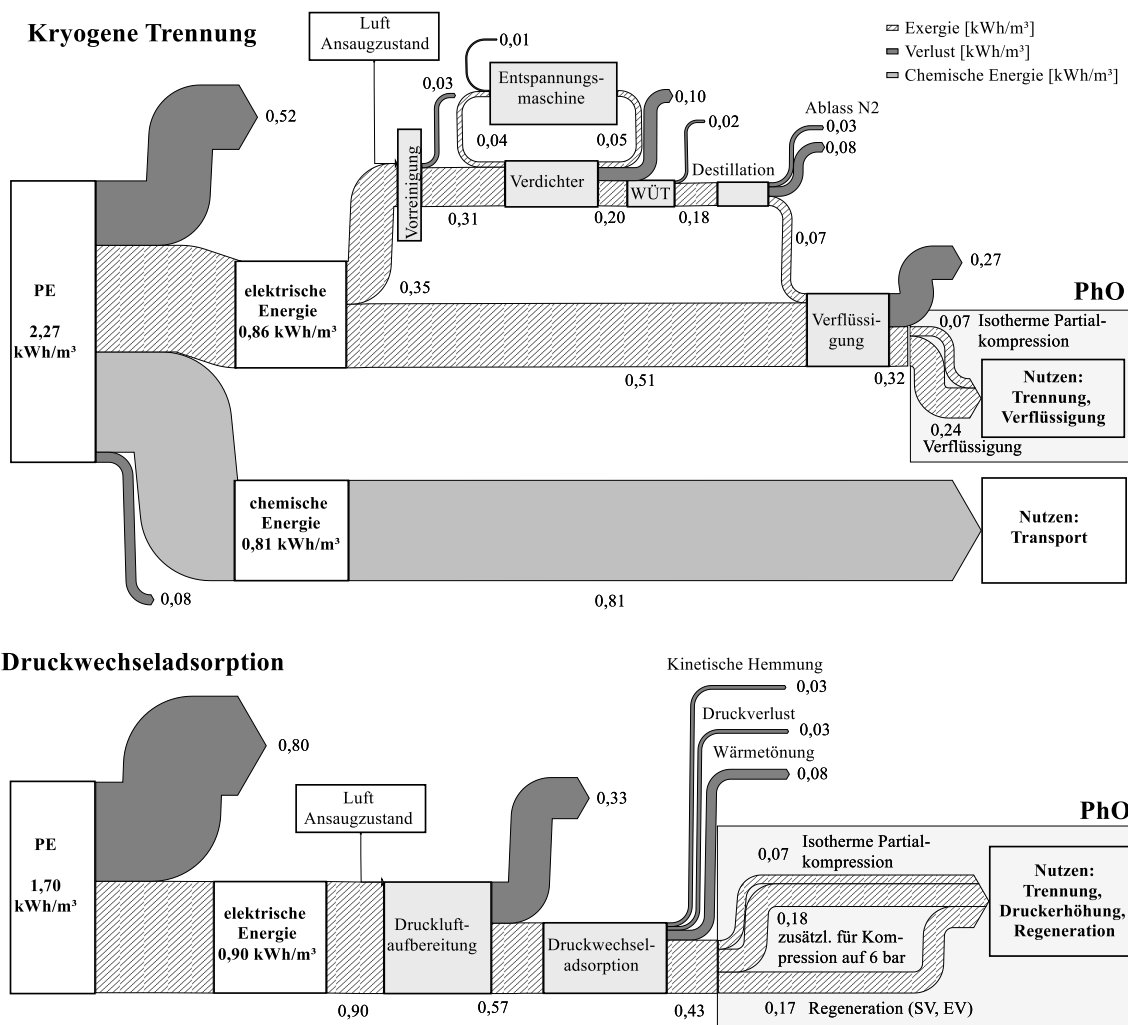


Abbildung 3-36: Vergleich Sauerstoffherzeugungsprozesse mittels Sankey-Diagrammen, Szenario 2030

Zur gesamthaften Bewertung erfolgt auch die Betrachtung der Primärenergiefaktoren. Dabei wird einmalig auftretender Energieeinsatz wie die Herstellung der Anlagen vernachlässigt. Es wird ersichtlich, die kryogene Variante zunächst energetisch vorzuziehen ist. Im realen Fall unterscheidet sich der Energieeinsatz für die Zerlegung, wenn man den Primärenergiefaktor für elektrische Energie mit 1,6 (siehe Tabelle 2-5) ansetzt, um $0,32 \text{ kWh/m}_n^3\text{O}_2$ bezogen auf die Primärenergie. Die ebenfalls aufgegriffene Betrachtung des notwendigen Energieeinsatzes für den Transport des Sauerstoffs beeinflusst das Ergebnis dahingehend, dass unter Berücksichtigung des Primärenergiefaktors von 1,1 [76, S. 9] für die Dieselherstellung insgesamt etwa $0,57 \text{ kWh/m}_n^3\text{O}_2$ mehr Primärenergie für die kryogene Versorgung benötigt wird. Damit ist energetisch der Eigenversorgung mithilfe der PSA der Vorzug zu geben.

Die aktuellen spezifischen CO_2 -Emissionen wurden ebenfalls ermittelt. Zunächst wird das Szenario für den allgemeinen Deutschen Strommix mit 70 % regenerativem Anteil betrachtet. Inkludiert man den Transport, wobei für Diesel derselbe CO_2 -Ausstoß wie für Heizöl EL verwendet wird, können pro Normkubikmeter Sauerstoff 223 g Kohlenstoffdioxid durch die Eigenproduktion vermieden werden. Es ergibt sich für das ZKF eine jährliche Einsparung von $30 \text{ t}_{\text{CO}_2}$. Gleichzeitig entstünden durch die PSA aber jährlich in etwa $29 \text{ t}_{\text{CO}_2}$. Bei rein regenerativem Strombezug hingegen ist der Ausstoß für die Produktion vollständig vermeidbar. Anders als bei Eigenproduktion kann nur indirekt Einfluss auf den Energiebezug des zuliefernden Unternehmens genommen werden. Daher ist die Annahme eines Umstiegs des Unternehmens auf regenerativen Bezug aufgrund der Kostensituation fraglich. Wenn für den Transport anstelle von herkömmlichem Kraftstoff ebenfalls ein klimaneutraler Energieträger genutzt wird, kann auch dieser Ausstoß vermieden werden. Der Ausstoß für den Transport bei kryogener Herstellung bleibt in der Abbildung 3-35 für den rein regenerativen Strommix unverändert. Damit ließen sich mit der PSA $31 \text{ t}_{\text{CO}_2}$ im Jahr einsparen, während parallel die Sauerstoffproduktion des Klinikums vollständig klimaneutral erfolgen würde. Insgesamt ist folglich bezüglich der Emissionen von CO_2 die Eigenproduktion vorzuziehen.

Im Folgenden werden die wirtschaftlichen Aspekte kurz beschrieben. Eine umfangreiche Analyse geht über die Zielsetzung dieser Arbeit hinaus. Daher werden nur die Energiekosten für die PSA den Bezugskosten für den flüssigen Sauerstoff gegenübergestellt. In Tabelle 3-10 und Tabelle 3-11 sind die betrachteten Kostenfaktoren aufbereitet.

Tabelle 3-10: Kosten für kryogene Herstellung und den Bezug von Sauerstoff 2020

Kostenpunkt	Betrag	Einheit
Kosten pro Normkubikmeter Sauerstoff	0,2346	€/m _n ³ O ₂
GGVSEB Flüssig	25	€/Lieferung
Maut Flüssig	25	€/Lieferung
Monatliche Tankmiete Sauerstoff MEDSt	160	€/Monat
22-000201 Telemetriesystem LOX	20	€/Monat
Monatl. Wartungspauschale	25	€/Monat
Laufende Kosten nur O ₂	31.606	€/a
Kosten gesamt	36.666	€/a
Spezifische Gesamtkosten	0,2722	€/m_n³O₂

Tabelle 3-11: Kosten für die Sauerstoffproduktion mittels PSA 2020

Kostenpunkt	Betrag	Einheit
Jährlicher Verbrauch elektr. Energie	121.359	kWh/a
Spezifische Kosten elektr. Energie	171,5	€/MWh
Kosten gesamt	20.813	€/a
Spezifische Gesamtkosten	0,1545	€/m³O₂

Aus der Ermittlung der laufenden Kosten geht hervor, dass die Druckwechseladsorption für die betrachteten Kostenfaktoren die wirtschaftlich vorteilhafte Variante darstellt. Die dargestellte Kostensituation berücksichtigt keine Faktoren wie Investitionskosten, Personalkosten, Wartungs- und Instandhaltungskosten und ähnliches.

3.6.2 Umsetzungsempfehlung

Wie beschrieben kann als Gesamtergebnis festgehalten werden, dass die Eigenversorgung mit Sauerstoff energetisch wie zunächst auch wirtschaftlich vorteilhaft gegenüber dem Einkauf von flüssigem Sauerstoff aus kryogener Erzeugung ist. Somit ist der PSA unter diesen Gesichtspunkten der Vorzug zu geben. Grund dafür ist allerdings ausschließlich der nötige Transport.

In dieser Arbeit erfolgt keine hinreichende Betrachtung der wirtschaftlichen Seite. Dabei spielt auch der benötigte Sauerstoffvolumenstrom eine Rolle. So ist zu vermuten, dass sich bei einem höheren Bedarf die wirtschaftlichen Faktoren aufgrund von besseren Energiebezugskonditionen und dadurch beispielsweise kürzeren Amortisationszeiten noch vorteilhafter darstellen. Der hier verwendete Strompreis bezieht sich auf rein regenerativen Strom aus dem Öko-Tarif der örtlichen Stadtwerke. Damit entsteht für die aufgezeigten Kosten durch den Energieeinsatz für die PSA kein CO₂-Ausstoß.

Seit 2020 wird die elektrische Energie aber zu günstigeren Konditionen bezogen. Dadurch fällt der wirtschaftliche Vorteil der PSA noch einmal größer aus, allerdings rückt man auch vom Ziel der CO₂-Neutralität ab. Wird wie beschrieben der kryogen hergestellte Sauerstoff bezogen, kann auf die Emissionen des Produktionsprozesses kein Einfluss genommen werden. Hinzu kommt der Ausstoß durch den Transport.

Gleichzeitig fallen Investitionskosten für die Anschaffung der Anlagen sowie weitere Kosten für Betrieb und Wartung an. Beispielsweise muss entsprechender Bauraum vorgesehen werden. Bei den Betriebskosten ist zu beachten, dass speziell geschultes Personal vergütet werden muss. Auch Redundanzen sind notwendig, wodurch vermutlich zusätzlich flüssiger Sauerstoff in Druckbehältern für die Notversorgung vorgehalten werden muss. Für den Fall eines Blackouts ist die Notstromversorgung größer zu dimensionieren, weil der Betrieb der PSA nicht dauerhaft unterbrochen werden kann. Die Umstellung auf Eigenversorgung hat folglich auch auf andere Versorgungsanlagen weitreichenden Einfluss.

Durch die zusätzlichen Kosten kann nur ein wirtschaftlicher Betrieb entstehen, wenn die Einsparung gegenüber dem Einkauf von flüssigem Sauerstoff diese Mehrkosten aufwiegt. Hier spielen auch marktregulierende Einflüsse eine Rolle. Im großen Maßstab produzierter Sauerstoff kann durch die Kosten-Größen-Degression im Zweifel die attraktivere Variante darstellen.

Der Transport macht die Verflüssigung des Sauerstoffs notwendig. Daher kommt bei differenzierter Betrachtung zum Tragen, dass zusätzlich zur notwendigen Energie für den Transport der Mehreinsatz für die Verflüssigung gegenüber der Herstellung von gasförmigem Sauerstoff entsteht. Ein

maßgeblicher Einflussfaktor ist auch der Abstand zur Produktionsanlage. Für ein Krankenhaus, das sich näher an einer kryogenen Sauerstoffproduktionsstätte befindet, reduziert sich der Transportaufwand erheblich. Auch mit einem anderen Transportmittel könnte das Ergebnis anders ausfallen. Möglicherweise wäre bei ausreichend geringen räumlichen Abständen auch eine Versorgung über Pipelines möglich. Folglich ist das hier vorgestellte Ergebnis für den Einzelfall des ZKFs, jedoch nicht allgemein gültig.

Des Weiteren resultieren die beschriebenen juristischen Folgen aus einer Umstellung auf Eigenversorgung. Aktuell entsteht ein großer organisatorischer Aufwand für die Qualitätssicherung sowie ein Haftungsrisiko aus dem Betrieb von Sauerstoffeigenproduktionsanlagen.

Auch ein Ausnahmezustand ist zu berücksichtigen. Während bei einem Versorgungsengpass die Eigenproduktion vorteilhaft ist, wäre ein längerer Stromausfall problematisch. Der aktuell vorhandene Tank fasst eine für einen Monat ausreichende Menge Sauerstoff. Einen solchen Vorrat in Flaschen für den Notfall vorzuhalten, ist unrealistisch. Außerdem wurde hier eine Versorgung anhand eines über das Jahr gemittelten Bedarfes abgebildet. Folglich müsste die PSA-Anlage entweder anhand des Spitzenverbrauchs ausgelegt und bei geringer Abnahme in Teillast betrieben oder eine Speicherung des Sauerstoffs in einem Tank vorgenommen werden. Wegen des geringen Druckniveaus des in Druckwechseladsorption produzierten Sauerstoffs resultiert ein relativ großes Tankvolumen gegenüber der aktuellen flüssigen Speicherung. Ein Monatsvorrat kann ohne weitere Konditionierung des Sauerstoffs vermutlich nicht vorgesehen werden.

Insgesamt konnte als Umsetzungsempfehlung im Rahmen der Ergebnisse dieser Arbeit zwar energetisch aufgezeigt werden, dass eine Eigenversorgung Vorzüge für das ZKF hat. Es muss aber individuell abgewogen werden, ob sich insgesamt ein Vorteil ergibt, wenn alle Faktoren, wie vor allem die wirtschaftlichen und juristischen Konsequenzen sowie Aspekte der Notfallsicherheit einbezogen werden. Des Weiteren ist das Ergebnis nicht uneingeschränkt auf andere Krankenhäuser übertragbar. Die individuellen Rahmenbedingungen wie der Standort und der Sauerstoffbedarf müssen berücksichtigt werden.

Die Tabelle 3-12 stellt stichpunktartig die aufgezeigten Kriterien dar.

Tabelle 3-12: Gegenüberstellung Versorgungsvarianten zur Sauerstoffversorgung im ZKF

Kriterium	Einkauf aus kryogener Erzeugung			Eigenproduktion mithilfe PSA		
Endenergiebedarf	+/--	Geringerer Endenergiebedarf, Verflüssigung und Transport nötig			++	Kontinuierliche Einsparung
Primärenergiebedarf	--	Keine Einflussnahme auf Energieträger möglich, zusätzlicher Aufwand für Transport			+	In Eigenproduktion aus regenerativem Strom beinahe äquivalent zu EE-Bedarf
CO₂-Emissionen	+/--	Produktion elektrisch (Ausstoß vermeidbar), Vermeidung Aufwand Transport aktuell unwahrscheinlich			+	elektrisch (Ausstoß vermeidbar)
Prozesskopplung	-	keine			+	WRG in Druckluftherzeugung
Laufende Kosten	-	Mehrkosten			+	Kostenersparnis
Weitere wirtschaftliche Faktoren	++	Standardisierte Technik, Wartung und Instandhaltung durch externes Unternehmen, Planbarkeit der Kosten			--	Sonderlösung, zusätzliche Investition, mehr Bauraum, Personalschulung, finanzielles Risiko trägt das Klinikum
Juristischer Rahmen	++	O ₂ 100: Qualitätssicherung und Haftung bei Zulieferer			--	O ₂ 93: Haftung geht auf Betreiber über, Krankenhausapotheke obliegt die Verantwortung
Weitere technische Aspekte	+	Standardisierte Technik			-	Geräteumrüstung notwendig (Kalibrierung etc.)
Notfallsicherheit	+	Ein Monat Reserve			--	Bei Stromausfall über Netzersatzanlage, wenig erprobt
++	deutlicher Vorteil	+/--	sowohl Vor- als auch	-	Nachteil	Quantifiziert
+	Vorteil		Nachteile	--	deutlicher Nachteil	Qualitativ

3.7 Redundanzanlagen im Krankenhaus

Zur Betrachtung einer möglichen klimaneutralen Versorgung von Redundanzanlagen wurde eine Ausarbeitung von ROHM [86] vorgenommen. Die Festlegung von Vorschriften in Bezug auf vorzuhaltende Energieversorgungsanlagen für den Betrieb bei Ausfall der öffentlichen Versorgung obliegt den Ländern. Für Schleswig-Holstein sind die Vorgaben für die Anlagentechnik dem „Standardprogramm für Krankenhäuser in Schleswig-Holstein“ zu entnehmen. An dieser Stelle wird nur auf die Versorgung mit Energie eingegangen. Die aktuellste Version von August 2012 schreibt für die Versorgung mit Wärme und elektrischer Energie die vorzusehenden Notfallkapazitäten vor.

3.7.1 Wärmeversorgung

Für die Wärmeversorgung wird unterschieden, ob ein Anschluss an ein Fernwärmenetz möglich ist, oder rein mithilfe eines Kessels versorgt wird. Ist ein Fernwärmebezug möglich, muss dieser grundsätzlich ausgenutzt werden [43, S. 7]. Für den Fall, dass die Fernwärmeversorgung nicht möglich ist, ist eine bivalente Heizanlage vorgeschrieben, die mit Öl oder Gas betrieben werden kann, wobei die Grundlast mit Gas abzudecken ist [43, S. 7]. Beide Kessel müssen die Gesamtleistung liefern können, es ist allerdings ausreichend, wenn nur einer der Kessel für die Dampfversorgung vorgesehen ist [43, S. 8]. Wird Öl als Brennstoff verwendet, ist ein

Brennstofflager bei bivalentem Energieeinsatz maximal für den 0,15-fachen Jahresbedarf auszuliegen. Die Kapazität des Brennstofflagers muss anhand der Lieferbedingungen begründet werden [43, S. 8].

Im ZKF ist der Bezug von Erdgas keine Option, da nicht zu erwarten ist, dass ein Anschluss bereitgestellt werden wird. Möglich ist der Bezug von Flüssiggas, der in dem Standardprogramm aber nicht explizit aufgeführt wird. Da die Umstände denen der Versorgung mit Öl gleichen, gelten vermutlich ähnliche, wenn nicht dieselben Vorgaben in Bezug auf die Redundanz.

Die Nutzung von Fernwärme ist hingegen ohnehin vorgesehen. Ausnahme bildet die Erzeugung von Dampf, da dieses Wärmeträgermedium nicht aus dem Fernwärmenetz bezogen werden kann. Das Standardprogramm für Krankenhäuser in Schleswig-Holstein berücksichtigt diesen Fall. Vorgeschrieben ist für den Fernwärmeanschluss die Nutzung eines Gegenstromwärmeübertragers [43, S. 8]. Zusätzlich ist ein Kessel für die Dampfversorgung vorzusehen [43, S. 8].

Soll die Versorgung rein regenerativ erfolgen, ist der Bezug von Fernwärme zum Zeitpunkt der Ausarbeitung keine Option. Da bis zur Fertigstellung des ZKFs noch Kohle und Gas als Energieträger zur Fernwärmeversorgung Verwendung finden, kann der Kohlendioxidausstoß an dieser Stelle nur durch Eigenversorgung aus regenerativen Quellen vermieden werden. Zwar ist der Anschluss an die Fernwärme gesetzlich vorgeschrieben, es muss aber nicht zwangsläufig auch eine Abnahme erfolgen.

Für das vollständig CO₂-neutrale Wärmeversorgungsszenario ergeben sich folgende denkbare Alternativen:

- Regenerative Brennstoffe: Grüner Wasserstoff oder daraus erzeugte Synthetische Kraftstoffe, Holzhackschnitzel, Biogas
- Nutzung von rein regenerativer elektrischer Energie für elektrische Dampferzeugung
- Kombination beider Optionen (bspw. Spitzenlastkessel)

3.7.2 Elektrische Versorgung

Die Notversorgung mit elektrischer Energie bildet die Redundanz zur elektrischen Versorgung aus dem öffentlichen Netz. Auch für diese Form der Redundanz liegen gesetzliche Regelungen vor.

Für die Sicherheitsstromversorgung ist die Umschaltzeit nach DIN VDE vorgeschrieben [43, S. 10]. Nach der Norm VDE 0100-710 /R39/ beträgt diese allgemein 15 s [112, S. 8]. Weiterhin muss sich das Aggregat in einem außenliegenden Anlagenraum mit natürlicher Lüftung befinden. Empfohlen wird ein automatisch anlaufendes Dieselaggregat mit ca. 400 kVA Leistung. Die Leistung sollte jedoch im Einzelfall ermittelt werden. Nach DIN VDE wird eine Betriebszeit vorgegeben, für die der Vorratstank ausreichen muss. Liegt eine medizinische Notwendigkeit vor, deren Bedarf nachzuweisen ist, kann eine zusätzliche Sicherheitsstromversorgung unter den gleichen Bedingungen mit der nach DIN VDE vorgegebenen Umschaltzeit für OP-Leuchten errichtet werden [43, S. 10]. Krankenhausspezifisch ist für besondere Notstromverbraucher, wie OP-Leuchten, eine Notstromversorgung mit einer maximalen Unterbrechungszeit von weniger als 0,5 s vorzusehen (unterbrechungsfreie Stromversorgung, USV) [112, S. 8].

Für die CO₂-neutrale Notversorgung mit elektrischer Energie ist ein Dieselaggregat keine Option. Hier bietet sich außer grünem Wasserstoff, Biogas oder synthetischer Kraftstoff an. Zunächst könnte die Brennstoffzelle einen gewissen Anteil an der Notstromversorgung übernehmen, sofern diese gerade im Betrieb ist. Die Dauer eines Kaltstarts befindet sich im Bereich von Stunden bis einen Tag. Daher ist als Notstromaggregat für den Start bei Netzausfall eine Brennstoffzelle ungeeignet. Unter Hinnahme der geringeren Effizienz kann eine Verfeuerung von Wasserstoff in einem motorischen

Aggregat erfolgen. Solche Anlagen sind bedingt kommerziell verfügbar. Möglich ist die Versorgung beispielsweise mit Biogas. Um das Speichervolumen des vorzuhaltenden Kraftstofflagers zu begrenzen, müsste gasförmiger Brennstoff komprimiert oder sogar verflüssigt werden.

Aktuell liefert die Netzersatzanlage (NEA) der Diako etwa 800 kW. Für das ZKF wird mit etwa Faktor 1,5 gerechnet, womit ca. 1.200 kW Leistung elektrisch erbracht werden müssten (bspw. mit drei 400 kW Anlagen). Es müssen monatliche Tests gefahren werden, um sicherzugehen, dass die Anlage bei Bedarf betriebsbereit ist.

3.7.3 Versorgungsszenarien Anlagenausfall und Ausfall der Energieversorgung

In Abbildung 3-37 sind alle möglichen Versorgungswege aufgeführt, die für die Bereitstellung der drei Nutzenergieformen Wärme, Dampf und elektrische Energie für die vollständig CO₂-neutrale und bivalente Versorgung in Frage kommen. Davon ausgehend sollen nun mögliche Ausfallszenarien dargestellt werden.

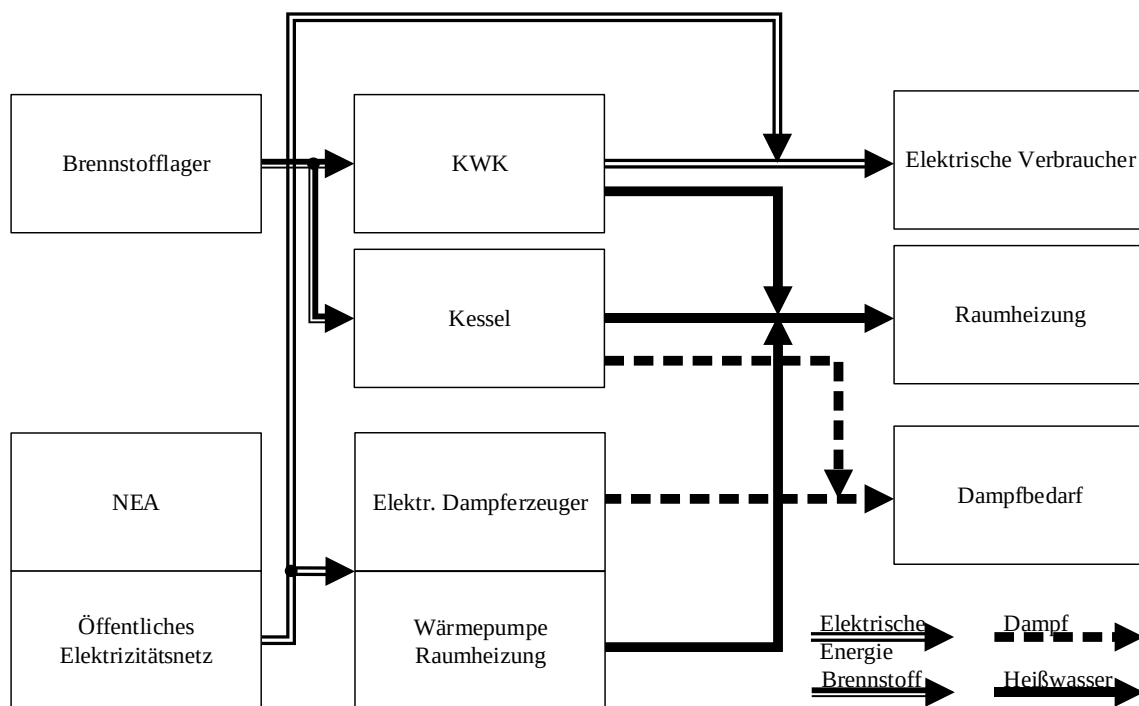


Abbildung 3-37: Grundschema redundanter Energieversorgung

Als Beispiel für die Anlagen, soll in Abbildung 3-38 der Ausfall der elektrischen Wärmeversorgung aufgegriffen werden.

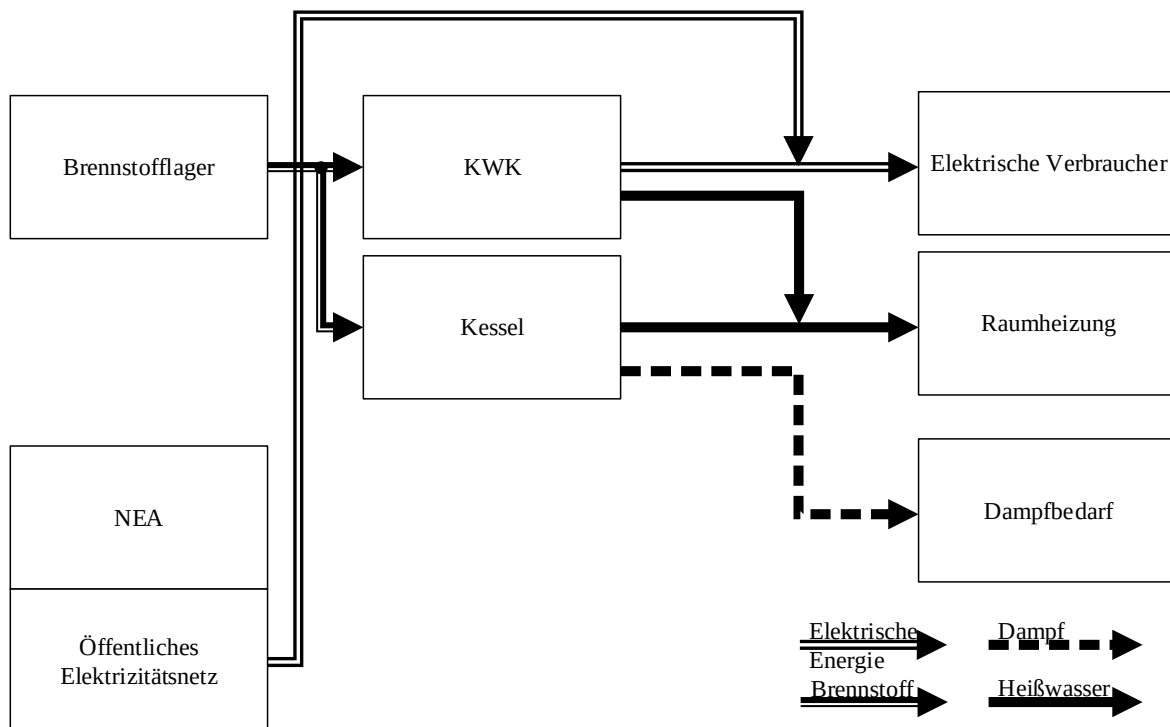


Abbildung 3-38: Szenario Ausfall der Wärmepumpe

Über die Brennstoffversorgung kann mithilfe einer KWK-Anlage (bspw. Brennstoffzelle) die Grundlast gedeckt werden. Sofern der Dampfbedarf über ein zentrales Netz gedeckt werden soll, wird der Kessel eingesetzt, der auch den über die Grundlast hinausgehenden Wärmebedarf deckt. Aus den Szenarien folgt, dass die Auslegung der Anlagen sehr flexibel gestaltet werden muss.

Die dargestellte Wärmepumpe plus Dampferzeuger müssen in der Lage sein, alle Lastfälle abzufahren (Grundlast, Spitzenlast, Dampfbedarf) und auch die gesamte Wärme bei Ausfall der Brennstoffversorgung bereitstellen zu können, um die Bivalenz zu gewährleisten. Zusätzlich ist ein flexibler Betrieb vorzusehen. Die Wärmequelle muss so viel Energie liefern, dass der Spitzenlastfall abgedeckt wird.

- Wird die Luftbefeuchtung nicht benötigt, ist der Dampfbedarf bedeutend geringer. Während sich die Grundlast im einstelligen bis kleinen zweistelligen Kilowattbereich befindet, können bis zu 600 kW (siehe Abschnitt 4.4) für die Dampfbefeuchtung nötig sein. Daher muss die Dampfstufe sehr flexibel ausgelegt sein.
- Die Heißwasserstufe muss sowohl die Grundlast als auch die Spitzenlast liefern können. Die Grundlast liegt etwa bei 10 % der Spitzenlast. Damit ist eine ausreichende Effizienz auch im kleinen Leistungsbereich nötig.

Auch für den Verbund aus Kessel und KWK-Anlage muss eine flexible Auslegung vorgesehen werden. Rechtlich ist denkbar, den Dampfbedarf (wie gesetzlich vorgeschrieben) nur über den Kessel oder nur mithilfe des elektrischen Dampferzeugers bereitzustellen. Aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten hat dies Vorteile. Fällt aber die dampferzeugende Anlage aus, muss ggf. die Luftbefeuchtung unterbrochen werden.¹⁶ Soll dies vermieden werden, muss auch der Kessel sehr flexibel gestaltet sein. Es sollte auf ein effizientes Teillastverhalten geachtet werden.

¹⁶ In einigen Kliniken wird keine Luftbefeuchtung verbaut [47]. Dieses Szenario ist also nicht hochkritisch.

Soll der Dampf über den Kessel produziert werden, schwankt der Bedarf wie beschrieben zwischen 15-20 und 600 kW bei der Dampfbefeuchtung. Wird die Versorgung auf die Spitzenlast ausgelegt, entstehen erhebliche Teillastzeiten. Die Abwägung der Vor- und Nachteile gestaltet sich hier also komplexer. Der Dampf für die Dampfbefeuchtung ließe sich ebenfalls elektrisch bereitstellen.

Es ergibt sich auch die Möglichkeit, je nach Situation am Strommarkt zu agieren und Regenergie anzubieten. So kann die Wärmepumpe zur Versorgung genutzt werden, wenn ein Überschuss im Netz vorhanden ist. Wird hingegen wenig regenerative Energie eingespeist, kann auf die Brennstoffversorgung umgestellt werden. Da die Brennstoffzelle auf die Grundlast der Wärme ausgelegt wird, liegt die elektrische Erzeugung in der Regel unterhalb des elektrischen Verbrauchs des Krankenhauses. Eine Einspeisung von elektrischer Energie ins öffentliche Netz ist im Normalbetrieb kein Szenario, das betrachtet werden muss.

Abbildung 3-39 stellt die Versorgung bei einem Ausfall der Brennstoffversorgung dar.

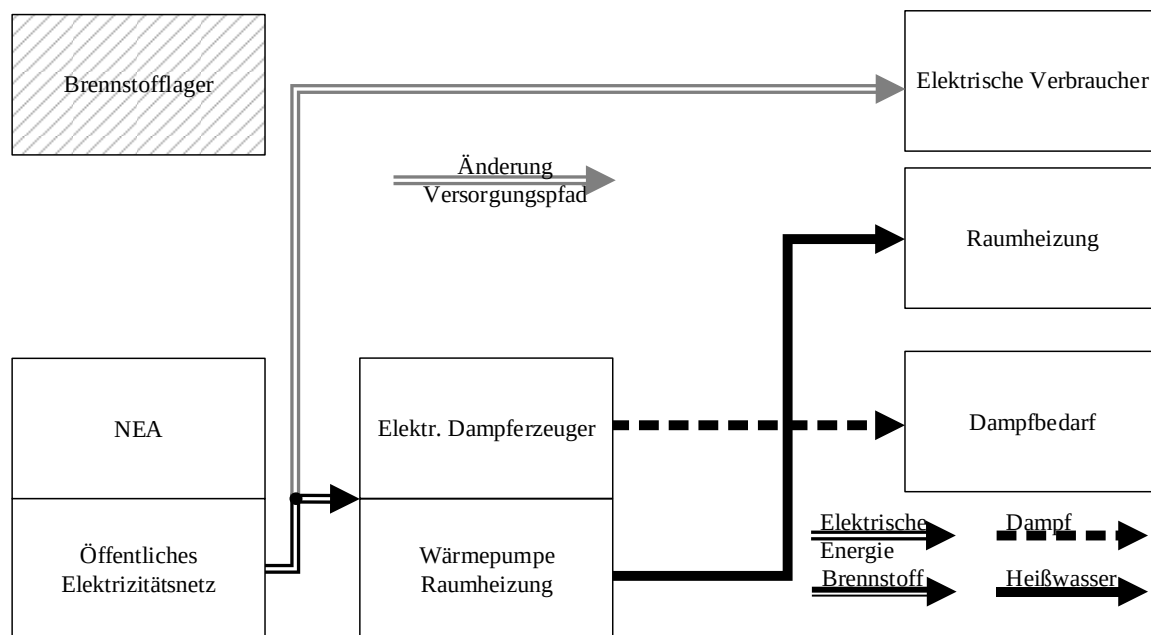


Abbildung 3-39: Szenario Ausfall des öffentlichen elektrischen Netzes und der Brennstoffversorgung

Für einen Ausfall des öffentlichen elektrischen Netzes dient die Brennstoffversorgung als Redundanz (in der NEA und im Kessel) und umgekehrt (über den elektrischen Dampferzeuger und die Wärmepumpe). Nicht betrachtet werden an dieser Stelle kombinierte Szenarien aus Anlagenausfall und Versorgungsausfall.

Kritisch ist der unwahrscheinliche Zustand, in dem ein Stromausfall und das Versagen der Brennstoffversorgung zum gleichen Zeitpunkt eintritt. Dieser Fall ist vergleichbar mit einem gleichzeitigen Stromausfall und dem Versagen von Kessel und Brennstoffzelle. Die NEA muss dann die gesamte Leistung für die notwendigen elektrischen Verbraucher, die Prozesswärme und ggf. für die Dampferzeugung liefern. Wird die Dampfbefeuchtung benötigt, beeinflusst dies den Bedarf nennenswert. Da die NEA der kritische Versorger ist, ist hier die Funktionstüchtigkeit zu garantieren. An dieser Stelle äußern sich die Einschränkungen, die eine elektrische Wärmeversorgung mit sich bringt. Ein Sterilisator der für das ZKF geplanten Größenordnung hat eine elektrische Spitzenlast von 50 kW [125]. Bei den vorgesehenen vier Sterilisatoren [48] können sich Spitzenlasten von 200 kW ergeben, was im Falle eines Ausfalls des elektrischen Versorgungsnetzes weitreichende Folgen hat. Die Netzersatzanlage muss im Notbetrieb die Leistung für das Krankenhaus liefern. Somit kann

es sein, dass die Sterilisation und die Dampfbefeuchtung für die Zeit des Stromausfalls abgeschaltet werden müssen. Es kommt in dem Fall auf die Dauer des Ausfalls an, inwieweit dies kritisch ist. Entgegenwirken kann entweder eine Redundanz für die Dampfbefeuchtung (möglicherweise mithilfe eines Kessels), oder die NEA muss deutlich größer ausgelegt werden. Da die Raumluftbefeuchtung nur wenige Tage im Jahr in Betrieb ist, ist die Wahrscheinlichkeit groß, dass diese zusätzliche Leistung beim Ausfall nicht benötigt wird. Die größere Auslegung ist aber bei rein elektrischer Wärmeversorgung unumgänglich. Folge wäre eine geringere Effizienz der Anlage.

3.7.4 Schlussfolgerungen

Es entsteht ein erheblicher Aufwand, wenn die energetische Notversorgung im Krankenhaus klimaneutral gestaltet werden soll. Bei Verzicht auf Fernwärmenutzung bedingt sich, dass die Wärmeversorgung bivalent gestaltet sein muss, beispielsweise auf elektrischer Energie und einem CO₂-neutralen Brennstoff basierend.

Vor allem aus ökonomischer Sicht ist die klimaneutrale Notversorgung nachteilig gegenüber herkömmlichen Verfahren. Nicht nur die Investitionskosten fallen wegen der zusätzlichen bivalenten Anlage höher aus, auch die spezifischen Energiekosten für regenerative elektrische Energie und ggf. erneuerbare Brennstoffe sind deutlich höher. Allerdings wird auch bei Anschluss an die Fernwärme im Normalfall eine redundante Kesselanlage genutzt, um den Dampf zu erzeugen, für die ebenfalls Investitionskosten anfallen. Eine Übererfüllung der gesetzlichen Vorgaben ist folglich nicht ungewöhnlich. Die vorgestellte bivalente Auslegung ist aus Sicherheitsaspekten gegenüber der Versorgung mit Fernwärme und einem weiteren Energieträger vorzuziehen. Die CO₂-neutrale Erzeugung der Fernwärme ist ab 2050¹⁷ geplant. Bis dahin sind folglich die beschriebenen Maßnahmen durch das Krankenhaus zu treffen.

Elektrische Wärmebereitstellung hat den großen Nachteil sehr großer Spitzenlasten. Dies ist ein weiterer ökonomischer Nachteil dieser Variante. Zurzeit ist elektrische Energie aber diejenige Energieform, die sich am unkompliziertesten und mit großer Versorgungssicherheit auch CO₂-neutral beziehen lässt. Daher lässt sich die elektrische Wärmeversorgung für das klimaneutrale Szenario vermutlich nicht umgehen.

Gleichzeitig konnte aufgezeigt werden, dass eine kohlenstoffdioxidfreie Versorgung auch mit der heutigen Anlagentechnik realisiert werden kann, selbst wenn es sich um eine kritische Infrastruktur wie bei der Versorgung von Krankenhäusern handelt. Das Hemmnis sind folglich nicht die technischen Möglichkeiten, sondern insbesondere ökonomische Abwägungen.

¹⁷ Während der Laufzeit von EEKlin haben die Stadtwerke Flensburg diese Zeitspanne auf 2045 verkürzt [97].

4 Simulierte Lastgänge

Um wie im Projekt EEKlin geplant, die Anlagen für die Energieversorgung gegenüberstellen zu können, ist eine genaue Kenntnis über die Energiebedarfscharakteristik in Form von Lastgängen nötig. Die Ermittlung eines Lastgangs erfolgt klassischerweise durch Messungen im Bestand. Die gemessenen Lastgänge lassen Schlussfolgerungen auf den Energiebedarf des Bestandsgebäudes zu, anhand dessen beispielsweise Einsparpotenziale erkannt und Energieeffizienzmaßnahmen umgesetzt werden können. Ebenso wird ein Lastgang zur Auslegung von Eigenversorgungsanlagen, Fernwärmeanschluss, Stromanschluss und der Dimensionierung der Kältemaschinen benötigt.

Insgesamt hängt der Energiebedarf von Krankenhäusern maßgeblich von den folgenden Faktoren ab [58, S. 63]:

- Bauart, Alter und Nutzung des Krankenhauses
- Klimatische Bedingungen am Standort
- Technische Ausstattung und Art der eingesetzten Energieträger
- Betrieb und Wartung der technischen Anlagen
- Auslastung der Betten und Intensität der medizinischen Versorgung

Während sich die klimatischen Bedingungen für Diako und ZKF gleichen, unterscheiden sich die Krankenhäuser teils wesentlich in den anderen genannten Punkten.

Zur Simulation der Lastgänge des ZKFs wurde ein Modell erstellt, mithilfe dessen geordnete Jahresdauerlinien der Kälte- und Wärmeabnahme prognostiziert wurden, wie in den nachfolgenden Abschnitten dargestellt ist.

Die Diako Flensburg bezieht die elektrische Energie sowie den Großteil ihres Wärmebedarfes über die Stadtwerke Flensburg. Es liegen Lastgänge der elektrischen Energie detailliert in Form von Viertelstundenwerten vor. Die vorhandenen Lastgänge werden in dieser Arbeit als nicht uneingeschränkt auf die Situation im ZKF übertragbar angesehen (siehe Abschnitt 4.2). Weiterhin wird ein mit Heizöl betriebener Dampfkessel zur Bereitstellung von Prozessdampf und der Nacherwärmung des Trinkwarmwassernetzes betrieben. Der Wärme- sowie der Kälteverbrauch werden in der Diako nur in monatlichen Abständen gemessen. Wegen der nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik entsprechenden Versorgungsstruktur und des nicht ausreichenden Detailgrads, werden für diese Wärmeträger, wie nachfolgend beschrieben, Simulationen vorgenommen.

4.1 Randbedingungen zur Simulation der Lastgänge

Eine vollständige Gebäudesimulation nach der DIN 18599 wird nicht durchgeführt. Es wird eine vereinfachte Simulation des Wärme- und Kälte-lastgangs vorgenommen. Die im Rahmen des Projektes angestrebten konzeptionellen Auslegungen sowie erste Schlussfolgerungen lassen sich mit der vereinfachten Simulation berechnen.

Im Folgenden werden die Eingangsparameter und das mathematische Modell für die Simulation beschrieben.

4.1.1 Abgrenzung des Betrachtungsbereiches

Das Modell berücksichtigt folgende Punkte:

- Äußere Lasten durch Transmission
- Äußere Lasten durch Infiltration aufgrund von Undichtheiten
- Äußere Lasten durch den Mindestaußenluftanteil der mechanischen Belüftung
- Innere Lasten der Personen

- Innere elektrische Lasten (Stromlastgang der Diako)
- Trinkwarmwassererzeugung
- Trinkwarmwasserzirkulation
- Kühlung der MRTs
- Kühlung weiterer medizinischer Geräte
- Luftbefeuchtung
- Standortabhängige Wetterdaten
- Dampfbedarf Sterilisation

4.1.2 Zonierung

Weiterhin wird das Gebäude in verschiedene Nutzungsbereiche aufgeteilt, auf die die Lasten mit unterschiedlicher Gewichtung verteilt werden können. Durch die Zonierung kann berücksichtigt werden, dass in einigen Räumen geheizt wird, während gleichzeitig andere Räume gekühlt werden müssen. In dem Fall des ZKFs wird das Gebäude in acht Zonen unterteilt. Jeder Zone kann ein gewisser Anteil der inneren Lasten direkt zugewiesen werden. Die übrigen inneren Lasten, die einer Zone nicht direkt zugewiesen werden können, werden nach den Flächenanteilen der jeweiligen Zone homogen verteilt. Tabelle 4-1 beinhaltet die Verteilung der inneren elektrischen Lasten auf die acht Zonen.

Tabelle 4-1: Anteile verschiedener Zonen am gesamten elektrischen Energiebedarf nach [52, S. 62]

Verbraucher	Flächenanteil in %	Davon außen-/ innenliegend	Anteil am elektrischen Energiebedarf in %
Pflegestation	40	50/50	15
Behandlungsbereiche	14	70/30	15
Küche und Cafeteria	3	90/10	8
OP-Stationen	6	0/100	4
ZSVA	1	80/20	8
Bürobereiche	5	100/0	2
Intensivstation	2	30/70	1
Sonstige Räume	29	60/40	7

Die übrigen inneren Lasten, verursacht durch elektrische Verbraucher, sind in Tabelle 4-2 dargestellt und werden anhand des Flächenanteiles der jeweiligen Zone homogen verteilt.

Tabelle 4-2: Anteile technischer Anlagen am el. Energiebedarf des Krankenhauses nach [52, S. 62]

Verbraucher	Anteil am elektrischen Energiebedarf in %
RLT-Ventilatoren	21
Aufzüge	3,5
Drucklifterzeugung	1,4
Sonstiges	16,1

Auch weitere innere Lasten durch Personen und die Wärmeverluste des Trinkwarmwassernetzes werden homogen auf die Flächen der einzelnen Zonen verteilt.

Da sich die äußeren Lasten nicht homogen auf die gesamte Fläche des ZKFs verteilen, werden in erster Näherung zwei unterschiedliche Bereiche definiert, auf die sich die äußere Last unterschiedlich verteilen lässt. Es wird in außenliegende und innenliegende Räume unterschieden, denen jeweils ein Anteil der äußeren Lasten zugewiesen werden kann. Dabei lässt sich jede Zone prozentual in einen innenliegenden und einen außenliegenden Raum aufteilen und somit die äußeren Lasten entsprechend verteilen.

4.1.3 Ermittlung der inneren und äußeren Lasten

Die inneren und äußeren Lasten wurden mithilfe einiger Annahmen ermittelt, welche in Tabelle 4-3 bis Tabelle 4-6 aufgeführt sind.

Tabelle 4-3: Eingabewerte zur Berechnung der Transmission durch die Außenhülle

Beschreibung	Fläche A in m ²	k-Wert W/(K·m ²)	in $H_T = A \cdot k$ in kW/K	Temperatur ϑ in °C
Grundfläche/Boden	50.000 ¹⁸	0,5 ¹⁹	25	-
Opake Fassaden	27.500 ²⁰	0,28 ¹⁹	7,7	-
Transparente Fassaden	27.500 ²⁰	1,5 ¹⁹	41,3	-
Dach	50.000 ¹⁸	0,2 ¹⁹	10	-
Raumlufttemperatur ²²	-	-	-	20
Bodentemperatur	-	-	-	12

¹⁸ Plandaten des ZKF Protokoll

¹⁹ EnEV 2016/ GEG 2020

²⁰ Referenzgebäude Klinikum Villingen-Schwenningen [92], skaliert auf das Zentralklinikum Flensburg

Tabelle 4-4: Eingabewerte zur Berechnung der Infiltration durch Undichtheiten

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
N ₅₀ -Wert ¹⁹	n_{50}	1,5	1/h
Raumvolumen ²⁰	V_R	566.525	m ³
Abschirmkoeffizient für Windschutz ²¹	e	0,07	-
Dichte der Luft	ρ_l	1,18	kg/m ³
Wärmekapazität Luft	$c_{p,l}$	1,01	kJ/(kg·K)
Infiltration durch Undichtheiten ²¹	$\dot{V}_I$	35.700	m ³ /h

Tabelle 4-5: Eingabewerte zur Berechnung des Mindestaußenluftanteils

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Außenluftanteil für Behandlungsbereich ²²	$\dot{V}_{P,B}$	95	m ³ /(P·h)
IDA 2 Wert	$\dot{V}_P$	45	m ³ /(P·h)
Außenluftanteil Intensiv ²²	$\dot{V}_{P,I}$	100	m ³ /(P·h)
Außenluftanteil pro OP ²²	$\dot{V}_{OP}$	1200	m ³ /(P·h)
Anzahl der OPs ¹⁸	n_{OP}	12	-

Die Werte wurden aus unterschiedlichen Quellen erhoben. In den Fällen, für die die Plandaten des ZKF schon vorhanden waren, konnten diese verwendet werden. Weitere Eingabedaten konnten mithilfe eines Referenzkrankenhauses (Villingen-Schwenningen) abgeschätzt werden [92]. Die zur Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben nötigen Werte wurden der EnEV (dem GEG) und den entsprechend gültigen Normen entnommen. Die Gleichungen für die äußeren Lasten durch Transmission, Infiltration und durch den Mindestaußenluftanteil den RLT-Anlagen werden in Abschnitt 3.5 erläutert. Dabei wird jedoch nicht auf die Wetterdaten der DIN 4710 zurückgegriffen, sondern auf aktuellere Daten des Deutschen Wetterdienstes DWD [27]. Die Daten stammen von der Wetterstation Schleswig aus dem Jahr 2017. Die Daten wurden nach dem Prinzip der DIN 4710 aufgearbeitet und für die Berechnung der äußeren Lasten verwendet.

Die folgende Tabelle listet die benötigten Eingabeparameter zur Berechnung der inneren Lasten auf.

²¹ DIN 18599-2 Infiltration S. 57

²² DIN 1946 Teil 4, Tabelle 1 S.16

Tabelle 4-6: Eingabewerte zur Berechnung der inneren Lasten

Beschreibung	Formelzeichen	Werte	Einheit
Spez. Kühllast Patient ²³	$\dot{q}_P$	125	W/P
Spez. Kühllast Personal ²³	$\dot{q}_{Pe}$	190	W/P
Anzahl der Betten ¹⁸	n_B	900	-
Bettenauslastung ²⁴	η_B	77	%
Anzahl des Personals pro Patient tagsüber ²⁵	$n_{P,T}$	1	-
Anzahl des Personals pro Patient nachts	$n_{P,N}$	0,5	-
Kühllast Personen tagsüber	$\dot{Q}_{P,T}$	218,3	kW
Kühllast Personen nachts	$\dot{Q}_{P,N}$	152,5	kW

Die durch Personen verursachte Kühllast wird dabei wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{P,T} = n_B \cdot \eta_B \cdot (\dot{q}_P + \dot{q}_{Pe} \cdot n_{P,T}) \quad \text{Gl 4-1}$$

Die Elemente der Gleichung sind in Tabelle 4-6 erläutert. Die Kühllast der Personen in der Nachtschicht wird analog berechnet.

Die übrigen inneren elektrischen Lasten werden mithilfe des Stromlastgangs der Diako abgeschätzt. Um nur die innerhalb der Bilanzgrenze wirksam werdenden Lasten zu berücksichtigen, wird der Lastgang der Wärme um den elektrischen Energiebedarf für die Kompressionskältemaschinen korrigiert, da die Abwärme in den Rückkühlwerken außerhalb der Bilanzgrenze wirksam wird. Die folgende Abbildung stellt einen Nutzungsbereich (Zone) und die wirkenden Lasten beispielhaft dar.

²³ VDI 2078 S. 25

²⁴ Krankenhausstatistik Statistisches Bundesamt: <http://www.gbe-bund.de/gbe10/i?i=529:39474741D>

²⁵ [124]

Q_T	= Äußere Last durch Transmission
Q_I	= Äußere Last durch Infiltration
Q_{AU}	= Äußere Last durch Mindestaußenluftanteil
Q_P	= Kühllast durch Personen
$Q_{TWW,Z}$	= Kühllast Zirkulation Trinkwarmwasser
P_{el}	= Kühllast durch elektrische Verbraucher
$P_{Kälte,el}$	= Kompressionskältemaschine elektrisch

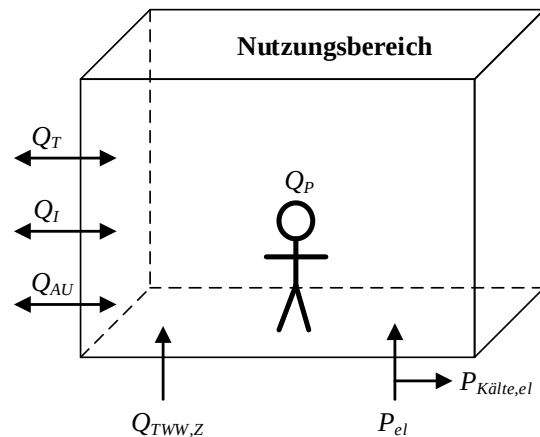


Abbildung 4-1: innere und äußere Lasten der Nutzungsbereiche

Weiterhin werden der Tag- und Nachtschicht unterschiedliche Lasten zugewiesen. Somit können unterschiedliche Personalbelegungen während der Tag- und der Nachtschicht berücksichtigt und die Mindestaußenluftvolumenströme der einzelnen Zonen entsprechend reduziert werden.

Der gesamte Wärmebedarf eines Krankenhauses besteht neben der Raumwärme aus der Trinkwassererwärmung und der Dampferzeugung für die ZSVA sowie der Luftbefeuchtung, welche mitberücksichtigt wird.

Der Lastgang der Trinkwarmwasserbereitstellung konnte in der Diako über vier Wochen gemessen werden. Interne monatliche Aufzeichnungen über den Zählerstand des Trinkwarmwassers über mehrere Jahre lassen darauf schließen, dass der Verbrauch an Trinkwarmwasser saisonal unabhängig ist. Die vierwöchige Messung wurde somit als Referenz für das ganze Jahr angenommen, wobei Feiertage zusätzlich berücksichtigt wurden. Der sich ergebende Lastgang wurde für das ZKF mit dem Faktor 1,5 multipliziert.

Der Lastgang der Dampfbereitstellung für die Sterilisation in der ZSVA konnte mithilfe der in [56] ermittelten Verbrauchsdaten zur Dampfsterilisation simuliert werden. Hierfür wurde angenommen, dass die Wärmeverluste an der Oberfläche der Verteilungsrohre gering sind, sodass diese nicht berücksichtigt wurden.

Der ermittelte Jahresenergiebedarf für die Dampfbefeuchtung entspricht dem Energiebedarf der Diako Flensburg, multipliziert mit dem Faktor 1,5. Die Dampfbefeuchtung wird in der Simulation eingeschaltet, wenn die Außenluft eine absolute Feuchte von 4,4 g/kg unterschreitet. Dies entspricht einer relativen Feuchte von 30 % bei 20 °C. Der Dampfbedarf ist dabei zur Höhe der Unterschreitung der absoluten Feuchte proportional, wobei der Proportionalitätsfaktor angepasst wurde, bis der simulierte Jahresenergiebedarf mit dem berechneten Jahresenergiebedarf übereinstimmt.

4.2 Elektrische Energie

Für das ZKF ist ein anderer elektrischer Lastverlauf als der, den die Diako aufweist, zu erwarten. Zunächst wurde ein Faktor von 1,5 gegenüber der Diako für das ZKF angesetzt. Während durch Effizienzmaßnahmen einige Prozesse weniger Energie benötigen werden, gibt es auch gegenläufige Tendenzen.

Verbrauchsmindernde Einflüsse:

- Effizienzmaßnahmen (Effizientere Antriebe, Anlagen auf dem neuesten Stand der Technik)
- Intelligente Regelungen (Beleuchtung, Klimaanlage, Nachtabstaltung etc.)

Verbrauchssteigernde Einflüsse:

- Höherer Technisierungsgrad (mehr elektrische Verbraucher, höherer Standard bspw. in der Ausstattung von Patientenzimmern)
- Vermehrter Kältebedarf wegen besserer Gebäudehülle (Wärmeverluste minimiert, höherer Kühlbedarf im Sommer wegen innerer Lasten)
- Erhöhte Serverkapazitäten

Insgesamt ist die Vermutung naheliegend, dass sich diese Effekte bis zu einem gewissen Grad ausgleichen. Daher wird der Faktor von 1,5 für den Jahresenergiebedarf als realistisch angesehen. Gleichzeitig führen die Maßnahmen zu einer Veränderung des Lastgangs und maßgeblich auch zu einem anderen Verlauf der geordneten Jahresdauerlinie.

Einerseits sollte die Grundlast im Verhältnis deutlich geringer ausfallen. Aktuell weist die Diako eine Grundlast (Mittelwert zwischen 7.000 und 8.000 h) von 440 kW auf. Der Jahresenergiebedarf liegt bei 4.870 MWh für 2020. Somit macht die Grundlast (440 kW über 8.760 h) einen Anteil von 79 % am Jahresenergiebedarf aus. Häuser auf dem aktuellen Stand der Technik mit 1.000 Betten (vergleichbar mit dem ZKF) liegen nach [8] knapp über 60 %. Nimmt man für den Bedarf des ZKFs den mit dem Faktor 1,5 multiplizierten Jahresenergiebedarf der Diako an (7.304 MWh) und bestimmt die Grundlast als 60 % dieses Wertes, erhält man einen Wert von 500 kW für das ZKF. Gegenüber der Diako liegt in Bezug auf die Grundlast also lediglich ein Faktor von 1,14 vor.

Daraus ergibt sich andererseits, dass ein größerer Anteil des Verbrauchs auf die tatsächlichen Nutzungszeiten zurückgehen muss. Die Grundlast ergibt sich außerhalb der Nutzungszeiten nachts. Die Abnahme während der Nutzungszeit und am Tag an den Wochenenden und Feiertagen fällt daher höher aus. Somit muss die Form des Lastgangs korrigiert werden, um eine plausible Prognose zu tätigen. Dabei soll der 1,5-fache Jahresenergiebedarf der Diako beibehalten, der Lastgang in seiner Form aber angepasst werden. Es soll eine Exponentialfunktion zur Modellierung verwendet werden, deren Form der zu erwartenden Änderung entspricht.

Die Modellierung erfolgt, indem der Faktor 1,14, den die geordnete Jahresdauerlinie an der Stelle 7.500 h, hier als „Drehpunkt“ bezeichnet, aufweisen soll, als Stützpunkt verwertet wird. Es ergibt sich dazu ein Faktor x im Exponenten unter der Bedingung, dass das Integral unter der Kurve dem festgelegten Jahresenergiebedarf entsprechen muss. Als Gleichung lässt sich formulieren:

$$P_{ZKF}(\tau) = P_{Diako}(\tau) \cdot (1,14 \cdot e^{-x \cdot (7.500 \text{ h} - \tau)}) \quad \text{Gl 4-2}$$

Diese gilt unter folgender Bedingung:

$$E_{a,ZKF} = \sum_{\tau=1}^{8.784 \text{ h}} P_{ZKF}(\tau) = 1,5 \cdot \sum_{\tau=1}^{8.784 \text{ h}} P_{Diako}(\tau) = 1,5 \cdot E_{a,Diako} \quad \text{Gl 4-3}$$

Es handelt sich um ein Schaltjahr mit 8.784 h. Es ergibt sich ein Faktor $x = -1,802 \cdot 10^{-5}$.

Dabei wird zunächst die Leistung P_{Diako} der geordneten Jahresdauerlinie der Diako verwendet und der resultierende Wert für das ZKF P_{ZK} bestimmt. τ ist in den Gleichungen also nicht der Zeitpunkt, zu dem ein Wert im Lastgang auftritt, sondern die Jahresstunde, die in der geordneten Jahresdauerlinie zugewiesen wird. Anschließend werden die Werte wieder nach dem Messzeitpunkt geordnet, um den Lastgang zu erhalten.

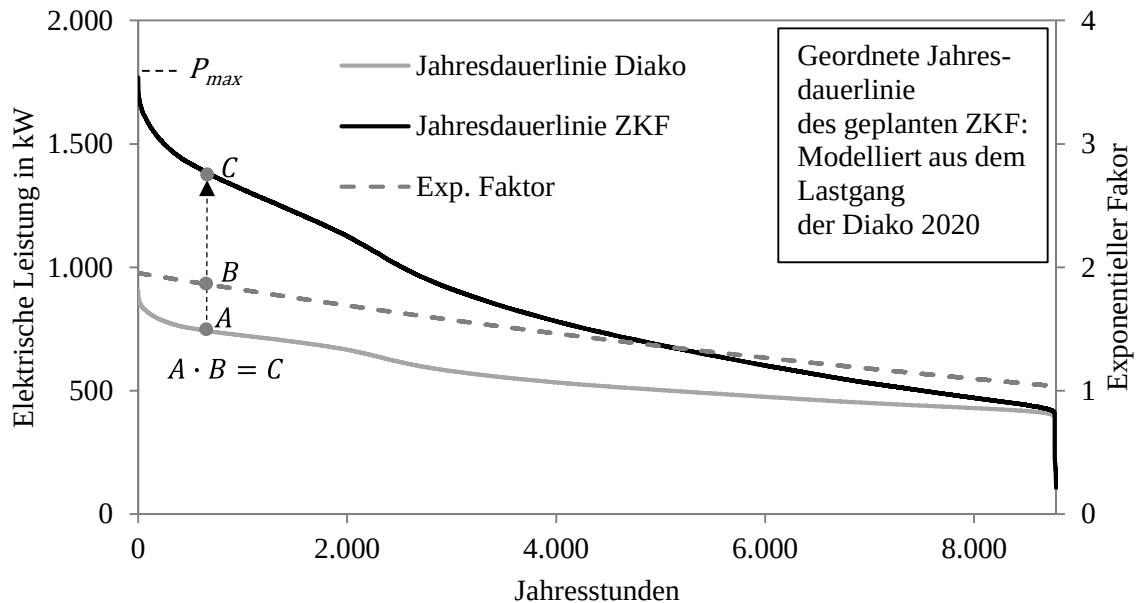


Abbildung 4-2: Modulationsfunktion und elektr. geordnete Jahresdauerlinien Diako und Modell ZKF

Mithilfe dieser Darstellung lassen sich unterschiedliche Szenarien erstellen. Soll beispielsweise die Luftbefeuchtung künftig mit elektrischer Energie versorgt werden, kann zum entsprechenden Zeitpunkt die zusätzliche Leistung aufaddiert werden. Dasselbe Vorgehen ist für eine Wärmeversorgung mit elektrischer Energie beispielsweise durch eine Wärmepumpe der Fall. Aber auch eine Reintegration der Küche kann abgebildet werden. Aus den aufaddierten Lastgängen kann daraufhin eine gemeinsame geordnete Jahresdauerlinie erstellt und somit die Auswirkungen der anzunehmenden Gleichzeitigkeit abgebildet werden (neuer Spitzenverbrauch, Lastverlauf etc.).

Aus den Ergebnissen wird in Abbildung 4-3 und Abbildung 4-4 der Lastverlauf sowie ein Carpetplot generiert (siehe zur Erläuterung auch Abschnitt 3.3.1). Wie ersichtlich, wird der Verbrauch über die Nachtstunden deutlich reduziert, während die Spitzen am Tag deutlich hervortreten.

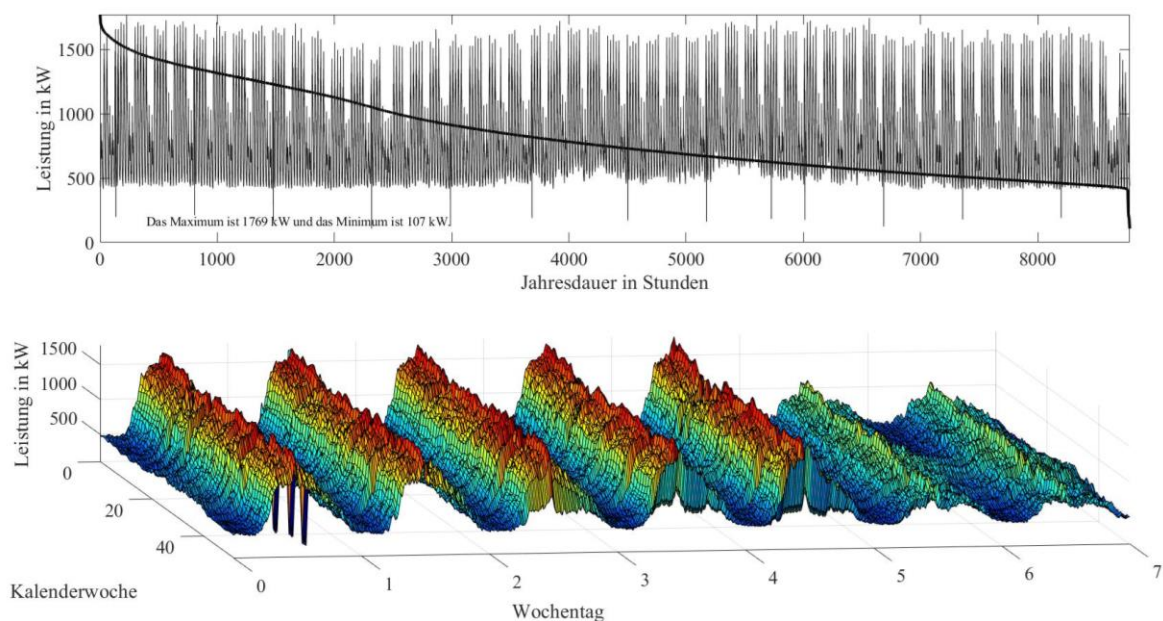


Abbildung 4-3: Grafische Darstellung elektrische Energie – Modell ZKF

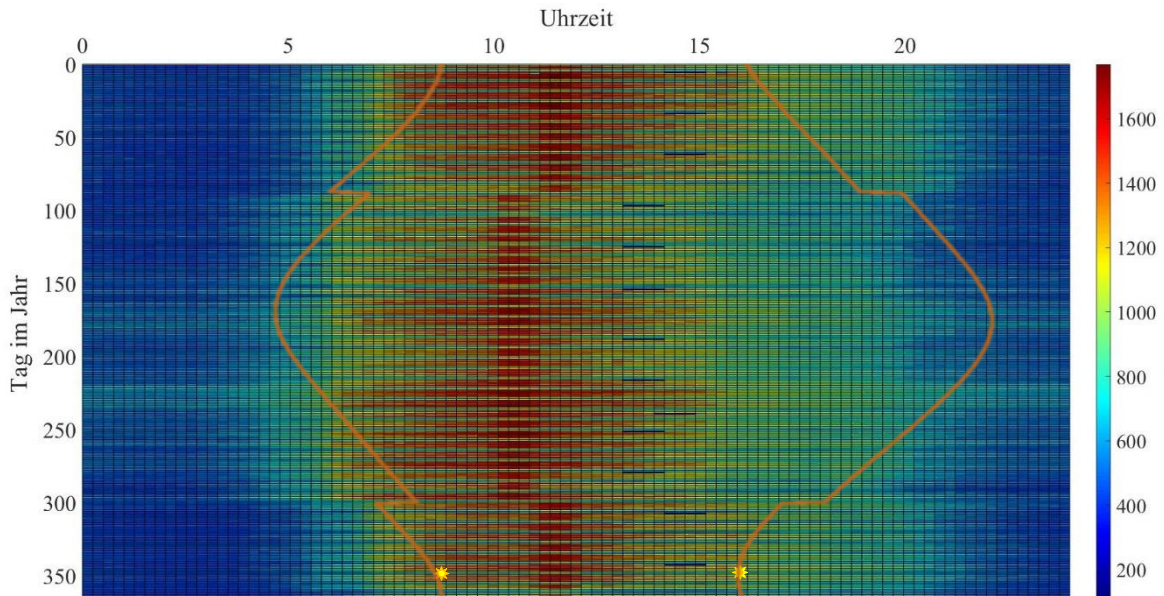


Abbildung 4-4: Carpetplot elektrische Energie – Modell ZKF

4.3 Kälte

In Tabelle 4-7 ist der thermische Jahresenergiebedarf verschiedener Kälteanwendungen aufgelistet.

Tabelle 4-7: Ermittelter Jahresenergiebedarf Kälte im ZKF

Einsatzgebiet	Jahresverbrauch in MWh	Temperaturbereich in °C
Klimakälte	3.310	$\vartheta_{VL} = 6$ bis 18 (technologieabhängig)
Kältebedarf MRT	205	6 bis 12
Kältebedarf Tiefkühlgeräte	210	-20 bis -35
Kälte Medikamentenschränke	81	2 bis 12
Sonstige medizinische Geräte	79	-

Bei den Tiefkühlgeräten, den Medikamentenschränken und weiteren medizinischen Geräten wurde eine Liste der sich im Einsatz befindenden medizinischen Geräte ausgewertet, der Jahresbedarf für jedes kältetechnische Gerät recherchiert (siehe Anhang in Abschnitt 8.3) und der Gesamtbedarf mit dem Faktor 1,5 multipliziert. Da der Kältebedarf für diese Geräte im Gegensatz zur Klimakälte vergleichsweise gering ist, wurde auf die Ermittlung einzelner Lastgänge verzichtet. Die betrachteten Tiefkühlgeräte werden zum großen Teil zur Blutplasmalagerung verwendet.

Der Kältebedarf der MRTs beruht auf Messdaten der Kältemaschinen der Diako Flensburg, welche die Abwärme der MRTs abführen und ist witterungsunabhängig.

In Abbildung 4-5 sind die Jahresdauerlinien für die Klimakälte mit und ohne Berücksichtigung des Kältebedarfs der MRTs abgebildet. Der Kältebedarf für Tiefkühlanwendungen wurde in einer dritten Jahresdauerlinie abgebildet, mit der Vereinfachung, dass der Kältebedarf sich über den Tag nicht verändert.

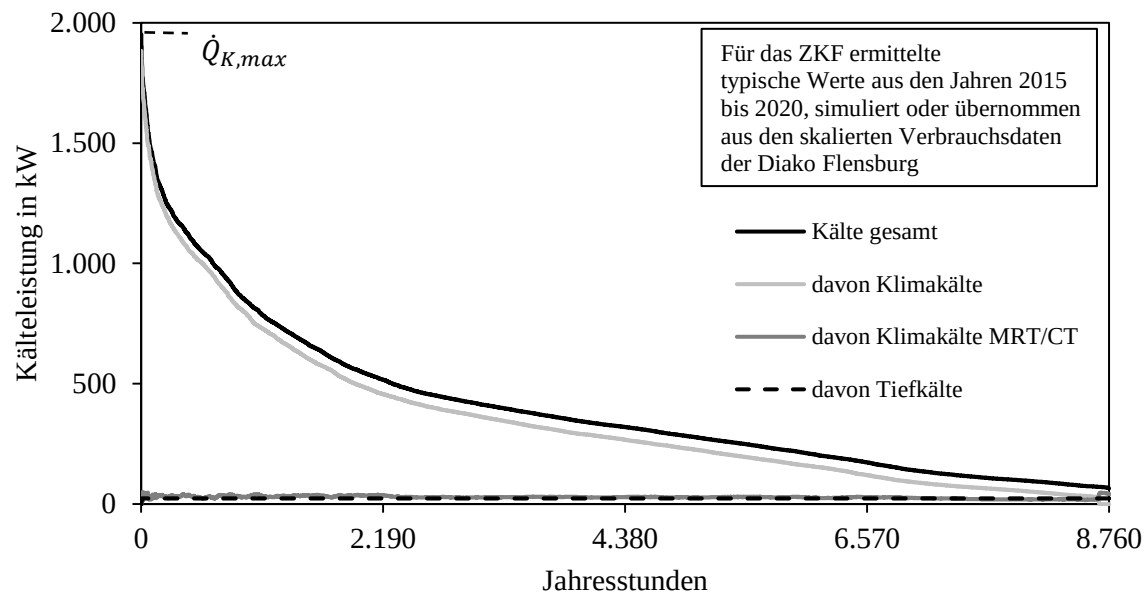


Abbildung 4-5: Simulierte geordnete Jahresdauerlinien Kälte

Der Kältebedarf der Medikamentenschränke und sonstiger medizinischer Geräte wird in den dargestellten geordneten Jahresdauerlinien vernachlässigt. Bei diesen Geräten handelt es sich größtenteils um mobile und verstreut aufgestellte Geräte, die nicht zentral versorgt werden können. Die Kältebereitstellung ist in diesen Geräten bereits integriert und die Wärmeabgabe des Verdampfers erfolgt direkt in den Raum, in welchem sich das medizinische Gerät befindet.

Bei der Klimakälte ist berücksichtigt, dass die einzelnen Räume durch vorgeschriebene Mindestaußenluftvolumenströme die meiste Zeit des Jahres bereits gekühlt werden. Die dargestellte Klimakälte beinhaltet daher die zusätzlich benötigte Kälte, die benötigt wird, um die geforderte Raumlufttemperatur der einzelnen Zonen einhalten zu können.

4.4 Raumwärme, Trinkwarmwasser, Dampf

In Tabelle 4-8 ist der Jahresenergiebedarf für verschiedene Anwendungen im ZKF aufgelistet.

Tabelle 4-8: Ermittelter Jahresenergiebedarf Wärme im ZKF

Einsatzgebiet	Jahresverbrauch in MWh	Temperaturbereich in °C
Heizwärme/Raumwärme	3.884	$\vartheta_{VL} = 30$ bis 60 (technologieabhängig)
Trinkwassererwärmung und Zirkulationsnacherwärmung	1.152	63
Dampferzeugung (Befeuchtung)	478	≥ 100
Dampferzeugung (Sterilisation)	101	134

Der Dampfbedarf für die Sterilisation fällt so gering aus, dass auf die Unterscheidung des Dampfbedarfes für die Sterilisation und die Luftbefeuchtung für die in Abbildung 4-6 dargestellten

Jahresdauerlinien verzichtet wird. Der Jahresheizenergiebedarf liegt bei der angenommenen Nettogrundfläche von 100.000 m² [48] bei einem Wert von 37,3 MWh/m².

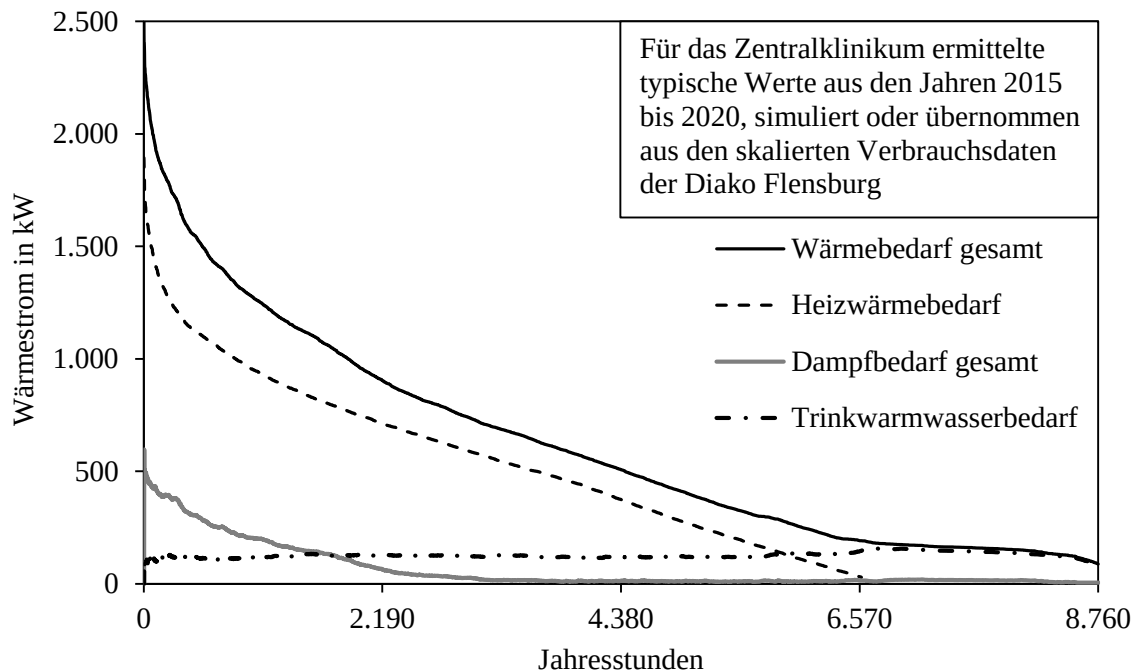


Abbildung 4-6: Simulierte geordnete Jahresdauerlinien Wärme

Aus den in Abbildung 4-6 dargestellten geordneten Jahresdauerlinien wird der Einfluss der Heizwärme, der Trinkwarmwassererzeugung und der Dampferzeugung ersichtlich. Während der Heizwärmebedarf in den Sommermonaten meist auf null sinkt, generiert die Trinkwarmwassererzeugung einen ganzjährigen Wärmebedarf. Die Dampferzeugung bewirkt insbesondere in den Wintermonaten aufgrund der Raumluftbefeuchtung einen erhöhten Wärmebedarf. Da in den Wintermonaten zusätzlich der Heizwärmebedarf sein Maximum erreicht, erhöht sich der Spitzenverbrauch in der geordneten Jahresdauerlinie.

4.5 Monatliche Auflistung von Wärme, Strom und Kälte

Die monatliche Auflistung des Energiebedarfes an Wärme, Kälte und Strom ist gesamthaft in Abbildung 4-7 dargestellt.

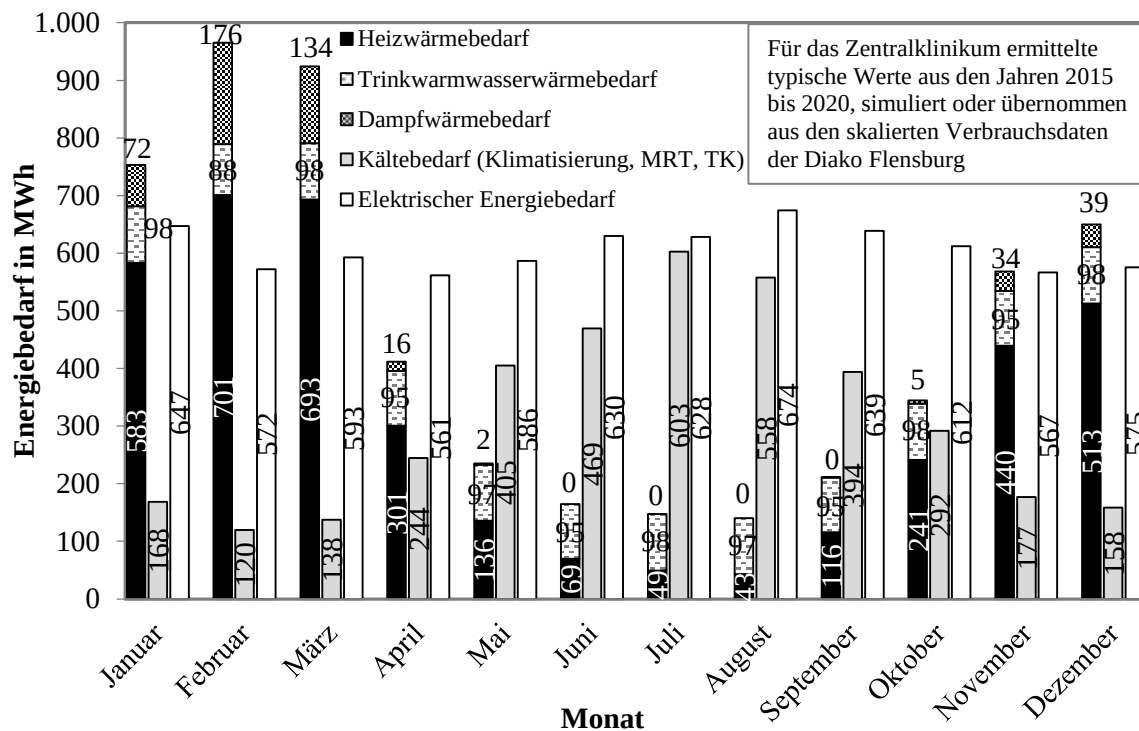


Abbildung 4-7: Modellierter monatlicher Energiebedarf ZKF

Der elektrische Energiebedarf unterliegt stündlichen Schwankungen, schwankt über das gesamte Jahr jedoch nur geringfügig. Der Wärmebedarf sinkt erwartungsgemäß im Sommer, während der Kältebedarf in den Wintermonaten sein Minimum erreicht. Der Kältebedarf der Medikamentenschränke und sonstiger medizinischer Geräte ist auch hier nicht aufgelistet, da diese für die Auslegung der zentralen Kälteversorgung keine Relevanz haben.

In Tabelle 5-1 ist aufgelistet, mit welchen Kosten und Emissionen der Bezug von elektrischer Energie und Fernwärme zu bewerten ist. Die genaue Ermittlung der Kosten ist in Abschnitt 2.1 dokumentiert, während die CO₂-Emissionen und die Primärenergiefaktoren für die Jahre 2018 und 2030 der Masterthesis von LINDEMANN [69] entnommen wurden.

Tabelle 5-1: Energiekosten und Emissionen für die bezogene Energie des ZKF

Energieträger	Kosten für 2030	CO ₂ -Emissionen	PE-Faktoren
Fernwärme	80 €/MWh (Arbeitspreis)	261 kg/MWh (2018)	0,70 (2018)
	100 €/MWh (inkl. Grundpreis)	130 kg/MWh (2030)	0,54 (2030)
Strom	200 €/MWh	710 kg/MWh (2018)	2,49 (2018)
		493 kg/MWh (2030)	2,14 (2030)

Zusätzlich ist ein Messstellenplan entstanden, mithilfe dessen die Planung der Messtechnik für das ZKF gegenüber dem Stand der bestehenden Krankenhäuser verbessert werden soll. Beispielhaft ist dieser für die Nutzung einer KWK-Anlage in dargestellt.

Mögliche Datenermittlung anhand der Messstellen:

- ☐ Wirkungsgrad (KWK)
- ☐ Jahresnutzungsgrad (KWK)
- ☐ Lastgang Wärme (KWK)
- ☐ Lastgang el. Energie (KWK)
- ☐ Brennstoffbedarf

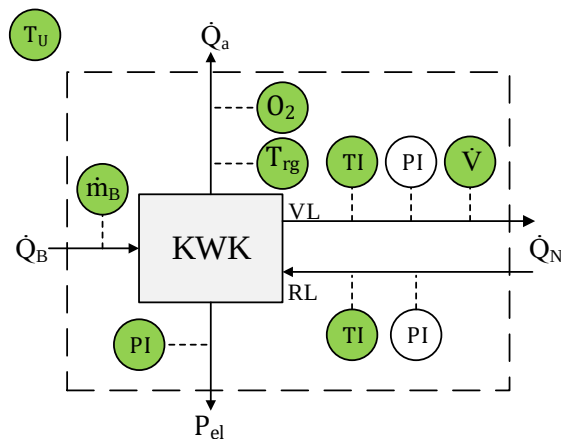


Abbildung 5-2: Messstellenplan für KWK-Anlage im ZKF

Weitere Anlagen, wie eine Fernwärmeübergabestation und ein Dampfkessel sowie die Kälteversorgung und die Drucklifterzeugung sind ebenfalls im Messstellenplan abgebildet worden.

Anders als im Fall des Bestandsgebäudes stünden durch die Intensivierung der Datenerfassung Werte zur Verfügung, die bei der Anlagenauslegung benötigt werden, sowie unter anderem zum Nachweis der Auswirkungen von Effizienzmaßnahmen aber auch im Störfall.

5.1 Kraft-Wärme-Kopplung

5.1.1 KWK mittels BHKW

Im nachstehenden Abschnitt wird die Kraft-Wärme-Kopplung mittels BHKW bezüglich ihres Primärenergiebedarfes und ihrer CO₂-Emissionen bewertet.

Als Alternativen zur energetischen Versorgung des ZKFs ergeben sich einerseits die Nutzung von CO₂-neutralen bzw. im Übergang CO₂-armen Brennstoffen und andererseits die Direktnutzung von (regenerativ erzeugtem) Strom. Für die Verbrennungsprozesse bzw. die chemische Verwertung in Brennstoffzellen ist zur Steigerung des Gesamtnutzungsgrades die gleichzeitige Abwärmenutzung unter der Zielsetzung der Energieeffizienz unumgänglich.

Eingrenzung der Untersuchung

Nach der Auswahl der technisch umsetzbaren Energieerzeugungsanlagen erfolgt üblicherweise die Auslegung einer KWK-Anlage durch eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung. Das Projektziel sieht keine vollumfängliche Auslegung des BHKWs nach wirtschaftlichen Aspekten vor, sondern beschränkt sich auf die energetische Betrachtung, welche durch den Primärenergiebedarf und die CO₂-Emissionen beschrieben werden sollen.

Auslegung des BHKWs nach den simulierten Jahresdauerlinien des ZKF

Die Betriebsart einer KWK-Anlage wird in strom- und wärmegeführten Anlagenbetrieb unterschieden. Im stromgeführten Betrieb erfolgt die Auswahl sowie die Dimensionierung der KWK-Anlage anhand der elektrischen Bedarfswerte. Für einen effizienten Betrieb muss sichergestellt werden, dass die anfallende Wärme zu jeder Zeit genutzt werden kann. Beim wärmegeführten Anlagenbetrieb wird anhand der thermischen Bedarfswerte dimensioniert und betrieben. Dies ist in der Praxis die übliche Betriebsweise, da überschüssiger Strom in das meist vorhandene zentrale Stromnetz eingespeist wird, wohingegen überschüssige Wärme häufig nicht mehr nutzbringend eingesetzt werden kann. Die Auslegung der KWK-Anlage erfolgt typischerweise anhand der geordneten Jahresdauerlinie für Wärme. Die Simulation dieser wird in Abschnitt 4.4 für das ZKF beschrieben. Die thermische Nennleistung der KWK-Anlage wird nicht auf die Spitzenlast des Wärmebedarfes ausgelegt, da dann die Anlage nur eine sehr geringe Zeit mit der Nennleistung betrieben werden kann.

Da der Fokus der Arbeit nicht auf einer wirtschaftlichen Betrachtung liegt, wird keine Berechnung des optimalen wirtschaftlichen Betriebs vorgenommen. Stattdessen wird die Auslegung anhand typischer Literaturwerte durchgeführt. Ein wesentliches Kriterium hierfür ist die Anlagenauslastung, welche in Vollbenutzungsstunden angegeben wird. Diese wird durch die thermische Jahresarbeit bezogen auf die Nennleistung der KWK-Anlage wie folgt bestimmt [66, S. 27]:

$$\tau_{VBS} = \frac{Q_{KWK}}{\dot{Q}_{Nenn}} \quad \text{Gl 5-1}$$

Eine KWK-Anlage sollte für einen wirtschaftlichen Betrieb 4.500 bis 6.000 Vollbenutzungsstunden aufweisen [73, S. 28]. Bei einer Anlage, die für ein Krankenhaus ausgelegt wird, gelten 6.000 VBS als Mindestanforderung [73, S. 28]. Für den Teillastbereich wurde nach einem Fachgespräch mit dem BHKW-Hersteller 2G Energy AG eine minimale Teillast von 50 % angenommen [13]. Es wird diejenige Nennleistung unter diesen Randbedingungen (minimale Teillast 50 % und mindestens 6.000 VBS) ermittelt, für die ein Optimum der Jahresarbeit erreicht wird. Für jede mögliche thermische Nennleistung (zwischen 2.142 kW und 1 kW) wurde die Jahresarbeit für den Nenn- und Teillastbereich ermittelt. Daraus ließen sich die jeweiligen Vollbetriebsstunden nach Gl 5-1 berechnen. Für alle Nennleistungen, in denen das BHKW mehr als 6.000 Vollbetriebsstunden aufweisen kann, wird die Jahresarbeit berechnet. Für die maximale Jahresarbeit wird die dazugehörige Nennleistung ausgegeben, nach welcher das BHKW dimensioniert wird. In Abbildung 5-7 wird das Fließschema für die Berechnung in Excel dargestellt.

Die Berechnung ergibt eine thermische Nennleistung der KWK-Anlage von 400 kW. Für die Berechnung der Szenarien in Abschnitt 5.1.2 sollen ein LPG-betriebenes BHKW und ein wasserstoffbetriebenes BHKW betrachtet werden. Dafür wurde auf dem Markt nach BHKWs recherchiert, welche eine thermische Nennleistung von rund 400 kW bereitstellen. Da LPG-gefeuerte BHKWs in dieser Größenordnung einen Nischenmarkt bedienen, optimieren nur wenige Hersteller den Betrieb ihrer BHKWs auf den Brennstoff LPG. Das für diese Arbeit gewählte BHKW ist von

dem Unternehmen R. Schmitt Enertec GmbH. Der Markt für wasserstoffbetriebene BHKWs ist zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung ebenfalls überschaubar, wobei hier in Zukunft mit einem deutlich wachsenden Markt zu rechnen ist. Das Unternehmen 2G Energy AG bietet bereits heute Wasserstoff-BHKWs an und hat daher Referenzprojekte vorzuweisen.

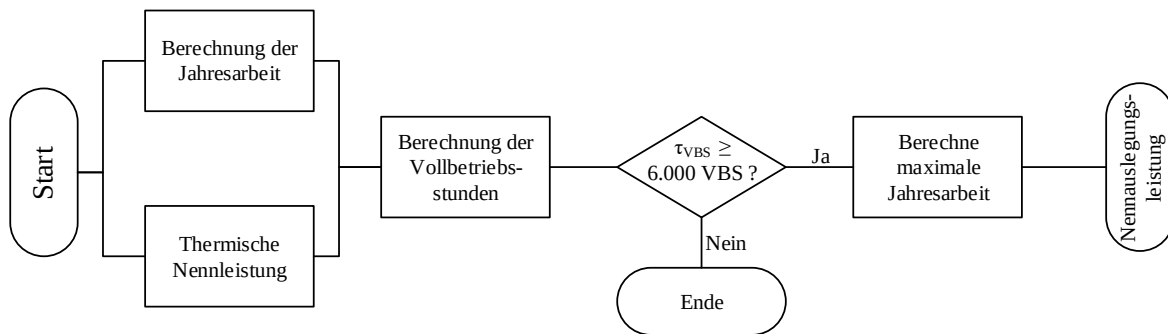


Abbildung 5-3: Fließschema zur Berechnung der Nennleistung der KWK-Anlage

Die wichtigsten Daten der BHKWs sind in Tabelle 5-2 zusammengestellt.

Tabelle 5-2: Daten LPG- und Wasserstoff-BHKW aus Datenblatt oder berechnet²⁶

Beschreibung	Bezeichnung	LPG-BHKW	H ₂ -BHKW	Einheit
Elektrische Leistung	P_{el}	233	360	kW
Thermische Leistung	$\dot{Q}_{th}$	395	371	kW
Brennstoffbedarf	$\dot{Q}_B$	750	1050	kW
El. Wirkungsgrad	η_{el}	31,0	34,3	%
Th. Wirkungsgrad	η_{th}	52,7	35,3	%
Brennstoffausbeute	η_{ges}	83,7	72	%
Stromkennzahl	σ	0,58	0,95	-
Jahresnutzungsgrad Strom	$\bar{\eta}_{el}$	30,1	33,4	%
Jahresnutzungsgrad Wärme	$\bar{\eta}_{th}$	52,2	35,2	%
Jahresnutzungsgrad gesamt	$\bar{\eta}_{ges}$	82,4	68,6	%

Da die Teillast auf die elektrische Leistung bezogen ist und der thermische Wirkungsgrad des BHKWs in Teillast steigt, schaltet das BHKW bezogen auf die thermische Leistung schon bei 57 % (225 kW²⁷) Teillast aus. Dies reduziert die Volllaststunden auf 5.925 h. Im Folgenden soll die Berechnung für das LPG-BHKW durchgeführt werden. Das Vorgehen für die Berechnung des Wasserstoff-BHKWs ist identisch und im Rahmen der Masterarbeit von LINDEMANN [69, S. 53 ff.] berechnet worden. Die Ergebnisse für beide BHKWs sind in Tabelle 5-3 aufgeführt. Die Bereitstellung der Wärme durch das LPG-BHKW sowie ergänzend durch Fernwärme ist in Abbildung 5-4 dargestellt.

²⁶ Werte auf H_s bezogen Datenblatt aus [69, S. 104 ff.]

²⁷ [69, S. 104 ff.]

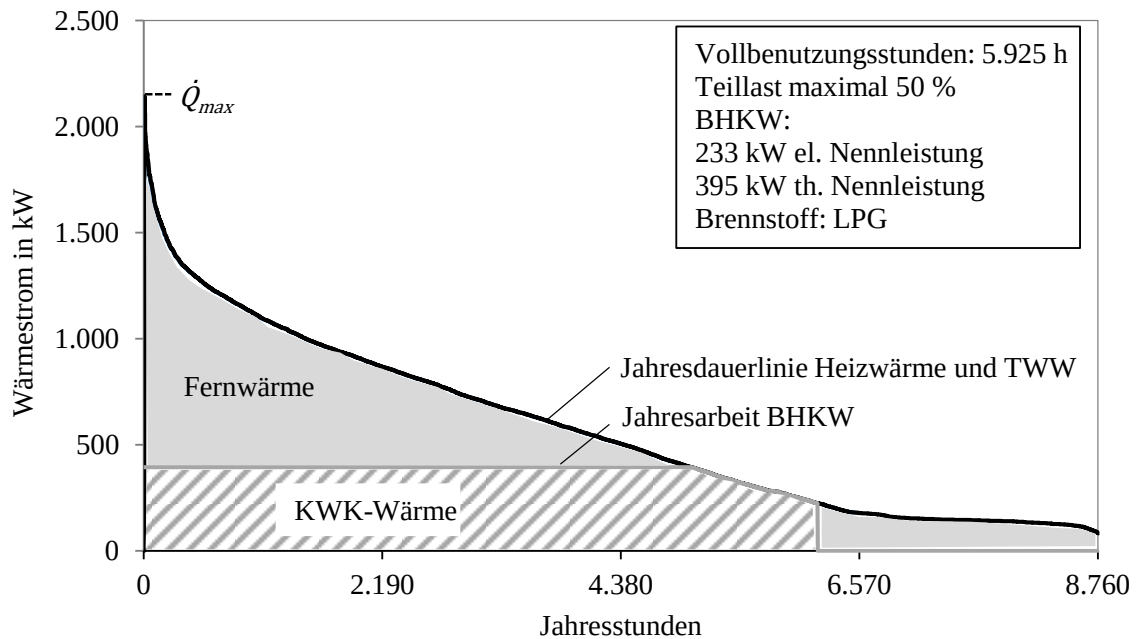


Abbildung 5-4: Geordnete Jahresdauerlinie für Wärme und Jahresarbeit des LPG-BHKWs

Das BHKW reduziert den extern bezogenen maximalen Wärmestrom von 2.142 kW auf 1.747 kW um 18 %. Dabei werden 2.340 MWh und somit 46,5 % der Jahresarbeit von dem BHKW gedeckt. Das BHKW läuft dabei 5.013 Betriebsstunden in Volllast und 1.174 Betriebsstunden in Teillast. 2.573 Stunden wird das BHKW abgeschaltet, da der Wärmebedarf zu gering ist.

Es soll nun der elektrische Lastgang ermittelt werden. Dabei werden die Teillastwirkungsgrade mitberücksichtigt. Es wird für jeden Punkt im Teillastbereich der Wirkungsgrad ermittelt. Das Datenblatt [69, S. 104] gibt die Wirkungsgrade für die Betriebspunkte bei 100 %, bei 75 % und bei 50 % an. In Excel wurde mithilfe der Trendfunktion (Polynom 2. Grades) eine Funktion durch alle Punkte angenähert und in Abbildung 5-5 dargestellt.

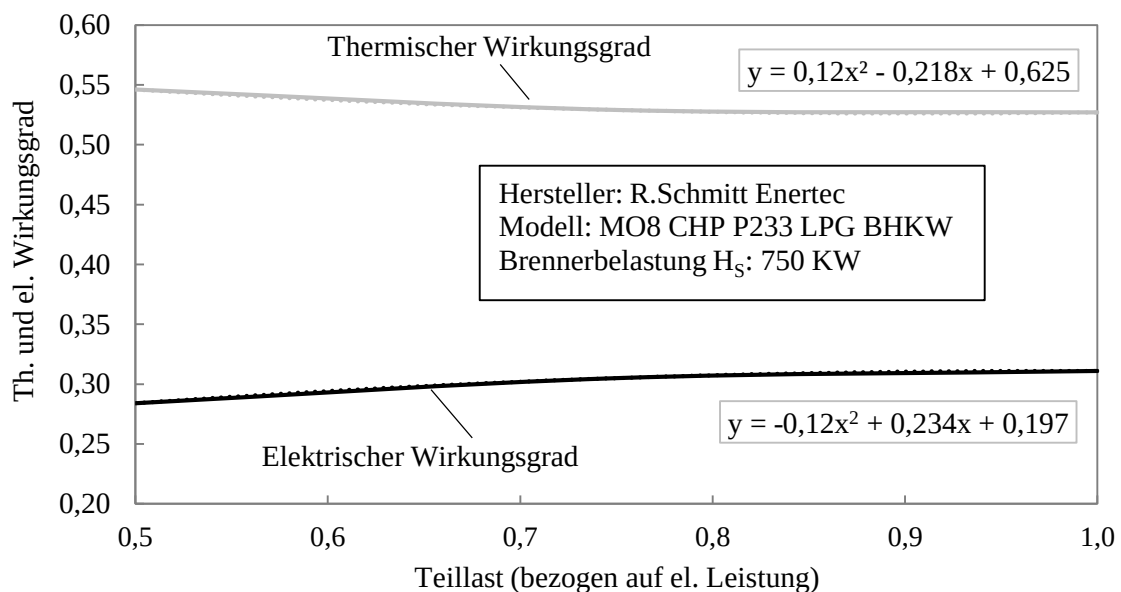


Abbildung 5-5: Elektrischer und thermischer Wirkungsgrad im Teillastbereich

Der thermische Wirkungsgrad steigt im Teillastbereich, während der elektrische Wirkungsgrad sinkt. Für jede Betriebsstunde des BHKWs im Jahr wird nun mithilfe der jeweiligen thermischen Leistung und der entsprechenden Teillastwirkungsgrade die dazugehörige elektrische Leistung wie folgt berechnet:

$$P_{el,i} = \frac{\dot{Q}_{th,i}}{\eta_{th,i}} \cdot \eta_{el,i} \quad \text{Gl 5-2}$$

Diese kann nun auf den elektrischen Lastgang des ZKF übertragen werden. Dabei ist darauf zu achten, dass der elektrische Lastgang und die elektrische Leistung des BHKWs zeitlich korrekt zugeordnet werden. Die Reduktion des elektrischen Energiebedarfes durch das BHKW und die daraus resultierenden Jahresdauerlinien sind in Abbildung 5-6 gezeigt.

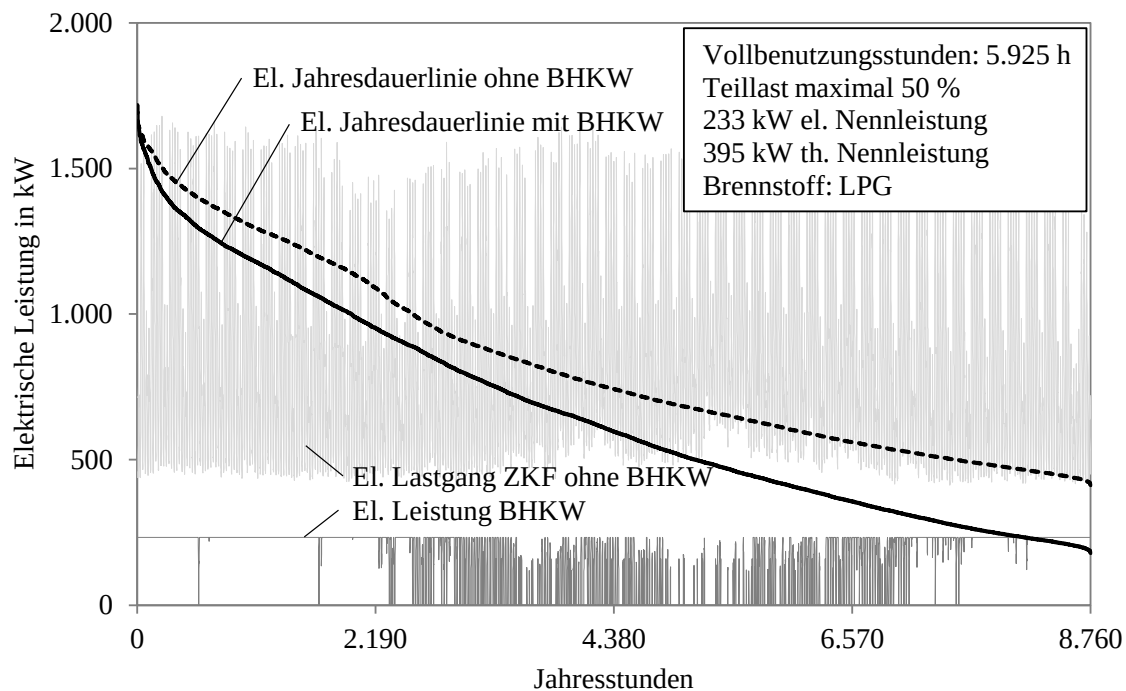


Abbildung 5-6: Lastgang und geordnete Jahresdauerlinie des el. Energiebedarfes mit LPG-BHKW

Die Dampfbefeuchtung wurde hier nicht im elektrischen und nicht im Lastgang des BHKWs berücksichtigt. Anhand der elektrischen Leistung des BHKWs ist erkennbar, dass der Teillastbetrieb und die Stunden, in denen das BHKW nicht in Betrieb ist, aufgrund des geringen Wärmebedarfes hauptsächlich im Sommer auftreten. Wird die elektrische Leistung des BHKWs von dem Lastgang des ZKF subtrahiert und nach Größe geordnet, ergibt sich die geordnete Jahresdauerlinie mit BHKW (schwarz). Es wird deutlich, dass das BHKW die Spitzenlast des ZKF nicht reduzieren kann, da diese gerade dann im Sommer auftritt, wenn das BHKW nicht in Betrieb ist. Zur Berechnung der elektrischen Jahresarbeit wird der elektrische Eigenbedarf der KWK-Anlage mitberücksichtigt. Dieser beträgt 4 kW [69, S. 104] und wird für die gesamte Betriebszeit konstant angenommen. Mithilfe der Volllaststunden kann der elektrische Energiebedarf für den Eigenbedarf berechnet werden. Dieser beträgt 23 MWh. Wird dieser von der ermittelten elektrischen Jahresarbeit abgezogen, ergibt sich die nutzbare elektrische Jahresarbeit, welche 1.350 MWh beträgt.

Für die Ermittlung des Brennstoffbedarfes wird nun die benötigte Brennstoffleistung für jeden Betriebspunkt berechnet. Der jährliche Brennstoffenergiebedarf ergibt sich aus der Summe der

einzelnen Brennstoffleistungen jeder Stunde. Weiterhin werden die Start- und Stoppvorgänge des BHKWs anhand der Jahresdauerlinie auf ca. 150 Starts und Stopps abgeschätzt und die daraus resultierenden Verluste mit 1 % des gesamten Brennstoffenergiebedarfes angenommen. Daraus ergibt sich der jährliche Brennstoffenergiebedarf für den betrachteten Betriebsfall wie folgt:

$$Q_B = \sum_{i=1}^{8760} \frac{\dot{Q}_{th,i} \cdot 1h}{\eta_{th,i}} \cdot (1 + 0,01) \quad \text{Gl 5-3}$$

Der jährliche Brennstoffenergiebedarf für das LPG-BHKW ergibt sich somit zu 4.480 MWh/a. Mithilfe des jährlichen Brennstoffenergiebedarfes und der jährlichen thermischen bzw. elektrischen Arbeit ergeben sich die Jahresnutzungsgrade des BHKWs nach folgenden Gleichungen [91, S. 303f.]:

$$\bar{\eta}_{th} = \frac{Q_{th}}{Q_B} \quad \text{Gl 5-4}$$

$$\bar{\eta}_{el} = \frac{W_{el}}{Q_B} \quad \text{Gl 5-5}$$

$$\bar{\eta}_{ges} = \bar{\eta}_{el} + \bar{\eta}_{th} \quad \text{Gl 5-6}$$

Die Nutzungsgrade sind in Tabelle 5-2 aufgeführt. Der elektrische Jahresnutzungsgrad ist etwa 1 % niedriger als der elektrische Wirkungsgrad im Nennbetrieb und entspricht den üblichen Werten aus der Literatur [91, S. 306]. Der thermische Jahresnutzungsgrad ist nur wenige Promille geringer als der thermische Wirkungsgrad. Die geringe Differenz erklärt sich dadurch, dass die Verluste durch die Start- und Stopp-Vorgänge den Jahresnutzungsgrad verringern.

Primärenergiefaktoren und spezifische CO₂-Emissionen der BHKWs

Für die Berechnung der Primärenergiefaktoren und der spezifischen CO₂-Emissionen der Koppelprodukte Strom und Wärme wird auf die Exergiemethode zurückgegriffen. Die Umgebungsbedingungen für die Berechnung des Carnot-Wirkungsgrades sind im Anhang im Abschnitt 8.4.2 definiert. Die Berechnung der Primärenergiefaktoren und der spezifischen CO₂-Emissionen sind in der Masterarbeit von LINDEMANN [69, S. 110 ff.] beschrieben. Die Ergebnisse sind in Tabelle 5-3 dargestellt.

Tabelle 5-3: Allokation der Primärenergiefaktoren und der Emissionen für die BHKWs

		LPG-BHKW		H ₂ -BHKW	
Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit	Wert	Einheit
Carnot-Faktor	η_C	0,201		0,201	
El. Allokationsfaktor	a_{el}	0,74		0,83	
Th. Allokationsfaktor	a_{th}	0,26		0,17	
Spez. Stromkoeffizient	$\varepsilon_{B,P}$	2,46		2,47	
Spez. Wärmekoeffizient	$\varepsilon_{B,Q}$	0,50		0,50	
El. Primärenergiefaktor	$f_{PE,el}$	2,68	MJ/MJ	3,11	MJ/MJ
Th. Primärenergiefaktor	$f_{PE,th}$	0,54	MJ/MJ	0,63	MJ/MJ
Spez. CO ₂ -Emissionen Strom	μ_{el,CO_2}	722	gCO ₂ /kWh _{el}	80	gCO ₂ /kWh _{el}
Spez. CO ₂ -Emissionen Wärme	μ_{th,CO_2}	145	gCO ₂ /kWh _{th}	16	gCO ₂ /kWh _{th}

5.1.2 Vergleich der Versorgungsszenarien für 2018 und 2030

Im folgenden Abschnitt werden die Versorgungsszenarien mit und ohne BHKW bezüglich der Primärenergie und der CO₂-Emissionen für die Jahre 2018 und 2030 miteinander verglichen. Als Referenzprozess dienen die im Anhang in Abschnitt 8.4 erläuterten Szenarien. Als Referenz wurde das Bezugsjahr 2018 gewählt, da hier für den Referenzprozess der Stadtwerke die aktuellsten Daten vorlagen. Der Vergleich für das Zukunftsszenario 2030 wurde mit dem Wasserstoff BHKW vorgenommen, da von einer bis dahin deutlich besseren Infrastruktur und, gegenüber anderen Energieträgern, konkurrenzfähigen Preisen zu rechnen ist [17].

Vergleich 2018

Im Folgenden soll die Energiebereitstellung ohne BHKW als externe Erzeugung bezeichnet werden und die Erzeugung mit LPG-BHKW als kombinierte Erzeugung. Die externe Versorgung teilt sich in die Produkte Strom und Wärme auf und wird von den Stadtwerken mithilfe einer GuD-Anlage, oder aus Kohlekessel-Anlagen, ergänzt durch Zukauf aus dem deutschen Strommix, bereitgestellt. Die externe Wärme wird von den Stadtwerken in Form von Fernwärme bereitgestellt. Die Aufteilung der produzierten Wärme auf die GuD und die Kohlekessel ist im Anhang in Abschnitt 8.4.2 erläutert worden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-7 dargestellt. Die Zusammensetzung der anteiligen Produktion der elektrischen Energie (in MWh) aus den KWK-Prozessen (GuD und Kohlekessel) wurde im Anhang in Abschnitt 8.4.2 beschrieben. Die Zusammensetzung der elektrischen Energie nach Erzeugungsprozess aus dem deutschen Strommix ergibt sich aus dem Auszug des Geschäftsberichtes der Stadtwerke [98].

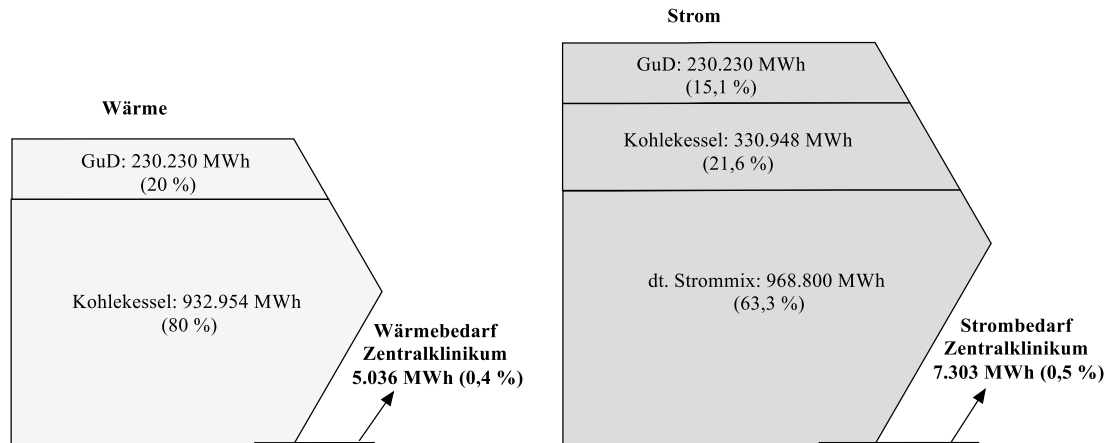


Abbildung 5-7: Wärme- und Strommix der Stadtwerke Flensburg [62]

Somit entstammt der Strommix der Stadtwerke zu etwa zwei Dritteln aus dem deutschen Strommix und aus einem Drittel aus dem HKW der Stadtwerke. Das Verhältnis der externen Bezüge für jeweils den Strommix und den Wärmemix der Stadtwerke soll für den Vergleich konstant angenommen werden. Dies lässt sich damit begründen, dass der Bedarf des ZKF's nur etwa 0,5 % des Strom- und 0,4 % der Wärmebereitstellung ausmacht und somit geringe Änderungen des Bezugs vereinfacht keine Änderung der Betriebspunkte der KWK-Anlagen der Stadtwerke bewirken. Um der bezogenen Wärme und dem Strom einen Brennstoffbedarf und die damit verbundenen Emissionen zuzuweisen, wurde die Exergiemethode angewendet, um die verschiedene Wertigkeit von Strom und Wärme zu berücksichtigen. Der Brennstoffenergiebedarf für die KWK-Anlagen errechnet sich also aus dem Produkt des spez. Strom- bzw. Wärmekoeffizienten und der bezogenen Wärme bzw. des Stroms wie folgt [118, S. 24]:

$$Q_{Br} = (\bar{P} \cdot \bar{\varepsilon}_{B,P} + \bar{Q} \cdot \bar{\varepsilon}_{B,Q}) \cdot \tau \quad \text{Gl 5-7}$$

Durch die höhere exergetische Wertigkeit des Stromes wird ein Teil des Brennstoffbedarfes der Wärme auf den Brennstoffbedarf des Stromes gerechnet. Dies erklärt den geringen Brennstoffbedarf der Wärmeerzeugung gegenüber der Stromerzeugung. Der Vergleich zwischen kombinierter und externer Versorgung ist in Abbildung 5-8 dargestellt.

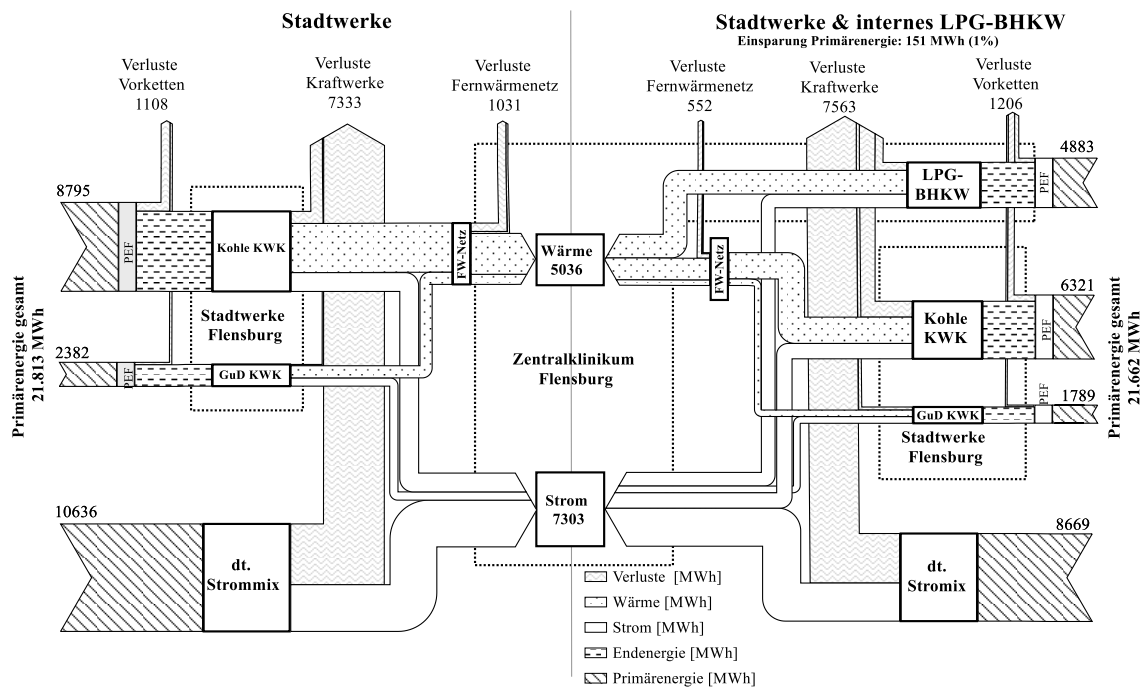


Abbildung 5-8: Primärenergievergleich 2018 externe und kombinierte Versorgung

Auf der linken Seite ist die externe Energieversorgung durch die Stadtwerke dargestellt. Auf der rechten Seite ist das LPG-BHKW mitberücksichtigt. Für die Bereitstellung von 5.036 MWh Wärme und 7.303 MWh Strom benötigt die externe Versorgung 21.813 MWh Primärenergie. Die kombinierte Erzeugung benötigt 21.662 MWh, in Summe 151 MWh weniger als die externe Versorgung, was einer Primärenergieeinsparung von 1 % entspricht. Das BHKW kann die Wärme mit einem Primärenergiefaktor von 0,54 effizienter bereitstellen als die Fernwärme der Stadtwerke Flensburg mit einem gewichteten Primärenergiefaktor von 0,7. Dies liegt im Wesentlichen an den Fernwärmeverlusten. Für die Bereitstellung des Stromes beträgt der Primärenergiefaktor des BHKW 2,68. Der gewichtete Primärenergiefaktor der Stadtwerke ergibt sich aus der Zusammensetzung des Stromes aus der Kohle-KWK, der GuD-KWK und dem deutschen Strommix und beträgt 2,49. Die Bereitstellung von Strom durch die Stadtwerke benötigt also weniger Primärenergie als die Bereitstellung des Stromes durch das BHKW. Dies liegt hauptsächlich daran, dass der Primärenergiefaktor des deutschen Strommixes durch den hohen regenerativen Anteil in den letzten Jahren stark gesunken ist und für das Jahr 2018 mit 2,3 geringer ist als der Primärenergiefaktor des Stromes des BHKWs. Insgesamt lässt sich feststellen, dass die Einsparung durch das BHKW mit 1 % Primärenergie gering ist. Die Prüfung der Sinnhaftigkeit des LPG-BHKWs für 2030 entfällt aufgrund der Ergebnisse der Analyse für 2018.

Die CO₂-Emissionen der Primärenergien berechnen sich mithilfe der spezifischen CO₂-Emissionen der Brennstoffe multipliziert mit dem jeweiligen Primärenergiebedarf. Die Berechnungsgleichungen für die spezifischen CO₂-Emissionen der Koppelprodukte Strom und Wärme finden sich in Anhang im Abschnitt 8.4.3. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5-9 dargestellt.

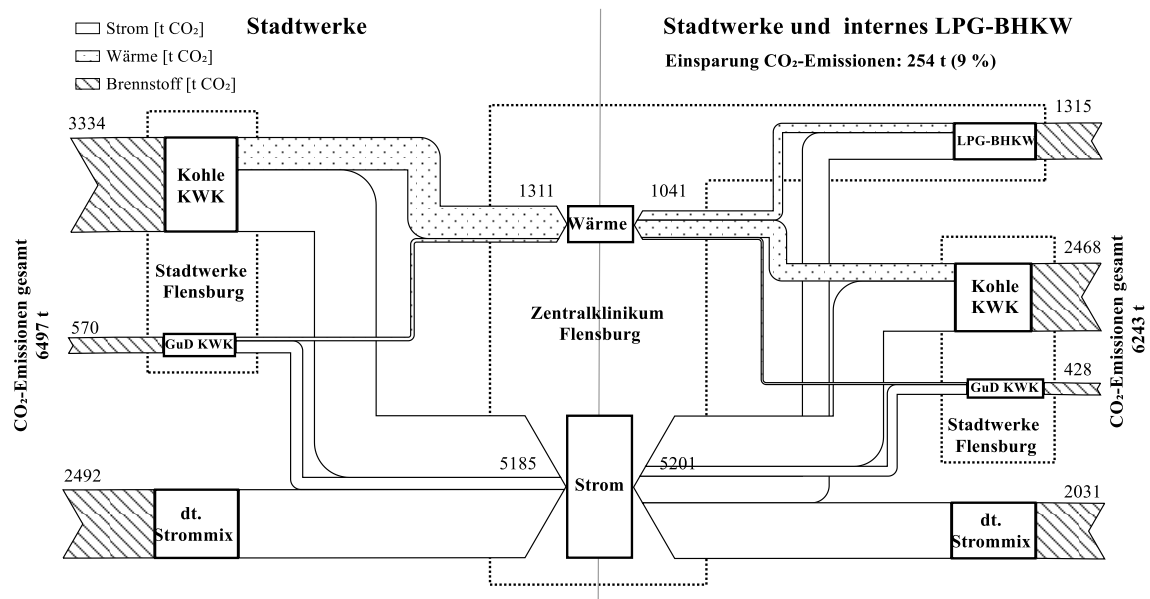


Abbildung 5-9: Vergleich der CO₂-Emissionen der externen und kombinierten Versorgung 2018

Insgesamt können durch die gekoppelte Erzeugung 254 t oder 4 % CO₂ eingespart werden. Dies lässt sich nicht durch die vergleichsweise geringe Primärenergieeinsparung nach Abbildung 5-8 erklären, sondern über den Einsatz der verschiedenen Brennstoffe. Das LPG-BHKW verdrängt bei der Wärmeversorgung die Energieträger der Stadtwerke, welche zu etwa 80 % aus Steinkohle und zu etwa 20 % aus Erdgas bestehen (siehe Abbildung 5-7). Die gewichteten spezifischen Emissionen für die Wärme der Stadtwerke betragen 261 g_{CO2}/kWh. Die spezifischen CO₂-Emissionen der Wärme des BHKWs betragen 145 g_{CO2}/kWh. Dadurch können 270 t_{CO2} jährlich eingespart werden. Bei der Stromversorgung verdrängt das BHKW neben der Kohle und dem Erdgas den deutschen Strommix. Die gewichteten spezifischen CO₂-Emissionen betragen 710 g_{CO2}/kWh. Die spezifischen CO₂-Emissionen des Stromes des BHKWs betragen 722 g_{CO2}/kWh. Dadurch erhöhen sich die Emissionen um 16 t/a. Werden die Emissionen addiert, ergibt sich die gesamte Einsparung von 254 t_{CO2} pro Jahr.

5.1.3 Systemvergleich 2030

Neben der sich im Betrieb befindlichen GuD (Kessel 12) ist eine weitere GuD (Kessel 13) im Bau und soll 2022 ans Netz angeschlossen werden. Gleichzeitig sollen zwei weitere Kohlekessel vom Netz genommen werden, sodass die zwei GuD-Anlagen zwei von drei kohlebefeueren Wirbelschichtkesseln ersetzen. [62]

Für das Szenario 2030 wird angenommen, dass die Strom- und Wärmeerzeugung der Stadtwerke ausschließlich durch erdgasbetriebene GuD-Anlagen erfolgt. Der durch die Bereitstellung der Wärme produzierte Strom soll vollständig eingespeist werden. Der übrige Strombedarf wird durch den dt. Strommix abgedeckt. Die Nutzungsgrade der GuD-Anlagen werden mit denen des Kessels 12 gleichgesetzt. Für die Annahme, dass der Strombedarf der Abnehmer gegenüber 2018 gleich bleibt, wird die elektrische Energie der Stadtwerke durch 76 % GuD und 24 % aus dem deutschen Strommix bereitgestellt (Erläuterung siehe Anhang Abschnitt 8.4.2). Die relativen Verluste des Fernwärmenetzes werden gegenüber 2018 als unverändert angenommen. Für den Vergleich wird das Wasserstoff betriebene BHKW von 2G Energy GmbH gewählt. Der Vergleich des Primärenergiebedarfes ist in folgender Abbildung dargestellt.

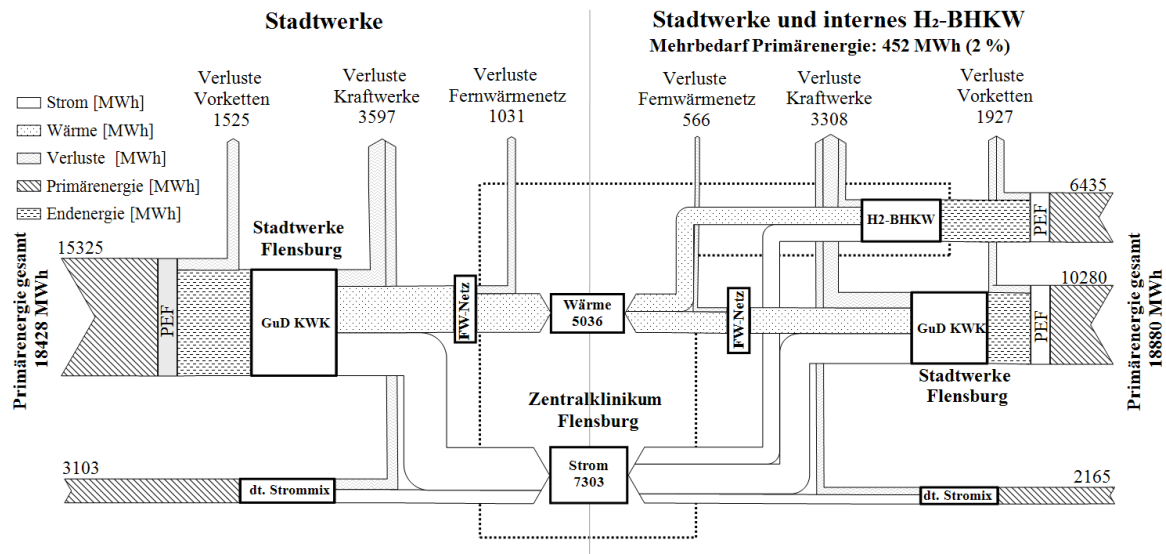


Abbildung 5-10: Sankey-Diagramm der Primärenergie Vergleich 2030

Die externe Versorgung befindet sich auf der linken Seite und die kombinierte Versorgung auf der rechten Seite des Diagramms. Insgesamt werden 5.036 kWh Wärme und 7.303 kWh Strom bereitgestellt. Die externe Versorgung benötigt für die Energieversorgung 18.428 MWh Primärenergie und somit 452 MWh oder etwa 2 % weniger Primärenergie als die gekoppelte Versorgung. Die Wärmeversorgung des H₂-BHKWs benötigt aufgrund des auf die Wärme bezogenen Primärenergiefaktors von 0,63 mehr Primärenergie als die Stadtwerke mit einem Primärenergiefaktor von 0,54. Dies liegt daran, dass der thermische Nutzungsgrad des BHKWs mit 35,2 % niedriger ist als der von der GuD der Stadtwerke mit 41 %. Die Stromversorgung des H₂-BHKWs benötigt durch den auf den Strom bezogenen Primärenergiefaktor von 3,11 mehr Primärenergie als die Stromversorgung durch die Stadtwerke mit einem gewichteten Primärenergiefaktor von 2,14. Dies erklärt sich einerseits dadurch, dass die GuD der Stadtwerke mit 41 % einen höheren elektrischen Wirkungsgrad hat als das H₂-BHKW mit 34,3 % und andererseits durch den höheren Primärenergiefaktor von Wasserstoff mit 1,26 gegenüber Erdgas mit 1,11. Weiterhin ist der Primärenergiefaktor des Strommixes mit 1,8 geringer als der des BHKWs. Daraus ergibt sich der Mehrverbrauch von 2 % Primärenergie. Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der Einsatz des BHKWs primärenergetisch nachteilig ist, da die Stadtwerke den Strom und die Wärme effizienter bereitstellen können.

Nachfolgend sollen die CO₂-Emissionen der beiden Versorgungszenarien verglichen werden. Diese sind in folgendem Sankey-Diagramm dargestellt. Um die CO₂-Emissionen der Primärenergien zu bestimmen, wird der jeweilige Primärenergiebedarf mit den spezifischen CO₂-Emissionen der verschiedenen Brennstoffe multipliziert. Die Aufteilung auf die Koppelprodukte für Strom und Wärme erfolgt auch hier nach der Exergiemethode. Dabei wird der jeweilige Primärenergiebedarf für Strom und Wärme mit den spezifischen CO₂-Emissionen multipliziert. Insgesamt können mit der kombinierten Erzeugung 1.171 t oder 27 % CO₂ pro Jahr eingespart werden. Die spezifischen Emissionen der Wärmeversorgung durch die Stadtwerke betragen 130 g_{CO2}/kWh und sind somit deutlich höher als die des H₂-BHKWs mit lediglich 16,28 g_{CO2}/kWh. Auch die spezifischen CO₂-Emissionen der elektrischen Energie sind bei den Stadtwerken mit den gewichteten Emissionen aus dem deutschen Strommix und der GuD mit 493 g_{CO2}/kWh deutlich höher als die CO₂-Emissionen des BHKWs mit 81 g_{CO2}/kWh. Entscheidend für die Reduktion der CO₂-Emissionen sind, trotz des

etwas höheren Primärenergiebedarfes des BHKWs, die deutlich geringeren CO₂-Emissionen des Brennstoffes Wasserstoff gegenüber Erdgas.

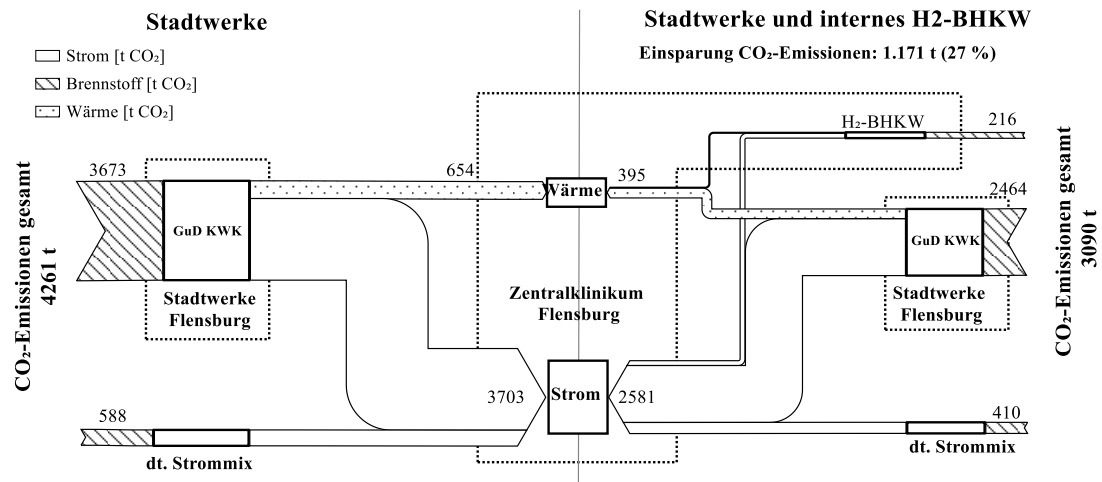


Abbildung 5-11: Sankey-Diagramm der CO₂-Emissionen Vergleich 2030

5.1.4 Fazit und Handlungsempfehlung

Abschließend werden die spezifischen CO₂-Emissionen der Referenzprozesse und der BHKWs für die Jahre 2018 bis 2030 unter Berücksichtigung geplanter Maßnahmen zur Reduktion der CO₂-Emissionen der Stadtwerke gegenübergestellt.

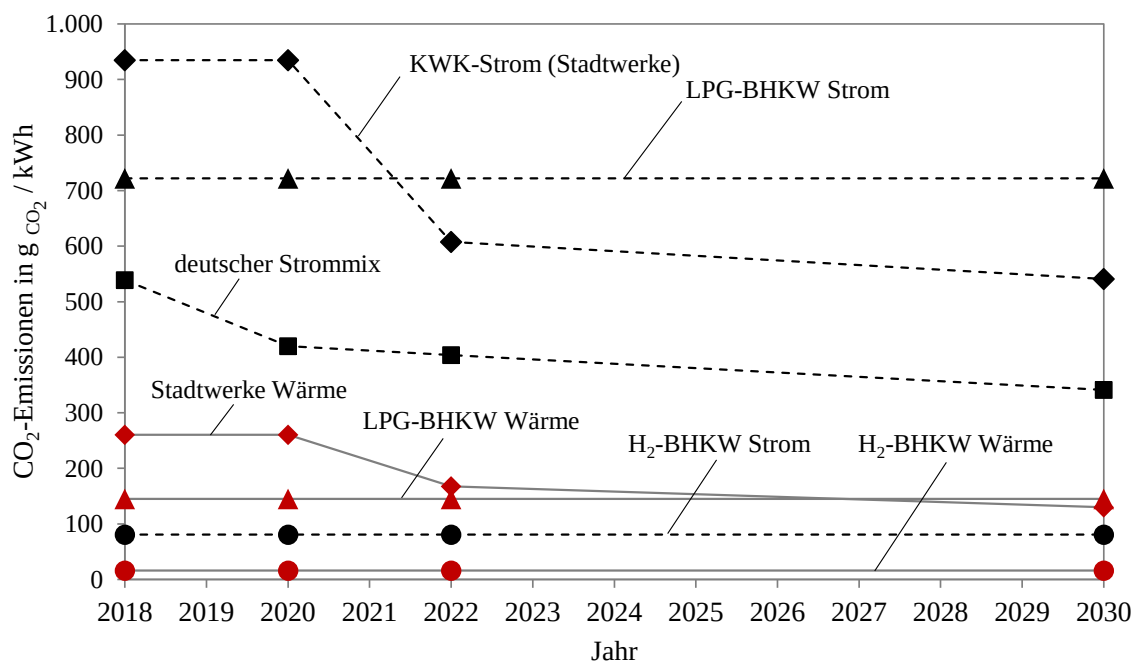


Abbildung 5-12: Vergleich der spezifischen CO₂-Emissionen 2018 bis 2030

Die spezifischen CO₂-Emissionen der verschiedenen Erzeugungsmöglichkeiten von Strom und Wärme sind für die Jahre 2018 bis 2030 aufgetragen. Für die Stromerzeugung (schwarze Strichlinie) sind der Strom aus dem LPG-BHKW, aus dem H₂-BHKW, aus den KWK-Anlagen der Stadtwerke und aus dem deutschen Strommix einander gegenübergestellt. Während die spezifischen CO₂-

Emissionen der BHKWs über die Jahre konstant bleiben, ändern sich diese für die Stadtwerke und den deutschen Strommix. Maßgeblich bei den Stadtwerken ist die geplante Inbetriebnahme der GuD-Anlage (Kessel 13) im Jahr 2022 und der vollständige Ausstieg aus der Stromerzeugung aus Kohle bis zum Jahr 2030. Die spezifischen CO₂-Emissionen des Strommixes sinken durch den zunehmenden Anteil an regenerativen Energien im Strommix.

Die spezifischen CO₂-Emissionen wurden auch für die Wärmeerzeugung (graue Linie) für die Stadtwerke, das H₂-BHKW und das LPG-BHKW gegenübergestellt. Während die spezifischen CO₂-Emissionen der BHKWs konstant bleiben, sinken die der Stadtwerke durch die schon beschriebenen Maßnahmen. Es wird ersichtlich, dass das LPG-BHKW in Bezug auf die CO₂-Emissionen gegenüber den Stadtwerken bereits ab 2022 nachteilig ist.

Zusammenfassend ergab die Untersuchung für das Jahr 2018 keine signifikanten Einsparungen der Primärenergie (1 %) und der CO₂-Emissionen (4,5 %) durch das LPG-BHKW. Dadurch, dass die Stadtwerke Flensburg den Großteil der Energieversorgung (Strom und Wärme) ebenso in Kraft-Wärme-Kopplung betreiben, entfällt der entscheidende Systemvorteil der Kraft-Wärme-Kopplung durch das BHKW im ZKF. Weiterhin sinken der Primärenergiebedarf und die CO₂-Emissionen der durch die Stadtwerke zusätzlich bezogenen elektrischen Energie aus dem deutschen Strommix durch dessen immer größer werdenden Anteil an regenerativen Energien.

Aufgrund des hohen Primärenergiefaktors von Wasserstoff und der geringeren Jahresnutzungsgrade des BHKWs gegenüber der hocheffizienten GuD der Stadtwerke Flensburg wurde für das Jahr 2030 ein Mehrbedarf der Primärenergie von 2 % durch das H₂-BHKW gegenüber der Versorgung durch die Stadtwerke ermittelt. Dennoch wurde eine wesentliche Einsparung der CO₂-Emissionen von 27 % berechnet, da der Wasserstoff aus regenerativen Energiequellen geringere spezifische CO₂-Emissionen gegenüber dem von den Stadtwerken verwendeten Brennstoff Erdgas sowie gegenüber dem deutschen Strommix aufweist.

Insgesamt zeigten die Ergebnisse der Systemvergleiche für 2018 und 2030, dass eine signifikante Primärenergieeinsparung aufgrund der Tatsache, dass die Stadtwerke Flensburg bereits Kraft-Wärme-Kopplung betreiben, nicht möglich ist. Ein hohes Potenzial zur Reduktion der CO₂-Emissionen ermöglicht aus diesem Grund nur der Einsatz von regenerativen bzw. deutlich emissionsärmeren Brennstoffen wie Wasserstoff.

5.1.5 Brennstoffzelle

Der Aspekt der Betrachtung einer Brennstoffzelle wurde in diesem Projekt nur angeschnitten. Gründe dafür sind die zurzeit noch relativ unsichere Preissituation, die einen wirtschaftlichen Betrieb noch nicht ermöglicht, sowie die begrenzte Verfügbarkeit von Brennstoffzellen in unterschiedlichen Leistungsklassen, was die Flexibilität in der Auslegung deutlich einschränkt. Daher werden in diesem Abschnitt lediglich erste Untersuchungen abgebildet. Eine ganzheitliche Bewertung erfolgt nicht.

Anders als ein Wärme-Kraft-Prozess wandelt eine Brennstoffzelle die chemisch gebundene Energie des Brennstoffs direkt in elektrische Energie um [82, S. 190]. Es handelt sich bei Brennstoffzellen folglich um galvanische Elemente wie Batterien [65, S. 17]. Wegen der damit vermiedenen Prozessverluste aus der Nutzung thermischer Energie zur Auskopplung von mechanischer Energie und der erneuten Umwandlung in einem Generator erreichen Brennstoffzellen im Allgemeinen höhere elektrische Wirkungsgrade als beispielsweise Verbrennungsmotoren [82, S. 190], die in herkömmlichen BHKWs zum Einsatz kommen. Abbildung 5-13 verdeutlicht den Unterschied.

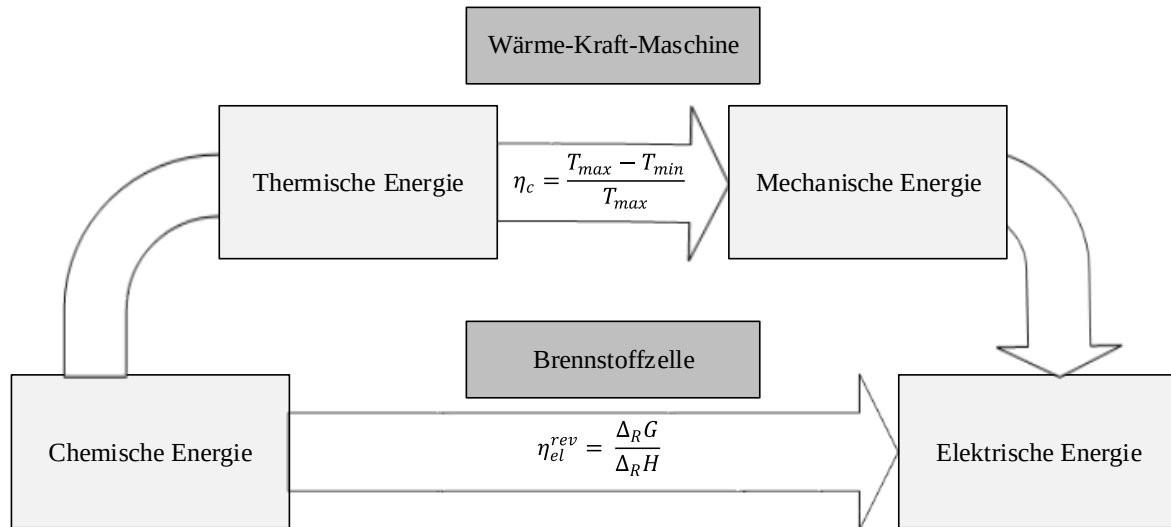


Abbildung 5-13: Energiewandlung in Wärme-Kraft-Maschine/Brennstoffzelle [82, S. 190]

Die beiden Grenzwerte für die im physikalischen Optimalfall maximal abgegebene Exergie werden durch die aufgeführten Wirkungsgrade beschrieben. Für den Wärme-Kraft-Prozess ist dies der Carnot-Wirkungsgrad nach [82, S. 188]. Für die Brennstoffzelle handelt es sich um das Verhältnis der freien bzw. Gibbs-Enthalpie zur Reaktionsenthalpie [82, S. 211].

$$\eta_c = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max}} \quad \text{Gl 5-1}$$

$$\eta_{el}^{rev} = \frac{\Delta_R G}{\Delta_R H} \quad \text{Gl 5-2}$$

Zeichnet man den Wirkungsgrad der idealen Brennstoffzelle bei Umgebungsdruck sowie den Carnot-Wirkungsgrad über der Temperatur auf, lässt sich Abbildung 5-14 erstellen.

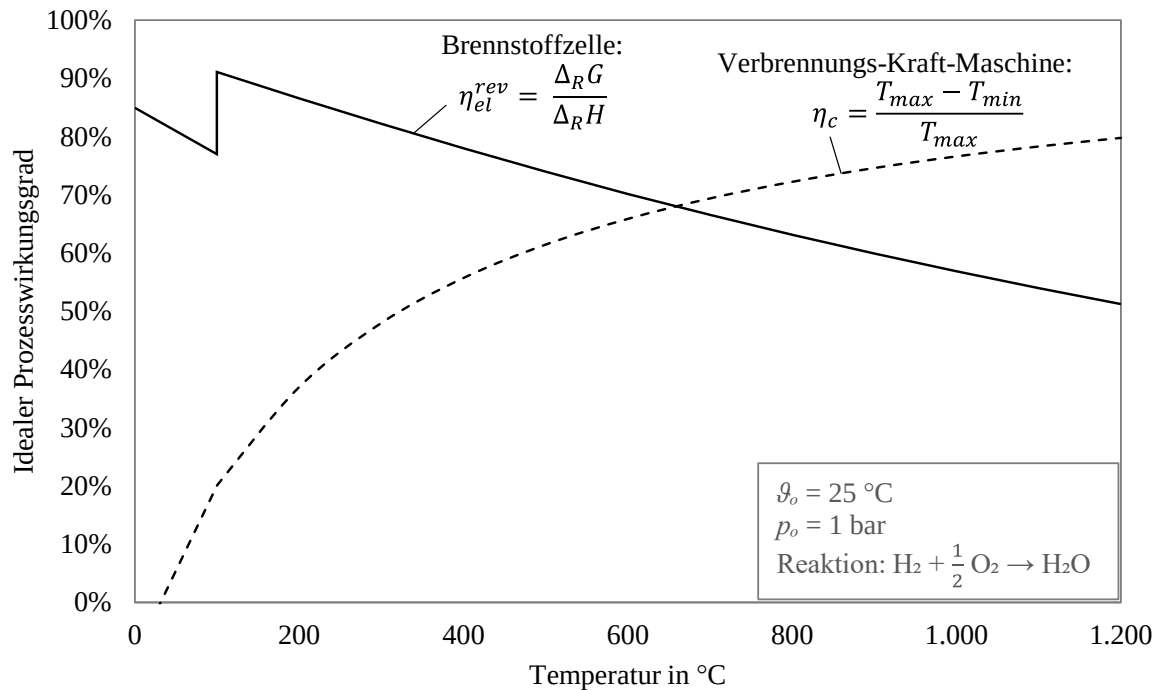


Abbildung 5-14: Gegenüberstellung idealer Brennstoffzellenwirkungsgrad und Carnot-Wirkungsgrad

Es wurden Stoffdaten aus [21, S. 76f., S. 472f.] genutzt. Ersichtlich wird, dass bei Temperaturen bis ca. 700 °C die ideale, mit Wasserstoff und Sauerstoff arbeitende Brennstoffzelle vorteilhaft gegenüber einer Exergieauskopplung aus einem Verbrennungsprozess ist. Es wird die Freie Enthalpie und Bildungsenthalpie von gasförmigem Wasser verwendet. Berücksichtigt wurde auch, dass es unterhalb von 100 °C bei Umgebungsdruck zur Kondensation des Wassers kommt. Da sich die Bildungsenthalpie sowie die freie Enthalpie von flüssigem Wasser von der des Dampfes unterscheidet, entsteht an dieser Stelle ein Sprung.

In den für das Krankenhaus relevanten Temperaturbereichen weist die Brennstoffzelle im physikalischen Optimalfall das höhere Potenzial auf. In Abhängigkeit von den realen Verluste kann insgesamt dennoch die direkte Verbrennung vorteilhaft sein. Es existieren auch Kesselanlagen, die lediglich Dampf oder Wärme ohne Auskopplung von elektrischer Energie bereitstellen. Der exergetische Wirkungsgrad ist in diesem Fall deutlich geringer.

Anhand des Elektrolyten wird hauptsächlich in fünf Typen von Brennstoffzellen unterschieden [82, S. 192]:

- Alkalische Brennstoffzelle (Alkaline Fuel Cell, AFC)
- Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle (Polymer Electrolyte Membrane oder Proton Exchange Membrane Fuel Cell, PEMFC)
- Phosphorsäure-Brennstoffzelle (Phosphoric Acid Fuel Cell, PAFC)
- Schmelzkarbonat-Brennstoffzelle (Molten Carbonate Fuel Cell, MCFC)
- Festoxid-Brennstoffzelle (Solid Oxide Fuel Cell, SOFC)

In Abhängigkeit des Teillastverhaltens, der Betriebstemperatur und ggf. des zur Verfügung stehenden Brennstoffs eignen sich die Brennstoffzellensysteme unterschiedlich gut für bestimmte Anwendungen. Die Hochtemperaturbrennstoffzellen kommen daher meist im stationären Einsatz zur Anwendung. Hier bilden sie eine Alternative zu Gasmotoren/-turbinen, wobei aktuell noch nicht die Leistungen und die Zuverlässigkeit der kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (GuD)

erreicht werden [65, S. 13]. Abbildung 5-15 zeigt die Wirkungsgrade einiger Brennstoffzellentypen sowie weiterer elektrischer Erzeugungsoptionen für den Brennstoff Erdgas qualitativ auf. In kleinen Leistungsbereichen bilden die Brennstoffzellen wegen der hohen elektrischen Wirkungsgrade eine sinnvolle Alternative [65, S. 13].

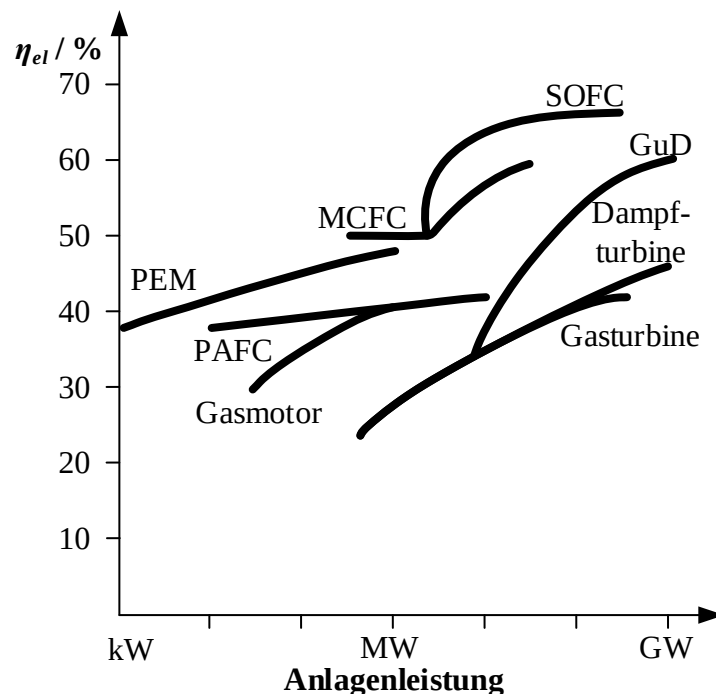


Abbildung 5-15: Elektrische Wirkungsgrade erdgasbetriebener Systeme [65, S. 13]

Neben der eigentlichen Stromerzeugung sind Hilfsaggregate zur Nutzung der Abwärme, Betriebselektronik, Prozesstechnik und Gasaufbereitung nötig. Im Rahmen der Gasaufbereitung ist eine Entstaubung, Entschwefelung und Entfernung von Halogenverbindungen und nicht kondensierbaren Kohlenwasserstoffen zur Erzeugung von hochreinem Brennstoff vorzusehen. Während aktuell noch große Teile der Wasserstoffproduktion aus fossilen Quellen gespeist werden, sollten langfristig regenerative Energiesysteme aufgebaut werden, in denen Brennstoffzelle und Elektrolyseur vereint betrieben und als regenerativer Energiespeicher genutzt werden. [65, S. 13]

Um Dampf für das Krankenhaus bereitstellen zu können, muss eine ausreichende Temperatur im Vorlauf generiert werden. Daher eignen sich die AFC und PEMFC nur bedingt. Gleichzeitig ist die Flexibilität des Prozesses maßgeblich von der Betriebstemperatur abhängig [110, S. 14], weshalb sich die Hochtemperaturbrennstoffzellen nur dann eignen, wenn eine konstante Last abgenommen werden kann. Als mögliche Technik bietet sich auch wegen der aktuell schon vorhandenen kommerziellen Verfügbarkeit vor allem die PAFC an. Für diese gibt es bereits Anwendungsbeispiele in Kliniken wie dem Rhön-Klinikum in Bad Neustadt an der Saale [82, S. 245].

Brennstoffzellensysteme weisen Vor- und Nachteile gegenüber anderen Versorgungsanlagen auf. Einige Vorteile gegenüber Verbrennungsanlagen sind nachfolgend aufgeführt [82, S. 190]:

- Da eine direkte Umwandlung von Brennstoffenergie in elektrische Energie geschieht, entstehen nicht zusätzliche Verluste wie beim Umsatz in Wärme-Kraft-Maschinen.
- Weil keine beweglichen Teile vorhanden sind, wird der Verschleiß minimiert und es werden sehr hohe Lebensdauern erzielt.

- Unerwünschte Nebenprodukte (NO_x , SO_x , Partikel), die bei Verbrennungen entstehen, treten nicht auf. Bei Betrieb mit reinem Wasserstoff entsteht lediglich H_2O .

Demgegenüber treten unter anderem folgende Nachteile auf [82, S. 190f.]:

- Die Kosten für Anschaffung und Betrieb fallen vergleichsweise hoch aus.
- Aktuell werden sind die volumetrischen Leistungsdichten von Brennstoffzellen noch geringer als die von Verbrennungsmotoren (größerer Bauraum).
- Am effektivsten ist der Einsatz von reinem Wasserstoff. Sollen alternative Brennstoffe wie Erdgas genutzt werden, ist dafür eine deutlich höhere Temperatur nötig oder eine Reformierung vor Eintritt in die Zelle. Berücksichtigt man den entstehenden Aufwand, senkt dies den Wirkungsgrad erheblich.
- Der Einsatz wird außerdem durch den zulässigen Temperaturbereich, die Empfindlichkeit gegenüber Umweltgiften und die niedrigen Standzeiten bei häufigem An- und Ausschalten begrenzt.

5.2 Wärmepumpe

In der Masterthesis von HARTEN [57], welche im Rahmen des Projektes EEKlin angefertigt wurde, wird die Nutzung von Wärmepumpen aus exergetischer Sicht beschrieben und veranschaulicht.

5.2.1 Annahmen und Aufbereitung der Lastgänge

Die Heizlastkurve des ZKFs, basierend auf den in Abschnitt 4.4 simulierten Lastgängen des ZKFs für das Jahr 2030, ist in Abbildung 5-16 dargestellt.

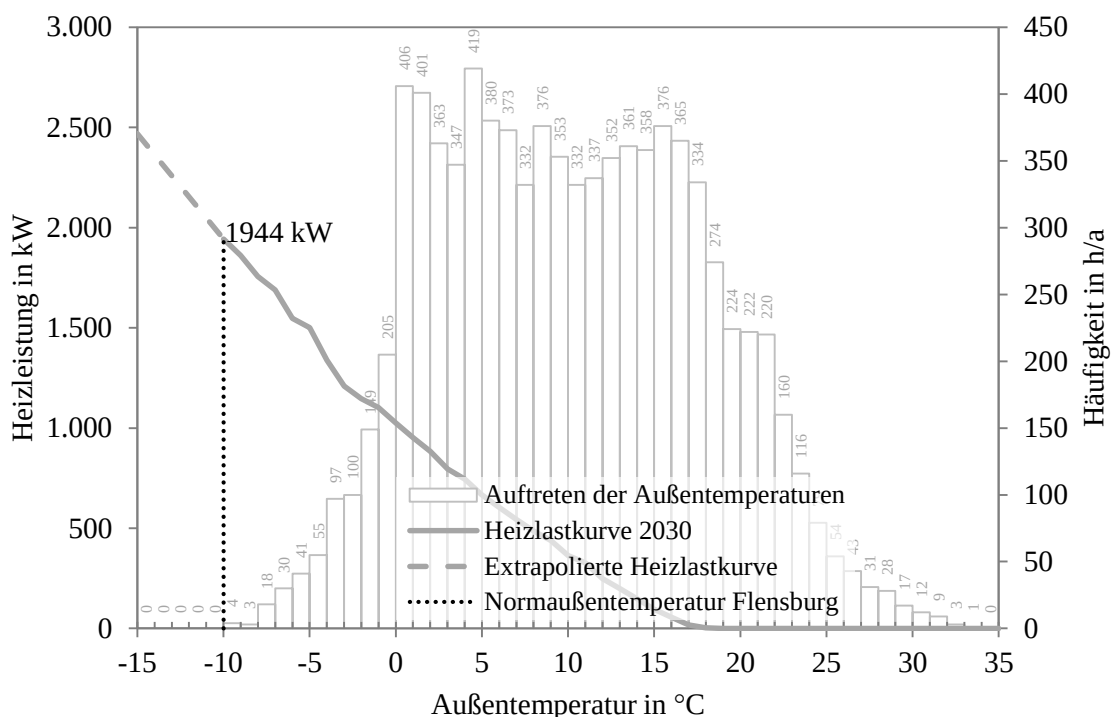


Abbildung 5-16: Modellierter Heizlastkurve des ZKF

Die Abbildung zeigt zudem die Normaußentemperatur für Flensburg, welche nach DIN EN 12831 [31] -10 °C beträgt. Das ZKF benötigt bei dieser Temperatur eine Heizleistung von 1.944 kW.

Niedrigere Temperaturen traten in den für die Simulation berücksichtigten Wetterdaten des Jahres 2020 nicht auf.

Im Hintergrund von Abbildung 5-16 ist dargestellt, wie häufig die Temperaturintervalle im betrachteten Jahr (nach DIN 4710 [30] aufbereitet) auftreten. Am häufigsten tritt beispielsweise eine Temperatur im Intervall zwischen $4\text{ °C} \leq \vartheta_A < 5\text{ °C}$ auf. Die Durchschnittstemperatur liegt bei $10,0\text{ °C}$.

Eine Temperatur von 25 °C tritt zwar einige Stunden im Jahr auf, es liegt hier jedoch kein Heizbedarf vor. Im Gegensatz dazu ist die Heizleistung bei einer Außentemperatur von -15 °C auf einem hohen Niveau, diese Temperatur tritt jedoch nur selten (und in dem betrachteten Jahr gar nicht) auf. Wird nun das Zusammenspiel von Heizleistung und Häufigkeit der auftretenden Temperaturen berücksichtigt, kann der Heizenergiebedarf des Jahres aufgeteilt auf die jeweiligen Temperaturintervalle dargestellt werden (Abbildung 5-17).

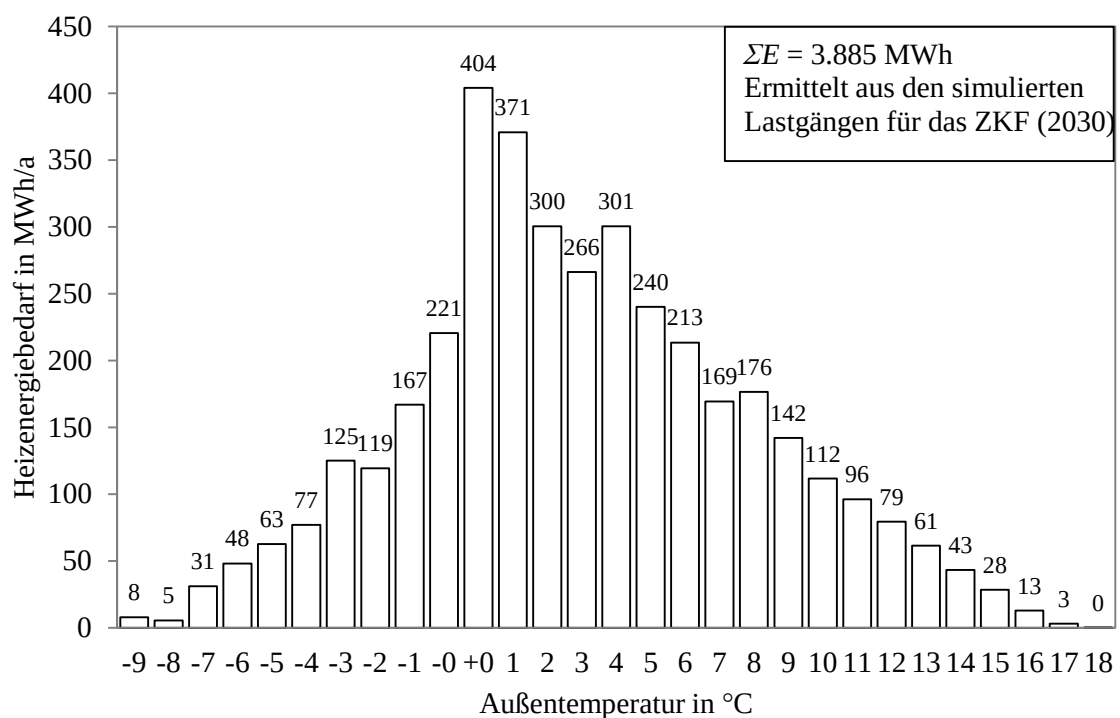


Abbildung 5-17: Heizenergiebedarf im ZKF bei den jeweiligen Temperaturen

Diese Daten sind nach DIN 4710 [30] aufbereitet. Das Intervall $+0\text{ °C}$, in dem der höchste Heizbedarf auftritt, enthält hier beispielsweise Werte zwischen $0\text{ °C} \leq \vartheta_A < 1\text{ °C}$, da die Temperaturen abgerundet werden. Da negative Zahlen nach ihrem Betrag gerundet werden und somit die Werte aus dem Intervall $-1\text{ °C} < \vartheta_A < 0\text{ °C}$ nach der Rundung ebenfalls einen Wert von 0 ergeben, ist in der Abbildung zusätzlich das Intervall -0 eingetragen, welches diese negativen Werte berücksichtigt.

Für das Heizungsnetz im ZKF wurde eine Temperatur von 60 °C im Vorlauf und 40 °C im Rücklauf für erste Berechnungen festgelegt (Tabelle 2-3).

Wie in [57, S.13ff.] gezeigt wurde, ist es bei der Verwendung einer Wärmepumpe aus exergetischer Sicht (und daher aus Gründen der Energieeffizienz) sinnvoll, die Wärmesenktemperatur so niedrig wie möglich zu wählen. Da das Heizungswasser im ZKF ausschließlich zur Raumtemperierung genutzt wird, bietet sich daher der Einbau einer Flächenheizung (wie beispielsweise einer Fußbodenheizung) mit zusätzlicher Absenkung der Heizungswassertemperatur an. Für diese

Fußbodenheizung wurde eine Heizkennlinie mit der Neigung von 0,6 von Vaillant [117] übernommen, welche sich aufgrund der niedrigen Vorlauftemperaturen für eine Wärmepumpe eignet. Die Heizkennlinie ist in Abbildung 5-18 dargestellt.

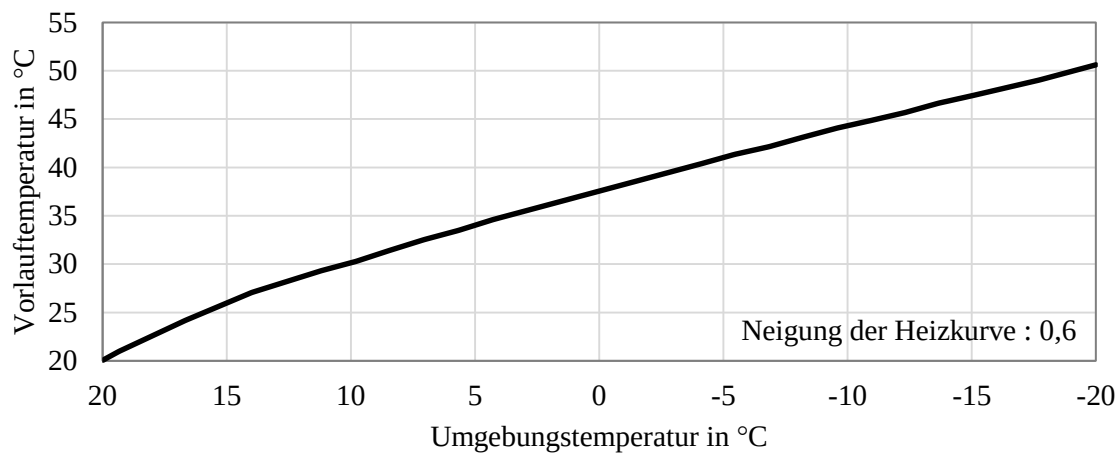


Abbildung 5-18: Heizkennlinie nach Vaillant mit der Neigung 0,6 [117]

Bei der Auslegungstemperatur von -10 °C muss von dem Wärmeerzeuger eine Vorlauftemperatur von ungefähr 43 °C bereitgestellt werden, während bei einer Umgebungstemperatur von 10 °C lediglich eine Vorlauftemperatur von 30 °C benötigt wird. Diese im Gegensatz zu konventionellen Heizungsnetzen niedrig ausfallenden Temperaturen wirken sich positiv auf die Leistungszahl einer Wärmepumpe aus.

Die Krümmung und das Niveau der Heizkurve werden üblicherweise im jeweiligen Anwendungsfall vor Ort angepasst, da eine genaue rechnerische Ermittlung der Heizkurve pauschal nicht möglich ist. Die gewählte Heizkurve ist jedoch laut Hersteller für eine Wärmepumpe mit Fußbodenheizung geeignet, welche sich in einem gut gedämmten Gebäude befindet [117].

Die Jahresdauerlinie für Trinkwarmwasser für das Jahr 2030 ist in Abbildung 5-19 dargestellt.

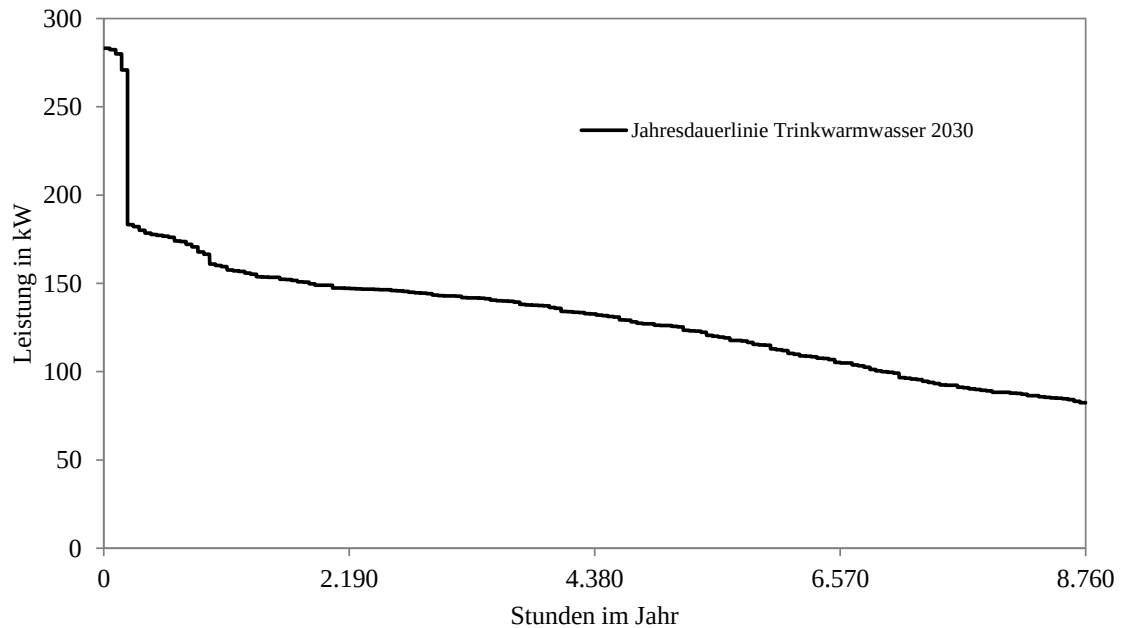


Abbildung 5-19: Simulierte geordnete Jahresdauerlinie für Trinkwarmwasser im ZKF

Die Spitzenlast für die Bereitstellung von Trinkwarmwasser beträgt 283 kW und tritt bei der sogenannten Legionellenspülung auf. 8.550 Stunden im Jahr schwankt die Leistung für die Trinkwasserbereitstellung zwischen 82 und 183 kW.

Während der Heizbedarf je nach Außentemperatur schwankt, verlaufen die Rohre des Trinkwarmwassersystems im beheizten Gebäude. Der Trinkwasserverbrauch kann daher als witterungsunabhängig angenommen werden.

5.2.2 Vergleich der Wärmequellen

Im Verdampfer einer Wärmepumpe wird ein Medium um einige Kelvin abgekühlt, damit diesem Wärme entnommen werden kann. Handelt es sich bei dem Medium um Wasser oder Sole, beträgt diese Abkühlung ungefähr 2 bis 5 Kelvin, während Luft um 6 bis 8 Kelvin abgekühlt wird [108, S. 32]. In Abbildung 5-20 sind die verfügbaren natürlichen Wärmequellen für den Betrieb einer Wärmepumpe eingezeichnet, welche in diesem Abschnitt verglichen werden.

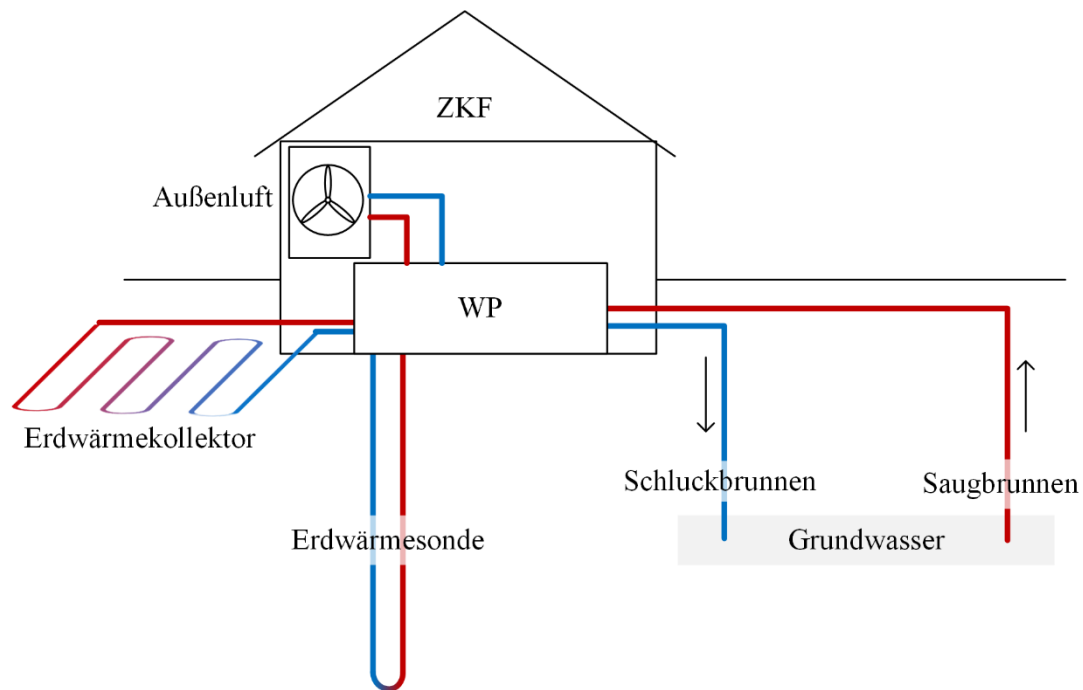


Abbildung 5-20: Natürliche Wärmequellen für den Betrieb einer Wärmepumpe, schematisch

Eine Kurzübersicht ist in Tabelle 5-4 dargestellt.

Tabelle 5-4: Vergleich der Wärmequellen nach [127, S. 23]

	Sole/Wasser	Sole/Wasser	Luft/Wasser	Wasser/Wasser
Wärmequelle	Erdwärmekollektor	Erdwärmesonde	Außenluft	Grundwasser
Verfügbarkeit	0	+	++	0
Temperaturniveau	-4 bis 10 °C (+)	-4 bis 10 °C (+)	-20 bis 30 °C (-)	7 bis 12 °C (++)
Erschließung	-	--	++	0
Genehmigungspflicht	anzeigepflichtig	ja	nein	ja
Leistungsdichte	100 bis 350 kW/ha	30 bis 100 W/m	1 kW bei 430 m ³ /h	1 kW bei 172 l/h

Wird eine Wärmepumpe bei einer Lufttemperatur (A) von 0 °C und einer Wasservorlauftemperatur (W) von 40 °C betrieben, wird dieser Zustand mit „A0/W40“ abgekürzt. Das entsprechende Kürzel für Sole ist „B“ (Brine).

Kühlt man die Luft im Verdampfer um 7 K ab, ist pro Kilowatt ein Luftvolumenstrom von $430 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ notwendig, wie Gl 5-3 zeigt.

$$\frac{\dot{V}}{\dot{Q}} = \frac{1}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho} = \frac{1}{(1,006 \cdot 7) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \cdot \frac{3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}}}{1,18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 430 \frac{\text{m}^3}{\text{kWh}} \quad \text{Gl 5-3}$$

Der hohe leistungsspezifische Luftvolumenstrom einer Luft-Wasser-Wärmepumpe führt zu einer vergleichsweise hohen Geräuscentwicklung, welche bei der Aufstellung beachtet werden muss [119, S.37].

Die Lufttemperatur schwankt über das gesamte Jahr und weist dann besonders niedrige Temperaturen auf, wenn der Heizbedarf des ZKF am höchsten ist. Dies wirkt sich negativ auf die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe aus. Als Vorteil ist jedoch zu nennen, dass Luft-Wasser-Wärmepumpen leicht zu installieren sind und die Wärmequelle Luft überall verfügbar ist [107, S.12]. Aus diesem Grund wird im Folgenden insbesondere Luft als Wärmequelle für die Wärmepumpe betrachtet.

5.2.3 Modellierung der Wärmepumpe

Der zweistufige Aufbau einer Kraftwärmemaschine, der Effizienzgewinne mit sich bringen kann, wird mithilfe eines Mitteldruckbehälters M realisiert und ist schematisch in Abbildung 5-21 dargestellt.

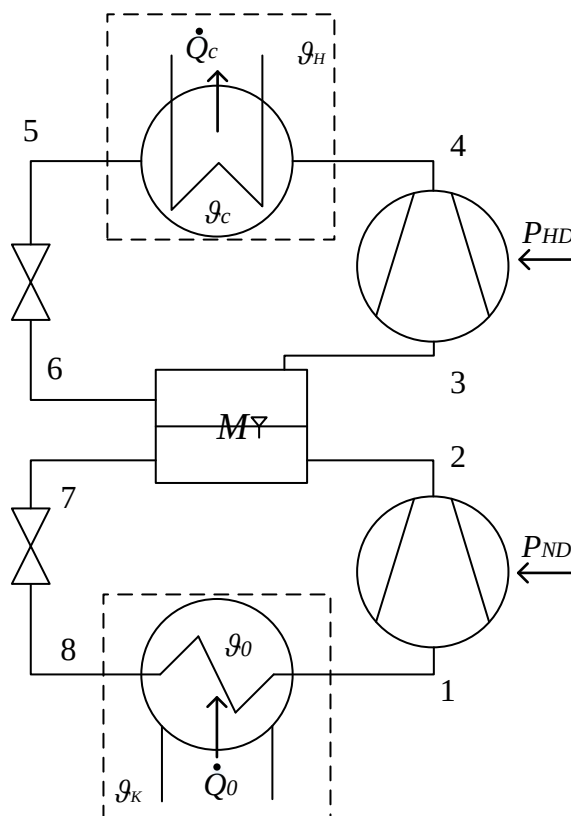


Abbildung 5-21: Schematischer Aufbau einer zweistufigen Kraftwärmemaschine

Das Kältemittel liegt in diesem Mitteldruckbehälter zweiphasig vor. Das flüssige Kältemittel wird über eine isenthalpe Drosselung von 7 nach 8 einem Verdampfer zugeführt. Das verdampfte Kältemittel in Punkt 1 wird verdichtet und in Punkt 2 als überhitztes Kältemittel dem Mitteldruckbehälter zugeführt. Das gasförmige Kältemittel im Mitteldruckbehälter wird von 3 nach 4 verdichtet, verflüssigt, von 5 nach 6 isenthalp entspannt und wieder dem Mitteldruckbehälter zugeführt.

In Abbildung 5-22 ist der zweistufige Prozess mit Ammoniak beispielhaft im $\text{Log}(p)$ - h -Diagramm dargestellt. Die Verdampfungs- (ϑ_0) und die Verflüssigungstemperaturen (ϑ_c) sind von der Wärmequellen- und der Wärmesenktemperatur abhängig. Da von der Wärmequelle Luft ausgegangen wird und diese sich nach Abschnitt 5.2.2 um 6 bis 8 K aufheizt, wird hier eine Verdampfungstemperatur gewählt, welche 10 K unterhalb der Außentemperatur (ϑ_A) liegt. Um eine Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung im Verflüssiger gewährleisten zu können, soll die Verflüssigungstemperatur an jeder Stelle im Wärmeübertrager mindestens 3 K über der Warmwassertemperatur (ϑ_H) liegen. Der isentrope Wirkungsgrad (η_s) bei der Verdichtung beträgt bei der modellierten Wärmepumpe 70 %.

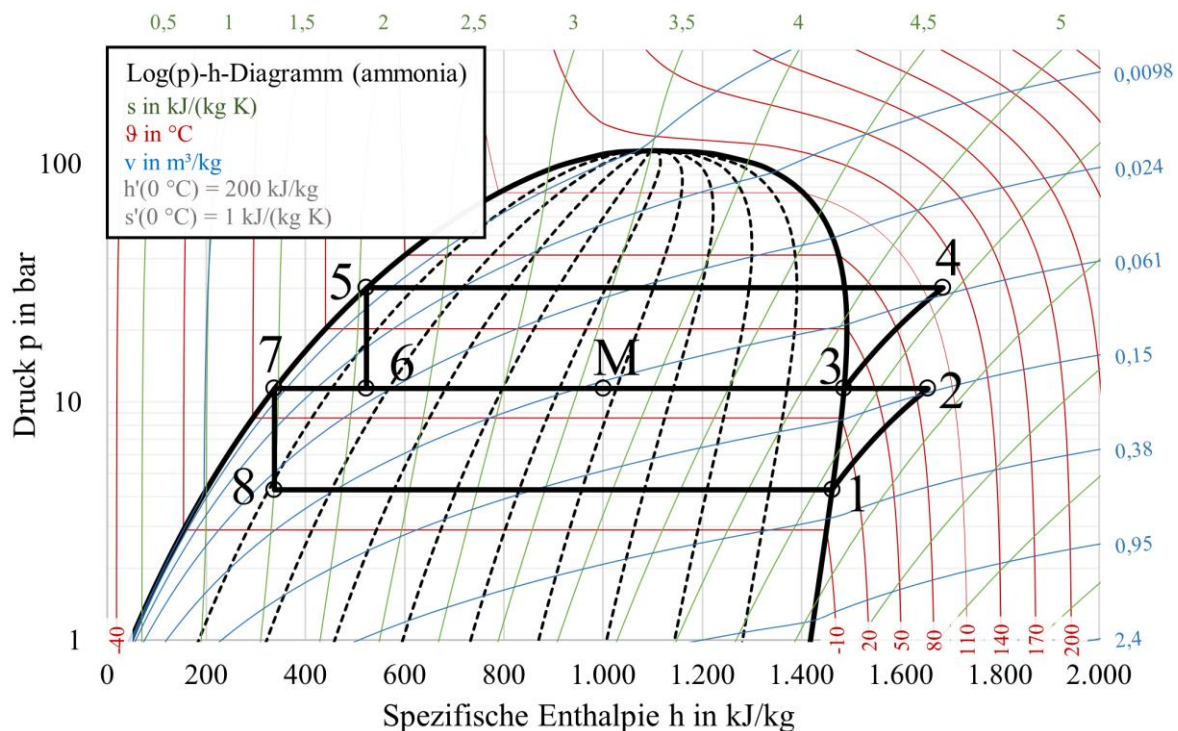


Abbildung 5-22: Zweistufiger Kraftwärmeprozess mit Ammoniak im $\text{Log}(p)$ - h -Diagramm

Der Mitteldruck der zweistufigen Kraftwärmemaschine kann mithilfe von Gl 5-4 bestimmt werden [71, S.109]. Hierdurch wird gewährleistet, dass beide Verdichter mit dem gleichen Druckverhältnis arbeiten.

$$p_{MD} = \sqrt{p_{HD} \cdot p_{ND}} \quad \text{Gl 5-4}$$

Berücksichtigt man zusätzlich die Heizkennlinie nach Abbildung 5-18, ergibt sich für das Heizungswasser die Leistungszahl der Wärmepumpe nach Abbildung 5-23.

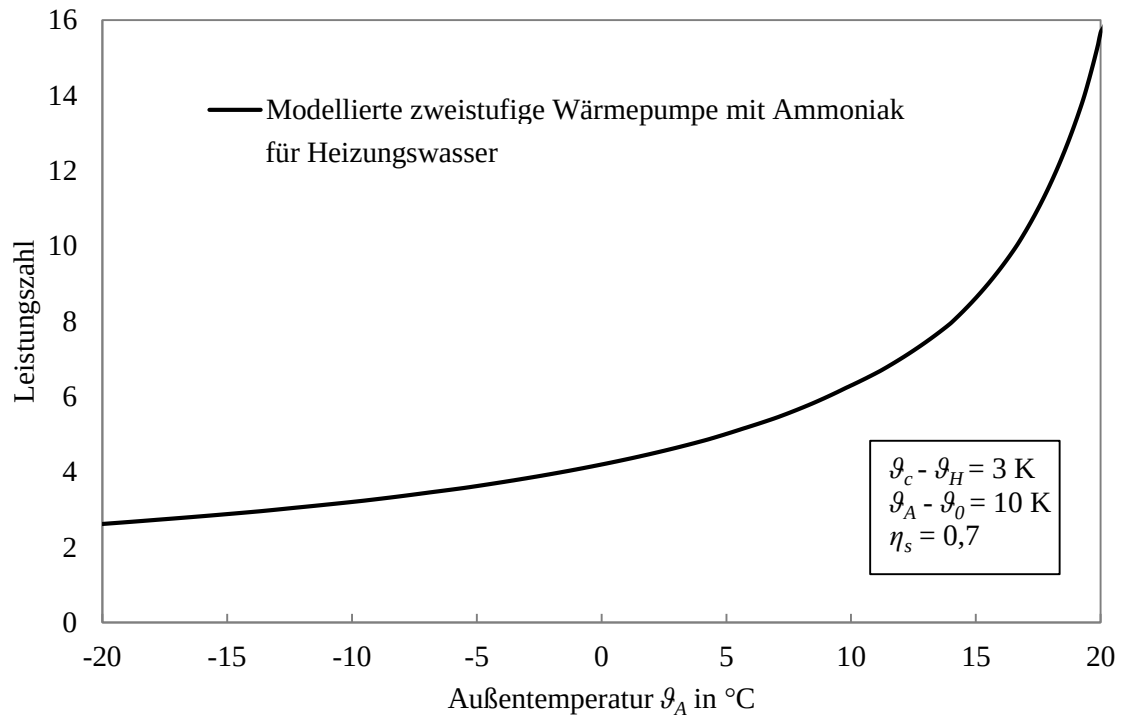


Abbildung 5-23: Modellierung der Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Ammoniak (Heizungswasser)

Diese Leistungszahl gibt das Verhältnis von bereitstellbarer Wärme zu einzusetzender elektrischer Energie wieder:

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_c}{P_{HD} + P_{ND}} \quad \text{Gl 5-5}$$

5.2.4 Emissionen und Betriebskosten

Werden die in Tabelle 5-1 gelisteten CO₂-Emissionen von Strom und Wärme berücksichtigt, können die Emissionen der thermischen Energiebereitstellung für Heizungswasser in Abbildung 5-24 verglichen werden.

Es ist zu sehen, dass sich die CO₂-Emissionen der Wärmepumpe aufgrund der schlechteren Leistungszahlen bei sinkender Außentemperatur erhöhen. Im Jahr 2018 lagen die CO₂-Emissionen der Fernwärme und der elektrischen Energie höher als die ermittelten Werte für das Jahr 2030. Im Jahr 2018 würde die Wärmepumpe unterhalb einer Außentemperatur von -18 °C höhere CO₂ Emissionen verursachen als die Fernwärme. Da die minimale Normaußentemperatur von Flensburg jedoch bei -10 °C liegt, wird die Temperatur von -18 °C sehr selten erreicht. Die Wärmepumpe wird daher praktisch das ganze Jahr über mit niedrigeren CO₂-Emissionen betrieben als die Fernwärme. Relevant sind jedoch die CO₂-Emissionen des zukünftigen Betriebes der Wärmepumpe im Krankenhaus (2030), welche ebenfalls in Abbildung 5-24 dargestellt sind. Hier zeigt sich, dass die Wärmepumpe bereits ab einer Temperatur von unter -3,4 °C höhere CO₂-Emissionen aufweist als die Fernwärme.

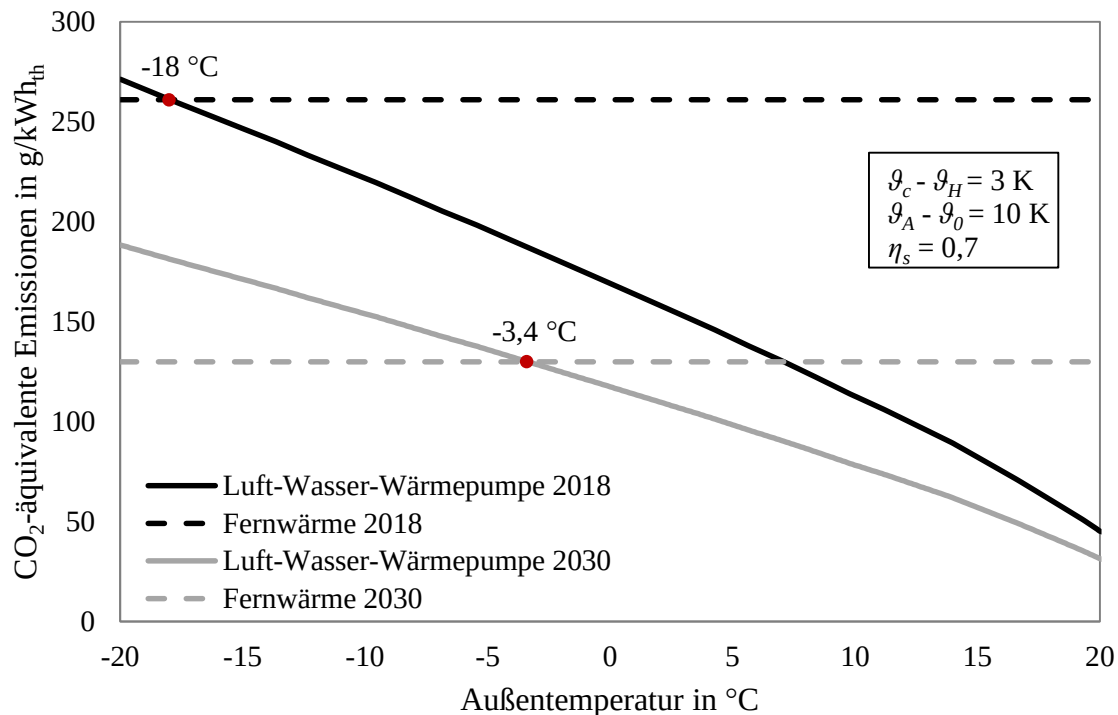


Abbildung 5-24: Vergleich der CO₂-Emissionen der Wärmepumpe und der Fernwärme

Es ist zu beachten, dass die CO₂-Emissionen des Stroms theoretisch über das Jahr hinweg schwanken, da sich die Zusammensetzung des deutschen Strommixes aufgrund der volatilen regenerativen Erzeuger laufend verändert. Dies wurde in dieser Betrachtung vereinfachend vernachlässigt.

Die Wärmepumpe wird als ergänzende Technologie zur Fernwärme betrachtet. Fällt die Wärmepumpe aus, kann die Fernwärme die Wärmeversorgung im Klinikum gewährleisten. Da in diesem Fall der Grundpreis der Fernwärme weiterhin gezahlt werden muss, wird im Folgenden der Arbeitspreis der Fernwärme von 80 €/MWh betrachtet, welcher Tabelle 5-1 entnommen wird. Dieser Arbeitspreis ist den Kosten der thermischen Energie aus der modellierten Wärmepumpe in Abbildung 5-25 gegenübergestellt.

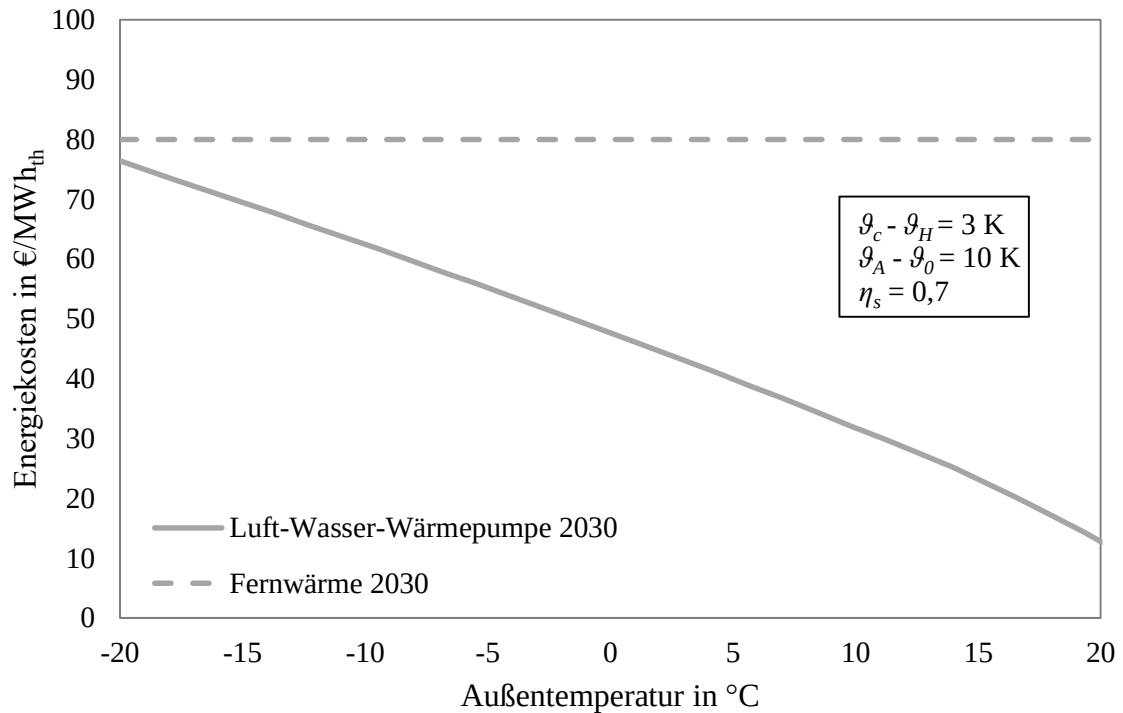


Abbildung 5-25: Energiekosten der betrachteten Luft-Wasser-Wärmepumpe (Flächenheizung)

Da die Leistungszahl der Wärmepumpe bei niedrigen Außentemperaturen sinkt, erhöhen sich hier die Energiekosten aufgrund des höheren Bedarfes an elektrischer Energie. In dem gezeigten Außentemperaturbereich von -20 bis 20 °C ist der Bezug thermischer Energie aus der modellierten Luft-Wasser-Wärmepumpe jedoch durchgehend günstiger als der Bezug von Fernwärme.

Die CO₂-äquivalenten Emissionen der Fernwärme und der Wärmepumpe für Trinkwarmwasser werden in Abbildung 5-26 für die Jahre 2018 und 2030 miteinander verglichen.

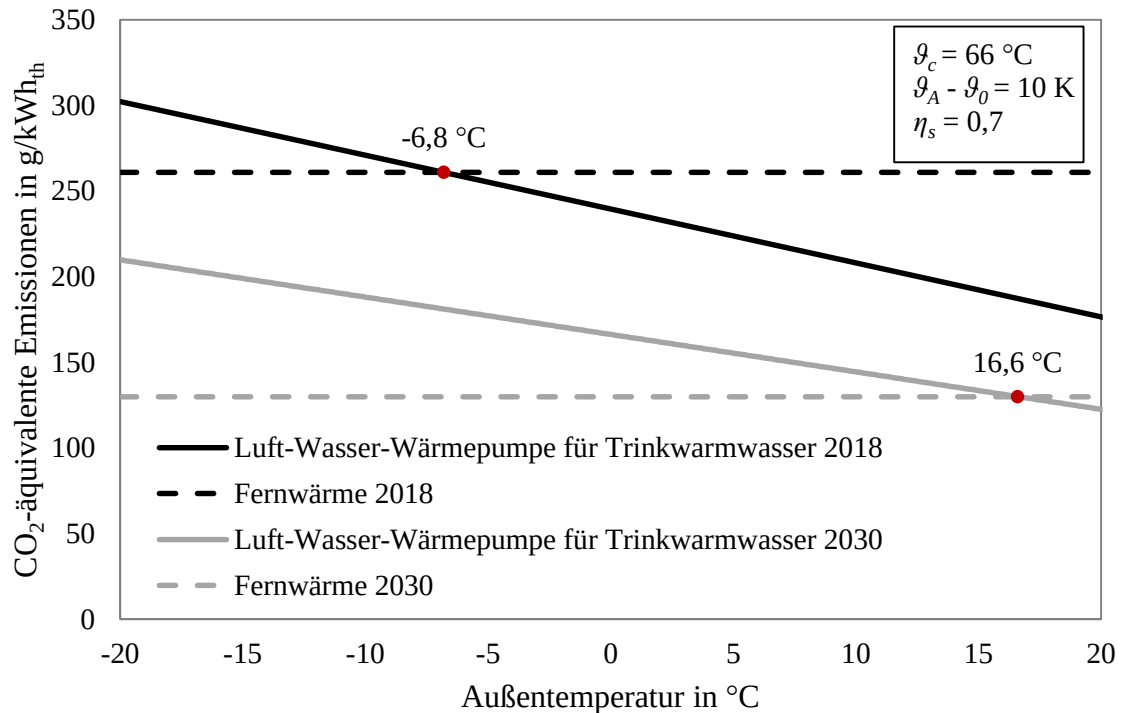


Abbildung 5-26: CO₂-Emissionen der Wärmepumpe zur Bereitstellung von Trinkwarmwasser

Abbildung 5-26 zeigt, dass sich durch die niedrigeren Leistungszahlen der Wärmepumpe (aufgrund der Trinkwarmwassertemperatur von 63 °C) höhere CO₂-Emissionen ergeben. Im Jahr 2018 hätte die Wärmepumpe unterhalb einer Außentemperatur von -6,8 °C höhere CO₂-äquivalente Emissionen aufgewiesen als die Fernwärme. Im Jahr 2030 liegen die CO₂-Emissionen bereits unterhalb einer Außentemperatur von 16,6 °C höher als bei der Fernwärme. In Abbildung 5-27 werden die spezifischen Energiekosten der Fernwärme und der Wärmepumpe miteinander verglichen.

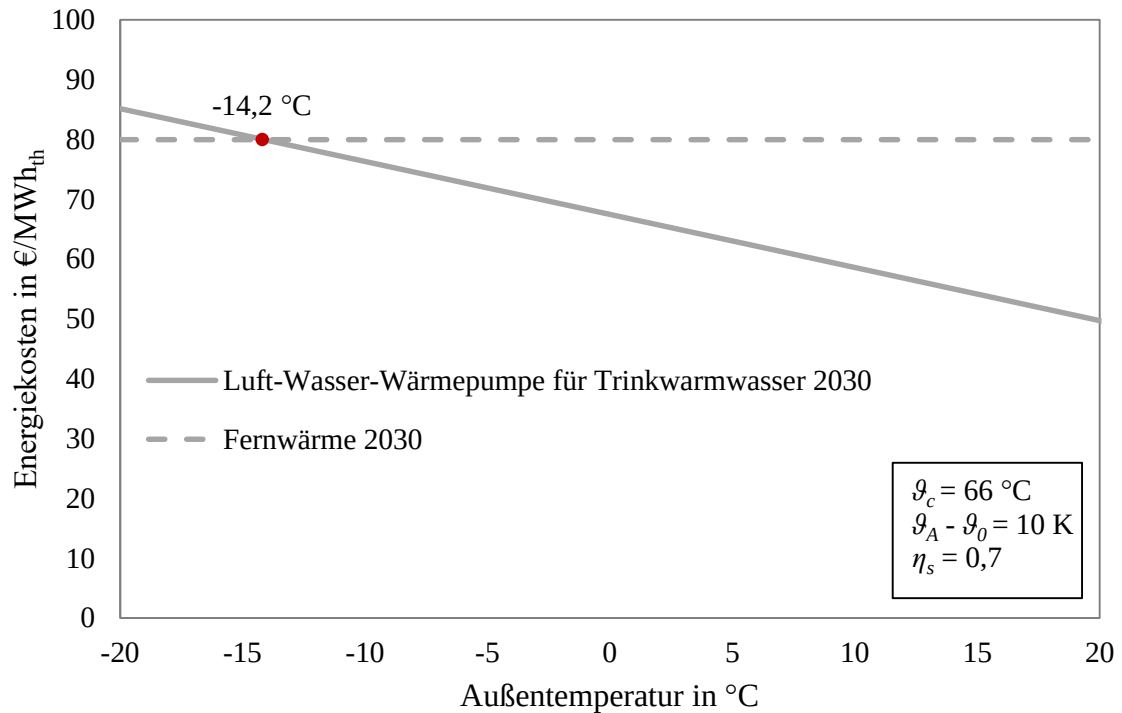


Abbildung 5-27: Energiekosten der Wärmepumpe zur Bereitstellung von Trinkwarmwasser

Obwohl die Wärmepumpe zur Trinkwarmwassererzeugung (TWW-WP) erst ab einer Temperatur von 16,6 °C geringere spezifische CO₂-Emissionen als die Fernwärme aufweist, sind die spezifischen Energiekosten pro MWh thermischer Energie bis zu einer Temperatur von -14,5 °C niedriger als bei der Fernwärme.

5.2.5 Wirtschaftlichkeit

Es gibt mehrere Möglichkeiten eine Wärmepumpe auszulegen, wie in der Masterthesis von HARTEN [57] beschrieben ist. Die Wärmepumpe kann so ausgelegt werden, dass sie bei niedrigen Temperaturen, welche selten im Jahr auftreten, von einem zweiten Wärmeerzeuger unterstützt wird. Dieser sogenannte bivalent-parallele Betrieb ist für verschiedene Auslegungsaußentemperaturen für die Heizungswasserpumpe in Abbildung 5-28 dargestellt.

Die Lebensdauer von Wärmepumpenanlagen beträgt 15 bis 20 Jahre [128, S. 64]. Im Folgenden kann nun die Amortisationszeit τ berechnet werden, was an dieser Stelle beispielhaft für die Auslegungsaußentemperatur von 0 °C durchgeführt wird:

$$\tau = \frac{K_{inv}}{E_{a,th} \cdot k_{FW,A} - (E_{a,FW,th} \cdot k_{FW,Arb.-P.} + E_{a,WP,el} \cdot k_{el} + K_{a,wart})} \quad \text{Gl 5-6}$$

Der Jahresenergiebedarf für die Raumheizung ($E_{a,th}$) beträgt 3.885 MWh. Wird die Wärmepumpe im bivalent-parallelen Betrieb auf 0 °C ausgelegt, müssen für den Betrieb der Heizung jährlich 194 MWh thermische Energie von der Fernwärme ($E_{a,FW,th}$) und 3.690 MWh thermische Energie von der Wärmepumpe ($E_{a,WP,th}$) bereitgestellt werden, wie Abbildung 5-28 entnommen werden kann. Durch Division der thermischen Energie der Wärmepumpe durch die Jahresarbeitszahl (JAZ) von 4,73 ergibt sich der elektrische Verbrauch der Wärmepumpe ($E_{a,WP,el}$) mit 780 MWh pro Jahr. Die Wärmepumpe hat bei der Auslegungsaußentemperatur von 0 °C, umgerechnet auf eine Außentemperatur von -10 °C und einer Wasservorlauftemperatur von 43 °C (A-10/W43), eine Leistung von 783 kW.

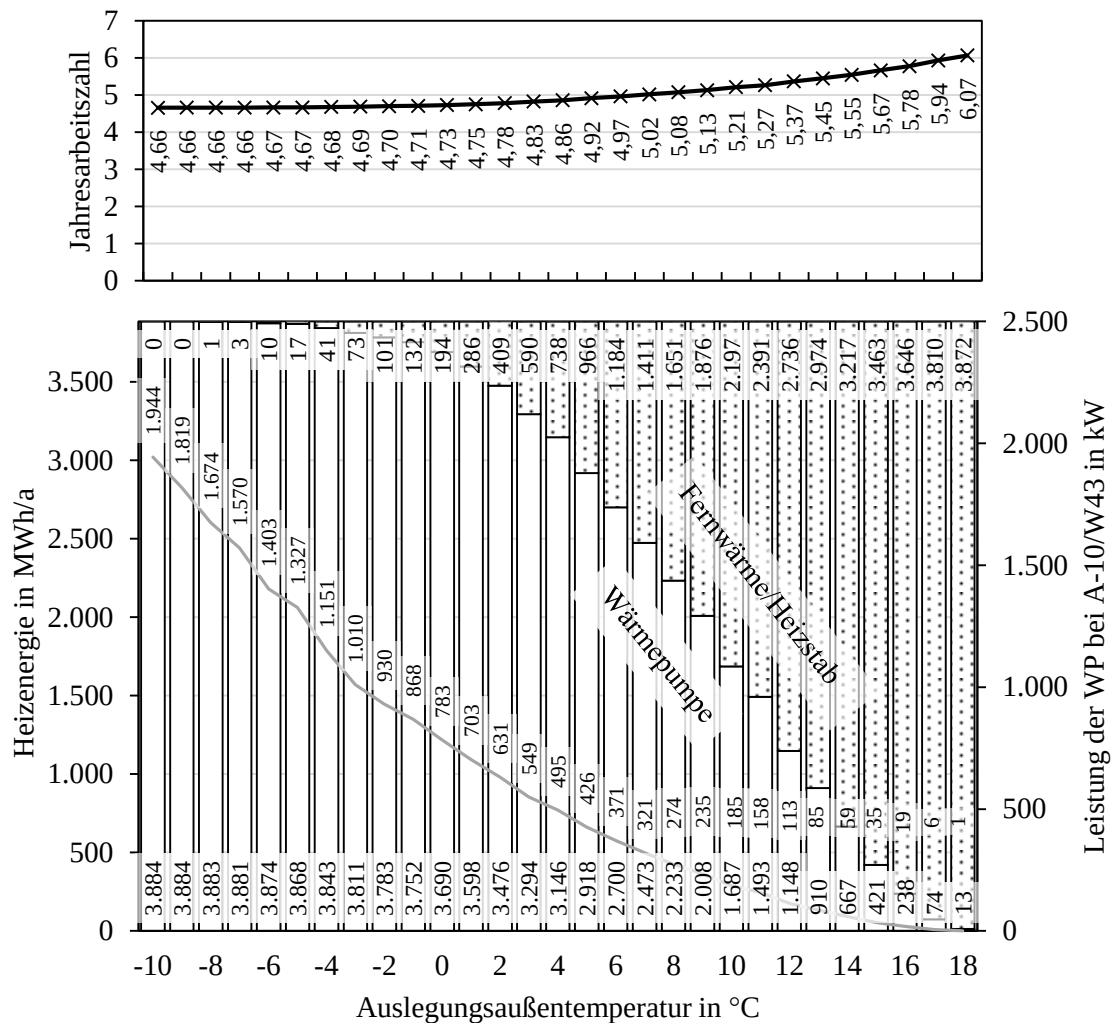


Abbildung 5-28: Variation der Auslegungstemperatur der HW-WP (bivalent-parallel/monoenergetisch)

Kostendaten zu Wärmepumpen lagen zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung nicht vor. „Da Großwärmepumpen zumeist nach Kundenwunsch angepasst oder eigens auf Kundenanfrage individuell gebaut werden, geben die Hersteller für diese Anlagen keine Preislisten heraus“ [128, S. 23]. Einer Untersuchung [77, S.365] zufolge können die Investitionskosten einer Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einer Größe von 0,2 MW bis 10 MW mit Gl 5-7 geschätzt werden.

$$K_{inv} = 0,67744 \cdot \frac{10^6 \text{ €}}{\text{MW}} \cdot x + 0,18831 \cdot 10^6 \text{ €} \quad \text{Gl 5-7}$$

Hierbei sind x die Leistung der Wärmepumpe in MW und K_{inv} die gesamten Investitionskosten der Wärmepumpe in Euro. Durch Gl 5-7 ergeben sich Investitionskosten (K_{inv}) von 719.000 € und jährliche Wartungskosten ($K_{a, \text{wart}}$) von 7.190 € im Jahr. Die Energiekosten können mithilfe des Arbeitspreises der Fernwärme ($k_{\text{FW, Arb.-P.}}$) von 80 €/MWh und den Kosten der elektrischen Energie (k_{el}) von 200 €/MWh ermittelt werden. Diese Werte werden in Gl 5-6 eingesetzt. Das Ergebnis kann Gl 5-8 entnommen werden.

$$\tau = \frac{719.000 \text{ €}}{310.720 \frac{\text{€}}{\text{a}} - \left(163.230 \frac{\text{€}}{\text{a}} + 15.550 \frac{\text{€}}{\text{a}} \right)} = 5,45 \text{ a} \quad \text{Gl 5-8}$$

Durch den bivalent-parallelen Betrieb der Wärmepumpe mit der Fernwärme ist eine kostengünstigere Energiebereitstellung als nur mit der Fernwärme möglich. Im Nenner von Gl 5-8 werden die jährlichen Kosten des Betriebes der Wärmepumpe (163.230 €) und die Kosten der unterstützenden Fernwärme (15.550 €) von den Kosten abgezogen, welche entstehen, wenn ausschließlich die Fernwärme genutzt wird (310.720 €). In der Gleichung werden die Investitionskosten der Wärmepumpe durch die sich ergebenden jährlichen Einsparungen geteilt. Wird also eine Luft-Wasser-Wärmepumpe, ausgelegt auf eine Außentemperatur von 0 °C, bei bivalent-paralleler Betriebsweise mit Fernwärme verwendet, ergibt sich eine Amortisationszeit von 5,45 Jahren. Die Fernwärmeversorgung ist weiterhin auf eine Gesamtleistung von 1.944 kW ausgelegt, wodurch diese jederzeit den gesamten Wärmebedarf übernehmen kann.

Für weitere Auslegungspunkte und Betriebsweisen sind die Amortisationszeiten in Abbildung 5-29 dargestellt.

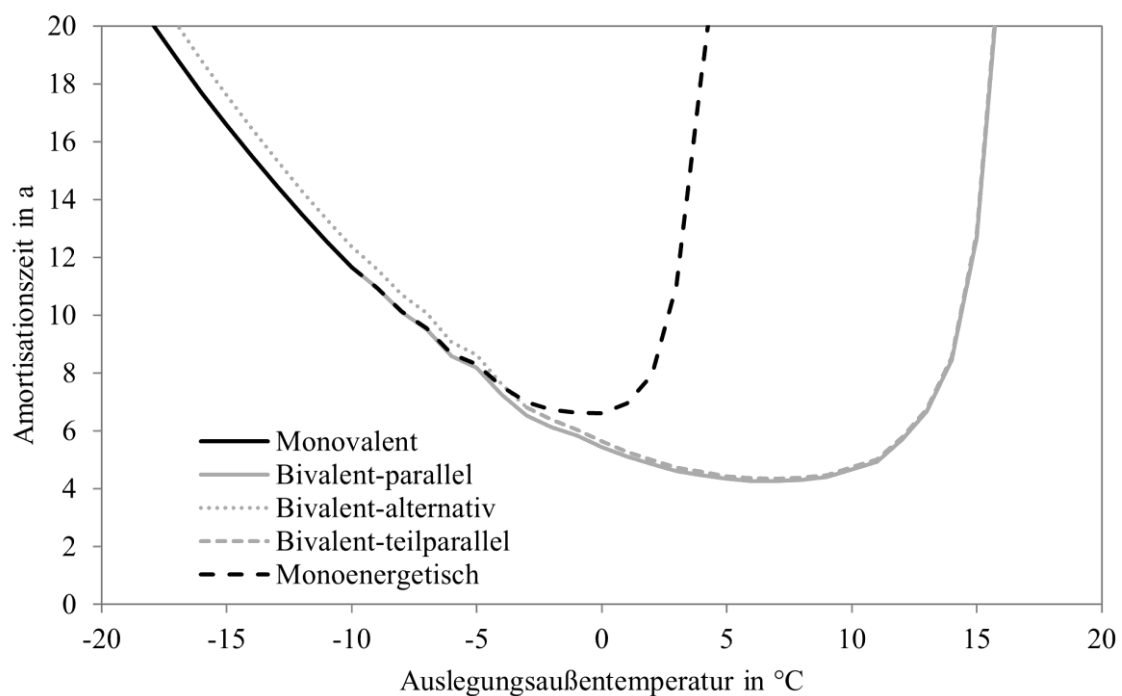


Abbildung 5-29: Amortisationszeiten der Luft-Wasser-Wärmepumpe (Heizwasser)

Der bivalent-alternative Betrieb verursacht bei Verwendung der Emissionswerte für das Jahr 2030 nach Tabelle 5-1 die geringsten CO₂-Emissionen, wenn die Wärmepumpe auf eine Außentemperatur von -3,4 °C ausgelegt wird. Abbildung 5-29 zeigt jedoch, dass das wirtschaftliche Optimum bei der teilparallelen Betriebsweise bei 7 °C mit einer Amortisationsdauer von 4,34 Jahren liegt. Bei der bivalent-parallelen Betriebsweise beträgt die geringste Amortisationsdauer, ebenfalls bei 7 °C, 4,26 Jahre.

Das wirtschaftliche Optimum bei der Verwendung einer monoenergetischen Anlage liegt bei der Auslegungstemperatur von 0 °C bei einer Amortisationszeit von 6,61 Jahren. Diese Betriebsweise ähnelt der bivalent-parallel ausgelegten Anlage, mit dem Unterschied, dass ein elektrischer Zusatzheizer als zweiter Wärmeerzeuger verwendet wird. Da der Strom direkt zum Beheizen des Wassers genutzt wird, entstehen hohe Energiekosten.

Die Amortisationszeiten, die sich für die Auslegung einer Trinkwarmwasserwärmepumpe ergeben, sind in Abbildung 5-30 dargestellt.

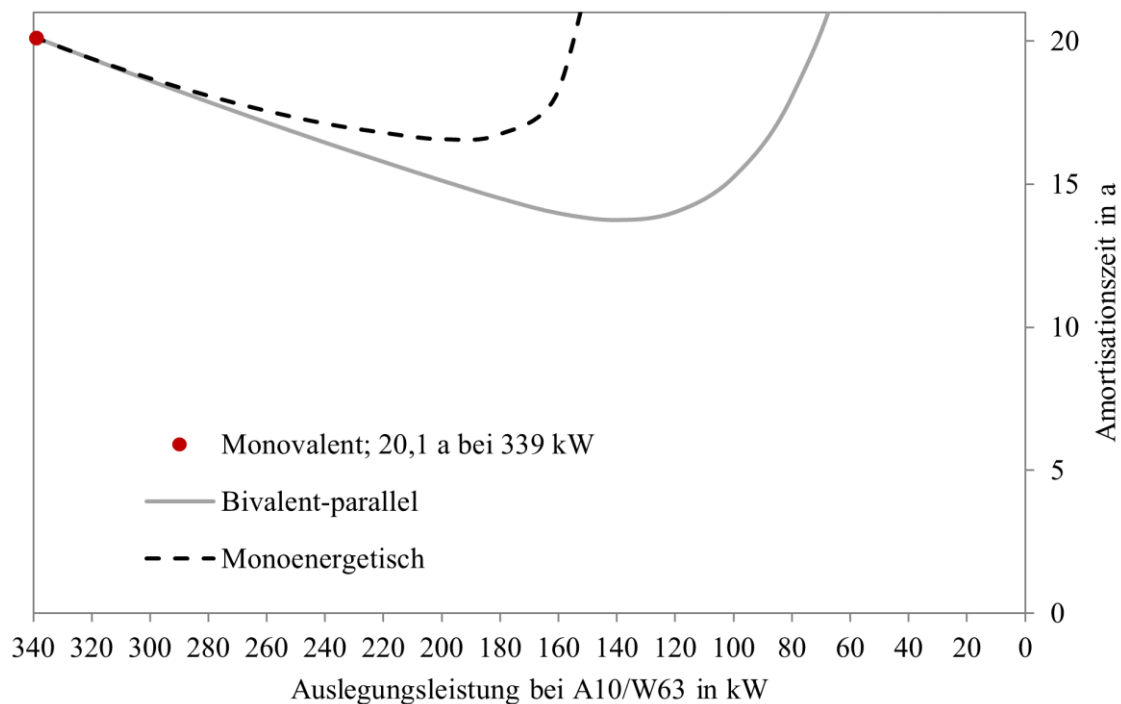


Abbildung 5-30: Amortisationszeiten der Luft-Wasser-Wärmepumpe (Trinkwarmwasser)

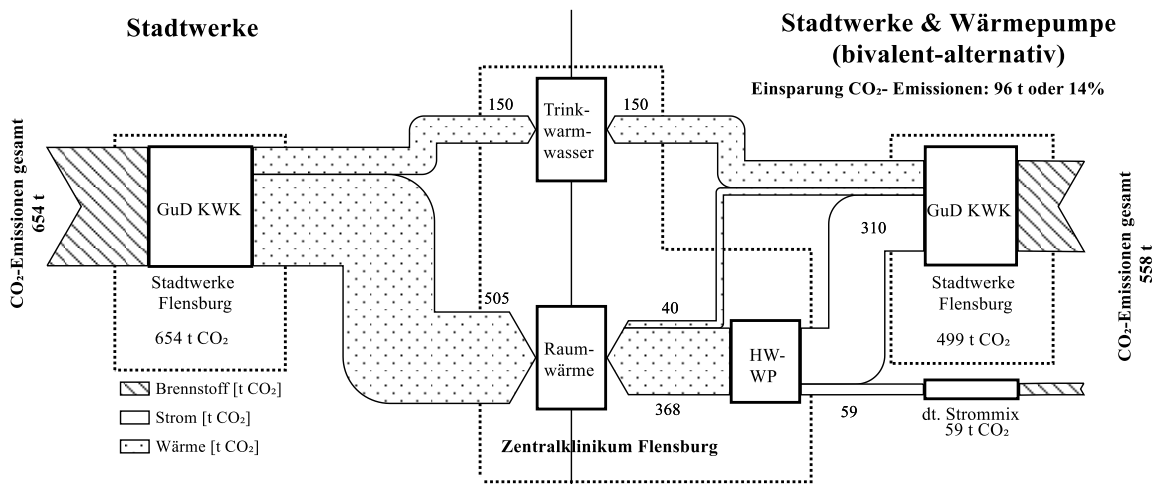
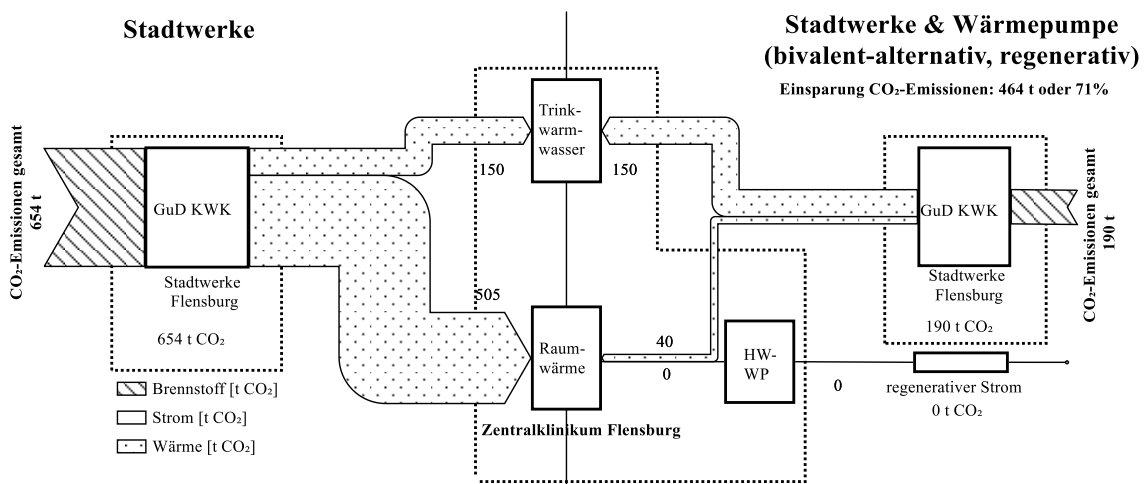
Die niedrigste Amortisationszeit kann bei der bivalent-parallel betriebenen Wärmepumpe bei einer Auslegungsleistung von ungefähr 140 kW erreicht werden und beträgt 13,7 Jahre. Die Amortisationszeit einer monoenergetisch betriebenen Wärmepumpe erreicht ihr Minimum bei 200 kW und einer Amortisationszeit von 16,6 Jahren.

5.2.6 Ergebnisse

In Abschnitt 5.2.5 wurde gezeigt, dass die wirtschaftliche Auslegung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe zur Deckung des Heizbedarfes des ZKFs möglich ist. Im wirtschaftlichen Optimum der Wärmepumpe liegen jedoch nicht die maximal möglichen CO₂-Einsparungen vor. Legt man diese Wärmepumpe nach der bivalent-alternativen Betriebsweise mit einer Abschalt- und einer Auslegungstemperatur von -3,4 °C aus, können maximale CO₂-Einsparungen erzielt werden. Mit einer Amortisationszeit von 6,8 Jahren (nach Abbildung 5-29) ist diese Auslegung weiterhin wirtschaftlich. Für die Wärmeversorgung zur Trinkwassererwärmung und zur Heizwasserbereitstellung ergeben sich jährlich CO₂-Emissionen von 558 t, wie Abbildung 5-31 zeigt.

Die Zusammensetzung der elektrischen Energie und die Darstellungsform wurden der Masterthesis von LINDEMANN [69] entnommen. Die Abbildung 5-31 zeigt, unter Berücksichtigung der spezifischen CO₂-Emissionen der Fernwärme nach Tabelle 5-1, dass jährlich 654 t CO₂ durch die Trinkwarmwasser- und der Heizwasserbereitstellung (Raumwärme) emittiert würden. Wird stattdessen die bivalent-alternativ ausgelegte Heizwasserwärmepumpe (HW-WP) verwendet, könnten 14 % der CO₂-Emissionen eingespart werden.

Die CO₂-Emissionen der Wärmepumpe sind direkt von den spezifischen CO₂-Emissionen der bezogenen elektrischen Energie abhängig. Durch den Betrieb einer Fotovoltaikanlage oder den Bezug von regenerativem Strom können die CO₂-Emissionen der bivalent-alternativ ausgelegten Wärmepumpe im Idealfall gänzlich vermieden werden. Insgesamt können bei der Wärmeversorgung so 71 % der CO₂-Emissionen eingespart werden, wie Abbildung 5-32 zeigt.

Abbildung 5-31: CO₂-Emissionen bei der Wärmebereitstellung, bivalent-alternativer Betrieb (2030)Abbildung 5-32: CO₂-Emissionen bei der Wärmebereitstellung, Bezug regenerativer Energien

Die bivalent-alternativ ausgelegte Wärmepumpe wird bei niedrigen Temperaturen weiterhin von der Fernwärme unterstützt. Soll der Einsatz der Fernwärme verringert werden, muss die Wärmepumpe monoenergetisch oder monovalent ausgelegt werden. Bei der monoenergetischen Auslegung der Wärmepumpe, welche durch einen elektrischen Heizstab unterstützt wird, ergibt sich nach Abbildung 5-29 mit 6,6 Jahren eine kürzere Amortisationszeit als bei der bivalent-alternativen Auslegung.

Auch die Trinkwarmwassererzeugung wird nach Abbildung 5-32 weiterhin von der Fernwärme übernommen. Der Betrieb einer Luft-Wasser-Wärmepumpe zur Trinkwarmwasserbereitstellung ist wirtschaftlich möglich, wie in Abschnitt 5.2.5 gezeigt wurde. Bei den zugrundeliegenden spezifischen CO₂-Emissionen für elektrische Energie und Fernwärme für das Jahr 2030 können jedoch keine CO₂-Emissionen eingespart werden. Auch durch die Verwendung von Erdwärme oder Grundwasser als Wärmequelle können keine weiteren Einsparungen erzielt werden.

Durch den Bezug von regenerativem Strom können jedoch auch für die Trinkwarmwasserbereitstellung die CO₂-Emissionen gesenkt werden. Werden beide Wärmepumpen monoenergetisch ausgelegt, kann auf den Einsatz der Fernwärme verzichtet werden. Die monoenergetisch ausgelegte TWW-WP weist bei dieser Auslegung eine Amortisationszeit von 16,6 Jahren auf, was der erwarteten Lebensdauer von Wärmepumpen entspricht. Der Einsatz dieser

Wärmepumpe ist aus wirtschaftlichen Gründen daher nicht vorteilhaft. Die CO₂-Emissionen können jedoch theoretisch für die gesamte Wärmeversorgung eliminiert werden, wie Abbildung 5-33 zeigt.

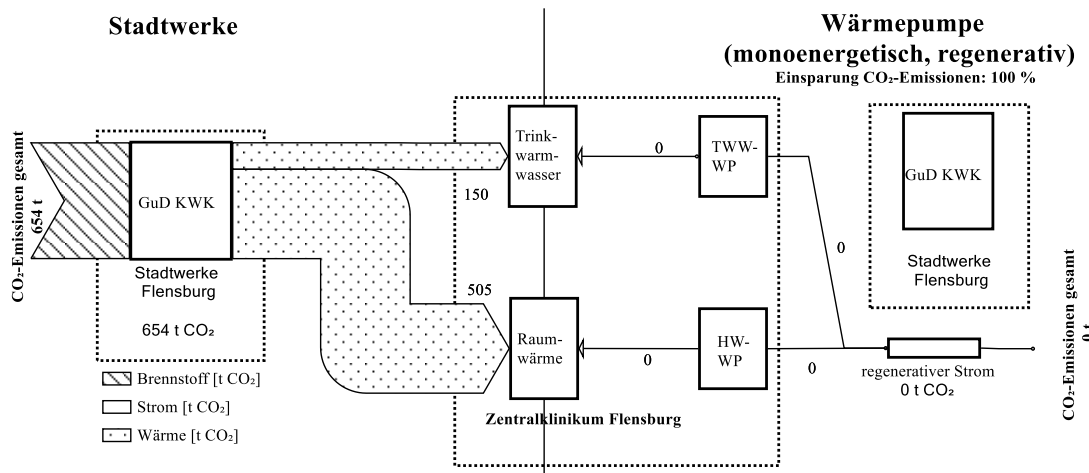


Abbildung 5-33: Regeneratives Szenario bei der Verwendung von monoenergetisch ausgelegten WP

Bei einem Ausfall der Wärmepumpe oder falls aufgrund eines Stromausfalls nicht genug Strom aus dem Notstromaggregat zum Betrieb der Wärmepumpe bereitgestellt werden kann, kann die Wärmebereitstellung durch die Fernwärme weiterhin gewährleistet werden.

Kann regenerativer Strom bezogen werden, ist es hinsichtlich der CO₂-Einsparungen irrelevant, ob die Wärme im ZKF mithilfe von elektrisch betriebenen Heizstäben oder mit Wärmepumpen bereitgestellt wird. Daher ist es an dieser Stelle sinnvoll, den Primärenergiebedarf der Wärmeversorgung nach Abbildung 5-34 zu betrachten.

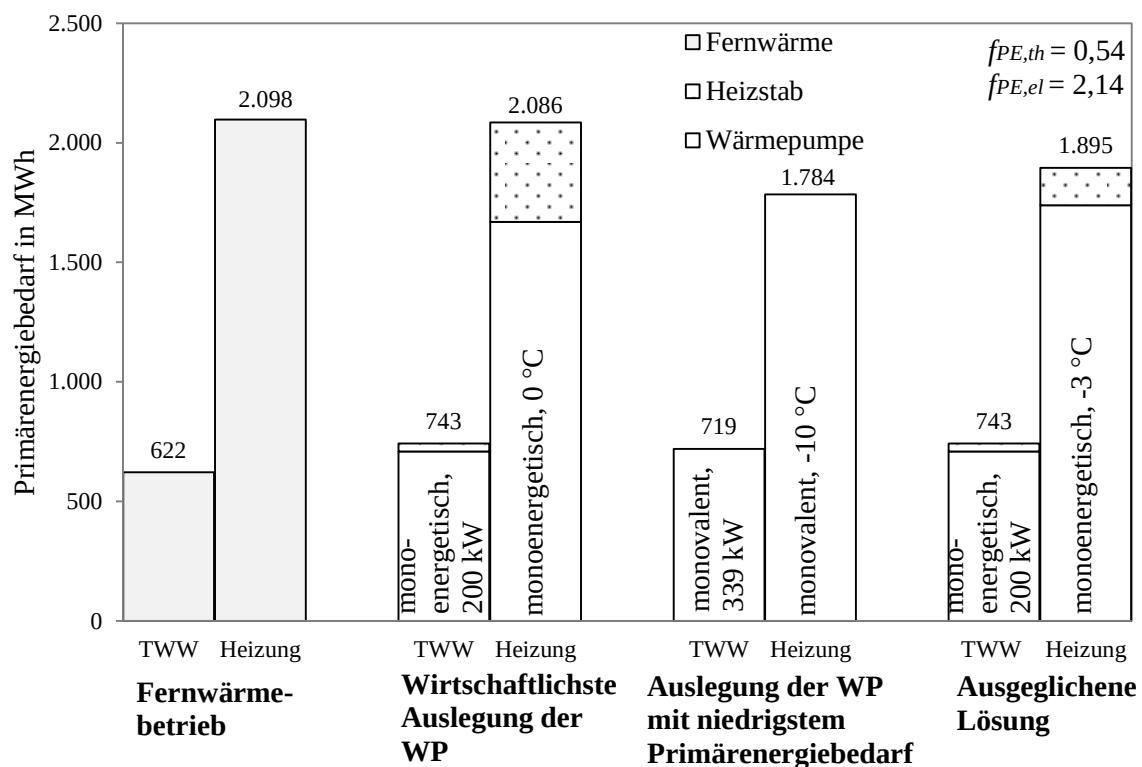


Abbildung 5-34: Primärenergiebedarf der Versorgungssysteme, 2030

Für die Berechnung wurden die Primärenergiefaktoren für das Jahr 2030 nach Tabelle 5-1 berücksichtigt. Die Abbildung 5-34 zeigt, dass Primärenergieeinsparungen bei der Auslegung der Heizwasserwärmepumpen möglich sind. Während bei der wirtschaftlichsten Auslegung der Wärmepumpe nur 14 MWh eingespart werden können, kann der Primärenergieverbrauch durch die monovalente Auslegung um 324 MWh verringert werden. Die monovalente Auslegung der Heizwasserwärmepumpe weist nach Abbildung 5-29 jedoch eine Amortisationszeit von 13,4 Jahren, während die der wirtschaftlichsten Wärmepumpe bei 6,6 Jahren liegt. Daher wird eine ausgeglichene Lösung vorgeschlagen, welche eine Amortisationszeit von 7 Jahren aufweist. Mit der hierfür monoenergetisch auf eine Außentemperatur von -3°C ausgelegten Wärmepumpe sind Primärenergieeinsparungen von 203 MWh möglich.

Die Trinkwarmwasserwärmepumpe weist sowohl bei der wirtschaftlichsten monoenergetischen Auslegung als auch bei der monovalenten Auslegung einen höheren Primärenergiebedarf auf als die Fernwärme. Die Amortisationszeiten liegen bei 16,6 beziehungsweise bei 20,1 Jahren. Da diese innerhalb der Lebensdauer von Wärmepumpen liegt und durch die Erhöhung der Ausgangsleistung lediglich Primärenergieeinsparungen von bis zu 24 MWh möglich sind, handelt es sich bei der ausgeglichenen Lösung gleichzeitig um die wirtschaftlichste Lösung.

Durch den Bezug von regenerativem Strom kann der Primärenergiefaktor weiter gesenkt werden. So kann auch der Primärenergiebedarf bei der Trinkwarmwasserbereitstellung durch Wärmepumpen so weit gesenkt werden, dass niedrigere Werte als bei der Nutzung von Fernwärme auftreten. In diesem Fall ist ein Vergleich der verschiedenen Auslegungspunkte der Wärmepumpen untereinander weiterhin sinnvoll. So kann neben der Minimierung der CO_2 -Emissionen sichergestellt werden, dass eine Kompromisslösung zwischen Wirtschaftlichkeit und einem geringen Primärenergiebedarf erzielt wird.

5.2.7 Umsetzungsempfehlung

Es zeigt sich, dass die Auslegung einer Luft-Wasser-Wärmepumpe zur Bereitstellung von Heizungswasser sowohl wirtschaftlich als auch emissionsarm möglich ist. Die Fernwärme wird hierfür bei niedrigeren Temperaturen genutzt, um die Heizwärmeversorgung zu unterstützen oder zu übernehmen und entstehende CO_2 -Emissionen zu minimieren. Sinken die CO_2 -Emissionen der bezogenen elektrischen Energie unter die CO_2 -Emissionen der Fernwärme, kann diese theoretisch durch einen elektrischen Heizstab ersetzt werden. Die Nutzung von (regenerativem) Strom im Wärmesektor ist aus energetischer Sicht am effizientesten mithilfe von Wärmepumpen zu realisieren.

Die Nutzung der Luft-Wasser-Wärmepumpe zur Bereitstellung von Trinkwarmwasser stellt sich als wirtschaftlich unattraktiv heraus [57]. Erst bei der Nutzung von Strom mit einem hohen Anteil regenerativer Energien ergeben sich bezüglich der Primärenergie und der CO_2 -Emissionen gegenüber der Fernwärme Vorteile.

Bei der Bereitstellung von Heizungswasser mithilfe von Wärmepumpen ist es unerlässlich, die Vorlauftemperatur des Heizungswassers anzupassen. In Abbildung 5-18 wurde hierfür eine Heizkurve vorgestellt, welche bei einer Normaußentemperatur von -10°C eine Vorlauftemperatur von 43°C aufweist. Je flacher diese Heizkurve verläuft, desto bessere Jahresarbeitszahlen können mit der Wärmepumpe erreicht werden. Die Wärmepumpe sollte mit einem Frequenzumrichter ausgestattet werden, um auch bei Teillast gute Leistungszahlen zu erzielen.

Die monovalente Auslegung der Wärmepumpe führt zu hohen Amortisationszeiten. Es ist daher sinnvoll, einen zweiten Wärmeerzeuger zur Unterstützung der Wärmepumpe bei niedrigen Außentemperaturen zu verwenden. Handelt es sich hierbei um Fernwärme, ist es im Jahr 2030

sinnvoll, die Wärmepumpe bivalent-alternativ auf eine Außentemperatur von $-3,4\text{ °C}$ auszulegen, um den Ausstoß von CO_2 -Emissionen zu minimieren.

Die CO_2 -Emissionen werden sich, insbesondere bei der Nutzung von regenerativem Strom, verringern. In dem Fall ist es sinnvoll, einen elektrischen Heizstab als zweiten Wärmeerzeuger zu nutzen und die Wärmepumpe monoenergetisch auszulegen. Die wirtschaftlichste Lösung weist bei einer Auslegungstemperatur von 0 °C eine Amortisationszeit von 6,6 Jahren auf.

Um den Primärenergiebedarf zu reduzieren, wurde in dieser Ausarbeitung vorgeschlagen, eine Wärmepumpe auf eine Außentemperatur von -3 °C auszulegen. Diese Wärmepumpe kann anfangs bivalent-teilparallel mit der Fernwärme betrieben werden. Die Temperatur, ab der die Fernwärme die komplette Wärmeversorgung übernimmt, wird durch den Vergleich der CO_2 -Emissionen der Wärmepumpe und der Fernwärme nach Abbildung 5-24 bestimmt. Sollte mit dem Heizstab durch den Bezug von regenerativem Strom eine CO_2 -ärmere Wärmebereitstellung als mit der Fernwärme möglich sein, kann dieser nachträglich eingebaut werden. Diese Lösung stellt einen Kompromiss zwischen Wirtschaftlichkeit, geringen CO_2 -Emissionen und einem geringen Primärenergiebedarf dar. Die Fernwärme wird fortan nur zur redundanten Heizwärmeversorgung genutzt.

Luft-Wasser-Wärmepumpen sind einfacher zu realisieren als beispielsweise Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit Grundwasser als Wärmequelle. Durch die Nutzung von Grundwasser, Abwasser oder Erdwärme ist es jedoch möglich, höhere Jahresarbeitszahlen zu erreichen. Es sollte daher geprüft werden, ob diese Wärmequellen am Standort Peelwatt genutzt werden können. Es wird vermutet, dass bei der Nutzung anderer Wärmequellen trotz steigender Investitionskosten bessere Amortisationszeiten erzielt werden können.

Aufgrund der hohen Vorlauftemperatur des Trinkwarmwassers erreicht die Trinkwarmwasserwärmepumpe schlechtere Jahresarbeitszahlen als die Heizwasserwärmepumpe. Durch die Wahl von Abwasser als Wärmequelle, welches eine höhere Temperatur als $14,6\text{ °C}$ aufweist, kann eine Reduzierung der CO_2 -Emissionen gegenüber der Fernwärme erfolgen. Alternativ kann elektrische Energie bezogen werden, welche einen hohen Anteil an regenerativem Strom aufweist.

Eine monoenergetisch betriebene Wärmepumpe, welche auf eine Leistung von 200 kW ausgelegt ist, weist eine hohe Amortisationszeit von 16,6 Jahren auf. Bei der Wahl von Erdwärme, Grundwasser oder Abwasser als Wärmequelle wird vermutet, dass die Amortisationszeiten aufgrund der höheren Investitionskosten steigen. Aus wirtschaftlicher Sicht ist eine Luft-Wasser-Wärmepumpe zur Erzeugung von Trinkwarmwasser daher nicht attraktiv.

5.3 Freie Kühlung

Der Kältebedarf von Krankenhäusern wird häufig das ganze Jahr über mithilfe von Kältemaschinen gedeckt. Aus Gründen des Umweltschutzes und aufgrund steigender Energiekosten ist es zielführend, diese Kältebereitstellung energieeffizient zu gestalten. Eine Möglichkeit zur Senkung des Energiebedarfes von Kältemaschinen ist der Einsatz der freien Kühlung. Diese wurde im Rahmen des Projektes EEKlin von HARTEN [55] für den Einsatz am ZKF untersucht. Die Ergebnisse werden im Folgenden vorgestellt.

5.3.1 Annahmen und Aufbereitung der Lastgänge

In Abbildung 5-35 ist der Kältebedarf des Jahres, simuliert in Abschnitt 4.3, für MRT-Geräte und die Klimatisierung, aufgeteilt auf die jeweiligen Temperaturintervalle, dargestellt.

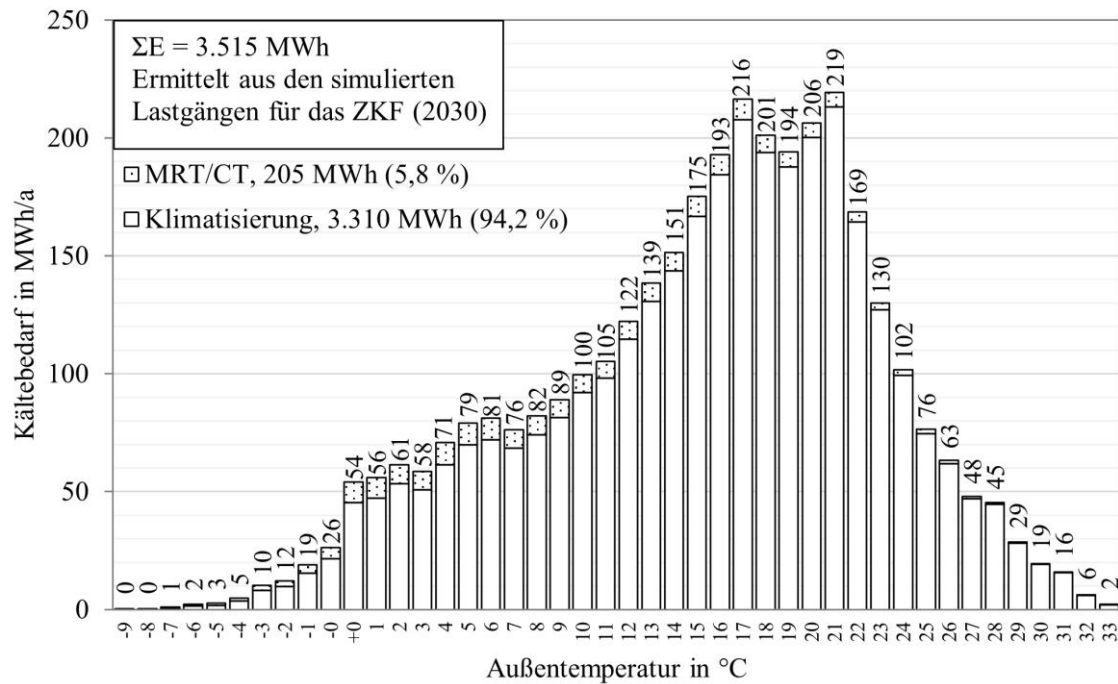


Abbildung 5-35: Kältebedarf im ZKF bei den jeweiligen Temperaturen

Diese Daten sind nach DIN 4710 [30] aufbereitet. Es ist zu sehen, dass selbst bei niedrigen Außentemperaturen noch Wärme abgeführt werden muss.

Der Nutzen der freien Kühlung besteht darin, den Einsatz von Verdichtungskältemaschinen zu verringern und somit den elektrischen Energieverbrauch zu reduzieren. Bei niedrigen Temperaturhuben erreichen Kältemaschinen bessere Leistungszahlen als bei hohen Temperaturhuben, wie die Kennlinie der Verdichtungskältemaschine in Abbildung 5-36 zeigt, welche für die Betrachtung modelliert wurde.

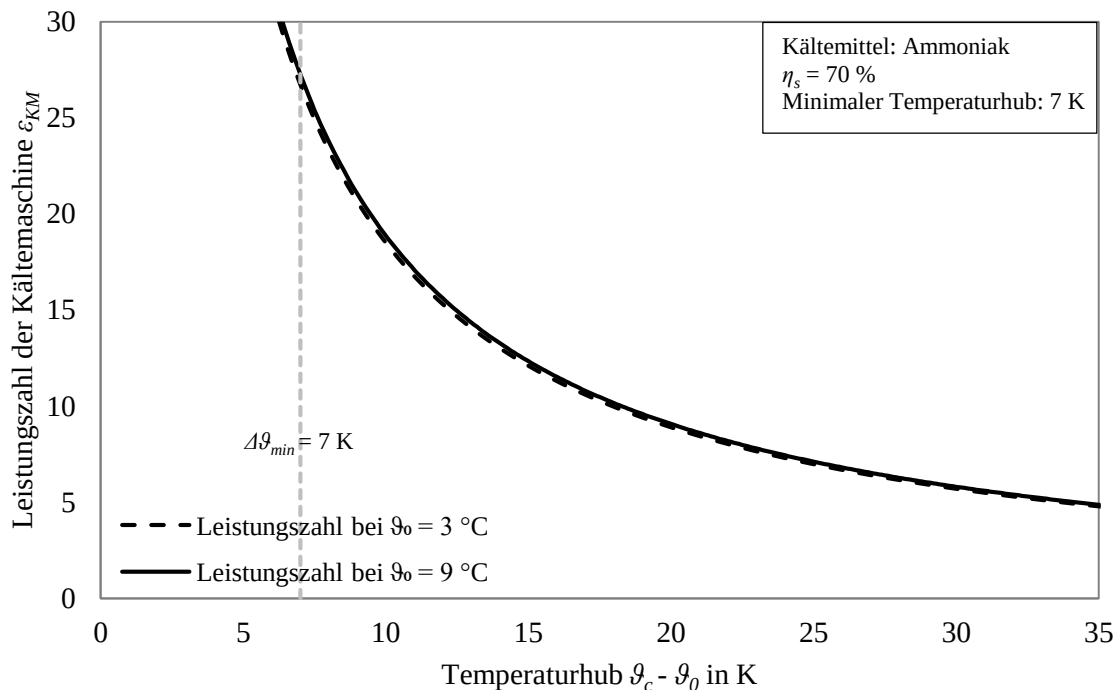


Abbildung 5-36: Leistungszahlen der simulierten Kältemaschine

Aus Abbildung 5-35 und Abbildung 5-36 geht hervor, dass für die freie Kühlung insbesondere bei hohen Außentemperaturen ein Potenzial vorhanden ist elektrische Energie einzusparen. Durch die Anhebung der Vorlauftemperatur im Kältenetz kann die freie Kühlung bei höheren Außentemperaturen eingesetzt werden, was sich zusätzlich positiv auf die Leistungszahl der Kältemaschine auswirkt. Dies ist für MRT-Geräte jedoch nicht möglich, da diese eine Vor- und eine Rücklauftemperatur von 6 bzw. 12 °C benötigen.

Es besteht die Möglichkeit, im ZKF ein Flächenheizsystem zu nutzen, um das Klinikum mithilfe der Wärmepumpentechnologie zu beheizen [57, S.38]. Durch große Wärmeübertragungsflächen können somit die Vorlauftemperaturen im Heizungsnetz abgesenkt werden. Diese Systeme können jedoch zusätzlich zur Kühlung der jeweiligen Zonen und Räume genutzt werden. In diesem Fall lägen die Kaltwassertemperaturen im Umluftbetrieb ohne Entfeuchtung 4 K unter der Zulufttemperatur, während sie durch den Einsatz von Kühldecken noch höher gewählt werden können [61, S.193].

Sowohl für die Bauteilaktivierung [115] als auch für die Nutzung von Kühldecken [35] sollen Vorlauftemperaturen von 16 °C nicht unterschritten werden, um den Taupunkt nicht zu unterschreiten. Für die in der Regel gewählte Temperaturspreizung von 2 K betrüge die Rücklauftemperatur 18 °C [35]. Die Erhöhung dieser Vorlauftemperaturen wirkt sich positiv auf den elektrischen Verbrauch von Kältemaschinen aus. Zudem haben träge Flächenkühlssysteme (insbesondere die Bauteilaktivierung) den Vorteil, dass Spitzenlasten kompensiert [115] und die Kältemaschinen auf geringere Nennleistungen ausgelegt werden können.

Aufgrund der gewählten vergleichsweise hohen Temperaturen kann jedoch keine Entfeuchtung realisiert werden. Ist die Entfeuchtung in einigen Räumen und Zonen vorgesehen, kann hier beispielsweise auf sorptionsgestützte Entfeuchtung oder Splitgeräte zurückgegriffen werden.

Der beispielhafte Aufbau eines sogenannten Vierleitersystems nach [116, S.6] zur Nutzung eines Flächenheizsystems zum Kühlen und zum Heizen ist in Abbildung 5-37 dargestellt.

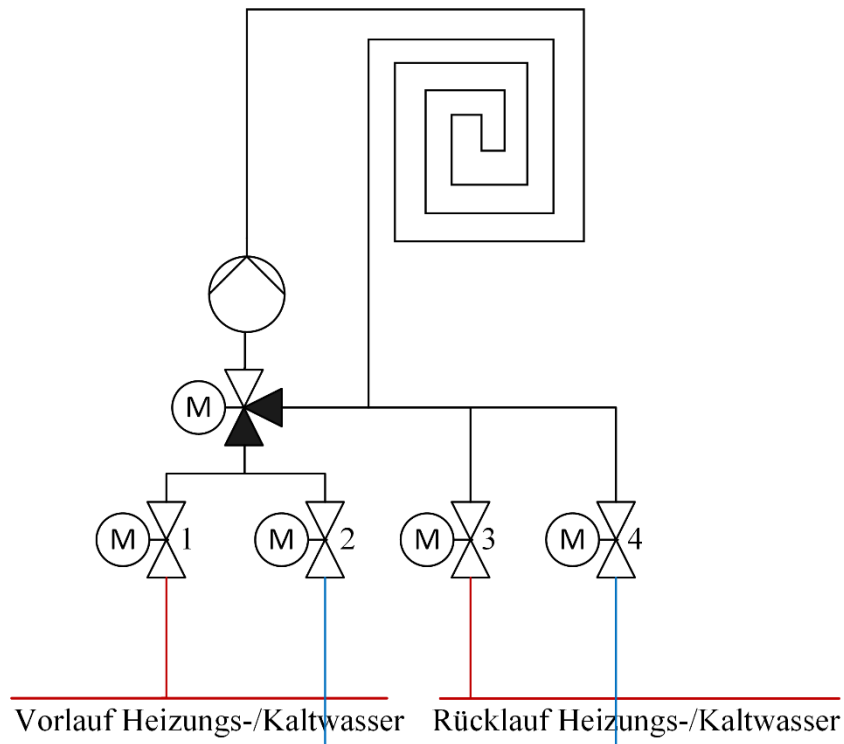


Abbildung 5-37: Gleichzeitiges Heizen und Kühlen von Räumen/Zonen, beispielhafter Aufbau

Im Heizfall wird Ventil 1 geöffnet, um dem Flächenheizsystem (Flächenkühlssystem) über das 3-Wege-Mischventil Heizungswasser zuzuführen. Zusätzlich wird Ventil 3 geöffnet, um das abgekühlte Heizungswasser dem Rücklauf zuzuführen. Im Kühlfall werden Ventil 2 und 4 geöffnet, um dem Flächenkühlssystem (Flächenheizsystem) kaltes Wasser beizumischen.

Das dargestellte System ermöglicht die unabhängig voneinander geregelte Beheizung und Kühlung verschiedener Räume und Zonen im Klinikum. Es existieren weitere Flächenheiz- und Flächenkühlssysteme, auf die an dieser Stelle nicht weiter eingegangen wird.

5.3.2 Betrachtete Topologien

Freie Kühlung mittels Kältemittel

In Abbildung 5-38 ist der beispielhafte Aufbau der freien Kühlung mittels Kältemittel dargestellt.

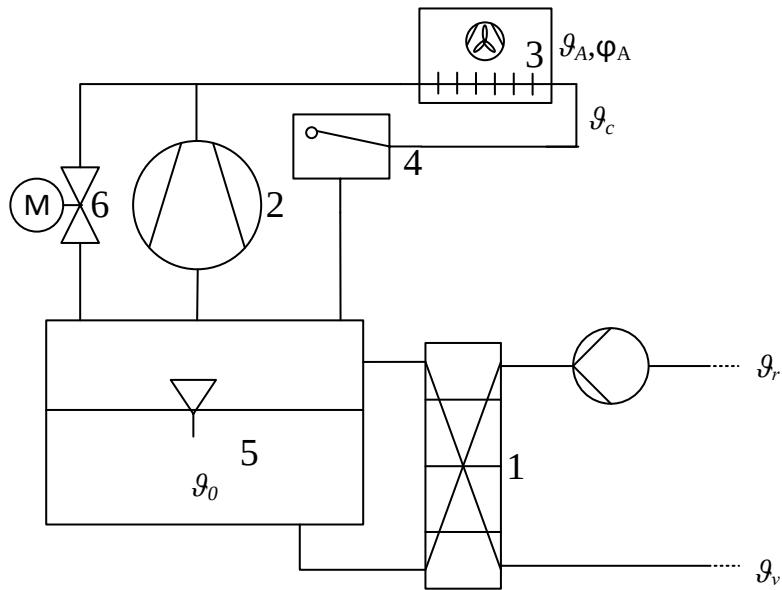


Abbildung 5-38: Aufbau der freien Kühlung mittels Kältemittel [121]

Im Verdampfer (1) wird Kaltwasser mit der Vorlauftemperatur ϑ_{VL} bereitgestellt. Die Verdampfungstemperatur ϑ_0 liegt 3 K unterhalb der Vorlauftemperatur ϑ_{VL} . Im Verdichter (2) wird das gasförmige Kältemittel auf einen höheren Druck gebracht, sodass es im Rückkühlwerk (3) bei einer Verflüssigungstemperatur von ϑ_c verflüssigt wird. Das Kältemittel wird isenthalp gedrosselt (4) und einem Sammelbehälter (5) zugeführt. Die Verflüssigungstemperatur ϑ_c ist je nach verwendetem Rückkühler (3) von der Außentemperatur ϑ_A oder der Feuchtkugeltemperatur ϑ_{FK} (ϑ_A, φ_A) abhängig.

Durch den Einbau eines Ventils (6) wird der Freikühlbetrieb ermöglicht. Bei niedrigen Außenluft- oder Feuchtkugeltemperaturen kann die Verflüssigungstemperatur so weit abgesenkt werden, dass sie der Verdampfungstemperatur entspricht. In diesem Fall wird Ventil (6) geöffnet und der Verdichter (2) abgeschaltet, sodass Kältemitteldampf durch das Ventil in den Rückkühler strömt. Dort wird das Kältemittel verflüssigt und dem Kältemittelbehälter erneut zugeführt.

Freie Kühlung mittels Glykolkreis

In Abbildung 5-39 ist der beispielhafte Aufbau der freien Kühlung mittels Glykolkreis nach [121] dargestellt.

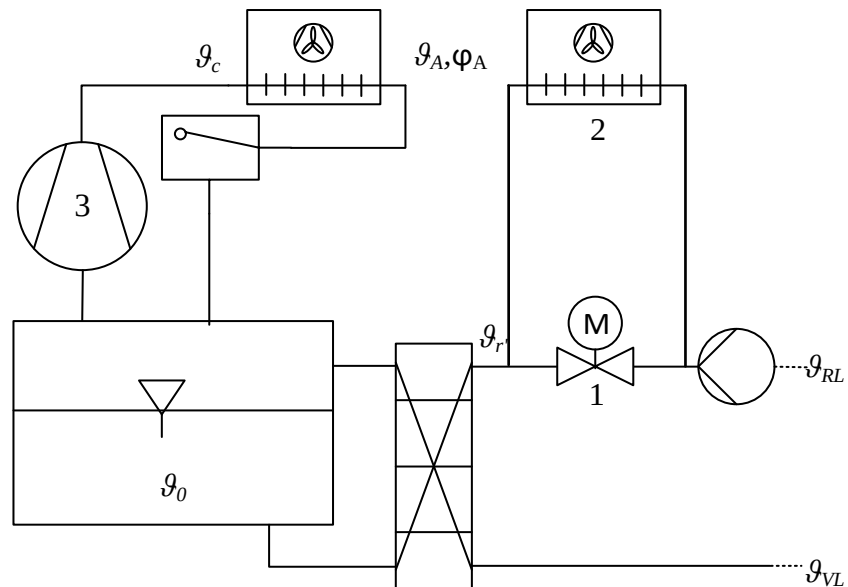


Abbildung 5-39: Aufbau der freien Kühlung mittels Glykolkreis [121]

Auf der linken Seite der Abbildung ist der beispielhafte Aufbau einer Kältemaschine abgebildet, auf den nicht weiter eingegangen werden soll. Kaltwasser (in diesem Fall ein Wasser-Glykol-Gemisch) soll von einer Rücklauftemperatur ϑ_{RL} auf eine Vorlauftemperatur ϑ_{VL} gekühlt werden. Tritt der Fall ein, dass die Außen- oder die Feuchtkugeltemperatur (je nach verwendetem Rückkühlwerk) niedriger ist als die Rücklauftemperatur ϑ_r , kann das Ventil (1) geschlossen werden, sodass das Kaltwasser im Rückkühlwerk (2) auf eine Temperatur von ϑ_r gekühlt wird. Kann das Rückkühlwerk die gesamte Kältebereitstellung übernehmen, sodass ϑ_r der gewünschten Vorlauftemperatur entspricht, wird der Verdichter (3) abgeschaltet.

Die freie Kühlung mittels Glykolkreis zeichnet sich durch eine Parallelnutzung von freier Kühlung und Verdichtungskältemaschine aus, was in der Simulation berücksichtigt wurde.

5.3.3 Rückkühlwerke

Die Wärme, welche innerhalb eines Raumes von einem Fluid aufgenommen wird, muss außerhalb des betrachteten Raumes abgegeben werden, um diesen zu kühlen. Hierfür kommen Rückkühlwerke bei der Verwendung von Verdichtungskältemaschinen, Absorptionskältemaschinen und bei der freien Kühlung zum Einsatz.

Trockenkühler

Mithilfe von Trockenkühlern können Fluide auf eine Temperatur abgekühlt werden, welche oberhalb der Außenlufttemperatur liegt. Die praktisch minimale Abkühlungsgrenze beträgt 4 K, was beispielsweise der Temperaturdifferenz zwischen der Verflüssigungstemperatur und der Außenlufttemperatur entspricht ($\vartheta_c - \vartheta_A \geq 4 \text{ K}$) [61, S.326]. Nach [81, S.3] ergibt sich eine wirtschaftliche Abkühlungsgrenze bei 6 K, sodass dieser Wert für weitere Berechnungen genutzt wird.

Verdunstungskühler

Durch die isenthalpe Verdunstung von Wasser in ungesättigter Luft können Temperaturen erreicht werden, welche unterhalb der Außentemperatur liegen. Die tiefste Temperatur, die hierbei erreicht werden kann, entspricht der sogenannten Feuchtkugeltemperatur. Mithilfe von Verdunstungskühlern können Kühlmitteltemperaturen erreicht werden, welche 4 K oberhalb der Feuchtkugeltemperatur

liegen [61, S.327]. Verdunstungskühler unterliegen der VDI 2047 und der 42. BImSchV (Schutz gegen Legionellenausbreitung), in denen unter anderem Anforderungen an die Errichtung, die Beschaffenheit, den Betrieb und die Überwachung von Verdunstungskühlern enthalten sind [114]. Den thermodynamischen Vorteilen bei der Nutzung von Verdunstungskühlern stehen daher hygienische Nachteile gegenüber. Zudem kommt ein Wasserverbrauch (durch Abschlämmen, austretende Tröpfchen und Verdunstung) in Höhe von 2,5 bis 4,5 Litern pro Kilowattstunde abzuführender Wärme hinzu [71, S.233].

Hybridkühler

Auch bei einem Hybridkühler können nach dem Verdunstungsprinzip Kühlmitteltemperaturen erreicht werden, welche 4 K oberhalb der Feuchtkugeltemperatur liegen [61, S.327]. Bei tiefen Temperaturen kann der Hybridkühler rein trocken gefahren werden [61, S.330], sodass Wassereinsparungen gegenüber reinen Verdunstungskühlern von bis zu 80 % jährlich möglich sind [71, S.235]. Hybridkühler unterliegen ebenfalls der VDI 2047 und der 42. BImSchV. Da Hybridkühler eine Kombination aus Verdunstungs- und Trockenkühlern darstellen, werden diese in den nachfolgenden Simulationen nicht gesondert behandelt.

5.3.4 Ergebnisse

Die nachfolgenden Simulationen wurden mit den in Tabelle 5-5 aufgelisteten Parametern durchgeführt.

Tabelle 5-5: Simulationsparameter für die freie Kühlung

Parameter	Wert und Einheit
$\vartheta_v - \vartheta_0$	3 K
$\vartheta_c - \vartheta_A$	6 K (Trockenkühler)
$\vartheta_c - \vartheta_{FK}$	4 K (Verdunstungskühler)
η_s	70 %

Die Vorlauftemperatur im Kältenetz liegt 3 K über der Verdampfungstemperatur, um eine minimale Temperaturdifferenz von 3 K zu gewährleisten. Die Verflüssigungstemperaturen wurden 6 bzw. 4 K (abhängig von den gewählten Rückkühlern) über der Außen- beziehungsweise der Feuchtkugeltemperatur gewählt, während ein isentroper Wirkungsgrad der Verdichter von 70 % abgeschätzt wurde.

Je nach verwendeter Topologie, den verwendeten Rückkühlern und der gewählten Vorlauftemperaturen ergeben sich jährlich unterschiedliche elektrische Verbräuche der Kältemaschinen, wie in Abbildung 5-40 dargestellt ist.

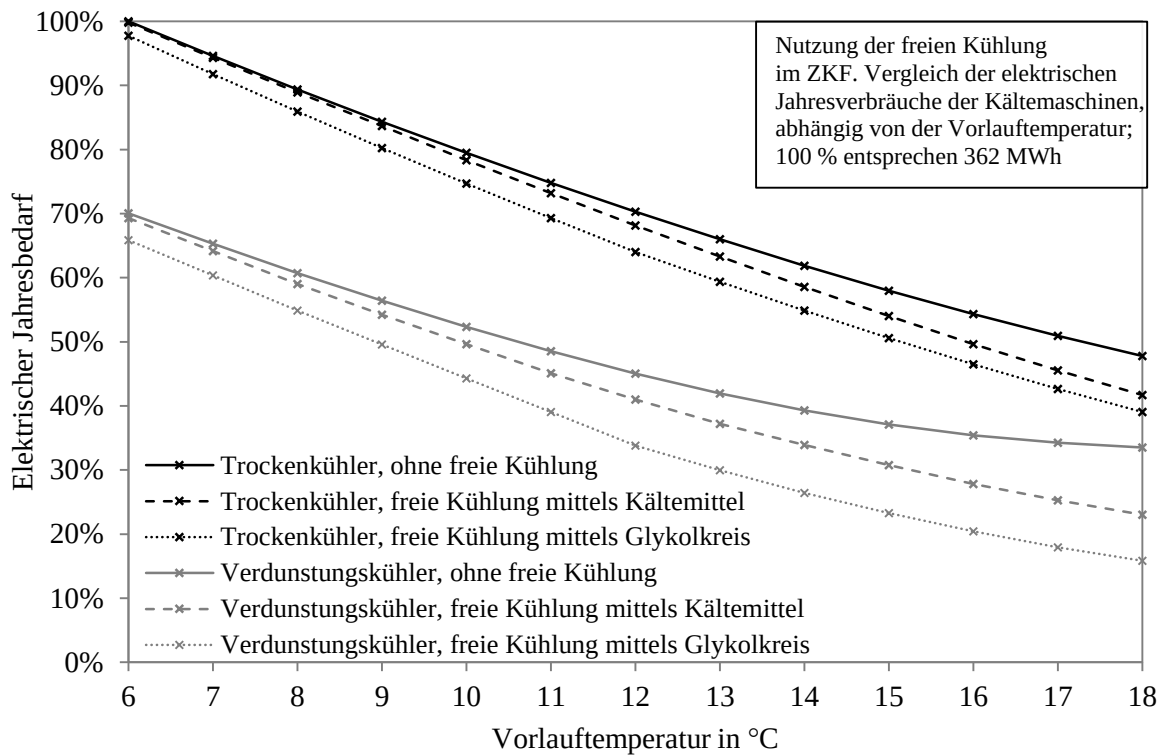


Abbildung 5-40: Elektrische Jahresverbräuche der Kältemaschinen bei Nutzung der freien Kühlung

Bei der freien Kühlung mittels Glykolkreis muss ein zweites Rückkühlwerk ausgelegt werden. Die maximale Wärmeabgabe an diesem Rückkühlwerk ist ebenfalls von der Vorlauftemperatur abhängig, wie Abbildung 5-41 zeigt, und wirkt sich somit auf die Investitionskosten aus.

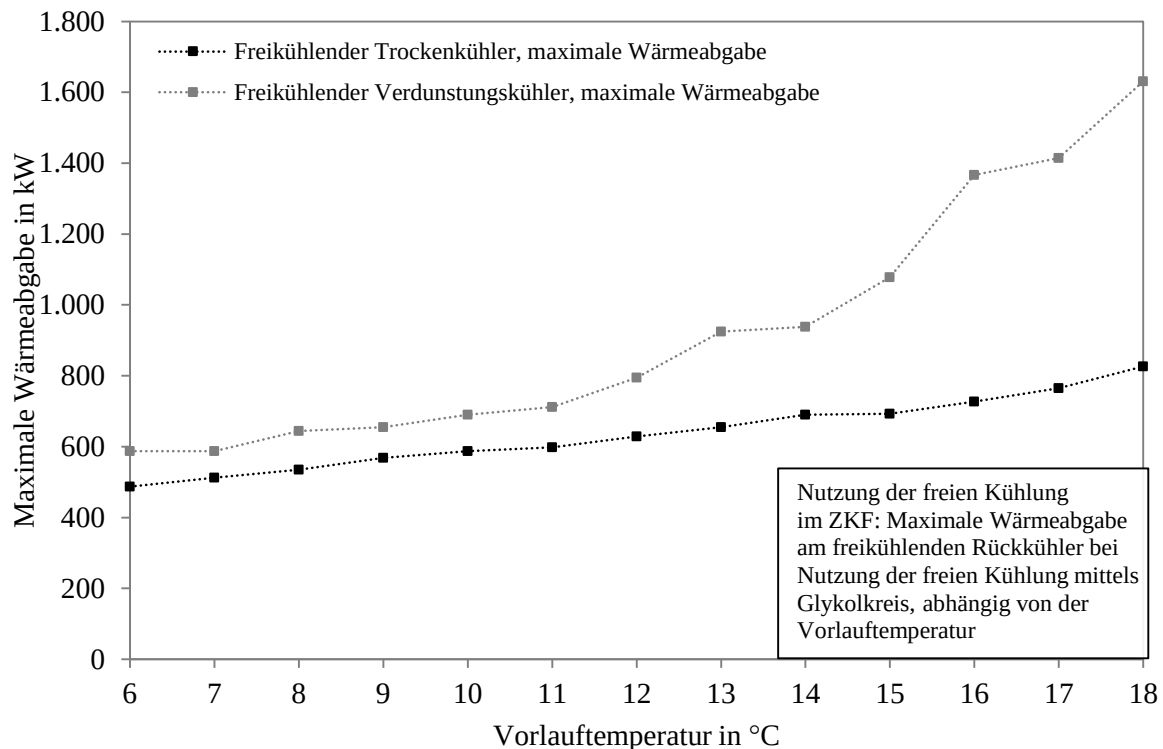


Abbildung 5-41: Rückkühlerauslegung bei der freien Kühlung mittels Glykolkreis

Der elektrische Jahresbedarf der Kältemaschinen liegt bei Nutzung eines Trockenkühlers ohne freie Kühlung und bei einer Vorlauftemperatur von 6 °C bei 362 MWh, was im betrachteten Diagramm 100 % entspricht.

Die Realisierung der freien Kühlung mittels Kältemittel ist mit einem geringeren Aufwand zu realisieren als die freie Kühlung mittels Glykolkreis, da kein weiteres Rückkühlwerk benötigt wird. Bei einer Vorlauftemperatur von 6 °C ergeben sich jedoch maximale Einsparmöglichkeiten von 1,29 %. Erst die Erhöhung der Vorlauftemperatur auf beispielsweise 16 °C führt zu Einsparmöglichkeiten von 8,6 % bei der Nutzung von Trockenkühlern oder 21,1 % bei der Nutzung von Verdunstungskühlern.

Bei der freien Kühlung mittels Glykolkreislauf wird dem Rückkühler direkt das Kühlwasser zugeführt. Ausschlaggebend für den Einsatz der freien Kühlung ist in diesem Fall die Temperaturdifferenz zwischen der Außenluft- oder Feuchtkugeltemperatur und der Rücklauftemperatur, sodass die freie Kühlung im Vergleich bei höheren Temperaturen eingesetzt werden kann. Bei einer Vorlauftemperatur von 6 °C liegen maximale Einsparmöglichkeiten von 6,6 % vor, während bei einer Vorlauftemperatur von 16 °C Einsparungen von 14,7 % (Trockenkühlung) beziehungsweise von 42,2 % (Verdunstungskühlung) möglich sind.

Die Ergebnisse zeigen, dass es für den Einsatz der freien Kühlung vorteilhaft ist, die Vorlauftemperatur im Kältenetz anzuheben. Auch der Einsatz von Verdunstungskühlern führt zu erhöhten elektrischen Einsparmöglichkeiten. Der Spitzenverbrauch der Kältemaschinen kann jedoch nicht mithilfe der freien Kühlung verringert werden.

Bei der Erhöhung der Vorlauftemperaturen im Kältenetz von 6 °C auf 16 °C ohne den Einsatz der freien Kühlung wird der elektrische Energiebedarf der Kälteverdichter verringert, wie Abbildung 5-40 entnommen werden kann. Bei dem Einsatz eines Trockenkühlers wird der Energiebedarf auf

54,3 % jährlich verringert, während er beim Einsatz eines Verdunstungskühlers auf 33,5 % verringert wird. Ohne den Einsatz der freien Kühlung kann der elektrische Verbrauch der Kältemaschinen generell durch Flächenkühlsysteme verringert werden.

Durch den Einsatz von Verdunstungskühlern wird gegenüber den Trockenkühlern eine Einsparung an elektrischer Energie von 30,0 % bei einer Vorlauftemperatur von 6 °C und 34,8 % bei einer Vorlauftemperatur von 16 °C erzielt. Für die energieeffiziente Kühlung des Klinikums ist der Einsatz von Hybrid- oder von Verdunstungskühlern daher den Trockenkühlern vorzuziehen.

5.3.5 Fazit und Ausblick

Durch die Untersuchung konnte gezeigt werden, dass die freie Kühlung im ZKF zur Reduktion des elektrischen Energiebedarfs der Verdichtungskältemaschinen verwendet werden kann. Hierdurch können sowohl Betriebskosten als auch CO₂-Emissionen und durch die Intensivierung des regenerativen Energieeinsatzes Primärenergie eingespart werden. Zudem können die Betriebsstunden der Kälteverdichter verringert werden. Der Spitzenverbrauch der Kältemaschinen kann jedoch nicht mithilfe der freien Kühlung gesenkt werden.

Um hohe Einsparungen an elektrischer Energie durch den Einsatz der freien Kühlung zu erzielen, muss die Vorlauftemperatur des Kaltwassers erhöht werden. Dies ist durch die Verwendung von Flächenkühlsystemen möglich. Auch ohne den Einsatz der freien Kühlung wirkt sich die Erhöhung der Vorlauftemperaturen positiv auf die Energiekosten der Verdichtungskältemaschine aus. Der Energiebedarf weiterer Aggregate wird in dieser Ausarbeitung vernachlässigt, da dieser gegenüber dem Energiebedarf von Kälteverdichtern gering ausfällt.

In dieser Ausarbeitung wurde auf Wirtschaftlichkeitsberechnungen verzichtet. Bei der Verwendung der freien Kühlung mittels Kältemittel besteht lediglich ein geringer Investitionsaufwand, sodass diese Maßnahme insbesondere bei hohen Vorlauftemperaturen im Kaltwassernetz als wirtschaftlich eingeschätzt wird. Die freie Kühlung mittels Glykolkreis führt zwar zu höheren Einsparmöglichkeiten, benötigt jedoch einen weiteren Rückkühler. Die Wirtschaftlichkeit der freien Kühlung mittels Glykolkreis muss daher überprüft werden. Mit den Ergebnissen kann gezeigt werden, dass die Nutzung von Verdunstungskühlern oder Hybridkühlern aus thermodynamischer Sicht den Trockenkühlern vorzuziehen ist. Die Ergebnisse der Ausarbeitung [57] basieren zum Teil auf Annahmen und Vereinfachungen. So kann sich beispielsweise die Simulation von dem Betriebsverhalten einer realen Kältemaschine stark unterscheiden, unter anderem weil ein konstanter isentroper Wirkungsgrad angesetzt wurde. Dennoch zeigt diese Ausarbeitung qualitativ, dass der Einsatz der freien Kühlung im ZKF ein hohes Potenzial aufweist.

5.4 Solare Kühlung, Fotovoltaik und Solarthermie

Der maximale Kühlbedarf des ZKFs tritt nach Abbildung 4-7 im Sommer auf. Da auch die solare Einstrahlung im Sommer Maximalwerte annimmt, ist die Nutzung von solarer Energie für den Betrieb einer Kältemaschine naheliegend. HARTEN hat [54] das Potenzial der solaren Kühlung und weiterer solarer Systeme für das ZKF untersucht. Die Ergebnisse werden in diesem Abschnitt vorgestellt.

Für die Nutzung der solaren Kühlung kann mit einer Fotovoltaikanlage Strom zum Betrieb einer Kompressionskältemaschine oder mit einer Solarthermieranlage Wärme zum Betrieb einer Absorptionskältemaschine bereitgestellt werden (Abbildung 5-42).

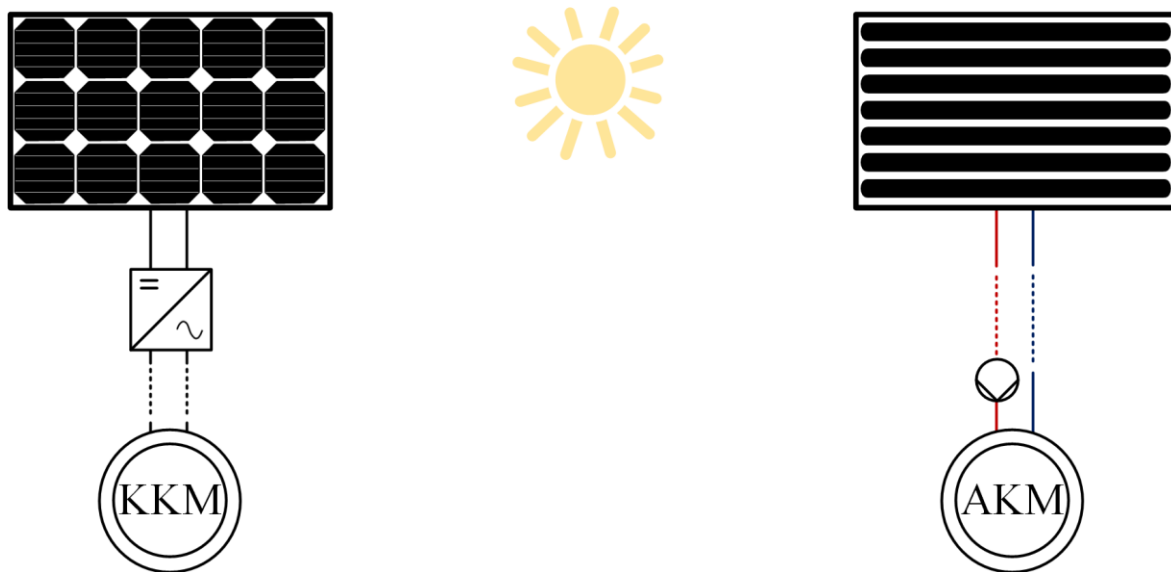


Abbildung 5-42: Nutzung von solarer Energie zur Kälteerzeugung, schematische Darstellung

Die bereitgestellte elektrische Energie der Fotovoltaikanlage wird in das Stromnetz des Klinikums eingespeist. Bei einem Ausfall der Fotovoltaikanlage kann die Kompressionskältemaschine über das Stromnetz weiterversorgt werden, da der produzierte Strom eine Ergänzung zur elektrischen Energieversorgung des Krankenhauses darstellt. Der Wirkungsgrad einer Solarzelle beträgt ungefähr 20 % [80, S. 186]. Der Wirkungsgrad einer Fotovoltaikanlage ist dementsprechend geringer als der Wirkungsgrad einer Solarthermieanlage, da die Strahlungsenergie der Sonne mithilfe des Fotoeffekts in elektrische Energie umgewandelt werden muss. Gleichzeitig hat die elektrische Energie gegenüber der solaren Wärmeengewinnung den höheren Exergiegehalt. Ein Ausfall der solarthermischen Anlage hat den Stillstand der Absorptionskältemaschine zur Folge, wenn diese nicht über andere Wärmequellen versorgt werden kann. Ein Überangebot an Wärme aus der Solarthermieanlage kann jedoch eventuell zur Unterstützung der Trinkwassererzeugung oder der Heizsysteme genutzt werden.

5.4.1 Betrachtete Fotovoltaikanlage am Standort Peelwatt

Mithilfe von Gl 5-9 kann der reale Energieertrag einer Fotovoltaikanlage ermittelt werden.

$$E_{real} = A_{PV} \cdot \eta_{PV} \cdot h_{G,gen} \cdot PR \quad \text{Gl 5-9}$$

Der Energieertrag einer Fotovoltaikanlage ist abhängig von der Fotovoltaikfläche A_{PV} , dem Modulwirkungsgrad η_{PV} , der solaren Bestrahlung in der geneigten Modulebene $h_{G,gen}$ und der Performance Ratio PR , welche beispielsweise Leitungsverluste und den Eigenbedarf des Wechselrichters berücksichtigt. Wird der reale Ertrag der Fotovoltaikanlage durch die Nennleistung P_{PV} in kW_P dividiert, erhält man nach Gl 5-10 den spezifischen Ertrag Y_{PV} in kWh/kW_P.²⁸

$$Y_{PV} = \frac{E_{real}}{P_{PV}} \quad \text{Gl 5-10}$$

Aufgrund der Standortabhängigkeit der solaren Bestrahlung $h_{G,gen}$ wurde bei der Ermittlung der solaren Erträge auf das „Photovoltaic Geographical Information System PVGIS“ der gemeinsamen Forschungsstelle der europäischen Kommission zurückgegriffen (vgl. Abschnitt 8.6). Für die

²⁸ Die Nennleistung einer Fotovoltaikanlage wird unter standardisierten Testbedingungen gemessen. Wissenschaftlich korrekt wäre, eine Fotovoltaikanlage anhand ihrer Nennleistung einzuordnen. Es ist jedoch gängige Praxis, für Fotovoltaikanlagen die Maximalleistung in kW_P (Kilowatt Peak) anzugeben.

Simulation wurden fest aufgestellte Zellen aus Silizium angenommen. Systemverluste von 14 % wurden als Standardeingabe übernommen und eine standortabhängige ideale Neigung von 39 ° ermittelt. Die spezifischen Erträge der Fotovoltaikanlage sind in Abbildung 5-43 dargestellt.

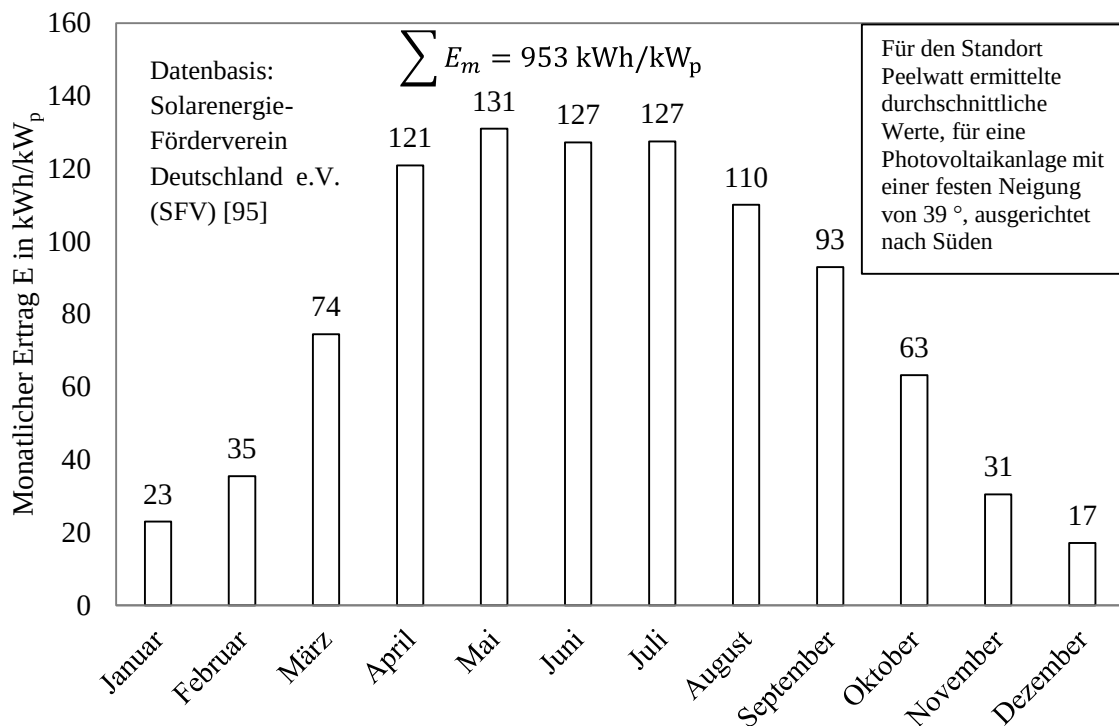


Abbildung 5-43: Zu erwartende reale spezifische Erträge für die simulierte Fotovoltaikanlage

Um die Richtigkeit des ermittelten spezifischen Jahresertrags der simulierten Fotovoltaikanlage zu verifizieren, wurde auf die „Bundesweite Aufnahme der monatlichen Stromertragsdaten von PV-Anlagen“, durchgeführt vom Solarenergie-Förderverein Deutschland e.V. (SFV) [95], zurückgegriffen. Die durchschnittlichen spezifischen Jahreserträge von 40 bis 50 Fotovoltaikanlagen im PLZ-Bereich 24000 bis 24999 sind in Tabelle 5-6 aufgelistet.

Tabelle 5-6: Durchschnittliche Jahreserträge für die Postleitzahlen 24000 bis 24999²⁹

Jahr	2015	2016	2017	2018	2019	2020	Ø
Jahresertrag in kWh/(kW _p · a) pro Anlage	903	891	851	961	884	968	910

Der durchschnittliche Jahresertrag der realen Fotovoltaikanlagen liegt 4,5 % unter dem Jahresertrag der simulierten Fotovoltaikanlage. Diese Abweichung lässt sich unter anderem mit dem Alter der realen Fotovoltaikanlagen erklären. Die in Abbildung 5-43 abgebildeten, simulierten Daten werden für weitere Berechnungen verwendet.

Die in Abbildung 5-43 dargestellten Werte sind jedoch auf die Nennleistung der Fotovoltaikanlage bezogen. Die Fläche, die eine Fotovoltaikanlage einer bestimmten Nennleistung benötigt, ist von der Art der verwendeten Solarzellen abhängig. Die durchschnittliche spezifische Modulfläche einer Fotovoltaikanlage beträgt nach [2] 7,6 m²/kW_p. Mit diesem Wert kann die Ausbeute einer Fotovoltaikanlage flächenspezifisch ermittelt werden. Um eventuell auftretende

²⁹ Datenbasis: Solarenergie-Förderverein Deutschland e.V. (SFV) [95]

Modulverschattungen bei geneigten Modulen zu minimieren, wie in Abbildung 5-44 dargestellt, muss ein ortsabhängiger Abstand zwischen den Modulen eingehalten werden. Das Verhältnis zwischen benötigter horizontaler Fläche und Modulfläche $\left(\frac{A_{hor}}{A_m}\right)$ beträgt nach [19] im Schnitt zwei.

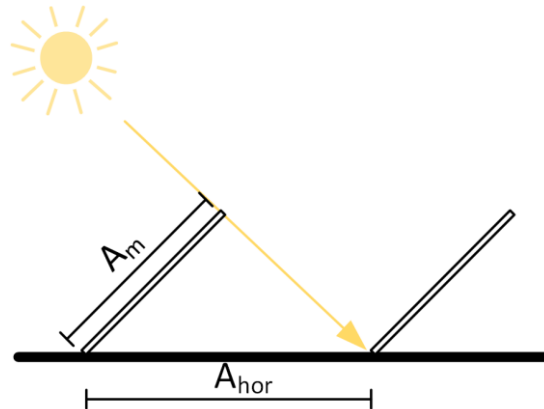


Abbildung 5-44: Notwendigkeit der Vermeidung von Modulverschattungen

Die laufenden Kosten einer Fotovoltaikanlage werden nach [44, S. 8] mit 1 % der Investitionskosten im Jahr angegeben. Die EEG-Umlage für das Jahr 2021 beträgt 6,5 ct/kWh, von denen 40 % bei Eigenverbrauch gezahlt werden müssen. Die System-Investitionskosten lagen im Jahr 2019 bei 1.055 €/kW_p. Hierbei werden neben den Modulen benötigte Komponenten wie beispielsweise der Wechselrichter berücksichtigt [44, S. 8].

5.4.2 Betrachtete Solarthermieranlage am Standort Peelwatt

Mithilfe von PVGIS wurde die mittlere monatliche Bestrahlung für den Standort Peelwatt simuliert. Die Werte sind in Abbildung 5-45 dargestellt.

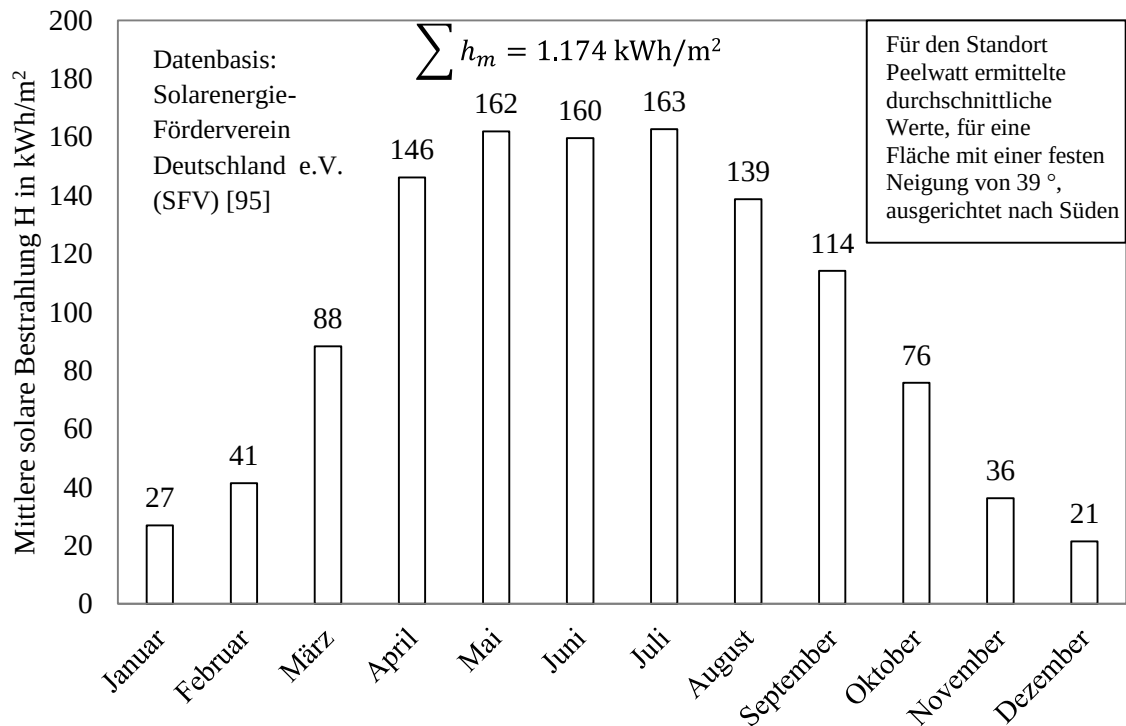


Abbildung 5-45: Mittlere monatliche Bestrahlung für den Standort Peelwatt

Der Wirkungsgrad einer Solarthermieranlage ist von dem verwendeten Kollektortyp und der Temperaturdifferenz zwischen dem bereitgestellten Warmwasser und der Umgebungstemperatur abhängig. Für den Betrieb einer Absorptionskältemaschine wird eine Kocherendtemperatur von 75 °C benötigt, wodurch ein theoretisches Wärmeverhältnis von 0,81 erreicht werden kann. Bei Berücksichtigung einer Temperaturdifferenz zwischen Heizmedium und Kocherendtemperatur von 20 K wird daher eine Warmwassertemperatur von 95 °C angestrebt.

Bei diesen Temperaturen (mit einer Umgebungstemperatur von 20 °C) erreichen Vakuumkollektoren noch einen Wirkungsgrad von ungefähr 65 %, während beispielsweise Flachkollektoren aufgrund ihres niedrigen Wirkungsgrades von 40 % für die solare Kühlung nicht infrage kommen. Im Winterfall sinkt der Wirkungsgrad der Vakuumkollektoren auf 61 %, wenn eine Umgebungstemperatur von 3 °C angenommen wird. [89, S. 28]

Bei einer solarthermischen Anlage fallen zudem weitere Verluste aufgrund von Wärmeverlusten an den Leitungen an. Der theoretisch mögliche Jahresertrag wird weiter verringert, wenn die bereitgestellte Wärme nicht genutzt werden kann. Für nachfolgende Berechnungen werden die Wärmeverluste an den Leitungen mit 5 % angenommen, während Stillstandsverluste vernachlässigt werden.

Die jährlichen laufenden Kosten einer solarthermischen Anlage betragen ungefähr 1,5 % der Investitionskosten. Die System-Investitionskosten können für Großanlagen mit 620 €/m² angenommen werden [89, S. 72].

5.4.3 Vergleich beider Systeme

In Tabelle 5-7 sind die flächenspezifischen Daten beider Anlagentypen zusammengefasst.

Tabelle 5-7: jährliche Einnahmen und Ausgaben von Fotovoltaik und Solarthermie

System	Fotovoltaik	Solarthermie
Erreichbarer Energieertrag in kWh/(m²·a)	125,4 elektrisch	691,3 thermisch (bei 95 °C)
Bereitgestellte Kälte im Jahr in kWh/(m²·a)	688,7 ($\varepsilon_{KM} = 5,5$)	560,0 ($\zeta = 0,81$)
Erreichbare energetische Kosteneinsparungen in €/ (m²·a)	25,1	Szenario 1 (Fernwärme): 55,3 Szenario 2 (Flüssiggas): 51,0 Szenario 3 (solare Kühlung): 20,4
Investitionskosten in €/m²	139	620
Laufende Kosten in €/ (m²·a)	1,4	9,3

Der erreichbare jährliche flächenspezifische Energieertrag einer Fotovoltaikanlage kann mit den Daten aus Abbildung 5-43 und der Nennleistungsspezifischen Modulfläche von 7,6 m²/kW_p ermittelt und mit dem erreichbaren Energieertrag der Solarthermieranlage verglichen werden. Hierbei fällt auf, dass der erreichbare Energieertrag der Solarthermieranlage höher liegt, als der Ertrag der Fotovoltaikanlage. Letztere stellt jedoch reine Exergie in Form von elektrischer Energie bereit. Bei Berücksichtigung der Kälteleistungszahl der Verdichtungskältemaschine aus Tabelle 2-6 und dem Wärmeverhältnis einer Lithiumbromid-Wasser-Absorptionskältemaschine bei einer Kocherendtemperatur von 75 °C nach [54, S. 51] zeigt sich, dass mithilfe der Fotovoltaikanlage flächenspezifisch mehr Kälte bereitgestellt werden kann als mit der Solarthermieranlage.

Wird die elektrische Energie der Fotovoltaikanlage vollständig im ZKF abgenommen, ergeben sich jährlich Kosteneinsparungen von 25,1 €/m². Erst bei einer Modulfläche von über 22.000 m² beziehungsweise einer horizontalen Fläche von 44.000 m² muss berücksichtigt werden, dass der erzeugte Strom nicht vollständig selbst verbraucht werden kann.

Die möglichen Kosteneinsparungen durch Solarthermie sind vom Anwendungsfall abhängig. Wird beispielsweise der Einsatz von Fernwärme im ZKF durch die Nutzung von Solarthermie reduziert, belaufen sich die flächenspezifischen Kosteneinsparungen auf 55,3 €/ (m²·a). Da der höchste Wärmebedarf des ZKFs im Winter auftritt und die Solarthermie dann nur einen geringen Wärmeertrag erzielen kann, wurde angenommen, dass der Grundpreis für die Fernwärme in diesem Fall nicht reduziert wird. Für diese Berechnung wurde daher nur der Arbeitspreis der Fernwärme berücksichtigt.

Auch bei der Wärmeversorgung mit Flüssiggas belaufen sich die Kosteneinsparungen auf einen vergleichsweise hohen Wert von 51 €/ (m²·a). Bei der solaren Kühlung ergeben sich die geringsten Kosteneinsparungen von 20,4 €/ (m²·a), wenn zum Vergleich ein Verdichtungskälteprozess mit den festgelegten Strompreisen herangezogen wird.

Bei Berücksichtigung der Investitionskosten und der Betriebsausgaben kann die Amortisationszeit des jeweiligen Systems berechnet werden. Die berechneten Werte sind in Tabelle 5-8 aufgelistet.

Tabelle 5-8: Amortisationszeit bei der Nutzung der solaren Anlagen

System	Amortisationszeit in Jahren
Fotovoltaik	7
Solarthermie	
Szenario 1 (Fernwärme)	13,5
Szenario 2 (Flüssiggas)	15
Szenario 3 (solare Kühlung)	55,5

Die Amortisationszeit der Fotovoltaikanlage liegt bei den überschlägig angenommenen Werten bei 7 Jahren. Die Lebensdauer einer Fotovoltaikanlage wird mit mehr als 25 Jahren [37, S. 256] angegeben. Einige Einflüsse, wie Zinsen oder der Restwert der Fotovoltaikanlage, sind bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt worden. Dennoch zeigt diese kurze Amortisationszeit deutlich, dass sich der Einsatz von Fotovoltaikanlagen aufgrund der mittlerweile gesunkenen Investitionskosten lohnt.

Bei der Solarthermie ergibt sich die kürzeste Amortisationsdauer, wenn hierdurch der Einsatz von Fernwärme verringert wird. Wird der Einsatz von Flüssiggas verringert, erhöht sich die Amortisationszeit auf 15 Jahre. Eine kürzere Amortisationszeit kann erreicht werden, indem günstigere Kollektoren zur Wärmebereitstellung genutzt werden. Die verwendeten Vakuumröhren haben zwar über das ganze Jahr gesehen einen höheren Wirkungsgrad und liefern die für die solare Kühlung notwendigen hohen Vorlauftemperaturen, weisen aber auch die höchsten Investitionskosten auf.

Die Amortisationszeit für den Anwendungsfall der solaren Kühlung liegt bei 55,5 Jahren und übersteigt hiermit deutlich die erwartete Kollektorlebensdauer von 30 Jahren [37, S. 94].

5.4.4 Fazit

Die wirtschaftliche Nutzung der solaren Kühlung am ZKF mithilfe einer Absorptionskältemaschine und einer solarthermischen Anlage ist zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung nicht möglich. Für die wirtschaftliche Nutzung müssten die System-Investitionskosten der Anlage deutlich sinken oder die Kosten für die elektrische Energie zur Kälteerzeugung mithilfe von Verdichtungskältemaschinen stark ansteigen. Durch höhere Kosten für elektrische Energie wird jedoch die Nutzung einer Fotovoltaikanlage gleichzeitig attraktiver.

Alternativ kann Solarthermie für die Unterstützung der Wärmeversorgung genutzt werden. Eine solarthermische Anlage erreicht in den Sommermonaten ihre höchsten Erträge, wenn der Wärmebedarf des ZKFs ein Minimum annimmt. Die Unterstützung der Wärmeversorgung durch Fernwärme und Flüssiggas ist bereits zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung wirtschaftlich möglich. Wird die Wärmeversorgung jedoch über eine Kraft-Wärme-Kopplung realisiert, verringert die solarthermische Anlage den Jahresnutzungsgrad dieser.

Die geringe Amortisationszeit zeigt, dass eine Fotovoltaikanlage zum Zeitpunkt dieser Ausarbeitung am wirtschaftlichsten genutzt werden kann. Da die Investitionskosten zurzeit stetig sinken und die Strompreise bei externem Bezug einen Aufwärtstrend zeigen, ist diese Technologie im Vergleich der solaren Kühlung durch Solarthermie vorzuziehen.

6 Zusammenfassung

Die vorliegende Ausarbeitung stellt die Untersuchung wesentlicher Prozesse im Krankenhaus dar und leitet mögliche Effizienzmaßnahmen sowie Versorgungskonzepte anhand des geringsten Energieeinsatzes sowie minimaler CO₂-Emissionen ab. Als Ergebnis sind Handlungsempfehlungen entstanden, die in den Planungsprozess des neu entstehenden Zentralkrankenhauses in Flensburg einfließen.

6.1 Inhaltliche Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes werden zunächst potenzielle Energieträger für die Versorgung des Zentralkrankenhauses abgegrenzt. Zusätzlich werden zur besseren Einordnung typische Verbrauchswerte von Krankenhäusern sowie spezifisch der in Flensburg referenzierten Kliniken (Ev.-Lut. Diakonissenanstalt, St. Franziskushospital) zusammengetragen.

Auf Basis dieser Grundlagen erfolgt die Untersuchung wesentlicher Prozesse wie die energetische Versorgung mit Wärme und Dampf sowie elektrischer Energie (die auch zur Erzeugung von Kälte genutzt wird), welche ergänzt wird durch die Betrachtung der Druckluftbereitstellung und der Raumluftechnischen Anlagen. Zusätzlich wird der energetische Aspekt der Sauerstoffbereitstellung aufgezeigt. Zuletzt wird in diesem Abschnitt aufgrund der Bedeutsamkeit von Versorgungssicherheit im Krankenhaus auf die Redundanztechnik eingegangen.

Zur Auslegung von Versorgungsanlagen für das neue Zentralkrankenhaus sind Simulationen der Lastgänge der Energieträger Wärme und Dampf, Kälte und elektrischer Energie notwendig. Um mit dem Umfang der Zielsetzung dieser Arbeit gerecht zu werden, ist ein vereinfachtes Vorgehen zur Simulation erarbeitet worden.

Auf Basis der Lastgänge sind zuletzt Szenarien entstanden, die potenziell für das Zentralkrankenhaus in Frage kommen. Es ist dabei festzuhalten, dass die BHKW-Technik mit der Zielsetzung der CO₂-Reduktion gegenüber dem Bezug von Fernwärme und Strom aus dem öffentlichen Netz in naher Zukunft nur noch mit klimaneutralen Brennstoffen sinnvoll einsetzbar ist. Der Einsatz von Wärmepumpen erfordert weitere Untersuchungen zu verfügbaren Abwärmequellen und wirft die Frage der Strategiewahl für die Dampferzeugung auf. Diese Option bietet allerdings das Potenzial eines sofortigen Ausstiegs aus der fossilen Energienutzung. Eine Intensivierung des Einsatzes von freier Kühlung ist in jedem Fall sinnvoll, um die benötigte Kälteleistung zu reduzieren. Ebenso kann durch die Gewinnung von Nutzenergie aus regenerativen Quellen, maßgeblich solarer Einstrahlung, eine Einsparung erzielt werden. An dieser Stelle konnte gezeigt werden, dass die Bereitstellung von Kälteleistung aus Fotovoltaik Vorzüge gegenüber der solaren Kälteerzeugung bietet.

Insgesamt werden durch die Untersuchungen Handlungsoptionen abgegrenzt, die in den Planungsprozess des Zentralkrankenhauses einfließen.

6.2 Wissenschaftliche Aspekte

In der vorliegenden Arbeit wurde anhand der Versorgungsstruktur im Krankenhaus die Methode des Physikalischen Optimums zur Effizienzbewertung von Prozessen auf ihre Anwendbarkeit hin untersucht und durch die Anwendungsbeispiele erweitert.

Beispiele für die Anwendung der PhO-Methode – in den meisten Fällen als Erweiterung des „Standes des Wissens“ – sind:

- Sterilisation
- Druckluftherzeugung insbes. unter exergetischer Betrachtung
- Sauerstoffproduktion

- Jahresenergiebedarf von Raumluftechnischen Anlagen RLT
- Freie (trockene und adiabate) Kühlung

Für manche Aufgaben, für die verschiedene Prozesse zur Erfüllung denkbar sind, resultieren ggf. auch verschiedene PhOs. Auf Basis dieser Betrachtungs- und Darstellungsproblematik ist der Ansatz entwickelt worden, zwischen einem prozessunabhängigen und einem prozessabhängigen PhO zu unterscheiden. Ein konkretes Beispiel innerhalb dieser Ausarbeitung ist die Bereitstellung von Sauerstoff. In Abschnitt 3.5 wird einerseits die Möglichkeit der Sauerstofferzeugung mittels PSA und andererseits mittels kryogener Stofftrennung veranschaulicht. Beide Prozesse können konkret (auch in Bezug auf ein PhO) bilanziert werden. Prozessunabhängig ist die Aufgabe, Sauerstoff und Stickstoff zu trennen. Aus thermodynamischer Sicht entsteht für die reversible isotherme Partialkompression ein minimaler Aufwand, der von keinem Prozess unterschritten werden kann. Im Detail ist diese Betrachtung zur Veröffentlichung beim MDPI-Verlag im Journal „Energies“ eingereicht.

Weiterhin ist bereits eine Veröffentlichung entstanden [120], die sowohl die Integration der Exergie als Zustandsgröße in die PhO-Methode veranschaulicht, als auch die Unterscheidung zwischen prozessabhängiger und prozessunabhängiger Bewertung aufzeigt. Der konkrete Anwendungsfall sind Wärmeerzeugungsoptionen.

Außerdem sind modellhafte Simulationen für Energieverbräuche anhand der wesentlichen Parameter zur Bestimmung von Lastgängen entstanden. Dieses methodische Vorgehen ist besonders dann interessant, wenn wenig Messdaten für die zu bilanzierenden Prozesse zur Bewertung zur Verfügung stehen.

Zudem wurde in dieser Ausarbeitung der Stromverbrauch durch sogenannte „Carpet Plots“ nach [8] für den Stromverbrauch visualisiert, die in grafischer konzentrierter Form Rückschlüsse auf die Verbrauchssituation zulassen.

Die Betrachtung von Wärmepumpen wurde auf Basis der exergetischen Bewertung vorgenommen. Hierfür sind eigens erstellte e-h-Diagramme (auf Basis der bestehenden Literaturquellen) in Excel entwickelt worden. Die Stoffdaten hierfür sind der freizugänglichen Datenplattform „Coolprop“ entnommen.

6.3 Übertragbarkeit der Ergebnisse

Die oben genannten Beispiele, für die neue Modelle zur Effizienzbewertung entstanden sind (Sterilisation, RLT, Sauerstoffherstellung, etc.), gehen über den bisherigen Stand des Wissens hinaus und erweitern damit das Spektrum des PhOs. Die Vorgehensweise kann dieser Arbeit entnommen werden und steht somit dem Anwenderkreis umfangreich zur Verfügung. Um die Ergebnisse des Projektes nachhaltig zur Verfügung zu stellen, fließen einige der hier bearbeiteten Prozesse in die VDI 4663 Blatt 2 ein, welche sich mit Beispielen zum Physikalischen Optimum auseinandersetzt. Die Richtlinienarbeit hat zum Zeitpunkt der Ausarbeitung bereits begonnen.

6.4 Ausblick

Das abgeschlossene Projekt liefert eine ideale Grundlage für eine weitere Zusammenarbeit zwischen dem Krankenhaus und der Hochschule, welche weiter ausgebaut werden kann. Hierfür ist die Bearbeitung von Themen im Rahmen von Abschlussarbeiten in Kooperation von Hochschule und Krankenhaus eine Option. Weiterhin kann eine Schnittstelle zur Datenübertragung vom ZKF zur Hochschule eingerichtet werden. Somit können die von der Messtechnik erfassten Daten im Studium als Realbeispiel dienen, anhand dessen praxisnahes Wissen vermittelt, und die Attraktivität der Lehre gesteigert werden kann. Sofern im Krankenhaus eine größere Eigenerzeugungsanlage betrieben

werden wird, kann diese noch einmal explizit in die Lehre eingebaut werden. Denkbar ist die Nutzung als Versuchsanlage. Insbesondere eine Brennstoffzelle wäre für die Studierenden interessant, da diese voraussichtlich an Bedeutung gewinnen wird.

Wegen der Vielzahl an versorgungstechnischen Anlagen im Krankenhaus kann ein breites Spektrum an unterschiedlichen Konzepten von den Studierenden bearbeitet werden. Ziel ist, die Ergebnisse dem Krankenhaus zur Verfügung zu stellen und auf diese Weise Synergieeffekte optimal auszunutzen. Darüber hinaus dient die Zusammenarbeit als Multiplikator, indem das Wissen über die Studierenden an andere Liegenschaften übertragen werden kann.

7 Literaturverzeichnis

- [1] AGFW - DER ENERGIEEFFIZIENZVERBAND FÜR WÄRME, KÄLTE UND KWK E. V. (HRSG.): Arbeitsblatt AGFW FW 309 Teil 6 Energetische Bewertung von Fernwärme - Bestimmung spezifischer CO₂-Emissionsfaktoren - Energy Performance of District Heating - Determination of specific CO₂ Emission factors. Ersatz für Ausgabe Dezember 2014, AGFW-Projektgesellschaft für Rationalisierung, Information und Standardisierung mbH, Frankfurt am Main, Juni 2016.
- [2] ARGE MONITORING PV-ANLAGEN: Monitoring zur Wirkung des novellierten EEG auf die Entwicklung der Stromerzeugung aus Solarenergie, insbesondere der Photovoltaik-Freiflächen. Hannover, 2007
- [3] ATLAS COPCO: Handbuch der Drucklufttechnik. Atlas Copco Kompressoren und Drucklufttechnik GmbH, 8. Ausgabe, Essen, 2017.
- [4] BCG, PROGNOSE: Klimapfade für Deutschland, Januar 2018.
- [5] BEIER, C.: Abschlussbericht: Analyse des Energieverbrauchs und exemplarische Best-practice-Lösungen für relevante Verbrauchssektoren in Krankenhäusern. Fraunhofer-Institut für Umwelt-, Sicherheits- und Energietechnik UMSICHT, Oberhausen, 2009.
- [6] BELL, I. AND THE COOLPROP TEAM: <http://www.coolprop.org/>, Copyright 2010-2019
- [7] BENKE, G./LEUTGÖB, K./VARGA, M./KOLPEK M./GREISBERGER, H.: Dynamik mit Verantwortung - Das energieeffiziente Krankenhaus: Realistische Ansatzpunkte und Maßnahmenidentifikation. Berichte aus Energie- und Umweltforschung, Bd. 2009, Nr. 22, S. 1-56, 2009.
- [8] BENKE, G.: Was Ihr Stromlastprofil verrät! Effizienzpotenziale erkennen!. Vortrag im Rahmen der FKT-Onlineseminare, Vortragsfolien und Videobeitrag, Online: <https://www.youtube.com/embed/GJJJ6iMeW0A>, 24. November 2020.
- [9] BEPLER, S.: Telefonat, Flensburg, 21. Januar 2020.
- [10] BIZZARRI, G./ MORINI, G.L.: Greenhouse gas reduction and primary energy savings via adoption of a fuel cell hybrid plant in a hospital. Applied Thermal Engineering, Bd. 24, Nr. 2-3, S. 383-400, 2004.
- [11] BLES, M./KESSLER, A.: Energieeffizienz in der Industrie. 2. Auflage, Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2018.
- [12] BMU: Klimaschutzprogramm 2030 der Bundesregierung zur Umsetzung des Klimaschutzplans 2050, BMU, 10/2019.
- [13] BOSSE, P.: Telefonat mit Fachberater der Firma 2G Energy AG am 22.03.2021.
- [14] BOSSE, P.: Telefonat mit Fachberater der Firma 2G Energy AG am 22.03.2021.
- [15] BOSSEL, U.: Wasserstoff löst keine Energieprobleme. European Fuel Cell Forum, Oberrohrdorf, Technikfolgenabschätzung – Theorie und Praxis Nr. 1, 15. Jg., April 2006.
- [16] BRINNER, A.: SCHMIDT, M.; SCHWARZ, S.; WAGENER, L.; ZUBERBÜHLER, U.: Technologiebericht 4.1 Power-to-gas (Wasserstoff). In Wuppertal Institut, ISI, IZES (Hrsg.): Technologien für die Energiewende. Teilbericht 2 an das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi). Wuppertal, Karlsruhe, Saarbrücken, 2018.

- [17] BUKOLD, S.: Kurzstudie Blauer Wasserstoff – Perspektiven und Grenzen eines neuen Technologiepfades. Greenpeace Energy, EnergyComment Strategies in Transition. Januar 2020.
- [18] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE (BMWi): Die Nationale Wasserstoffstrategie. Die Bundesregierung: Öffentlichkeitsarbeit, Stand Juni 2020, Berlin, 2020.
- [19] BUNDESNETZAGENTUR: Bericht über die Flächeninanspruchnahme für Freiflächenanlagen. Bonn, 2016.
- [20] CERBE, G. ET AL.: Grundlagen der Gastechnik. Gasbeschaffung, Gasverteilung, Gasverwendung. 7., vollständig neu bearbeitete Auflage. Hasner, München u. a. 2008.
- [21] CERBE, G./ WILHELMS, G.: Technische Thermodynamik – Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen. Carl Hanser Verlag, München, 2017.
- [22] CONDAIR GMBH: Funktionsweise eines Adsorptions-Trockners - Regeneration und Temperaturkontrolle, Wärmerückgewinnung. Online: <https://www.condair.de/fachwissen/adsorptions-trockner-luftentfeuchter>, [Zugriff am 16. April 2020].
- [23] DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR NACHHALTIGES BAUEN: Kriterien: Gebäude Neubau Gesundheitsbauten V13. DGBN GmbH, 2013.
- [24] DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR NACHHALTIGES BAUEN: Über uns – DGNB. Online: <https://www.dgnb.de/de/verein/> [Zugriff am 28. Januar 2021].
- [25] DEUTSCHER BUNDESTAG: CO₂-Bilanzen verschiedener Energieträger im Vergleich - Zur Klimafreundlichkeit von fossilen Energien, Kernenergie und erneuerbaren Energien. Fachbereich Umwelt, Naturschutz, Reaktorsicherheit, Bildung und Forschung, Ausarbeitung, Berlin, 2007.
- [26] DEUTSCHER BUNDESTAG: Primärenergiefaktoren. Wirtschaft, Verkehr, Ernährung, Landwirtschaft und Verbraucherschutz, Wissenschaftliche Dienste, Berlin, 2016.
- [27] DEUTSCHER WETTERDIENST: Climate Data Center. Online: <https://cdc.dwd.de/portal/202007291339/mapview>.
- [28] DEUTSCHES KRANKENHAUSINSTITUT: Art der genutzten Energieversorgung in deutschen Krankenhäusern im Jahr 2013-Statista. 18. Januar 2016. Online: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/425498/umfrage/art-der-genutzten-energieversorgung-in-deutschen-krankenhaeusern/> [Zugriff am 13. Januar 2020].
- [29] DEUTSCHES KRANKENHAUSINSTITUT: Durchschnittlicher Energieverbrauch pro m² Nettogrundfläche deutscher Krankenhäusern nach Krankenhausgröße im Jahr 2013. 18. Januar 2016, Online: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/425501/umfrage/krankenhaeuser-durchschnittlicher-energieverbrauch-nach-krankenhausgroesse/> [Zugriff am 16. Dezember 2019].
- [30] DIN E.V., 2003. DIN 4710:2003-01: Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumluftechnischen Anlagen in Deutschland. Beuth-Verlag, Berlin, 2009.

- [31] DIN E.V., 2017. DIN EN 12831-1:2017-09: Energetische Bewertung von Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast - Teil 1: Raumheizlast, Modul M3-3; Deutsche Fassung EN 12831-1:2017. Beuth-Verlag, Berlin, 2009.
- [32] DIN E.V.: DIN EN ISO 7396-1:2019-06: Rohrleitungssysteme für medizinische Gase - Teil 1: Rohrleitungssysteme für medizinische Druckgase und Vakuum (ISO 7396-1:2016 + Amd 1:2017). Beuth-Verlag, Berlin, 2019.
- [33] DÖTSCH, C./TASCHENBERGER, J./SCHÖNBERG, I.: Leitfaden Nahwärme. Fraunhofer UMSICHT, Oberhausen, 2017.
- [34] DROSTE, A./LOH, M./BERGHEIM, M. E.A.: Erneuerbare Energien und Energieeffizienz in deutschen Kliniken. Stiftung viamedica, Freiburg, 2009.
- [35] DURRER-TECHNIK AG: Kühldecken. Durrer-Technik AG, Adligenswil, 2021.
- [36] EDER, S.: H₂ in der Brennkammer. VDI Nachrichten, Fokus Wasserstoff, Nr. 4, S. 24, 29. Januar 2021.
- [37] EICKER, U: Solare Technologien für Gebäude – Grundlagen und Praxisbeispiele. 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2012.
- [38] EV.-LUT.-DIAKONISSENANSTALT ZU FLENSBURG: Abschlussbericht Energieaudit 2019. Flensburg, 2018.
- [39] EV.-LUT.-DIAKONISSENANSTALT ZU FLENSBURG: Energieabrechnungen Ev.-Lut.-Diakonissenanstalt zu Flensburg. Flensburg, 2019.
- [40] FAHRION, M./DRAEGER, S./SINN, M./ALTINISIK, L./SOBEK, W.: AKTIVkrankenhaus – Modernisierungsstrategie für ein klimaneutrales Krankenhausareal. Bauphysik, Bd. 40, Nr. 4, S. 169-179, 2018.
- [41] FÄRBER-GAS: Broschüre, Planen mit Flüssiggas ein Leitfaden für Planung und Bau von Flüssiggasheizsystemen, Deutscher Verband Flüssiggas e.V., 2012.
- [42] FLÜGEL, T.: Stromversorgung in medizinisch genutzten Einrichtungen. TÜV-Media, Köln, 2006.
- [43] FÖRSTER, B. (INHALTL. VERANTWORTUNG)/ SEEMANN, S. (LEITUNG): Standardprogramm für Krankenhäuser in Schleswig-Holstein. Ministerium für Soziales, Gesundheit, Familie und Gleichstellung des Landes Schleswig-Holstein, Kiel, 2012.
- [44] FRAUNHOFER ISE: Aktuelle Fakten zur Photovoltaik in Deutschland. Freiburg, 2021
- [45] FREITAG, J.: E-mailkommunikation, Flensburg, 25. November 2019.
- [46] FREITAG, J.: Gespräch. Flensburg, 02. Oktober 2019.
- [47] FREITAG, J.: Statusmeeting EEKlin. Flensburg, 04. Februar 2020.
- [48] FREITAG, J.: Statusmeeting EEKlin. Flensburg, 25. Februar 2020.
- [49] FRITSCH U./GREß W.: Der nichterneuerbare kumulierte Energieverbrauch und die THG-Emissionen des deutschen Strommix im Jahr 2019 sowie Ausblicke auf 2020 bis 2050, Kurzstudie IINAS, 11/2020.

- [50] FU, C./GUNDERSEN, T.: Using exergy analysis to reduce power consumption in air separation units for oxy-combustion processes. *Energy*, Elsevier, vol. 44(1), S. 60-68, 2012.
- [51] GILGES, R.: Heiztechnik - Johanna-Etienne Krankenhaus spart mit BHKW-Technik. HLH: Lüftung, Klima, Heizung, Sanitär, Gebäudetechnik, Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Organ der VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung (VDI-TGA), Bd. 63, Nr. 9, pp. 21-24, 2012.
- [52] HAGEMEIERS, A.: Hospital Engineering- Teilprojekt „Energieeffizienz“ Energetische Modellierung von Krankenhäusern für Transparenz und Energieeinsparung, Fraunhofer Umsicht, Abschlussbericht, Oberhausen, 2017.
- [53] HAGEMEIERS, A.: Messdatengestützte dynamische Simulation zur Analyse des Energieverbrauchs in Krankenhäusern. Dissertation, Dortmund, 2018.
- [54] HARTEN, R.: Entwicklung einer Systematik zur Erkennung und Bewertung von Kopplungspotentialen - Praktische Anwendung am Beispiel des geplanten Zentralklinikums Flensburg. Masterprojekt, Flensburg, 2021.
- [55] HARTEN, R.: Ermittlung des Potentials der freien Kühlung im Krankenhausbetrieb. Ausarbeitung im Rahmen des Projekts EEKlin, Flensburg, 2021.
- [56] HARTEN, R.: Thermodynamische Bilanzierung ausgewählter versorgungstechnischer Systeme im Krankenhaus. Bachelorarbeit, Flensburg, 2020.
- [57] HARTEN, R.: Wärmepumpeneinsatz zur Steigerung der Energieeffizienz im Krankenhausbetrieb. Masterarbeit, Flensburg, 2021.
- [58] HILLMANN, W.: Kostenoptimierte und umweltschonende Energieversorgung in Krankenhäusern. *Gas, Wärme international*, Bd. 51, Nr. 2/3, S. 63-69, 2002.
- [59] IFEU: Untersuchung zu Primärenergiefaktoren, BMWi, Abt. II, Ref. C2.
- [60] IGEL, S.: Stromversorgung aus Sicht eines Energierechters, Vortrag, Rostock, 14. November 2019.
- [61] IKET GMBH (HG.), Pohlmann Taschenbuch der Kältetechnik, VDE Verlag, Berlin, 2018.
- [62] JOHN, E./ VOSS, T.: Abschlussbericht Projekt Kessel 12, Stadtwerke Flensburg GmbH 31.03.2016.
- [63] JUHRICH, K.: CO₂-Emissionsfaktoren für fossile Brennstoffe. Umweltbundesamt, Dessau-Roßlau, 2016.
- [64] KRIEGEL, R.: Energiebedarf von Sauerstoff-Membrananlagen und Technologievergleich. Fraunhofer IKTS Annual Report, Bd. 2013/14, S. 76-77, 2013.
- [65] KURZWEIL, P.: Brennstoffzellentechnik: Grundlagen, Materialien, Anwendungen, Gaserzeugung. 3. aktualisierte Auflage, Springer-Vieweg, Amberg, 2016.
- [66] LECHNER, R.: Identifikation von Einsatzmöglichkeiten und Potenzialen der Zündstrahltechnologie zur Verbesserung der Anlageneffizienz und Wirtschaftlichkeit von BHKW-Anlagen mit experimenteller Überprüfung der Vorteile an einer Pilotanlage unter realen Bedingungen im Praxisbetrieb, Fraunhofer IRB Verlag 2015.

- [67] LENGERER, W.: Sauerstoffanreicherung durch Druckwechseladsorption für Membran-Brennstoffzellensysteme. Logos Verlag Berlin GmbH, Berlin, 2008.
- [68] LINDEMANN, A.: Entwicklung eines vereinfachten Modells zur Berechnung des Jahresenergiebedarfs raumluftechnischer Anlagen und deren energetische Bewertung mit Hilfe des Physikalischen Optimums. Masterprojekt, HS-Flensburg, 08.2020.
- [69] LINDEMANN, A.: Potentiale der Kraft-Wärme-Kopplung im Krankenhausbetrieb unter besonderer Fokussierung der CO₂-Reduktion. Masterthesis, HS-Flensburg, 05.2021.
- [70] LIPP, B./ROHREGGER, G./WALTJEN, T./BELAZZI, T./FECHNER, J.: Krankenhaus der Zukunft,“ Berichte aus Energie- und Umweltforschung, Bd. 20, Nr. 2005, S. 1-174, 2005.
- [71] MAURER, T.: Kältetechnik für Ingenieure. VDE VERLAG GMBH, Berlin, 2016.
- [72] NISSEN, S.: Gespräch und Mailverkehr. Junior Projektmanager, Business Development Think, GP JOULE GmbH, Reußenköge, 18. Februar 2021.
- [73] NOWAK, W./ARTHKAMP, J.: BHKW-Grundlagen, Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und Umweltfreundlichen Energieverbrauch E.V., Verlag Rationeller Erdgaseinsatz, Juni 2010.
- [74] OEKOINSTITUT E.V., FRAUNHOFER ISI: Klimaschutzszenario 2050, Studie im Auftrag des BMU, 11/2015.
- [75] ÖSTERREICHISCHE ENERGIEAGENTUR: Leitfaden für Energieaudits in Kältesystemen, Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft, Wien, 2015.
- [76] PEHNT, M./MELLWIG, P./BLÖMER, S./HERTLE, H./NAST, M./VON OEHSEN, A./LEMPIK, J./LANGREDER, N./THAMLING, N./HERMELINK, A./OFFERMANN, M./PANNIER, P./MÜLLER, M.: 7-03-17 Untersuchung zu Primärenergiefaktoren – Endbericht - Leistung gemäß Rahmenvertrag zur Beratung der Abteilung II des BMWi., Auftraggeber BMWi, Abt. II, Ref. C2, Heidelberg, Berlin, 2018.
- [77] PIEPER, H./OMMEN, T./BUHLER, F./PAASKE, B./ELMEGAARD, B./MARKUSSEN, W.: Allocation of investment costs for large-scale heat pumps supplying district heating. Energy Procedia, Volume 147, S. 358-367, Elsevier, 2018.
- [78] PRIEN, T./MEINEKE, I./ZÜCHNER, K./RATHGEBER, J.: Sauerstoff 93 – eine neue Option auch für deutsche Krankenhäuser, Anästh Intensivmed, Bd. 2013, Nr. 54, S. 466-472, Aktiv Druck & Verlag GmbH, 2013
- [79] PROGNO AG : Evaluierung der Kraft-Wärme-Kopplung, Bericht im Auftrag des BMWi Berlin, 25. April 2019.
- [80] QUASCHNING, V.: Regenerative Energiesysteme – Technologie-Berechnung-Klimaschutz. 10., aktualisierte Auflage, Carl Hanser Verlag, München, 2019.
- [81] RACK, T.: Rückkühlsysteme im Kühlkreislauf, Vorstellung, Bewertung, Wirtschaftlichkeitsberechnung. Jäggi/Güntner (Schweiz) AG, Trimbach, 2009.
- [82] REICH, G./REPPICH, M.: Regenerative Energietechnik – Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung. 2. Auflage, Springer Vieweg, Augsburg, 2018.

- [83] RICHARTS, F.: Die mathematische Modellierung von Jahresdauerlinien - ein wichtiges Hilfsmittel zur Optimierung des Energieeinsatzes in Kommunen und öffentlichen Einrichtungen. VDI-Berichte 1424, S. 163-181, Stuttgart, 1998.
- [84] ROHM, S.: Analyse der elektrischen Lastgänge der Ev.-Lut. Diakonissenanstalt zu Flensburg in Hinblick auf die Übertragbarkeit auf das Zentralklinikum. Ausarbeitung im Rahmen des Projekts EEKLin, Flensburg, 2021.
- [85] ROHM, S.: Anwendung des Physikalischen Optimums auf energietechnische Prozesse im Krankenhaus unter besonderer Betrachtung von Druckluft-, Sauerstoffversorgungs- und Sterilisationsprozessen. Masterarbeit, Flensburg, 2019.
- [86] ROHM, S.: CO₂-neutrale Gestaltung von Redundanzen und Netzersatzanlagen im Zentralklinikum. Ausarbeitung im Rahmen des Projekts EEKLin, Flensburg, 2020.
- [87] ROHM, S.: Literaturrecherche, Datenerfassung und Untersuchung zur Energieeffizienz und Energieversorgung von Krankenhäusern für die Anwendung im Projekt Energieeffiziente Energieversorgung Zentralklinikum. Masterprojektarbeit, Flensburg, 2019.
- [88] RÜHLING, K.: Spitzentechnologie intelligent vernetzt. Energieeffizienz im neuen Malteser Krankenhaus Kamen. HLH, Heizung, Lüftung/Klimatechnik, Haustechnik, Bd. 56, Nr. 2, S. 39-43, 2006.
- [89] SCHABBACH, T./LEIBBRANDT, P.: Solarthermie – Wie Sonne zu Wärme wird. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, 2014.
- [90] SCHLESWIG-HOLSTEINISCHE LANDESREGIERUNG: Bericht der Landesregierung Energiewende und Klimaschutz in Schleswig-Holstein - Ziele, Maßnahmen und Monitoring 2019, Schleswig-Holsteinischer Landtag Drucksache 19/151219, Wahlperiode 2019-06-05, Kiel, 2019.
- [91] SCHMITZ, K.: Kraft-Wärme-Kopplung, 4. Auflage Springer Verlag Berlin Heidelberg 2010.
- [92] SCHWARZWALD-BAAR KLINIK VILLINGEN-SCHWENNINGEN GMBH: Informationsblatt https://www.sbk-vs.de/images/pdf/downloads/Sonstiges/Zahlen_und_Daten.pdf, 2012. (Zugriffsdatum: 08.06.2020)
- [93] SEIFERT, P./GRASSETT, A./RÜHLING, K.: Energieversorgung des Malteser-Krankenhauses Kamen mit einer PAFC-Brennstoffzelle: nicht nur eine Bewertung der Effektivität im Langzeitbetrieb. Zuverlässigkeit von Kraftwerksanlagen im liberalisierten Strommarkt, Konferenzschrift Inst. für Energietechnik, S. 34ff., Dresden, 2001
- [94] SHARAF, O./ORHAN, M.: An overview of fuel cell technology: Fundamentals and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, S. 810–853, 2014.
- [95] SOLARENERGIE-FÖRDERVEREIN DEUTSCHLAND E.V. (SFV): Bundesweite Aufnahme der monatlichen Stromertragsdaten von PV-Anlagen. <https://www.pv-ertraege.de/> [Zugriff am 07.03.2021].
- [96] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Kurzbericht Zertifizierung des Primärenergiefaktors nach FW 309 Teil 1 für das Fernwärmenetz in der Stadt Flensburg sowie den umliegenden Gemeinden der Stadtwerke Flensburg GmbH. Stadtwerke Flensburg, Flensburg, 2019.

- [97] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Neue Strategie der Stadtwerke Flensburg „SWFL 21.x: Kurs grün und digital“. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/unternehmen/presse/pressemeldung/news/neue-strategie-der-stadtwerke-flensburg/?no_cache=1&tx_news_pi1%5Bcontroller%5D=News&tx_news_pi1%5Baction%5D=detail&cHash=0a20b92139f7af4562123618cb467879 [Zugriff am 08. Dezember 2021].
- [98] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Strommix der Stadtwerke Flensburg im Jahr 2018. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/fileadmin/user_upload/pdf/downloads/Strommix-SWFL-2018.pdf [Zugriff am 12. Dezember 2019].
- [99] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Strommix der Stadtwerke Flensburg im Jahr 2019. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/fileadmin/user_upload/Strommix-SWFL-2019.pdf [Zugriff am 02. Februar 2021].
- [100] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Veröffentlichungen gemäß § 8 Abs. 3 EWKG. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/fileadmin/user_upload/pdf/fernwaerme/Flensburg/EWKG-Angaben-Flensburg-2018.pdf [Zugriff am 10. Februar 2020].
- [101] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Veröffentlichungen gemäß § 8 Abs. 3 EWKG. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/fileadmin/user_upload/pdf/fernwaerme/Flensburg/EWKG-Angaben-Flensburg-2018.pdf [Zugriff am 10.02.2020].
- [102] STADTWERKE FLENSBURG GMBH: Veröffentlichungen gemäß § 8 Abs. 3 EWKG. Online: https://www.stadtwerke-flensburg.de/fileadmin/user_upload/pdf/fernwaerme/Flensburg/EWKG-Angaben-Flensburg-2019.pdf [Zugriff am 08. Februar 2021].
- [103] STAHL, K.: Integration einer Brennstoffzelle PC25C in die Strom-, Kälte- und Wärmeversorgung eines Krankenhauses. Gas, Wärme international, Bd. 51, Nr. 1, S. 27-29, 2002.
- [104] STATISTISCHES BUNDESAMT: Anzahl Krankenhäuser nach Bettenzahl – Statista. Online: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/5478/umfrage/krankenhaeuser-nach-anzahl-der-betten/> [Zugriff am 17. Dezember 2019].
- [105] STATISTISCHES BUNDESAMT: Bruttostromerzeugung in Deutschland für 2016-2018. 3. April 2019, Online: <https://www.destatis.de/DE/Themen/Branchen-Unternehmen/Energie/Erzeugung/Tabellen/bruttostromerzeugung.html> [Zugriff am 12. Dezember 2019].
- [106] STATISTISCHES BUNDESAMT: Bruttostromerzeugung nach Bundesländern und Energieträgern 2017. 6. März 2019, Online: <https://www.destatis.de/DE/Themen/Branchen-Unternehmen/Energie/> [Zugriff am 12. Dezember 2019].
- [107] STIEBEL ELTRON GMBH & CO. KG: Planung und Installation Wärmepumpen. Stiebel Eltron GmbH & Co. KG, Holzminden, 2019
- [108] TIPPELT, E.: VDI-Webinar - gut geplante Wärmepumpen für einen störungsfreien und effizienten betrieb – Teil 1, Grundlagen Wärmepumpen (Vortrag, 10. April 2021).

- [109] TIPPKÖTTER, R. E.A.: Leitfaden - Energieeffizienz für Krankenhäuser. EnergieAgentur.NRW, Düsseldorf, 2009.
- [110] TÖPLER, J./ LEHMANN, J.: Hydrogen and Fuel Cell. - Technologies and Market Perspectives. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Stralsund, 2014.
- [111] TRÄGER, H.: Gespräch FKT Tagung Mecklenburg Vorpommern. Rostock, 14. November 2019.
- [112] TÜV SÜD INDUSTRIE SERVICE GMBH: Bericht zum Untersuchungsvorhaben Anforderungen an Notstromsysteme in Betriebsbereichen nach Störfall-Verordnung. Projekt 8211/74/R-FV-2011, erstellt im Auftrag des Landesamts für Natur, Umwelt und Verbraucherschutz (LANUV) Nordrhein-Westfalen, München, 2012.
- [113] UMWELTBUNDESAMT: Emissionen pro Kilowattstunde sinken weiter/Umweltbundesamt. 19. September 2019. Online: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/co2-emissionen-pro-kilowattstunde-strom-sinken> [Zugriff am 13. Dezember 2019].
- [114] UMWELTBUNDESAMT: Nutzwasser in technischen Anlagen. Online: <https://www.umweltbundesamt.de/nutzwasser-in-technischen-anlagen> [Zugriff am 22. September 2021].
- [115] UPONOR GMBH: Contec-Bauteilaktivierung – technische Informationen. Uponor GmbH, Haßfurt, 2019.
- [116] UPONOR GMBH: Deckenkuehlung/-heizung – technische Informationen. Uponor GmbH, Haßfurt, 2018.
- [117] VAILLANT GMBH: Vorlauftemperatur: Fußbodenheizung & Heizanlage richtig einstellen. Online: <https://www.vaillant.de/heizung/heizung-verstehen/tipps-rund-um-ihre-heizung/vorlauf-rucklauftemperatur/> [Zugriff am 07. Juli 2021].
- [118] VDI 4608 TEIL 1 UND 2: Kraft-Wärme-Kopplung Allokation und Bewertung VDI Richtlinie, Juli 2012.
- [119] VIESSMANN GMBH & CO. KG: Planungshandbuch Wärmepumpen. Viessmann GmbH & Co. KG, Allendorf (Eder), 2011.
- [120] VOLTA, D./WEBER, S.: The Physical Optimum as an Ideal Reference Value for Balancing Thermodynamic Processes Integrating the Exergetic Evaluation by the Example of Heat Supply. *Energies* 2021, 14, 4426. <https://doi.org/10.3390/en14154426>
- [121] VOLTA, D.: Skript zur Lehrveranstaltung Energieeffiziente Energieversorgungssysteme– Freie Kühlung. Flensburg, 2020.
- [13] VOLTA, D.: Skript zur Lehrveranstaltung Heizungs- und Klimatechnik, Hochschule Flensburg, 2020.
- [122] VOLTA, D.: Thermische Energietechnik-Grundlagen, Stoffdaten, Anhaltswerte, Diagramme. Flensburg, 2018.
- [123] WACKER, A.-K. E.A.: BHKW in Krankenhäusern. ASUE - Arbeitsgemeinschaft für Sparsamen und Umweltfreundlichen Energieverbrauch e.V., Hamburg, 1996.
- [124] WASEM, J. : Krankenhaus Report 2017: Zukunft gestalten, Schattauer Verlag, Stuttgart, 2017.

-
- [125] WEBECO HYGIENE IN MEDIZIN UND LABOR GMBH UND CO. KG: EC_EB-01-7 Betriebsanleitung. Version 07/ 1207
 - [126] WEIßMANN, T./EBERT, R./KREBS, A.: Feldversuch zur Energieversorgung (Strom, Wärme, Kälte) eines Krankenhauses mittels einer 250 kW Hochtemperatur-Brennstoffzelle (MCFC). Pfalzwerke Aktiengesellschaft, Ludwigshafen, 2005.
 - [127] WOLF GMBH: Planungsunterlage Hocheffizienz-Wärmepumpen. Wolf GmbH, Mainburg, 2016.
 - [128] WOLF, S./FAHL, U. / BLESLE, M. / VOß, A. / JAKOBS, R.: Analyse des Potenzials von Industrierärmepumpen in Deutschland, Forschungsprojekt gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) und der Energie Baden-Württemberg AB (EnBM). Stuttgart, 2014.
 - [129] ZAZAI, H.: Projektierung einer energieeffizienten Klimatisierung in der Nahrungsmittelproduktion, 2015.