

Kapitel 5

Simulation

5.1 Beschreibung des Programms

Die numerische Simulation der vier Anlagenkonzepte baut auf einer Simulationsplattform auf, die von TEGETHOFF 1999 für die stationäre und instationäre Modellierung von Systemen der Kälte-, Klima- und Wärmepumpensysteme entwickelt wurde [Tegethoff 1999]. Die Systeme werden mit graphischen Methoden aus den Bauteilen einer Softwarebibliothek zusammengesetzt. Die sich daraus ergebenden stationären und instationären Systemgleichungen werden mit numerischen Verfahren gelöst.

Aus der Modellierung der Anlagenkomponenten werden algebraische Gleichungssysteme gewonnen, die durch einem computergestützten Algorithmus verknüpft werden. Dazu werden die Startwerte für die algebraischen Variablen von einem Löser vorgegeben. Das System gibt als Antwort Residuen zurück, die ein Maß für die Abweichung von der Lösung sind. Der Löser analysiert die Residuen und variiert die Startwerte solange, bis die Residuen zu Null werden und damit die Lösung gefunden ist [Kosowski et al. 2005].

5.1.1 Simulationsergebnisse

Zur Optimierung der Anlagen müssen die Anlagenkomponenten mit entsprechenden Parametern genau beschrieben und in die Simulationsplattform eingeführt werden. Durch die Variation der Querschnittsfläche des Expansionsventils wird der optimale Druck der Wärmepumpe erreicht. In unserem Fall werden folgende Variablen verändert:

- Wärmequelle: Entweder Luft oder Wasser.
- Verdampfer: Verdampfer (Luft-Verdampfer/Wasser-Verdampfer).
- Wassertemperatur am Gaskühleraustritt: Heizwasser (35°C), Warmwasser (entweder 55°C oder 60°C).
- Lufttemperatur am Verdampfereintritt (nur im Fall Luft-Wasser Wärmepumpe): Ungefähr -15°C bis 40°C (je nach Stadt).

Durch eine Variation des Hochdrucks bei konstanten Bedingungen sowohl auf der Quellen- als auch auf der Senkenseite wird der Kreisprozess hinsichtlich des COP optimiert.

Die Simulationsrechnung liefert unter anderen Werte für:

- Massenströme $\dot{m}$ (Wasser im Gaskühler, CO_2 durch die Wärmepumpe und entweder Luft oder Wasser im Verdampfer)
- spezifische Enthalpien des Kohlendioxids
- Verdichterantriebsleistung P_{VD}
- Gaskühlerleistung $\dot{Q}_{GK}$ (=Heizleistung)
- Niederdruck/Hochdruck
- Temperaturverlauf des Kohlendioxids
- Temperaturverlauf von Wasser (bzw. Luft) im Gaskühler und im Verdampfer

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Verdichterantriebsleistung P_{VD} und die Heizleistung $\dot{Q}_{GK}$ benutzt um den COP zu berechnen.

5.2 Berechnung des Jahres-COP

Im Kapitel 3 wurden die drei verschiedenen in dieser Arbeit untersuchten Anlagen vorgestellt. Für jedes Anlagenkonzept wird der gesamt Jahres-COP unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Wetterdaten eines jeden betrachteten Ortes berechnet. Dafür braucht man die Verdichterleistung und den Nutzwärmebedarf. Erstere wird durch das Simulationsprogramm berechnet und das andere wurde aus dem Simulationstool TRNSYS für ein Gebäude einerseits mit dem NEH-Standard andererseits mit dem PH-Standard mit den entsprechenden Wetterdaten gewonnen. Aus diesem Verhältnis ergibt sich nach Gleichung 5.1 der Jahres-COP.

$$COP = \frac{\text{Nutzwärmebedarf}}{P_{VD}} \quad (5.1)$$

Der Nutzwärmebedarf wurde in Kapitel 4.3.2 berechnet. Im Folgenden wird die Berechnung der Verdichterantriebsleistung vorgestellt. Dafür werden die Gleichungen 5.2 benutzt. Die Berechnung wird mit der Hilfe des Simulationsprogramms durchgeführt. Durch die Variation des Drucks im Simulationsprogramm wird der optimale COP in Abhängigkeit der Quelltemperatur sowie der Randbedingungen auf der Senkenseite in allen Varianten erreicht (COP_{WW} , COP_{HW}). Eine Reglereinheit sorgt für jeden Betriebsmodus für einen optimalen Betrieb des Kreislaufes, so dass die Wärmepumpe immer mit diesem optimalen COP arbeitet. Für jede Anlage gibt es einen bestimmten

Heiz- und Warmwasserbedarf. Mit den vorher ermittelten optimalen COP-Werten für jede Bedingung kann man die Gleichungen 5.2 benutzen, um die gesamte Leistung des Verdichters zu berechnen.

$$\begin{aligned}
 P_{Vd1} &= \frac{\text{Warmwasserbedarf}}{COP_{WW}} \\
 P_{Vd2} &= \frac{\text{Heizwasserbedarf}}{COP_{HW}} \\
 P_{VD} &= P_{Vd1} + P_{Vd2}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

Im Folgenden werden die Ergebnisse in den verschiedenen Varianten für die untersuchten Städte dargestellt.

5.2.1 W/W-Wärmepumpe

In diesem Fall ist die Eintrittstemperatur auf der Sekundärseite des Verdampfers übers Jahr betrachtet annähernd gleich. Deswegen ist es nur nötig, für die Rechnung des optimalen COP den Druck auf die Senkenseite für jede Bedingung zu variieren. Das heißt, die Gaskühleraustrittstemperatur des Wassers beträgt 35°C für die Heizwasserversorgung bzw. 55°C oder 60°C für die Warmwasserversorgung.

In das Simulationsprogramm sind die Komponenten der Anlage für die W/W-Wärmepumpe, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, implementiert. Für jede benötigte Gaskühleraustrittstemperatur wird eine Variation des Drucks durchgeführt. Im B stehen einige der berechneten Angaben, die das Simulationsprogramm im Fall der Heizwasserversorgung – eine Gaskühleraustrittstemperatur von 35°C – bereit stellt.

Der COP wird für jeden Druck als Verhältnis der Heizleistung $\dot{Q}_{GK}$ zur elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters P_{VD} berechnet (Gleichung 5.3). In Abbildung 5.1 ist der COP über dem Hochdruck aufgetragen.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GK}}{P_{VD}} \tag{5.3}$$

Anhand dieser Werte kann man im Fall der Heizwasserversorgung beobachten, dass sich bei einem Hochdruck von $p_H = 73$ bar der maximale COP von 4,26 (bei einer Wärmeleistung von 2,16 kW und einer Verdichterantriebsleistung von 0,51 kW) einstellt. Im Fall der Warmwasserversorgung mit einer Temperatur von 55°C stellt sich der maximale COP von 3,54 bei einem Hochdruck von $p_H = 88$ bar (Wärmeleistung von 1,64 kW und Verdichterantriebsleistung von 0,64 kW) ein. Im letzten Fall (Warmwasserversorgung mit einer Temperatur von 60°C) erreicht man einen maximalen COP von 3,4 bei $p_H = 93$ bar (Wärmeleistung von 1,65 kW und Verdichterantriebsleistung von 0,67 kW). In Tabelle 5.1 ist eine Zusammenfassung dargestellt.

Mit diesen Werten und dem Warm- und Heizwasserbedarf wird der Verbrauch des Verdichters sowohl zur Abdeckung des Warmwasser- als auch des Heizwasserbedarfs be-

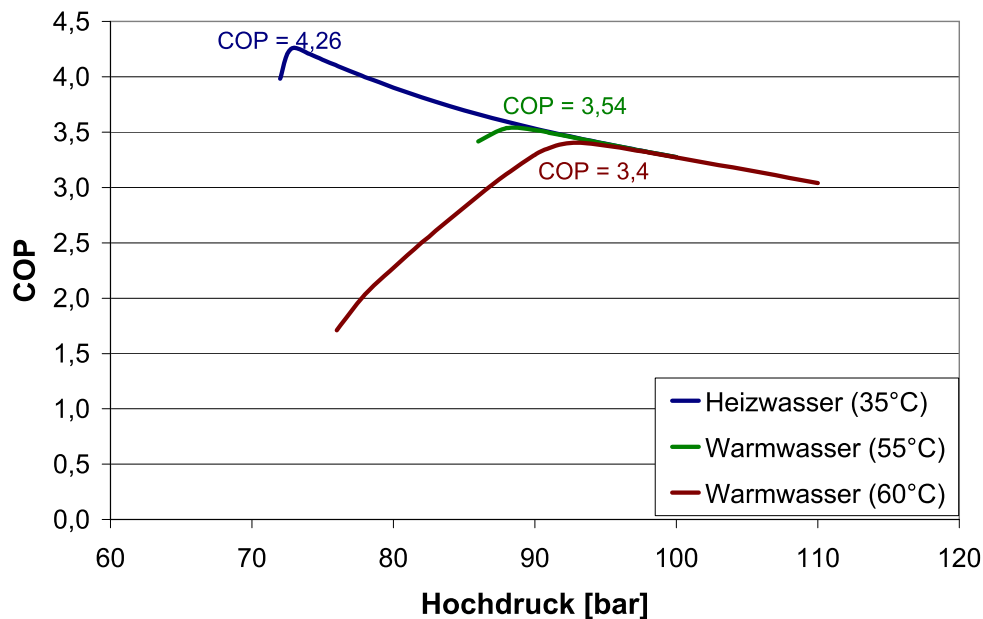


Abbildung 5.1: COP zur Heizwasserversorgung von 35°C in Abhängigkeit vom Hochdruck

$\vartheta_{G\text{Kein}-aus} (^{\circ}\text{C})$	COP_{max}
25-35	3,3
25-55	2,59
25-60	2,46

Tabelle 5.1: Werte der optimalen COP

rechnet. Durch die Gleichungen 5.2 erhält man die gesamte Verdichterantriebsleistung und mit der Gleichung 5.1 den Jahres-COP für jede Anlage.

In der Tabelle 5.2 wird der gesamte Verbrauch des Verdichters für ein Niedrigstenergiehaus in Bern exemplarisch für die Anlage 1 – das bedeutet Warmwasser von 60°C und Heizwasser von 35°C – dargestellt.

Analog berechnet man den COP in den drei Städten für die drei verschiedenen Anlagenkonzepte sowohl für das Niedrigstenergie- als auch für das Passivhaus. Siehe hierzu Abbildung 5.2 und 5.3.

Bisher hat man nur die erforderliche Leistung für den Verdichter der Wärmepumpe berücksichtigt. Es ist ebenfalls die Leistung der Nebenaggregate zu betrachten. Am Ende des Kapitels 5.2.1 werden die verschiedenen Jahres-COP unter Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Nebenaggregate dargestellt.

Wie in Kapitel 3.3.1 erklärt, werden als Nebenaggregate zwei Flügelzellenpumpen zur Förderung des Speicherwassers im Gaskühler bzw. zur Förderung des Grundwassers im Verdampfer benutzt. Bei der Berücksichtigung der elektrischen Leistungsaufnahme

Warmwasser			Heizwasser		
Bedarf [kW]	COP_{WW}	$P_{VD-WW}[kW]$	Bedarf [kW]	COP_{HZ}	$P_{VD-HZ}[kW]$
2838,42	3,40	834,83	2717,83	4,26	637,99
$\sum P_{VD} = 1898,15$					
$\sum \text{Nutwärmebedarf} = 7368,14$			gesamt COP = 3,82		

Tabelle 5.2: Beispiel der Rechnung des Jahres-COP (Bern, Niedrigstenergiehaus, Anlage 1)

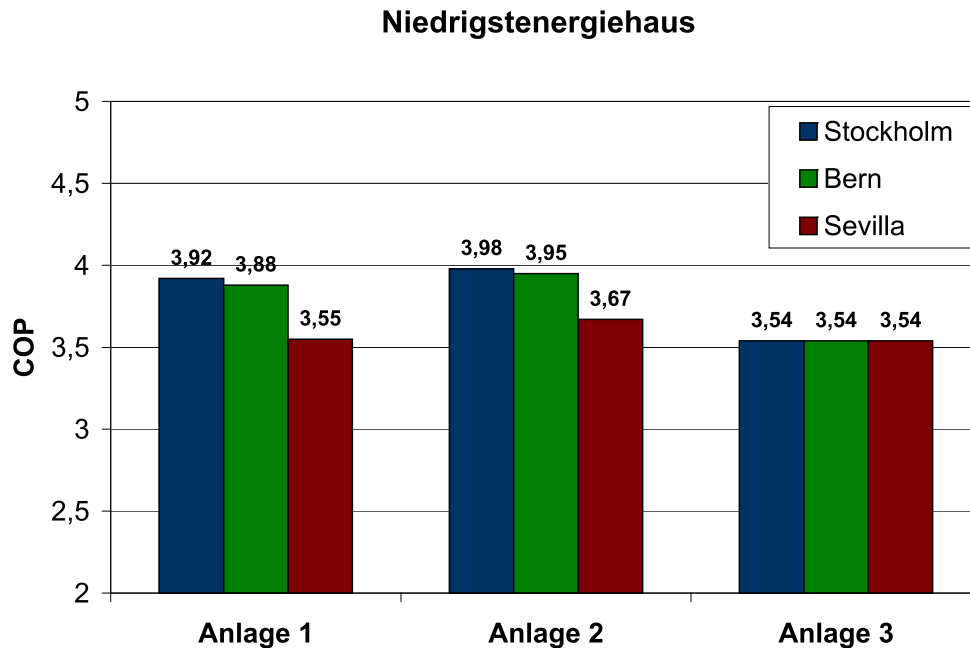


Abbildung 5.2: Jahres-COP für Niedrigstenergiehaus mit einer W/W-Wärmepumpe

von 85 W ergeben sich durch die Gleichung 5.4 geringere optimale-COP für jede Bedingung.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{GK}}{P_{VD} + P_{Aggreg}} \quad (5.4)$$

Die Berechnung des optimalen-COP erfolgt analog. Auf diese Weise werden immer geringere COP erreicht. In Abbildung 5.4 ist die Verminderung im Fall der Anlage 2 dargestellt.

5.2.2 L/W-Wärmepumpe

Im Folgenden werden die Komponenten der Anlage, wie sie in Kapitel 3.3 für eine L/W-Wärmepumpe beschrieben sind, in das Simulationsprogramm implementiert.

Grundsätzlich bleibt das Verfahren, das in Kapitel 5.2.1 mit der W/W-Wärmepumpe durchgeführt wurde, gleich. In diesem Fall muss man jedoch die schwankende

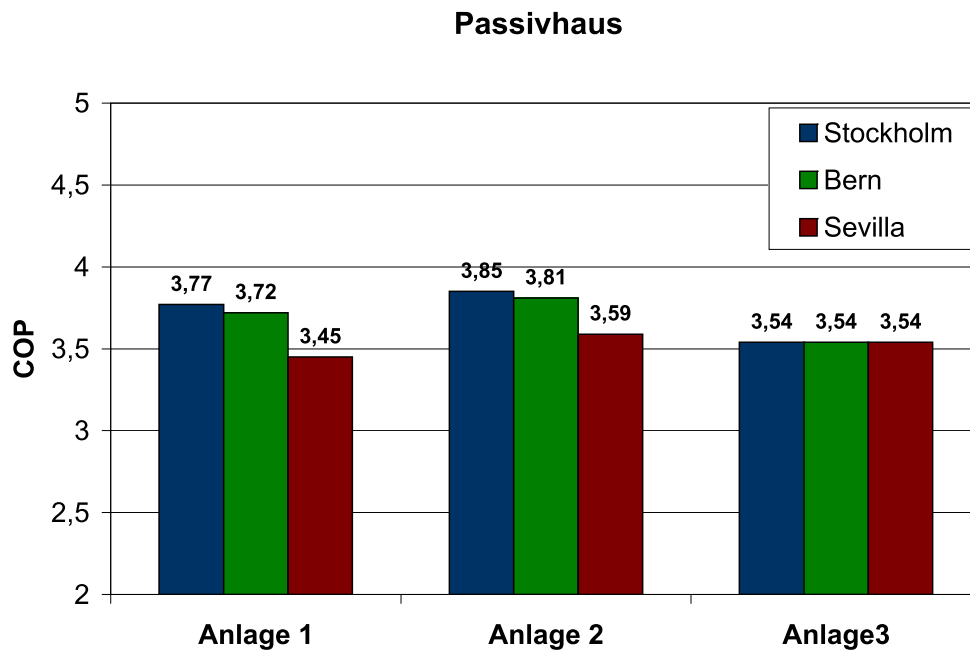


Abbildung 5.3: Jahres-COP für Passivhaus mit einer W/W-Wärmepumpe

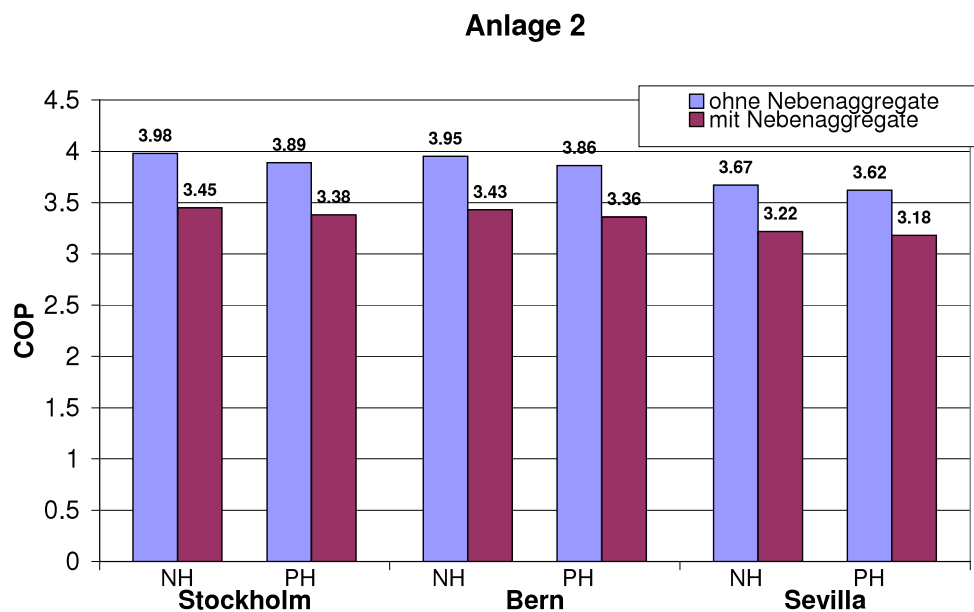


Abbildung 5.4: Verminderung des Jahres-COP einer W/W-Wärmepumpe für NEH und PH mit Nebenaggregaten

Lufttemperatur berücksichtigen. Das bedeutet, dass man für jede Verdampfereintrittstemperatur jeweils einen optimalen COP durch die Simulationsplattform erreicht. Analog zu Kapitel 5.2.1 wird eine Hochdruckvariation zur Bestimmung des optimalen COP durchgeführt. In der Abbildung 5.5 wird exemplarisch der COP für eine Verdampfereintrittstemperatur von 15°C und eine Gaskühleraustrittstemperatur von 35°C dargestellt.

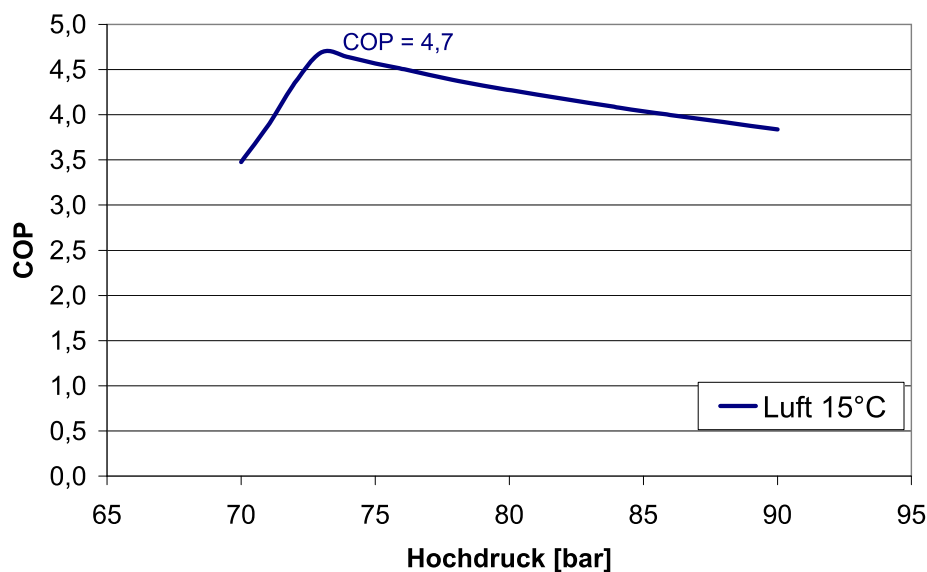


Abbildung 5.5: COP in Abhängigkeit vom Hochdruck

Für die späteren Berechnungen wird bei der Temperatur von 15°C ein COP von 4,7 im Fall der Heizwasserversorgung angenommen. Zur Bestimmung des COP optimalen Kreislaufs in Abhängigkeit von der Außentemperatur werden Simulationsrechnungen durchgeführt. Die Lufttemperatur auf der Quellenseite ist ein Parameter, der in 5°C-Schritte verändert wird. Für jede Lufttemperatur wird eine Hochdruckvariation durchgeführt, um den energetisch besten Kreisprozess zu identifizieren.

In der Abbildung 5.6 werden die entsprechende Kurve für eine Lufttemperatur zwischen -5°C und 35°C in blau dargestellt. Jede Kurve hat bei einem bestimmten Druck einen optimalen COP-Wert. Eine Reglereinheit sorgt für jede Lufttemperatur durch die Variation des Hochdrucks an der Senkeseite für einen optimalen Betrieb des Kreislaufes.

Auf diese Weise erhält man Wertepaare (Lufttemperatur und der entsprechende optimale COP). Mit den Wertepaaren wird eine quadratische Annäherung durchgeführt. Die Abbildung 5.6 zeigt die resultierende Kurve in Rot.

In der Abbildung 5.6 werden die Kurven im Fall Heizwasser gezeigt. Die optimale COP-Kurven sowohl für Heizwasser- als auch für Warmwasserversorgung in Funktion der Lufttemperatur sind in der Abbildung 5.7 dargestellt.

Wenn nun der COP in Abhängigkeit von der Lufttemperatur bestimmt ist, wird die Verdichterantriebsleistung berechnet. Die Temperaturen von den drei untersuchte Städten stehen in Intervallen von einer Stunde zur Verfügung, wie in Kapitel 4.2 beschrieben. Ebenfalls wurden die Gleichungen 4.1 und 4.2 benutzt, um die Bedarfswerte stündlich zu ermitteln. Anders als im vorherigen Kapitel erfolgt die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters für jede Stunde des Jahres, indem die Bedarfswerte mit dem zur vorliegenden Temperatur adäquaten COP gewichtet werden.

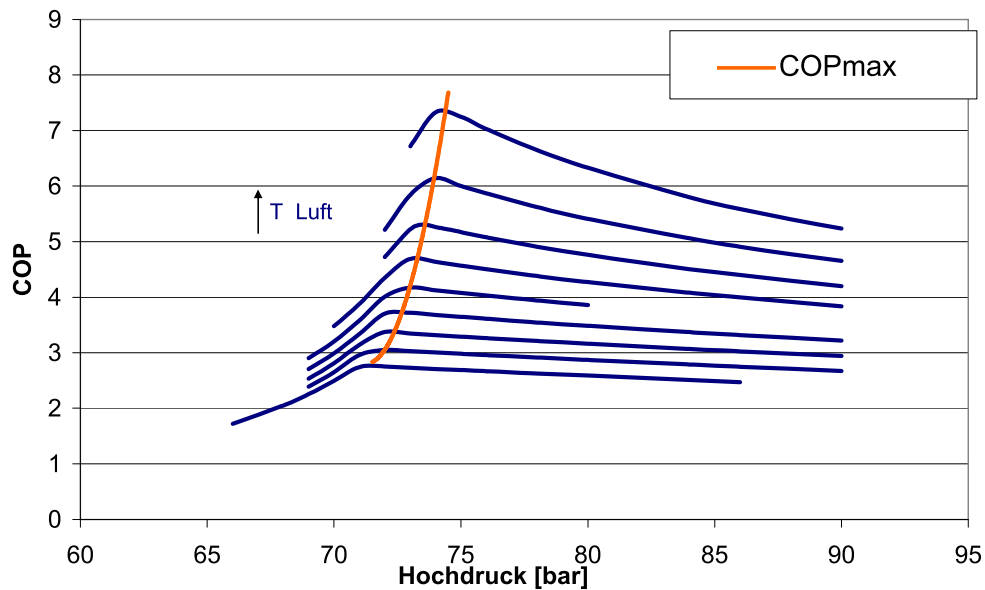


Abbildung 5.6: Optimale-COP Kurven für verschiedene Lufttemperaturen in Abhängigkeit vom Hochdruck zur Warmwasserversorgung

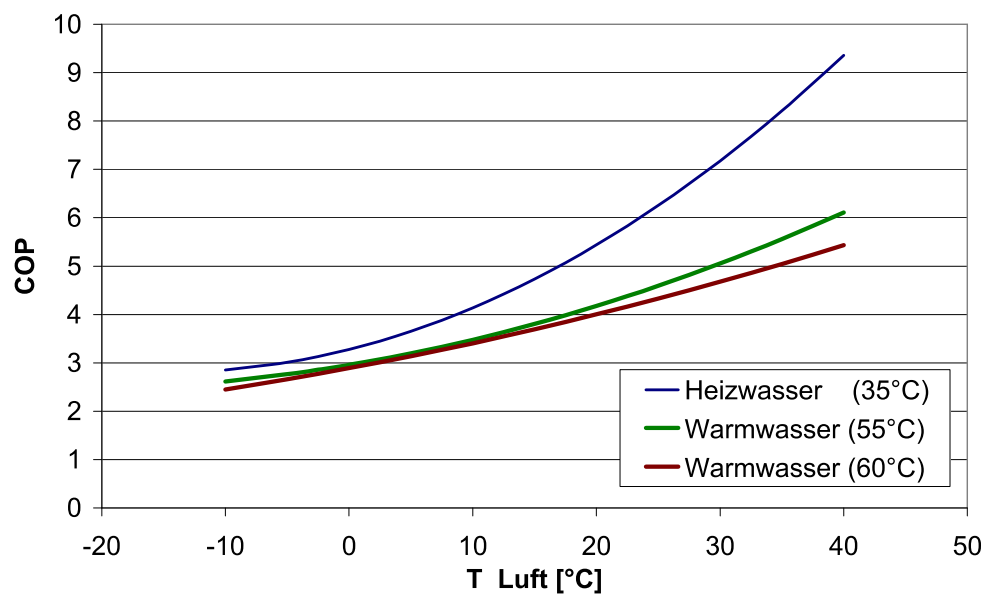


Abbildung 5.7: Optimaler COP in Abhängigkeit vom Hochdruck und der Lufttemperatur

Anschließend werden sowohl die stündlichen Bedarfswerte, als auch die Werte für die Verdichterantriebsleistung addiert. Der Jahres-COP wird durch die Gleichung 5.1 berechnet. In den Abbildung 5.8 und 5.9 sind die Ergebnisse dargestellt.

Im Fall der L/W-Wärmepumpe ist auch die Leistung der Nebenaggregate zu betrachten. In diesem Fall gibt es an der Wärmequelle keine Flügelzellenpumpe sondern ein Lüfter zur Förderung der Umgebungsluft im Verdampfer (siehe Kapitel 3.3.2).

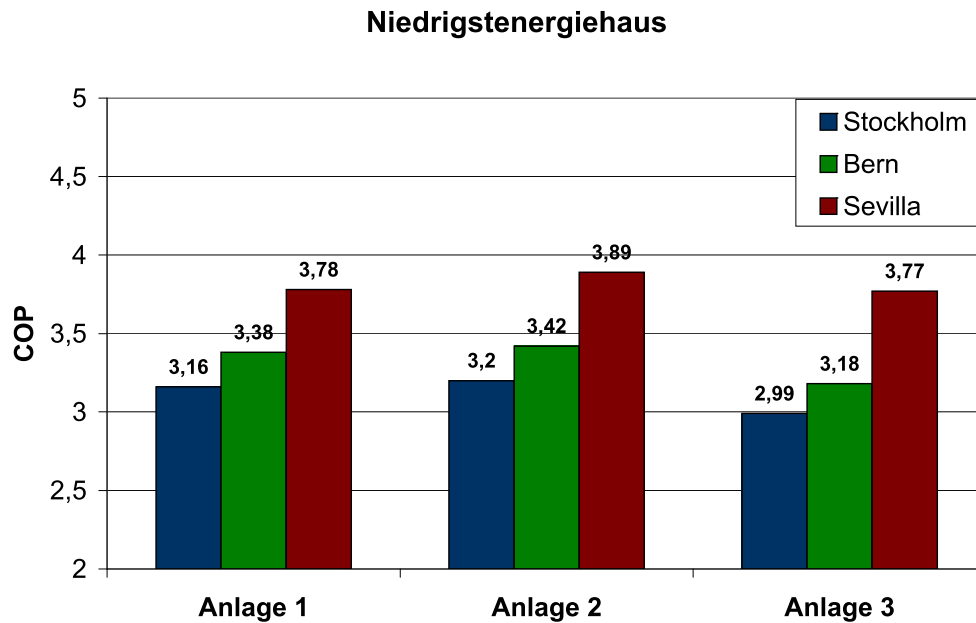


Abbildung 5.8: Jahres-COP für Niedrigstenergiehaus mit einer L/W-Wärmepumpe

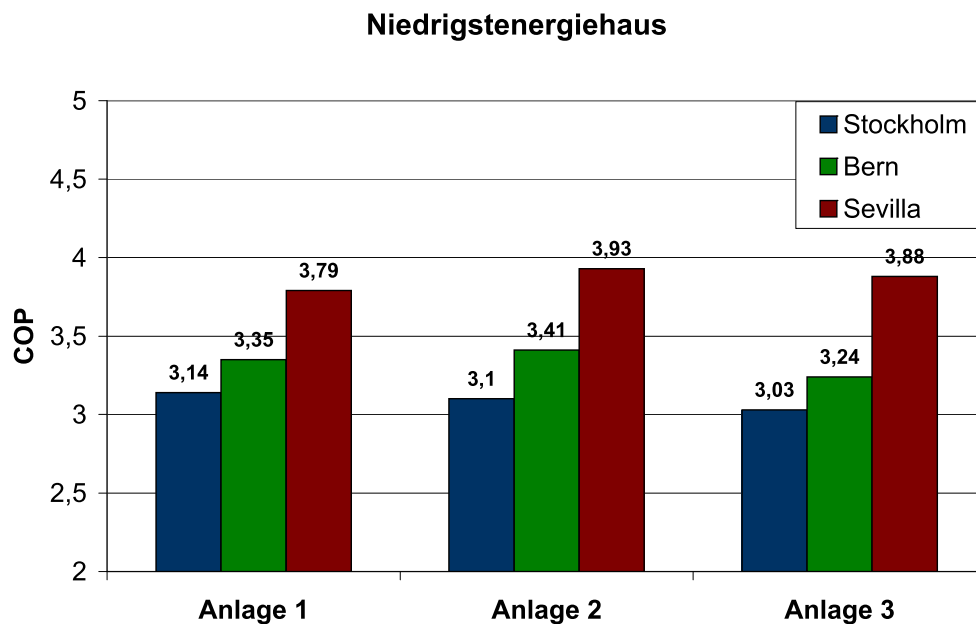


Abbildung 5.9: Jahres-COP für Passivhaus mit einer L/W-Wärmepumpe

Auf diese Weise erhält man durch Simulationsrechnungen neue Werte für jede Lufttemperatur und auch neue Gleichungen, die die optimalen-COP berechnen. Die optimalen-COP unter Berücksichtigung der Nebenaggregate sind geringer. Dadurch ergeben sich auch niedrigere Jahresarbeitszahlen. In der Abbildung 5.10 sind die Werte für das Anlagenkonzept 2 im Vergleich zu den vorherigen Berechnungen dargestellt.

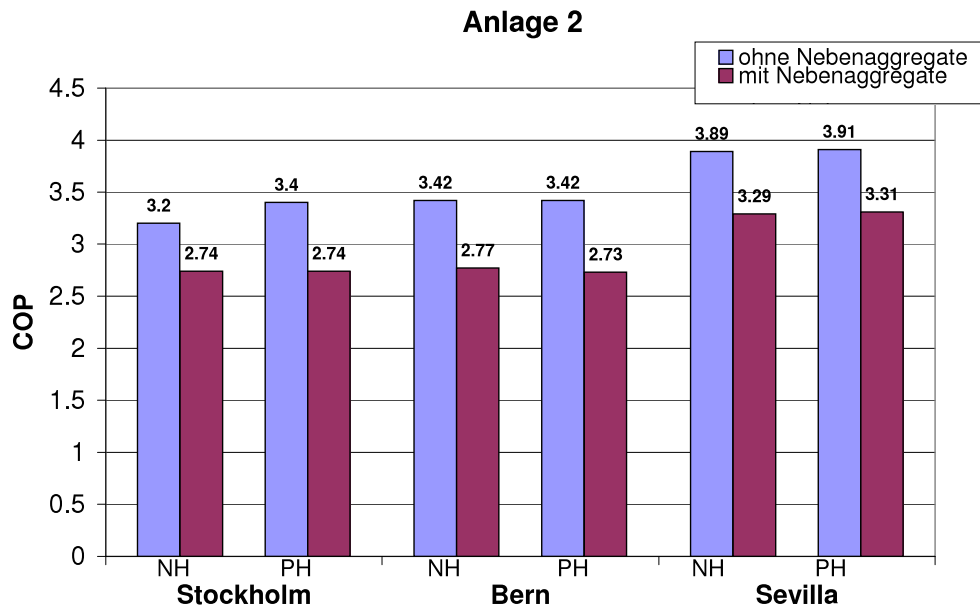


Abbildung 5.10: Jahres-COP einer L/W-Wärmepumpe für NEH und PH mit und ohne Nebenaggregaten

5.2.3 Kühlung

In diesem Kapitel wird eine qualitative Studie über die Nutzung der Wärmepumpe zur Kühlung der Räume durchgeführt.

Die Berechnungen, die in diesem Kapitel durchgeführt werden, beruhen auf Annahmen und Vereinfachungen, da die Wärmepumpe nie in Prozessumkehr betrieben wurde. Hier folgt eine Abschätzung, inwiefern die Wärmepumpe auch als Klimaanlage geeignet ist.

Für die Berechnung des Kühlmodus wird die optimale Anlage im Fall Heiz- und Warmwassererzeugung betrachtet. Das heißt, die Rechnungen werden für eine L/W-Wärmepumpe und die Anlage 2 – Fußbodenheizung und Warmwasser mit einer Temperatur von 55°C – durchgeführt.

Zur Berechnung des COP im Fall Kühlungsbetrieb ist es erforderlich eine ausreichende Temperatur am Austritt des Verdampfers zu kriegen, damit der Bedarf des Raumes gedeckt werden kann. Da der Kühlbedarf schon bekannt ist, wäre es an dieser Stelle möglich die notwendige Temperatur am Austritt der Verdampfer in beiden Fälle zu rechnen und die Ergebnisse im Simulationsprogramm zu implementieren. Auf diese Weise könnte man sowohl die gewonnene Kälteleistung in Verdampfer als auch die benötigte Verdichterleistung erhalten. Mit beiden Werten wäre eine Berechnung des COP, wie in Kapitel 3.4 in Gleichung 3.8 erklärt, möglich.

Aus zeitlichen Gründen wird die Berechnung des COP bezüglich der Kälteerzeugung nicht durch die Simulationsplattform durchgeführt. Zur Abschätzung des COP im Kühlfall wird die Excell Anwendung TILFLUIDS2XLL benutzt. Das Funktionspaket erlaubt die Berechnung der verschiedenen thermodynamischen Eigenschaften eines

Stoffes (in diesem Fall CO_2) durch die Ausgabe zweier andere Zustandsgrößen (beispielsweise Druck und Temperatur).

Zur Berechnung des Energiebedarfs im Kühlfall ist wiederum die Kenntnis des COP in Abhängigkeit von der Außentemperatur erforderlich. Dieser soll nachfolgend abgeschätzt werden. Für diese Abschätzung des COP werden folgende Annahmen getroffen:

- konstanter Verdampfungsdruck von 40 bar
- konstante Überhitzung von 5K
- Variation der Umgebungstemperatur von 25°C bis 41°C
- Austrittstemperatur des CO_2 am Gaskühler ist $\vartheta_{\text{CO}_2, \text{GK}} = \vartheta_{\text{Luft}} + 3\text{K}$
- Variation des Hochdrucks zur Bestimmung des optimalen Betriebspunktes

In Rahmen dieser Arbeit wird eine Niederdruck in Verdampfer von 40 bar betrachtet. Die dazugehörige Sättigungstemperatur beträgt etwa 5°C .

Um flüssiges CO_2 am Eintritt des Verdichters zu vermeiden wird für diese Abschätzung eine Überhitzung von 5K betrachtet. Auf diese Weise ist der erste Punkt des Kreislaufs bestimmt. Mit den Werten von Druck und Temperatur an dieser Stelle werden sowohl die Enthalpie als auch die Entropie des CO_2 am Eintritt des Verdichters berechnet. Dieser Punkt wird im Folgenden als konstant betrachtet.

Um den COP zu optimieren wird ein Hochdruckintervall von 70 bis 115 bar betrachtet. Die Optimierung wird für Lufttemperaturen zwischen 25°C und 41°C (maximale Temperatur in Sevilla) durchgeführt.

Für jeden Hochdruck werden verschiedene Werte berechnet:

- Druckverhältnis π
- λ_{eff} , $\eta_{eff-isen}$ und η_{isen} als Funktion von π (siehe Gleichungen 3.4, 3.5 und 3.6)
- Die Enthalpie am Austritt des Verdichters bei einem isentropen Prozess ($h_{2,isen}$)

Mit dem Wirkungsgrad η_{isen} des Verdichters kann man die Enthalpie am Austritt berechnen. Auf diese Weise hat man den Punkt 2 in Abhängigkeit vom Hochdruck bestimmt.

An dieser Stelle kann man die Verdichterleistung durch Gleichungen 5.5 und 5.6 berechnen. Um den CO_2 -Massenstrom zu rechnen, werden die Eigenschaften des Verdichters sowie die Dichte des CO_2 im Punkt 1, die durch das Excell Funktionpaket berechnet worden ist, benutzt.

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = V_{VD} \cdot n \cdot \rho_{\text{CO}_2} \cdot \lambda_{eff} \quad (5.5)$$

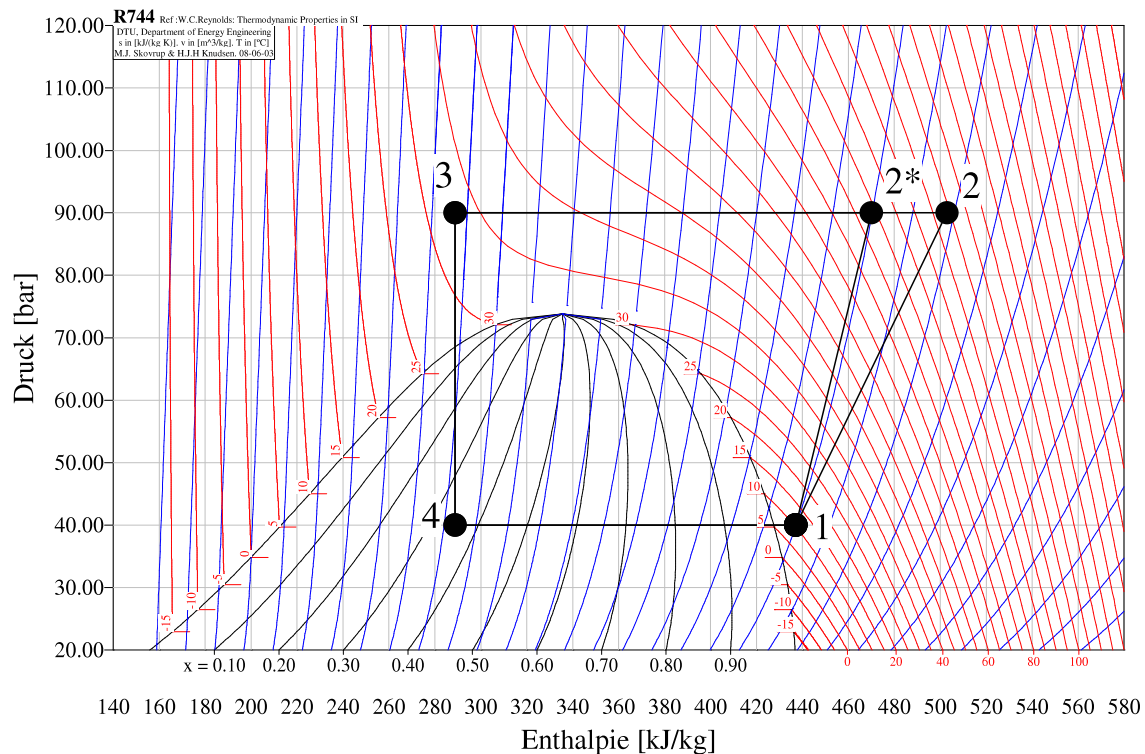


Abbildung 5.11: Exemplarischer Kältekreislauf mit und ohne isentroper Verdichtung. Punkt 1 ist festgelegt. Das Kältemittel wird bei $T_{Luft}=30^{\circ}\text{C}$ bis auf 33°C abgekühlt. Hochdruck 90 bar

$$P_{VD} = \dot{m}_{\text{CO}_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (5.6)$$

Die Verdichterleistung ist vom Hochdruck abhängig. Zur Berechnung des COP ist es notwendig, die Kälteleistung des Verdampfers zu bestimmen. In diesem Fall ist die Enthalpie am Austritt des Gaskühlers nicht nur von Hochdruck abhängig sondern auch von der Lufttemperatur. Für jede Lufttemperatur wird eine COP-Kurve in Abhängigkeit vom Hochdruck erreicht.

Die Enthalpie am Eintritt des Verdampfers ist infolge der isenthalpen Drosselung identisch mit der Enthalpie am Austritt des Gaskühlers (Punkt 3 und Punkt 4). Mit der Annahme, dass die Temperatur am Gaskühlerausstritt 3K höher als die Umgebungstemperatur ist, wird die Enthalpie im Punkt 3 mit dem Excel Paket berechnet. Auf diese Weise sind die Verschiedene Punkte des Kreislaufes bestimmt und man kann den COP in Abhängigkeit von der Lufttemperatur erhalten. In Abbildung 5.12 sind verschiedene Kurve dargestellt. Die Kurve in Blau zeigen die COP-Werte in Abhängigkeit vom Hochdruck für verschiedene Lufttemperaturen. Die Kurve in Rot verbindet die maximalen Werte jeder Kurve. Es ist zu beobachten, dass je höher die Lufttemperatur ist, desto größer wird der Hochdruck bezüglich des optimalen COP.

In Abbildung 5.13 werden die optimalen COP in Anhängigkeit von der Lufttemperatur dargestellt.

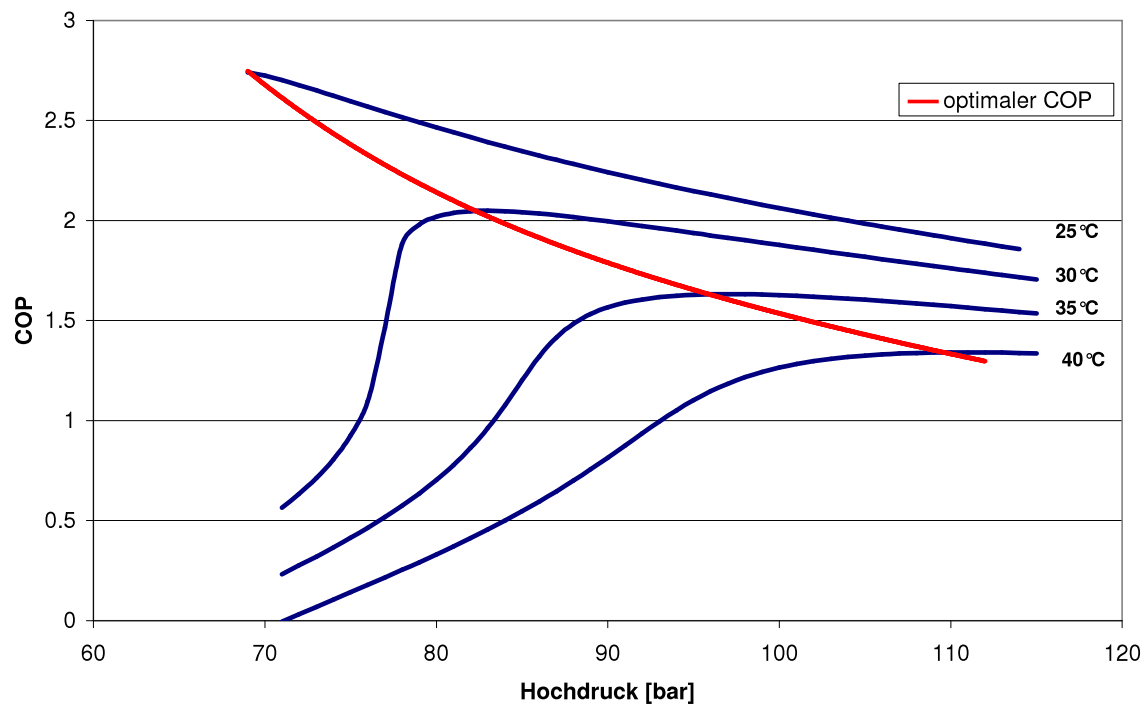


Abbildung 5.12: optimale COP-Werte in Abhängigkeit von der Lufttemperatur und dem Hochdruck. Bei 25°C Maximum beim Sättigungsdruck von 28°C

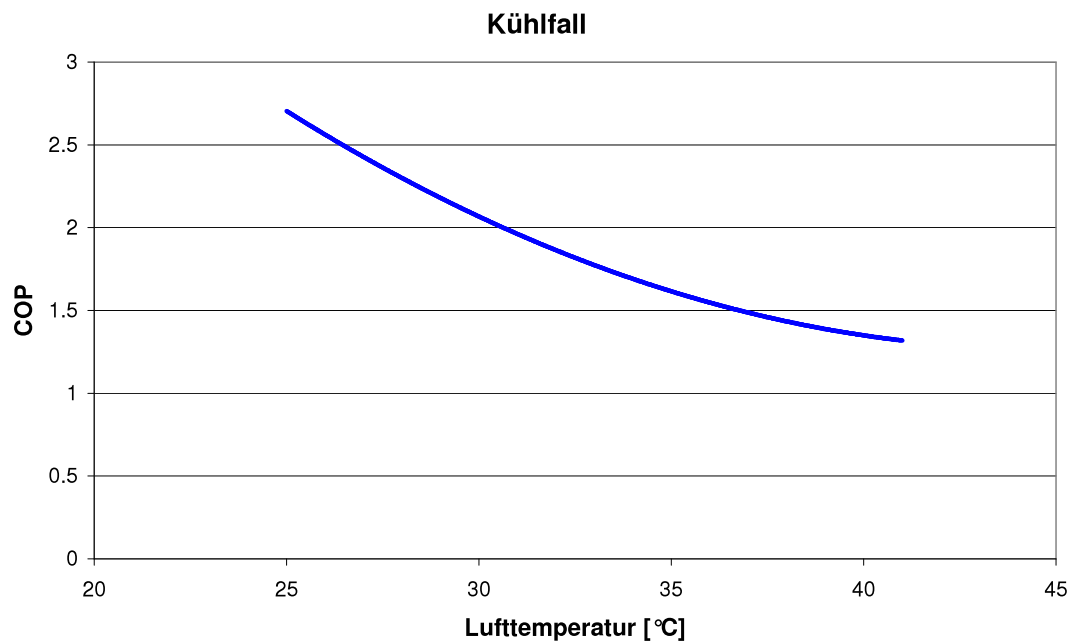


Abbildung 5.13: optimale COP-Werte in Abhängigkeit von der Lufttemperatur

Mit den Ausgleichskurve erhält man eine Gleichung 5.7, mit der der COP für jede Lufttemperatur berechnet werden kann. Da die Lufttemperaturen und der Kühlbedarf durch TRNSYS stündlich zur Verfügung stehen, lässt sich der entsprechende Energiebedarf des Verdichters im Kühlfall berechnen.

$$COP_{opt} = 0.0037 \cdot T_{Luft}^2 - 0.3318 \cdot T_{Luft} + 8.6779 \quad (5.7)$$

$$P_{VD} = \frac{\text{Kühlbedarf}}{COP_{opt}} \quad (5.8)$$

Tabelle 5.3 stellt den Jahresverbrauch des Verdichters beim Passivhaus sowie beim Niedrigstenergiehaus im Kühlfall dar.

	Passivhaus	Niedrigstenergiehaus
P_{VD} [kWh/a]	2911.85	1687.53

Tabelle 5.3: Jahresverbrauch des Verdichters je nach Dämmstandard einer L/W-Wärmepumpe im Kühlfall

Um den Jahres-COP in Sevilla zu berechnen, müssen der Warmwasser- sowie der Heizungsbedarf betrachtet werden. Im Sommer wird keine Heizung benutzt. Die Warmwasserbereitstellung erfolgt Nachts. Das heißt, tagsüber läuft die Wärmepumpe im Kühlbetrieb in Prozessumkehr, damit die Räume gekühlt werden können und nachts läuft sie in Heizbetrieb um den Warmwasserspeicher zu füllen. Die Tabelle 5.4 zeigt den Jahres-COP je nach Dämmstandard in Sevilla bei einer L/W-Wärmepumpe.

	Niedrigstenergiehaus		Passivhaus	
	Bedarf [kWh/a]	P_{VD} [kWh/a]	Bedarf [kWh/a]	P_{VD} [kWh/a]
Kühlung	3710.84	1687.53	7452.55	2911.85
Heizung	739.79	235.79	443.87	141.47
Warmwasser	2838.42	850.62	2838.42	850.62
SUMME	7289.05	2773.95	10734.85	3903.94
	$COP_{NEH} =$	2.63	$COP_{PH} =$	2.75

Tabelle 5.4: Jahres-COP in Sevilla unter Betrachtung von Kühlung bei einer L/W-Wärmepumpe

In Vergleich zu dem berechneten Jahres-COP ohne Berücksichtigung der Kühlung sind diese Werte kleiner (siehe Abbildung 5.14). Der Jahres-COP setzt sich aus drei Anteilen zusammen: der für den Warmwasserbereitstellung, der für die Heizungswasserbereitstellung und für den Fall Sevilla auch aus einem Anteil für die Bereitstellung von Kälte bei hohen Temperaturen. Während die Heizleistung die Summe der aus der Umgebung entzogenen Wärme und der aufgewendeten Antriebsleistung ist (1. Hauptsatz des Thermodynamik auf das System Wärmepumpe angewandt):

$$\dot{Q}_{Vdf} + P_{VD} = \dot{Q}_{GK} = \dot{Q}_{\text{Heizleistung}}, \quad (5.9)$$

ist die Kälteleistung des Systems gleich die Heizleistung vermindert um die Antriebsleistung des Verdichters, also kann man Gleichung 5.9 umstellen zu:

$$\dot{Q}_{\text{Kälteleistung}} = \dot{Q}_{Vdf} = \dot{Q}_{GK} - P_{VD}. \quad (5.10)$$

Dies bedeutet, dass der COP im Kühlmodus physikalisch betrachtet immer kleiner als der COP im Heizmodus ist. Es ist klar, dass der Gaskühler immer eine höhere Heizleistung erzielen kann, als der Verdampfer an Kälteleistung. Wird die Kühlung mit in die Berechnung des Jahres-COP einbezogen, verringert sich entsprechend der Jahres-COP infolge des geringer erzielbaren COP bei einem Kälteprozess. Der Einfluss der Kühlung soll hier nur am Rande betrachtet werden. In Kapitel 5.3.3 wird beim primärenergetischen Vergleich mit anderen Heizungssystemen die Kühlung nicht berücksichtigt, da die Feuerungsanlagen (Gas-Brennwert-Technik bzw. Öl-NT-Kessel) nur zu Heizzwecken verwendet werden. Ein energetischer Vergleich wäre somit nicht gerecht.

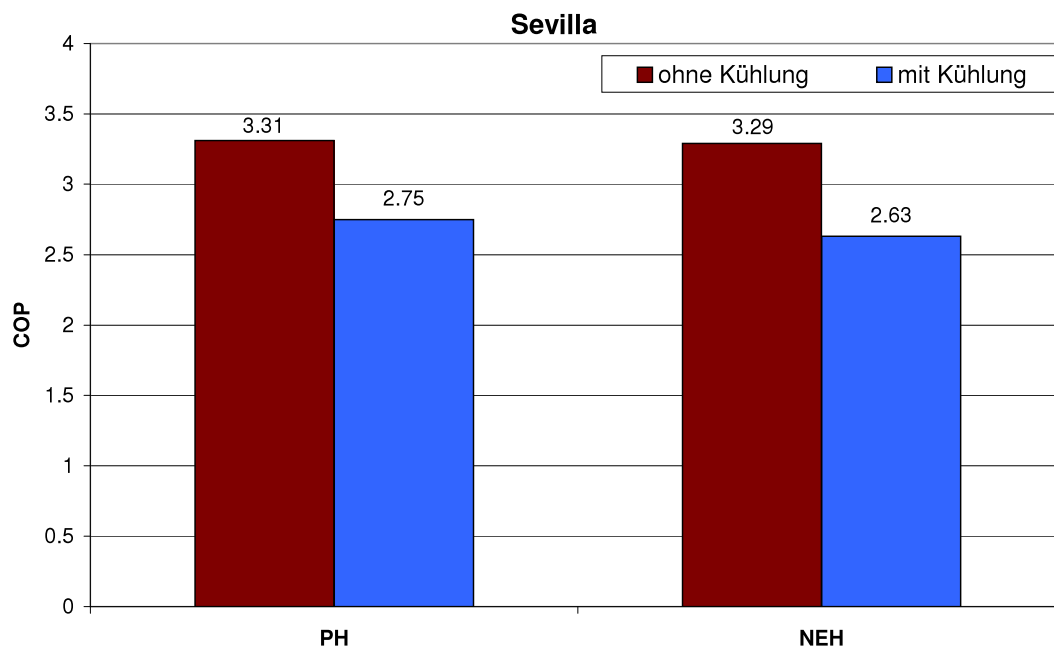


Abbildung 5.14: Vergleich der Jahres-COP mit und ohne Betrachtung der Kühlung

5.3 Auswertung und Vergleich

Aus den vorangegangenen Ergebnissen wird in diesem Kapitel eine vergleichende Betrachtung durchgeführt. Dadurch ist eine Aussage möglich, welche Anlage die beste ist bzw. welche Maßnahmen die Leistung der Wärmepumpe verbessern können. In diesem Kapitel wird nur sowohl die Warmwasser- als auch die Heizwasser betrachtet.

Es ist zum Beispiel zu erkennen, dass mit fallender Austrittstemperatur im Gaskühler, der optimale COP der Anlage (sowohl mit einer W/W-Wärmepumpe als auch mit einer L/W-Wärmepumpe) steigt. Im Rahmen dieser Arbeit ist es die Anlage 2, welche

unter den besten Bedingungen Wärme bereitstellen kann. Diese Anlage entspricht einem Heizsystem mit Fußbodenheizung bei einer Temperatur von 35°C und mit einer Warmwasserversorgung bei einer Temperatur von 55°C .

Im Fall der W/W-Wärmepumpe (siehe Abbildung 5.2 und 5.3) werden für die drei Städte in allen Anlagenvarianten höhere Jahres-COP beim Niedrigstenergiehaus erreicht. Zur Versorgung des Passivhauses wird zwar weniger Energie benötigt, aber der Anteil der Warmwasserbereitstellung bleibt konstant. Das bedeutet, dass der Anteil der Heizung, die bei einer geringeren Temperatur betrieben werden kann, beim Niedrigstenergiehaus viel größer ist. Das Heizsystem des Niedrigstenergiehauses kann anteilig Nutzwärme für die Heizung bei einem höheren COP bereitstellen, man erreicht deshalb bessere COP-Werte für den gesamten Nutzwärmebedarf.

Bei einer L/W-Wärmepumpe sind die Ergebnisse anders. In Abbildung 5.7 werden die COP Werte für die verschiedenen Betriebe dargestellt. In diesem Fall sind die COP Werte von der Lufttemperatur abhängig und höher bei der Heizwasserversorgung, wenn eine bestimmte Lufttemperatur berücksichtigt ist. Es ist zu berücksichtigen, dass bei höheren Lufttemperaturen kein Heizbedarf besteht und der COP bezüglich der Warmwasserversorgung bei diesen Lufttemperaturen ebenfalls sehr hoch ist. Die Wärmepumpe wird dann ausschließlich zur Bereitstellung von Warmwasser bei relativ hohem COP betrieben. Folglich ist der Jahres-COP im Fall L/W-Wärmepumpe beim Niedrigstenergiehaus nicht unbedingt höher als beim Passivhaus sondern es ist von den Lufttemperaturen abhängig.

5.3.1 Stockholm

Als Beispiel eines kälteren Klimas wurde der Jahres-COP einer CO_2 -Wärmepumpe in Stockholm ausgewertet. Zusammenfassend sind in der Abbildung 5.15 die verschiedenen COP in dieser Stadt dargestellt. Der maximale COP stellt sich mit einem Wert von 3,45 bei einer W/W-Wärmepumpe für die Anlage 2 (Fußbodenheizung mit einer Wassertemperatur von 35°C und Warmwasserbereitstellung bei einer Temperatur von 55°C) beim Niedrigstenergiehaus ein. Es ist festzustellen, dass mit einer W/W-Wärmepumpe immer höhere COP-Werte erreicht werden können als mit einer L/W-Wärmepumpe. Dies ist auf die geringere Quellentemperatur zurückzuführen. Die Temperatur des Grundwassers wurde beim Simulationsprogramm konstant mit einem Wert von 10°C angegeben. Die Lufttemperatur ist in Stockholm im Regelfall geringer als 10°C , deswegen ist der Prozess im Verdampfer mit Grundwasser effizienter.

Wie vorher erklärt ist der Unterschied zwischen den COP-Werten beim Passiv- und Niedrigstenergiehaus im Fall der L/W-Wärmepumpe ganz klein. Der Grund dafür ist die Abhängigkeit des COP von der Lufttemperatur.

Im Folgenden wird die gesamte Anlage unter Berücksichtigung des Primärenergiebedarfs und der CO_2 -Emission im Vergleich zu einer Gas-Brennwert- bzw. einer Öl-Niedertemperaturanlage bewertet. Im Rahmen dieser Studie werden die Anlagen 2 und

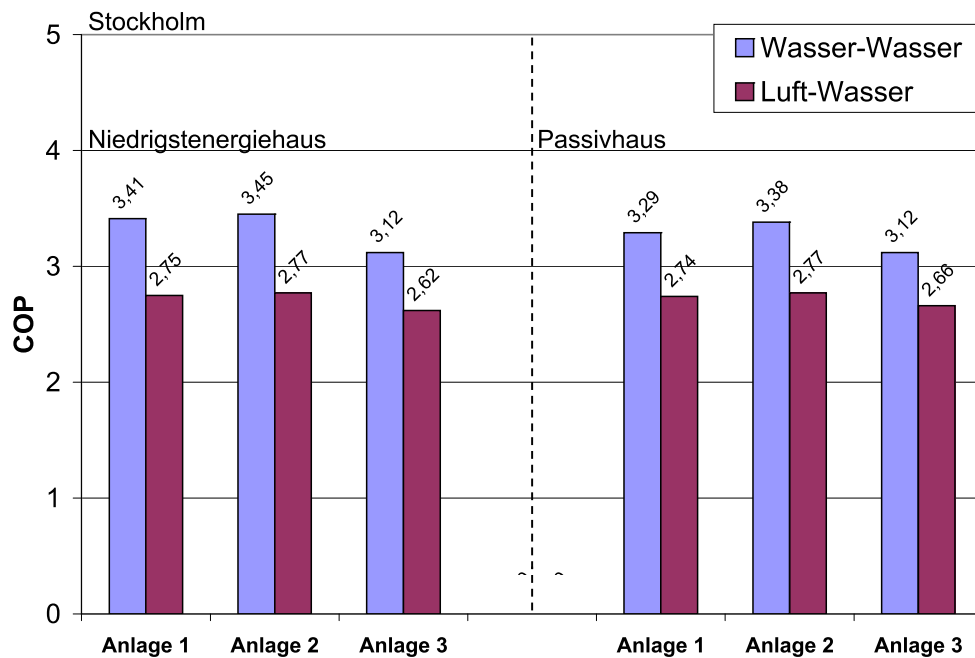


Abbildung 5.15: Jahres-COP in Stockholm mit Nebenaggregaten für die drei Anlage

3 betrachtet. Die Erste nimmt immer einen höheren Jahres-COP an. Die Zweite muss in Betracht gezogen werden, da es interessant ist, wie sich eine Anlage mit Beheizung der Zuluft bei 55°C über ein Luftheizregister verhält. In der Abbildung 5.16 sind die verschiedenen Werte dargestellt.

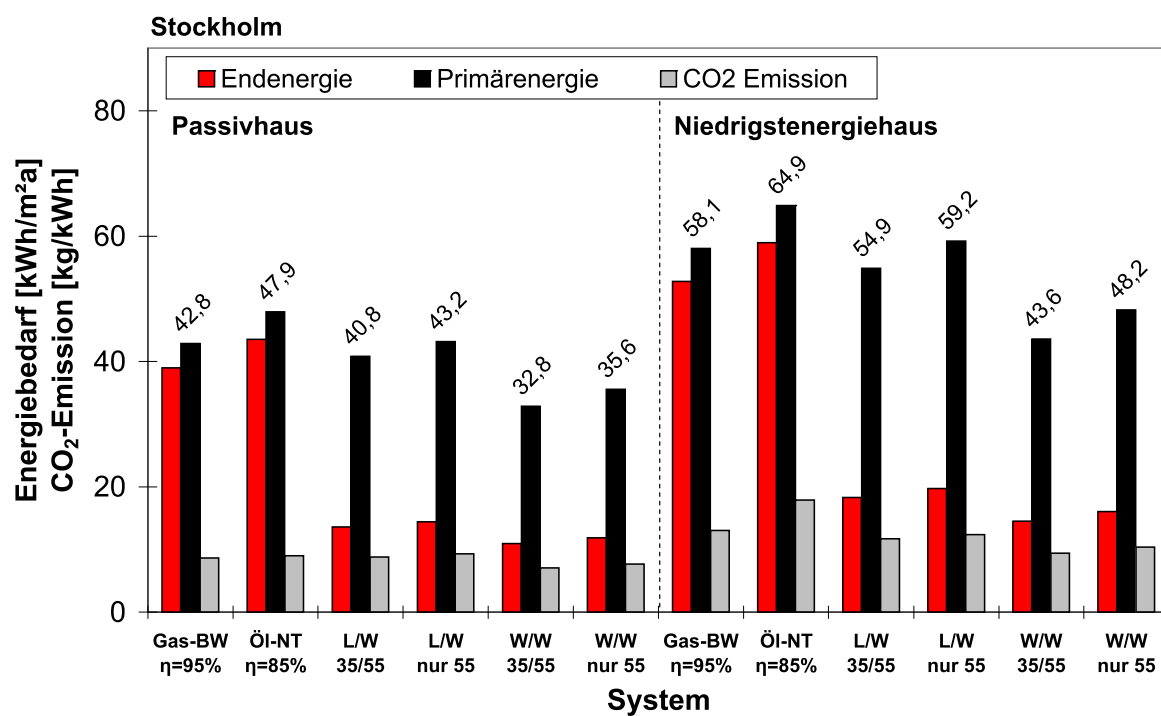


Abbildung 5.16: End- und Primärenergieverbrauch in Stockholm

Für die Berechnung der End- und Primärenergie wurden die folgenden Faktoren berücksichtigt:

- η Heizkessel Gas BW = 95%
- η Heizkessel Öl NT = 85%
- Primärenergiefaktor für Gas/Öl = 1,1
- Primärenergiefaktor Strommix = 3

Für jede Anlage wird der jeweilige COP-Wert verwendet. Mit den Gleichungen 5.11 werden der End- und Primärenergieverbrauch für jede Variante berechnet. Für die zwei betrachteten konventionellen Anlagen benutzt man den Wirkungsgrad des Kessels (η) in der Berechnung der Endenergie während für die Wärmepumpe der sich ergebende COP verwendet wird.

$$\begin{aligned} \text{Endenergie} &= \frac{\text{Bedarf}}{\eta} \text{ bzw. } \text{Endenergie} = \frac{\text{Bedarf}}{\text{COP}} \\ \text{Primaerenergie} &= \text{Endenergie} \cdot \text{Primaerenergiefaktor} \end{aligned} \quad (5.11)$$

Da die COP-Werte viel größer als die Kesselwirkungsgrade der fossilen Heizsysteme sind, ist die Endenergie in den Fällen Gas-BW und Öl-NT größer als die für die CO₂-Wärmepumpe. Allerdings beträgt der Primärenergiefaktor für die beiden Feuerungsanlagen ungefähr ein Drittel des entsprechenden Faktors für Strom. Man kann an der Abbildung 5.16 erkennen, dass es bei der CO₂-Wärmepumpe dennoch eine erhebliche Primärenergieeinsparung gibt. Wie bereits erwähnt wurde, hat die Anlage mit Fußbodenheizung durch den höheren COP-Wert den geringsten Primärenergiebedarf. Das Passivhaus ist von diesem Standpunkt aus besser als das Niedrigstenergiehaus einzustufen, da das Passivhaus durch den höheren Dämmstandard grundsätzlich einen geringeren Energiebedarf hat.

In der Abbildung 5.16 werden zudem die CO₂-Emissionen dargestellt. Die Rechnungen werden mit den Werten, die in Tabelle 5.5 dargestellt sind, und mit den Gleichungen 5.12 durchgeführt. An dieser Stelle hat man weniger Emissionen bei den Heizsystemen, die mit Wärmepumpen betrieben werden, obwohl die CO₂-Emission bei dem Einsatz von Strom viel höher ist. Es ist auf die höheren COP-Werte zurückzuführen, die kleinere Mengen an Endenergie erfordern.

$$\begin{aligned} \text{gesamte Emission CO}_2 &= \text{Endenergie} \cdot \text{CO}_2\text{-Faktor} \\ \text{CO}_2\text{-Faktor} &= \frac{\text{g CO}_2}{\text{kWh Endenergie}} \end{aligned} \quad (5.12)$$

Beim Passivhaus mit einer W/W-Wärmepumpe und Fußbodenheizung erreicht man eine Einsparung der Primärenergie von 23% im Vergleich zu einer Gas-BT Anlage. Für

Emission CO ₂	g CO ₂ /kWh Endenergie
Strom	647
Gas	247
Öl	303

Tabelle 5.5: CO₂-Emissionen für jede Anlage

diesen Fall gibt es eine Verminderung der CO₂-Emission von 26%. Noch besser ist das Verhältnis im Fall Niedrigstenergiehaus. Die Werte sind in der Tabelle 5.6 aufgelistet. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die verschiedenen Möglichkeiten für die Wärmepumpe direkt mit der Gasanlage verglichen, da sie immer bessere Ergebnisse als die mit Öl betriebene Anlage liefert.

	Primärenergieeinsparung		CO ₂ -Emissionsverminderung	
	PH	NEH	PH	NEH
L/W Anlage2	6,47%	6,47%	10,16%	10,16%
L/W Anlage3	2,60%	1,11%	6,45%	5,02%
W/W Anlage2	23,35%	24,90%	26,38%	27,87%
W/W Anlage3	16,96%	16,96%	20,24%	20,24%

Tabelle 5.6: Einsparung der Primärenergie und der CO₂-Emission in Stockholm

In der schon erwähnte Tabelle 5.6 kann man bemerken, dass die W/W-Wärmepumpe in Stockholm viel besser betrieben werden kann als die L/W-Wärmepumpe. Aus umweltfreundlichen Gesichtspunkten ist der Einsatz einer Wärmepumpe besser, da sie weniger CO₂-Emission verursacht.

5.3.2 Bern

Analog zu Kapitel 5.3.1 wird in diesem Kapitel Bern als Repräsentant eines Ortes mit mäßigerem Klima genommen. Die Abbildung 5.17 stellt die COP-Werte für die untersuchte Anlagekonzepte dar.

Die L/W-Wärmepumpe hat die niedrigeren COP-Werte. Es wird durch die niedrigere Lufttemperatur verursacht, da sie meist unten 10°C liegt, wodurch Luft als Wärmequelle für die Heizung nicht gegen Wasser als Wärmequelle konkurrieren kann. Wie die Abbildung 5.17 zum Ausdruck bringt, ist der Unterschied zwischen den Jahres-COP bei W/W- und L/W-Wärmepumpe in Bern allerdings nicht so groß wie in Stockholm. Bei der W/W-Wärmepumpe gibt es kaum Unterschied zwischen den COP-Werte in beiden Städten aber die COP-Werte sind bei der L/W-Wärmepumpe vergleichsweise höher in Bern als in Stockholm. Der Grund dafür ist, dass die Lufttemperaturen in

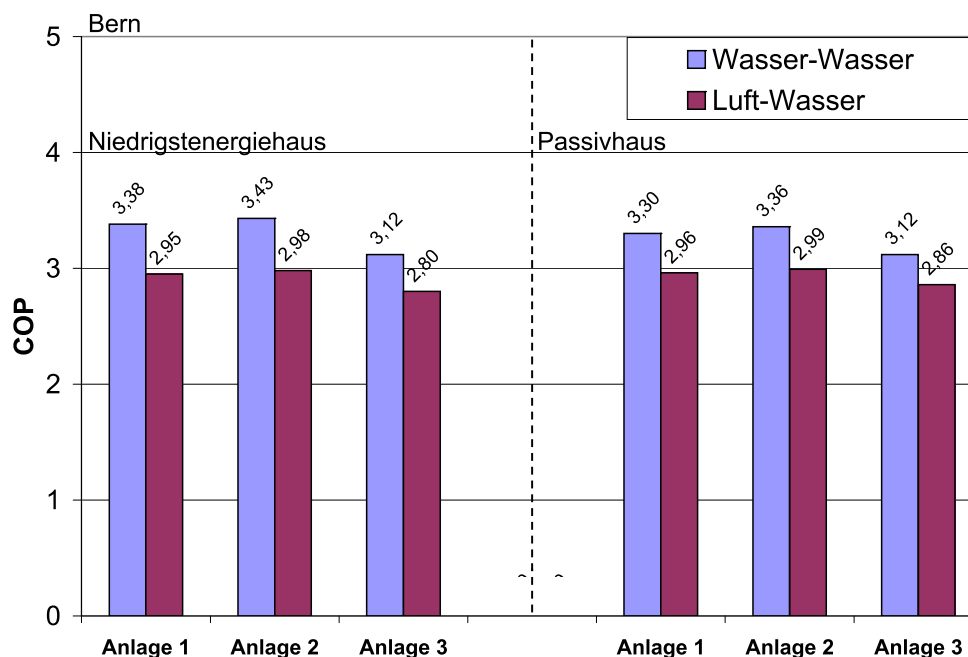


Abbildung 5.17: Jahres-COP in Bern mit Nebenaggregate für die drei Anlage

dieser Stadt nicht so extrem sind und es ermöglicht, etwas höhere COP Werte in Bern bei einer L/W-Wärmepumpe zu erreichen.

In diesem Fall stellt sich der maximale COP mit einem Wert von 3,43 bei einer W/W-Wärmepumpe für die Anlage 2 (Fußbodenheizung mit einer Wassertemperatur von 35°C und Warmwasserbereitstellung mit einer Temperatur von 55°C) ein.

Ebenso wie im Kapitel 5.3.1 gibt es keine großen Unterschiede zwischen Niedrigstenergie- und Passivhaus. Genau wie vorher ist der Jahres-COP für die Anlage 3 beim Passivhaus sogar höher.

In Bezug auf die Primärenergieeinsparung, wie die Abbildung 5.18 zeigt, ist das Passivhaus mit Fußbodenheizung die bessere Möglichkeit. In Gegensatz dazu ist die L/W-Wärmepumpe mit Luftregister, die ein größerer Primärenergieverbrauch aufzeigt. Der Grund dafür ist die Nutzung der Luft als Wärmequelle – mit geringere Temperatur – sowie die kleineren COP Werte, die für die Versorgung des Wasser mit einer Temperatur von 55°C erreicht werden.

	Primärenergieeinsparung		CO ₂ -Emissionverminderung	
	PH	NEH	PH	NEH
L/W Anlage2	5,09%	13,06%	8,85%	16,49%
L/W Anlage3	1,11%	7,47%	5,02%	11,13%
W/W Anlage2	22,89%	24,46%	25,94%	27,45%
W/W Anlage3	16,96%	16,96%	20,24%	20,24%

Tabelle 5.7: Einsparung der Primärenergie und der CO₂-Emission in Bern

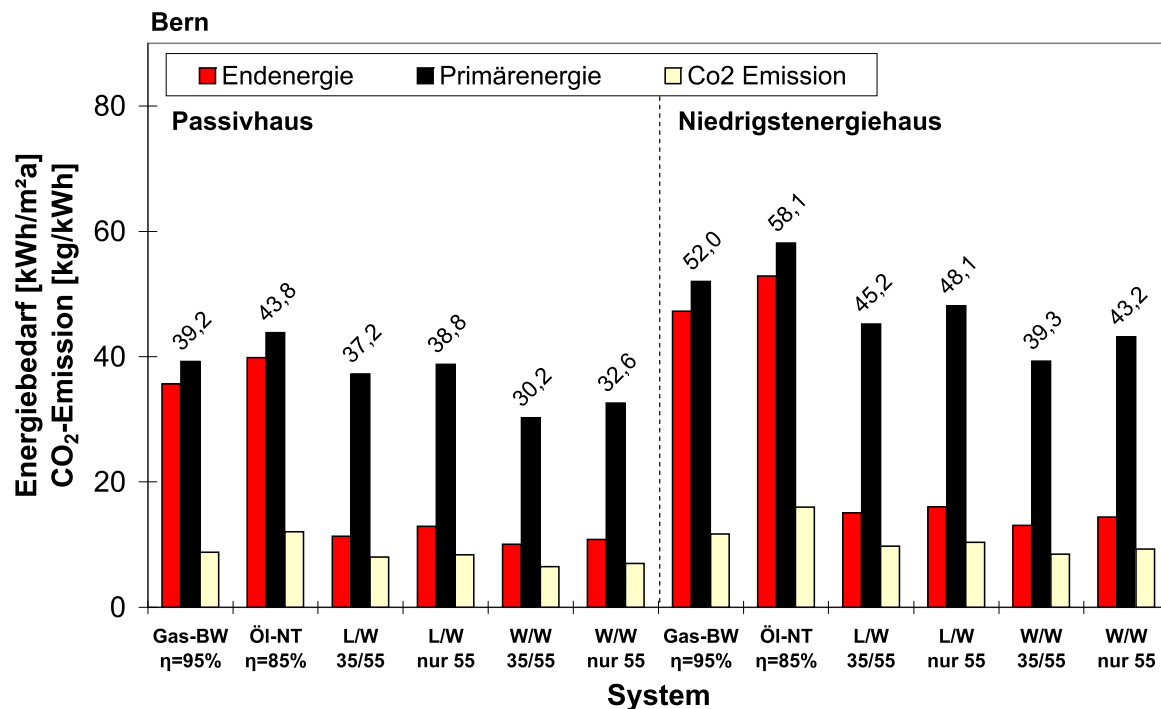


Abbildung 5.18: End- und Primärenergieverbrauch in Bern

5.3.3 Sevilla

Zuletzt werden die verschiedenen Wärmepumpenkonzepte in einer Stadt mit subtropischem Klima untersucht. Wie in den vorherigen Kapitel stehen in der Abbildung 5.19 die berechneten Jahres-COP zur Verfügung. Die deutlich höheren Lufttemperaturen lösen im vorliegenden Fall grundverschiedene Ergebnisse aus. Wie die Abbildung 5.19 darstellt, sind die Jahres-COP bei einer L/W-Wärmepumpe im Gegensatz zu den beiden anderen Städten höher. In Sevilla hat man meistens eine Lufttemperatur deutlich über 10°C und das verursacht einen effizienteren Wärmepumpenprozess bei der Wärmequelle Luft. Der höchste COP stellt sich in Sevilla beim Passivhaus und L/W-Wärmepumpe mit einem Wert von 3,46 ein.

In Bezug auf die Dämmstandards werden in Sevilla bei einer L/W-Wärmepumpe immer höhere COP-Werte beim Passivhaus erreicht. In dieser Stadt ist der Heizwasserbedarf beim Passivhaus weniger als 10% des gesamten Bedarfs. Beim Niedrigstenergiehaus liegt dieser Wert jedoch zwischen 20% und 25%. Aus diesem Grund erreicht man beim Passivhaus einen höheren COP-Wert. Dieser Unterschied ist im Fall der Anlage 3 besonders bedeutsam, da die höheren Temperaturen des Heizwassers geringere COP-Werte verursachen.

Letztendlich sind in Abbildung 5.20 die Verbrauchswerte sowie in Tabelle 5.8 die prozentuale Primärenergieeinsparung bzw. die CO₂-Emissionverminderung aufgezeigt.

An erster Stelle ist es zu erwähnen, dass der Verbrauch in Sevilla viel geringer als in den anderen Städten ist. Wie im Kapitel 5.3.2 in Bern, ist der Primärenergieverbrauch

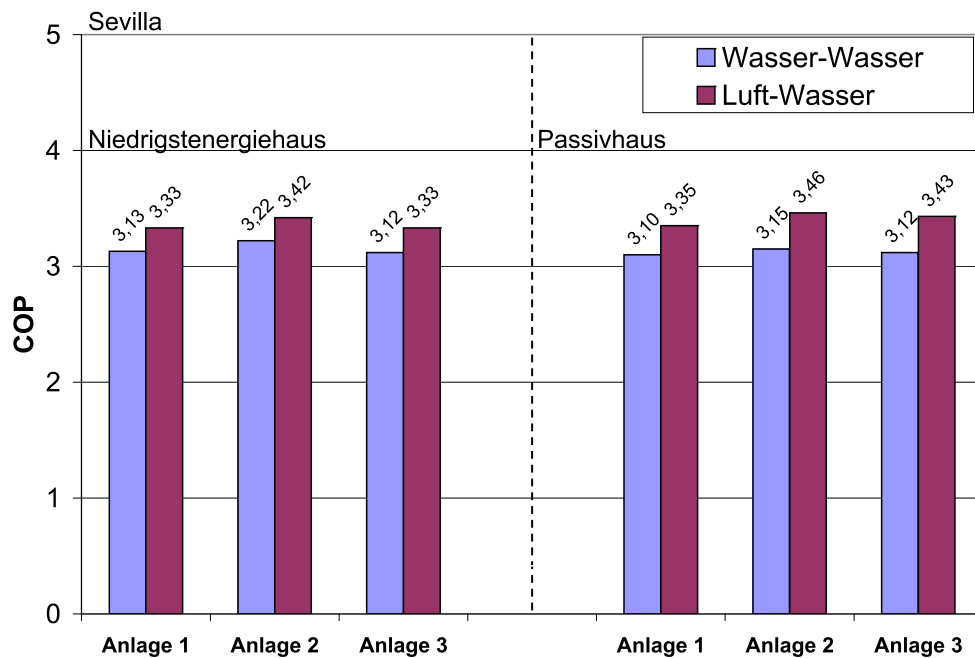


Abbildung 5.19: Jahres-COP in Sevilla mit Nebenaggregate für die drei Anlage

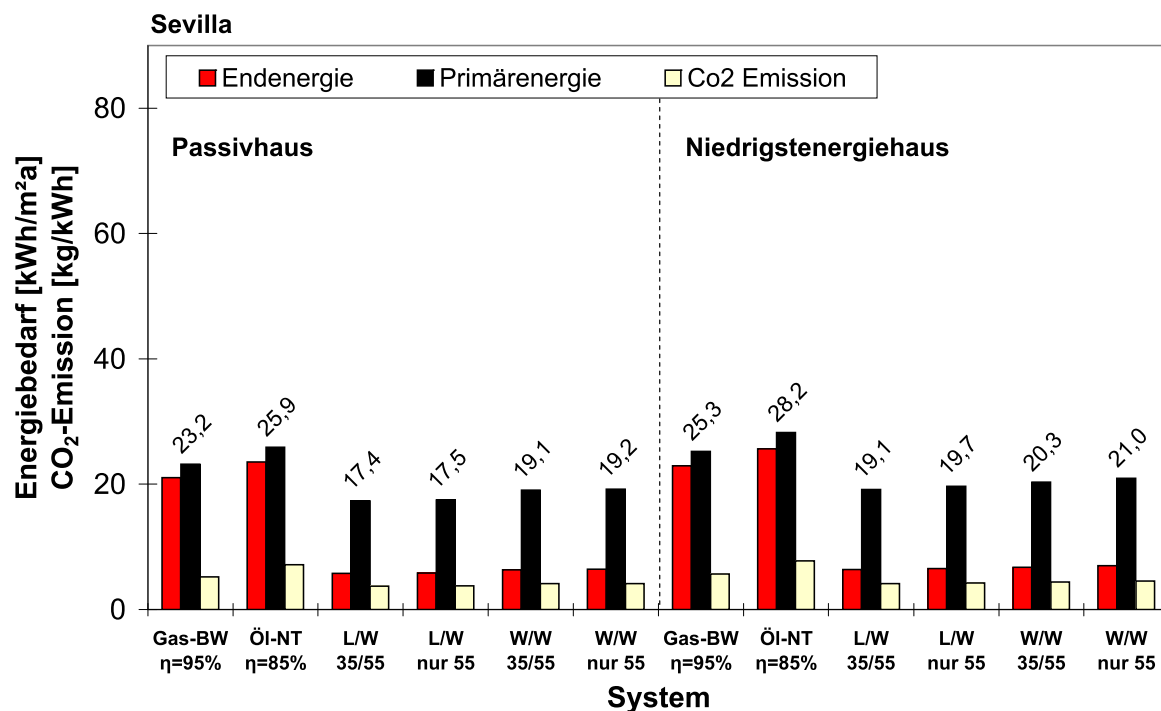


Abbildung 5.20: End- und Primärenergieverbrauch in Sevilla

bei der Wärmepumpe immer kleiner als bei den anderen Anlagen. Im Gegensatz zu den vorherigen Städten ist die L/W-Wärmepumpe die effizienteste Anlage. Bezüglich des Anlagekonzepts ist wie bisher die Anlage mit Fußbodenheizung diejenige, die am wenigste Energie braucht, obwohl in diesem Fall der Unterschied nicht so groß ist, da der Anteil der Heizung in Sevilla viel geringer, fast schon vernachlässigbar ist.

	Primärenergieeinsparung		CO ₂ -Emissionverminderung	
	PH	NEH	PH	NEH
L/W Anlage2	25,12%	24,24%	28,08%	27,24%
L/W Anlage3	24,46%	22,19%	27,45%	25,27%
W/W Anlage2	17,75%	19,54%	21,00%	22,72%
W/W Anlage3	16,96%	16,96%	20,24%	20,24%

Tabelle 5.8: Einsparung der Primärenergie und der CO₂-Emission in Sevilla

5.4 Schlussfolgerung

Basierend auf der Primärenergieeinsparung werden die Anlagenkonzepte bewertet. In Hinblick auf die vorherigen Kapitel kann man zum Schluss kommen, dass die Anlage 2 mit Fußbodenheizung und Warmwasserversorgung von 55°C die beste Möglichkeit ist.

Es ist auch anzumerken, dass der Primärenergieverbrauch beim Passivhaus aufgrund des höheren Dämmstandards geringer ist. Im Rahmen einer Energieeinsparung ist aus ökologischer Sicht im Neubaubereich ein PH zu favorisieren.

Die Frage, welche Systemvariante besser ist, hängt von der Lufttemperatur ab. Auf diese Weise ist die W/W-Wärmepumpe die bevorzugte Option in den kalten Städten während die L/W-Wärmepumpe die geeignete Anlage für Städte, in der die Lufttemperatur im Regelfall höher als die Temperatur des Grundwassers liegt, ist.

Zuletzt wird eine Zusammenfassung der effizienten Anlagen für jede Stadt vorgestellt. Die entsprechende Einsparung der Primärenergie bzw. Verminderung der CO₂-Emission werden mit einer Gas-Brennwert-Anlage, in dessen entsprechendem Standort der gleiche Nutzwärmebedarf erfüllt werden muss, verglichen (siehe hierzu Tabelle 5.9):

- Stockholm: W/W-Wärmepumpe, Passivhaus, Anlage 2 (Warmwasser 55°C, Fußbodenheizung 35°C)
- Bern: W/W-Wärmepumpe, Passivhaus, Anlage 2 (Warmwasser 55°C, Fußbodenheizung 35°C)
- Sevilla: L/W-Wärmepumpe, Passivhaus, Anlage 2 (Warmwasser 55°C, Fußbodenheizung 35°C)

	Primärenergieeinsparung	CO ₂ -Emissionverminderung
Stockholm	23,35%	26,38%
Bern	22,89%	25,94%
Sevilla	25,12%	28,8%

Tabelle 5.9: Primärenergieeinsparung und CO₂-Emissionverminderung der jeweils besten Systemvariante für jede Stadt