



PLANUNG VON HYDRONIK-ANLAGEN FÜR HEIZEN UND KÜHLEN MIT HOHEM TEMPERATURUNTERSCHIED

Dieses Dokument beschreibt die wichtigsten wirtschaftlichen und energetischen Vorteile, die sich aus der Auslegung von wassergeführten Heiz- und Kühlsystemen mit hohem Temperaturunterschied ergeben. Dieser Ansatz für den Anlagenbau hat die direkte Folge, dass der in den Anlagenrohren zirkulierende Wasserdurchsatz reduziert wird und bringt folglich:

- die Reduzierung des Rohrdurchmessers der wassergeführten Verteilungsanlage bei gleichen verteilten und konzentrierten Druckverlusten (wirtschaftliche Einsparungen bei der Anfangsinvestition);
- die Reduzierung der Pumpkosten, die für die Förderung des Wärmeträgermediums erforderlich sind, sowohl im Sommer- als auch im Winterbetrieb (wirtschaftliche Einsparung beim Anlagenbetrieb).

Die erzielbare Kostensenkung, sowohl in der Anfangsphase als auch in der Betriebsphase, kann wieder in weitere technische Eingriffe zur Steigerung der Energieeffizienz des Gebäude-Technik-Systems, die Nutzung zusätzlicher erneuerbarer Energiequellen und/oder in die Installation von Luftreinigungssystemen investiert werden (angesichts der pandemischen Situation im Zusammenhang mit der Ausbreitung des SARS-COV2-Virus ein hochaktuelles Thema).

INHALTSVERZEICHNIS

Kapitel 1	
Einleitung	3
Kapitel 2	
Fallstudie - Referenzgebäude	5
Kapitel 3	
Fallstudie - Referenzanlagen	7
Kapitel 4	
Fallstudie – Klimadaten und Anlagenlast	12
Kapitel 5	
Analyse der Fixkosten	14
Kapitel 6	
Analyse der variablen Kosten	16
Kapitel 7	
Energetische Analyse der Heiz-Kühl-Zentrale	17
Kapitel 8	
Wirtschaftliche Analyse: Kapitalwert	20
Kapitel 9	
Schlussfolgerungen	22



Zweck der Reihe "Technical Focus" ist es, die möglichen Vorteile, die aus dem Einsatz der innovativen Lösungen von Aermec entstehen, in Beispielfällen zu veranschaulichen.

Da sich die in der Veröffentlichung vorgestellten Daten und Ergebnisse auf spezifische Gebäude und Situationen beziehen, können diese je nach Anwendung und Einsatzzweck auch grundlegend abweichen. Deshalb können die Berechnungen und die in diesen Unterlagen ausgeführten Betrachtungen in keiner Weise eine Planung durch einen Fachmann der Klimatechnik ersetzen.

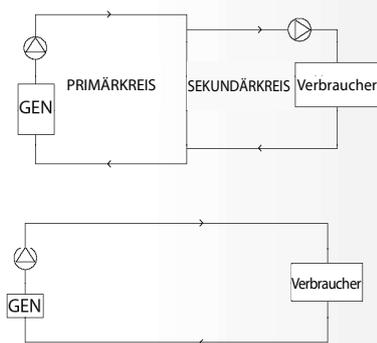
Aermec behält sich das Recht vor, jederzeit Änderungen vorzunehmen, die im Sinne der Produktverbesserung erforderlich sind, einschließlich einer eventuellen Änderung der veröffentlichten Daten.

Kapitel 1

EINLEITUNG

WARUM HYDRONISCHE KLIMAANLAGEN MIT HOHEM TEMPERATUR-UNTERSCHIED?

Durch die Auslegung der Anlagen mit hohem Temperaturunterschied wird die Sicherheit des Generators oder anderer Anlagenbauteile nicht beeinträchtigt. Es ist jedoch möglich, einen hohen thermohygro-metrischen Komfort aufrechtzuerhalten und gleichzeitig die Effizienz des gesamten Systems durch Verringerung der Anfangsinvestitionen und der jeweiligen Betriebskosten zu steigern.



$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

P = Heiz-Kühlleistung [kW]

\dot{m} = Wasserdurchsatz [$\frac{kg}{h}$]

c_p = spezifische Wärme [$\frac{kJ}{kg \cdot K}$]

ΔT = Temperaturunterschied [K]

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta}$$

P = Pumpleistung [kW]

\dot{V} = Wasserdurchsatz [$\frac{m^3}{h}$]

Δp = statische Nutzförderhöhe [kPa]

η = Wirkungsgrad der Pumpengruppe

Die zunehmende Aufmerksamkeit für Energieeinsparungen im Baubereich veranlasste die Experten des Wärmetechniksektors, neue Lösungen zu untersuchen, die eine höhere Energieeffizienz bei Klima-, Lüftungs- und Warmwasserbereitungsanlagen ermöglichen. Aermec reagierte auf diesen Bedarf, indem es seinen Katalog mit Geräten mit modernsten Komponentenausstattung aktualisiert hat (Inverter, elektronische Regelventile, alternative Gase, fortschrittliche Einstellungen). Zusätzlich bietet es neue Lösungen sowohl für Wärme- und Kälteerzeuger (Dampfeinspritzung, Mehrzweckgeräte, Free Cooling usw.), als auch bei den Anlagenendgeräten (Fancoil mit Strahlungswirkung, Dual Jet usw.).

Zusätzlich zu den von den Herstellern umgesetzten Lösungen mussten auch die anderen Fachleute (Planer, Architekten und Installateure) ihre Planungs- und Bauentscheidungen anpassen, um die oben genannten Ziele zu erreichen. Dabei wurden alle Komponenten analysiert, aus denen das Gebäude-Technik-System besteht.

Bei Hydronik-Systemen kann sich das Verteilungssystem des Wärmeträgermediums dieser Analyse nicht entziehen, da es einen erheblichen Posten für die Energiekosten darstellt.

Aus diesem Grund stellt eine der wichtigsten Lösungen zur Verringerung der Pumpkosten der Einsatz von Umwälzpumpen mit variabler Drehzahl dar, die eine Modulation des im System zirkulierenden Wasserdurchsatzes ermöglichen.

Anlagen mit variablem Wasserdurchsatz können in zwei Makrokategorien unterteilt werden:

- Doppelkreisige Anlagen: Sie zeichnen sich durch einen Primärkreis zwischen Generator und hydraulischer Weiche aus, der auf konstantem Durchsatz gehalten wird, und einem Sekundärkreis mit variablem Durchsatz zwischen Weiche und Endgeräten. An den Wärmetauschern der Generatoren, die immer vom gleichen Wasserdurchsatz durchflossen werden, werfen diese Lösungen keine kritischen Probleme auf.

- Einkreisanlagen: Sie bestehen aus einem einzigen Kreis, der mit variablem Durchsatz je nach Leistungsanforderungen an den Endgeräten arbeitet. Sie benötigen eine Regelsystem, das den Wasserdurchsatz am Generator steuert, um Probleme im Zusammenhang mit der möglichen plötzlichen Schwankung des Wasserdurchsatzes an den Wärmetauschern von Wärmepumpen und Kaltwassersätzen zu vermeiden.

Die kritischen Probleme der zweiten beschriebenen Lösung hängen mit der Komplexität des Regelsystems und der möglichen plötzlichen Reduzierung des Wasserdurchsatzes am Wärmetauscher auf der Anlagenseite der Generatoren zusammen. Die Gefahr besteht darin, dass das Regelsystem dieser Schwankung nicht folgen kann, wenn der Bedarf an Heiz- und Kühlleistung durch die Nutzer extrem schwankend ist. Es besteht die Gefahr, dass der Betrieb von Wärmepumpen und Kaltwassersätzen erheblich instabil wird und im schlimmsten Fall die Verdichter im Kühlbetrieb flüssiges Kühlgas ansaugen.

Diese kritischen Probleme haben zur Untersuchung und Analyse anderer Lösungen geführt, die es ermöglichen, dieselben Einsparungen zu erzielen, ohne den Betrieb und die Lebensdauer der Generatoren zu ändern.

Die alternative Lösung zu Anlagen mit variablem Durchsatz am Primärkreis, die Einzug hält, stellen die Anlagen mit hohem Temperaturunterschied dar. Diese Planungslogik sieht die Dimensionierung der verschiedenen Komponenten unter Berücksichtigung eines größeren Temperaturunterschieds zwischen Vor- und Rücklauf der Wärmeträgerflüssigkeit vor. Daraus resultiert eine Verringerung des im Verteilungssystem zirkulierenden Wasserdurchsatzes, der am Primärkreis konstant gehalten wird.

Der Einfachheit halber nennen wir diese technische Lösung in diesem Dokument „Anlagen mit hohem ΔT “.

Die technisch-ökonomische Analyse dieses Dokuments veranschaulicht die Ergebnisse des Vergleichs zwischen zwei verschiedenen Entwurfslösungen und unterstreicht die Hauptvorteile der Lösung mit hohem ΔT für die Fallstudie eines Gebäudes mit Büronutzung, in dem $\Delta T = 8\text{ °C}$ das kanonische $\Delta T = 5\text{ °C}$ ersetzt.

Diese Erhöhung des Temperaturunterschieds ist begrenzt und erfordert keine Untersuchung der Geometrien und Kreisläufe der speziellen Wärmetauscherregister für Wärmepumpen und Gebläsekonvektoren.

Wenn alle anderen Bedingungen gleich sind, führt eine Erhöhung des Temperaturunterschieds beim Wasser und folglich der logarithmische mittlere Temperaturunterschied zwischen den beiden Medien (Luft/Wasser) zu einer leichten Verringerung der Entfeuchtungsleistung: Wo notwendig, empfiehlt es sich, die Größe der Endgeräte zu optimieren, um die gewünschten Komfortbedingungen zu gewährleisten.

Es wird daher ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der beiden Lösungen $\Delta T = 5\text{ °C}$ und $\Delta T = 8\text{ °C}$ präsentiert, der zeigt, wie selbst bei einer so geringen Erhöhung des Temperaturunterschieds des Wärmeträgermediums sehr interessante wirtschaftliche und energetische Einsparungen erzielt werden können.

Kapitel 2

FALLSTUDIE - REFERENZGEBÄUDE

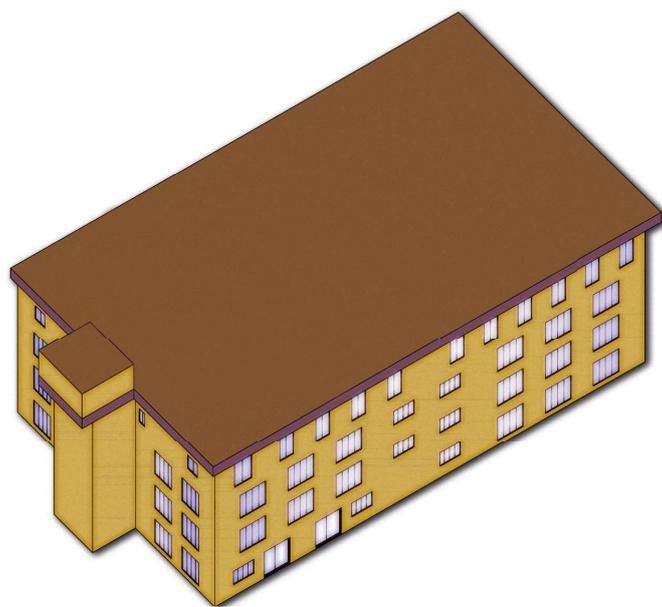
Das Referenzgebäude ist ein Neubau mit Bürowidmung. Es zeichnet sich durch eine Nutzfläche von 5.600 m² aufgeteilt auf 5 Geschosse aus, von denen ein Untergeschoss als Tiefgarage und für Technikräume dient. Das Gebäude der betreffenden Fallstudie befindet sich in Warschau.

Nachstehend die Eigenschaften der Gebäudehülle:

- Die vertikalen undurchsichtigen Flächen bestehen aus einer Lage 20 cm dicker Lochziegel und einer Lage 11 cm dickes expandiertes Polystyrol (zusätzlich zum Innen- und Außenputz). Der so zusammengesetzte Schichtaufbau bewirkt einen Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizienten von 0,25 W/m²K.
- Die horizontalen undurchsichtigen Flächen bestehen aus starren Platten aus Steinwolle mit einer Stärke von 10 cm und einer doppelten Gasbetonlage mit 15 cm (zusätzlich zum Innen- und Außenputz). Der erreichte Gesamt-Wärmedurchgangskoeffizient beträgt in diesem Fall 0,22 W/m²K.
- Die transparenten Flächen bestehen aus Dreifachverglasung mit Low-E-Beschichtung und Argon-Isolierung, die einen Durchgangskoeffizienten von 1,2 W/m²K aufweist.



Abbildung 1
Axonometrie des Gebäudes.



Das Gebäude besteht aus 4 überirdischen Geschossen, die folgendermaßen unterteilt sind:

- Erdgeschoss: Eingang, drei Großraumbüros mit jeweils zugehörigem Besprechungsraum und Leiterbüro;
- 1. und 2. Geschoss: vier Großraumbüros mit jeweils zugehörigem Besprechungsraum und Leiterbüro;
- 3. Geschoss: Einzel- und Doppelbüros mit zusätzlich zwei großen Besprechungsräumen und zwei Aufenthaltsräumen.

Abbildung 2
Layout Erdgeschoss

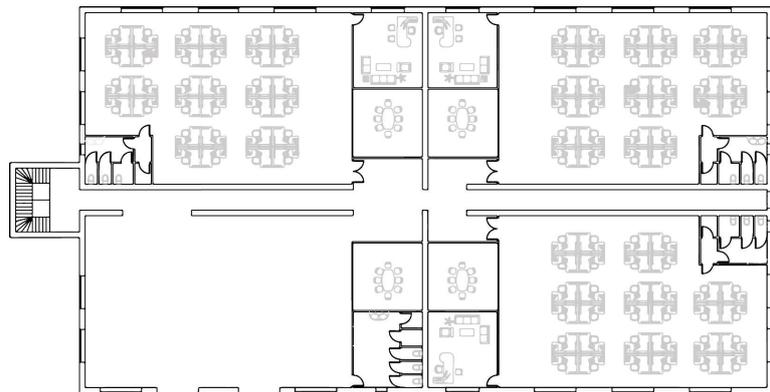


Abbildung 3
Layout 1. und 2. Geschoss

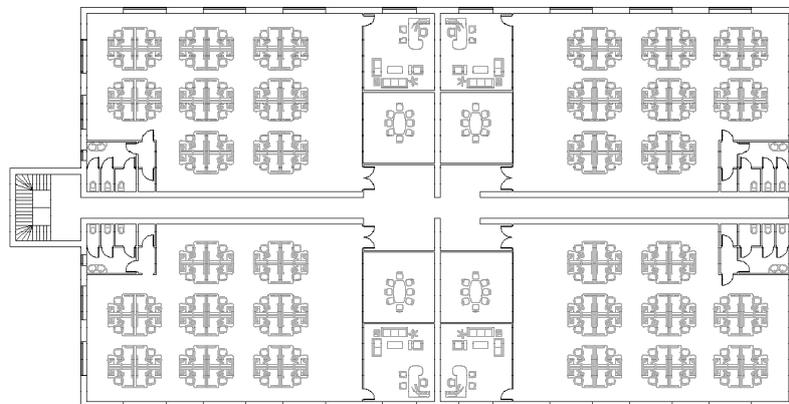
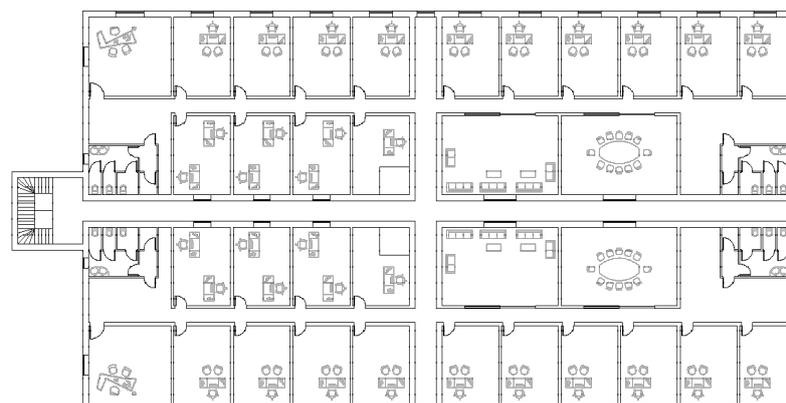


Abbildung 4
Layout 3. Geschoss

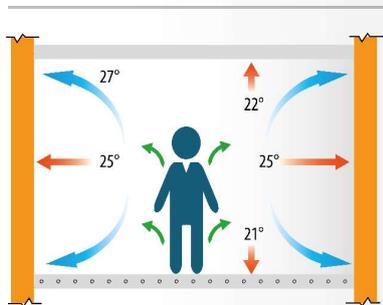


THERMOHYGROMETISCHES WOHLBEFINDEN

Psycho-physischer Zustand, in dem die Person Zufriedenheit mit der thermischen Umgebung ausdrückt.

THERMISCHE UMGEBUNG

Gesamtheit von Umgebungsparametern, die das Wärmeempfinden einer Person definieren, die bestimmten thermohygrometrischen Bedingungen ausgesetzt ist.



Kapitel 3

FALLSTUDIE - REFERENZANLAGE

Das erste Ziel einer Klimaanlage besteht darin, neben der Luftqualität für die Nutzer auch angemessene thermohygrometrische Bedingungen in den Aufenthaltsräumen zu gewährleisten. Nicht zu vernachlässigen ist auch der Komfort bezogen auf Lärm und Beleuchtung, die für das Wohlbefinden der Menschen unerlässlich sind.

Dies zeigt sich besonders am Arbeitsplatz, wo mehrere Studien den direkten Zusammenhang zwischen thermohygrometrischem Wohlbefinden und Arbeitsproduktivität nachweisen. Daher ist es grundlegend, den für diese Anwendung geeigneten Systemtyp richtig zu wählen.

In einem Gebäude mit Büronutzung sind folgende Systemarten denkbar:

- Reine Luftanlage;
- Gemischte Wasser- und Luftanlage;
- Gemischte Direktverdampfungs- und Luftanlage.

Die in der vorliegenden Fallstudie vorgeschlagene Lösung ist die zweite: Es handelt sich um eine wassergeführte Anlage bestehend aus Gebläsekonvektoren, die für die Verringerung der in den zu klimatisierenden Räumen entstehenden sensiblen und latenten Lasten ausgelegt wurden. Kombiniert ist sie mit einem Luftsystem bestehend aus jeweils einem Luftbehandlungsgerät pro Geschoss mit dem Ziel, angemessene Luftqualität zu gewährleisten.

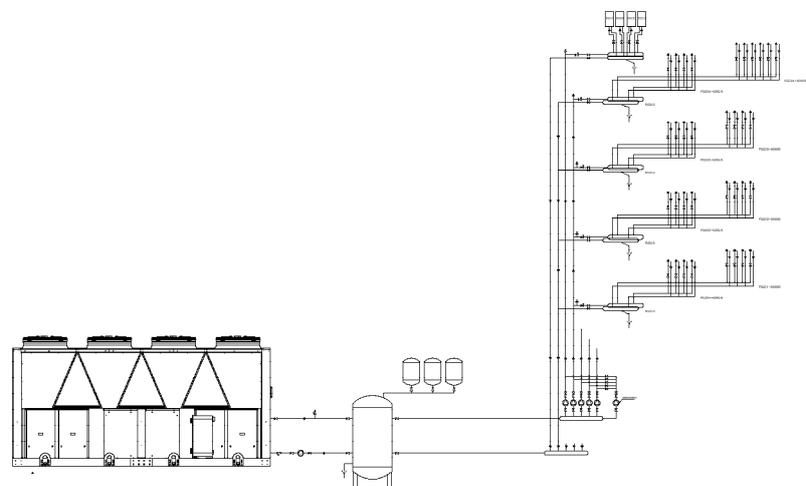
Diese Lösung bietet in der Tat zahlreiche Vorteile:

- Hoher Wirkungsgrad (durch geeignete Auswahl der Vorlauftemperaturen);
- Geringerer Platzbedarf des Luftverteilungssystems (im Vergleich zu einem reinen Luftsystem);
- Große Flexibilität im Betrieb (im Vergleich zu einer Direktverdampfungsanlage);
- Möglichkeit verschiedene Energiequellen (fossil und erneuerbare) in das Erzeugungsundersystem zu integrieren;
- Geringere ordentliche/außerordentliche Wartungskosten (im Vergleich zu einer Direktverdampfungsanlage).

Bezüglich der wassergeführten Verteilung wurde das System in einem Doppelkreis geplant.

Der Primärkreis besteht aus einer Luft-Wasser-Wärmepumpe und allen für den einwandfreien Betrieb erforderlichen hydraulischen Bauteilen: Inertial-Pufferspeicher ausreichender Größe, um einen ausreichenden Wasserinhalt zu gewährleisten, Sicherheitsvorrichtungen (Ventile, Ausdehnungsgefäß usw.) und Umwälzsystem mit fester Drehzahl.

Abbildung 5
Funktionsschema des
Wasserverteilungssystems.



FCZI
Gebläsekonvektor mit Inverter-
Technologie



FCLI
Kassetten-Gebläsekonvektoren mit
Inverter-Technologie



Hydronikendgeräte

Die Großraumbürobereiche und die Besprechungsräume werden durch Kassetten-Inverter-Gebläsekonvektoren (Aermec Serie FCLI) klimatisiert, die für eine einheitliche Temperatur sorgen und keinen Platz auf dem Boden beanspruchen, wodurch mehr Freiheit bei der Änderung des Layouts besteht. Die Raumhöhe liegt innerhalb von 3 m, daher bestehen keine Probleme mit einer Temperaturschichtung der Luft in der Winterjahreszeit.

Die Wahl fiel auf Endgeräte mit einem Inverter-Lüfter, der durch die stufenlose Modulation der Drehzahl eine feinere Steuerung des Sollwerts und bessere akustische Leistungen ermöglicht. Der Bereich mit Einzel-/Doppelbüros wird durch vertikale Inverter-Gebläsekonvektoren als Bodengeräte (Aermec Serie FCZI) klimatisiert. Auch in diesem Fall wurde die Wahl von Endgeräten mit Inverter-Lüfter bevorzugt, um den akustischen Komfort zu maximieren und die Sollwertabweichung zu minimieren.

Abbildung 6
Hydronischer Verteilungsplan
Erdgeschoss

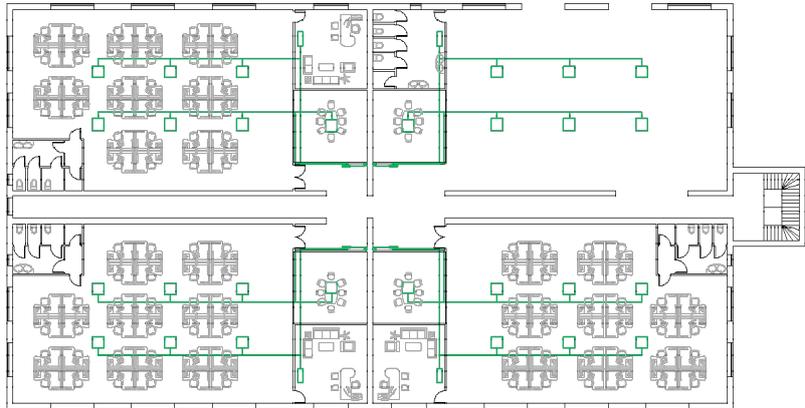


Abbildung 7
Hydronischer Verteilungsplan
1. und 2. Geschoss

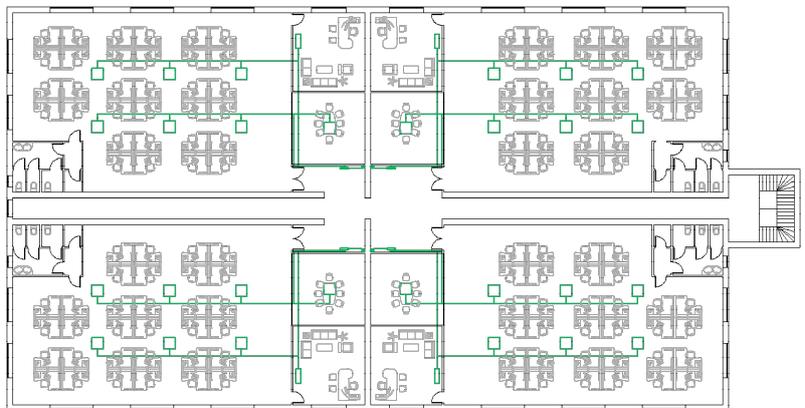
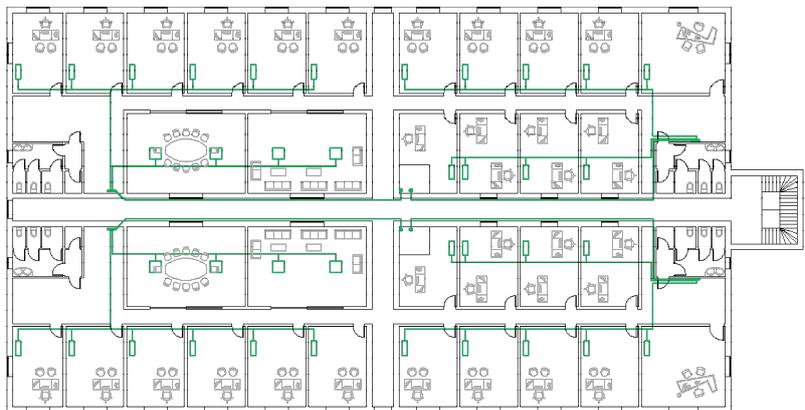


Abbildung 8
Hydronischer Verteilungsplan
3. Geschoss



ERSR - Hocheffizienter Rotationswärmerückgewinner für innen oder außen.



Klasse	ISO ePM ₁	ISO ePM _{2,5}	ISO ePM ₁₀	ISO COARSE
G3	/	/	/	> 80%
G4	/	/	/	> 90%
M5	/	/	> 50%	/
M10	/	30 - 65%	> 80%	/
F7	50 - 65%	65 - 80%	> 85%	/
F8	65 - 80%	< 80%	> 90%	/
F9	< 80%	< 95%	> 95%	/

Abbildung 9
Raumluftechnischer Verteilungsplan Erdgeschoss

Abbildung 10
Raumluftechnischer Verteilungsplan 1. und 2. Geschoss

Abbildung 11
Raumluftechnischer Verteilungsplan 3. Geschoss.

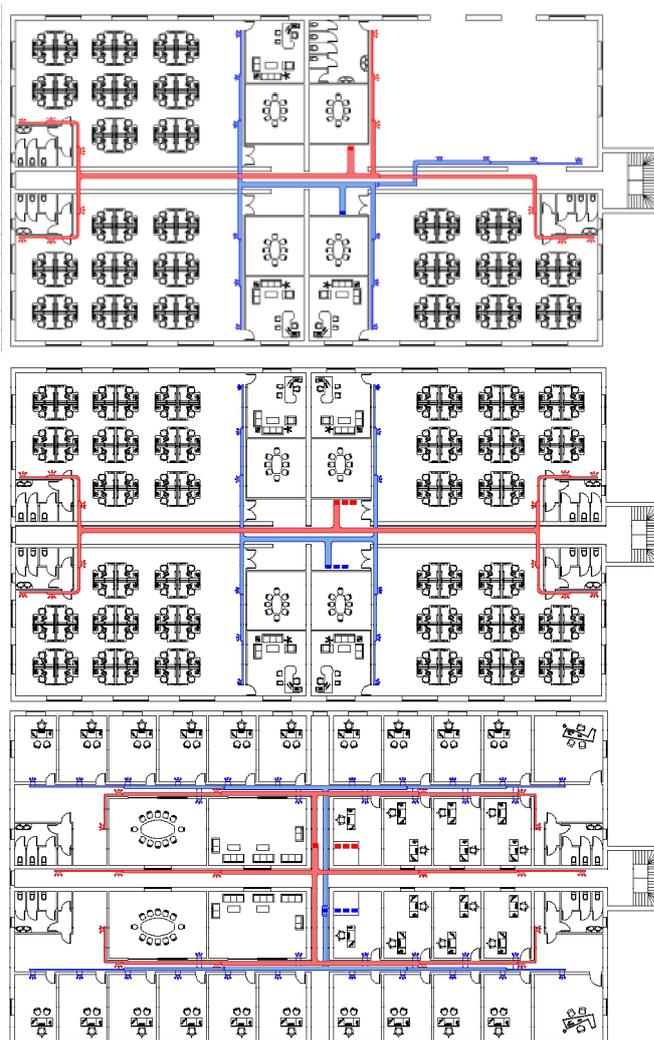
Kontrollierte mechanische Lüftung

Das Lüfterneuerungssystem besteht aus 4 Luftbehandlungsgeräten (Aermec ERSR-Serie), einem pro Geschoss, die auf dem Dach installiert sind.

Sie haben folgende Eigenschaften:

- Aufbereitung von 4800 m³/h Außenluft (36 m³/h pro Person) pro Geschoss durch elektronisch gesteuerte Plug-Ventilatoren sowohl im Vorlauf als auch bei der Rückgewinnung;
- Untersystem zur Energierückgewinnung bestehend aus einem Enthalpie-Rotationswärmetauscher, der es ermöglicht, sowohl sensible als auch latente Energie aus der ausgestoßenen Luft zurückzugewinnen, die ansonsten nach außen abgegeben wird;
- Ergänzende Luftbehandlungsregister, die durch die Senkung der thermischen Lasten durch die Lüftung die Zuführung von neutraler Luft in die Räume ermöglichen;
- Untersystem zur Luftfiltration bestehend aus Filtern der Klasse F7 (zu beurteilen ist bei einem Gesundheitsnotstand, die Möglichkeit der Installation zusätzlicher Desinfektionssysteme wie Absolutfilter, UV-C-Lampen und/oder Geräte mit photokatalytischer Wirkung)

Darüber hinaus ist das Gerät mit einem integrierten Regelsystem ausgestattet.



Erzeugungssystem

Da der Einsatz einer Kaltwassersatz- plus Heizkessel-Lösung, die derzeit für Neubauten mit hohen Energiezielen nur schwer vorzuschlagen ist, ausgeschlossen wurde, fiel die Wahl auf die Wärmepumpentechnologie.

Es gibt verschiedene Typen von Wärmepumpen: mit Scroll-Verdichtern oder Schraubenverdichtern, mit stufenweiser oder stufenloser Modulation, mit Platten- oder Rohrbündelwärmetauschern usw.

Eine erste Analyse für die Wahl der Wärmepumpe muss nach der verfügbaren Quelle und dem Aufstellungsort erfolgen.

Wenn Grundwasser vorhanden ist oder Platz für die Installation von Erdwärmesonden vorhanden ist, kann eine Wasser-Wasser-Wärmepumpe eine sinnvolle Option sein, wenn die Kosten für die Probenahme- oder Aushubarbeiten nicht zu hoch sind. Diese Lösung ist nicht nur kompakter und leiser, sondern im Allgemeinen auch effizienter. Das Gebäude befindet sich in Warschau: Um die Fallstudie so allgemein wie möglich zu gestalten, wurde angenommen, dass es unmöglich sein würde, Grundwasser als Wärmequelle zu nutzen und schwenkte auf eine Luft-Wasser-Wärmepumpe ein.

In einigen Fällen können aufgrund fehlender Technikbereiche oder akustischen-optischen Auflagen die Luft-Wasser-Geräte nicht im Freien installiert werden. Um auf dieses Erfordernis einzugehen, sind seit mehreren Jahren im Aermec-Katalog Luft-Wasser-Innengeräte (Serie Aermec CL-H und NLC-H) mit Hochdruck-EC-Radialventilatoren erhältlich, die die Installation der Geräte in Technikräumen ermöglichen indem die aufbereitete Luft nach außen geleitet wird. Um diese Aggregate in innenliegenden Technikräumen installieren zu können, ist eine ausreichende Belüftung des Raumes erforderlich, um keinen Unterdruck im Raum zu erzeugen. Hervorzuheben ist, dass Radialventilatoren bei gleichem Durchsatz im Vergleich zu Axialventilatoren, da sie im Allgemeinen eine höhere Förderhöhe bieten, eine höhere Stromaufnahme aufweisen.

In dieser speziellen Abhandlung wurde beschlossen, eine klassische Luft-Wasser-Wärmepumpe der Aermec NRB-H-Serie zu verwenden, die mit Scrollverdichtern in Tandemkonfiguration, gelöteten Plattenwärmetauschern, Lamellenregistern und Inverter-Axialventilatoren in V-Block-Konfiguration ausgestattet ist. Diese Lösung ist die am weitesten verbreitete Wahl für die Installation im Freien.

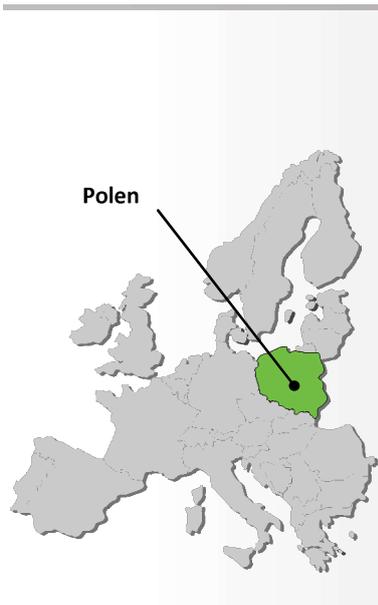
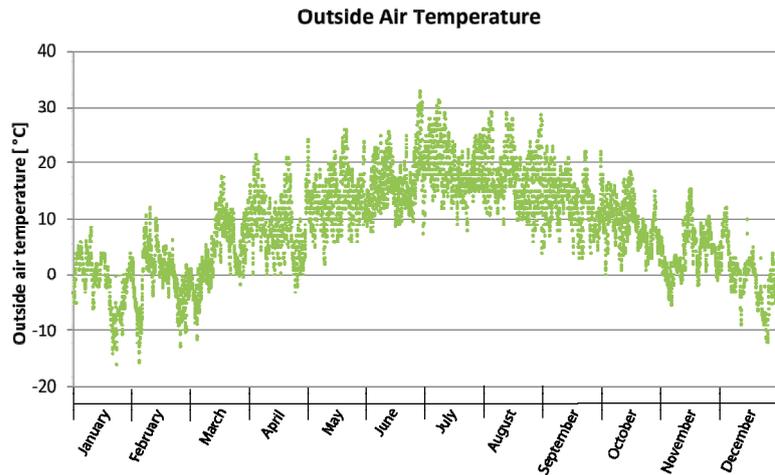


Abbildung 12
Jährliches Stunden-Klimaprofil von Warschau.

Kapitel 4

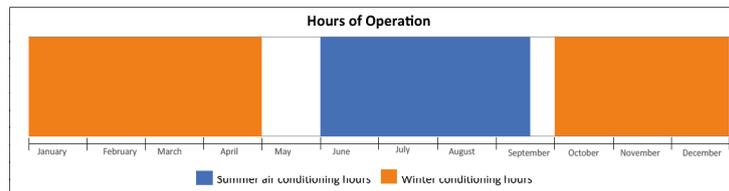
FALLSTUDIE – KLIMADATEN UND ANLAGENLAST

Das analysierte Gebäude befindet sich in Warschau.
Das jährliche Stunden-Klimaprofil der Stadt Warschau ist im untenstehenden Diagramm dargestellt.



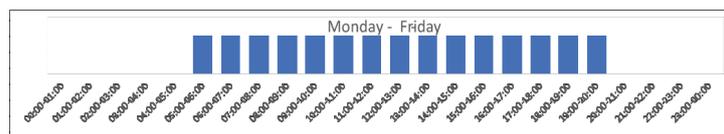
Der Heizbetrieb der Wärmepumpe ist in der Winterjahreszeit vom 1. Oktober bis 30. April aktiv, während der Kühlbetrieb vom 11. Juni bis 15. September vorgesehen ist.

Abbildung 13
Jahreskalender der Anlagenaktivierung.



Die Anlage wird an Wochentagen 15 Stunden pro Tag, von 5.00 bis 20.00 Uhr aktiviert. Diese Programmierung ermöglicht das Gebäude ab den ersten Morgenstunden im Winter vorzuheizen und im Sommer vorzukühlen. So können die Bedingungen des thermohygrometrischen Komforts für die Mitarbeiter ab dem Zeitpunkt des Arbeitsbeginns gewährleistet werden.

Abbildung 14
Wochenkalender der Anlagenaktivierung.



Klimazone D



Die sensible und latente Gesamtbelastung, die sich aus der Summe der Lasten der einzelnen Räume ergibt, wurde durch die Einstellung folgender thermohygrometrischer Parameter in den von den Mitarbeitern belegten Räumen ermittelt:

- SOMMER: $T = 26^{\circ}\text{C}$, $rF = 50\%$
- WINTER: $T = 20^{\circ}\text{C}$, $rF = 50\%$

Bei der Berechnung wurden folgende sensible Wärmeströme berücksichtigt:

- Wärmeübertragung über undurchsichtige und transparente Flächen
- Strahlung über transparente Flächen
- Zwangsbelüftung und Belüftung
- Interne Lasten durch die Personen und elektrischen Geräte

Die latenten Lasten hingegen hängen ausschließlich mit der Anwesenheit von Personen in den Räumen, mit der Belüftung und Lüftung zusammen.

Abbildung 15
Jährliches Stunden-Lastprofil der Anlage im Kühlbetrieb.

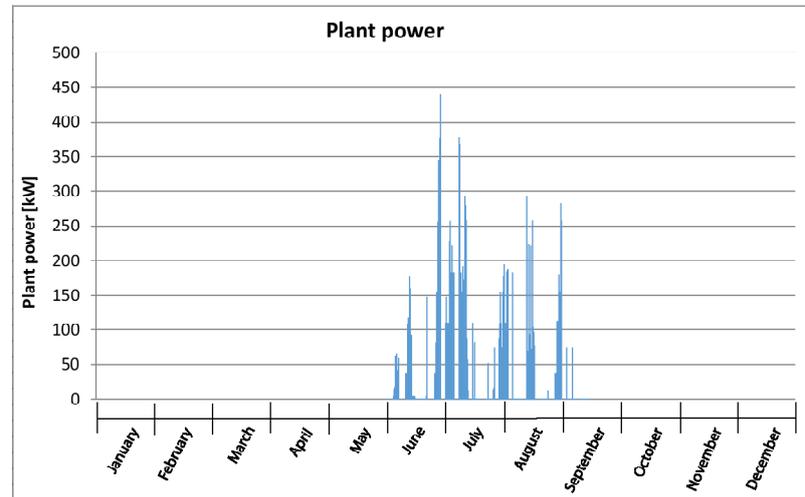
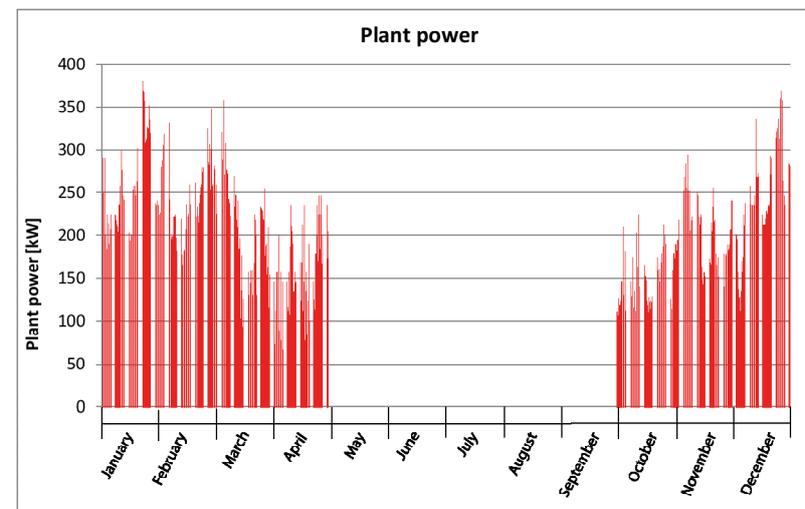


Abbildung 16
Jährliches Stunden-Lastprofil der Anlage im Heizbetrieb.



Kapitel 5

ANALYSE DER FIXKOSTEN

Für die Dimensionierung der Rohre der wassergeführten Verteilung, für die ein mehrschichtiger Typ gewählt wurde, ist es notwendig, den Wasserdurchsatz für jeden Zweig zu bestimmen und den Bereich der linearen Auslegungsdruckverluste festzulegen, in diesem Fall gleich 20-35 mmWS.

Der in jedem Zweig der Hydronikanlage zirkulierende Wasserdurchsatz wurde ausgehend von der Definition der Versorgungstemperatur des Wassers an den Endgeräten und des entsprechenden Temperaturunterschieds berechnet.

Tabelle 1

Gesamtkosten der Rohre mit $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$.

*= zł pro installiertem Laufmeter.

ROHR-DURCHMESSER	LÄNGE (m)	Lineare Kosten MEHRSCHICHT (zł/m)*	Gesamtkosten MEHRSCHICHT (zł)
20/15	119	9,22	1.097
26/20	647	12,91	8.354
32/26	640	20,48	13.105
40/33	665	42,77	28.440
50/42	71	70,53	5.007
63/51	44	103,54	4.556
75/60	75	187,20	14.040
90/73	90	250,60	22.554

GESAMT

97.154 zł

Tabelle 2

Gesamtkosten der Rohre mit $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$.

*= zł pro installiertem Laufmeter.

ROHR-DURCHMESSER	LÄNGE (m)	Lineare Kosten MEHRSCHICHT (zł/m)*	Gesamtkosten MEHRSCHICHT (zł)
20/15	697	9,22	6.428
26/20	454	12,91	5.862
32/26	1002	20,77	20.518
40/33	45	42,77	1.925
50/42	30	70,53	2.116
63/51	75	103,53	7.766
75/60	90	187,20	16.848

GESAMT

61.462 zł

Die Verringerung des Rohrdurchmessers führt demnach zu einer Verringerung der Isolierung, die erforderlich ist, um den Wärmeverlust des Wärmeträgermediums an die Umgebung zu begrenzen und die Bildung von Kondensat auf der Oberfläche der Rohre zu vermeiden.

Bei der Einstellung eines Standard-Temperaturunterschieds ($\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$) ist die Größe aller Wärmetauscherendgeräte so, dass die richtige Lastabgabe in den verschiedenen Räumen gewährleistet ist, jedoch ein größerer Versorgungsdurchsatz erforderlich ist. Bei der Einstellung eines größeren Temperaturunterschieds ($\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$) wurde die Größe der Gebläsekonvektoren für die Büros optimiert, um eine ausreichende Reduzierung der latenten Last zu gewährleisten: Diese Entscheidung ermöglicht jedoch eine Verringerung des im System zirkulierenden Wasserdurchsatzes bei gleichen linearen Druckverlusten.

Diese Planungsmaßnahme ermöglicht es, sowohl die Größe der Umwälzpumpen als auch den Querschnitt der Verteilerrohre mit zugehöriger Isolierung zu reduzieren. Dies bringt eine nicht zu vernachlässigende Einsparung der anfänglichen Investitionskosten, die möglicherweise wieder in Lösungen mit höherer Energieeffizienz investiert werden kann.

Tabelle 3
Kosten der Abgabe- und Verteilungssysteme

	Kosten der Anlagenelemente HVAC $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ (zł)	Kosten der Anlagenelemente HVAC $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ (zł)
FCLI 42	3.061 (Anz.20)	3.061 (Anz.20)
FCLI 62	3.218 (Anz.72)	3.218 (Anz.72)
FCZI 350	1.766 (Anz.42)	0
FCZI 400	0	1.829 (Anz.42)
ESRS 12	86.950 (Anz.4)	86.950 (Anz.4)
TUYAUX	97.154	61.462
ISOLIERUNG	23.428	19.145
PUMPEN	10.395 (Anz.6)	9.301 (Anz.6)
GESAMT	897.840 zł	853.947 zł

Die erzielte Gesamteinsparung für die betrachtete Fallstudie durch die Verringerung des Rohrdurchmessers entspricht 43.893 zł, d.h. 5 % der anfänglich vorgesehenen Kosten bei Auslegung der Anlage mit $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ für die Verteilungs- und Abgabesysteme.

Kapitel 6

ANALYSE DER VARIABLEN KOSTEN

Während die ERSR Rotationswärmerückgewinner auf konstanten Luftdurchsatz entsprechend der Messung der CO₂-Konzentration geregelt werden, um die notwendige Frischluftzufuhr zu gewährleisten, werden die Gebläsekonvektoren durch Modulation der Ventilatoren gesteuert. Insbesondere die Raumendgeräte passen den erstellten Luftdurchsatz je nach Abweichung vom Sollwert an: Wenn die gewünschte Temperatur im Raum erreicht wird, schalten sich die Ventilatoren aus und die Zweizeige-Ventile werden geschlossen. Daher variiert der Wasserdurchsatz am Sekundärkreis je nach Last.

Bei Beibehaltung derselben linearen Lastverluste ermöglicht die Verringerung des Wasserdurchsatzes eine Einsparung der Pumpkosten während des gesamten Anlagenbetriebs. Diese Ersparnis ist umso größer, je schwerer die Betriebsbedingungen sind (hohe Lasten).

Die Anlage der Fallstudie zeichnet sich durch 4 Rotationsrückgewinner mit Heiz-/Kühlregister mit modulierendem Ventil und einer Gesamtzahl von 134 Gebläsekonvektoren mit Ein-Aus-Zweizeigeventil aus.

Aus diesem Grund kann der Verlauf des Wasserdurchsatzes (blaue Linie, nebenstehende Abbildung) in Abhängigkeit von der im Jahresverlauf von der Anlage benötigten Wärme-Kühl-Last als linear betrachtet werden.

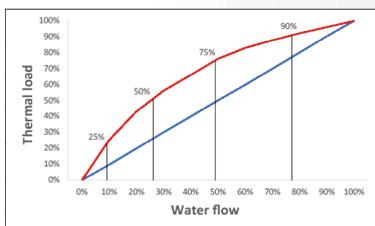
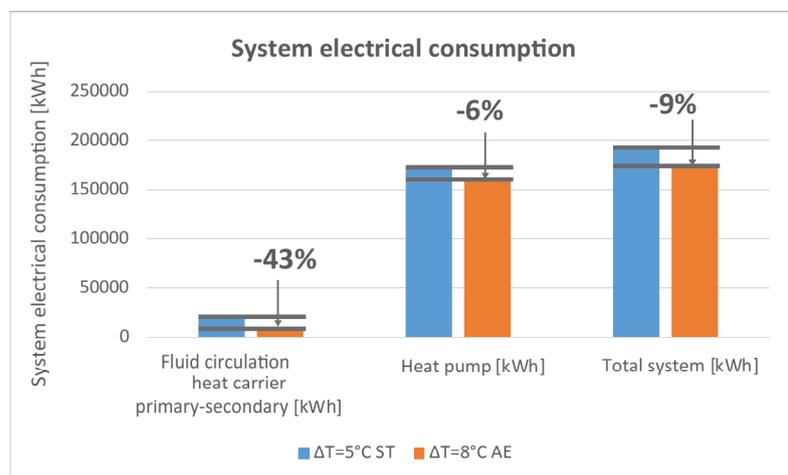


Abbildung 17
Prozentuelle Stromeinsparung mit hohem ΔT .

Durch Linearisierung des Wasserdurchsatzes in Abhängigkeit von den Anlagenlasten, die in der ersten Hypothese sowohl in der Winter- als auch in der Sommerjahreszeit wiederum direkt proportional zu den Außenlufttemperaturen sind, wurden die Pumpeinsparungen berechnet, die durch Anwendung der neuen Auslegungslogik mit hohem ΔT erzielt werden können.



Die durch die Erhöhung des Temperaturunterschieds auf 8 °C eingesparte Strommenge im Zusammenhang mit den Pumpkosten beträgt 7.945 kWh/Jahr oder 43% gegenüber den ursprünglichen Vorgaben mit der Auslegung auf $\Delta T=5^\circ\text{C}$. Bei einem Strompreis von 0,73 zt/kWh beträgt die jährliche wirtschaftliche Einsparung für das Pumpen des Wärmeträgermediums innerhalb der Anlage 5.777 zt/Jahr.

Kapitel 7

ENERGETISCHE ANALYSE DER HEIZ-KÜHL-ZENTRALE

Die durch die Erhöhung des Temperaturunterschieds erzielte wirtschaftliche Einsparung kann sofort wieder in effizientere technische Lösungen investiert werden: Erhöhung der Isolierung der undurchsichtigen und transparenten Flächen, LED-Beleuchtung, Erhöhung der Sonnenkollektoren für die BWW-Produktion, Generatoren mit hohem Wirkungsgrad, Gebläsekonvektoren mit Strahlungswirkung usw.

Aermec Wärmepumpen können alternativ zur Standardversion konfiguriert werden, um die akustische und energetische Leistung des Erzeugungssystems weiter zu verbessern. Eine hocheffiziente Lösung ermöglicht es, den Stromverbrauch zu senken und gleichzeitig die Leistung der Wärmepumpe zu erhöhen.

Die für das System ausgewiesene Standard-Luft/Wasser-Wärmepumpe ist die NRB2000XH⁰⁰⁰⁰00. Es handelt sich um ein Zweikreisgerät, das mit Scrollverdichtern, elektronischen Entlastungsventilen, gelötetem Plattenwärmetauscher auf der Anlagenseite, V-Block-Lüftungskonstruktionen mit Axialventilatoren und Rippenrohrbündeln bestehend aus Kupferrohren und Aluminiumrippen ausgestattet ist.

Der Generator wurde so ausgelegt, dass er die Spitzenlast sowohl in der Sommer- als auch in der Winterjahreszeit bewältigen kann:

Tabelle 4
Spitzenlasten im Sommer und Winter

JAHRESZEIT	AUSLEGUNGS- AUSSENTEMPERATUR (°C)	SPITZENLAST (kW)
Sommer	35	440
Winter	0	380

Abbildung 18
Wärmepumpen der Serie NRB-H Aermec



Das Standardaggregat ist unter Auslegungsbedingungen auf den Wärmebedarf der Anlage in der Winterjahreszeit (380 kW) ausgerichtet, während es in der Sommerjahreszeit überdimensioniert ist: Bei 35 °C Außenlufttemperatur garantiert es eine Kühlleistung von 502 kW.

Die alternative Lösung zur Steigerung der Energieeffizienz des Erzeugungssystems besteht darin, einen Teil der erzielten Einsparungen in die Ausführung mit hohem Wirkungsgrad NRB2000XHA⁰⁰⁰⁰00 zu investieren. Diese Lösung ermöglicht, der Anlage unter Auslegungsbedingungen 409 kW im Heizbetrieb und 548 kW Kühlbetrieb zu liefern.

In Anbetracht der Tatsache, dass die Hocheffizienz-Wärmepumpe sowohl im Sommer- als auch im Winterbetrieb überdimensioniert ist, könnte man die Idee einer um eine Größe verkleinerten Pumpe in Betracht ziehen, um die Einsparung sowohl in Bezug auf Energie als auch auf Anfangsinvestition weiter zu steigern. Um die wirtschaftliche Analyse zu vereinfachen, wurde jedoch beschlossen, dieselbe Generatorgröße beizubehalten.

Abbildung 19
Stromaufnahmen im Kühlbetrieb.

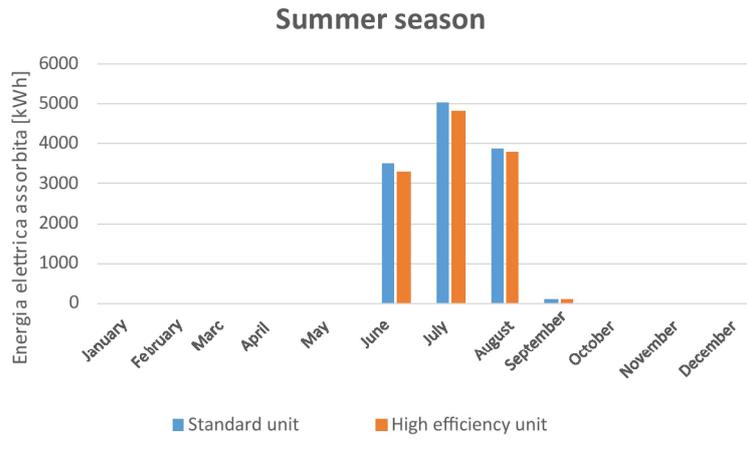


Abbildung 20
Stromaufnahmen im Heizbetrieb.

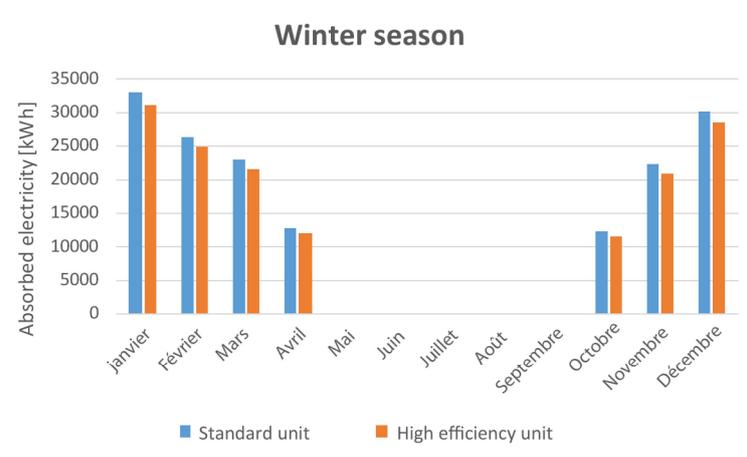
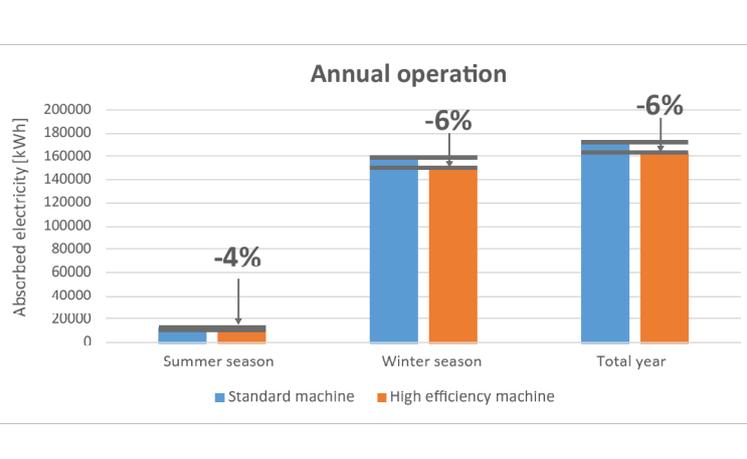


Abbildung 21
Jährliche Stromaufnahmen des Erzeugungssystems.

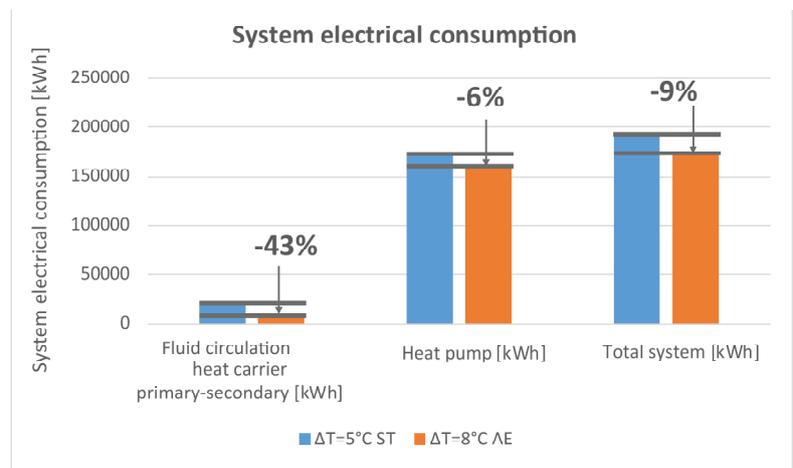


Die jährliche Energieeinsparung durch die Wahl der Hocheffizienz-Wärmepumpe anstelle der Standard-Wärmepumpe beträgt 9.919 kWh/Jahr oder 6 % der Stromaufnahmen bezogen auf die Erzeugungsanlage, was 7.211 zł/Jahr entspricht. Bei der Analyse der anfänglichen Investitionskosten kann festgestellt werden, dass die durch die Auslegung des Verteilungssystems mit $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ erzielten Einsparungen von 43.893 zł die Mehrkosten der Hocheffizienz-Wärmepumpe vollständig wettmachen können (34.529 zł).

Zusammengefasst werden bei der betreffenden Fallstudie 9.364 zł eingespart, wenn man sich für eine Anlage mit $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ und eine Hocheffizienz-Wärmepumpe im Vergleich zur Lösung mit $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ und eine Standard-Wärmepumpe entscheidet.

Zu dieser Kostenverringerung, die erzielt wird, bevor die Anlage ihren Lebenszyklus beginnt, kommen die Energieeinsparungen beim Pumpen und bei der Erzeugung hinzu.

Abbildung 22
Gesamtenergieeinsparung des Systems



Die während des Lebenszyklus der Anlage erzielbaren wirtschaftlichen Einsparungen sind wie folgt:

- Einsparung bei den Stromkosten für das Pumpen: 5.777 zł/Jahr
- Einsparung bei der Stromaufnahme am Generator: 7.211 zł/Jahr
- **Gesamtersparnis: 12.988 zł/Jahr**

Berücksichtigt man einen Lebenszyklus der Anlage von 10 Jahren beträgt die beim Betrieb des Systems erzielte Nettoersparnis 129.880 zł, zu der die am Anfang eingesparten 9.364 zł hinzugefügt werden müssen. Die Gesamtersparnis in 10 Jahren beträgt 139.244 zł.

Kapitel 8

WIRTSCHAFTLICHE ANALYSE: KAPITALWERT (VAN)

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{NFC_t}{(1+WACC)^t} - I_0$$

$$NFC_t = (1-t) \cdot R \cdot (1+i)^n$$

$$WACC = (1-t) \cdot \frac{D}{D+E} \cdot k_d + \frac{E}{D+E} \cdot k_e$$

Legende:

NFC_t = Netto-Cashflow t-ten

$WACC$ = Gewichteter Kapitalkostensatz = 2,1%

I_0 = Anfangsinvestition

i = Inflationsrate = 2%

R = Erzielte Einsparungen pro Jahr

n = t-tes Jahr

t = Steuersatz = 19%

D = Fremdkapital = 50%

E = Eigenkapital = 50%

k_d = Fremdkapitalkosten = 1%

k_e = Erwartete Eigenkapitalrentabilität = 4%

Um den tatsächlichen wirtschaftlichen Nutzen der in diesem Dokument getroffenen Entscheidungen zu überprüfen, wurde der VAN (Valore Attuale Netto, engl. NPV) berechnet, der es ermöglicht, die dank der Anfangsinvestition erzielten zukünftigen Einnahmen zu aktualisieren. Dieses Ergebnis erhält man, indem eine Reihe von Parametern herangezogen wird, die angeben, ob das für die Anfangsinvestition aufgewendete Kapital aus eigenem Vermögen oder aus Fremdfinanzierung stammt. Darüber hinaus berücksichtigt der VAN die Inflationsrate und den Steuersatz für die Aktualisierung des Cashflows.

Da der Wechsel auf ein höheres ΔT zu einer anfänglichen wirtschaftlichen Nettoeinsparung führt, kann anstelle der anfänglichen Investitionskosten ein Anfangsgewinn in die Bewertung des Kapitalwerts eingefügt werden, zu dem dann die verschiedenen jährlichen Einsparungen hinzuaddiert werden.

Die Berechnung kann in zwei mögliche Szenarien unterteilt werden:

SZENARIO A

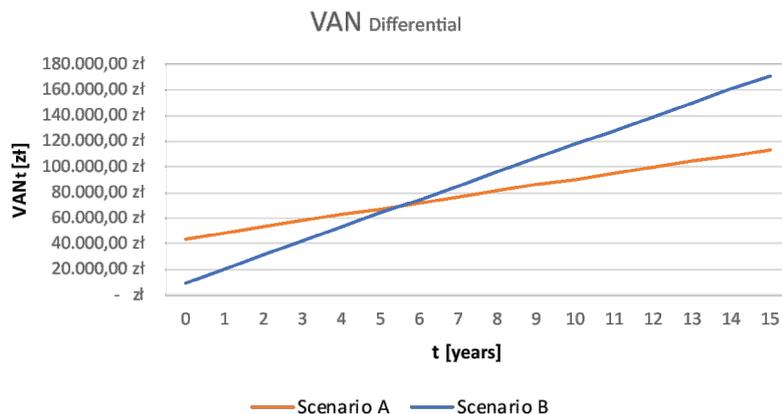
Die gesamte anfängliche Ersparnis wird aufbewahrt (43.893 zł). Zu dieser kommt dann eine jährliche Ersparnis von ca. 5.777 zł/Jahr durch die verringerten Pumpkosten. Letztendlich führt die Analyse zu einem auf 10 Jahre berechneten Kapitalwert von 90.450 zł.

SZENARIO B

Der Anfangsgewinn ist nicht mehr die gesamte eingesparte Summe durch die Verringerung der Durchmesser von Rohren und Isolierung, da die Kostenerhöhung der Hocheffizienz-Wärmepumpe gegenüber der Standardlösung in Höhe von 34.529 zł abgezogen werden muss. Die Ausgangsbasis beträgt also 9.364 zł, zu der dann die jährlichen Einsparungen durch die Verringerung der Pumpkosten und die Verringerung der Stromkosten für den Betrieb des Generators in Höhe von insgesamt 12.998 zł/Jahr addiert werden.

Die Berechnung des Kapitalwerts auf 10 Jahre ergibt so einen Wert von 117.840 zł.

Abbildung 23:
Kapitalwertdifferenz



Insgesamt ergibt sich bei Berechnung des Kapitalwerts auf 10 Jahre eine Abweichung von etwa 30.000 zł beim Vergleich der beiden Szenarien. Dies zeigt, wie für ein härteres Klima wie in Warschau, das zu einem intensiveren Betrieb des Aggregats in der Winterjahreszeit führt, und für ein Land wie Polen, in dem die Kostendifferenz der Aggregate im Vergleich zu den Energiekosten prozentual geringer ist, der Einsatz eines Aggregats mit höherem Wirkungsgrad (Szenario B) wirtschaftlich deutlich günstiger ist, als wenn nicht in effizientere Technologien (Szenario A) investiert wird.



Kapitel 9

SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die in diesem Dokument berichtete Fallstudie, die sich auf ein neu gebautes Bürogebäude in Warschau bezieht, zeigt, wie mit einer Anlagenauswahl mit einem auf 8 °C erhöhten Temperaturunterschied im Vergleich zum Standard von 5 °C wirtschaftliche und energetische Vorteile erzielt werden können, wobei die Zuverlässigkeit der Anlage unverändert bleibt.

Folgende Hauptvorteile sind hervorzuheben:



Verringerung der fixen Anfangsinvestitionskosten durch Verringerung der Rohrdurchmesser, Verringerung der erforderlichen Isolierung der Rohre, verkleinerte Zubehörkomponenten für die Verteilung und Verringerung der Umwälzpumpengröße. Die erzielten Einsparungen können sofort wieder in Lösungen investiert werden, die eine höhere Energieeffizienz der Anlage garantieren.



Verringerung der Betriebskosten im Verteilungssystem, größtenteils verbunden mit geringeren Pumpkosten (geringerer zirkulierender Wasserdurchsatz) und zum Teil mit geringeren Übertragungsverlusten durch die Verringerung der Austauschfläche zwischen den Rohren und der Umgebung.



Verringerung des CO₂-Ausstoßes in die Atmosphäre in der Bau-, Betriebs- und Entsorgungsphase der Anlage.



Gesicherte Zuverlässigkeit durch das Fehlen komplexer Regelsysteme, die hingegen von Lösungen mit variablem Durchsatz am Primärkreis verlangt werden, die heute zur Senkung der Pumpkosten verwendet werden.

Aermec S.p.A. via Roma 996 - 37040 Bevilacqua (VR) Italy
T. +39 0442 633111 F. +39 0442 93577
sales@aermec.com
www.aermec.com