

MSc Program "Building Science & Technology"

Gebäudeklimatisierung mit Hilfe regenerativer Kältequellen Eine Fallstudie

A master's thesis submitted for the degree of
"Master of Science"

Supervisor: o.Univ.-Prof. Dipl.-Ing.Dr.phil. Georg Franck-Oberaspach

Otto Holzer

Vienna, June 2007

Affidavit

I, **Otto Holzer**, hereby declare

1. That I am the sole author of the present Master Thesis "Gebäudeklimatisierung mit Hilfe regenerativer Kältequellen - Eine Fallstudie" and that I have not used any source or tool other than those referenced or any other illicit aid or tool, and
2. That I have not prior to this date submitted this Master Thesis as an examination paper in any form in Austria or abroad.

Vienna, June 2007

Signature

Vorwort

Es gibt wohl kaum ein Thema, welches in den vergangenen Jahren die Gemüter dermaßen erhitzt hat wie die ständig gestiegenen Energiepreise. Dies liegt zum Einen daran, dass Preissteigerungen im Bereich des Rohstoffes Energie nahezu alle Bereiche des Lebens in der einen oder anderen Weise betreffen und zum Anderem am Ausmaß der durchgeführten Preissteigerungen. Oft sind es jedoch gerade die schmerzhaften Einschnitte in unserem Leben, die uns dazu bewegen von lieb gewonnenen Gepflogenheiten und Denkschemen Abstand zu nehmen um neue Wege zu beschreiten.

Im Falle von Energie bewirken eine Verknappung bzw. eine Verteuerung in der Regel zwei Dinge. Einerseits wird mit den vorhandenen Ressourcen sorgsamer umgegangen, wodurch durchaus beachtliche Mengen eingespart werden können und Andererseits steigt die Bereitschaft Investitionen in Forschung und Entwicklungen zu tätigen, um sich von bestehenden Abhängigkeiten zu befreien. Da in Österreich große Mengen an Energie für den Zweck aufgebracht werden müssen Gebäuden zu klimatisieren, wurde in dieser Arbeit anhand von zwei Beispielen der Versuch unternommen regenerative Kältequellen zur Klimatisierung eines Gebäudeteils der Landwirtschaftlichen Fachschule Tulln hinsichtlich ihrer Einsatzmöglichkeit sowie ihrer Wirtschaftlichkeit zu untersuchen.

Die Reaktion unserer Vorfahren auf eine ungewisse Zukunft war Vorsorge. Im Sinne zukünftiger Generationen stehen auch wir in der Verpflichtung es unseren Vorfahren gleichzutun. Die Verwendung regenerativer Energiequellen bedeutet einerseits den Einsatz von Hightech und andererseits die größtmögliche Nutzung örtlicher Gegebenheiten. Die Nutzung regenerativer Energiequellen zur Klimatisierung von Gebäuden ist weder eine grüne Idee noch Technikfeindlichkeit sondern schlicht ein intelligenter Weg zur Erzeugung von Behaglichkeit.

Kurzfassung

Ziel der vorliegenden Master Arbeit war es herauszufinden, inwieweit regenerative Kältequellen zur Klimatisierung von Gebäuden verwendet werden können. Dies betrifft zum Einem deren Ergiebigkeit bzw. den daraus resultierenden Deckungsgrad und zum Anderem eine Betrachtung der sich einstellenden Wirtschaftlichkeit. Aus der Fülle der sich anbietenden Technologien zur Gewinnung von Kälteenergie aus regenerativen Ressourcen wurden für die nachfolgende Arbeit ein *Erdluftwärmetauscher (ELWT)* sowie eine Anlage zur *adiabaten Kühlung* ausgewählt. Bei dem Gebäude, welches für die Untersuchung herangezogen wurde handelt es sich um ein Verwaltungsgebäude der *Niederösterreichischen Landesregierung, Amt für Bildung und Weinwirtschaft*, in dem auch die *Landwirtschaftliche Fachschule Tulln (LFS)* untergebracht ist. Da für den zu klimatisierenden Gebäudeteil ausschließlich eine Raumkühlung vorgesehen ist, wurden die beiden Anlagen nur auf die zu gewinnende Kälteleistung bzw. die Jahreskältearbeit hin untersucht. Die Kühllast des Gebäudeteils wurde entsprechend der Kühllastberechnung nach VDI 2078 (Kurzverfahren) durchgeführt. *Erdluftwärmetauscher* sind Anlagen, welche im Falle einer Gebäudekühlung die Wärmeaufnahmefähigkeit des Erdreichs zur Vorkonditionierung des dem Gebäude zugeführten Außenluftanteils dienen. Die Berechnung wurde mit Hilfe des Simulationsprogramms GAEA 1.1 der Universität Siegen durchgeführt. Unter *adiabaten Kühlung* versteht man die Abkühlung von Luft durch Befeuchtung mit Wasser, wobei die für die Verdunstung des Wassers erforderliche Wärme der Umgebung entzogen wird. Die Berechnung der sich ergebenden Luftparameter bzw. der Kälteleistung erfolgte mit Hilfe eines h-x-Diagramms sowie diverser technischer Datenblätter. Die Auswertung der für beide Anlagen angestellten Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen erfolgte mit Hilfe des Programms MS EXCEL.

Keywords: Behaglichkeit; Erd-Luft Wärmetauscher; Adiabate Kühlung

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Besonderer Dank gebührt meiner Mutter, meinem Bruder sowie meinen Freunden für die Unterstützung, welche sie mir auch in jenen Zeiten zugedeihen haben lassen, in denen mir so manche Turbulenz in meinem Leben ein Fertigstellen dieser Arbeit beinahe unmöglich machte.

Weiters bedanke ich mich bei Hr. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. phil. Georg Franck-Oberaspach, Hr. Univ. Prof. Arch. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bob Martens und Hr. Univ. Prof. Dipl.-Arch. Dr. phil. Georg Suter für die Betreuung meiner Master Arbeit und den zahlreichen wissenschaftlichen Ratschläge, welche stets zur Verbesserung der Arbeit beigetragen haben.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei Hr. Direktor Dipl.-HLFL-Ing. Josef Meisl sowie allen Mitarbeitern der Landwirtschaftlichen Fachschule Tulln bedanken, die mir durch ihre unermüdliche Unterstützung die Durchführung dieses Studiums ermöglicht haben.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	6
2. Behaglichkeit	9
2.1 Physiologische Grundlagen	11
2.2 Anforderungen an das Raumklima	14
2.2.1 Raumtemperatur, Empfindungstemperatur	14
2.2.2 Luftfeuchtigkeit	17
2.2.3 Luftbewegung	19
2.2.4 Luftbedarf, Luftwechselzahlen	21
2.3 Kleidung	23
3. Das Gebäude	24
3.1 Allgemeines	24
3.2. Beschreibung des Gebäudes	24
3.2.1 Standort und Nutzung	24
3.2.2 Wärmeerzeugung	27
3.2.3 Heizungsregelung, Wärmebereitstellung	27
3.2.4 Warmwasserbereitung und Verteilung	27
3.2.5 Lüftung und Klimatisierung	28
3.3 Daten aus der Thermografieuntersuchung	28
3.4 Ergebnisse der Thermografieaufnahmen	28
4. Kühllastberechnung nach VDI 2078 (Kurzverfahren)	34
4.1 U-Werte	35
4.2 Plandaten	35
4.3 Auswahl der Raumtypen	36
4.4 Innere Kühllast Q_I	36

4.4.1 Kühllast durch Personen	36
4.4.2 Kühllast durch Beleuchtung	37
4.4.3 Kühllast durch elektrische Geräte	38
4.4.4 Kühllast infolge unterschiedlicher Nachbarraumtemperaturen	39
4.4.5 Sonstige Wärmequellen	39
4.5 Äußere Kühllast Q_A	39
4.5.1 Kühllast durch Außenwände und Dächer	40
4.5.2 Kühllast infolge Transmission durch Fenster	40
4.5.3 Kühllast infolge Wärmestrahlung durch Fenster	41
4.6 Raumkühllast	41
4.7 Gebäudekühllast	41
4.8 Ergebnis der Kühllastberechnung	42
5. Klimatisierungsmöglichkeiten	43
5.1 Erdluftwärmetauscher	44
5.1.1 Technisches Prinzip	45
5.1.2 Berechnung	46
5.1.3 Ergebnis	56
5.2 Adiabate Kühlung	60
5.2.1 Technisches Prinzip	62
5.2.2 Berechnung	63
5.2.3 Ergebnis	66
6. Schlussfolgerung	69
Tabellen und Diagramme	71
Literatur	81
Internetquellen	81
Abbildungsverzeichnis	82
Tabellenverzeichnis	83
Anhang	84

1. Einleitung

Das Leben in einer zivilisierten Gesellschaft bringt es mit sich, dass ein Großteil der Bevölkerung bis zu 90 % ihrer Lebenszeit in geschlossenen Räumen verbringt.⁷ Diese sind in erster Linie Wohn- und Arbeitsstätten, in welchen ein vom Menschen künstlich geschaffenes Innenklima herrscht. Die zentrale Bedeutung eines thermisch behaglichen Innenklimas für die Gesundheit, das Wohlbefinden und die Leistungsfähigkeit seiner Benutzer ist unumstritten. Der energetische Aufwand zur Erzeugung eines behaglichen Innenklimas bzw. jener Parameter die den physiologischen Anforderungen des Menschen weitgehend entsprechen ist jedoch beachtlich und wird in seinem Ausmaß oftmals unterschätzt.

Da in Zeiten ständig steigender Energiepreise das Interesse und die Bereitschaft sowohl von öffentlicher als auch von privater Bauherrn Seite gestiegen ist regenerative und energiesparende Technologien einzusetzen, soll in dieser Arbeit anhand des Einsatzes eines Erdluftwärmetauschers sowie einer adiabaten Kühlanlage untersucht werden, inwieweit diese Technologien zur Klimatisierung eines Bürobereiches hinsichtlich des Wirkprinzips, der technischen Reife sowie der Wirtschaftlichkeit einsetzbar sind. Grundsätzlich darf davon ausgegangen werden, dass zukünftig im zunehmenden Maße, sowohl bei Neubauten als auch bei Sanierungen, neue und innovative Technologien zur Senkung des Energieverbrauchs von Gebäuden zum Einsatz kommen werden.

Weiters wurde in dieser Arbeit der Versuch unternommen aufzuzeigen, ob es möglich ist Energie in Gebäuden einzusparen ohne Abstriche in Bezug auf Komfort und Behaglichkeit in Kauf nehmen zu müssen. Um dies zu bewerkstelligen wurden im ersten Teil dieser Arbeit all jene Parameter aufgezeigt und definiert, die für ein behagliches Raumklima verantwortlich sind. Da der Standard der gebäudetechnischen Ausrüstung bei Neubauten ebenso wie die Erwartungen seiner Benutzer bezüglich des Wohnkomforts meist sehr hoch ist, sind auch die hierfür aufzuwendenden Energiemengen durchaus beachtlich.

⁷ Hochwarter R.: Raumklima, Seite 1

Bedenkt man, dass im Jahre 2004 in Österreich ca. 27,1 % der jährlich verbrauchten Endenergiemenge (darunter versteht man jene Energieform aus der nach einer Verbraucherseitigen Umwandlung Nutzenergien gewonnen werden kann) bzw. dass ca. 45 % der Nutzenergie für Raumheizungen sowie zur Warmwasserbereitung in Haushalten (Niedertemperaturbereich) aufgewandt werden mussten und das ca. 71 % des gesamten Bruttoinlandsverbrauches (ca. 1,4 Mio. TJ) importiert wurden, so zeigt dies die Notwendigkeit auf, neue weniger energieintensive Wege bei der Raumklimatisierung zu beschreiten.^{8,11}

Ein weiterer Punkt, welcher für den sorgsamsten Umgang mit der Ressource Energie spricht, sind die mit einem zunehmenden Komfortbedürfnis einhergehenden Umweltproblematiken. Seit der Industrialisierung wuchs die Weltbevölkerung sowie die globale Industrieproduktion exponentiell an. Parallel dazu entwickelte sich aber auch die Belastung der Umwelt mit Schadstoffen sowie der Verbrauch wichtiger Rohstoffe. Zusätzlich zu den von den Heizungsanlagen verursachten Emissionen, welche bei Kleinanlagen lokal und direkt wieder als Immissionen auftreten (Feinstaubproblematik), kommt das Problem der durch voll- und teilhalogenierter Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKWs sowie HFCKWs) verursachten Ozonzerstörung. Diese Kältemittel, welche aufgrund ihres Chlorgehaltes die Ozonschicht in einer Höhe von 25 km (Stratosphäre) zerstören wurden in den 30er Jahren entwickelt und werden in einigen Ländern dieser Erde heute noch im Bereich der Kälte-, Klima- und Wärmepumpentechnik eingesetzt. Nicht weniger Gefahr für die Umwelt stellt der stetige Anstieg des Kohlendioxidgehaltes (CO₂) aber auch anderer Treibhausgase wie Methan (CH₄), Wasserdampf (H₂O) und Lachgas (N₂O) in der Atmosphäre dar. Nach gegenwärtiger Erkenntnis ist bei weiter ungebremseter Emission von Treibhausgasen gegen Ende des 21. Jahrhunderts eine Temperaturerhöhung von 2 bis 3°C wahrscheinlich. Der derzeitige Anstieg der Treibhausgase in der Atmosphäre liegt mit ca. 1,5 ppm/a in etwa in einer Größenordnung, wie vor der letzten Eiszeit.

⁸ Proidl H.: Austrian Energy Agency 2007, Seite 2, 5

¹¹ Reetz B.: Wärmetechnik I 2002, Seite 14

Derzeit verwendete Modellrechnungen gehen davon aus, dass ein Anstieg des atmosphärischen CO₂-Gehaltes von 100 ppm eine durchschnittliche Temperaturerhöhung von 1°C bewirkt.¹⁴ Möglicherweise stellen all diese negativen Auswirkungen auf unsere Umwelt ein noch größeres und bislang ungelöstes Problem dar, als es die Deckung des weltweit ständig steigenden Energiebedarfs ist.^{6,12}

Die Technik von heute bietet außergewöhnliche Möglichkeiten für den Nutzer eines Gebäudes. Moderne Baustoffe und Konstruktionen warten mit Eigenschaften auf, von denen noch vor einigen Jahren nur zu träumen war. Beispiele hierfür sind Wärmeschutz- bzw. Sonnenschutzgläser mit speziellen Beschichtungen zur selektiven Steuerung von Wärmeströmen in das oder aus dem Gebäude (Reflexions- oder Absorptionsgläser), sich selbst verschattende Gläser sowie elektrochrome Gläser, welche mit Hilfe elektrisch leitfähiger Polymerfolien ihre Licht- und Energiedurchlässigkeit verändern können.⁹

Auch die zunehmende Nutzung von Tageslicht zur Beleuchtung von im Gebäudeinneren liegenden Räumen durch Lichtlenkung mit Hilfe von Hologrammen, ist Teil eines modernen Gebäudekonzeptes. Nicht zuletzt trägt auch eine durchdachte Gebäudesystemtechnik in Verbindung mit einer intelligenten Software, welche ein optimiertes Zusammenspiel von Gebäude- und Haustechnik steuert, zur größtmöglichen Ausnutzung der eingesetzten Energie bei. Entscheidend für einen zeitgemäßen Gebäudeentwurf ist die intelligente Symbiose von Hightech mit technischen Lösungen, wie sie schon seit Jahrhunderten bekannt sind. Beispiele hierfür sind die Hypocaustenheizung (eine mit Rauchgasen beheizte Fußbodenheizung), die vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten der Verdunstungskühlung sowie die verschiedenen Nutzungsarten geothermischer Ressourcen.

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 1, Seite 5, 6

⁹ Ranft F.: Natürliche Klimatisierung 2004, Seite 69

¹² Riedl E.: Anorganische Chemie 1999, Seite 609-621

¹⁴ Strauß K.: Kraftwerkstechnik, 4 Auflage, Seite 15

2. Behaglichkeit

Zentraler Bestandteil eines jeden Gebäudekonzeptes ist die Kenntnisse jener das Raumklima bestimmender Parameter, die ein Mensch als behaglich empfindet. Behaglichkeit ist ein subjektives Empfinden, welches auf der Wahrnehmung von Umgebungsbedingungen wie der Temperatur, der Luftbewegung, der Feuchtigkeit, dem Strahlungsgleichgewicht, der Luftqualität, der Beleuchtung und dem Lärm basiert. Des Weiterem wird sie durch individuelle Faktoren wie der Kleidung, dem Aktivitätsgrad und dem Gesundheitszustand beeinflusst.

Da jeder Raumbenutzer unterschiedlich auf die Behaglichkeitsfaktoren reagiert, ist es nicht möglich einen Zustand zu erzeugen bei dem 100 % der einem bestimmten Raumklima ausgesetzten Personen gleich zufrieden sind. Eine Möglichkeit, Behaglichkeit zu beurteilen wurde von *Prof. Olf Fanger* entwickelt und 1984 in die internationale Normung (ISO 7730) aufgenommen. In dem von Professor Fanger entwickelten Konzept wird einem Raumlufzustand dann ein Optimum an erreichbarer Behaglichkeit zugeordnet, wenn von ca. 1300 getesteten Personen nur noch ca. 5 % mit diesen unzufrieden (PPD Anteil = **P**redicted **P**ercentage of **D**issatisfied) sind.^{3, 6} Dies bedeutet jedoch nicht, dass es keine Gesetzmäßigkeiten gibt, die es bei Planungen von Gebäuden sowie den haustechnischen Einrichtungen zu beachten gilt. Behaglichkeit, also das mehr oder weniger Wohlbefinden von Personen in Gebäuden wird durch folgende Einflussfaktoren bestimmt:

Thermische Einflussfaktoren:

- Raumlufthtemperatur
- Temperatur der Umschließungsflächen
- Luftfeuchtigkeit
- Luftbewegung

³ Gabernik H.: Energie und Klimatechnik 1995, Seite 148

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 6

Physikalische Einflussfaktoren:

- Geräusche
- Raumluftelektrizität

Chemische Einflussfaktoren:

- Geruchsstoffe
- Gase
- Staub

Optische Einflussfaktoren:

- Beleuchtung
- Farben

Sonstige Einflussfaktoren:

- Art der Tätigkeit
- Geschlecht
- Kleidung
- Alter
- Gesundheitszustand

2.1 Physiologische Grundlagen

Ein spezielles Merkmal von lebenden Organismen ist der Stoff- und Energieaustausch mit der Umgebung. Da die Struktur der menschlichen Zelle thermodynamisch instabil ist, kann sie nur durch ständigen Energieaufwand am Leben erhalten werden. Die Quellen der Eigenwärmeproduktion sind dissimilatorische Stoffwechselfvorgänge. Warmblüter wie der Mensch können ihre Körpertemperatur, deren Wert im Kern zwischen $36,7^{\circ}\text{C}$ und $37,2^{\circ}\text{C}$ liegt, durch Steuerung der Wärmeerzeugung bzw. Ableitung in engen Grenzen konstant halten.

Da es gilt diese auch bei stark geänderten Umweltbedingungen aufrecht zu erhalten sind Mechanismen notwendig, welche die Steuerung der Wärmeproduktion des Körpers einerseits und die Wärmeabgabe des Körpers andererseits nach außen hin übernehmen. Das Zentralorgan hierfür ist der Hypothalamus, der wie ein hochempfindlicher Thermostat arbeitet. Eine Vielzahl von Kälte- und Wärmerezeptoren, welche im Körper verteilt sind geben Informationen an das Gehirn weiter, welches verschiedene Maßnahmen zur Temperaturregelung einleitet. Insgesamt besitzt der Mensch an die 250.000 Kälterezeptoren und ca. 30.000 Wärmerezeptoren. Die Empfindlichkeit der Kälterezeptoren beträgt ca. $0,004 \text{ K/s}$ und die der Wärmerezeptoren bei $0,001 \text{ K/s}$.⁶

Bezogen auf den Gesamtenergieumsatz liegt der mechanische Wirkungsgrad η_m eines Menschen, auch einer durchtrainierten Person, bei maximal 20 %. Falls keine mechanische Arbeit wie Treppensteigen oder Radfahren verrichtet wird, ist der mechanische Wirkungsgrad annähernd Null.¹⁰ Die interne Wärmeproduktion eines in Ruhe und im thermodynamischen Gleichgewicht befindlichen Körpers beträgt ca. $1,2 \text{ Watt/kg}$ Körpergewicht (Grundumsatz). Auch ist es üblich die abgegebene Wärmeleistung auf die Körperoberfläche zu beziehen, wobei als Bezugswert von 58 W/m^2 ausgegangen werden kann.⁶ Der Durchschnittswert der Körperoberfläche eines Menschen beträgt ca. $1,76 \text{ m}^2$.

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 1,2

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 49

Bei der Verrichtung leichter Büroarbeiten ergibt sich somit bei einem Mensch mit normaler Belastbarkeit und Größe sowie einer Raumlufthtemperatur von 20°C eine abzugebende Wärmeleistung von ca. 80 bis 100 Watt. Eine genaue Berechnung der Körperoberfläche eines Menschen kann nach der Methode von *Du Bios* durchgeführt werden.¹⁰ Eine Erhöhung der mechanischen Leistung führt zwangsweise auch zu einer Erhöhung der inneren Wärmeproduktion. Bei leichten Haus- und Büroarbeiten im Stehen beträgt diese zwischen 150 und 200 Watt und bei schwerer körperlicher Arbeit ca. 400 Watt. Im Gegensatz zur Körperkerntemperatur kann sich die Hautoberflächentemperatur in weiten Bereichen ändern. In kalter Umgebung werden die Muskeln zur Anspannung angeregt, wodurch sich die Wärmeproduktion erhöht. Bei weiterer Abkühlung führt die Anspannung zum Zittern, wobei die Wärmeproduktion gegenüber dem Grundumsatz um den Faktor 3 gesteigert wird. Durch starke körperliche Aktivität kann die durchschnittliche Wärmeproduktion um den Faktor 10 und die der Arme und Beine um den Faktor 30 erhöht werden. In kalter Umgebung beginnt der Mensch bei einer Kerntemperatur von ca. 33°C zu frieren. Impulse der Kälterezeptoren bewirken dann eine Verengung der Blutgefäße, wodurch sich der Blutstrom und damit auch der Wärmestrom zur Hautoberfläche verringert. Um eine Körpertemperatur von 37°C aufrechterhalten zu können, wird zuerst der Wärmetransport zu den Extremitäten gedrosselt. Dadurch kommt es als erstes zu Erfrierungen an den Händen und Füßen.

Im umgekehrten Fall, wenn also die Umgebungstemperatur jenen Bereich den der Körper noch ausregeln kann übersteigt, erhöht sich auch die Kerntemperatur auf bis zu einem tödlichen Grenzwert von über 42°C.⁶ Wenn die Stammhirntemperatur, welche in etwa gleich der Trommelfelltemperatur ist, auf über 37°C ansteigt, reicht die Wärmeabgabe des Körpers mittels Leitung, Strahlung und Konvektion nicht mehr aus um ein Wärmegleichgewicht herzustellen. Der Körper beginnt zu schwitzen, wobei der Schweiß durch den Phasenwechsel an der Hautoberfläche eine erhebliche Menge an Wärme aufnimmt.¹⁰

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 1-3

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 45, 49

Die Wärmeabgabe durch Schweiß ist jedoch nicht nur abhängig von der Körpertemperatur, sondern auch von der Raumlufthtemperatur. Das Verhältnis der durch Strahlung und Konvektion abgeführten sensiblen Wärme und der durch Verdunstung abgeführten latenten Wärme ist großen Änderungen unterworfen. Abbildung 1 zeigt die Wärmeabgabe einer sitzenden, normal gekleideten Person bei leichter Tätigkeit und einer relativen Luftfeuchte zwischen 30 und 70 %. In diesem Fall erfolgt ab einer Raumlufthtemperatur von ca. 34°C die Wärmeabgabe des menschlichen Körpers an seine Umgebung nahezu vollständig durch Verdunstung, wobei der Körper bei ausschließlicher Schweißverdunstung bis zu 3 Liter Feuchtigkeit pro Stunde abgibt. Dies entspricht bei vollständiger Verdunstung einer Wärmeabgabe von 2 kW.^{6,10}

Bemerkenswert ist, dass innerhalb eines Temperaturbereiches zwischen 16°C und 30°C die Gesamtwärmeabgabe (durch Verdunstung, Konvektion, Leitung und Strahlung) annähernd konstant ist. Die Wärmeabgabe des Körpers durch Schweiß unterliegt nicht der Kontrolle durch das menschliche Thermoreguliersystem.

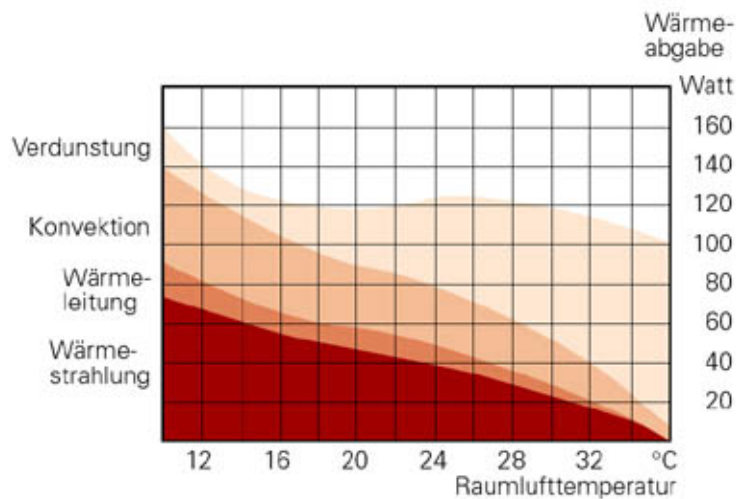


Abb. 1: Wärmeabgabe des Menschen, Fa. Klima-Schutz (2007)

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 1

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 47

Die Schweißverdunstung ist die effektivste Art der Wärmeabgabe, deren Wert sich zwischen 0 und 400 W/m² Körperoberfläche bewegt. Voraussetzung hierfür ist, dass der Schweiß vollständig verdunsten kann. Dies ist jedoch nur der Fall, wenn die Partialdruckdifferenz zwischen dem verdunstenden Wasser und dem Wasserdampf der Umgebungsluft groß genug ist. Eine weitere Möglichkeit der Kühlung des Körpers durch Abgabe von Feuchtigkeit an seine Umgebung ist die Atmung. Ihr Wert ist jedoch eher gering und bewegt sich zwischen 2-5 W/m² Körperoberfläche bzw. ca. 40 Gramm pro Stunde.⁶

2.2 Anforderungen an das Raumklima

Das Raumklima ist durch die Gesamtheit aller physikalischen und chemischen Bedingungen im Raum gegeben. Zur Lösung von Problemen im Bereich der Humanklimatisierung unterscheidet man zwischen zwei Gruppen von Einflüssen. Dies sind einerseits jene Einflüsse, die von den menschlichen Sinnesorganen erfasst werden wie der Temperatur und der Luftfeuchte und andererseits jenen, die von den menschlichen Sinnesorganen nicht erfasst werden wie den Luftschadstoffen, der Radioaktivität usw.

2.2.1 Raumtemperatur, Empfindungstemperatur

Da eine sich in einem Raum befindliche Person stets im Strahlungsaustausch mit den Raumumschließungsflächen befindet, ist die Lufttemperatur dieses Raumes nicht alleinig dafür verantwortlich ob Behaglichkeit, soweit Temperatureinflüsse in Frage kommen, vorherrscht. Maßgebend hierfür ist die *Empfindungstemperatur*, welche auch als *operative Raumtemperatur* bezeichnet wird. Diese ist definiert als das arithmetische Mittel aus Raumlufttemperatur und der mittleren Temperatur der Umschließungsflächen.⁴

$$\text{Glg. 1: } t_e = (t_L + t_U) / 2$$

⁴ Geyer J.: Klimatechnik, 1998, Kapitel 1, Seite 31

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 1, 2

Je weniger diese beiden Temperaturen voneinander abweichen und je mehr sie sich dem Mittelwert von 20 bis 22°C annähern, desto gleichmäßiger erfolgt der Wärmeaustausch zwischen der Person und dem Raum in dem sich die Person befindet. Die Raumlufthtemperatur wird in Kopfhöhe in einem Abstand von 1 Meter Entfernung von den raumumschließenden Wänden gemessen. Der Unterschied der beiden Temperaturen aus der sich die empfundene Temperatur zusammensetzt sollte nicht größer als 2 bis 3°C sein. Zur Abschätzung und größenmäßigen Festlegung einer notwendigen Raumlufthtemperatur bei Gebäuden wird häufig der Zusammenhang herangezogen, dass die Summe aus Raumlufthtemperatur und der mittleren Oberflächentemperatur der Umschließungsflächen gleich der Körpertemperatur (37°C) eines Menschen entsprechen soll.⁵

Nachfolgend zeigt Abbildung 2 den Zusammenhang zwischen jenen Bereich, der als Behaglich empfunden wird (Behaglichkeitsfeld), der mittleren Temperatur der Raumumschließungsflächen und der Raumlufthtemperatur.

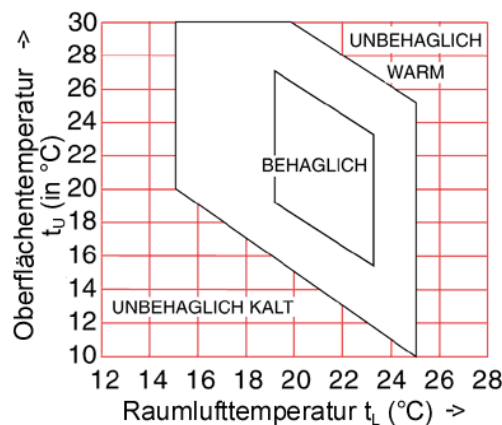


Abb. 2: Behaglichkeitsfeld Raumlufthtemperatur-Oberflächentemperatur, Verband Österreichischer Ziegelwerke (2007)

⁵ Goißer A.: Bericht Thermografie EVN AG 2001, Seite 4

Abbildung 2 veranschaulicht auch den Begriff der neutralen Zone. Die neutrale Zone ist jener Bereich (im Diagramm schraffiert dargestellt) innerhalb dessen Grenzen weder geheizt noch gekühlt werden muss. Bemerkenswert ist, dass bei einer Oberflächentemperatur kleiner als 10°C, wie dies bei Räumen mit hohem Glasflächenanteil während der Wintermonate der Fall ist, das Behaglichkeitsfeld unabhängig von der vorherrschenden Raumlufthtemperatur nicht mehr erreicht werden kann.

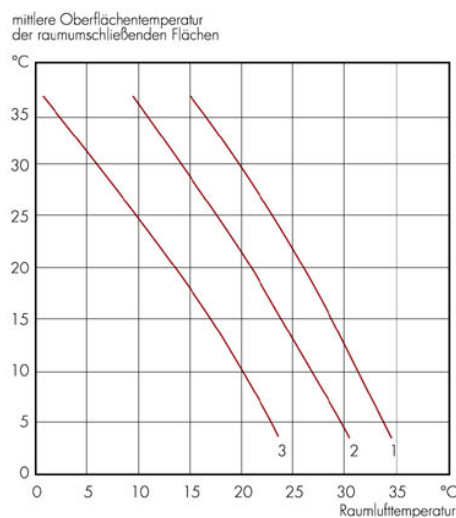


Abb. 3: Zusammenhang von Aktivität, Bekleidung und mittlerer Oberflächentemperatur, Fa. Klima-Schutz (2007)

Abbildung 3 zeigt den Einfluss von Aktivität und Bekleidung auf die Behaglichkeit unterschiedlich gekleideter Personen. Wie aus Kurve 1 ersichtlich ist, benötigt eine sitzende Person mit mittlerer Bekleidung (z. B. Hemd und Anzug), welche sich in einem Raum mit einer mittleren Oberflächentemperatur der raumumschließenden Flächen von 20°C befindet, eine Raumlufthtemperatur von 26°C um sich behaglich zu fühlen. Kurve 2 zeigt das Empfinden von Personen bei mittlerer Aktivität und leichter Bekleidung (z. B. kurzärmeligem Hemd).²¹

²¹ Fa. Klima-Schutz, 2007

Um thermische Behaglichkeit zu erzeugen genügt hier bereits eine Raumlufthtemperatur von 21°C. Bei einem gesteigerten Aktivitätsgrad (Kurve 3) und einer mittleren Oberflächentemperatur der raumumschließenden Flächen von 20°C genügt zur Erreichung von Behaglichkeit sogar eine Raumlufthtemperatur von nur 13°C. Neben dem Einfluss der Raumlufthtemperatur sowie der Oberflächentemperatur der Raumumschließungsflächen sind auch noch die vertikale Temperaturdifferenz sowie etwaig vorhandene Unsymmetrien der Strahlungstemperatur im Raum von großer Bedeutung. Der vertikale Temperaturkoeffizient sollte im Aufenthaltsbereich nicht mehr als 2 bis 3 °C/m überschreiten. Große Temperaturasymmetrien, wie sie bei falsch dimensionierten Flächenheizsystemen (z. B. Heiz- oder Kühldecken) vorkommen können, werden als unangenehm empfunden.^{7,10}

2.2.2 Luftfeuchtigkeit

Wie bereits Eingangs erwähnt, erfolgt die Entwärmung des menschlichen Körpers je nach Lufttemperatur mehr oder weniger stark auch durch Verdunstung über die Haut. Eine zu hohe *Luftfeuchtigkeit* führt dazu, dass die Entwärmung des Körpers bei steigender Temperatur durch Schwitzen erschwert wird, was zu einem noch stärkeren Schwitzen der betreffenden Person führt. Das richtige Maß an Luftfeuchte ist daher von entscheidender Bedeutung für die thermische Behaglichkeit in einem Raum.

Bei einer zu trockenen Raumlufth erfolgt eine Austrocknung der Augen und Schleimhäute von Nase und Mund was allgemein als unangenehm empfunden wird. Ein weiterer Umstand, welcher bei einer niedrigen Luftfeuchte als unangenehm empfunden wird ist die erhöhte Staubkonzentration in der Raumlufth. Sinkt die Raumlufthfeuchte unter einem Wert von 35 % ab, erfolgt eine verstärkte Austrocknung von Teppichen, Möbel, Kleidung usw. wodurch feinste, ansonsten durch die Luftfeuchte gebundene Staubteilchen schwebefähig werden und sich ebenfalls auf den Schleimhäuten der oberen Luftwege niederschlagen.¹⁰

⁷ Hochwarter R.: Raumklima, Seite 5

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 51, 56

Aber auch eine zu hohe Luftfeuchte (Luftschwüle) wird als unangenehm empfunden. Bei einem Feuchtigkeitsgrad von über 70 % kann sich an kalten Stellen eines Raumes Feuchtigkeit niederschlagen, wobei die in der Luft enthaltenen organischen Stoffe zu Schimmelbildung und Modergeruch führen. Schimmelbildung kann zu Bau- und Materialschäden führen.¹⁰

Eine wichtige Beurteilungsgröße des Wasserdampfgehaltes in der Luft ist die relative Luftfeuchte φ . Diese ist definiert als Quotient des vorhandenen Dampfdruckes p_d und des Sättigungsdampfdruckes p_{sd} .

$$\text{Glg. 2: } \varphi = (p_d / p_{sd})$$

Sieht man von den indirekten Auswirkungen (Schimmelbildung, Staubentwicklung) einer zu hohen bzw. zu niedrigen Luftfeuchte ab, so besitzt der Mensch kein ausgeprägtes Gefühl um die Luftfeuchte zu beurteilen. Die relative Luftfeuchte von sauberer Luft kann in einem Bereich zwischen 35 und 70 % variieren, wobei ohne Verwendung technischer Hilfsmittel kein Unterschied festgestellt werden kann. Die Luftfeuchte sollte sowohl im Winter als auch im Sommer innerhalb der Grenzen von 5 bis 12 Gramm Wasserdampf pro Kilogramm trockener Luft liegen.

Der Zusammenhang zwischen der relativen Luftfeuchte und der Raumlufttemperatur ist in Abbildung 4 dargestellt. Gut erkennbar ist, dass während der Sommermonate eine Entfeuchtung der Raumluft wichtiger ist als eine Kühlung um das Behaglichkeitsfeld (grünes Feld) zu erreichen.¹⁰

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 56, 57

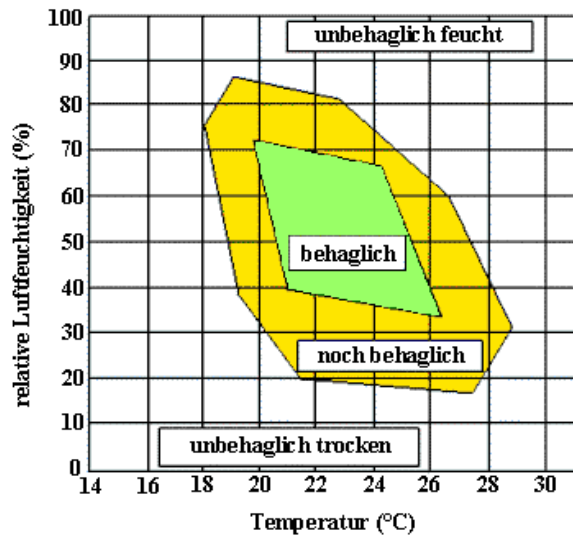


Abb. 4: Behaglichkeitsfeld Raumlufttemperatur-Raumfeuchte, Fa. Long Life for Art (2007)

2.2.3 Luftbewegung

Eine weitere Größe, die das Behaglichkeitsempfinden entscheidend beeinflusst ist die *Luftbewegung*. Während eine mäßige Luftbewegung im Freien in der Regel als angenehm empfunden wird, reagiert der Mensch in geschlossenen Räumen auf zu große Strömungsgeschwindigkeiten der Raumluft meist empfindlich. Dies trifft besonders dann zu, wenn die bewegte Luft eine geringere Temperatur besitzt als die Raumluft. In diesem Fall spricht man von Zugluft.

In einem geheizten oder belüfteten Raum bestehen an jeder Stelle des Raumes unter dem Einfluss von Temperaturunterschieden und Trägheitskräften dauernde Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen der Luftteilchen. Daher kann von keiner stabilen Luftströmung gesprochen werden.¹⁰

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 57, 58

Man geht man davon aus, dass der **Turbulenzgrad** T_u und die Raumlufttemperatur erheblichen Einfluss auf das Komfortgefühl haben.

Der Turbulenzgrad wird durch folgenden Zusammenhang beschrieben:

$$\text{Glg. 3: } T_u = (S_v / v_m) * 100$$

Hierin bedeutet:

T_u ...Turbulenzgrad in Prozent ausgedrückt

S_v ...Standardabweichung der Momentanwerte der Geschwindigkeit

v_m ...mittlere Luftgeschwindigkeit (50 %-Wert)

Allgemein gilt, dass ein höherer Aktivitätsgrad des Raumbenützers und ein höherer Wärmeleitwiderstand der getragenen Kleidung auch größere Werte der Raumluftgeschwindigkeiten zulassen um sich dennoch behaglich zu fühlen. Ältere Personen sind gegenüber Zugserscheinungen eher empfindlich als jüngere Menschen.¹⁷

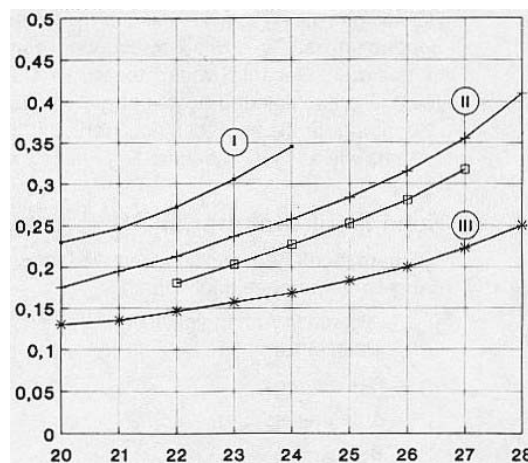


Abb. 5: Mittlere Raumluftgeschwindigkeiten, Fa. Klimapartner (2007)

¹⁷ Klimapartner, 2007

Abbildung 5 zeigt die zulässigen Raumlufgeschwindigkeiten in Meter pro Sekunde (Ordinate) in Abhängigkeit des Turbulenzgrades und der Temperatur (Abszisse) für Personen in der Aktivitätsstufe I (sitzende Tätigkeit) und einem Wärmeleitwiderstand der Kleidung von $R = 0,13 \text{ m}^2\text{K/W}$.¹⁷

Grenzkurve I: Turbulenzgrad $T_u < 5 \%$

Grenzkurve II: Turbulenzgrad $T_u 5\% < 20 \%$

Grenzkurve III: Turbulenzgrad $T_u > 20 \%$

Entsprechend der Empfehlung nach ISO 7730 sollte für eine leichte, vorwiegend sitzende Tätigkeit sowie einer Raumtemperatur zwischen 22 und 24°C (Heizbetrieb) die mittlere Luftgeschwindigkeit unter 0,15 m/sec und bei einer Raumtemperatur zwischen 23 und 26°C (Kühlbetrieb) unter 0,25 m/sec betragen.⁷

2.2.4 Luftbedarf, Luftwechselzahlen

Um die in einem Raum erzeugten Luftschadstoffe abzuführen und um einen ausreichenden Sauerstoffgehalt der Raumluf zu gewährleisten, ist ein ausreichender *Luftwechsel* notwendig. Sinkt der Sauerstoffgehalt der Raumluf, so sinkt auch das Konzentrationsvermögen der Raumbenutzer und in weiterer Folge stellen sich Müdigkeitserscheinungen ein.

Bei geringer körperlicher Tätigkeit beträgt die eingeatmete Luftmenge eines erwachsenen Menschen ca. $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Bei großer körperlicher Belastung kann sich dieser Wert auf 8 bis $9 \text{ m}^3/\text{h}$ erhöhen. Die Temperatur der ausgeatmeten Luft beträgt ca. 35°C und enthält im Mittel einen Restsauerstoffgehalt von 17 %.¹⁰

⁷ Hochwarter R.: Raumklima, Seite 5

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 45

¹⁷ Klimapartner, 2007

Die Größe des erforderlichen Luftwechsels eines Raumes richtet sich einerseits nach der Zahl der in einem Raum befindlichen Personen, den vorhandenen Luftschadstoffemittenten sowie nach der Raumgröße.

Die häufigsten Schadstoffquellen in einem Raum sind:

- vom Mensch abgegeben: CO₂, Feuchte, Geruchsstoffe, Staubpartikel, Tabakrauch
- von Geräten und Verbrauchsmittel abgegeben: Lösungsmittel, Feuchte
- von Feuerungsanlagen mit ungenügendem Abzug abgegeben: CO₂, CO, NO_x, Kohlenwasserstoffen
- vom Bauwerk abgegeben: Radon und Folgeprodukte, Formaldehyd
- von den Einrichtungsgegenständen abgegeben: Formaldehyd, Staub

Die Einheit für den Verschmutzungsgrad der Luft ist Dezipol. Eine Luftverunreinigung von einem Dezipol stellt sich ein, wenn ein mit einer Person besetzter Raum nur durch deren Geruchsabgabe belastet wird und der Raum mit einem Luftvolumenstrom von 10 Liter Außenluft pro Sekunde belüftet wird. Wurde noch vor einigen Jahren ein Volumenstrom von 20 m³/h für Räume mit Rauchverbot und 30 m³/h für Räume ohne Rauchverbot als unterer Grenzwert des personenbezogenen Luftwechsels zugrunde gelegt, so geht man heute aus hygienischen Gründen von einer Frischluftmenge von 40 bis 50 m³/h für Büro- und Geschäftsräume aus.⁶

Richtwerte von Luftwechselzahlen für verschiedene Raumarten können der DIN 1946 Teil 2 entnommen werden. Aus Energiespargründen können die dort angeführten Werte bei Außentemperaturen unter 0°C bzw. über 26°C um bis zu 50 % verringert werden. Da in modernen Bürogebäuden auf ein Höchstmaß an Energieeffizienz geachtet wird, müssen diese größtmöglich luftdicht sein.¹⁰

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 12

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1478

Wie eine Untersuchung aus den USA zeigte, sollte die zugeführte Frischluftmenge pro Person dennoch nicht kleiner als $8,5 \text{ m}^3/\text{h}$ sein, da eine noch geringere Frischluftmenge bei einer größeren Anzahl von Gebäudenutzern, speziell von Büro- und Verwaltungsgebäuden, zum sogenannten „Sick Building Syndrom“ (SBS) führte.¹⁰

Bekannt geworden ist dieses Syndrom im Jahre 1985 mit der Veröffentlichung der von *Dr. Kröling* erstellten Studie „*Sick Building Syndrome*“. Darunter versteht man einen Komplex unspezifischer Gesundheits- und Befindlichkeitsstörungen wie Müdigkeit, Konzentrationsstörung, Kopfschmerzen, Augenreizungen sowie Schleimhautirritationen. Typische Folgen an SBS leidender Personen sind verstärkte Neigung zur Erkältung, Reizbarkeit, erhöhte Krankenstände, Unzufriedenheit usw.⁷

2.3 Kleidung

Wie aus Abbildung 3 bzw. Abbildung 5 hervorgeht, ist neben der Art der Tätigkeit des Menschen (sitzend, stehend, gehend, schwere körperliche Arbeit) und der dadurch bedingten Wärmeerzeugung des Menschen vor allem die Art und Schwere der *Kleidung* sowie die Aufenthaltsdauer in einem Raum für das Wohlbefinden des Menschen von entscheidender Bedeutung.⁶ Da die Bekleidung eine thermische Grenzschicht zu unserer unmittelbaren Umgebung bildet, ist es auch nicht verwunderlich, dass die Art und Schwere der Bekleidung von entscheidender Bedeutung für unser Wohlbefinden ist. Der Wärmeleitwiderstand der Bekleidung kann als Wärmedämmung des Körpers nach außen hin betrachtet werden und hat somit direkten Einfluss auf die Wärmeabgabe. Die physikalische Einheit für den Wärmeleitwiderstand von Bekleidung ist Clo. Ein Clo ($= 0,155 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$) entspricht einer leichten Sportbekleidung. Der Wärmeleitwiderstand einer typischen Innenraumbekleidung während der Sommermonate beträgt zwischen 0,5 und 1,0 Clo. Dämmwerte für unterschiedliche Bekleidungen sind in der ISO 7730 festgelegt.

⁷

⁶ Halozahn H.: Enzyklopedie der Gebäudetechnik 1994, Kapitel 2, Seite 10

⁷ Hochwarter R.: Raumklima, Seite 4

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1478

3. Das Gebäude

Nachfolgend wird das zu untersuchende Gebäude bzw. der zu klimatisierende Gebäudeteil hinsichtlich seines Standortes, seiner Lage, der Nutzung sowie seiner gebäudetechnischen Ausrüstung beschrieben.

3.1. Allgemeines

Neben der Form und dem Umfeld beeinflusst in erster Linie der Standort des Gebäudes die Einsatzmöglichkeiten der verschiedenen Arten zur natürlichen Gebäudeklimatisierung. Eine erhöhte oder verringerte Temperatur im Umfeld beeinflusst den Jahresheizwärme- und Kühlbedarf ebenso wie eine vermehrte oder verminderte Sonneneinstrahlung. Gebäude in exponierter Lage an denen hohe Windgeschwindigkeiten herrschen, haben sowohl vermehrte Transmissionsverluste als auch Wärmeverluste durch Leckagen in der Gebäudehülle. Auch das Vorhandensein günstiger Voraussetzungen wie ein erhöhter Grundwasserspiegel oder sich in der Nähe befindliche Oberflächengewässer (Flüsse, Seen) zur Beheizung und Kühlung eines Gebäudes sind von entscheidender Bedeutung. Je nach Standort (Stadt oder Land) und Umfeld sind völlig unterschiedliche bioklimatische Bedingungen (Belichtung, Windeinfluss, Strahlungsangebot, Niederschlag, Luftfeuchte usw.) anzutreffen. Die unterschiedlichen bioklimatischen Bedingungen bilden jedoch die Rahmenbedingungen für die verschiedenen Anwendungsmöglichkeiten natürlicher Klimatisierungstechnologien.

3.2. Beschreibung des Gebäudes

3.2.1 Standort und Nutzung

Das in dieser Arbeit untersuchte Gebäude befindet sich am westlichen Stadtrand der Stadt Tulln an der Donau, Frauentorgasse 72-74 in Niederösterreich. Es handelt sich hierbei um ein Verwaltungsgebäude der *Niederösterreichischen Landesregierung, Amt für Bildung und Weinwirtschaft*, in dem auch die *Landwirtschaftliche Fachschule (LFS-Tulln)* untergebracht ist.

Insgesamt befinden sich drei voneinander baulich getrennte Gebäude am Schulgelände. Das Hauptgebäude, in welchem die Schule, eine Kantine, einige Kleinwohnungen sowie Büros untergebracht sind, ist vollständig unterkellert und besteht aus einem 2-geschossigen Altbau aus dem Jahre 1960, einem Zubau (im Bereich der Schule) aus dem Jahre 1990 und einem Neubau (Eingangshalle) aus dem Jahre 2000. Weiters befindet sich am Schulgelände ein im Jahre 1960 erbautes Internat sowie ein Neubau aus dem Jahre 2000, in welchem die Bauernkammer untergebracht ist.

Da eine Klimatisierung des Internates sowie der Bauernkammer nicht geplant ist wird auf diese beiden Gebäude in der vorliegenden Arbeit nicht näher eingegangen.

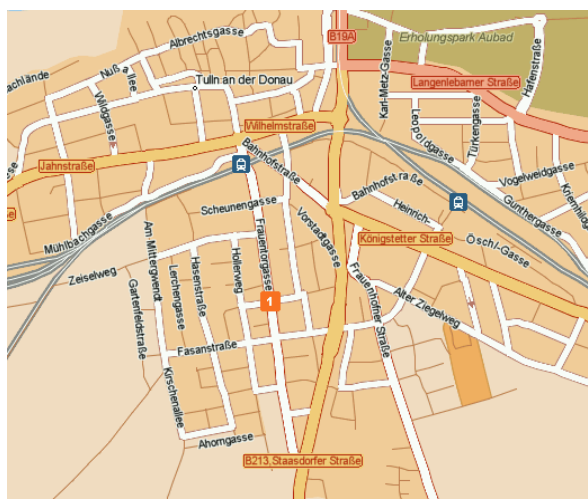


Abb. 6: Standort der Landwirtschaftlichen Fachschule Tulln, Fa. Map24.at (2007)

Der für die Klimatisierung in Frage kommende Gebäudeteil befindet sich im ersten Stock des Hauptgebäudes und wird vorrangig von Mitarbeitern des Amtes der Niederösterreichischen Landesregierung für Büros genutzt.

Obwohl sämtliche Fenster der untersuchten Räume mit außen liegenden Rollläden verschattet werden können, kommt es während den Sommermonaten in jenen Räumen mit Außenwänden nach Osten, Süden und Westen zu unbehaglich hohen Raumtemperaturen.

Die zu klimatisierende Gesamtnutzungsfläche beträgt ca. 340 m² und setzt sich aus folgenden Räumen zusammen:

- Büro A16 mit A = 25,09 m² (Südwestorientierung)
- Büro A15 mit A = 24,7 m² (Südorientierung)
- Büro A14 mit A = 21,5 m² (Südostorientierung)
- Büro A13 mit A = 28,74 m² (Ostorientierung)
- Büro A12 mit A = 19,26 m² (Westorientierung)
- Büro A11 mit A = 18,46 m² (Westorientierung)
- Büro A10 mit A = 21,66 m² (Westorientierung)
- Büro A09 mit A = 30,73 m² (Westorientierung)
- Büro A08 mit A = 21,61 m² (Westorientierung)
- Büro A07 mit A = 18,17 m² (Ostorientierung)
- Büro A06 mit A = 18,17 m² (Ostorientierung)
- Büro A05 mit A = 18,17 m² (Ostorientierung)
- Besprechungszimmer A04 mit A = 36,49 m² (Ostorientierung)
- Kanzlei A01 mit A = 36,94 m² (Ostorientierung)

Gesamtfläche: Σ 339,69 m²

Aufgrund der über die Jahre hin gewachsenen Struktur des Gebäudes existieren nur bedingt zuverlässige technische Informationen und bauphysikalische Daten. Für fehlende bzw. nur teilweise vorhandene Daten (z. B. U-Werte) wurden für die Berechnung der Kühllast Angaben aus Normen und Richtlinien verwendet, wie sie für Gebäude dieser Bauweise verwendet werden.

Eine Hilfestellung für die Beurteilung des Gebäudes hinsichtlich der Isolierung der Gebäudehülle sind die im Jahre 2001 von der *Energieversorgung Niederösterreich AG (EVN)* erstellten Thermografieaufnahmen samt der dazugehörigen schriftlichen Beurteilung.

3.2.2 Wärmeerzeugung

Die Beheizung aller am Schulgelände befindlichen Gebäude (Hauptgebäude, Internat sowie Bauernkammer) erfolgt durch verschiedene im Kellerbereich der Schule installierte Festbrennstoffkessel sowie durch ein mit Pflanzenöl betriebenes Blochheizkraftwerk (BHKW) mit einer elektrischen Nennleistung von 8 kW_{el} und einer thermischen Nennleistung von $17,5 \text{ kW}_{therm.}$ Die Grundlastabdeckung der Wärmeerzeugung erfolgt durch das BHKW. Bei zusätzlichem Wärmebedarf zur Beheizung des Gebäudes wird dieser durch verschiedene im Kellerbereich des Gebäudes installierte Festbrennstoffkessel, welche mit Getreide bzw. Pellets beheizt werden, abgedeckt. Da die Festbrennstoffkessel meist nur vorübergehend am Heizungsnetz angeschlossen und auch nur wechselweise im Betrieb sind (diese werden meist nur zu Präsentations- bzw. Testzwecken in Betrieb genommen), wird auf deren Heizleistung auch nicht näher eingegangen.

3.2.3 Heizungsregelung, Wärmebereitstellung

Die Heizwasserverteilung für das Schulgebäude erfolgt durch eine Zweirohrpumpenheizung mit einer Vorlauftemperatur von 70°C und einer Rücklauftemperatur von 50°C bei Nennlast. Die Heizungsregelung der verschiedenen Anlagen erfolgt außentemperaturgeführt durch an der Nordseite des Gebäudes installierte Außentemperaturfühler. Abgesehen vom Bereich der Aula der Schule erfolgt die Wärmebereitstellung in sämtlichen Räumen durch Radiatoren, welche teilweise mit Thermostatköpfen ausgerüstet sind. Der Bereich der Aula wird mit Hilfe einer Fußbodenheizung beheizt wofür eine Einzelraumregelung existiert. Die Heizungsverteiler mit den Abgängen für die einzelnen Heizkreise befinden sich im Kellerbereich unter der Schulkantine.

3.2.4 Warmwasserbereitung und Verteilung

Abgesehen von vereinzelt installierten, elektrisch beheizten Untertischwarmwasserspeichern erfolgt die Warmwasserbereitung durch die Zentralheizung, einer Luft-Wasser Wärmepumpe sowie bei ausreichender Sonneneinstrahlung zusätzlich durch eine auf der Westseite des Gebäudes installierte thermische Solaranlage mit einer Gesamtkollektorfläche von ca. 16 m^2 .

Die Warmwasserspeicherung der Festbrennstoffkessel, des Blockheizkraftwerkes sowie der Solaranlage erfolgt durch einen im Kellerbereich des Gebäudes installierte Puffer bzw. Boiler mit einem Speichervolumen von 3000 bzw. 500 Liter. Um aufgrund der großen Leitungslängen ein unzulässig starkes auskühlen des stagnierten Brauchwassers im Rohrleitungsnetz des Gebäudes zu verhindern, bestehen für die verschiedenen Rohrleitungsstränge Zirkulationsleitungen.

3.2.5 Lüftung und Klimatisierung:

Abgesehen von teilweise installierten Abluftanlagen zur Entlüftung der Toiletten sind derzeit keine mechanischen Lüftungsanlagen im Gebäude vorhanden. Auch findet derzeit keine Raumkühlung durch Kühlanlagen (z.B. Splitgeräte) im betrachteten Gebäudeteil statt.

3.3 Daten aus der Thermografieuntersuchung

Die von der Landwirtschaftlichen Fachschule Tulln in Auftrag gegebenen und von der EVN AG angefertigten Thermografieaufnahmen wurden am 14. Februar 2001 zwischen 17:30 und 20:00 Uhr bei einer Außentemperatur von 6°C und schwachen Wind angefertigt. Die Innentemperaturen in den verschiedenen Räumen zum Aufnahmezeitpunkt betragen zwischen 20 und 22°C. Ziel der Untersuchung war es jene Bereiche der Gebäudehülle, also sämtlicher Außenwände und Fensterelemente sowie des Daches zu eruieren, welche für unzulässig hohe Wärmeverluste verantwortlich sind. Da es seit dem Zeitpunkt der Thermografieaufnahmen zu keinen baulichen Änderungen wie einer nachträglichen Wärmedämmung der Außenwände oder sonstiger Maßnahmen zur Reduktion der Wärmeverluste durch die Gebäudehülle gekommen ist, sind die im Bericht der EVN angeführten Daten und Erkenntnisse nach wie vor gültig.

3.4 Ergebnisse der Thermografieaufnahmen

Die energetische Qualität der Isolierung der Gebäudehülle des Altbestandes des Schulgebäudes sowie des angeschlossenen Speisesaals und des Bürotraktes ist veraltet und entspricht nicht mehr dem Stand der Technik.

Wie aus den nachfolgenden Thermogrammen ersichtlich, existieren praktisch im gesamten Bereich der Außenwandkonstruktion des Gebäudes merkliche Unterschiede in der Wärmedämmung. Aufgrund des zu hohen Wärmedurchgangskoeffizienten der Außenwände (der vorhandene U-Wert übersteigt den zulässigen U-Wert gemäß der Niederösterreichischen Bautechnikverordnung, NÖBTV 96 um ca. das 3-fache) ergeben sich auch erhöhte Transmissionsverluste durch die Gebäudehülle. Bemerkenswert ist, dass bei Betrachtung der Thermografieaufnahmen im Bereich des ersten Obergeschosses sogar die Umrisse der unter den Fenstern der Außenwände installierten Heizkörper gut sichtbar sind (Abbildungen 11 und 12). Dies gilt auch für den an der Decke gebildeten Wärmestau im Bereich des Speisesaals im Erdgeschoss. Verantwortlich für die hohen Wärmeverluste ist in erster Linie die relativ geringe Wandstärke der Außenwände bei gleichzeitig hoher Wärmeleitfähigkeit des eingesetzten Baustoffes in Kombination mit einer unzureichenden Wärmedämmung.

Auch der im gesamten Gebäude durchgeführte Fenstertausch, welcher vom Eigentümer im Jahre 2000 durchgeführt wurde, brachte nur eine geringe Verbesserung hinsichtlich verringerter Wärmeverluste. Die hohen Wärmeverluste durch die Festern sind vorrangig auf die, im Vergleich zum heutigen Standard, schlechten Fenstergläser zurückzuführen. Die U-Werte der Außenfenster überschreiten den an sich schon recht hohen zulässigen Wert gemäß der Niederösterreichischen Bautechnikverordnung, NÖBTV 96 für Fenster und Türen gegen Außenluft um bis zu 50 %. Bedingt durch die schon seit längerer Zeit vom Gesetzgeber vorgeschriebenen niedrigen U-Werte ($U \leq 0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$) für Dachschrägen mit einer Dachneigung von weniger als 60° sowie Decken beheizter Räume gegen Außenluft, existiert eine ausreichende Wärmedämmung der Decke zum Dachboden, sodass die Wärmeverluste durch die Dachhaut als gering bezeichnet werden können. Zur Beurteilung der signifikantersten Kältebrücken in der Gebäudehülle sind nachfolgend einige Thermografieaufnahmen abgebildet.⁵

⁵ Goißer A.: Bericht Thermografie EVN AG 2001, Seite 4, 5, 6

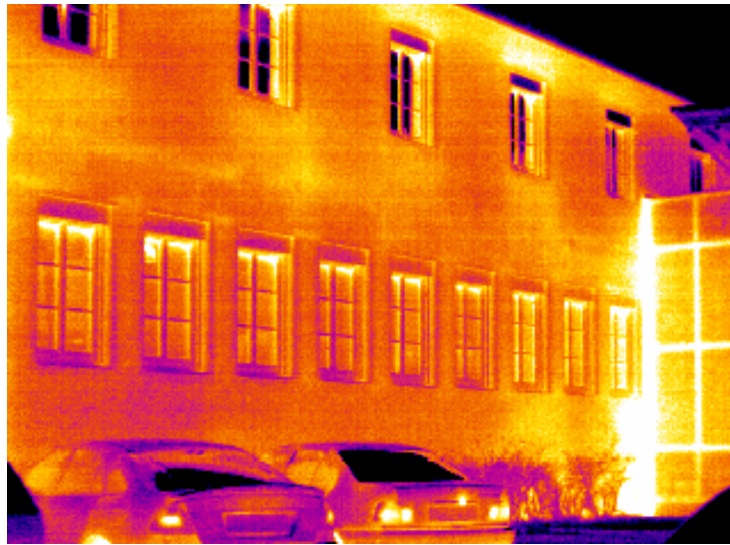


Abb. 7: Ostansicht, Wärmebrücken im Übergangsbereich Speisesaal-Aula, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

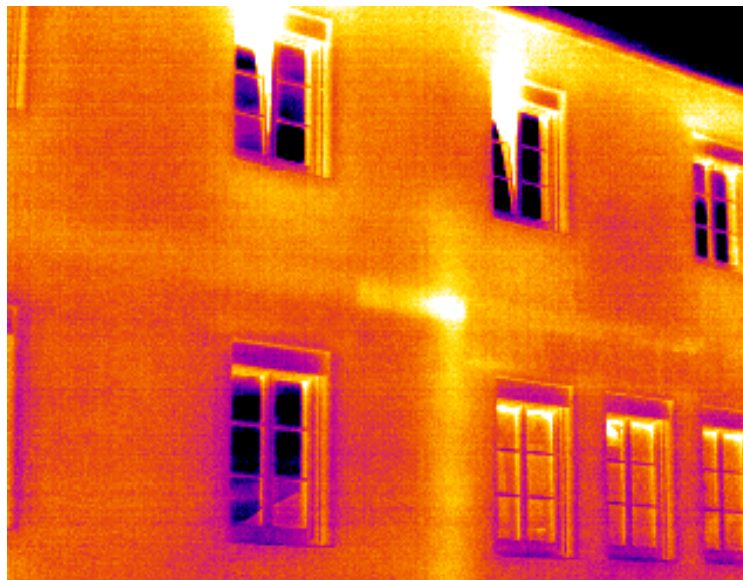


Abb. 8: Ostansicht, Wärmebrücken im Deckenbereich Speisesaal-Büotrakt, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

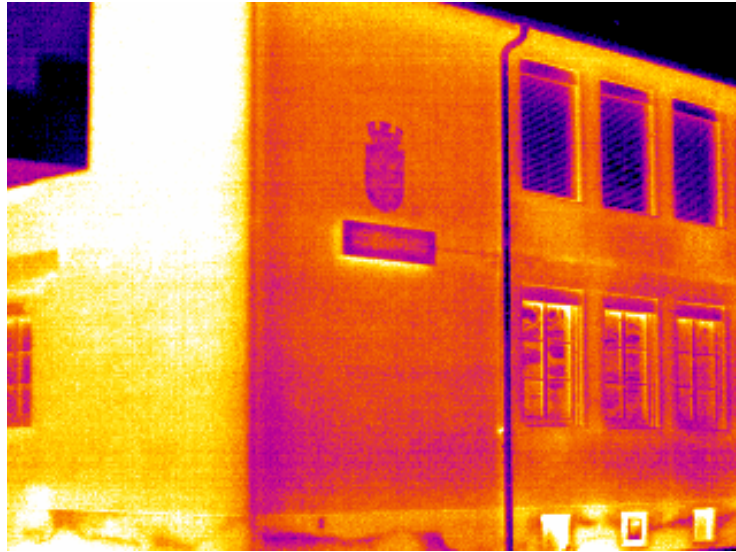


Abb. 9: Südostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

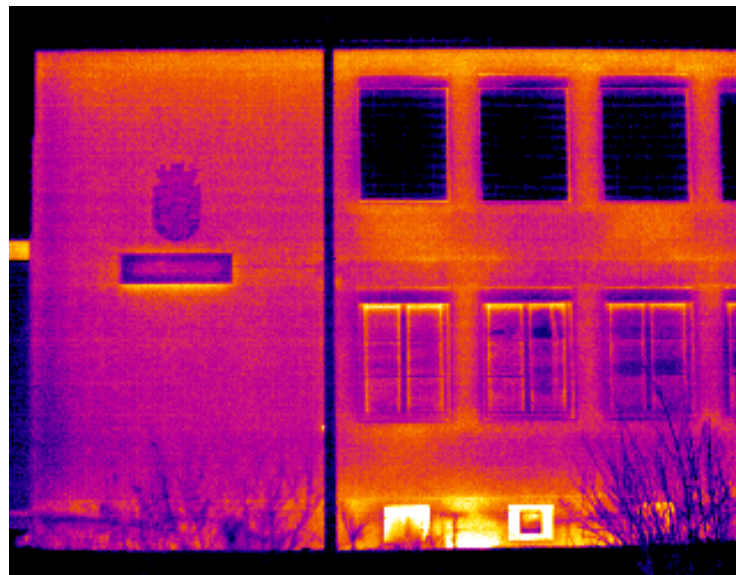


Abb. 10: Ostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

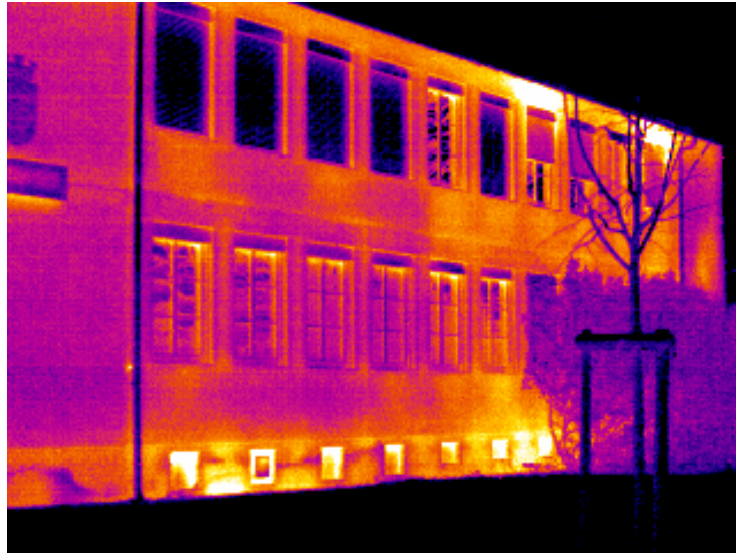


Abb. 11: Ostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

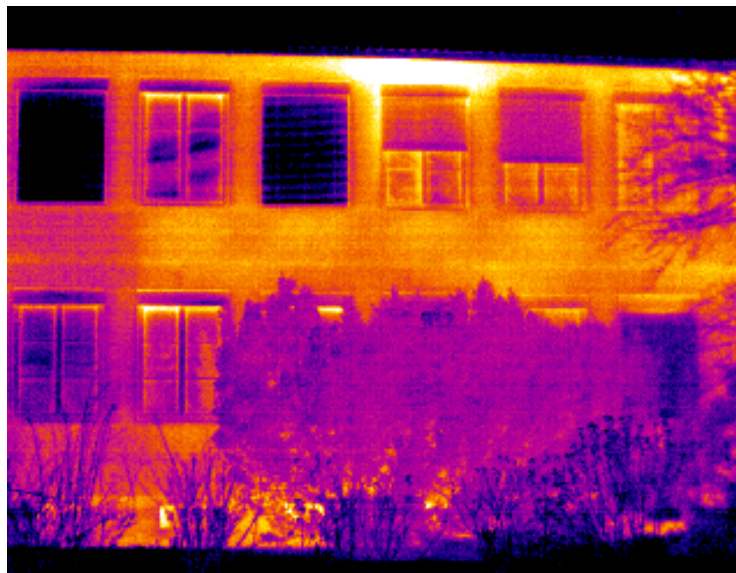


Abb. 12: Ostansicht, Wärmebrücken im Obergeschoß, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

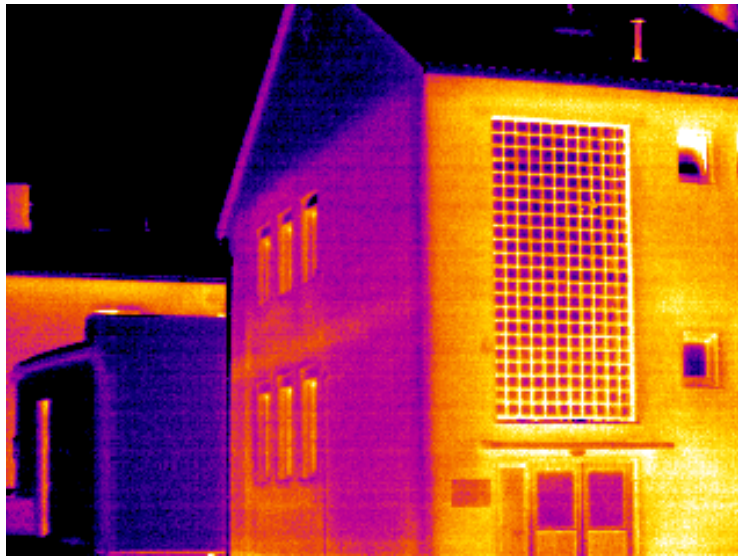


Abb. 13: Nordwestansicht, Wärmebrücken im Eingangsbereich Speisesaal, Bericht Thermografie EVN AG (2001)



Abb. 14: Westansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Bericht Thermografie EVN AG (2001)



Abb. 15: Westansicht, Wärmebrücken im Deckenbereich Speisesaal, Bericht Thermografie EVN AG (2001)

4. Kühllastberechnung nach VDI 2078 (Kurzverfahren)

Die durchgeführte Kühllastberechnung nach VDI 2078 bildet die Grundlage für die Auswahl und Dimensionierung der verschiedenen Komponenten der im nachfolgenden Teil dieser Arbeit untersuchten kältetechnischen Anlagen.¹⁰ Für fehlende bzw. nur teilweise vorhandene Gebäudedaten wurden Werte verwendet, wie sie in den Normen und in der einschlägigen Fachliteratur angeführt sind.

Permanente sowie wandernde Schatten wurden in der Berechnung nicht berücksichtigt. Für die Raumbelastung wurde eine Arbeitszeit von 7:00-12:00 und von 14:00 bis 17:00 Uhr gewählt. Die Berechnung der Kühllast des Gebäudes wurde für 2 Zeitpunkte durchgeführt, in welcher diese erfahrungsgemäß ein Maximum besitzt. Diese sind im Monat Juli zu den Zeitpunkten 10:00 und 17:00 Uhr. Da davon ausgegangen wird, dass sowohl die Fassade als auch die Fenster ausreichen luftdicht sind, wurde eine Infiltration, also das Eindringen von Außenluft in die klimatisierten Räume, in der Berechnung nicht berücksichtigt.

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1489-1520

4.1 U-Werte

Für die verschiedenen Gebäudeteile (Fenster, Türen, Außenwände, Innenwände, Decken gegen beheizte und unbeheizte Räume) wurden folgende Werte angenommen:

- Innentüren $U = 2,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ (lt. ÖNORM 7500)
- Fenster $U = 2,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Annahme lt. Bericht EVN)
- Außenwände $U = 1,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Annahme lt. Bericht EVN)
- Innenwände $U = 1,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ (lt. WSB)
- Decken gegen beheizte Räume $U = 0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ (lt. WSB)
- Decken gegen unbeheizte Räume und Dachböden $U = 0,22 \text{ W/m}^2\text{K}$ (lt. WSB)

Die angegebenen U-Werte der Innentüren, der Innenwände, der Decken gegen beheizte Räume sowie der Decken gegen unbeheizte Räume wurden den Wärmeschutzbestimmungen (WSB) der Niederösterreichischen Bautechnikverordnung NÖBTV 96 entnommen bzw. sind Richtwerte aus der Heizlastberechnung gemäß ÖNORM 7500. Wie aufgrund der von der EVN durchgeführten Thermografieanalysen bekannt ist, überschreiten die Wärmeverluste durch die Gebäudeaußenhülle die derzeit zulässigen Werte zum Teil erheblich. Für den Bereich der Außenwandkonstruktion betragen diese das 3-fache und für die Außenfenster das 1,5-fache des derzeitig zulässigen Wertes. Dieser Umstand wurde dadurch berücksichtigt, dass in der Kühllastberechnung entsprechend hohe U-Werte verwendet wurden.

4.2 Plandaten

Grundlage für die Kühllastberechnung ist der Bestandsplan aus dem Jahre 2003 des Zivilingenieurbüros:

DI Heinrich Feketitsch
Marc Aurel Platz 3/1 Top 2
3430 Tulln

Laut Bestandsplan beträgt die Geschosshöhe des ersten Stockwerkes 3,0 Meter und die Deckenstärken sowohl zum Dachboden als auch zum Erdgeschoss 40 cm. Daraus ergibt sich für den ersten Stock eine lichte Raumhöhe von 2,6 Meter. Längenmaße sowie die Abmaße von Innentüren und Außenfenster wurden dem im Anhang befindlichen Bestandsplan entnommen.

4.3 Auswahl der Raumtypen

Für die Berechnung ist es notwendig den zu kühlenden Gebäudeteil entsprechend der thermischen Speicherfähigkeit des Gebäudes in Klassen einzuteilen. Das Mauerwerk und die Deckenkonstruktion wurden in der Berechnung mit der Bauartklasse 6 (mittelschwere Bauweise) berücksichtigt. Ein rechnerischer Nachweis zur Bestimmung der Bauartklasse ist laut VDI 2078 (vereinfachtes Verfahren zur Ermittlung der Kühllast) nicht vorgesehen.

4.4 Innere Kühllast Q_I

Unter der inneren Kühllast eines Raumes versteht man jene kalorische Leistung, die zu einem bestimmten Zeitpunkt über die Raumluft aus dem Raum abgeführt werden muss um einen vorgegebenen Raumluftzustand einzuhalten. Die innere Kühllast eines Raumes setzt sich aus den Teilkühllasten infolge Wärmeabgabe durch Personen, der Wärmeabgabe durch technische Einrichtungen (innere Lasten) und dem durch die Innenwände aus nicht gekühlten Nachbarräumen zuströmenden Wärmemengen zusammen.

4.4.1 Kühllast durch Personen

Die gesamte Wärmeabgabe eines Menschen setzt sich aus der Abgabe sensibler und latenter Wärmen zusammen. Laut DIN 1946 Teil 2 beträgt diese für Tätigkeiten im Aktivitätsgrad I-II (körperlich nicht tätig bis leichte Tätigkeiten im stehen) bei einer Raumlufttemperatur von 20°C.

-sensibel Wärme: $Q_{\text{sen}} = 95 \text{ Watt}$

-latente Wärme: $Q_{\text{lat}} = 25 \text{ Watt}$

gesamte Wärme: $Q_{\text{ges}} = 120 \text{ Watt}$

In der Berechnung wurde pro 10 m² genützter Raumfläche ein Arbeitsplatz berücksichtigt. Eine Ausnahme bildet das Besprechungszimmer (Besprechungszimmer A 04), für welches eine Belegungszahl von 10 Personen angenommen wurde.

Die innere Kühllast durch die Wärmeabgabe von Personen errechnet sich mit Hilfe folgernden Zusammenhangs:

$$\text{Glg. 4: } Q_P = n * q_p * S_i \text{ [W]}$$

- n Anzahl der Personen
- q_p Wärmeabgabe des menschlichen Körpers
- S_i Kühllastfaktoren für innere Lasten

4.4.2 Kühllast durch Beleuchtung

Es wurde davon ausgegangen, dass die Beleuchtung sämtlicher zu klimatisierenden Räume durch Standard Leuchtstofflampen d = 26 mm mit verlustarmen Vorschaltgerät und ohne Leuchtenabsaugung erfolgt. Der spezifische Beleuchtungswert p je 1000 lx Beleuchtungsstärke beträgt 38 W/m²klx für Einzelbüros (Grundfläche ca. 20 m²) und 34 W/m²klx für Gruppenbüros (Grundfläche ca. 42 m²). Der Richtwert für die Nennbeleuchtungsstärke E_N beträgt laut DIN 5035 für Büroräume (Gruppenräume) 500 lx. Weiters wurde für die Berechnung eine Schreibtischlampe pro Arbeitsplatz mit einem Anschlusswert von 40 Watt berücksichtigt.

Aufgrund fehlenden Deckenabsaugungen in den Büros wurde ein Raumbelastungsgrad μ_B von 1 gewählt. Die Kühllast durch Beleuchtung errechnete sich mit Hilfe folgenden Zusammenhangs:

$$\text{Glg. 5: } Q_B = P_B * I * \mu_B * S_i \text{ [W]}$$

mit

$$\text{Glg. 6: } P_B = p * E_N * A \text{ [W]}$$

P	Gesamte Anschlussleistung der Entladungslampen einschließlich der Verlustleistung der Vorschaltgeräte
p	spezifischer Beleuchtungswert
E_N	Nennbeleuchtungsstärke
A	Raumfläche
μ_B	Raumbelastungsgrad infolge Beleuchtung
S_i	Kühllastfaktoren für innere Lasten

Es wird davon ausgegangen, dass Arbeitsplätze deren Abstand zum Fenster weniger als 3 Meter betragen während der Arbeitszeit durch das Tageslicht in ausreichendem Maße ausgeleuchtet werden, sodass keine künstliche Beleuchtung notwendig ist.

4.4.3 Kühllast durch elektrische Geräte

In der Berechnung wurde berücksichtigt, dass jeder Arbeitsplatz im betrachteten Gebäudeteil mit einem Personal Computer (PC) sowie einem Drucker ausgestattet ist. Für die Kühllastberechnung wird pro PC-Anlage von einer Wärmeabgabe von 250 Watt ausgegangen.¹⁰ Die innere Kühllast durch die Wärmeabgabe von Maschinen und Geräte errechnet sich mit Hilfe folgenden Zusammenhangs:

$$\text{Glg. 7: } Q_M = n * P_E * I \text{ [W]}$$

n	Anzahl der elektrischen Geräte
I	Gleichzeitigkeitsfaktor
P_E	Nennleistung der elektrischen Geräte

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1558

4.4.4 Kühllast infolge unterschiedlicher Nachbarraumtemperaturen

Die Berechnung der Kühllast wurde für eine Raumlufthtemperatur von 20°C durchgeführt. Für jene angrenzenden Räume, welche nicht klimatisiert werden, wurde von einer Raumtemperatur von 30°C ausgegangen. Für die Berechnung in dem über den Büros befindlichen, nicht ausgebauten Dachboden wurde für die Zeit während der Kühlperiode eine Temperatur von 45°C (Spitzenlast) angenommen.¹⁰ Unter der Voraussetzung konstanter Temperaturdifferenzen zu den Nachbarräumen errechnet sich der Wärmestrom durch die inneren Raumumschließungsflächen folgend:

$$\text{Glg. 8: } Q_R = U_i * A_i * \Delta\vartheta \text{ [W]}$$

U_i Wärmedurchgangszahl der Innenwände

A_i Fläche der Innenwänden zu angrenzenden nicht klimatisierten Räumen

$\Delta\vartheta$ Temperaturdifferenz zu nicht klimatisierten Nachbarräumen

4.4.5 Sonstige Wärmequellen

Da sich im Erdgeschoss des Gebäudes eine für Schüler und Bedienstete der Niederösterreichischen Landesregierung zugängliche Kantine befindet, wird davon ausgegangen, dass keine nennenswerten Stückzahlen an Elektrogeräten wie Kocher, Mikrowellengeräte sowie sonstige zusätzliche Wärmequellen in den zu kühlenden Räumen vorhanden sind. Auch findet keine nennenswerte Raumerwärmung durch Stoffdurchsätze und Maschinen statt.

4.5 Die äußere Kühllast Q_A

Unter der äußeren Kühllast versteht man jene thermische Lasten die durch Strahlung, Transmission und Infiltration auf einen Raum über die Gebäudeumschließungsflächen einwirkenden und in weiterer Folge über die Fortluft aus dem Raum abgeführt werden müssen.

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1491

Die äußere Kühllast setzt sich zusammen aus der Kühllast durch Außenwände und Dächer, der Transmission durch die Fenster, der Strahlung durch Fenster und der Infiltration von Außenluft in die klimatisierten Räume. Die Berechnung wurde für die Klimazone 3 (entspricht lt. VDI 2078 dem Binnenklima II) für eine Außentemperatur von 32°C und einem Tagesmittelwert von 24,6°C durchgeführt.

4.5.1 Kühllast durch Außenwände und Dächer

Der momentane Wärmestrom Q_w durch Außenwände und Dächer ins Gebäudeinnere wird mit Hilfe folgenden Zusammenhanges berechnet:

$$\text{Glg. 9: } Q_w = U * A_a * \Delta\vartheta_{\text{äq}} \text{ [W]}$$

U Wärmedurchgangszahl
A_a Fläche der Außenwände
 $\Delta\vartheta_{\text{äq}}$ äquivalente Temperaturdifferenz

Die äquivalente Temperaturdifferenz berücksichtigt den instationären Wärmedurchgang durch die Außenbauteile eines Gebäudes. Die Wand- und Dachkonstruktionen werden entsprechend ihrem Dämpfungs- und Verzögerungsverhalten verschiedenen Bauartklassen zugeordnet. Neben den verschiedenen Bauartklassen hängt die äquivalente Temperaturdifferenz auch noch von der Flächenorientierung und der Tageszeit ab. Die Werte für die äquivalente Temperaturdifferenz wurden aus den lt. VDI 2078 vorgesehenen Tabellen entnommen.

4.5.2 Kühllast infolge Transmission durch Fenster

Der Wärmestrom infolge Transmission durch das Fenster wird mit Hilfe folgenden Zusammenhanges berechnet:

$$\text{Glg. 10: } Q_w = U_F * A_M * (\vartheta_{L_a} - \vartheta_{L_R}) \text{ [W]}$$

U_F	Wärmedurchgangszahl des Fensters
A_M	gesamte Fensterfläche (Maueröffnungsmaß)
ϑ_{La}	Außenlufttemperatur
ϑ_{LR}	Raumlufttemperatur

4.5.3 Kühllast infolge Wärmestrahlung durch Fenster

Jene Wärmemenge, die infolge Strahlung durch das Fenster in das Gebäudeinnere übertragen wird, kann mit Hilfe folgenden Zusammenhanges berechnet werden:

$$\text{Glg. 11: } Q_S = [A_1 * I_{\max} + (A - A_1) * I_{\text{diff,max}}] * b * S_a \text{ [W]}$$

A_1	besonnte Glasflächen
A	gesamte Glasfläche
I_{\max}	Maximalwert der Gesamtstrahlung für den Auslegungsmonat
$I_{\text{diff,max}}$	Maximalwert der Diffusstrahlung für den Auslegungsmonat
b	Durchlassfaktor der Fenster und der Sonnenschutzeinrichtung
S_a	Kühllastfaktor für die äußere Strahlung

4.6 Raumkühllast

Die Raumkühllast ergibt sich als Summe aus der inneren und der äußeren Kühllast.

$$\text{Glg. 12: } Q_R = Q_I + Q_{\ddot{A}} \text{ [W]}$$

Q_I	Innere Kühllast des Gebäudes
$Q_{\ddot{A}}$	Äußere Kühllast des Gebäudes

4.7 Gebäudekühllast

Es ist zu beachten, dass sich die Kühllast eines Gebäudes Q_{KG} nicht aus der Summe der Kühllastmaxima der einzelnen Räume errechnet, sondern dem Maximalwert aller zeitgleich auftretenden Raumkühllasten Q_R entspricht.

Die Berechnung erfolgt mit Hilfe folgenden Zusammenhanges:

$$\text{Glg. 13: } Q_{KG} = \Sigma Q_R \text{ [W]}$$

4.8 Ergebnisse der Kühllastberechnung

Nachfolgend sind die gerundeten Ergebnisse der Kühllastberechnung der einzelnen Räume aufgelistet.

Büro A16 mit $V_R = 80,29 \text{ m}^3$ (Südwestorientierung)	$Q_K = 2478 \text{ [W]}$
Büro A15 mit $V_R = 79,04 \text{ m}^3$ (Südorientierung)	$Q_K = 1898 \text{ [W]}$
Büro A14 mit $V_R = 68,8 \text{ m}^3$ (Südostorientierung)	$Q_K = 1783 \text{ [W]}$
Büro A13 mit $V_R = 91,97 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 2215 \text{ [W]}$
Büro A12 mit $V_R = 61,63 \text{ m}^3$ (Westorientierung)	$Q_K = 1656 \text{ [W]}$
Büro A11 mit $V_R = 59,07 \text{ m}^3$ (Westorientierung)	$Q_K = 1374 \text{ [W]}$
Büro A10 mit $V_R = 69,13 \text{ m}^3$ (Westorientierung)	$Q_K = 1477 \text{ [W]}$
Büro A09 mit $V_R = 98,34 \text{ m}^3$ (Westorientierung)	$Q_K = 2230 \text{ [W]}$
Büro A08 mit $V_R = 69,15 \text{ m}^3$ (Westorientierung)	$Q_K = 1778 \text{ [W]}$
Büro A07 mit $V_R = 58,14 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 1402 \text{ [W]}$
Büro A06 mit $V_R = 58,14 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 1402 \text{ [W]}$
Büro A05 mit $V_R = 58,14 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 1402 \text{ [W]}$
Besprechungszimmer A04 mit $V_R = 116,77 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 2800 \text{ [W]}$
Kanzlei A01 mit $V_R = 118,21 \text{ m}^3$ (Ostorientierung)	$Q_K = 3220 \text{ [W]}$

Wie häufig der Fall, ergibt sich aufgrund des niedrigen Sonnenstandes in den Nachmittagsstunden für den betrachteten Gebäudeteil ein Maximum der Kühllast im Monat Juli um 17:00 Uhr. Die notwendige **Gesamtkühlleistung** sämtlicher Räume für den betrachteten Zeitpunkt beträgt $Q_{K \text{ ges}} = 27,1 \text{ [kW]}$.

Eine Zusammenstellung der errechneten Kühllasten der einzelnen Räume befindet unter Punkt 7 in Tabelle 15.

5. Klimatisierungsmöglichkeiten

Als Entscheidungshilfe bezüglich eines Ausbaues und der Qualität der technischen Gebäudeausrüstung im Bereich der Raumluftechnik (RLT) sowie der kälte- und wärmetechnischen Anlagen werden in erster Linie die dadurch entstehenden Investitions- und Betriebskosten herangezogen. Diese setzen sich zusammen aus den Kosten für die Investition der Anlagenteile, den Kosten für Energie und Wartung sowie den notwendigen bauseitigen Aufwand. Sind die Hauptnutzungsflächen sowie die Art der Nutzung des Gebäudes bekannt, können die Investitionskosten ermittelt werden. Die Berechnung des Energiebedarfs richtet sich in erster Linie nach dem Standort sowie der Nutzung des Gebäudes. Bei fest eingebauten Komponenten der Luftaufbereitung wie der RLT-Anlage, dem Wärmeerzeuger, dem Verteiler und dem Wärmeüberträger im Raum sowie der Kälteversorgung können nach Festlegung der Lebensdauer und Verzinsung des eingesetzten Kapitals die Kapitalkosten ermittelt werden. Die anfallenden Kosten für Instandsetzung, Instandhaltung, Bedienung, Reinigung sowie Wartung der technischen Anlagen werden in der Regel in Abhängigkeit der getätigten Investitionskosten und der jährlichen Laufzeit (Betriebsstunden) der Anlage berechnet. Der Vollständigkeit halber sollten auch die Raumbedarfskosten für die technischen Zentralen, der Schächte, den Zwischendeckenhöhen und den Brüstungsbereichen bewertet werden, um eine Systemauswahl nach Betrachtung der entstehenden Gesamtkosten vornehmen zu können.

Da eine Berechnung der Investitionskosten eine ingenieurmäßige Planung und Dimensionierung sämtlicher Anlagenteile voraussetzt, dies jedoch den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde, wurde für den nachfolgenden Vergleich der beiden technischen Anlagen, ausschließlich jene Kosten berücksichtigt, die zur Erzeugung der notwendigen Kälteenergie anfallen. Als Vergleich dienen jene Kosten, welche bei der Bereitstellung der Kälteenergie durch eine Kaltdampfkompresseionskälteanlage anfallen würden. Da die Wartungskosten in erster Linie von der Größe der Anlagenteile sowie den Betriebsstunden abhängen, wurden auch diese im Kostenvergleich nicht berücksichtigt.

Für eine Abschätzung der entstehenden Wartungskosten kann jedoch davon ausgegangen werden, dass bei einer Betriebszeit von ca. 2500 Stunden pro Jahr die Kosten für die Wartung von RLT-Anlagen ca. 1,5 bis 2,5 % der Investitionssumme betragen.¹³ Ebenfalls unberücksichtigt blieb die kostenmäßige Bewertung des notwendigen Raumbedarfs der verschiedenen technischen Anlagen.

5.1 Erdluftwärmetauscher

Die Idee die im Erdreich gespeicherte Oberflächenwärme- bzw. -kälte mit Hilfe von sogenannten Erdluftwärmetauschern (ELWT) nutzbar zu machen, existiert schon seit langen. Bereits im Jahre 1877 wurde beim kaiserlichen Patentamt in Berlin ein entsprechendes technisches Verfahren zum Patent angemeldet. Lufterdwärmetauscher nutzen die Oberflächenwärme bzw. Kälte der Erde bis ca. 6 m Tiefe und bedienen sich daher fast ausschließlich der im Erdreich gespeicherten solaren Energie. Die Erdtemperatur in 2 bis 3 Meter Tiefe beträgt je nach Jahreszeit zwischen 7 und 12°C wobei die Temperaturdifferenz zwischen Außenluft und Erdtemperatur sowohl im Sommer als auch im Winter ca. 20°C ausmacht.⁹ Abbildung 16 zeigt den Jahrestemperaturverlauf des Erdreichs an 4 ausgewählten Tagen eines Jahres. Ab einer Tiefe von 15 Meter bleibt die Erdtemperatur mit 15°C über das gesamte Jahr konstant.

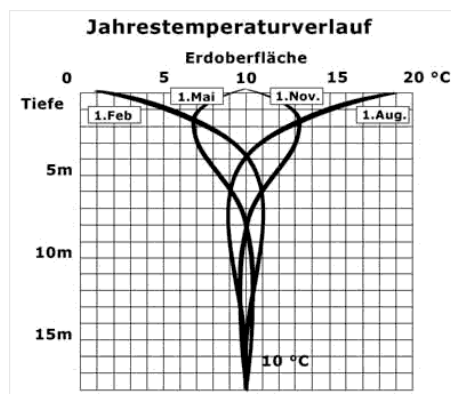


Abb. 16: Jahrestemperaturverlauf Erdreich, Fa. Teramex (2007)

⁹ Ranft F.: Natürliche Klimatisierung 2004, Seite 86-90

¹³ Steimle F.: Handbuch Kälter, Wärme, Klima 2000, Seite 234

Bisher wurden ELWT hauptsächlich in Kombination mit raumluftechnischen Anlagen zur kontrollierten Wohnraumlüftung sowie Einrichtungen zur Wärmerückgewinnung verwendet. Erreicht wird dadurch eine Vorkonditionierung der Außenluft hinsichtlich Temperatur und Luftfeuchtigkeit, welche dem Gebäude zugeführt wird. Anwendung fanden diese Anlagen in der Vergangenheit fast ausschließlich bei Niedrigenergie- und Passivhäusern.

5.1.1 Technisches Prinzip

Die dem Gebäude zugeführte Außenluft wird über ein Rohrregister bzw. über Luftkanäle, welche unter der Bodenplatte bzw. um das Gebäude herum verlegt werden angesaugt. Maßgeblich für die Temperierung der durch die Rohre angesaugten Außenluft sind in erster Linie die Länge und die Verlegungstiefe der Luftkanäle, die Wärmeübertragungseigenschaften des Erdreiches sowie der geförderte Volumenstrom. Als Rohrmaterial werden hauptsächlich Kunststoffe aus Polypropylen, Polyethylen sowie Beton verwendet, welche fallweise zur Vermeidung von Keimbildung auf der Rohrinenseite antibakteriell beschichtet sind. Aufgrund von Untersuchungen bei bestehenden Anlagen konnte festgestellt werden, dass eine Ausbreitung von Keimen und Bakterien kaum stattfindet. Dies ist in erster Linie darauf zurückzuführen, dass bei einer Jahresmitteltemperatur des Erdreiches von ca. 10°C das Wachstum von Bakterien und Keimen nur sehr langsam stattfindet. Um eine gegenseitige Beeinflussung zwischen den Rohren im Erdreich zu vermeiden sollte ein Mindestabstand von 1 Meter zwischen den Rohren und 0,6 Meter zur Bodenplatte nicht unterschritten werden. Obwohl die anfallende Kondensatmenge innerhalb der Rohrregister nur relativ gering ist, sollten zu dessen Abfuhr die Rohre mit einem Gefälle von ca. 1 % verlegt werden.¹⁶ Um den Energiebedarf des Ventilators sowie die Geräuschentwicklung infolge Luftströmung möglichst gering zu halten ist es notwendig, wie in der Raumluftechnik üblich, eine niedrige Luftgeschwindigkeit wählen. Hierbei gilt es einen Optimum zwischen den sich ändernden Leistungsbedarf des Ventilators, den Bauteilkosten sowie den Wärmeübertragungseigenschaften zu finden.

¹⁶ Zierhut H.: Sanitär-, Heizung-, und Klimatechnik 2007, Seite 316

Um etwaig Bedenken bezüglich der Hygiene der in das Gebäude direkt eingeleiteten Außenluft zu vermeiden, kann diese auch einer Lüftungszentrale zugeführt werden, in welcher über einem Wärmetauscher die thermische Energie auf einen sekundären Luftstrom übertragen wird.

Nachteilig bei dem zuletzt genannten System ist die niedrigere (in den Wintermonaten) bzw. höhere (in den Sommermonaten) nutzbare Lufttemperatur, welche sich aufgrund der zur Wärmeübertragung notwendigen Temperaturdifferenz ergibt.

5.1.2 Berechnung

Da das zu untersuchende Verwaltungsgebäude derzeit über keine zentrale Lüftungsanlage bzw. Luftkanälen zur Frischluftversorgung der einzelnen Büros verfügt, mussten bezüglich Auslegung und Dimensionierung des Außenluftvolumenstroms auch keine Kapazitätsgrenzen berücksichtigt werden. Als Dimensionierungsgrundlage für den ELWT wurde der hygienisch erforderliche Luftwechsel (es existieren keine nennenswerten Emittenten von Luftschadstoffen), welcher in betrachteten Fall ausschließlich eine Funktion der Raumbelagungsanzahl ist, herangezogen.

Die erforderlichen Mindest-Außenluftströme wurden entsprechen den in der DIN 1946 Teil 2 angeführten Werten gewählt.⁴ Die Dimensionierung sowie die Wirtschaftlichkeitsberechnung des ELWT wurde mit Hilfe des Simulation Programms GAEA 1.1 der Universität Siegen (Deutschland) durchgeführt. GAEA 1.1 ist eine Auslegungssoftware von ELWT, welche auf der analytischen Berechnung des Wärmeübergangs zwischen Erdreich, dem im Erdreich verlegten Systemen paralleler Rohre und der den ELWT durchfließenden Luftstrom basiert. Berechnet wird der Wärmeaustausch für die den ELWT durchströmenden Luft, die sich ergebende Änderung der Lufttemperatur sowie eine Vielzahl wichtiger Folgedaten.²⁰

⁴ Geyer J: Klimatechnik 1998, Kapitel 1, Seite 39

²⁰ Universität Siegen, 2007

Berücksichtigt werden sowohl die jahreszeitliche Schwankung der Erdtemperatur, der Einfluss nahegelegener Gebäude, die Höhe des Grundwasserspiegels als auch die Schwankung der benötigten elektrischen Energie zum Antrieb des Ventilators anhand der unterschiedlichen Ventilationslasten sowie den Außentemperaturverlauf gemäß typischen Wetterdaten und Messwerten.²⁰ Das Auslegungsprogramm bietet die Möglichkeit einer Variation der verschiedenen Berechnungsgrößen wie der Rohrzahl, dem Rohrdurchmesser, der Rohrlänge, dem Abstand zwischen den Rohren, dem Abstand des Rohres zum nächstgelegenen Gebäude, der Art des Rohrleitungsnetzes sowie die Einbaulage des Ventilators (vor oder nach dem Wärmetauscher) um ein Optimum hinsichtlich des energetischen Ertrages bzw. einem Maximum an Wirtschaftlichkeit zu erreichen. Die Jahresauswertung stellt sowohl die Lufttemperaturen vor und nach dem Erdwärmetauscher als auch den jährlichen Wärmefluss im System dar.²⁰

Luftwechselzahlen:

Das gesamte zu klimatisierende Gebäudevolumen beträgt ca. 884 m³. Eine Zusammenstellung der angenommenen Belegungszahlen sowie der durch die raumluftechnischen Anlage bereitzustellende Außenluftvolumenstrom für die einzelnen Räume kann aus der sich im Kapitel 7 befindlichen Tabelle 19 entnommen werden.

Büro 01:

Belegung: 4 Personen

Außenluftrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftrate: 120 m³/h

Besprechungszimmer 04:

Belegung: 10 Personen

Außenluftrate: 20 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftrate: 100 m³/h

²⁰ Universität Siegen, 2007

Büro 05:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 60 m³/h

Büro 06:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 60 m³/h

Büro 07:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 60 m³/h

Büro 08:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 60 m³/h

Büro 09:

Belegung: 3 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 90 m³/h

Büro 10:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: 30 m³/h Pers.

Gesamte Außenluftfrate: 60 m³/h

Büro 11:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $60 \text{ m}^3/\text{h}$

Büro 12:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $60 \text{ m}^3/\text{h}$

Büro 13:

Belegung: 3 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $90 \text{ m}^3/\text{h}$

Büro 14:

Belegung: 2 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $60 \text{ m}^3/\text{h}$

Büro 15:

Belegung: 3 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $90 \text{ m}^3/\text{h}$

Büro 16:

Belegung: 3 Personen

Außenluftfrate: $30 \text{ m}^3/\text{h}$ Pers.

Gesamte Außenluftfrate: $90 \text{ m}^3/\text{h}$

Die für die Versorgung der einzelnen Arbeitsplätze notwendige **Mindest-Außenluftmenge** beträgt **1160 m³/h**. Mit Ausnahme des Besprechungszimmers 04 wurde für sämtliche Büros ein Außenluftanteil von 30 m³ pro Stunde und Person berücksichtigt womit der Außenluftvolumenstrom in jenem Bereich liegt, welcher in den technischen Richtlinien für Bürogebäude empfohlen wird. Aufgrund der unregelmäßigen Benützung sowie der relativ hoch angesetzten Belegungszahl von 10 Personen wurde für das Besprechungszimmer lediglich ein Außenluftanteil von 20 m³ pro Stunde und Person gewählt.

Der gesamte Außenluftanteil von 1160 m³/h entspricht einer Luftwechselzahl von ca. 1,3. Für Außentemperaturen unter 0°C und über 26°C sowie aus dem Umstand, dass in öffentlichen Gebäuden grundsätzliches Rauchverbot besteht und somit kein erhöhter Außenluftbedarf besteht, kann die erforderliche Außenluftmenge aus Gründen der Energieeinsparung zusätzlich noch um bis zu 50 % verringert werden.¹⁰

Erdreich:

Da die Erdreischeigenschaften hinsichtlich der Wärmeübertragung zwischen Boden und Wärmetauscher nicht genau bekannt sind, sich diese durch den Betrieb des Wärmetauschers verändern und außerdem die Wärmeübertragungseigenschaften vom Erdreich zum Luftkanal jahreszeitlichen Schwankungen unterliegen ist eine exakte Ermittlung des auszutauschenden Wärmestroms nur mit erheblichen Aufwand möglich. Für die Berechnung wurde folgender Bodentyp gewählt:

- Bodentyp: lehmig feucht
- Spezifische Wärmekapazität: 1,34 kJ/kg K
- Wärmeleitfähigkeit: 1,49 W/m K
- Grundwassertiefe: 3 m

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1478

Klimaregion:

Da das Auslegungsprogramm nur Wetterdaten von Deutschland verwendet, wurde für die Berechnung die Klimaregionen Donauraum/Voralpengebiet ausgewählt. Aufgrund der geografischen Nähe der ausgewählten Region zu Niederösterreich kann davon ausgegangen werden, dass sich der hieraus ergebende Fehler innerhalb der üblichen Unschärfen von Simulationen liegen.

Regelungsparameter:

Da die Simulation keine unterschiedlichen Raumtemperaturen für die Heiz- bzw. Kühlperiode vorsieht, wurde für die Berechnung von der in der ÖNORM 7500 empfohlenen Auslegungstemperatur für Büroräume von 20°C ausgegangen.^{2, 10}

Die Heizgrenztemperatur beschreibt jene Temperatur, ab der ein Gebäude nicht mehr durch die Heizungsanlage mit Wärme versorgt werden muss. Für den Fall, dass keine inneren Wärmequellen vorhanden sind, entspricht die Heizgrenztemperatur der gewünschten Rauminnentemperatur. Aufgrund der Wärmeabgabe der zahlreichen PC-Anlagen und sonstiger Elektrogeräte wurde für die Berechnung eine Heizgrenztemperatur von 12°C gewählt.¹⁰

Unter der Kühlgrenztemperatur versteht man jene Temperatur, bis zu der Wasser mit nicht gesättigter Luft abgekühlt werden kann. Diese ergibt sich als Schnittpunkt der Nebelisotherme mit der Sättigungslinie. Da die Änderung der Enthalpie bei verändertem Wassergehalt der Luft (dh/dx) bei niedrigen Wassertemperaturen sehr klein ist, liegen Feuchtkugelisotherme und Isenthalpe sehr eng beieinander. Für die Simulation wurde eine Kühlgrenztemperatur von 26°C gewählt.¹⁰

² Brünner H.: Zentralheizungsbauer 1995, Seite 17

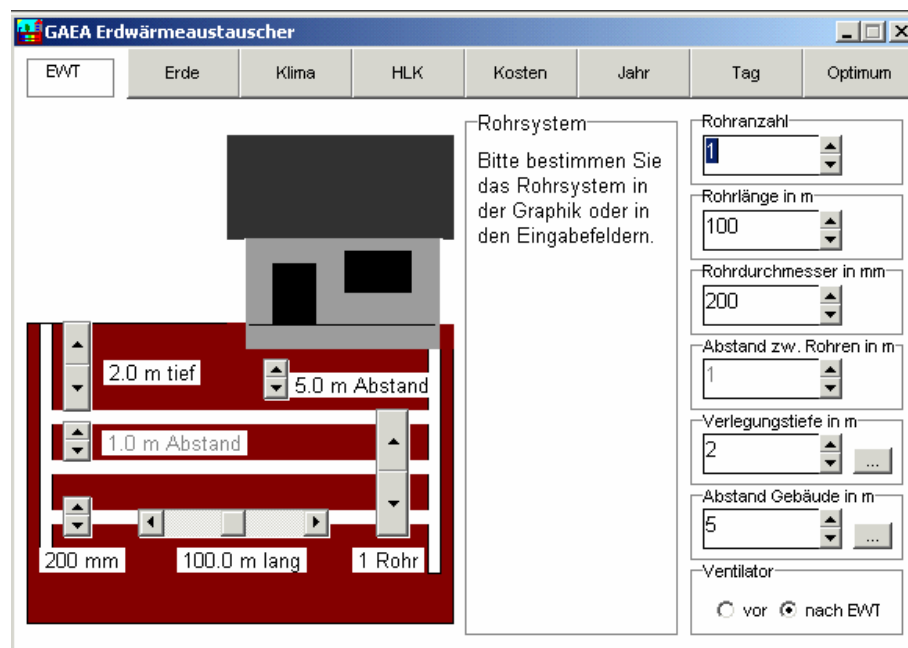
¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 140, 951

Ventilator:

Da der Ventilator der zentralen Lüftungsanlage den Rohrreibungswiderstand des Erdluftkollektors auch während der Heizperiode überwinden muss, wird für die Berechnung des elektrischen Jahresenergiebedarfs von einer Ventilatorlaufzeit von 2500 Stunden pro Jahr (250 Tage a 10h/Tag) ausgegangen.

Der Wirkungsgrad des Ventilators wurde mit 50 % angenommen. Für das Gesamtsystem ergibt sich laut GAEA 1.1 ein Druckabfall von ca. 592 Pa zu dessen Überwindung eine elektrische Anschlussleistung des Ventilators von ca. 510 W notwendig ist.

Eingabemasken GAEA 1.1:



*Abb. 17: Berechnungsgrößen des Rohrsystems,
Universität Siegen (2007)*

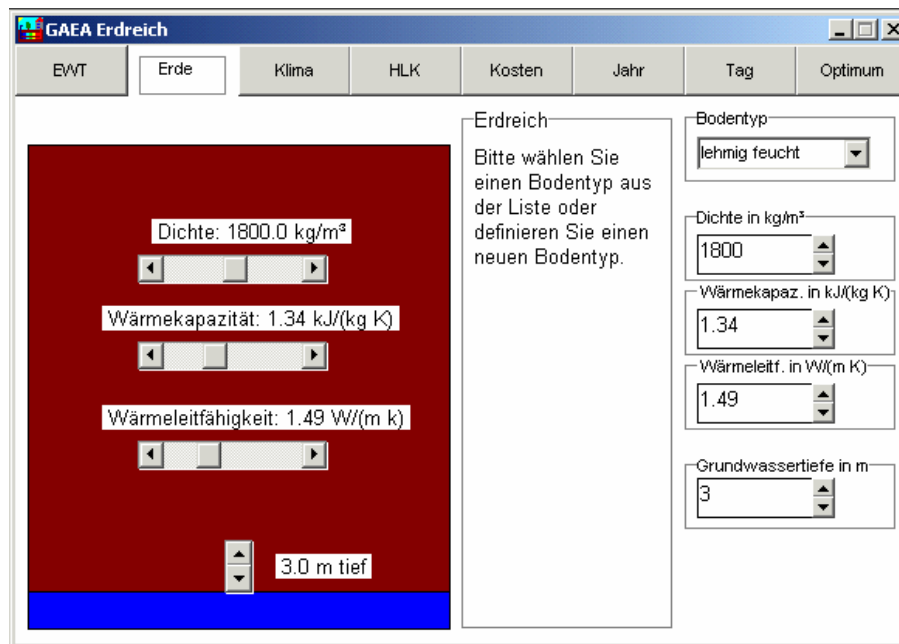


Abb. 18: Berechnungsgrößen des Erdreich,
Universität Siegen (2007)

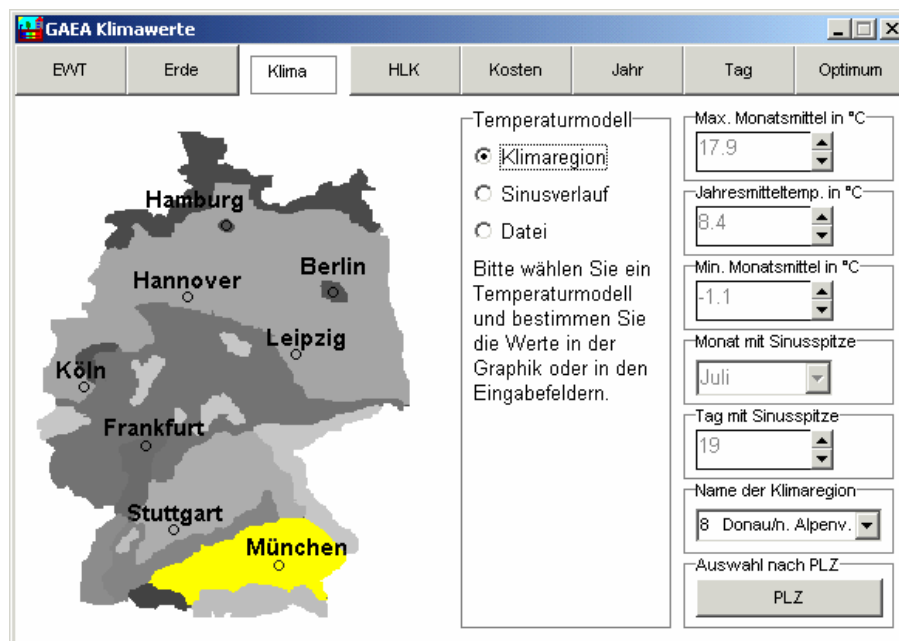
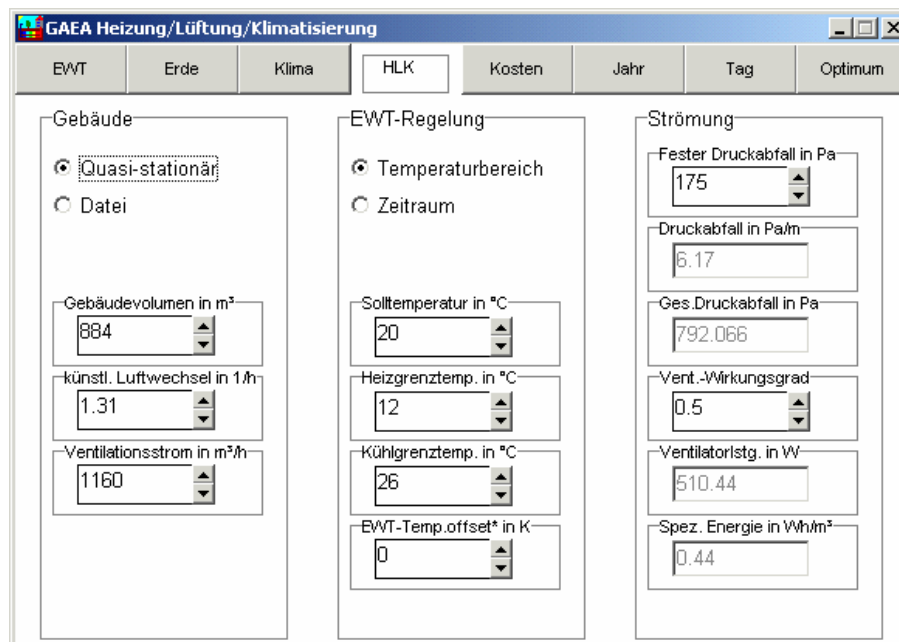


Abb. 19: Auswahl der Klimaregion,
Universität Siegen (2007)



*Abb. 20: Berechnungsgrößen von Heizung, Klima, Lüftung,
Universität Siegen (2007)*

Ergebnis der Simulation:

Aus der Fülle der Dimensionierungs- und Anordnungsmöglichkeiten sowie den Abständen der Wärmetauscherrohre im Erdreich bzw. zum Gebäude ergab sich sowohl hinsichtlich des maximalen energetischen Ertrages als auch der größtmöglichen Wirtschaftlichkeit der Anlage folgende Bauvariante:

- Anzahl der parallelen Rohre: 1 Stk.
- Rohrlängen: 100 m
- Rohrdurchmesser: 200 mm
- Abstand zwischen den Rohren: 1 m
- Verlegungstiefe unter der Erdoberfläche: 2 m
- Abstand des Rohres vom benachbarten Gebäude: 5 m
- Ventilatorposition: nach dem Erdwärmetauscher

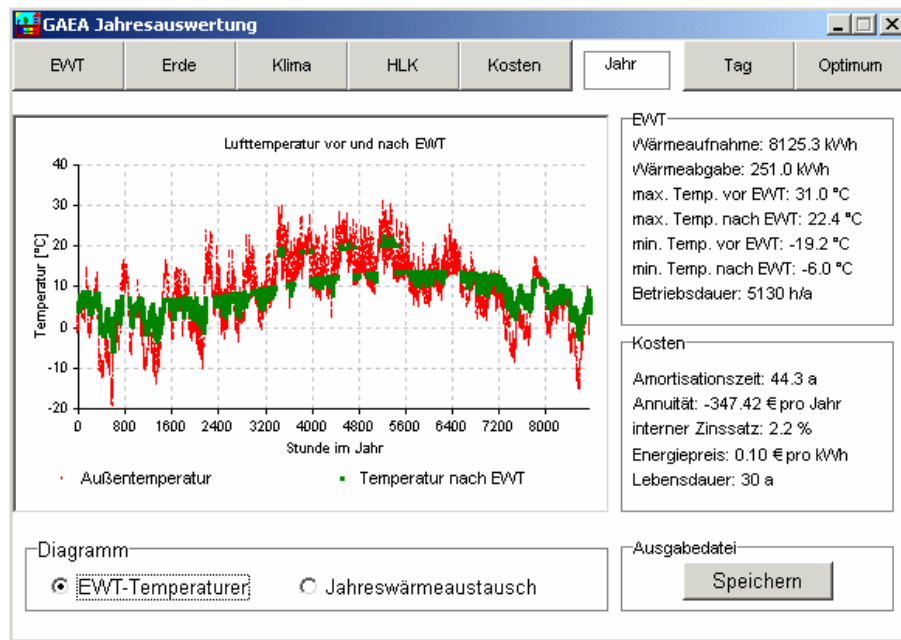


Abb. 21: Jährliche Lufttemperaturverteilung,
Universität Siegen (2007)

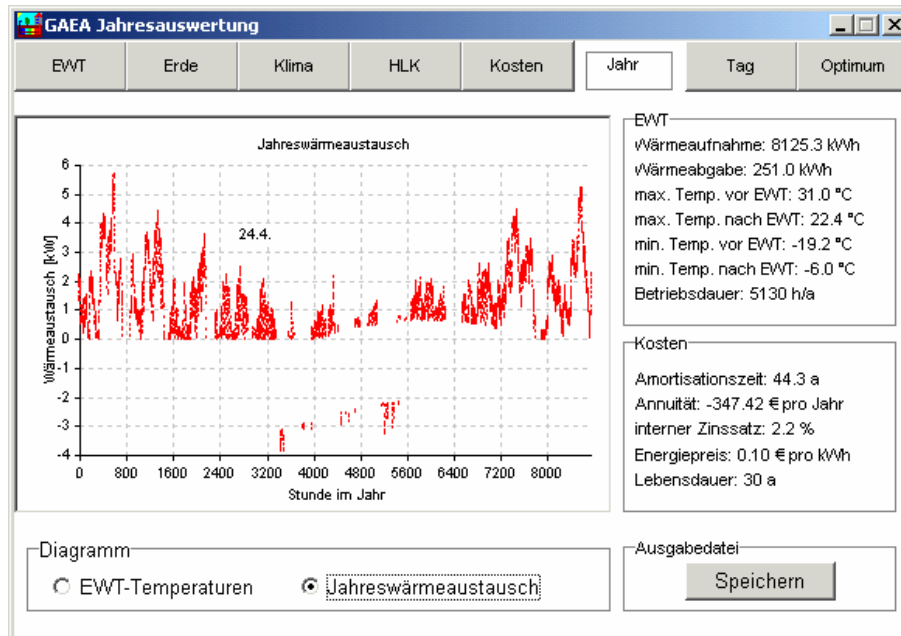


Abb. 22: Jahreswärmetausch des Erdluftwärmetauschers,
Universität Siegen (2007)

In Abbildung 21 sind die Temperaturen der Außenluft mit und ohne den Einsatz eines ELWT dargestellt. Auch wenn der Jahresenergiegewinn an Kälte insgesamt relativ gering ist, so ist aus den Diagrammen gut ersichtlich, dass durch den Einsatz des ELWT eine Vergleichmäßigung der dem Gebäude zugeführten Außenlufttemperatur erfolgt. Die bei dieser Bauvariante während der Kühlperiode vom Erdwärmetauscher an das Erdreich abgegebene jährliche Wärmemenge beträgt 251 kWh/a. Die jährlichen Gesamtbetriebsstunden (Heizen und Kühlen) des Erdluftwärmetauschers betragen laut GAEA 5130 Stunden. Die höchste Eintrittstemperatur der in den Erdkollektor während der Kühlperiode eintretenden Außenluft beträgt 31°C und die höchste Luftaustrittstemperatur beträgt 22,4°C. Es ergibt sich somit eine Temperaturdifferenz von 8,6°C. Abbildung 22 zeigt sowohl den Jahresenergiegewinn an Heizenergie als auch an Kühlenergie.

Ein für eine Wirtschaftlichkeitsberechnung nicht außer Acht zu lassender Umstand ist, dass der Jahresenergiegewinn an Wärme ein Vielfaches des Jahresenergiegewinns an Kälte ausmacht. Als Richtwert für die maximal zur Verfügung stehende Heiz- bzw. Kälteleistung für eine Anlage der betrachteten Größe kann 6,86 kW angenommen werden.⁹

5.1.3 Ergebnis

Gewinn: Die laut Simulation durch den Erdwärmetauscher an das Erdreich abgegebene Wärme zur Vorkonditionierung der Außenluft beträgt 251 kWh pro Jahr. Geht man von Energievergleichskosten von 5 Cent pro Kilowattstunde erzeugter Kälteenergie aus, so ergibt sich durch Verwendung des Erdwärmetauschers eine jährliche Kostenersparnis zur Kälteerzeugung von ca. 12,55 €.

Kosten:

Baukosten:

Die nachfolgend angegebenen Kosten und Angaben für die Bauteile des Erdwärmetauschers sowie für die Grabungsarbeiten sind Richtpreise und wurden durch Anfrage bei verschiedenen Anbietern ermittelt.

⁹ Ranft F.: Natürliche Klimatisierung 2004, Seite 88

Grabungskosten (inkl. MWST):

(3 Stunden Bagger und Fahrer)

für Grabungstiefen bis ca. 3 m: 45 €/h

Materialkosten (inkl. MWST):

100 m Rohr (6 m Länge pro Rohr), d = 200 mm: 20 €/m

1 Stk. Ansaugbox: 600 €/Stk.

1 Stk. Kondensatstück: 120 €/Stk.

1 Stk. Hauseinführung: 84 €/Stk.

17 Stk. Bögen: 54 €/Stk.

52 Stk. Elektromuffe: 70 €/Stk.

Gesamtpreis ca. 7500 €

Energiekosten:

Als Vergleichskosten für die durch den Erdluftwärmetauscher bereitgestellte Kälteenergie Q_K wurden jene Kosten verwendet, welche bei der Erzeugung der selben Menge Kälteenergie anfallen würden, wenn diese durch eine Kaltdampfkomppressionskälteanlage erzeugt werden müsste. Die Leistungsziffer ϵ_{KM} , mit der handelsübliche Kompressionskälteanlagen betrieben werden beträgt 3,5. Die sich dadurch ergebenden Kälteerzeugungskosten für die Bereitstellung von Kälteenergie betragen 5 Cent/kWh. Der Strombezugspreis (Arbeits- und anteiliger Leistungspreis) wurden für die Berechnung der spezifischen Kälteerzeugungskosten mit $k_{el} = 0,17$ €/kWh angenommen.

Die Energiekosten zur Kälteerzeugung wurden mit Hilfe folgender Zusammenhänge ermittelt:

Leistungsziffer: **Glg. 14: $\epsilon_{KM} = Q_K / P_{el}$**

Elektrische Arbeit: **Glg. 15: $W_{el} = P_{el} * t_{voll}$**

Kosten Elektroenergie: **Glg. 16: $K_{el} = k_{el} * W_{el}$**

Betriebskosten:

Für die Berechnung der benötigten elektrischen Energie des Ventilators wurden folgende Parameter verwendet:

- Luftvolumenstrom: 1160 m³/h
- Fester Druckverlust: 175 Pa
- Spezifischer Druckverlust: 6,17 Pa/m
- Gesamter Druckverlust: 792,066 Pa
- Ventilatorwirkungsgrad: 50 %
- Betriebsstunden des Ventilators: 2500 h/a (10h/Tag bei 250 Tagen pro Jahr)
- Kosten für die elektrische Energie: 0,17 €/kWh (Arbeitskosten mit anteiligen Leistungspreis)

Die Berechnung der Ventilatorleistung, der durch den Ventilator aufgenommenen elektrischen Arbeit sowie der Kosten für die elektrische Energie wurde mit Hilfe folgender Zusammenhänge ermittelt:

Elektrische Antriebsleistung: **Glg. 17:** $P_{el} = V_K * \Delta p / \eta_{vent.}$

Elektrische Arbeit: **Glg. 18:** $W_{el} = P_{el} * t_{betr.}$

Kosten elektrische Energie: **Glg. 19:** $K_{el} = k_{el} * W_{el}$

Die zur Überwindung des Druckabfalls notwendige Antriebsleistung des Ventilators beträgt ca. 510,44 W. Bei einer Betriebsstundenzahl von 2500 h/a ergibt sich ein elektrischer Energiebedarf von ca. 1276,1 kWh, wodurch sich jährliche Betriebskosten von ca. 217 € ergeben.

Beurteilung der Wirtschaftlichkeit:

Die jährliche Betriebskostensparnis durch Verwendung eines ELWT ausschließlich zur Kühlung der Büroräume beträgt 12,55 €.

Stellt man dieser die jährlich verbrauchte elektrische Energie zum Antrieb des Ventilators von 217 € gegenüber, so ist kein wirtschaftlicher Betrieb der Anlage möglich. Bei geschätzten Investitionskosten von ca. 7500 € zur Herstellung des ELWT erfolgt, unabhängig von der Lebensdauer, keine Amortisation. Der Hauptgrund für die Unwirtschaftlichkeit ist die ausschließliche Nutzung der Anlage zur Raumkühlung.

Da jedoch auch während der Heizperiode eine Vorkonditionierung der Außenluft stattfindet und der Heizenergiegewinn mit 8125,3 kWh/a im Vergleich zur gewonnenen Kühlenergie von 251,0 kWh/a um ein Vielfaches größer ist, muss für eine umfassende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung auch dieser Anteil berücksichtigt werden. Eine Untersuchung der Beheizung des Gebäudes war jedoch nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Ein weiterer Punkt, welcher die Wirtschaftlichkeit eines ELWT in einem ökonomisch attraktiveren Licht erscheinen lässt ist der Umstand, dass aufgrund seines Einsatzes die Temperaturspitzen der Frischluft erheblich geglättet werden. Dies hat zur Folge, dass eine zur Ergänzung der durch den ELWT nicht abgedeckten Kühllast notwendige Kompressionskälteanlage hinsichtlich ihrer Anlagenleistung wesentlich reduziert werden kann. Kleinere Anlagenleistungen bedeuten aber auch geringere Investitionskosten, ein günstigeres Verhalten im Teillastbetrieb sowie geringere Wartungskosten.

Sinnvoll scheint, die beiden Kälteanlagen so zu verschalten, dass der ELWT einen möglichst hohen Anteil der Grundlastversorgung übernimmt und erst höhere Leistungen durch das zusätzlich notwendige Kälteaggregat abgedeckt werden. Da, wie zu erwarten war, der Einsatz eines ELWT nicht die zur Bürokühlung notwendige gesamte Kälteleistung aufbringt ist ein weiteres Kühlsystem unbedingt notwendig.

Der Betrieb eines ELWT ausschließlich zur Raumkühlung ist aufgrund der geringen an das umliegende Erdreich abgegebenen Wärmemengen unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht möglich.

5.2 Adiabate Kühlung

Unter adiabater Kühlung versteht man die Kühlung von Luft durch Befeuchtung mit Wasser wobei die Luft je nach dem bereits vorhandenen Feuchtigkeitsgehalt mehr oder weniger stark abkühlt. Ausgenutzt wird bei dieser Technik die Kühlung des Luftstromes infolge Energieaufnahme beim Phasenwechsel vom flüssigen Wasser zu Wasserdampf. Anders jedoch als bei der Luftbefeuchtung zur Steigerung des Feuchtigkeitsgehaltes der Raumluft (dies ist in den Wintermonate notwendig, um die relative Feuchte innerhalb der Behaglichkeitsgrenzen zu halten), wird bei der adiabaten Kühlung nicht die in das Gebäudeinnere eingebrachte Außenluft, sondern die aus dem Räumen abgeführte Abluft befeuchtet und die erzeugte Kälteenergie über einen Wärmetauscher der Außenluft zugeführt. Grund hierfür ist, dass zwar auch die Temperatur die den Räumen zugeführte Außenluft infolge Verdunstung gesenkt werden würde, aber wie im Punkt 2.2.2 *Luftfeuchtigkeit* beschrieben, eine zu hohe Luftfeuchte eine Entwärmung des menschlichen Körpers erschwert.

Um die thermodynamischen Zustandsänderungen der einzelnen Luftströme beschreiben zu können, wurden diese entsprechend den in der ÖNORM 7600 bzw. DIN 1946 Teil 2 festgelegten Begriffe benannt:

- Zuluft: dem Raum zugeführte Luft
- Abluft: aus dem Raum abgeführte Luft
- Fortluft: Luft die ins Freie geführt wird
- Außenluft: aus dem Freien angesaugt Luft

Für die Übertragung der Kälteenergie von der Abluftseite zur Zuluftseite können sowohl rekuperative (Plattenwärmetauscher) als auch regenerative Wärmetauscher (Rotationswärmetauscher) eingesetzt werden. Jene Wärmemenge, welche ein Wärmetauscher tatsächlich überträgt, wird durch den Wärmerückgewinnungsgrad beschrieben. Im Falle einer adiabaten Kühlung ist dies das Verhältnis des übertragenen Wärmestroms zur maximal verfügbaren Enthalpiedifferenz zwischen der Fortluft und der Außenluft.

Der Wärmerübertragungsgrad rekuperativer Wärmetauscher liegt je nach Ausführung und Dimensionierung zwischen 45 und 65 % und jener von regenerativen Wärmetauschern zwischen 70 und 90 %.¹⁰ Die Grenze für die übertragbare Wärmemenge ist nicht technischer sondern nahezu ausschließlich wirtschaftlicher Natur. Rekuperatoren werden in erster Linie dann eingesetzt, wenn eine vollständige Trennung zwischen den beiden Luftströmen gewünscht ist. Bezüglich der Bauart der Wärmetauscher werden im Bereich der Lüftungs- und Klimatechnik häufig Plattenwärmetauscher mit einer Luftführung im Kreuzstromprinzip eingesetzt. Bei regenerativen Wärmetauschern wird im Falle der adiabaten Kühlung ein wärmespeicherndes Material abwechselnd für eine bestimmte Zeit von der wärmen Außenluft und anschließend von der gekühlten Abluft durchströmt. Wenn das Speichermaterial zusätzlich mit einer wasserabsorbierenden Oberfläche versehen ist, wird neben der thermischen Energie auch Feuchtigkeit zwischen den beiden Luftströmen übertragen. Um hygroskopische Eigenschaften zu erhalten, wird auf der Oberfläche des Wärmerades eine fein gewellte Pappe aufgebracht, welche mit Lithiumchlorid getränkt ist.

Der Wärmetransport von der kälteren zur wärmeren Seite erfolgt aufgrund der Rotation des Wärmerades, wobei Bereiche des Rades sich abwechselnd in einem der beiden Luftströme befinden. Die Drehzahl von Rotationswärmetauscher beträgt je nach Auslegung 5 bis 15 Umdrehungen pro Minute.^{3, 10} Eine weitere Möglichkeit, welche speziell dann zum Einsatz kommt, wenn es nicht möglich ist die beiden Luftströme in räumliche Nähe zu bringen, ist der Einsatz eines Kreislaufverbundsystems. Bei diesem System wird die zu übertragende Kälteenergie mit Hilfe eines in den Abluftkanal eingebauten Rippenrohrwärmetauschers auf ein Zwischenmedium wie Wasser oder Sole übertragen. Die Energieübertragung vom Zwischenmedium zum Außenluftstrom erfolgt durch den Einsatz eines weiteren Rippenrohrwärmetauschers im Außenluftkanal.

³ Gabernik H.: Energie und Klimatechnik 1995, Seite 74

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1391-1398

Nachteil bei diesem System ist, neben den relativ hohen Investitionskosten, auch die Wärmeverluste, welche aufgrund der für die Wärmeübertragung notwendigen Temperaturdifferenzen in den Wärmetauschern entstehen. Besonders geeignet sind Kreislaufverbundssysteme für Nachrüstungen bei bestehenden Anlagen sowie beim Betrieb der Anlage in Kombination mit externen Anlagen.

5.2.1 Technisches Prinzip

Die maximal mögliche Befeuchtung einer bestimmten Luftmenge ist bei einer relativen Feuchte φ von 1 (Sättigungszustand) erreicht. Bei real ausgeführten Befeuchtern wird jedoch aufgrund der begrenzten Verdunstungsfläche der Sättigungszustand nicht erreicht. Die Wirksamkeit des Luftbefeuchters wird durch den Befeuchterwirkungsgrad beschrieben. Dieser ist definiert als der Quotient der tatsächlichen Feuchtigkeitsänderung zur theoretisch maximal möglichen Feuchtigkeitsänderung einer bestimmten Luftmenge. Je nach Ausführung und Größe sind Befeuchtungswirkungsgrade von bis zu 95 % möglich. Bezüglich der Bauart kommen zwei Ausführungen zur Anwendung. Eine häufig bei größeren Anlagen verwendete Ausführung sind Zerstäubungsluftbefeuchter. Bei diesen erfolgt die Befeuchtung des Luftvolumenstromes mit Hilfe quer zur Strömungsrichtung des Luftstromes angeordneter Sprühdüsen, mechanische Zerstäuberscheiben oder durch piezo-keramische Schwingerplättchen (Ultraschallzerstäuber) die am Boden eines Wassergefäßes installiert sind. Ändert sich die zerstäubte Wassermenge bei Ultraschallzerstäubern mit der Schwingfrequenz der Schwingerplättchen, so erfolgt die Änderung der zerstäubten Wassermenge bei Düsenbefeuchtern mit der Wurzel des an den Düsen anstehenden Wasserdrucks. Durch den Einsatz von Ultraschallzerstäubern ist die Herstellung von Wassertröpfchen mit einer Größe kleiner als $1\ \mu\text{m}$ möglich.¹⁰ Eine weitere Bauart bilden die Kontaktbefeuchter. Bei diesen erfolgt die Befeuchtung der Luft beim Durchströmen einer Kunststoffmatte, welche direkt besprüht oder von oben berieselt wird und dabei Feuchtigkeit aufnimmt.

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1199-1206

Auch existieren Ausführungen, bei denen sich die Kunststoffmatte auf einer Trommel befindet, welche in einer mit Wasser gefüllten Wanne rotiert und beim Durchtauchen des Wasserbades ständig Feuchtigkeit aufnimmt. Aus Gründen der Sicherheit gegen die Bildung von Mikroorganismen, Keimen oder Bakterien sowie der Sauberkeit sollte für die Befeuchtung der Raumluft vollentsalztes (entmineralisiertes) Wasser verwendet. Dies erfolgt bei größeren benötigten Wassermengen mit Hilfe der Umkehrosmose. Als zusätzliche hygienische Maßnahme kann das Wasser ionisiert werden. Dies geschieht durch Silberionen, welche dem Wasser beigemischt werden. Silberionen können sich im Zellaufbau von Keimen und Bakterien einlagern und töten diese dadurch ab.¹⁰

Ziel sämtlicher Befeuchtungsvorrichtungen ist die Herstellung von sogenannten Aerosolen. Aerosole sind kleinste in der Luft schwebefähige Wasserpartikel mit einer Größe von kleiner 20 µm. Wasserpartikel die größer sind gelten als Tröpfchen und werden durch den Tropfabscheider abgeschieden.¹⁰

5.2.2 Berechnung

Die nachfolgende Berechnung wurde für einen Kontaktbefeuchter und einem anschließend eingebauten Plattenwärmetauscher mit Luftführung im Kreuzstromprinzip (Diagonalstromwärmetauscher) für einen Luftvolumenstrom von 1160 m³/h durchgeführt. Außer der Befeuchtung des Abluftvolumenstromes und der daraus resultierenden Abkühlung, werden keine thermodynamischen Luftbehandlungen durchgeführt. Die Veränderungen des Feuchtegehaltes sowie der Temperatur von Außenluft und Abluft können aus dem sich im Kapitel 7 befindlichen h-x-Diagramm (Tab. 16) entnommen werden.

Ventilatoren: Um keinen zusätzlichen Druckabfall für die Zeiträume außerhalb der Kühlperiode zu verursachen, besteht bei manchen Ausführungen von Kontaktbefeuchtern die Möglichkeit die Befeuchungskörper von Hand zusammenzuklappen und dadurch aus dem Luftstrom zu nehmen.

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 1200

Da von einer zuverlässigen Betreuung der Raumlufthechnische Anlagen d. h. einem manuellen Zusammenklappen des Befeuchters außerhalb der Kühlperiode nicht ausgegangen werden kann und dies in der Praxis häufig auch nicht geschieht sowie aus dem Umstand, dass der zusätzliche Energiebedarf zur Überwindung des Luftwiderstandes des Befeuchters gering ist (für das in der Berechnung berücksichtigte Modell sind dies laut Angabe der Firma Troges lediglich 9 Pa) wird für die Berechnung des elektrischen Energiebedarfs der beiden Ventilatoren von 250 Arbeitstagen pro Jahr (10h/Tag) und somit einer Betriebsstundenanzahl von 2500 Stunden pro Jahr ausgegangen.

Umwälzpumpe: Die Berechnung der Laufzeit der Umwälzpumpe zur Befeuchtung des Kontaktbefeuchters erfolgte mit Hilfe der Kühlgradstunden. Für die Berechnung wurde davon ausgegangen, dass stets dann eine Befeuchtung und somit eine Kühlung der Fortluft erfolgt, wenn die Außenlufttemperaturen höher ist als die in der Kühllastberechnung gewählte Raumtemperatur von 20°C. Bei den gewählten Kühlgradstunden handelt es sich um 30-jährige Mittelwerte gültig für den Großraum Wienerwald, welche aus dem Klimadatensatz „Klima von Wien“ entnommen wurden.

Für eine Raumlufthechnische Temperatur von 20°C und einer Raumbelegung zwischen 7:00 und 17:00 Uhr ergibt sich eine Kühlgradstundenzahl von 2878,8 Kh/a. ¹ Bei einer Auslegungstemperatur der Kühlanlage von 32°C Außenlufttemperatur ergeben sich somit 239,9 Vollaststunden für den Betrieb der Umwälzpumpe. Aufgrund der mit dem Luftstrom mitgerissener Wassertröpfchen sowie sonstiger Wasserverluste wird davon ausgegangen, dass der tatsächliche Wasserverbrauch ca. das 3-fache des theoretischen Wasserverbrauchs beträgt. Dieser Umstand wird in der Berechnung durch eine erhöhte Pumpenlaufzeit berücksichtigt. Diese beträgt ca. 720 Stunden pro Jahr. ¹⁰

¹ Auer I., Böhm R., Mohnl H.: Klima von Wien 1989, Seite 37

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 487

Förderpumpe: Für die Förderlänge zwischen dem Brunnen und dem Befeuchter wurde eine Entfernung von ca. 100 Meter angenommen. Wie im Rohrleitungsbau üblich, wurde für die Berechnung des Druckverlustes ein Durchschnittswert von 150 Pa pro Meter Rohrleitung gewählt. Einzelwiderstände (Bögen, Absperreinrichtungen, Sieb usw.) wurden mit einem Zuschlag von 30 % zum Gesamtdruckverlust in der Rohrleitung berücksichtigt. Die Förderhöhe der Pumpe wurde mit 10 Meter angenommen. Als Pumpenwirkungsgrad wurden 80 % gewählt.

¹³

Verwendete Anlagenteile:

Wärmetauscher:

Typ: Plattenwärmetauscher REW EBK 85S 5.0-609 BY130/AL (Diagonalstrom)

Wärmetauscherwirkungsgrad: 66,2 %

Druckabfall Zuluft: 28 Pa

Druckabfall Abluft: 27 Pa

Kontaktbefeuchter:

Typ: Wabenbefeuchter FA6-95

Befeuchterwirkungsgrad: 95 %

Druckabfall: 9 Pa

Abluft Eintritt in den Wärmetauscher:

Temperatur Eintritt: 19°C

Relative Feuchte Eintritt: 97 %

Abluft Austritt aus den Wärmetauscher:

Temperatur Austritt: 27,6°C

Relative Feuchte Austritt: 58 %

¹³ Steimle F.: Handbuch Kälter, Wärme, Klima 2000, Seite 272

Außenluft Eintritt in den Wärmetauscher:

Temperatur Eintritt: 32°C

Relative Feuchte Eintritt: 40 %

Außenluft Austritt aus den Wärmetauscher:

Temperatur Austritt: 23,3°C

Relative Feuchte Austritt: 66 %

Abluft Eintritt in den Befeuchter:

Abluft:

Temperatur Eintritt: 26°C

Relative Feuchte Eintritt: 50 %

Abluft Austritt aus den Befeuchter:

Temperatur Austritt: 19°C

Relative Feuchte Austritt: 96,9 %

5.2.3 Ergebnis

Gewinn: Aufgrund der Befeuchtung des Abluftvolumenstromes wird im Auslegungszustand eine maximale Kälteleistung von ca. 3,4 kW gewonnen. Bei einem Wärmetauscherwirkungsgrad von 66,2 % beträgt die sekundärseitig nutzbare Kälteleistung 2,25 kW. Geht man von einer durchschnittlichen Vollaststundenzahl zur Bürokühlung von 550 h/a aus, ergibt sich somit eine bereitgestellte Kältemenge von ca. 1237,5 kWh pro Jahr. Bei einer Bewertung dieser Jahreskältearbeit mit 0,05 €/kWh entspricht dies einer Kostenersparnis von ca. 61,875 € pro Jahr.

Kosten:

Baukosten:

Die nachfolgend angegebenen Kosten für die beiden zusätzlich zur raumlufttechnischen Anlage notwendigen Bauteile, Plattenwärmetauscher und Kontaktbefeuchter, wurden durch Anfrage bei einem Hersteller (Fa. Troges) ermittelt.

Materialkosten (inkl. MWST.):

Plattenwärmetauscher: 3384 €/Stk.

Kontaktbefeuchter: 12690 €/Stk.

Gesamtpreis ca. 16.0740 €

Betriebskosten:

Ventilatorarbeit: Aufgrund des Einbaues des Plattenwärmetauschers und des Kontaktbefeuchters ergibt sich ein zusätzlicher Druckabfall von 28 Pa auf der Zuluftseite und 36 Pa auf der Fortluftseite. Die zur Überwindung des Druckabfalls notwendige Ventilatorenförderleistungen beträgt ca. 41,24 Watt. Bei einem Ventilatorwirkungsgrad von ca. 50 % und einer angenommenen Betriebsstundenzahl von 2500 Stunden pro Jahr sowie Stromkosten von 0,17 €/kWh (Arbeitspreis und anteiliger Leistungspreis) entstehen durch den Verbrauch an elektrischer Energie Zusatzkosten von 17,53 € pro Jahr.

Umwälzpumpe: Die Leistung für die Umwälzpumpe des Wassers im Kontaktbefeuchter beträgt laut Herstellerangaben (Fa. Troges) 0,07 kW. Für eine Betriebsstundenzahl von 720 Stunden pro Jahr betragen die daraus entstehenden Kosten für die elektrische Energie 8,56 € pro Jahr.

Wasseraufbereitung: Da während gesamten Kühlperiode der Abluftzustand konstant ist, wird die theoretisch verbrauchte Wassermenge mit Hilfe der sich ändernden absoluten Feuchte der Abluft $\Delta x = 2,84 \text{ g/kg Luft}$ sowie einer Vollaststundenzahl von 550 Stunden pro Jahr berechnet. Wie bereits beschrieben wird davon ausgegangen, dass aufgrund verschiedener Wasserverluste die tatsächlich verbrauchte Wassermenge ca. das 3-fache der theoretisch benötigten Wassermenge beträgt. Die in der Berechnung für den Wasserverbrauch berücksichtigte Wassermenge beträgt somit ca. 5980 kg pro Jahr.¹⁰

¹⁰ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik 2002, Seite 487

Die Betriebskosten für die Wasseraufbereitung betragen je nach Anlagentyp und Hersteller der Anlagen ca. 0,17 € pro Kubikmeter Wasser. Die daraus resultierenden jährlichen Betriebskosten sind mit ca. 1,02 € pro Jahr vernachlässigbar gering.

Förderpumpe: Die Pumpenleistung für die Förderung des Brunnenwassers zum Kontaktbefeuchter beträgt ca. 148 W. Für eine Betriebsstundenzahl von 720 Stunden pro Jahr beträgt die daraus resultierende Jahrespumpenarbeit 106,5 kWh. Die Kosten für den sich dadurch ergebenden Jahresstromverbrauch betragen 18,1 €.

Aufgrund des Vorhandenseins eines schuleigenen Brunnens entstehen außer für die Förderung und Entmineralisierung des Wassers zur Befeuchtung keine weiteren Kosten.

Beurteilung der Wirtschaftlichkeit:

Aufgrund der in der Berechnung berücksichtigten relativ geringen Außenluftmenge, dem durchschnittlich gewählten Wärmetauscherwirkungsgrad sowie dem beschränkten Befeuchtungspotential der Abluft während der Kühlperiode (Sommermonate) ergibt sich Sekundärseitig lediglich eine tatsächlich zur Verfügung stehende Kälteleistung von 2,25 kW. Da die laut Kühllastberechnung benötigte Kälteleistung von 27,1 kW nicht annähernd erreicht wird, kann eine adiabate Kühlung auch nur mit einem zusätzlichen Kälteerzeugungssystem verwendet werden. Die Kostenersparnis für die Kältebereitstellung zur Raumkühlung betragen ca. 61,88 € pro Jahr. Abzüglich der durch den zusätzlichen Stromverbrauch und der Entmineralisierung des Wassers entstehenden laufenden Betriebskosten ergibt sich eine effektive Kostenreduktion von ca. 16,7 € pro Jahr.

Bei einer ausschließlich wirtschaftlichen Beurteilung kann der Einbau einer adiabaten Kühlanlage zur Raumkühlung, unabhängig von anfallenden Investitions- und Wartungskosten, aufgrund einer nicht stattfindenden Amortisation der Anlage nicht in Erwägung gezogen werden.

Da jedoch der Kreuzstromwärmetauscher auch während der Heizperiode zur Energierückgewinnung der Abluft beiträgt und der Jahresheizwärmebedarf bei gleicher Größe der benötigten Leistung für Heizen und Kühlen um den Faktor 3 größer ist als die benötigte Jahreskältearbeit, ergibt sich auch hier eine wesentliche Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der Anlage, wenn diese auch während der Heizperiode eingesetzt werden würde. Eine Untersuchung der Beheizung des Gebäudes war jedoch nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Berücksichtigt man, dass infolge der Glättung von Lufttemperaturspitzen eine zusätzlich notwendige Kompressionskälteanlage bezüglich ihrer Anlagenleistung kleiner ausgeführt werden kann, ergibt sich, wie im Falle des Einsatzes eines ELWT, auch hier eine Verbesserung der Wirtschaftlichkeit. Kleinere Anlagen haben verringerte Wartungskosten, geringere Leistungsgebühren (Grundtarif) für die benötigte elektrische Energie sowie ein günstigeres Teillastverhalten zur Folge. Die Berechnung der Energiekosten sowie der sich ergebenden Jahreskühlleistung und der Jahreskühlarbeit können aus den sich im Punkt 7 befindlichen Tabellen (Tab. 17 und Tab. 18) entnommen werden.

6. Schlussfolgerung

Vom technischen Standpunkt betrachtet, können natürliche Kälte- und Wärmereservoirs ohne weiteres zur Kühlung und Beheizung von Gebäuden genutzt werden. Da es sich bei den zur Nutzung eingesetzten Bauteilen in der Regel um bereits vielfach bewährte Komponenten mit hoher technischer Reife handelt, liegt die Schwierigkeit vielmehr in der richtigen Dimensionierung bzw. Optimierung der Anlagen. Optimierungen vorzunehmen bedeutet in den meisten Fällen Berechnungen von Variationen einer Vielzahl von Parameter bzw. interative Rechenvorgänge durchzuführen. Aufgrund der Vielzahl jener Parameter, deren Größe es zu variieren gilt, ist der Rechenaufwand mitunter erheblich. Um dennoch Optimierungen mit vertretbarem Zeitaufwand durchführen zu können, sind Auslegungsprogramme nahezu unentbehrlich. Mit Hilfe von Simulationen können komplexe dynamische Systeme betrachtet werden, welche mit herkömmlichen Planungsinstrumenten nur schwer beherrschbar sind.

Die für die Auslegung des Erdluftwärmetauschers verwendete Berechnungssoftware GAEA 1.1 ist ein hervorragendes Instrument, welches ein rasches Abschätzen der Dimensionen der verwendeten Anlagenkomponenten sowie der Wirtschaftlichkeit ermöglicht.

Genereller **Nachteil** natürlicher Kältequellen ist der geringe Temperaturunterschied zwischen der Kälte- bzw. Wärmequelle und dem zur Kühlung bzw. Beheizung benötigten Temperaturniveau. Um dennoch Energie im ausreichenden Maße bereitstellen zu können sind große Wärmetauscherflächen notwendig. Ein Problem, welches trotzdem nur schwer beherrschbar scheint sind plötzliche wechselnde Lastanforderungen, welche die unmittelbare Bereitstellung großer Energiemengen notwendig macht. Ein weiterer häufig auftretender Nachteil natürlicher Energiequellen ist die Unregelmäßigkeit sowie die zeitliche Limitierung des Energieangebotes.

Der größte **Vorteil** natürlicher Energiequellen ist die nahezu Unerschöpflichkeit ihres Reservoirs. Sowohl beim Einsatz eines ELWT als auch einer adiabaten Kühlanlage reicht weder die gewonnene Kälteleistung noch die gewonnene Jahreskältearbeit aus, um den Kühlbedarf des betrachteten Gebäudeteils zu decken. Beide Einrichtungen eignen sich jedoch hervorragend zur Abdeckung der Grundlast. Bei einer zusätzlichen Berücksichtigung nutzbarer Wärmemengen infolge der Verwendung der Anlagen sowie unter der Annahme, eines weiteren Anstieges der Energiepreise in einem Maße, wie dies in den vergangenen Jahren erfolgte, ist zukünftig mit großer Wahrscheinlichkeit auch ein wirtschaftlicher Betrieb der Anlagen möglich.

Ein weiterer Umstand, welcher für den Einsatz natürlicher Quellen zur Heizung bzw. Kühlung spricht, zahlenmäßig jedoch kaum bewertet werden kann, ist die gesteigerte Behaglichkeit bei deren Verwendung. Diese ist häufig auf den geringen Temperaturunterschied zwischen der Energiequelle und den zu klimatisierenden Raum zurückzuführen und wird, da dies jenen natürlichen Gegebenheiten entspricht an die sich der Mensch im Laufe der Evolution angepasst hat, in der Regel als sehr menschengerecht empfunden.

Tabellen und Diagramme:

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																	
Projekt : Büroführung Verwaltungsbereich				Raum: Kanzlei 01				Seite: 1									
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07									
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer									
Raumlufttemperatur: t_{Ra} =		20,00		°C		Raumvolumen V_R :		96,04		m ³							
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = QP + QBI + QMI + QGI + QC + QRI$																	
Quelle:				Berechnung:				Monat / Zeit				Juli 9.00		Juli 17.00			
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen:				Anzahl				QPtr / Person				Si		QPtr			
QPtr				75,00								0,78		234,00			
Beleuchtung:				P [W]				EN [Lux]				p [W/m ² klk]				A [m ²]	
Deckenbeleuchtung				627,98				500,00				34,00				36,94	
Arbeitsplatzlampen				40,00				40,00				1,00				1,00	
PC-Anlagen				250,00				250,00				1,00				1,00	
Sonstiges:				Q [W]				k[W/m ² k]				A[m ²]				Länge[m]	
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)				532,83				1,60				33,30				12,20	
Tür innen				37,93				2,30				1,65				0,85	
Fußboden				147,76				0,40				36,94					
Zwischensumme Q_I =								2309,81 W				2371,37 W					
Äußere Kühllast: $Q_A = QW + QT + QS + QFL$																	
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW																	
Wand				k [W/m ² K]				Wandl.Innen				Geschoßh.					
O				0,70				6,62				3,00					
N				0,70				5,58				3,00					
Decke				0,22								36,94					
Zwischensumme QW =								180,96 W				264,87 W					
Transmission durch Fenster: QT																	
k [W/m ² K]				A_{Wf} [m ²]				Länge				Höhe					
1,80				5,92				1,24				1,60					
1,80				3,34				1,40				1,60					
Zwischensumme QT =								66,71 W				195,14 W					
Strahlung durch Fenster: QS																	
Richtung:				lmax				ldiff				A_f [m ²]					
O				528,00				128,00				0,00					
N				90,00				90,00				0,00					
Zwischensumme QSmax =								40,48 W				32,20 W					
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$								2597,96 W				2863,58 W					
Kühllast gesamt:								2757,96 W				3023,58 W					
Feuchte Kühllast: QKF																	
Quelle:				Personen				QPtr/Pers.									
				4,00				40,00									
Feuchte Kühllast: QKF =								160,00 W									

Tab. 1: Kühllastberechnung Kanzlei A01

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																	
Projekt : Büroführung Verwaltungsbereich				Raum: Besprechungszimmer 04				Seite: 1									
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07									
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer									
Raumlufttemperatur: t_{Ra} =		20,00		°C		Raumvolumen V_R :		94,87		m ³							
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = QP + QBI + QMI + QGI + QC + QRI$																	
Quelle:				Berechnung:				Monat / Zeit				Juli 9.00		Juli 17.00			
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen:				Anzahl				QPtr / Person				Si		QPtr			
QPtr				10				75,00				0,78		585,00			
Beleuchtung:				P [W]				EN [Lux]				p [W/m ² klk]				A [m ²]	
Deckenbeleuchtung				620,33				500,00				34,00				36,49	
Arbeitsplatzlampen				40,00				40,00				1,00				1,00	
PC-Anlagen				250,00				250,00				1,00				1,00	
Sonstiges:				Q [W]				k[W/m ² k]				A[m ²]				Länge[m]	
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)				533,79				1,60				33,36				12,22	
Tür innen				37,93				2,30				1,65				0,85	
Fußboden				145,96				0,40				36,49					
Zwischensumme Q_I =								1788,03 W				1880,60 W					
Äußere Kühllast: $Q_A = QW + QT + QS + QFL$																	
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW																	
Wand				k [W/m ² K]				Wandl.Innen				Geschoßh.					
O				0,70				7,03				3,00					
Decke				0,22								36,94					
Zwischensumme QW =								151,72 W				232,90 W					
Transmission durch Fenster: QT																	
k [W/m ² K]				A_{Wf} [m ²]				Länge				Höhe					
1,80				5,92				1,24				1,60					
Zwischensumme QT =								42,64 W				124,73 W					
Strahlung durch Fenster: QS																	
Richtung:				lmax				ldiff				A_f [m ²]					
O				528,00				128,00				0,00					
Zwischensumme QSmax =								29,86 W				21,20 W					
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$								2012,26 W				2249,42 W					
Kühllast gesamt:								2412,26 W				2649,42 W					
Feuchte Kühllast: QKF																	
Quelle:				Personen				QPtr/Pers.									
				10,00				40,00									
Feuchte Kühllast: QKF =								400,00 W									

Tab. 2: Kühllastberechnung Besprechungszimmer A04

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren															
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro 05				Seite: 1							
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07							
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer							
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$		20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$				47,24 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = QP + QB + QMI + QGI + QC + QRI$															
Quelle:		Berechnung:										Monat / Zeit			
												Juli 9.00		Juli 17.00	
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt	
Personen:		Anzahl	QPtr / Person									Si	QPtr	Si	QPtr
QPtr		2	75,00									0,78	117,00	0,85	127,50
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB		
Deckenbeleuchtung		345,23	500,00	38,00	18,17	0,46	2,57	5,57	1,00	0,55	87,61	0,69	109,91		
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00		
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00		
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² K]	A [m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	At[k]	Anzahl							
Wand innen (lichte Breite/Geschoßh.)		141,62	1,60	8,85	3,50	3,00	10,00	1,00	141,62						
Tür innen		37,93	2,30	1,65	0,85	1,94	10,00	1,00	37,93						
Fußboden		72,68	0,40	18,17	-	-	10,00	1,00	72,68						
Zwischensumme $Q_I =$										1036,83 W		1069,63 W			
Äußere Kühllast: $Q_A = QW + QT + QS + QFL$															
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW															
Wand		k [W/m ² K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m ²]	tl.A.m	Atkg	Atg1	QW	Atkg	Atg1	QW			
O		0,70	3,50	3,00	7,54	24,60	4,00	6,10	32,19	6,90	9,00	47,49			
Decke		0,22			18,17	24,60	8,60	10,70	42,77	14,80	16,90	67,56			
Zwischensumme QW =										74,96 W		115,05 W			
Transmission durch Fenster: QT															
k [W/m ² K]		A _W [m ²]	Länge	Hohe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{La}	At	QT	t _{La}	At	QT			
1,80		2,96	1,24	1,60	0,67	1,00	24,00	4,00	21,32	31,70	11,70	62,36			
Zwischensumme QT =										21,32 W		62,36 W			
Strahlung durch Fenster: QS															
Richtung:		lmax	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS	Sa	QS					
O		528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,56	14,93	0,21	5,60					
Zwischensumme QSmax =										14,93 W		5,60 W			
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										1148,05 W		1252,65 W			
Kühllast gesamt:										1228,05 W		1332,65 W			
Feuchte Kühllast: QKF															
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.											
		2,00		40,00											
Feuchte Kühllast: QKF =										80,00 W					

Tab. 3: Kühllastberechnung Büro A05

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren															
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro 06				Seite: 1							
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07							
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer							
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$		20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$				47,24 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = QP + QB + QMI + QGI + QC + QRI$															
Quelle:		Berechnung:										Monat / Zeit			
												Juli 9.00		Juli 17.00	
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt	
Personen:		Anzahl	QPtr / Person									Si	QPtr	Si	QPtr
QPtr		2	95,00									0,78	148,20	0,85	161,50
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB		
Deckenbeleuchtung		345,23	500,00	38,00	18,17	0,46	2,57	5,57	1,00	0,55	87,61	0,69	109,91		
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00		
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00		
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² K]	A [m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	At[k]	Anzahl							
Wand innen (lichte Breite/Geschoßh.)		141,62	1,60	8,85	3,50	3,00	10,00	1,00	141,62						
Tür innen		37,93	2,30	1,65	0,85	1,94	10,00	1,00	37,93						
Fußboden		72,68	0,40	18,17	-	-	10,00	1,00	72,68						
Zwischensumme $Q_I =$										1068,03 W		1103,63 W			
Äußere Kühllast: $Q_A = QW + QT + QS + QFL$															
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW															
Wand		k [W/m ² K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m ²]	tl.A.m	Atkg	Atg1	QW	Atkg	Atg1	QW			
O		1,20	3,50	3,00	7,54	24,60	4,00	6,10	55,18	6,90	9,00	81,42			
Decke		0,22			18,17	24,60	8,60	10,70	42,77	14,80	16,90	67,56			
Zwischensumme QW =										97,96 W		148,98 W			
Transmission durch Fenster: QT															
k [W/m ² K]		A _W [m ²]	Länge	Hohe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{La}	At	QT	t _{La}	At	QT			
2,70		2,96	1,24	1,60	0,67	1,00	24,00	4,00	31,98	31,70	11,70	93,54			
Zwischensumme QT =										31,98 W		93,54 W			
Strahlung durch Fenster: QS															
Richtung:		lmax	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS	Sa	QS					
O		528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,56	14,93	0,21	5,60					
Zwischensumme QSmax =										14,93 W		5,60 W			
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										1212,90 W		1351,75 W			
Kühllast gesamt:										1262,90 W		1401,75 W			
Feuchte Kühllast: QKF															
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.											
		2,00		25,00											
Feuchte Kühllast: QKF =										50,00 W					

Tab. 4: Kühllastberechnung Büro A06

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																	
Projekt : Büro 07				Raum: Büro 07				Seite: 1									
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07									
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer									
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$				20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$ 47,24 m ³									
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$																	
Quelle:				Berechnung:				Monat / Zeit				Juli 9.00		Juli 17.00			
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen:				Anzahl	QPtr / Person					Si		QPtr		Si		QPtr	
QPtr				2	95,00					0,78		148,20		0,85		161,50	
Beleuchtung:				P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	I (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB		
Deckenbeleuchtung				345,23	500,00	38,00	18,17	0,46	2,57	5,57							
Arbeitsplatzlampen				80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00		
PC-Anlagen				500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00		
Sonstiges:				Q [W]	k[W/m ² k]	A[m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	Δt[k]	Anzahl							
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)				141,62	1,60	8,85	3,50	3,00	10,00	1,00			141,62		141,62		
Tür innen				37,93	2,30	1,65	0,85	1,94	10,00	1,00			37,93		37,93		
Fußboden				72,68	0,40	18,17	-	-	10,00	1,00			72,68		72,68		
Zwischensumme QI =										1068,03 W		1103,63 W					
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$																	
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW																	
Wand				k [W/m ² K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m ²]	tlA,m	Δta,q	Δta,q1	QW	QW	Δta,q	Δta,q1	QW	QW	
O				1,20	3,50	3,00	7,54	24,60	4,00	6,10	55,18	6,90	9,00	61,42	81,42	81,42	
Decke				0,22			18,17	24,60	8,60	10,70	42,77	14,80	16,90	67,56	67,56	67,56	
Zwischensumme QW =										97,96 W		148,98 W					
Transmission durch Fenster: QT																	
k [W/m ² K]				A _{gl} [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{l,s}	Δt	QT	t _{l,s}	Δt	QT			
2,70				2,96	1,24	1,60	0,67	1,00	24,00	4,00	31,98	31,70	11,70	93,54			
Zwischensumme QT =										31,98 W		93,54 W					
Strahlung durch Fenster: QS																	
Richtung:				lmax	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS	Sa	QS					
O				528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,56	14,93	0,21	5,60					
Zwischensumme QSmax =										14,93 W		5,60 W					
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										1212,90 W		1351,75 W					
Kühllast gesamt:										1262,90 W		1401,75 W					
Feuchte Kühllast: QKF																	
Quelle:				Personen				QPtr/Pers.									
				2,00				25,00									
Feuchte Kühllast: QKF =										50,00 W							

Tab. 5: Kühllastberechnung Büro A07

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																	
Projekt : Büro 13				Raum: Büro 13				Seite: 1									
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07									
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer									
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$				20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$ 74,72 m ³									
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$																	
Quelle:				Berechnung:				Monat / Zeit				Juli 9.00		Juli 17.00			
												1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen :				Anzahl	QPtr / Person					Si		QPtr		Si		QPtr	
QPtr				3	75,00					0,78		175,50		0,85		191,25	
Beleuchtung:				P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	I (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB		
Deckenbeleuchtung				546,06	500,00	38,00	28,74	0,46	2,57	5,57							
Arbeitsplatzlampen				120,00	40,00			1,00			1,00	1,00	120,00	1,00	120,00		
PC-Anlagen				750,00	250,00			1,00			1,00	1,00	750,00	1,00	750,00		
Sonstiges:				Q [W]	k[W/m ² k]	A[m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	Δt[k]	Anzahl							
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)				275,20	1,60	17,20	6,30	3,00	10,00	1,00			275,20		275,20		
Tür innen				39,10	2,30	1,70	0,85	2,00	10,00	1,00			39,10		39,10		
Fußboden				114,96	0,40	28,74	-	-	10,00	1,00			114,96		114,96		
Zwischensumme QI =										1613,33 W		1664,36 W					
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$																	
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: QW																	
Wand				k [W/m ² K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m ²]	tlA,m	Δta,q	Δta,q1	QW	QW	Δta,q	Δta,q1	QW	QW	
O				0,70	5,66	3,00	11,06	24,60	4,00	6,10	47,22	6,90	9,00	68,66	68,66	68,66	
Decke				0,22			28,74	24,60	8,60	10,70	67,65	14,80	16,90	106,86	106,86	106,86	
Zwischensumme QW =										114,87 W		176,52 W					
Transmission durch Fenster: QT																	
k [W/m ² K]				A _{gl} [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{l,s}	Δt	QT	t _{l,s}	Δt	QT			
1,80				5,92	1,24	1,60	0,67	2,00	24,00	4,00	42,64	31,70	11,70	124,73			
Zwischensumme QT =										42,64 W		124,73 W					
Strahlung durch Fenster: QS																	
Richtung:				lmax	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS	Sa	QS					
O				528,00	128,00	0,00	3,97	0,11	0,56	29,86	0,21	11,20					
Zwischensumme QSmax =										29,86 W		11,20 W					
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										1800,71 W		1976,80 W					
Kühllast gesamt:										1920,71 W		2096,80 W					
Feuchte Kühllast: QKF																	
Quelle:				Personen				QPtr/Pers.									
				3,00				40,00									
Feuchte Kühllast: QKF =										120,00 W							

Tab. 6: Kühllastberechnung Büro A13

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A14				Seite: 1					
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R}$ =				20,00 °C				Raumvolumen V_R :				55,90 m ³	
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle:		Berechnung:						Monat / Zeit					
								Juli 9.00		Juli 17.00			
								1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen:		Anzahl	QPtr / Person					Si	QPtr	Si	QPtr		
QPtr		2	75,00					0,78	117,00	0,85	127,50		
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB
Deckenbeleuchtung													
QB		365,50	500,00	34,00	21,50	0,46	2,57	5,57	1,00	0,55	92,75	0,69	116,36
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² K]	A [m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	At[k]	Anzahl					
Wand innen (lichte Breite/Geschoßh.)		241,76	1,60	15,11	6,17	3,00	10,00	1,00	241,76				
Tür innen		39,10	2,30	1,70	0,85	2,00	10,00	2,00	78,20				
Fußboden		86,00	0,40	21,50	-	-	10,00	1,00	86,00				
Zwischensumme Q_I =									1195,71 W		1229,82 W		
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² K]	WandInnen	Geschoßh.	A [m ²]	tL,m	Atag	Atag1	QW	Atag	Atag1	QW	
O		0,70	4,55	3,00	13,65	24,60	4,00	6,10	58,29	6,90	9,00	86,00	
S		0,70	5,19	3,00	11,45	24,60	4,10	6,20	49,69	5,10	7,20	57,71	
Decke		0,22			21,50	24,60	8,60	10,70	50,61	14,80	16,90	79,94	
Zwischensumme Q_W =									158,59 W		223,64 W		
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² K]		A _W [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{L,a}	At	QT	t _{L,a}	At	QT	
1,80		4,12	1,50	1,95	0,71	1,00	24,00	4,00	29,66	31,70	11,70	86,76	
Zwischensumme Q_T =									29,66 W		86,76 W		
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung:		l _{max}	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS		Sa	QS		
O		528,00	128,00	0,00	0,00	0,11	0,56	0,00		0,21	0,00		
S		385,00	129,00	0,00	2,93	0,11	0,29	11,49		0,31	12,28		
Zwischensumme Q_{Smax} =									11,49 W		12,28 W		
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{QK} = Q_I + Q_A$									1395,46 W		1552,51 W		
Kühllast gesamt:									1475,46 W		1632,51 W		
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.									
		2,00		40,00									
Feuchte Kühllast: Q_{KF} =									80,00 W				

Tab. 7: Kühllastberechnung Büro A14

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A15				Seite: 1					
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R}$ =				20,00 °C				Raumvolumen V_R :				64,22 m ³	
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle:		Berechnung:						Monat / Zeit					
								Juli 9.00		Juli 17.00			
								1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt			
Personen:		Anzahl	QPtr / Person					Si	QPtr	Si	QPtr		
QPtr		3	75,00					0,78	175,50	0,85	191,25		
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² klx]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB
Deckenbeleuchtung													
QB		419,90	500,00	34,00	24,70	0,51	3,15	6,15	1,00	0,55	118,29	0,69	148,40
Arbeitsplatzlampen		120,00	40,00			1,00			1,00	1,00	120,00	1,00	120,00
PC-Anlagen		750,00	250,00			1,00			1,00	1,00	750,00	1,00	750,00
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² K]	A [m ²]	Länge[m]	Geschoß[m]	At[k]	Anzahl					
Wand innen (lichte Breite/Geschoßh.)		130,72	1,60	8,17	3,39	3,00	10,00	1,00	130,72				
Tür innen		46,00	2,30	2,00	1,00	2,00	10,00	1,00	46,00				
Fußboden		98,80	0,40	24,70	-	-	10,00	1,00	98,80				
Zwischensumme Q_I =									1439,31 W		1485,17 W		
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² K]	WandInnen	Geschoßh.	A [m ²]	tL,m	Atag	Atag1	QW	Atag	Atag1	QW	
S		0,70	3,39	3,00	6,05	24,60	4,10	6,20	26,26	5,10	7,20	30,49	
Decke		0,22			24,70	24,60	8,60	10,70	58,14	14,80	16,90	91,83	
Zwischensumme Q_W =									84,40 W		122,33 W		
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² K]		A _W [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g.	Anz.	t _{L,a}	At	QT	t _{L,a}	At	QT	
1,80		4,12	1,50	1,95	0,71	1,00	24,00	4,00	29,66	31,70	11,70	86,76	
Zwischensumme Q_T =									29,66 W		86,76 W		
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung:		l _{max}	ldiff	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	QS		Sa	QS		
S		385,00	129,00	0,00	2,93	0,11	0,29	11,49		0,31	12,28		
Zwischensumme Q_{Smax} =									11,49 W		12,28 W		
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{QK} = Q_I + Q_A$									1564,86 W		1706,54 W		
Kühllast gesamt:									1684,86 W		1826,54 W		
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.									
		3,00		40,00									
Feuchte Kühllast: Q_{KF} =									120,00 W				

Tab. 8: Kühllastberechnung Büro A15

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																		
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A16				Seite: 1										
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07										
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer										
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$				20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$				65,23 m ³						
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$																		
Quelle:		Berechnung:										Monat / Zeit						
												Juli 9.00	Juli 17.00					
												1. Berechnungszeitpunkt	2. Berechnungszeitpunkt					
Personen:		Anzahl	QPTr / Person											SI	QPTr			
QPTr		3	75,00											0,78	175,50			
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m²kix]	A [m²]	l (Gleichz.)	L _{Kam}	L _{Gesamt}	µB	SI	QB	SI	QB					
Deckenbeleuchtung		426,53	500,00	34,00	25,09	0,54	3,53	6,53	1,00	0,55	126,82	0,69	159,10					
Arbeitsplatzlampen		120,00	40,00			1,00			1,00	1,00	120,00	1,00	120,00					
PC-Anlagen		750,00	250,00			1,00			1,00	1,00	750,00	1,00	750,00					
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m²k]	A[m²]	Länge[m]	Geschoß[m]	Δt[k]	Anzahl										
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		463,84	1,60	28,99	10,23	3,00	10,00	1,00										
Tür innen		39,10	2,30	1,70	0,85	2,00	10,00	1,00										
Fußboden		100,36	0,40	25,09			10,00	1,00										
Zwischensumme $Q_I =$										1775,62 W		1823,65 W						
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$																		
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W																		
Wand		k [W/m²K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m²]	tL,m	Δtäg	Δtäg1	QW	Δtäg	Δtäg1	QW						
W		0,70	6,15	3,00	15,49	24,60	5,20	7,30	79,15	4,00	6,10	66,14						
S		0,70	4,08	3,00	8,12	24,60	4,10	6,20	35,24	5,10	7,20	40,93						
Decke		0,22			25,09	24,60	8,60	10,70	59,06	14,80	16,90	93,28						
Zwischensumme $Q_W =$										173,45 W		200,35 W						
Transmission durch Fenster: Q_T																		
k [W/m²K]		A _W [m²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g _v	Anz.	t _{sa}	Δt	Q _T	t _{sa}	Δt	Q _T						
1,80		4,12	1,50	1,95	0,71	1,00	24,00	4,00	29,66	31,70	11,70	86,76						
1,80		2,96	1,60	1,24	0,67	1,00	24,00	4,00	21,32	31,70	11,70	62,36						
Zwischensumme $Q_T =$										50,98 W		149,12 W						
Strahlung durch Fenster: Q_S																		
Richtung:		l _{max}	l _{diff}	A _f [m²]	(A-A _f)	b	Sa	QS	Sa	QS								
W		528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,15	4,00	0,59	15,73								
S		385,00	129,00	0,00	2,93	0,11	0,29	11,49	0,31	12,28								
Zwischensumme $Q_{Smax} =$										15,49 W		28,01 W						
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										2015,54 W		2201,13 W						
Kühllast gesamt:										2135,54 W		2321,13 W						
Feuchte Kühllast: Q_{KF}																		
Quelle:		Personen	QPI/Pers.															
		3,00	40,00															
Feuchte Kühllast: $Q_{KF} =$										120,00 W								

Tab. 9: Kühllastberechnung Büro A16

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren																		
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A08				Seite: 1										
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07										
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer										
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$				20,00 °C				Raumvolumen $V_R =$				56,19 m ³						
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$																		
Quelle:		Berechnung:										Monat / Zeit						
												Juli 9.00	Juli 17.00					
												1. Berechnungszeitpunkt	2. Berechnungszeitpunkt					
Personen:		Anzahl	QPTr / Person											SI	QPTr			
QPTr		2	75,00											0,78	117,00			
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m²kix]	A [m²]	l (Gleichz.)	L _{Kam}	L _{Gesamt}	µB	SI	QB	SI	QB					
Deckenbeleuchtung		387,37	500,00	34,00	21,61	0,48	2,73	5,73	1,00	0,55	96,27	0,69	120,77					
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00					
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00					
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m²k]	A[m²]	Länge[m]	Geschoß[m]	Δt[k]	Anzahl										
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		405,38	1,60	25,34	9,40	3,00	10,00	1,00										
Tür innen		26,77	2,30	1,16	0,60	1,94	10,00	1,00										
Tür innen		39,10	2,30	1,70	0,85	2,00	10,00	1,00										
Fußboden		86,44	0,40	21,61			10,00	1,00										
Zwischensumme $Q_I =$										1350,95 W		1385,96 W						
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$																		
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W																		
Wand		k [W/m²K]	Wandl.Innen	Geschoßh.	A [m²]	tL,m	Δtäg	Δtäg1	QW	Δtäg	Δtäg1	QW						
W		0,70	4,05	3,00	7,47	24,60	5,20	7,30	38,17	4,00	6,10	31,89						
Decke		0,22			21,61	24,60	8,60	10,70	50,87	14,80	16,90	80,35						
Zwischensumme $Q_W =$										89,04 W		112,24 W						
Transmission durch Fenster: Q_T																		
k [W/m²K]		A _W [m²]	Länge	Höhe	Glasfl.Ant.g _v	Anz.	t _{sa}	Δt	Q _T	t _{sa}	Δt	Q _T						
1,80		4,68	1,60	1,96	0,67	1,00	24,00	4,00	33,70	31,70	11,70	98,57						
Zwischensumme $Q_T =$										33,70 W		98,57 W						
Strahlung durch Fenster: Q_S																		
Richtung:		l _{max}	l _{diff}	A _f [m²]	(A-A _f)	b	Sa	QS	Sa	QS								
W		528,00	128,00	0,00	3,14	0,11	0,15	6,32	0,59	24,87								
Zwischensumme $Q_{Smax} =$										6,32 W		24,87 W						
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{KR} = Q_I + Q_A$										1480,02 W		1621,64 W						
Kühllast gesamt:										1560,02 W		1701,64 W						
Feuchte Kühllast: Q_{KF}																		
Quelle:		Personen	QPI/Pers.															
		2,00	40,00															
Feuchte Kühllast: $Q_{KF} =$										80,00 W								

Tab. 10: Kühllastberechnung Büro A08

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A09				Seite: 1					
Objekt : Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlufitemperatur: t_{Ra} =				20,00 °C				Raumvolumen V_R = 79,90 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle:		Berechnung:						Monat / Zeit					
		Anzahl		QPtr / Person						Juli 9.00		Juli 17.00	
Personen:		3		75,00						1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt	
QPtr										Si		QPtr	
										0,78		175,50	
										0,85		191,25	
Beleuchtung:		P [W]		EN [Lux]		p [W/m ² klx]		A [m ²]		l (Gleichz.)		L _{Kern}	
Deckenbeleuchtung		522,41		500,00		34,00		30,73		0,48		2,73	
Arbeitsplatzlampen		120,00		40,00				1,00					
PC-Anlagen		750,00		250,00				1,00				1,00	
Sonstiges:		Q [W]		k[W/m ² K]		A [m ²]		Länge[m]		Geschoßh[m]		A/f[k]	
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		276,02		1,60		17,25		6,30		3,00		10,00	
Tür innen		37,93		2,30		1,65		0,85		1,94		10,00	
Fußboden		122,92		0,40		30,73				10,00		1,00	
Zwischensumme Q_I =										1619,26 W		1669,85 W	
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² K]		Wandl.Innen		Geschoßh.		A [m ²]		tL.A.m		1. Berechnungszeitpunkt	
W		0,70		5,55		3,00		9,96		24,60		5,20	
Decke		0,22						30,73		24,60		8,60	
Zwischensumme Q_W =										123,25 W		156,80 W	
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² K]		A _W [m ²]		Länge		Höhe		Glasfl.Ant.g.		Anz.		1. Berechnungszeitpunkt	
1,80		6,69		1,60		1,40		0,67		2,00		24,00	
Zwischensumme Q_T =										48,14 W		140,82 W	
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung :		l _{max}		ldiff		A ₁ [m ²]		(A-A ₁)		b		1. Berechnungszeitpunkt	
W		528,00		128,00		0,00		4,48		0,11		0,15	
Zwischensumme Q_{Smax} =										9,03 W		35,52 W	
Gesamte trockene Kühllast : $Q_{Ktr} = Q_I + Q_A$										1799,68 W		2002,99 W	
Kühllast gesamt:										1919,68 W		2122,99 W	
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.									
		3,00		40,00									
Feuchte Kühllast: Q_{KF} =										120,00 W			

Tab. 11: Kühllastberechnung Büro A09

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A10				Seite: 1					
Objekt : Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlufitemperatur: t_{Ra} =				20,00 °C				Raumvolumen V_R = 56,32 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle:		Berechnung:						Monat / Zeit					
		Anzahl		QPtr / Person						Juli 9.00		Juli 17.00	
Personen:		2		75,00						1. Berechnungszeitpunkt		2. Berechnungszeitpunkt	
QPtr										Si		QPtr	
										0,78		117,00	
										0,85		127,50	
Beleuchtung:		P [W]		EN [Lux]		p [W/m ² klx]		A [m ²]		l (Gleichz.)		L _{Kern}	
Deckenbeleuchtung		368,22		500,00		34,00		21,66		0,48		2,73	
Arbeitsplatzlampen		80,00		40,00				1,00					
PC-Anlagen		500,00		250,00				1,00				1,00	
Sonstiges:		Q [W]		k[W/m ² K]		A [m ²]		Länge[m]		Geschoßh[m]		A/f[k]	
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		178,10		1,60		11,13		4,26		3,00		10,00	
Tür innen		37,93		2,30		1,65		0,85		1,94		10,00	
Fußboden		86,64		0,40		21,66				10,00		1,00	
Zwischensumme Q_I =										1096,15 W		1131,21 W	
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² K]		Wandl.Innen		Geschoßh.		A [m ²]		tL.A.m		1. Berechnungszeitpunkt	
W		0,70		4,26		3,00		9,82		24,60		5,20	
Decke		0,22						21,66		24,60		8,60	
Zwischensumme Q_W =										101,16 W		122,46 W	
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² K]		A _W [m ²]		Länge		Höhe		Glasfl.Ant.g.		Anz.		1. Berechnungszeitpunkt	
1,80		2,96		1,60		1,24		0,67		1,00		24,00	
Zwischensumme Q_T =										21,32 W		62,36 W	
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung :		l _{max}		ldiff		A ₁ [m ²]		(A-A ₁)		b		1. Berechnungszeitpunkt	
W		528,00		128,00		0,00		1,98		0,11		0,15	
Zwischensumme Q_{Smax} =										4,00 W		15,73 W	
Gesamte trockene Kühllast : $Q_{Ktr} = Q_I + Q_A$										1222,63 W		1331,77 W	
Kühllast gesamt:										1302,63 W		1411,77 W	
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPtr/Pers.									
		2,00		40,00									
Feuchte Kühllast: Q_{KF} =										80,00 W			

Tab. 12: Kühllastberechnung Büro A10

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A11				Seite: 1					
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$		20,00 °C		Raumvolumen $V_R =$				48,00 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle: Berechnung: Monat / Zeit													
Quelle: Juli 9.00 1. Berechnungszeitpunkt Juli 17.00 2. Berechnungszeitpunkt													
Personen:		Anzahl	QPr / Person							Si	QPr	Si	QPr
QPr		2	75,00							0,78	117,00	0,85	127,50
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² ·kix]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB
Deckenbeleuchtung		313,82	500,00	34,00	18,46	0,48	2,73	5,73	1,00	0,55	82,23	0,69	103,17
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² ·k]	A [m ²]	Länge [m]	Geschoß [m]	Δt [K]	Anzahl					
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		136,82	1,60	8,55	3,40	3,00	10,00	1,00	136,82				
Tür innen		37,93	2,30	1,65	0,85	1,94	10,00	1,00	37,93				
Fußboden		73,84	0,40	18,46	-	-	10,00	1,00	73,84				
Zwischensumme $Q_I =$										1027,82 W		1059,25 W	
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² ·K]	Wandl. Innen	Geschoßh.	A [m ²]	lL A, m	Δtäg	Δtäg1	QW	Δtäg	Δtäg1	QW	
W		0,70	3,40	3,00	7,24	24,60	5,20	7,30	36,99	4,00	6,10	30,91	
Decke		0,22			18,46	24,60	8,60	10,70	43,45	14,80	16,90	88,63	
Zwischensumme $Q_W =$										80,45 W		99,54 W	
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² ·K]		A _W [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl. Ant. g _v	Anz.	l _s	Δt	Q _T	l _s	Δt	Q _T	
1,80		2,96	1,60	1,24	0,67	1,00	24,00	4,00	21,32	31,70	11,70	62,36	
Zwischensumme $Q_T =$										21,32 W		62,36 W	
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung:		l _{max}	l _{diff}	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	OS	Sa	OS			
W		528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,15	4,00	0,59	15,73			
Zwischensumme $Q_{Smax} =$										4,00 W		15,73 W	
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{Ktr} = Q_i + Q_A$										1133,58 W		1236,89 W	
Kühllast gesamt:										1213,58 W		1316,89 W	
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPr/Pers.									
		2,00		40,00									
Feuchte Kühllast: $Q_{KF} =$										80,00 W			

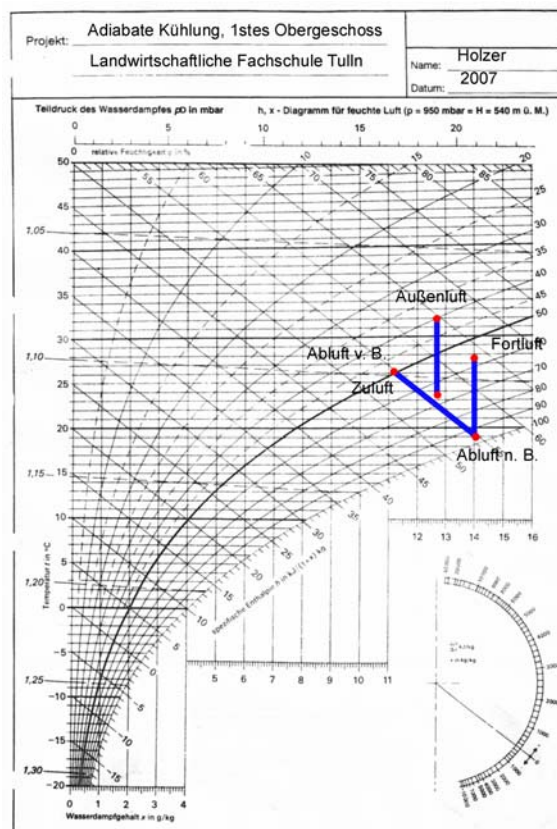
Tab. 13: Kühllastberechnung Büro A11

Kühllastrechnung nach VDI 2078 - Kurzverfahren													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich				Raum: Büro A12				Seite: 1					
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule				Raumtyp: M				Datum: 08.01.07					
Ort: 3430 Tulln								Sachbearbeiter: Holzer					
Raumlüfttemperatur: $t_{L,R} =$		20,00 °C		Raumvolumen $V_R =$				50,08 m ³					
Innere Kühllast (trocken): $Q_I = Q_P + Q_{BI} + Q_{MI} + Q_{GI} + Q_C + Q_{RI}$													
Quelle: Berechnung: Monat / Zeit													
Quelle: Juli 9.00 1. Berechnungszeitpunkt Juli 17.00 2. Berechnungszeitpunkt													
Personen:		Anzahl	QPr / Person							Si	QPr	Si	QPr
QPr		2	75,00							0,78	117,00	0,85	127,50
Beleuchtung:		P [W]	EN [Lux]	p [W/m ² ·kix]	A [m ²]	l (Gleichz.)	L _{Kern}	L _{Gesamt}	µB	Si	QB	Si	QB
Deckenbeleuchtung		327,42	500,00	34,00	19,26	0,48	2,73	5,73	1,00	0,55	85,80	0,69	107,64
Arbeitsplatzlampen		80,00	40,00			1,00			1,00	1,00	80,00	1,00	80,00
PC-Anlagen		500,00	250,00			1,00			1,00	1,00	500,00	1,00	500,00
Sonstiges:		Q [W]	k[W/m ² ·k]	A [m ²]	Länge [m]	Geschoß [m]	Δt [K]	Anzahl					
Wand innen (lichte Breite*Geschoßh.)		403,22	1,60	25,20	8,95	3,00	10,00	1,00	403,22				
Tür innen		37,93	2,30	1,65	0,85	1,94	10,00	1,00	37,93				
Fußboden		77,04	0,40	19,26	-	-	10,00	1,00	77,04				
Zwischensumme $Q_I =$										1300,98 W		1333,32 W	
Äußere Kühllast: $Q_A = Q_W + Q_T + Q_S + Q_{FL}$													
Wärmedurchgang durch Außenwände und Dächer: Q_W													
Wand		k [W/m ² ·K]	Wandl. Innen	Geschoßh.	A [m ²]	lL A, m	Δtäg	Δtäg1	QW	Δtäg	Δtäg1	QW	
W		0,70	3,60	3,00	7,84	24,60	5,20	7,30	40,06	4,00	6,10	33,47	
Decke		0,22			19,26	24,60	8,60	10,70	45,34	14,80	16,90	71,61	
Zwischensumme $Q_W =$										85,39 W		105,08 W	
Transmission durch Fenster: Q_T													
k [W/m ² ·K]		A _W [m ²]	Länge	Höhe	Glasfl. Ant. g _v	Anz.	l _s	Δt	Q _T	l _s	Δt	Q _T	
1,80		2,96	1,60	1,24	0,67	1,00	24,00	4,00	21,32	31,70	11,70	62,36	
Zwischensumme $Q_T =$										21,32 W		62,36 W	
Strahlung durch Fenster: Q_S													
Richtung:		l _{max}	l _{diff}	A ₁ [m ²]	(A-A ₁)	b	Sa	OS	Sa	OS			
W		528,00	128,00	0,00	1,98	0,11	0,15	4,00	0,59	15,73			
Zwischensumme $Q_{Smax} =$										4,00 W		15,73 W	
Gesamte trockene Kühllast: $Q_{Ktr} = Q_i + Q_A$										1411,70 W		1516,50 W	
Kühllast gesamt:										1491,70 W		1596,50 W	
Feuchte Kühllast: Q_{KF}													
Quelle:		Personen		QPr/Pers.									
		2,00		40,00									
Feuchte Kühllast: $Q_{KF} =$										80,00 W			

Tab. 14: Kühllastberechnung Büro A12

Zusammenstellung Kühllast VDI 2078 - Kurzverfahren		
LFS Tulln, 1stes OG		
Projekt : Bürokühlung Verwaltungsbereich		
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule		
Adresse: Frauentorgasse 72-74, 3430 Tulln		
	Raum Nr.	Leistung [W]
	16	2478,17
	15	1897,70
	14	1782,53
	13	2214,92
	12	1655,59
	11	1374,15
	10	1476,89
	9	2229,79
	8	1777,71
	7	1401,75
	6	1401,75
	5	1401,75
	4	2800,04
	1	3220,24
Gesamtleistung		27112,98

Tab. 15: Zusammenstellung, Kühllastberechnung VDI 2078



Tab. 16: Adiabate Kühlung, h-x-Diagramm

Wirtschaftlichkeit		
"Energiekosten Adiabate Kühlung"		
LFS Tulln, 1stes OG		
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich		
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule		
Adresse: Frauentorgasse 72-74, 3430 Tulln		
Strombezugskosten [€/kWh]	0,17	
Außenluftvolumenstrom [m ³ /h]	1160	
Dichte der Außenluft [kg/m ³]	1,10	
Auslegungstemperatur Außenluft [°C]	32,0	
Auslegungstemperatur Raumluft [°C]	20	
Dichte des Brunnenwassers [kg/m ³]	1000	
Betriebskosten:		
Ventilatoren		
Ventilatorwirkungsgrad [-]	0,5	
Druckverlust Befeuchter [Pa]	9	
Druckverlust WT Zuluft [Pa]	27	
Druckverlust WT Fortluft [Pa]	28	
elektr. Leistung [W]	41,24	
Betriebsstunden [h/a]	2500	
Kosten elektr. Energie [€/a]	17,53	
Umwälzpumpe Luftbefeuchter		
Leistung [kW _a]	0,07	
Kühlgradstunden pro Jahr [Kh/a]	2878,80	
Verlustfaktor	3,00	
Betriebsstunden [h/a]	719,70	
Jahrespumpenarbeit [kWh/a]	50,38	
Kosten elektr. Energie [€/a]	8,56	
Luftbefeuchter		
Befeuchtung [g/kg]	2,84	
Verlustfaktor	3,00	
jährliche verbrauchte Wassermenge [kg/a]	5979,34	
Kosten für die Wasseraufbereitung durch Umkehrosmose [€/L]	0,00017	
Jahreskosten [€/a]	1,02	
Förderpumpe		
gewählter Druckverlust [Pa/m]	150,0	
angenommene Rohrleitungslänge [m]	100,0	
Widerstandsbeiwert der Einzelwiderstände [-]	1,3	
Druckverlust Rohrleitung [Pa]	19500	
Förderhöhe [m]	10	
gesamter Druckverlust [Pa]	117600	
Pumpenwirkungsgrad [-]	0,80	
Verlustfaktor	3,00	
geförderter Volumenstrom [m ³ /sec.]	0,001006622	
notwendige Leistung P _{el} [W]	147,97	
Betriebsstunden [h/a]	719,7	
Jahrespumpenarbeit [kWh/a]	106,50	
Kosten elektr. Energie [€/a]	18,10	
Gesamtkosten [€/a]		
	45,21	
Gewinn:		
Max. Kälteleistung [kW]	3,40	
Wärmetauscherwirkungsgrad η_{WT} [%]	66,20	
Tatsächliche Kälteleistung [kW]	2,25	
Betriebsstunden [h/a]	550	
Bewertung [€/kWh]	0,05	
Jahreskältearbeit [kWh/a]	1237,9	
Kostenersparnis [€/a]	61,90	
Effektiver Gewinn Kälteanlage		
	16,68	

Tab. 17: Wirtschaftlichkeit, Adiabate Kühlung

Berechnung der Kühlleistung und der Jahreskühlarbeit durch adiabate Kühlung													
LFS Tulln, 1stes OG													
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich													
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule													
Adresse: Frauentorgasse 72-74, 3430 Tulln													
Außenluftvolumenstrom	1160,00	[m ³ /h]											
Vollaststunden	550,00	[h/a]											
Luftdichte	1,10	[kg/m ³]											
	Temperatur [°C]	relative Feuchte [%]	absolute Feuchte [g/kg]		Befeuchtung		Enthalpie [kJ/kg]		Massenstrom Luft	Kühlleistung	Jahreskühlarbeit	Jahreswasserverbrauch	
	Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt	[g/kg]	Eintritt	Austritt	[kg/sec]	[kW]	[kWh/a]	[kg/a]
Wärmetauscher:													
Abluft	19,00	27,60	97,00	58,00	14,04	14,04		54,5	63				
Außenluft	32,00	40,00	23,30	66,00	12,7	12,7		64,5	55,3	0,35	3,26	1793,49	1993,11
Befeuchter:													
Abluft	26,00	19,00	50,00	96,90	11,2	14,04	2,84	54,50	54,50				

Tab. 18: Jahreskühlleistung, Jahreskühlarbeit, Adiabate Kühlung

Übersicht Außenluftvolumenströme			
LFS Tulln, 1stes OG			
Projekt : Büro Kühlung Verwaltungsbereich			
Objekt: Landwirtschaftliche Fachschule			
Adresse: Frauentorgasse 72-74, 3430 Tulln			
Raum Nr.	Belegungszahl [-]	Außenluftmenge pro Person [m ³ /h]	Außenluftmenge [m ³ /h]
16	3	30	90,00
15	3	30	90,00
14	2	30	60,00
13	3	30	90,00
12	2	30	60,00
11	2	30	60,00
10	2	30	60,00
9	3	30	90,00
8	2	30	60,00
7	2	30	60,00
6	2	30	60,00
5	2	30	60,00
4	10	20	200,00
1	4	30	120,00
Gesamtvolumenstrom			1160,00

Tab. 19: Übersicht Außenluftvolumenströme

Literatur:

- /1/ Auer I., Böhm R., Mohnl H.: Klima von Wien, Band 20 (1989), Magistrat der Stadt Wien
- /2/ Brünner H.: Zentralheizungsbauer (1995), 8 Auflage (1995), Bohmann Verlag
- /3/ Gabernik H.: Energie und Klimatechnik (1995), E. Dorner Verlag
- /4/ Geyer J.: Klimatechnik (1998), Skriptum FH-Pinkafeld
- /5/ Goißer A.: Bericht Thermografie EVN AG (2001)
- /6/ Halozahn H.: Enzyklopädie der Gebäudetechnik (1994), Skriptum TU-Graz
- /7/ Hochwarter R.: Raumklima, Skriptum FH-Pinkafeld
- /8/ Proidl H.: Austrian Energy Agency (2007)
- /9/ Ranft F.: Natürliche Klimatisierung (2004), Birkhäuser Verlag
- /10/ Recknagel, Sprenger, Schramek: Taschenbuch für Heizung-, Klimatechnik, 71 Auflage (2002), Oldenbourg Industrieverlag
- /11/ Reetz B.: Wärmetechnik I (2002), Skriptum TU-Graz
- /12/ Riedel E.: Anorganische Chemie, 4 Auflage (1999), Walter de Gruyter Verlag
- /13/ Steimle F.: Handbuch Kälte, Wärme, Klima (2000), F. Müller Verlag
- /14/ Strauß K.: Kraftwerkstechnik, 4 Auflage (1998), Springer Verlag
- /15/ Troges: Technisches Datenblatt (2007)
- /16/ Zierhut H.: Sanitär-, Heizungs- und Klimatechnik, 1 Auflage (2007) Bildungsverlag Eins

Internetquellen:

- /17/ Fa. Klimapartner, <http://www.klimapartner-berlin.de> (2007)
- /18/ Fa. SWB GmbH, <http://www.swb-herthen.de> (2007)
- /19/ Fa. Long Life for Art, <http://www.cwaller.de> (2007)
- /20/ Universität Siegen, <http://nesa1.uni-siegen.de> (2007)
- /21/ Klima-Schutz, <http://www.klima-schutz.com> (2007)
- /22/ Verband Österreichischer Ziegelwerke, <http://www.ziegel.at> (2007)
- /23/ Fa. Teramex, <http://www.teramex.de> (2007)
- /24/ Fa. Map24.at, <http://www.map24.at> (2007)

Abbildungsverzeichnis:

- Abb. 1: Wärmeabgabe des Menschen, Seite 14
- Abb. 2: Behaglichkeitsfeld Raumlufthtemperatur- Oberflächentemperatur, Seite 16
- Abb. 3: Aktivität, Bekleidung und mittlerer Oberflächentemperatur, Seite 17
- Abb. 4: Behaglichkeitsfeld Raumlufthtemperatur-Raumlufthfeuchte, Seite 20
- Abb. 5: Mittlere Raumlufthgeschwindigkeiten, Seite 21
- Abb. 6: Standort der Landwirtschaftlichen Fachschule Tulln, Seite 26
- Abb. 7: Ostansicht, Wärmebrücken im Übergangsbereich Speisesaal-Aula, Seite 31
- Abb. 8: Ostansicht, Wärmebrücken im Deckebereich Speisesaal-Bürotrakt, Seite 31
- Abb. 9: Südostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Seite 32
- Abb. 10: Ostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Seite 32
- Abb. 11: Ostansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Seite 33
- Abb. 12: Ostansicht, Wärmebrücken im Obergeschoss, Seite 33
- Abb. 13: Nordwestansicht, Wärmebrücken Eingangsbereich Speisesaal, Seite 34
- Abb. 14: Westansicht, Wärmebrücken im Kellerbereich, Seite 34
- Abb. 15: Westansicht, Wärmebrücken im Deckebereich Speisesaal, Seite 35
- Abb. 16: Temperaturverteilung Erdreich, Seite 45
- Abb. 17: Berechnungsgrößen des Rohrsystems, Seite 53
- Abb. 18: Berechnungsgrößen des Erdreichs, Seite 54
- Abb. 19: Auswahl der Klimaregion, Seite 54
- Abb. 20: Berechnungsgrößen von Heizung, Klima, Lüftung, Seite 55
- Abb. 21: Jährliche Lufttemperaturverteilung, Seite 56
- Abb. 22: Jahreswärmehaushalt des Erdluftwärmehaushalters, Seite 56
- Abb. 23: Bestandsplan LFS: Grundriss Bürobereich, 1stes Obergeschoss, Seite 85

Tabellenverzeichnis:

- Tabelle 1: Kühllastberechnung Kanzlei A01, Seite 72
- Tabelle 2: Kühllastberechnung Besprechungszimmer A04, Seite 72
- Tabelle 3: Kühllastberechnung Büro A05, Seite 73
- Tabelle 4: Kühllastberechnung Büro A06, Seite 73
- Tabelle 5: Kühllastberechnung Büro A07, Seite 74
- Tabelle 6: Kühllastberechnung Büro A13, Seite 74
- Tabelle 7: Kühllastberechnung Büro A14, Seite 75
- Tabelle 8: Kühllastberechnung Büro A15, Seite 75
- Tabelle 9: Kühllastberechnung Büro A16, Seite 76
- Tabelle 10: Kühllastberechnung Büro A08, Seite 76
- Tabelle 11: Kühllastberechnung Büro A09, Seite 77
- Tabelle 12: Kühllastberechnung Büro A10, Seite 77
- Tabelle 13: Kühllastberechnung Büro A11, Seite 78
- Tabelle 14: Kühllastberechnung Büro 12, Seite 78
- Tabelle 15: Zusammenstellung: Kühllastberechnung VDI 2078, Seite 79
- Tabelle 16: Adiabate Kühlung, h-x Diagramm, Seite 79
- Tabelle 17: Wirtschaftlichkeit, Adiabate Kühlung, Seite 80
- Tabelle 18: Jahreskühlleistung, Jahreskühlarbeit, Adiabate Kühlung, Seite 81
- Tabelle 19: Übersicht Außenluftvolumenströme, Seite 81

Anhang:

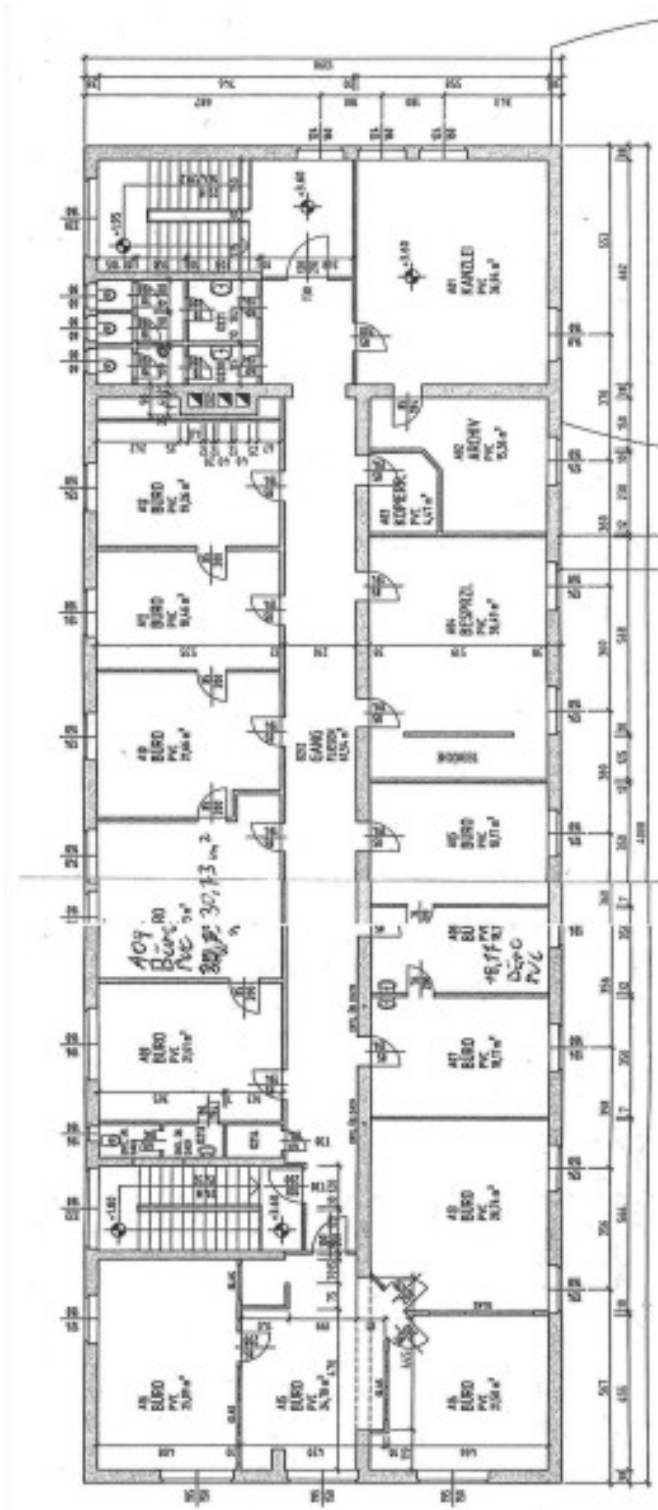


Abb. 23: Bestandsplan LFS: Grundriss Bürobereich, 1stes Obergeschoss