NTNU
Det skapende universitet

Fukt- og varmeutveksling i innvendige overflater

Silje Korsnes

Bygg- og miljøteknikk (2 årig)
Innlevert: Juli 2012
Hovedveileder: Jan Vincent Thue, BAT
Medveileder: Kristine Nore, Norsk Treteknisk Institutt

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for bygg, anlegg og transport

NORGES TEKNISK-
NATURVITENSKAPELIGE UNIVERSITET
INSTITUTT FOR BYGG, ANLEGG OG TRANSPORT

Oppgavens tittel:	Dato: 04.07.12			
Fukt- og varmeutveksling i innvendige overflater	Antall sider (inkl. bilag): 64			
	Masteroppgave	X	Prosjektoppgave	
Navn:				
Silje Kathrin Korsnes				
Faglærer/veileder:				
Jan Vincent Thue – Norges teknisk-naturvitenskaplige universitet				
Eventuelle eksterne faglige kontakter/veiledere:				
Kristine Nore – Norsk Treteknisk Institutt				

Ekstrakt:

Denne masteroppgaven er skrevet i samarbeid med Norsk Treteknisk Institutt og er en del av et større forskningsprosjekt WEEE – Wood, Energy, Emissions and Experience. Oppgaven består av to deler.

Den første delen er en vitenskapelig artikkel som omhandler potensialet til å forbedre inneklima og samtidig spare energi ved å utnytte effekten av fuktbufring og latent varmeutveksling i innvendige overflater. Latent varme betyr i denne sammenheng den mengde varme som blir avgitt/- eller tatt opp ved fuktopptak/avgivelse mellom luft og overflater av hygroskopiske materialer. Et baderom utsatt for en fuktbelastning tilsvarende en dusj, ble modellert i WUFI®Plus for å beregne effekten av fuktbufring og latent varmeutveksling. WUFI®Plus som er et 3D-modelleringsprogram, kan koble luft-, varme- og fuktberegninger for hele rom eller bygninger mot innvendig og utvendig klima.

Den andre delen av oppgaven inneholder et studie av det bygningsfysiske grunnlaget som inngår i fukt- og varmeutveksling i innvendige overflater. Først beskrives grunnleggende begreper og egenskaper som inngår i beregninger av fukt og varme, teorien om grenselag og analogien mellom varme- og massetransport. Deretter forklares mer detaljerte betraktninger av fukt- og varmeutveksling gjennom innvendige overflater. Avluttningsvis er det gjort en vurdering av verdier for fukt- og varmeovergangstall fra litteraturen.

Stikkord:

1. Fuktbufring
2. Latent varme
3. Fukt- og varmetransport
4. Fukt- og varmeovergangstall

Silje Kathrin Korsnes

Forord

Trekonstruksjoner, energieffektivisering i boliger og innemiljø er noe av det jeg synes er mest spennende innenfor bygnings- og materialteknikk. Jeg tok derfor kontakt med Norsk Treteknisk Institutt og var så heldig å få mulighet til å skrive både prosjekt- og masteroppgave i samarbeid med dem. I høst startet arbeidet med det som først skulle bli et litteraturstudium. Etter ønske fra Treteknisk ble det deretter bestemt at det skulle skrives en vitenskapelig artikkel for innlevering til Den Internasjonale Bygningsfysikk Konferansen 2012. Den første versjonen av artikkelen ble levert inn som prosjektoppgave i desember 2011 og en utvidet utgave sammen med en en-sides abstrakt, ble levert inn i april 2012. Etter at artikkelen var levert ble det bestemt at den siste delen av masterperioden skulle benyttes til å gjøre et litteraturstudium, for nærmere å forklare og gi en bedre forståelse for, det bygningsfysiske grunnlaget bak beregningene i artikkelen.

Arbeidet med artikkelen og det tilhørende litteraturstudiet har vært utfordrende og tidkrevende, men samtidig utrolig spennende og lærerikt. Ønsker å takke min veileder og motivator Kristine Nore for all hjelp, gode råd og nyttige tilbakemeldinger, og for at jeg har fått muligheten til å delta på et så spennende prosjekt. En stor takk også til Jan Vincent Thue for nyttige råd og innspill, og for en veldig god oppfølging gjennom hele prosjektperioden.

Trondheim 04.07.12

Silje Kathrin Korsnes

Sammendrag

Masteroppgaven er skrevet i samarbeid med Norsk Treteknisk Institutt og er en del av forskningsprosjekt WEEE – Wood, Energy, Emissions and Experience. Den første delen av oppgaven er en vitenskapelig artikkel som ble levert inn til Den Internasjonale Bygningsfysikk Konferansen som ble holdt i Kyoto i mai 2012. Artikkelen ble fagfellevurdert og godkjent til konferansen. Den andre delen er en studie av det bygningsfysiske grunnlaget bak fukt- og varmetransport i innvendige overflater. Formålet med artikkelen var å undersøke i hvilken grad man kan benytte eksponerte treoverflater til å forbedre inneklimaet og samtidig spare energi ved å utnytte fuktbufring og effekten av latent varme. Formålet med den andre delen av oppgaven var å gi en innføring i det bygningsfysiske grunnlaget som inngår i beregninger av fukt- og varmeutveksling i en innvendig overflate, samt å bidra til økt forståelse for transportmekanismene og parameterne som inngår i beregningene i artikkelen.

Del 1

Forskning viser at det relative fuktinnholdet (RF) i inneluften påvirker inneklima, beboeres helse, komfort og oppførsel, holdbarhet av bygningsdeler og ventilasjonsstrategier. Andre studier viser at utnytting av fuktbufring og latent varmeutveksling i eksponerte treoverflater har et stort potensial for energisparing. Dessuten viser forskning at menneskers oppfattelse av luftens friskhet har en lineær sammenheng med entalpien (innenfor de undersøkte områdene) og forbedres med redusert temperatur og luftfuktighet. Samspillet mellom innvendige overflater og inneluft er derfor viktig, spesielt i godt isolerte bygninger, hvor en mulig reduksjon i ventilasjon vil ha en betydelig innvirkning på det totale energiforbruket.

Et baderom uten bufferkapasitet, krever en kraftig vifte for effektivt å ventilere ut vanndamp som produseres når man dusjer. Dette fører til at mye av varmen som produseres ikke kan utnyttes. Eksponerte treoverflater fører til at RF i luften øker med en lavere hastighet som følge av at overflatene absorberer en betydelig andel av vanndampen. Fuktigheten kan ventileres ut, over lengre tid med en mindre vifte, og på den måten spare energi. Varme vil også bli avgitt fra overflatene når vanndampen absorberes, som følge av den latente varmen i dampen. Dette gir en behagelig lufttemperatur til personen er ferdig å dusje. Ytterligere besparelser kan dermed oppnås ved at lufttemperaturen på baderommet, som ofte holdes høyere enn i resten av huset, i utgangspunktet kan være like lav. Man oppnår dermed et mindre behov for ekstra oppvarming på badet. Det er viktig å merke seg at den samme mengden varme som frigjøres ved fuktopptak i overflatene, på et senere tidspunkt kreves for å tørke fuktigheten fra veggene igjen. Dette skjer en viss tid etter at dusjingen er ferdig, og RF i luften synker. Minimumskravet til avtrekksventilasjon fra badet sørger da for at fuktigheten luftes ut og erstattes med luft med tilstrekkelig temperatur.

To baderom er sammenlignet i simuleringene, ett med eksponerte treoverflater og ett hvor overflatene er tette. Fuktbelastningen er begrenset til vanndamp fra dusjen. Varmetilskudd fra temperaturen i dusjvannet og både varme- og fukttilskudd fra personen(e) tilstede i rommet er neglisjert. Dette betyr at temperaturøkningen som oppstår i tilfellet med eksponerte treoverflater opptrer utelukkende på grunn av den latente varmen. Resultatene fra simuleringene viser tydelig at den latente varme utvekslingen i overflatene øker temperaturen i rommet i den perioden personen dusjer, tørker og kler på seg. Ettersom det ikke er noe ekstra varmetilskudd i baderommet med eksponerte treflater, vil temperaturstigning på opptil 2,5 ºC være utelukkende på grunn av den latente varmen. Selv med luftskifte på kun 0,25 h^{-1} holdes RH under 68 % gjennom hele dusjsekvensen. I baderommet med tette overflater når RH 100 % nesten umiddelbart etter at dusjen har startet. Luftskifte på 0,25 h^{-1} er åpenbart ikke tilstrekkelig, ettersom RF fortsatt er 84 % selv etter to timer. Selv om de simulerte tilfellene er forenklet, viser resultatene helt klart

at hygroskopiske overflater (som for eksempel trepanel) har kapasitet til å dempe variasjoner i RF som følger varierende fuktbelastninger samt at den latente varmevekslingen påvirker temperaturen i rommet. Betraktninger av latent varmeutveksling og fuktbufring bør inkluderes i utformingen av ventilasjonsstrategier. Ved å stabilisere RF på et ønsket nivå vil man kunne senke innetemperaturen og i mange tilfeller redusere ventilasjonen uten at det vil påvirke beboernes komfort eller helse. Neglisjerer man disse effektene vil det kunne føre til overdimensjonerte oppvarmings-, ventilasjons- og air-condition systemer.

Del 2

Ut fra startbetingelser, beregner WUFI®Plus den tidsavhengige utviklingen av temperatur og fuktighet i bygningskomponenter. Fukt- og varmetransport er koblede prosesser som påvirker hverandre gjensidig og bør derfor betraktes samtidig. Begge prosessene er komplekse, og utgjøres av en rekke ulike mekanismer. Ved betraktninger av varme- og fuktutveksling mellom en overflate og omgivelsene spiller overgangstallene en viktig rolle. Overgangstallene gir en indikasjon på i hvilken grad komponentene påvirkes av forholdene i omgivelsene. Varmetransport ved konveksjon q_{cv} (W/m^2) fra en materialoverflate kan beskrives med det konvektivt varmeovergangstall h_c (W/m^{2}K), og temperaturforskjellen mellom materialets overflate (T_s) og luften (T_a) ved følgende likning:

$$q_{cv} = h_{cv}(\mathrm{T_s} - \mathrm{T}_a)$$

Analogt kan fukttransport med konveksjon g_{cv} (kg/($m^2 s$)) fra en overflate til den omsluttende luften karakteriseres ved hjelp av det konvektive fukteovergangstallet β_p(kg/Pa·m^2·s) og forskjellen mellom vanndamptrykket i overflaten og vanndamptrykket i luften ($p_s - p_a$) (Pa). Eventuelt kan forskjell i vanndampkonsentrasjonen ($v_s - v_a$)(kg/m^3) benyttes som drivkraft. Varmetransporten q_{lw} (W/m^2) til overflaten fra langbølget stråling kan beskrives ved hjelp av varmeovergangstallet for stråling $\mathrm{h_{lw}}$ (W/m^{2}K), og forskjellen mellom (T_s) og (T_a).

WUFI®Plus rangerer h_{cv} for fri konveksjon (termisk oppdrift) fra 3 til 10 W/m^{2}K. Størrelsen er avhengig av både temperatur, størrelse og retning på eventuell luftstrøm, materialets overflateegenskaper, med flere. Det er derfor vanskelig å anbefale konkrete verdier for generelle tilfeller. For innvendige hjørner og kanter er varmeovregangsmotstanden generelt høyere enn den gjennomsnittlige verdien. For to nærliggende, parallelle plane overflater av ikke metall, kan $\mathrm{h_{lw}}$ variere mellom 3 og 6 W/m^{2}K. β_p (kg/Pa·m^2·s) beregnes ut fra h_{cv} med følgende likning:

$$\beta_p = 7 \cdot 10^{-9} \cdot h_{cv}.$$

I utgangspunktet var det ønskelig å se nærmere på relevant litteratur og forskning på fukt- og varmeovergangstall for kunne anbefale konkrete verdier til bruk i beregninger av fukt og varmetransport i innvendige overflater. Det viste seg derimot å være en vanskelig oppgave siden det er begrenset hvor mye arbeid som er gjort på området. Et utvalg studier ble i stede plukket ut og beskrevet for å illustrere det store variasjonen i målte og beregnede verdier for h_{cv} og β_p.

Beregningene av baderomet beskrevet i artikkelen var forenklet, men viste en tydelig temperaturstigning i luften som følger av den latente varmen. For å kunne gjøre mer nøyaktige beregninger av tilsvarende tilfeller, er det behov for å bestemme mer nøyaktige verdier for varme- og fuktovergangstall for innvendige overflater ved lave lufthastigheter.

Summary

This Master thesis is a part of the research projekt WEEE – Wood, Energy, Emissions and Experience, and is written in collaboration with the Norwegian Institute of Wood Technology. The first part of the thesis is a scientific article that was submitted to the International Building Physics Conference, which was held in Kyoto in May 2012. The article was reviewed and accepted for the conference. The second part involves a study of the basic building physics of heat- and moisture transfer in indoor surfaces. The main objective of the article was to explore the possibilities of indoor wooden surfaces to improve the indoor environment, and at the same time save energy, by dampening fluctuation in the relative humidity and utilizing the effect of latent heat. The second part provides an introduction to the basic building physics involved in calculations of and heat- and moisture exchange thorough indoor surfaces, and seeks to contribute to increases the understanding of the transport mechanisms and parameters involved in the calculations in the article.

Part 1

Research show that the indoor relative humidity (RH) is highly related to the indoor air quality, occupant health, comfort and behavior, durability of building parts and ventilation strategies. Other studies show that utilizing the moisture buffering capacity and latent heat exchange of exposed wooden surfaces has a great potential for energy savings. Also, the perception of air freshness and the acceptability of air are linearly related to the enthalpy and (within the studied ranges) are improved with decreased temperature and humidity. Investigating the interaction between the indoor surfaces and the indoor air is therefore essential, especially in highly insulated buildings, as a reduction in ventilation is likely to have a substantial advantageous impact on the total energy consumption.

Bathrooms without buffer capacity, requires a powerful fan to efficiently evacuate the water vapour produced when showering, extracting much of the heat. Exposed wooden surfaces causes the RH of the air to increase at a lower rate, by absorbing a significant share of the water vapour. The moisture can be evacuated over a longer time span using a less powerful fan and thereby saving energy. Heat will also be released when the vapour is absorbed, due to the latent heat, providing a comfortable air temperature for a person to get dressed. Additional savings are gained because the initial air temperature of the bathroom can be lower. It is important to notice that the same amount of heat released in the process is required at a later stage to dry the moisture back out from the walls again. This happens some time after the shower is finished when the RH of the air decreases. At that point the minimum ventilation ensures that the moisture is vented out and air is replaced with sufficient temperature.

Two cases are compared in the simulations, one with exposed wooden surfaces and one without. The indoor load from the shower is limited to the moisture release only. The additional heat gain due to the temperature of the water and person(s) present in the room is neglected. This means that the rise in temperature, in the case with wooden surfaces, is solely due to the latent heat. The results show the influence of latent heat which raises the temperature in the most critical period for the person taking the shower; when towelling and getting dressed. As there are no additional heating the temperature rise in the bathroom of up to 2.5 ºC is solely due to the latent heat. With only 0,25 h^{-1} of ventilation the exposed wooden surfaces keeps the RH below 68 % during the entire shower. In the case, where there are no exposed wooden surfaces, the RH reaches 100 % almost immediately after the shower has started. A ventilation rate of 0.25 h^{-1} is clearly not sufficient, as the relative humidity is still 84 % after 2 hours.

Although the simulated cases are simplified, the results clearly demonstrate that hygroscopic room surfaces, such as wood panelling, may considerably reduce RH variations due to fluctuating moisture

loads, and that the latent heat exchange affects the room temperature. Stabilizing the RH at a preferred level can enable us to lower the indoor temperature and in many cases reduce the ventilation rates without affecting the comfort or health of the residents. Neglecting these effects can lead to oversized ventilation, heating and air-conditioning equipment.

Part 2

Based on the initial conditions, WUFI®Plus computes the time-dependent evolution of temperature and moisture in building components. The processes of heat- and moisture transfer are coupled and affect each other mutually. Therefore they should be considered simultaneously. Both processes are complex and involve several mechanisms. The convective heat- and moisture transfer coefficients plays an important role in considerations regarding the heat- and moisture exchange between a control surface and the ambient air. The transfer coefficients give an indication as to which existent the components are affected by the ambient conditions.

The heat transfer by convection q_{cv} (W/m^2) from a material surface can be described by the convective heat transfer coefficient h_c (W/m^{2}K), and the difference in the temperature between the material surface (T_s) and the ambient air (T_a) by the following equation:

$$q_{cv} = h_{cv}(\mathrm{T_s} - \mathrm{T}_a)$$

Analogous, the moisture transfer by convection g_{cv} (kg/($m^2 s$)) from a surface to the ambient air, can be described by the convective moisture transfer coefficient β_p(kg/Pa·m^2·s) and the difference between the water vapour pressure in the surface and the vapour pressure in the ambient air $(p_s - p_a)$ (Pa). One may also use the moisture content $(v_s - v_a)$(kg/m^3) as a potential. The heat transfer by radiation q_{lw} (W/m^2) to the surface from long-wave radiation can be described by the radiative heat transfer coefficient $\mathrm{h_{lw}}$ (W/m^{2}K), and the difference between (T_s) and (T_a).

In WUFI®Plus the values of h_{cv} for free convection (thermal buoyancy) lies in the range between 3 and 10 W/m^{2}K. The size is both dependent on temperature, size and direction of potential airflow, the properties of the surface material, and several others. Therefore, recommending specific values for the general case is difficult. The h_{cv} in the region of corners or edges is generally higher than the average value. For two close, parallel, plane, non-metallic surfaces $\mathrm{h_{lw}}$ lies between 3 and 6 W/m^{2}K. β_p (kg/Pa·m^2·s) is calculated from h_{cv} by the following equation:

$$\beta_p = 7 \cdot 10^{-9} \cdot h_{cv}$$

Initially it was desired to examine relevant literature and research on moisture and heat transfer coefficients, in order to be able to recommend specific values to use in similar, but more accurate calculations, than the ones in the article. However, the task appeared to be quite difficult as there is limited amount of work done in this area. In attendance, a variety of studies were selected and described to illustrate the wide variation in measured and calculated values for h_{cv} and β_p.

The calculations of the bathroom described in the article is simplified, but showed a distinct rise in temperature resulting from the latent heat. In order to make more accurate calculations of similar cases, it is necessary to determine more accurate values of heat and moisture transfer coefficients for interior surfaces at low velocities.

Innhold

Forord I
Sammendrag II
Summary IV
Innhold VI
1. Innledning 1
1.1 Bakgrunn 1
1.2 Omfang 1
1.3 Formål og beskrivelse av oppgavens oppbygning 1
2. Artikkelen: 2
3. Bygningsfysisk grunnlag 1
3.1 Fukt 1
3.1.1 Fukt i luft 1
3.1.2 Fukt i materialer, materialstruktur og poresystem 1
3.1.3 Fuktbindinger i materialer 2
3.1.4 Fuktinnhold 3
3.1.5 Sorpsjonskurver 4
3.1.6 Hystereseeffekten 5
3.1.7 Fuktkapasitet 6
3.1.8 Fukttransport 6
3.1.9 Vanndampdiffusjon i luft 7
3.1.10 Vanndampdiffusjon i et materiale 8
3.1.11 Fukttransport ved konveksjon 8
3.2 Varme 9
3.2.1 Varmetransport 9
3.2.2 Konduksjon 9
3.2.3 Konveksjon 10
3.2.4 Stråling 11
3.2.5 Spesifikk varmekapasitet 11
3.2.6 Latent varme 12
3.2.7 Varmebalansen for en materialoverflate 12
3.3 Grenselag 12
3.4 Analogien mellom varme- og massetransport (fukttransport) 13
3.4.1 Potensialer 13
3.4.2 Konduksjon og diffusjon 13
3.4.3 Varmekonveksjon og massekonveksjon 14
3.5 Beregningsmodeller 15

3.5.1 Transportlikningen 15
3.5.2 Bevaringslikningen 16
3.5.3 Samvirke mellom fukt, varme og lufttransport 16
3.6 Materialdata benyttet i WUFI ®Plus 17
3.6.1 Grunnleggende materialdata 17
3.6.2 Fuktlagringsfunksjonen 18
3.6.3 Varme- og fuktovergangstall 18
3.6.4 Varmeovergangstall 19
3.6.5 Varmeovergangsmotstand 19
3.6.6 Fuktovergangstall 19
4. Problembeskrivelse – Varme- og fukttransport gjennom en overflate 20
4.1 Varmeutveksling i en overflate 20
4.1.1 Endimensjonal varmekonduksjon 21
4.1.2 Endimensjonal varmekonveksjon 22
4.1.3 Biot tallet 23
4.1.4 Endimensjonal varmestråling 24
4.2 Fuktutveksling i en overflate 25
4.2.1 Vanndamptransport ved diffusjon 25
4.2.2 Vanndamptransport ved konveksjon 26
4.2.3 Fukt Biot tallet 27
5. Vurdering av parametere 28
5.1 Oppsummering 28
5.2 Varmeovergangstall 30
5.3 Fuktovergangstall 30
5.4 Varme- og masseovergangstall fra tørkeeksperimenter 33
5.5 Lufthastighetens innvirkning og betydning for overgangstallene 36
6. Konklusjon 38
7. Referanser 40
8. Vedlegg 41

1. Innledning

1.1 Bakgrunn

Denne masteroppgaven er en del av et større forskningsprosjekt WEEE – Wood, Energy, Emissions and Experience, som ledes av Norsk Treteknisk Institutt og finansieres av Norsk Forskningsråd. Oppgaven kommer inn under den første delen av WEEE, energidelen, der målet er å definere potensielle energibesparelser ved å inkludere termisk masse, fuktbufring og effekten av latent varmeutveksling for eksponerte treoverflater i bygninger.

1.2 Omfang

Masteroppgaven består av to deler. Den første delen er en vitenskapelig artikkel som ble levert inn til Den Internasjonale Bygningsfysikk Konferansen som ble holdt i Kyoto i mai 2012. Artikkelen omhandler potensialet ved å benytte hygroskopiske materialer til å forbedre inneklima og samtidig spare energi ved å utnytte effekten av fuktbufring og latent varmeutveksling. Artikkelen ble fagfellevurdert og godkjent til konferansen. Den andre delen av oppgaven omhandler det bygningsfysiske grunnlaget som inngår i fukt- og varmeutveksling i innvendige overflater. Her er det først gjort en gjennomgang av grunnleggende begreper, egenskaper og sammenhenger ved fukt og varme, før fukt- og varmetransport endimensjonalt i en overflate beskrives. Til slutt er det gjort en vurdering av anbefalte verdier for varme- og fuktovergangstall fra nummeriske og eksperimentelle forsøk i litteraturen.

Artikkelen i sin helhet, slik den ble levert inn til konferansen, inngår i denne rapporten som kapittel 2. Den eneste forandringen er at skriftstørrelsen ble justert fra 10 til 12 for å stemme overens med det formatet som rapporten skal trykkes i.

På grunn av helsemessige årsaker var det ikke mulig å gjennomføre en reise til Kyoto for å fremføre artikkelen, noe som medfører at artikkelen ikke kunne bli en del av konferansen. Det er derfor planlagt at arbeidet i artikkelen sammen med del to som omhandler det bygningsfysiske grunnlaget, skal skrives om til en tidskriftartikkel som en del av det fremtidige arbeid med WEEE.

1.3 Formål og beskrivelse av oppgavens oppbygning

Formålet med artikkelen var å undersøke i hvilken grad man kan benytte eksponerte treoverflater til å forbedre inneklimaet og samtidig spare energi, ved å utnytte fuktbufring og effekten av latent varme i forskjellige situasjoner. Del to av masteroppgaven har som formål å gi en innføring i det bygningsfysiske grunnlaget som inngår i beregninger av fukt- og varmeutveksling i en innvendig overflate, samt å bidra til økt forståelse for transportmekanismene og de parameterne som inngår i beregningene i artikkelen.

Artikkelen i sin helhet inngår i denne rapporten som kapittel 2. Artikkelen som er skrevet på engelsk, er en fullstendig rapport med introduksjon, bakgrunn, hoveddel, diskusjon, konklusjon og egen referanseliste. Del to av oppgaven som omhandler det bygningsfysiske grunnlaget består av kapittel 3 til 5. Kapittel 6 inneholder en konklusjon og vurdering av beregningene i artikkelen ut i fra vurderinger av det bygningsfysiske grunnlaget.

2. Artikkelen:

Moisture buffering and the influence of exposed wooden surfaces on the indoor environment

Silje Kathrin Korsnes [1], Kristine Nore [2], and Jan Vincent Thue [1]

[1]*Department of Civil and Transport Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway*
[2]*Norwegian Institute of Wood Technology, Oslo, Norway*

Keywords: Energy efficiency, wood, moisture buffer capacity, latent heat exchange, indoor air quality.

ABSTRACT
Design of energy-efficient buildings has been in focus for several years. In Norway new building regulations aim to reduce the energy consumption by demanding more insulation and increased airtightness. Focusing on energy efficiency is important, but cannot be at the expense of the indoor climate. Thus, in order to reduce the energy consumption of highly insulated buildings even further and perhaps even improve the indoor air quality, investigating the interaction between the indoor surfaces and the indoor air is essential. By utilizing the hygroscopic properties of wooden surfaces one may achieve a passive way of improving the indoor climate and thereby stabilize the indoor RH at a preferred level. Also, utilizing the latent heat which occurs in this process holds a great potential. This paper seeks to define potential energy savings, by including moisture buffering effects of wooden surfaces and latent heat, in different defined situations. Four cases are described; taking a shower, night cooling, drying laundry, and conference room. The shower case is modelled in WUFI®PLUS to highlight the potential of bathroom heating with solely latent heat exchange in a limited period. The results show that hygrothermal performance of the surfaces is able to reduce need for increased ventilation and supplementary heat during showering.

1. Introduction

The interaction between the indoor air and the ambient indoor surfaces are increasingly important as a consequence of the demand for highly insulated and airtight dwellings. However, to understand the full picture is complex. It involves the building envelope, climate, interior design, ventilation strategy and resident comfort and behaviour. By utilizing the heat and moisture buffering capacities of wood, exposed surfaces can stabilise indoor temperature and humidity. One may achieve a passive way to improve the indoor climate and at the same time reduce the energy consumption in periods with critical loads.

Moisture buffering also reveals an interesting area of the building physics barely explored; the latent heat of sorption. This raises an important question. Is it possible to take advantage of the effect of latent heat in order to save energy? The latent heat is in this regard the sorption energy released or used in the phase change from vapour to liquid water or vice versa, in the open pores of exposed wood.

Four different cases are highlighted in this paper to further understand the possibilities of latent heat. WUFI®Plus is used to perform simulations and study the impact of wooden surfaces compared to other impermeable materials. The main intent of this work is to try to identify the magnitude of possible savings, search for possible negative effects and propose promising areas of future work.

2. Background

Buildings - residential, commercial and public - account for approximately 37 % of the globes total final energy consumption (Swedish Energy Agency 2010). A substantial share of this

energy is used to accommodate desired indoor climate. According to the International Energy Agency, the potential for reducing buildings energy consumption is mainly related to heating and cooling (IEA 2011).

Residents generally prefer a comfortable indoor environment although this may be quite energy inefficient and expensive. Fresh air and stable temperatures has become a luxury that most people are accustomed to and require. Energy storage in heavy materials like stone or concrete has the potential to reduce daily fluctuations in the indoor temperature and potential energy saving is explored; e.g. at the centre for research based innovation COIN, Hammer (2007). Wood has less appropriate thermal properties, but the hygroscopic properties of wood coupled with the ability for latent heat exchange is likely to have an advantageous impact on energy saving potential. The sorption isotherms in Fig. 1. shows the hygroscopic properties of wood compared to other building materials.

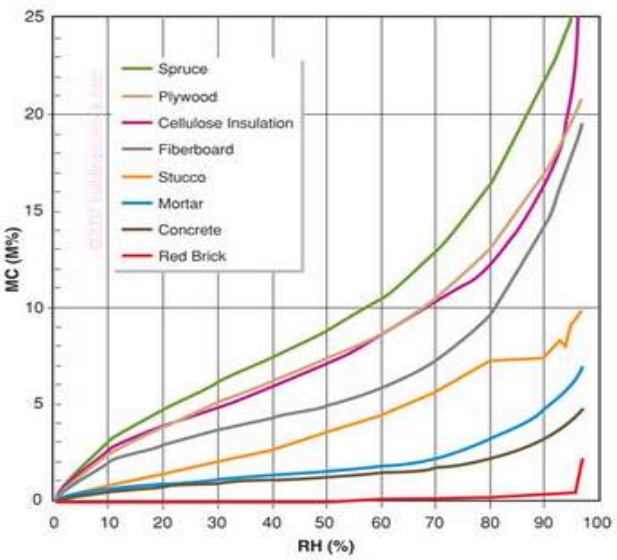


Fig. 1. Sorption isotherms for different building materials
(Straube 2006)

The Moisture Buffer Value (MBV) defines a quantity to describe the ability of building materials and systems of materials to exchange moisture with the indoor environment. The MBV indicates how much moisture is absorbed or released by a material when there are changes in the environment surrounding the material. MBV is developed through a NORTEST project (Rode et al. 2005).

Wood has good moisture buffering properties due to its origin; water transport is perfected in tall and large trees. The moisture buffer value of wood is, according to (Rode et al. 2005), three times higher compared to concrete and brick, twice as high as gypsum and about 20 % higher than cellular concrete. In addition wood has advantageous thermal surface properties and favorable tactile properties. Compared to metal, wood feels warmer at low temperatures and colder at high temperatures (Obata et al. 2005).

2.2 Function of a modern residence

The building generally acts as a climate shield. To ensure airtightness is the main issue when constructing energy efficient buildings, in addition to the increased insulation thickness. The Nordic countries all require air tight wind and vapor barrier, respectively on cold and warm side of the insulation layer. In Norway the present airtightness requirements limit the air infiltration to 2.5 air changes per hour for a single family house and 1.5 for other buildings at a 50 Pa pressure difference (TEK 2010).

The Norwegian building regulations (TEK 2010) also set strict requirements to the ventilation strategy. In a residence, rooms for permanent occupation needs fresh air supply, minimum 1.2 m^3 per m^2 of the floor area per hour when the room is occupied and minimum 0.7 m^3 per m^2 when it is unoccupied. Bedrooms need a minimum of 26 m^3 of fresh air per hour and per bed when the room is occupied. Kitchen and sanitary rooms shall have exhaust with satisfactory efficiency. Recovery of ventilation heat is important in the energy budget. To satisfy the requirements of both air quality and energy efficiency, dwellings usually need to have balanced ventilation with efficient heat recovery. In this case the yearly temperature efficiency for the heat recovery must exceed 70 % according to TEK (2010).

Balanced ventilation has a fan system with supply and return ducts supplying fresh and purified air and extracting used air. Normally, 60-90 % of the heat extracted can be recycled in a heat exchanger so that the supply air does not need preheating. To achieve circulation the fresh air is delivered with about 2-3 degrees below room temperature. With a properly designed ventilation system, fresh air is supplied to the rooms that have the greatest demands to clean and odor free air, such as living room and bedroom. The exhaust air is vented out through bathroom, laundry room and kitchen. Kitchen extraction should have a separate fan that leads the exhaust air straight out without passing heat exchanger.

Indoor moisture management, i.e. keeping the indoor relative humidity (RH) at correct levels, is important for whole building performance in terms of indoor air quality (IAQ), durability of buildings and energy performance. Also the effect of moisture buffering and latent heat is assumed to have a significant impact. The latent heat must be taken into account when designing the heating, ventilation and air conditioning systems. Mendes et al. (2003) used a heat and mass transfer model to show the effects of moisture on sensible and latent conduction loads. This model was then simplified to reduce calculation time and used to predict conduction peak. Different simplified models with various simplifications were compared and analysis was done for four different types of wall material and three different climates. The materials studied were aerated cellular concrete, brick, lime mortar and wood. The different climates were Singapore (hot/humid), Seattle (cold/humid) and Phoenix (hot/dry). The simulation analysis showed that whole-building energy simulation models that ignore moisture transfer in the building envelope may overestimate conduction peak loads, but underestimate the yearly integrated heat flux. This can lead to oversize heating, ventilation and air conditioning equipment (especially in dry climates) and underestimate energy consumption (primarily in humid climates).

2.2 Desired indoor air quality

The importance of clean, temperate, and healthy IAQ for a prosperous and healthy society is revealed in many scientific investigations. It is shown that both the indoor climate and IAQ can influence comfort, health, and productivity (Seppanen et al., 1999, Wargocki et al., 1999, Bornehag et al., 2001 and Wyon, 1996).

Ventilation is required in order to obtain a comfortable and healthy indoor environment. Moisture might in many cases be the most significant pollutant and the basis of the ventilation strategy is often regulated according to RH (CIBSE 2001).

Several factors influence the indoor RH, such as air change rate and airflow in rooms, moisture sources (human respiration and home appliances), the release or uptake of moisture by hygroscopic surfaces of envelope and furniture, moisture flow through building envelope, possible condensation as well as moisture content of the outdoor air (Woloszyn et al. 2008).

The acceptability of clean air and air polluted by building materials was studied by (Fang, Clausen and Fanger 1998). A climate chamber was used with different levels of air temperature and humidity in the ranges 18-28˚C and 30-70 % RH. The study showed that temperature and humidity have a significant impact on perceived air quality during whole-body exposure. Within the studied ranges, the acceptability of air is linearly related to the enthalpy and decreases with increasing air temperature and humidity. This means that besides air pollutants, enthalpy of the inspired air should also be considered as a factor which influences perceived air quality (PAQ). The importance of enthalpy is also highlighted in a study performed by Fang et al. (2004) on PAQ and sick building syndrome (SBS) symptoms in offices. The study concludes that perception of air freshness and acceptability improved greatly as temperature and

humidity decreased. As shown in Fig. 2., decreasing indoor air enthalpy from 45 kJ kg^{-1} (23 °C and 50 % RH) to 35 kJ kg^{-1} (20 °C and 40 % RH) can compensate for decreasing the ventilation rate from 10 to 3.5 l s^{-1} per person and still maintain perceived air quality. The study also showed that when subjects worked at slightly lower levels of air temperature and RH the intensity of fatigue, headache and difficulty in thinking clearly decreased.

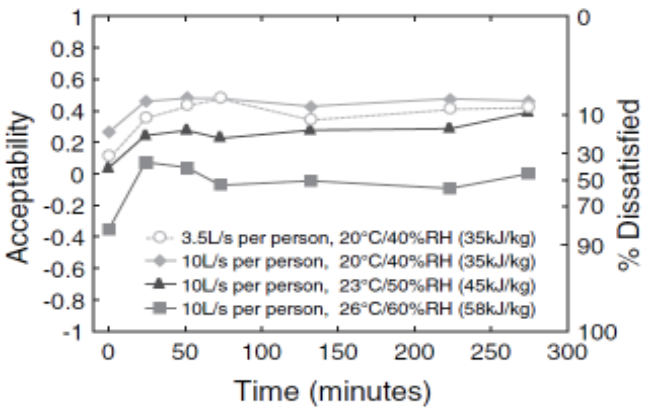


Fig. 2. Time course of the perception of air quality at the three levels of indoor air enthalpy and two levels of ventilation rate (Fang et al. 2004).

2.3 Moisture sources

In order to fully understand moisture problems in buildings, and how the indoor environment is affected, it is important to correctly determine the moisture sources. What the major sources are, what the frequencies of moisture dissipation is like and how to estimate moisture sources for specific conditions.

Moist air from the outside is generally an important moisture source of concern in the summer and in regions defined as humid climate. In cold climates the interior moisture sources are more important and in regions between the two, where both heating and cooling are needed, moisture sources from both the interior and exterior can be significant contributors to moisture problems.

Moisture resulting from construction moisture problems is especially important during the first two to three years of a new building but this issue is not emphasized in this paper. The main focus in this paper is highly insulated buildings, located in cold climates, and interior moisture sources resulting from the activities inside the conditioned space such as cooking, showering and respiration of the occupants.

2.4 Wood buffering effect on indoor air quality

Simonson, Salonvaara & Ojanen (2001) performed a numerical study on the moisture performance of a 12 m^2 bedroom in a wooden apartment building using hourly weather data from four different cities. The bedroom is occupied by two adults for 9 hours each night and the ventilation rate is set to 0.5 ach, which corresponds to 4.5 L/s. The occupants produce 60 g/h of moisture (42 W of latent heat) and 90 W of sensible heat. Two different cases were used to investigate the potential for hygroscopic materials to affect the energy consumption. One hygroscopic case where all the internal surfaces were permeable apart from the floor and one non-hygroscopic case in which all internal surfaces were impermeable (impermeable paint). In both cases the structure is wooden frame walls insulated with porous wood fibre boards. The hourly indoor conditions for the two cases are plotted on a psychrometric chart shown in Fig. 3. The results clearly show that the permeable case has both lower maximum indoor RH than the impermeable case and fewer hours below 20 % RH.

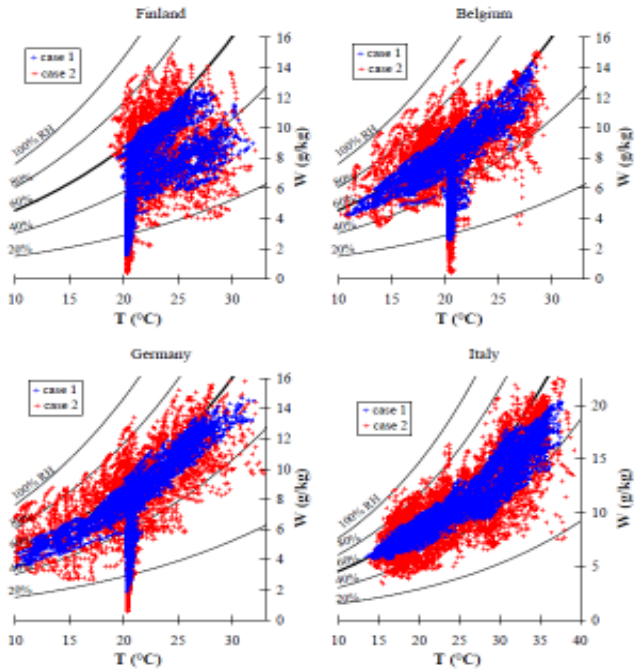


Fig. 3. Hourly values of indoor temperature and RH during the entire year in both the permeable case 1 (blue) and the impermeable case 2 (red) for four different climates (Simonson, Salonvaara & Ojanen, 2001).

Other comparisons of the two different situations simulated show that in most situations, the indoor conditions are more favorable when the building structures and coating are permeable. This is particularly the case during cool and humid weather when there is no heating in the bedroom or during short periods of increasing outdoor temperatures and humidity. Another purpose of the simulations was to identify the importance of thermal mass. Several combinations of thick and thin wooden panels with wooden and concrete floors and ceilings were studied to simulate the effect. The case with high thermal mass has about three weeks less time with both high and low temperatures. Considering the hygroscopic performances the massive cases have slightly more time with RH > 60 % and slightly less time with RH < 25 %.

The same bedroom mentioned above is simulated in (Simonson, Salonvaare & Ojanen, 2003). During mild weather in Belgium (outdoor humidity between 5 and 8 g/kg), the RH is calculated to be between 50 and 60 % for the permeable case and between 40 and 95 % for the impermeable case. The permeable case gets higher indoor temperature (1°C), 3 % less dissatisfied residents with warm respiratory comfort and up to 15 % less dissatisfied with perceived air quality. During colder weather in Finland (outdoor temperature of about 0˚C), the indoor humidity varies between 15 and 50 % RH for a non-hygroscopic structure and between 20 and 30 % RH for a hygroscopic structure. In this case the percent dissatisfied is 2-5 % lower during occupation with a hygroscopic structure.

The simulations show that hygroscopic structures has the potential to moderate variations of the indoor air RH and thus improve comfort and perceived air quality. The fact that hygroscopic materials can moderate indoor humidity is important because it shows that the moisture (latent heat) produced in a space is not directly transferred to the ventilated air as assumed in current ventilations design methods. In general, a hygroscopic structure will reduce the peak values of indoor humidity (by up to 35 % RH) in a bedroom. Since heat and moisture transfer are coupled, the indoor temperature will increase when moisture accumulates in the hygroscopic structure and decrease when moisture is dried from the structure, both also resulting in lower enthalpy.

2.5 Wood buffering effect on energy savings

Research on dynamic moisture storage has shown the potential for hygroscopic materials to be capable of improving indoor humidity, thermal comfort and IAQ in buildings. Osanyintola and Simonson (2006) extends this research by using published data from Simonson, Salonvaara and Ojanen (2001) which is described above, and Simonson, Salonvaara and Ojanen (2004), to estimate the potential impacts that hygroscopic materials may have on the energy consumption in buildings. The results of the simulations show that by using hygroscopic materials combined with a well-controlled HVAC system, the potential for direct energy savings are small for heating (2-3 % of the total heating energy), but significant for

cooling (5-30 % of the total cooling energy). While the potential indirect savings, which are defined as savings that result from adjusting the ventilation rate and indoor temperature while maintaining adequate indoor air quality and comfort, are in the order of 5 % for heating while they range from 5 to 20 % for cooling.

Woloszyn et al. (2008) uses four different simulation tools to study the effect of combining a relative-humidity-sensitive (RHS) ventilation system with indoor moisture buffering materials in terms of IAQ and of energy efficiency. The study confirms that the use of moisture-buffering materials is an efficient way to reduce the amplitude of daily moisture variations. In the tested case, it was found that the use of a RHS system could reduce the mean ventilation rate of 30-40 % and generate 12–17 % of energy savings in the cold period. It was even possible, by the combined effect of ventilation and wood as buffering material to keep the indoor RH at a stable level, between 43 % and 59 %. The effect of reducing ventilation and resulting indoor humidity has a considerable impact on the energy performance of the building, especially in modern, well insulated dwellings, where the part of the heat loss due to air renewal can account for as much as half of the total heat loss.

An experimental study concerning the moisture buffering performance of wood panelling and its buffering effects on the indoor environment is carried out by Li, Fazio and Rao (2011). A two-storey test hut in a large-scale environmental chamber was used to perform different test scenarios with varying moisture generation rates (MGR). The first six tests had no ventilation and the other six were ventilated at respectively 0.5 or 0.75 air change rates (ACH). Each test was carried out in two steps. In the first step the walls were covered with plastic sheets to avoid interaction between the hygroscopic material and the moisture in the air. In step two, two of the walls with wood panelling were exposed to the air in the room. All tests were carried out with outside winter conditions of -5 °C and 60 % RH. Comparison between the non-hygroscopic test and hygroscopic test show that when predicting the indoor humidity level the buffering effect is not negligible. At a ventilation rate of 0.5 ACH and MGR of 42 g/h, the indoor RH level is dampened by 8 % by the wood panelling and at a ventilation rate of 0.5 ACH and 91 g/h MGR, the dampened level reaches as much as 17 %. The study also show the moisture buffering performance of wood panelling at room level reflects the moisture sorption isotherm of the panel material but is also influenced by the room ventilation and local conditions of the air near the material surface. For instance, at 0.5 ACH ventilation rate, when moisture load increases from 42 g/h to 58.5 g/h, the moisture absorption amount of the wood panelling increases by 10 %. But when applying an auxiliary fan blowing against one of the walls, the moisture absorption amount increases to 30 %. This means that the characterization of the material buffering properties MBV may not be sufficiently representative of the material buffering performance at room level. Air velocity near the material surface will influence the surface mass transfer coefficient, and thus the moisture transfer rate.

2.6 Latent heat exchange

It appears that when applying hygroscopic materials, direct energy savings are possible. Moisture accumulation in hygroscopic materials releases energy, which will decrease the required heating energy (Osanyintola and Simonson 2006). This moisture accumulation occurs during occupation, since humans are an important source of moisture in buildings. But because energy is needed to dry this moisture from these materials during unoccupied periods, the net result is that the total energy consumption during the heating season is nearly equal for both cases. In order to take advantage of this effect dynamic indoor climate is required. This means that it might be possible to save heating energy with hygroscopic materials, but a control strategy is required to

realize these savings. Osanyintola and Simonson (2006) suggest control strategies like temperature and ventilation set back during unoccupied periods.

A hygrothermal model accounting for the moisture and heat transport in a solid wood envelope directly exposed to an indoor climate is presented in Hameury (2005). A numerical simulation is also provided to depict the buffering capacity of a solid timber structure as a function of the air exchange rate and the effective wood wall area. The model incorporates the moisture diffusion process through a wood structure, as well as the latent heat of moisture. The migration of moisture through the wood layer of the building envelope generates heat which leads to an increase or decrease of the wood temperature. This is due to the conversion of latent heat when moisture is absorbed or desorbed by the wood cell walls. In this model the total heat energy is expressed as the amount of sensible heat and latent heat. Latent heat is the amount of heat required to bring about a change of state in a substance without any fluctuation in temperature. Sorbed water in a porous medium has a lower vapour pressure than ordinary liquid water and its enthalpy is lower or more negative than the enthalpy of liquid water by the differential heat of sorption. This means that more energy is needed for a sorbed water molecule to escape and evaporate compared to a liquid water molecule. When condensation occurs from a vapour phase to a liquid phase, heat is released at a rate of 2501 kJ kg^{-1} of vapour condensing at 0 ºC. Over the range of temperature 10 – 30 °C the latent heat of vaporization of water decreases from 2478 to 2430 kJ kg^{-1}.

2.7 Recommendations for a healthy indoor climate

Maintaining good indoor air quality is becoming a greater challenge due to many new materials, furnishings, products and processes used in the buildings that are potential sources of air contaminants. As discussed in this paper the perception of IAQ is closely linked to the humidity of indoor air, and moisture transfer between the indoor air and building structures could reduce the required ventilation rate. Reducing the ventilation rate could have a significant impact on energy consumption because a significant share of the energy consumed in buildings is used to condition ventilation air. In order to implement reduction in the ventilation as an energy efficient result of humidity control, other aspects of maintaining an acceptable indoor air quality must be identified and evaluated. Ventilation is necessary due to carbon dioxide (CO_2), moisture, volatile organic compounds (VOC's) and other gases emitted from occupants and building parts, which affect the quality of indoor air. Indoor pollutants such as VOC's, radon, dust, bacteria, mould, odours, etc. are also important for indoor air quality (IAQ) and occupant health.

Ventilation is by definition the process of supplying outdoor air quality by both diluting the indoor air with less contaminated outdoor air and removing the indoor contaminants with the exhaust air. Source control means removing or encapsulating the source of pollution resulting in a reduced need for ventilation due to air contaminants. This can be done by prioritizing low emitting building materials and furnishing, asking for documentation of health and environmentally hazardous substances, avoiding to a greater extent horizontal surfaces to reduce accumulation of dust and by proper cleaning with minimal use of chemicals (NAAF 2011).

3. May more local effects be utilized?

The authors wish to study the local effects of moisture buffering and investigate the impact from latent heat exchange. Different situations are discussed below.

3.1 Taking a shower

Effective moisture control is an important part of home and health maintenance. In modern houses with air tight bathrooms and materials without buffer capacity the water vapour produced when

showering requires a powerful fan to be evacuated efficiently. This means transporting out much of the energy from the bathroom resulting in a large heat loss at the given time. When applying hygroscopic materials on walls and ceiling, a significant share of the moisture produced when showering will be absorbed. As a result the RH of the air will increase at a lower rate and the moisture load is reduced. The moisture produced when showering can be evacuated over a longer time span using a less powerful fan. As moisture is absorbed by the surfaces heat will also be released due to the latent heat providing a comfortable air temperature for a person to get dressed. The initial air temperature of the bathroom can thus be lower.

It is important to notice that even though there is a heat release due to the latent heat, the same amount of heat is required to dry the moisture from the walls again at a later stage. This happens some time after the shower is finished when the RH of the air decreases and the bathroom is unoccupied.

To ensure adequate air quality in a residence the recommended minimum air change is 0.5 h^{-1}. In highly insulated buildings the most common way to achieve this is with either a mechanical or a balanced ventilation system. A preferred ventilation strategy for these systems is extracting used air out through the rooms which have the most air pollution; bathrooms, laundry room and kitchen. Fresh air is supplied to the living room, bedrooms and hallways which have the greatest demands to clean and odor free air. This means the air is constantly drawn from the bathroom to comply with the ventilation requirements. By reducing the peak moisture load from the shower, with hygroscopic materials, the moist air can be replaced over a longer time span. The minimum ventilation already required is sufficient and the need to increase the ventilation during the shower, which often is needed, is eliminated. The result is energy savings and reduced risk of mould growth and other problems due to condensation.

This case is simulated in Chapter 4.

3.2 Drying laundry

Clothes dryers are household appliances which are used to remove moisture from laundry shortly after they are cleaned in a washing machine. Using clothes dryers is highly energy consuming and may also cause clothes to shrink and become less soft due to loss of short soft fibres and lint. As an alternative one may choose to hang clothes to air-dry. This can be energy efficient compared to a clothes dryer but when drying clothes indoors it is important to ensure that the amount of moisture from the drying laundry does not result in condensation problems and reduced IAQ. Therefore drying laundry in other rooms than laundry- and bathrooms is not recommended.

As mentioned in the bathroom case the common ventilation strategy with either mechanical or balanced ventilation is extracting used air out through bathrooms, laundry room and kitchen and supplying fresh air to the living room, bedrooms and hallways. One is thus ensured that the moisture from the clothes drying does not cause unnecessary condensation problems in the rest of the house as long as the drying process is kept to the laundry- or bathroom. However, the laundry requires a powerful fan to evacuate the moisture efficiently and additional heating might also be required in order to complete the process within an adequate amount of time.

Applying hygroscopic surfaces in walls and ceiling in a laundry room reduces the overall moisture load from the laundry, causing the RH to increase at a lower rate. The moisture from the laundry can thus be evacuated over a longer time span. As moisture is absorbed by the ambient surfaces latent heat is produced causing the temperature in the room to increase and enabling the air to hold more vapor. As a result the drying period of the laundry decreases, reducing the need for both increased ventilation additional heating.

3.3 Cooling during hot and humid periods

The outdoor temperature can have quite large variations in a 24-hours period due to solar heating

during daytime. As a result several buildings are overheated. Being able to reduce the rise of the indoor temperature and keeping a comfortable indoor environment during daytime holds a great potential for energy savings.

The buffer effect of wood may have the potential to keep a building cool at daytime during hot periods. This might be done by ventilating at night with cool and humid outdoor air. During the following day the moisture accumulated in the indoor wooden surfaces will require heat from the warm indoor air to evaporate and thereby reducing the temperature rise in the indoor air. Thus, the hygrothermal inertia of wooden surfaces keeps the temperatures down.

3.4 Conference room

In addition to odor and CO^2, moisture released from persons is an important issue in crowded spaces and must be considered when determining the ventilation strategy. Meeting rooms and auditoriums are often occupied for a relatively short amount of time and empty for longer periods. By using exposed wooden surfaces the rate of the increase in the RH in the indoor air will be slower due to the absorption of moisture by the wood, and less ventilation is required to keep the RH below a critical level. As wooden surfaces also releases heat during absorption, the amount of additional heating in the conference room might be reduced to some extent at the time of occupancy. When the room is not in use moisture will be transported out by the ventilation.

4. Simulating the shower

WUFI®PLUS (2011) simulations has been performed on a small bathroom in order to further study the effect of latent heat from a five minutes shower. The floor area of the bathroom is 7.3 m^2 and the total wall and ceiling area is 35.4 m^2. Two cases are compared, one with hygroscopic surfaces (case 1) and one without (case 2). Case 1 has untreated wooden panels on both walls and ceiling, and tiles on the floor. Case 2 has only impermeable surfaces. The rooms adjacent to the bathroom and the ventilation air are set to a constant temperature of 20 ˚C and 40 % RH, which are reasonable values for a residence in the winter. The bathroom and the corresponding environment are simplified to clearly show the effect of the latent heat on the air temperature. Simulations are performed at different ventilation rates; 0.25, 0.5 and 1.0 h^{-1}.

The indoor load from the shower is limited to the moisture release only. This means that the rise in temperature in case 1 is solely due to the latent heat. In a real situation there would be an additional heat gain due to the temperature of the water and from the person(s) present in the room. The values of the shower moisture load are obtained from Erhorn and Gertis (1986).

4.1 Simulation results

Results from the simulations are depicted in Fig. 4.

In case 1 the wooden surfaces are capable of keeping the RH below 68 % during the entire shower with a ventilation rate of 0.25 h^{-1}. The air temperature is increased by 2.5 ˚C due to the latent heat. After two hours the RH has decreased to 56 %. By increasing the ventilation rate to 1.0 h^{-1}, the RH is reduced to 53 % after two hours.

In case 2, with n = 0.25 h^{-1}, the RH reaches 100 % almost immediately after the shower has started and remains 100 % for about 30 minutes. Afterwards the RH decreases, but is still not below 84 % after two hours. A ventilation rate of 0.25 h^{-1} is clearly not sufficient for the bathroom without hygroscopic surfaces. When increasing the ventilation rate to 1.0 h^{-1} the RH is reduced below 56 % after two hours.

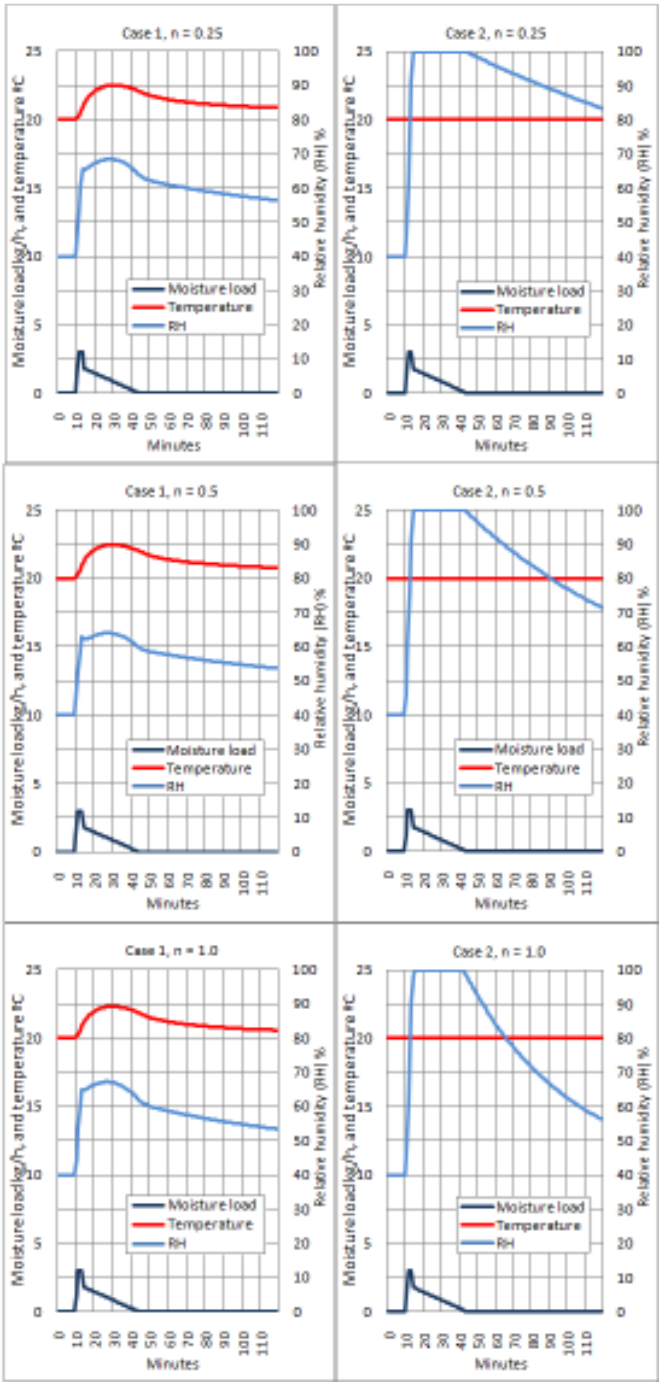


Fig. 5: Values of the moisture load, indoor temperature and RH during a two hour period (displayed in minutes) in both the permeable case 1 and the impermeable case 2 for tree different ventilation rates; 0.25, 0.5 and 0.1 h^{-1}.

5. Discussion and conclusions

This paper refers to studies which show that utilizing the moisture buffering capacity and latent heat exchange of exposed wooden surfaces has a great potential for energy savings. Research shows that variations in the indoor relative humidity are highly related to the indoor air quality, occupant health, comfort and behavior, durability of building parts and ventilation strategies. Also, the perception of air freshness and the acceptability of air are linearly related to the enthalpy and (within the studied ranges) are improved with decreased temperature and humidity. Investigating the interaction between the indoor surfaces and the indoor air is therefore perhaps even more essential in highly insulated and airtight dwellings as a reduction in ventilation is likely to have a substantial advantageous impact on the total energy consumption.

Latent heat exchange and moisture buffering considerations should be a part of ventilation design. Stabilizing the relative humidity at a preferred level can enable us to lower the indoor temperature and in many cases reduce the ventilation rates without affecting the comfort or health of the residents. Neglecting these effects can lead to oversized ventilation, heating and air-conditioning equipment. Within this limited study no negative effects concerning latent heat exchange in indoor surfaces were found.

To study the effect of latent heat, a shower in a small bathroom is modelled in WUFI®Plus. The results displayed in Fig. 6 show the influence of latent heat which raises the temperature in the most critical period for the person taking the shower; when towelling and getting dressed.

The temperature in case 1, which has exposed wooden surfaces, is affected by the moisture load from the shower. As there are no additional heating the temperature rise in the bathroom of up to 2.5 ºC is solely due to the latent heat. With only 0,25 h^{-1} of ventilation the exposed wooden surfaces keeps the RH below 68 % during the entire shower. In case 2, where there are no exposed wooden surfaces, the RH reaches 100 % almost immediately after the shower has started. A ventilation rate of 0.25 h^{-1} is clearly not sufficient, as the relative humidity is still 84 % after 2 hours when having impermeable surfaces. Impermeable

surfaces like tiles are most used in Nordic bathrooms today.

Although the simulated cases are simplified, the simulations clearly demonstrate that hygroscopic room surfaces, such as wood panelling, may considerably attenuate RH variations due to fluctuating moisture loads. Further, latent heat exchange involved in moisture absorption and desorption will influence room temperature. These buffering effects should be taken into consideration when designing low energy buildings.

6. Further work

Future work includes simulations of different combinations of ventilation rates, size of active surface area and moisture loads for the different situations which may or may not utilize the effect of latent heat exchange. Simulations should also be done and evaluated for different climates. Validation of simulations in laboratory measurements under controlled conditions will also be necessary.

The authors intend to define guidelines for architects and building owners in order to understand the effect of hygroscopic surfaces, and how to improve the conditions for energy efficient and healthy buildings.

Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge Innovation Norway for funding this study.

References

Bornehag, C.-G., Blomquist, G., Gyntelberg, F., Jarvholm, B., Malmberg, P., Nordvall, L., Nielsen, A., Pershagen, G. and Sundell, J. (2001). Dampness in Buildings and Health, Indoor Air, 11: 72–86.

CIBSE, 2001. CIBSE Guide B2 – Ventilation and Air Conditioning. Chartered Institute of Building Services Engineers (CIBSE), London, UK.

Erhorn, H. and Gertis, K., 1986, Minimal Thermal Insulation and Minimal Ventilation, *Gesundheit Engineering,* Vol. 107, 1986.

Fang, L., Clausen, G. and Fanger, P.O. 1998. Impact of temperature and humidity on perception of indoor air quality during immediate and longer whole-body exposures, Indoor Air, 8, 276–284

Fang L., Wyon D.P., Clausen G. & Fanger P.O. 2004. Impact of indoor air temperature and humidity in an office on perceived air quality, SBS symptoms and performance. Indoor Air 2004; 14 (Suppl 7): 74–81

Hammer A. (2007) COIN, Concrete Innovation. Centre for research based innovation Norwegian Research Council, NFR 174878. Oslo. Norway

Hameury S. 2005 Moisture buffering capacity of heavy timber structures directly exposed to an indoor climate. a numerical study. Building and Environment 40 (2005) 1400–1412

IEA, 2011. Technology Roadmap. Energy-efficient Buildings: Heating and Cooling Equipment. © OECD/IEA, International Energy Agency. Paris, France

Li Y., Fazio P. and Rao J. 201. An investigation of moisture buffering performance of wood paneling at room level and its buffering effect on a test room. Building and Environment 47 (2012) 205-216

Mendes N., Winkelmann F.C., Lamberts R. & Philippi P.C. 2003. Moisture effects on conduction loads. Energy and Buildings 35 (2003) 631–644.

NAAF 16.06.2001. Facts of indoor climate. (In norwegian): www.naaf.no/no/inneklima/Fakta-om-inneklima/ [25.10.2011]

Obata Y., Takeuchi K., Furuta Y. & Kanayama K. 2005. Research on better use of wood for sustainable development: Quantitative evaluation of good tactile warmth of wood. Energy 30 (2005) 1317–1328

Osanyintola O.F. & Simonson C.J. 2006. Moisture buffering capacity of hygroscopic building materials: Experimental facilities and energy impact. Energy and Buildings 38 (2006) 1270–1282

Rode C., Peuhkuri R., Mortensen L.H., Hansen K.K., Time B., Gustavsen A., Ojanen T., Ahonen J. Svennberg K. Harderup L-E. & Arfvidson J. 2005. Moisture buffering of building materials. Proj. nr.: 04023. Nordic Innovation Centre

Seppanen, O., Fisk W and Mendell, M., 1999, Association of ventilation rates and CO2-consentrations with health and other responses in commercial and institutional buildings, Indoor Air, 9(4), 226-252

Simonson C.J., Salonvaara M. & Ojanen T. 2001. Improving Indoor Climate and Comfort with Wooden Structures.. Tecgnical Research Centre of Finland, VTT Publications 431. Espoo, Finland

Simonson C.J., Salonvaara M & Ojanen T. 2003. Heat and Mass Transfer between Indoor Air and a Permable and Hygroscopic Building Envelope: Part II – Verification and Numerical Studies Journal of Thermal Envelope and Building Science 2004 28: 161

Simonson C.J., Salonvaara M & Ojanen T. 2004. Moderating indoor conditions with hygroscopic building materials and outdoor ventilation, ASHRAE Transactions 110 (2) (2004) 804–819.

Straube J. 24.10.2006. *Moisture and Materials* www.buildingscience.com/documents/digests/bsd-138-moisture-and-materials/ [07.10.11]

Swedish Energy Agency 2010. Energy in Sweden facts and figures 2010. Report ET2010:46. Stockholm, Sweden

TEK (2010) Norwegian building regulations. National Office of Building Technology and Administration, Oslo, Norway

Wargocki, P., Wyon, D.P., Baik, Y.K., Clausen, G. and Fanger P.O., 1999, Perceived air quality, sick building syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads, Indoor Air, 9(3), 165-179

Wyon, D. P., 1996, Indoor environmental effects on productivity, In: Proceedings of IAQ 96 – Paths to better building environments, (edited by K. Y. Teichman), ASHRAE, Atlanta, 5-15

Woloszyn M., Kalamees T., Abadie M. O. Steeman M. & Kalagasidis A. S. 2008. The effect of combining a relative-humidity-sensitive ventilation system with the moisture-buffering capacity of materials on indoor climate and energy efficiency of buildings. Building and Environment 44 (2009) 515-524

WUFI®Plus. 2011. Institut für Bauphysik, Fraunhofer. Holzkrichen, Germany

3. Bygningsfysisk grunnlag

Fukt- og varmetransport gjennom en overflate er koblede prosesser som påvirker hverandre gjensidig. Ved betraktninger av fukt- og varmetransport over tid bør derfor begge prosesser betraktes samtidig. Begge prosessene er komplekse, og utgjøres av en rekke ulike mekanismer. Dette kapittelet gir en innføring i grunnlegende begreper, egenskaper og sammenhenger som er relevante for å forstå og gjøre beregninger for fukt- og varmetransport i en innvendig overflate. Innholdet er hovedsakelig hentet fra Geving og Thue (2002). Der andre kilder er benyttet vil det bli oppgitt i teksten.

3.1 Fukt

3.1.1 Fukt i luft

Luftas evne til å ta opp og avgi fuktighet er av sentral betydning ved behandling av nesten alle fuktproblemer. Innholdet av vanndamp i lufta kan angis på forskjellige måter:

- som vanndampens partialtrykk p_v (Pa (N/m^2))
- som vanndampkonsentrasjon v (kg/m^3) også kalt vanndampdensitet eller vanndampinnhold
- som vanndampmasse x per kg tørr luft (kg/kg) også kalt luftas relative fuktinnhold eller fuktgrad

Vanndampinnholdet i lufta er helt uavhengig av om det er andre gasser til stede eller ikke. Ved enhver temperatur vil det være en øvre grense for hvor stort innholdet av vanndamp i lufta kan bli. Denne grensen kalles metningsinnholdet v_{sat} eller metningstrykket p_{sat} hvis man benytter partialtrykk. Metningstrykket øker med temperaturen. Lufta kan altså inneholde mer vanndamp desto høyere lufttemperatur. Vanligvis er vanndampens partialtrykk p_v i lufta lavere enn metningstrykket p_{sat} ved den aktuelle temperaturen.

I bygningsfysikken brukes ofte utrykket relativ fuktighet RF som defineres slik:

$$\phi = \frac{v}{v_{sat}} = \frac{p}{p_{sat}}$$

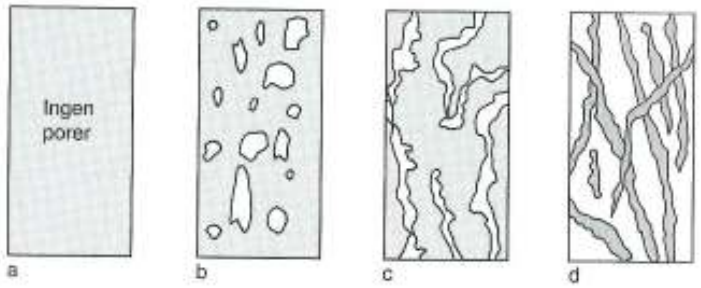
Den relative fuktigheten er ofte oppgitt i prosent: $RF = \phi \cdot 100\ \%$.

Ettersom metningstrykket avtar når temperaturen synker, vil fuktig luft som avkjøles få økende RF. Avkjøles luften til den temperaturen hvor metningstrykket er lik vanndamptrykket i lufta når vi 100 % RF. Denne temperaturen kalles doggpunktet. Ved ytterligere avkjøling vil noe av vanndampen i lufta utfelles som væske (kondens).

Vanndampinnholdet i lufta blir som oftest angitt som RF. Dette henger sammen med at det er lettest å måle og fordi bygningsmaterialers opptak av vanndamp bestemmes ut i fra RF. Skal man derimot beregne fukttransport gjennom materialene må man ta utgangspunkt i det absolutte fuktinnholdet.

3.1.2 Fukt i materialer, materialstruktur og poresystem

Alle materialer som kommer i kontakt med fukt i damp eller væskeform vil oppta mer eller mindre fukt. Unntaket er materialer med helt lukkede porer som metaller og glass. Fuktinnholdet i et materiale avhenger av materialtypen, poresystemets egenskaper, den formen for fuktbindinger som oppstår og den fuktpåvirkningen som materialet har vært utsatt for tidligere (fukthistorikken). Materialenes fuktbindings- og fukttransportegenskaper influeres i stor grad av porenes form, størrelse og fordeling i et materiale. Diameteren for porene kan variere fra flere millimeter og ned til molekylær størrelse. I praksis vil det i forbindelse med fukt være en nedre grense ved diameteren for et vannmolekyl, ca. 0,3 nm.



Forskjellige typer materialstruktur og poresystem
a. Ingen porer (f.eks. metall)
b. Kontinuerlig faststoff med lukkede porer (f.eks. skumglass)
c. Både faststoff og poresystem er kontinuerlig (f.eks. betong, tre)
d. Diskontinuerlig faststoff (f.eks. mineralull, sand)

Figur 7: Forskjellige typer materialstruktur og poresystem (Geving og Thue 2002)

Poresystemet kan defineres ut i fra materialstrukturen slik illustrert på figur 7. Materialene i gruppene b, c og d kan binde fukt i poresystemet, og kalles derfor *hygroskopiske materialer*. Den maksimale mengden vann som et materiale kan inneholde, bestemmes av porøsiteten n som angir den andelen porevolumet utgjør av totalvolumet. Porøsiteten defineres av romdensiteten ρ (kg/m^3) og densiteten av materialets faststoff (uten porer) ρ_{sol} (kg/m^3).

$$n = 1 - \left(\frac{\rho}{\rho_{sol}}\right)$$

Variasjonsområdet for porøsiteten er mellom 0 og 1 men kan også angis som prosentverdi mellom 0 og 100 %. Total poreoverflate kan også variere enormt (fra 0 til flere hundre m^2 per gram av materialet). Eksempelvis har tre, som kan betraktes som et porøst materiale, en poreoverflate på ca 30 m^2 per gram.

3.1.3 Fuktbindinger i materialer

Når vann på en eller annen måte bindes til (blir tatt opp av) et materiale avgis det samtidig en viss varmemengde kalt sorpsjonsvarme. Sorpsjonsvarmen er større desto sterkere bindingene er. Samtidig fører den gjensidige påvirkningen mellom vann og fast stoff til at begge komponentenes egenskaper forandres. Svelling er et godt eksempel på en slik forandring.

Det skilles mellom kjemiske og fysikalske bindinger når det er snakk om fukt i materialer. Hovedsakelig fokuserer man på fysikalsk bundet, eller fordampbart vann, som vil si vann som fordamper ved en bestemt temperatur (vanligvis 105 °C). Kjemisk bundet vann er så fast fiksert i materialet at man normalt ikke inkluderer dette i begrepet fukt. De fysikalske bindingsformene inndeles i tre hovedgrupper;

- Osmotiske bindinger (også kalt kjemiske bindinger)
- Adsorptive bindinger
- Kapillærkondensasjon.

Osmotiske bindinger skyldes at det er salter til stede i materialet, noe som gir et redusert vanntrykk. Det dreier seg vanligvis om små mengder salter og siden det er vanskelig å skille mellom adsorptivt og osmotisk bundet vann, ser man vanligvis bort fra denne effekten.

Adsorptive bindinger skyldes tiltrekningskrefter (adhesjonskrefter) mellom molekylene i det faste stoffets overflatelag (spesielt porenes overflate) og vann- eller vanndampmolekyler. Alle type væske- og gassmolekyler kan bli absorbert på poreveggene, men vannmolekylet fanges lettere inn enn for eksempel

oksygen- og nitrogenmolekyler på grunn av den dipole strukturen. I forhold til kjemiske bindinger kan de adsorptive bindingene ses på som relativt svake, men det er tross alt store krefter som spiller inn. I det innerste sjiktet av H_2O-molekyler som setter seg på poreveggene får fukten en tilstandsform som ikke lenger er egentlig damp eller vann, men en seigtflytende væske. Det må stor energitilførsel til for å frigjøre disse vannmolekylene fra poreveggen. De neste lagene får langt svakere bindinger. Man regner med at de fleste byggematerialer kan adsorbere ca. 30 molekyllag, noe som gir en fukthinne med tykkelse på ca. 10 nm på poreveggene.

Tiltrekningskreftene som overflaten av det faste stoffet utøver, varierer mellom forskjellige materialer. For en væskedråpe som slippes på et horisontalt underlag, vil formen på dråpen avhenge av overflatespenninger mellom gass (luft) og væske, mellom faststoff og gass, og mellom faststoff og væske. Er det ingen tiltrekningskrefter, som for eksempel for kvikksølv på glass, vil ikke væsken fukte underlaget. For vann på glass er forholdet omvendt. Glass har så sterke adhesjonskrefter at det adsorberte vannlaget på glassoverflaten kan komme opp i en tykkelse på 60–70 nm. Mengden adsorptivt bundet vann vil selvsagt avhenge av den totale poreoverflaten (spesifikk overflate i m^2/kg). For et materiale som i utgangspunktet er tørt vil adsorpsjonen stå for fuktopptaket i startfasen av oppfuktningen og etter hvert vil kapillærkondensasjonen overta.

Kapillærkondensasjon vil for de fleste materialer ha større praktisk betydning enn adsorpsjon, men for lav RF er det mindre relevant. Først når RF når 80–90 % vil kapillærkondensasjonen for alvor begynne å gi utslag og når man nærmer seg 100 % øker virkningen raskt. Kapillærkondensasjonen har derfor mindre betydning i sammenheng med fuktopptak i innvendige overflater og vil ikke bli omtalt nærmere her.

3.1.4 Fuktinnhold

Når man snakker om fukt i et materiale, tenker man på den totale mengden fritt vann (vann som kan fordampe). Men fukt i et materiale kan opptre både i fast, flytende og dampform avhengi av omgivelsesbetingelsene. I de minste porene opptrer fukten i en ikke eksakt definerbar fasetilstand. Ofte måles fuktinnholdet ved å veie materialprøver i fuktig og uttørket tilstand. Forskjellige uttørkingsmetoder kan gi forskjellig tørrvekt og man bør derfor oppgi hvilken uttørkingsmetode som er brukt.

Den mengden fukt som finnes i porene kan, på samme måte som for fukt i luft, angis på forskjellige måter:

- som fuktmasse/tørrstoffmasse u (kg/kg) (eventuelt vektprosent)
- som fuktmasse/materialvolum w (kg/m^3)
- som fuktvolum/materialvolum ψ (m^3/m^3) (eventuelt volumprosent)
- som metningsgrad, fuktvolum/porevolum S (-) (eventuelt i prosent)

Intervallet mellom helt vannmettet og helt tørt materiale er ofte stort. Egenskapene varierer svært mye fra materiale til materiale, men man kan i prinsippet inndele fuktinnholdsområdet i noen relativt vel avgrensede områder. For hygroskopiske, kapillæraktive byggematerialer som tre, tegl, mørtel og betong er disse tre fuktinnholdsområdene typiske;

- hygroskopisk området
- kapillære området
- overmetningsområdet

Fuktinnholdet i det hygroskopiske området tilsvarer likevekt ved lagring i fuktig luft, og er det området som er av interesse ved betraktninger av fuktbufring. Høyere RF gir høyere fuktinnhold og i prinsippet har man en øvrig grense ved 100 % RF. I praksis klarer man ikke å opprettholde et klima med 100 % RF.

Øvre hygroskopiske grense $w_{hygr}, \psi_{hygr}, u_{hygr}$, som ligger ved ca. 95-98 % RF. Økes fuktinnholdet yterligere nås et punkt som kalles kritisk fuktinnhold $w_{cr}, \psi_{cr}, u_{cr}$, hvor porevannsystemet er kontinuerlig og fukttransport ved vannstrømning kan foregå. Over denne grensen er det fukttransport ved væskestrømning som dominerer.

Begrepet kritisk fuktinnhold benyttes også om fuktinnholdet hvor risiko for redusert bestandighet eller funksjon øker ut over akseptabelt nivå. Vanligvis er w_{cr} betydelig høyere enn w_{hygr}, men for betong har man imidlertid ingen klar grense mellom disse verdiene.

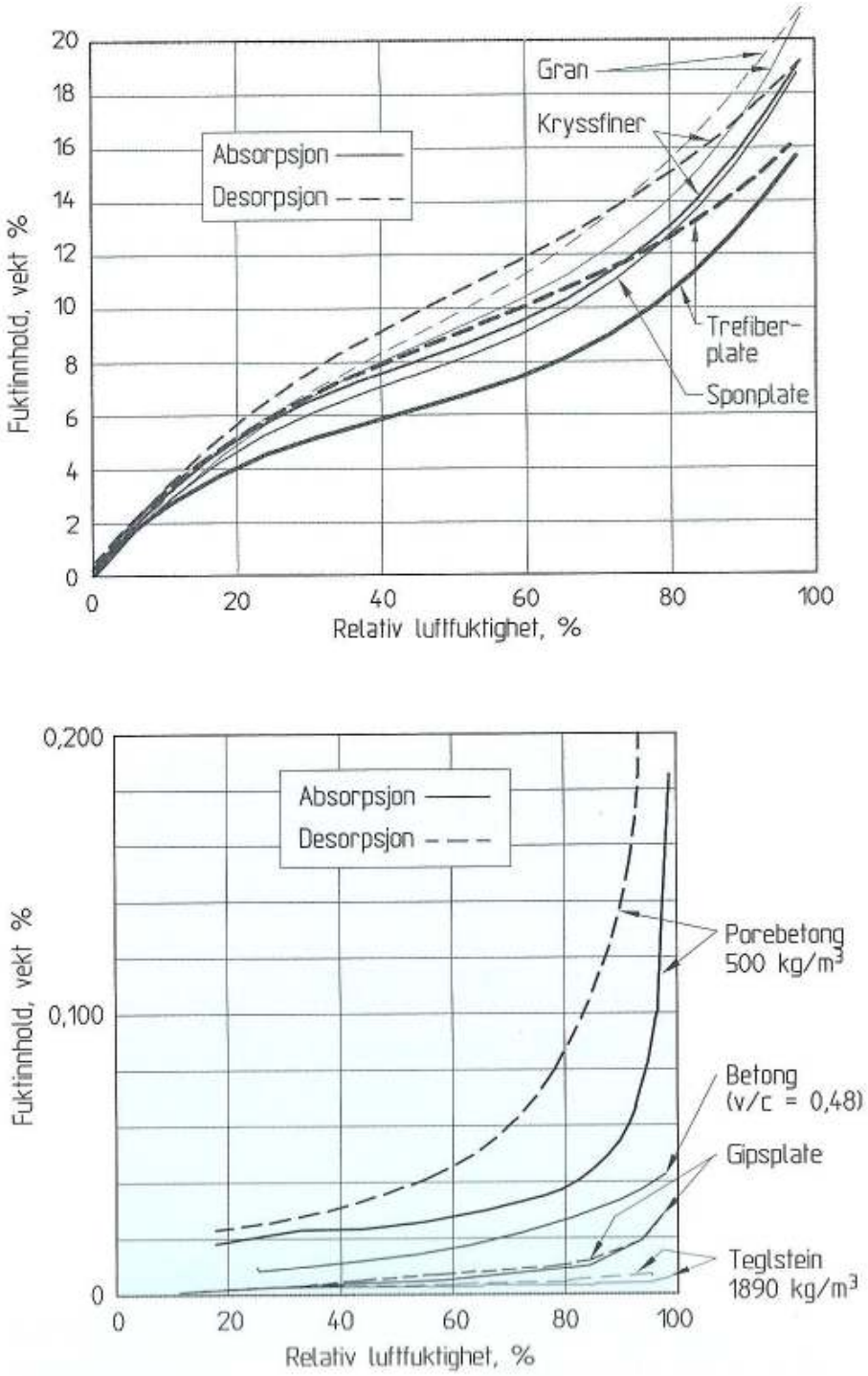
Hvis materialet i lengre tid står i kontakt med fritt vann, vil fuktinnholdet øke inntil kapillær metning, $w_{cap}, \psi_{cap}, u_{cap}$. Området fra øvre hygroskopiske grense til kapillær metning kalles det kapillære området. Man når ikke full metning med bare kapillærsuging slik at w_{cap} vil ligge noe under w_{max}.

Overmetningsområdet er området fra kapillær til full metning. Dersom man skal nå full metning $w_{max}, \psi_{max}, u_{max}$, må all innesluttet luft i poresystemet drives ut. Dette kan for eksempel gjøres ved koking, vakuumbehandling i laboratoriet eller ved høyt trykk over lang tid.

3.1.5 Sorpsjonskurver

Når et hygroskopisk materiale er omsluttet av luft med konstant temperatur og fuktinnhold, vil fuktinnholdet i materialet gradvis tilpasses RF i lufta. Vektendringen vil skje raskt i begynnelsen og langsommere etter hvert. Etter en tid (kan ta opp til flere uker/måneder) vil damptrykket over de adsorberte væskesjiktene bli like stort som luftens damptrykk. Materialets vekt vil da ikke lenger endres og man sier at materialet har nådd sin *likevektsfuktighet*. Endrer man RF i luften vil materialet etter en tid innstille seg på en ny likevekt. Har man tilstrekkelig mange slike likevekstspunkter vil man kunne tegne opp en såkalt sorpsjonskurve. Ved å gjøre samme endringer ved en høyere eller lavere temperatur vil man få en tilsvarende sorpsjonskurver med litt høyere eller lavere verdier. Absorbert fuktmengde øker noe med lavere temperaturer. I det temperaturområdet som er aktuelt ved vanlige bygningsfysiske vurderinger (-20 til +30 ºC), er innvirkningen av temperaturen gjerne så liten at den neglisjeres. Sorpsjonskurver for noen utvalgte materialer er vist på figuren under. Man ser at likevekstfuktigheten for de organiske materialene generelt ligger høyere enn for andre materialer, og at kapillærkondensasjonen gjør seg sterkt gjeldene for en del materialer ved høy RF.

Forløpet av sorpsjonskurver kan variere en god del innenfor samme materialgruppe, avhengi av densitet, porestruktur, produksjonsmåte osv. og man bør derfor være forsiktig med å anvende slike kurver generelt. Dersom et materiale inneholder oppløste salter, kan dette også medføre store endringer i sorpsjonskurven ved fuktinnhold over saltets likevektsfuktighet. Sorpsjonskurver for et materiale må alltid fastlegges eksperimentelt, noe som ofte innebærer omfattende og tidkrevende målinger.



Figur 8: Sorpsjonskurver for et utvalg av materialer
(Geving og Thue 2002)

3.1.6 Hystereseeffekten

Hysterese er et utrykk for at materialer vil ha høyere fuktinnhold ved desorpsjon (uttørking) enn ved absorpsjon (fuktopptak). Dette ser man om man først undersøker likevektsfuktigheten til et materiale ved stigende RF og deretter reverserer prosessen ved å senke RF. Materialets tidligere fuktbelastning vil altså ha betydning for hvilket fuktinnhold det stiller seg inn på. Størrelsen på hystereseeffekten varierer fra materiale til materiale og er avhengig av porestrukturen.

Når et materiale utsettes for gjentatte fuktbelastninger (oppfukting og uttørking) vil fuktinnholdet bevege seg på kurver (scanningkurver) som ligger mellom absorpsjons- og desorpsjonsisotermen. Ved raske endringer i RF vil ikke fuktinnholdet i materialet rekke å nå likevektstilstanden. For beregning av

fuktvariasjoner ser man derfor ofte bort fra hysterese og anvender middelkurven av absorpsjon og desorpsjon som grunnlag.

3.1.7 Fuktkapasitet

Fuktkapasiteten til et materiale beskriver hvordan materialets fuktinnhold endres ved endringer i den omsluttende luftas fuktinnhold. Høy fuktkapasitet betyr at materialet opptar/avgir en stor fuktmengde ved en gitt endring i RF. Fuktinnhold i både materialer og luft kan angis på forskjellige måter noe som medfører at fuktkapasiteten også angis på forskjellige måter.

- spesifikk fuktkapasitet ξ (kg/kg) beskriver endringer i fuktinnholdet i materialet ved en enhetsendring i luftas vanndamptrykk (kg/(kg·Pa)). Man kan alternativt angi endring i damptrykket ved hjelp av RF. Dette uttrykkes ξ_{ϕ} (kg/kg) eller ξ_{RF} (kg/kg per %)

- differensiell fuktkapasitet ζ (kg/m^3) defineres som:

$$\zeta_{\phi} = \frac{\mathrm{dw}}{\mathrm{d}_{\phi}}$$

Fuktkapasiteten er en materialegenskap som endrer seg mye med fuktinnholdet. Som regel er fuktkapasiteten høy ved svært lav eller svært høy RF.

3.1.8 Fukttransport

Byggematerialers evne til å ta opp eller avgi fukt kontrolleres av potensialer (drivkrefter) som for eksempel temperatur-, dampkonsentrasjons- eller trykkforskjeller. Fukt kan transporteres både i damp- og væskeform. Begge transportformene kan opptre samtidig og det er svært vanskelig å rendyrke enkeltprosessene og samtidig fastlegge eksperimentelt hva som egentlig skjer på mikronivå i materialporene.

Siden kjemisk bundet fukt er vanskelig å fjerne, er det vanligvis bare fysisk bundet fukt som blir tatt i betraktning i bygningsfysisk sammenheng. Fuktutvekslingen mellom porøse materialer og den omsluttende luften beskrives gjennom en sorpsjonsprosess (fuktakkumulering fra omsluttende luft) og en desorpsjonsprosess (avgivelse av fukt til den omsluttende luften). Prosessene er hovedsakelig påvirket av temperaturen og RF i luften.

Figur 9 viser en oversikt over de forskjellige mekanismene for fukttransport, som kan ha praktisk betydning i bygningssammenheng, og tilhørende potensialene for transportmekanismene. Potensialforskjeller (gradienter) driver fukttransporten.

Transportmekanisme		Drivpotensial for transport
Vanndamptransport	Dampdiffusjon	Damptrykk (temperatur, totaltrykk)
	Effusjon	Damptrykk
	Løsningsdiffusjon	Damptrykk
	Konveksjon	Luftas totaltrykk
Væsketransport	Kapillærledning	Kapillære sugekrefter
	Overflatekryping	Relativ fuktighet
	Dreneringsstrømning	Tyngdekraften
	Hydraulisk strømning	Væsketrykk
	Elektrokinese	Elektriske felt
	Osmose	Ionekonsentrasjoner

Figur 9: Oversikt over fukttransportmekanismer som kan forekomme i praksis og drivpotensial for transportmekanismene
(Geving og Thue 2002)

De transportmekanismene som har størst praktisk betydning for en innvendig overflate er dampdiffusjon, konveksjon mellom materialets overflate og den omsluttende luften, og til en hvis grad kapillærtransport innad i materialet.

3.1.9 Vanndampdiffusjon i luft

Vannmolekyler i gassfase har høy hastighet og vil i et avgrenset rom etter en tid fordele seg jevnt i det tilgjengelige volumet. Eventuelle forskjeller i vanndampens partialtrykk vil gradvis jevnes ut. Transport av vanndamp i retning lavere vanndamptrykk på grunn av molekylbevegleser kalles diffusjon. I kinetisk gassteori beskrives molekyldiffusjon i gassblandinger generelt med tre diffusjonspotensialer: masseandel, temperatur og totaltrykk. I bygningsfysisk sammenheng ser man vanligvis bort fra totaltrykkforskjeller når det gjelder vanndampdiffusjon i luft. Diffusjon på grunn av temperaturforskjeller (termodiffusjon), har marginal betydning ved vanlig forekommende temperaturgradienter og kan i praksis neglisjeres.

I et luftvolum hvor vanndamptrykket ikke er likt overalt, vil det altså skje en damptransport ved diffusjon fra høyere mot lavere damptrykk. Under isoterme forhold (ingen temperaturforskjeller) kan netto damptransport i lufta på grunn av diffusjon uttrykkes ved Ficks diffusjonslov:

$$g = -D_p \cdot \nabla p_v = -D_v \cdot \nabla v$$

Her er g (kg/m^{2}s) dampstrømmen, ∇p_v (Pa/m) gradienten i vanndampens pertialtrykk, ∇v (kg/m^3 per m = kg/m^4) gradienten i vanndampkonsentrasjonen, D_p (kg/msPa) vanndampens diffusjonstall i luft basert på damptrykk og D_v (m^2/s) vanndampens diffusjonstall i luft basert på dampkonsentrasjon.

Ved konstant temperatur vil dampstrømmen bare avhenge av vanndampens diffusjonstall i luft basert på endring i vanndamptrykk eller konsentrasjon per lengdeenhet. Om forholdene ikke er isoterme, kan man ikke uten videre benytte dampkonsentrasjon som potensial i stede for damptrykk. Vanndampkonsentrasjon er ofte det mest hensiktsmessige å regne med.

3.1.10 Vanndampdiffusjon i et materiale

Dersom et tørt, porøst materiale plasseres i fuktig luft, vil vanndampmolekyler diffundere inn i materialporene. Vanndampkonsentrasjonen i poresystemet vil etter en tid bli lik med konsentrasjonen i omgivelsene og fuktinnholdet i materialet innstiller seg i likevekt med lufta omkring. Hvis materialet i utgangspunktet inneholder mer fukt enn det som tilsvarer likevekt, vil det tilsvarende skje en diffusjon av vanndamp ut av materialet.

Når damp trenger inn i et porøst materiale vil diffusjonstallet reduseres sterkt fordi den frie luftmengden blir mindre. Bare i relativt store porer (porediameter større enn ca. 10^{-6} m) skjer diffusjonen som i fri luft. Ved mindre porer (ca. $40 \cdot 10^{-9}$ m) vil ikke molekylbevegelsene bli bestemt av sammenstøt mellom nabomolekylene, men av sammenstøt med poreveggene. Her vil damp- og luftmolekyler bevege seg uavhengig av hverandre og den transporterte dampmengden blir bestemt av antall molekyler som treffer poreåpningen, altså av dampens partialtrykk og den midlere molekylhastigheten (temperaturen). Denne formen for damptransport kalles effusjon. For porestørrelser mellom disse grensene er både diffusjon og effusjon av betydning. Vanndamptrykket er drivpotensial for begge transportmåtene og i praktisk bygningsfysikk kan de betraktes som ett.

Diffusjonsegenskapene for et materialsjikt kan beskrives på mange forskjellig måter:

- Vanndamppermabilitet δ_v (m^2/s) eller δ_p (kg/(msPa)). Verdien på denne formen forteller hvor mye vanndamp det går gjennom 1 m^2 av materialet per tidsenhet når dampkonsentrasjonens- hhv. damptrykkgradienten over materialsjiktet er 1 kg/m^3 hhv. 1 Pa per m tykkelse.
- Vanndamppermeans W_v (m/s) eller W_p (kg/(m^2sPa)). Bruks alltid når man skal angi dampledningstall for tynne materialsjikt (som papp og folier) hvor det ville vært absurd og regne om til tykkelse 1 m.
- Permeansen angir mengden vanndamp per tidsenhet som går gjennom 1 m^2 av materialsjiktet med gitt tykkelse når dampkonsentrasjons- h.h.v. damptrykkforskjellen over det er 1 kg/m^3 h.h.v. 1 Pa.
- Vanndampmotstand, Z_v (s/m) eller Z_p (m^2sPa/kg), kan kalles den inverse verdien av permeansen for dampmotstand. Ut fra analogibetrakninger med varmetransport kan permeansen sammenliknes med U-verdien for et materialsjikt, mens dampmotstanden μ tilsvarer varmemotstanden.
- Diffusjonsekvivalent luftlagtykkelse, s_d (m), (Sd-verdien til et materiale) angir tykkelsen av et sjikt stillestående luft som har samme diffusjonsmotstand som materialet.
- Relativ fuktmotstand, μ (-), angir hvor mange ganger mer diffusjonstett materialet er, relativt til stillestående luft. Faktoren μ er alltid større enn 1.0.

Verdien for μ er uavhengig av temperaturen. Det antas at μ vil øke (dvs. permeabiliteten avta) etter hvert som fuktinnholdet øker og poresystemet fylles med vann i væskeform. Det er transporten i de groveste porene som er avgjørende. Ved lave fuktinnhold vil variasjoner i fuktinnholdet ha liten innvirkning på μ.

3.1.11 Fukttransport ved konveksjon

Fuktkonveksjon innebærer at vanndamp transporteres med en luftstrøm fra høyt til lavt lufttrykk. Konveksjon kan føre til transport av store luftmengder og dermed også store mengder vanndamp. Luftbevegelser i området rundt en våt overflate øker fukttransporten betydelig ved å fjerne luft med høyt dampkonsentrasjon nær overflaten og erstatte den med luft med lavere konsentrasjon. Den konvektive fukttransporten er avhengig av følgende variabler: Luftens hastighet, overflatens temperatur, luftens referansetemperatur og konsentrasjonsforskjellen mellom overflate og luft. Når det ikke er noen luftstrøm over overflaten reduseres fuktkonveksjonen til fuktdiffusjon, akkurat slik som varmekonveksjon reduseres til varmekonduksjon (Talev 2011).

Fukttransporten g_{cv} (kg/($m^2 s$)) fra en overflate til den omsluttende luften karakteriseres ved hjelp av det konvektive fukteovergangstallet β_p (kg/Pa·m^2·s) og konsentrasjonsforskjellene mellom overflaten vanndamptrykket i overflaten p_s (Pa) og vanndamptrykket i omgivelsene p_a (Pa).

$$g_{cv} = \beta_p \cdot (p_a - p_s)$$

Eventuelt kan fuktovergangstallet β_v(m/s) basert på vanndampkonsentrasjon v (kg/m^3) benyttes.

$$g_{cv} = \beta_v \cdot (v_a - v_s)$$

Fuktovergangstallet β vil avhenge av luftstrømningsforholdene ved overflaten og verdien for β kan vanligvis anslås ut fra det konvektive varmeovergangstallet h_c (W/m^{2}K) (Lewis lov).

3.2 Varme

Siden flere sentrale materialegenskaper varierer med temperaturen, er det viktig og ha kjennskap til de termiske forholdene ved beregning eller vurdering av fukttransport eller fukttilstand. Eksempelvis er vanndampens metningstrykk i stor grad avhengig av temperaturen, og temperaturforskjeller i seg selv kan gi opphav til fukttransport. Fukttransport og fukttilstanden i materialene vil tilsynelatende også virke inn på den termiske prestasjonen. Et eksempel er varmeledningsevnen som øker med økende fuktinnhold. Dette er fordi den varmekonduktiviteten (λ-verdien) for vann er vesentlig høyere enn for luft. Oppfuktning av et materiale fører dermed at de varmeisolerende egenskaper for materialet reduseres. For is er λ-verdien enda større, noe som medfører at frysing av det fuktige materialet forverrer situasjonen ytterligere.

3.2.1 Varmetransport

Temperaturen er et uttrykk for molekylenes energitilstand og der det opptrer en temperaturforskjell vil det alltid skje en transport av energi. Varmetransport skjer på forskjellige måter og man skiller prinsipielt mellom:

- konduksjon (ledning)
- konveksjon
- stråling

Men varme kan også overføres ved påtvunget strømning av gass eller væske (entalpitransport) og ved faseendring (fordamping/kondensasjon). At det transporteres fukt gjennom et porøst materiale vil for eksempel føre til endringer i den samlede varmetransporten, spesielt hvis fukttransporten involverer fordamping eller kondensasjon. Overgangen fra is, vann eller damp til en annen tilstand vil binde eller frigjøre betydelige mengder varme.

3.2.2 Konduksjon

Varmekonduksjon (varmeledning) skjer både i faste stoffer, i væsker og i gasser. Varmen brer seg gjennom stoffet ved molekylbevegelser. Varmere molekyler overfører noe av sin kinetiske energi til kaldere og mer energifattige molekyler gjennom sammenstøt. En slik netto transport av energi kalles også for energidiffusjon.

Varmetransporten ved konduksjon er proporsjonal med temperaturgradienten. Proporsjonalitetsfaktoren λ (W/mK) er materialavhengig og kalles *varmekonduktivitet* (varmeledningsevne). Varmekonduktivitet kan for enkelte materialer være forskjellig i de tre akseretningene og eventuelt variere fra sted til sted i materialet. De færreste bygningsmaterialer er homogene, men har et poresystem som kan være fylt med luft og/eller vann. Varmekonduktivitet for porøse materialer er sterkt avhengig av porøsiteten og vil øke

med økende fuktinnhold. I porene kan varmeoverføring skje både ved stråling, konveksjon og konduksjon. Det vanlige er likevel å behandle porøse materialsjikt som om de var homogene og fastlegge materialsjiktets varmekonduktivitet ved måling under definerbare betingelser, selv om dette ikke er helt korrekt.

Materialets spesifikke varmekapasitet (ved konstant trykk) c_p (J/(kg·K)) får først innvirkning når de termiske forholdene endrer seg med tiden (ikke-stasjonær varmekonduksjon). Dette gjør en analytisk behandling vanskeligere enn i stasjonære situasjoner, og man må vanligvis ty til nummeriske teknikker implementert i et dataprogram for å analysere slike problemer.

Varmediffusivitet a (m^2/s) er en materialfaktor som uttrykker hvor rask en temperaturendring på overflaten forplanter seg innover i materialet.

$$a = \lambda/(c_p \cdot \rho)$$

Høy varmekonduktivitet (høy $\lambda - verdi$) gir rask forplantning, mens høy varmekapasitet c_p demper temperaturendringen i materialet.

Varmeeffusiviteten b ($Ws^{0,5}/m^2K$) (også kalt varmeopptaksevne) er en annen materialfaktor som har betydning ved ikke-stasjonære termiske forhold.

$$b = \sqrt{\lambda \cdot c_p \cdot \rho}$$

Denne materialfaktoren sier noe om varmestrømmen i overflaten til et materiale ved plutselig temperaturendring. Eksempelvis har betong vesentlig høyere *b*-verdi enn tre. Dette er årsaken til at et tregulv kjennes varmere ut enn et betonggolv.

3.2.3 Konveksjon

Begrepet konveksjon betegner varmeoverføringen som skjer mellom en overflate og en luftstrøm (eller væskestrøm), der overflaten og væsken har forskjellig temperatur. Varmetransport med konveksjon er en sammensatt prosess som er avhengig av fluidets art (tilstand, temperatur og strømningsform) og overflatens temperatur, ruhet, form, dimensjon og orientering i forhold til tyngdekraften. Man skiller mellom *naturlig konveksjon,* hvor strømningens drivkraft kun er oppdriftskreftene på grunn av temperaturforskjeller, og *tvungen konveksjon*, der strømningen også drives av ytre påvirkning som for eksempel vind.

Luftstrømmen vil minke nærmere overflaten og hastigheten antas å være null helt innerst mot overflaten. Luftstrømmen ”setter seg fast på” materialets overflate som følger av viskoseeffekten. Varme fra materialet overføres til luftlaget nærmest overflaten ved varmekonduksjon (Talev 2010).

Luften like ved overflaten til materiale drar varme fra overflaten ved konduktiv og konvektiv varmetransport. Selv om dette er to ulike transportfenomen er de sammenfattet i begrepet konvektiv varmeovergang. Inn mot overflaten vil luften nærme seg overflatens temperatur. I en viss avstand fra overflaten opprettholder den konvektive miksen av luft en tilsynelatende konstant temperaturfordeling bestemt av omsluttende klimaet. Varmeovergangen fra overflaten til den omsluttende luften bestemmes ikke av temperaturforskjellen mellom overflaten og luften, men av den mindre temperaturforskjellen som er mellom temperaturgrenselaget og overflaten. Det vil si at varmestrømmen er mindre enn hva som kunne vært forventet. Denne reduksjonen i varmestrømmen blir formelt tatt hensyn til ved at man introduserer en form for motstand. Denne motstanden kalles det konvektive varmeovergangstallet h_c (W/m^2K) (WUFI (b) 2008).

Varmetransporten ved konveksjon q_{cv} (W/m^2) fra en materialoverflate til et fluid beskrives vanligvis med hjelp av det konvektivt varmeovergangstall h_c (W/m^{2}K) og temperaturforskjellen mellom materialets overflate (T_s) og luften (T_a).

Varmetransporten ved konveksjon økes ved økende lufthastighet og kan utrykkes ved Newtons lov om kjøling:

$$q_{cv} = h_{cv}(T_s - T_a)$$

3.2.4 Stråling

Varmestråling er elektromagnetiske bølger som brer seg rettlinjet og med lysets hastighet, tilsvarende lys og radiobølger. Utstrålingen fra en overflate skjer over et bølgeområde (spekter) som avhenger av flatens temperatur. Høyere temperatur gir kortere bølgelengder. I bygningssammenheng skiller man mellom *langbølget* (omgivelsestemperatur) og *kortbølget* (solstråling). Varmestråling kan skje gjennom de fleste gasser, enkelte typer væsker og faste stoff. I motsetning til ved ledning og konveksjon kan varme ved stråling også overføres gjennom vakuum.

Varmestrålingen (emisjonen) fra en overflate skjer i prinsippet i alle mulige retninger. For vanlige byggetekniske vurderinger kan man normalt anta at utstrålingen er lik i alle retninger (diffus emisjon). Den innfallende strålingsenergien som treffer en overflate vil enten bli absorbert, reflektert eller transmittert. Summen av faktorene for absorbtans α, reflektans ρ og transmittans τ er alltid lik 1. Faktorene er materialavhengige og varierer i praksis med både bølgelengden og innfallsvinkelen.

Transmittans er energiforholdet overført gjennom bygningsmaterialet til materialets overflate. Forholdet mellom absorbert energi fra en gitt retning til energihendelsen fra den retningen er kjent som absorptansen. Reflektansen beskriver hvor godt et legeme reflekterer strålingsenergi. Det er den mest komplekse egenskapen ved stråling og er avhengig av vinkelen til den reflekterte energien i tillegg til vinkelen til energihendelsen fra strålingsenergi. Emissivitet ε er en viktig strålingsegenskap og defineres gjerne som forholdet mellom stråling fra et virkelig legeme sammenliknet med stråling fra en svartkropp med samme temperatur og ved samme bølgelengde. Generelt kan man si at strålingsegenskapene til ekte materialer er avhengig av både bølgelengde og retning (Talev 2011).

Overflaten på en vegg vil alltid utveksle langbølget stråling med andre overflater i omgivelsene. For en innvendig overflate vil dette for eksempel være rommets øvrige begrensningsflater, møbler, personer osv. Den tilhørende varmestrømmen er avhengig av temperaturene, materialene, overflatens egenskaper, størrelse og geometri for de involverte overflatene. Siden temperaturen i de andre overflatene i de fleste tilfeller er ukjent, blir de for bygningsfysiske beregninger antatt å være identiske med lufttemperaturen (WUFI (b) 2008).

For innvendige overflater forenkles ofte beregningene ved at alle motstrålende flater regnes med samme temperatur som romlufta. Varmetransporten q_{lw} (W/m^2) til overflaten fra langbølget stråling kan beskrives ved hjelp av varmeovergangstallet for stråling h_{lw} (W/m^{2}K) og temperaturforskjellen mellom materialets overflate (T_s) og luften (T_a).

$$q_{lw} = h_{lw}(T_a - T_s)$$

3.2.5 Spesifikk varmekapasitet

For at temperaturen i et stoff skal endres må stoffet tilføres eller avgi en varmemengde som avhenger av stoffet og temperaturendringen. Spesifikk varmekapasitet *C* (J/(kg K)) er den varmemengden som 1 kg av et stoff opptar når temperaturen økes med 1 K. Samme varmemengde avgis ved 1 K avkjøling.

Varmekapasiteten kan også angis som volumetrisk varmekapasitet med benevningen J/(m^3·K). For gasser skiller man mellom spesifikk varmekapasitet med konstant trykk c_p (J/(kg·K)) og ved konstant volum c_p (J/(kg·K)).

3.2.6 Latent varme

Ved faseendringer, altså overgang mellom fast stoff og væske eller mellom væske og gass, endres stoffets varmeinnhold uten at temperaturen endres. Denne endringen kalles *latent varme* (J/kg). Smelte-/størkningsvarme ved overgang mellom væske og fast stoff, og fordampnings-/kondensasjonsvarme ved overgang mellom væske og gass.

Varmebidraget fra den latente varmen q_h (W/m^2) forbundet med fuktutveksling mellom en overflate og omgivelsene opptrer mer eller mindre sporadisk, og er vanskelig å regne nøyaktig på. Fuktutveksling med omgivelsene skjer på forskjellige måter og varmebidraget er avhengig av intensiteten i fuktutvekslingen (kg vann per m^2 og tidsenhet). Når det skjer endringer i RF i luften vil det hygroskopiske fuktinnholdet i overflatematerialet endres mot et nytt likevektsnivå, slik forklart i kap. 3.1.5 sorpsjonskurver. Ved uttørking og kondensering eller riming på overflater kan man anta at fuktutvekslingen g (kg/(m^{2}s))er proporsjonal med forskjeller i vanndampkonsentrasjon v eller vanndamptrykket p_v mellom den omsluttende luften og overflaten.

Som beskrevet i kap. 3.1.11., kan fukttransporten g_{cv} (kg/(m^2s)) fra en overflate til den omsluttende luften karakteriseres ved hjelp av det konvektive fukteovergangstallet β_p(kg/Pa·m^2·s):

$$g_{cv} = \beta_p \cdot (p_a - p_s)$$

Bidraget q_h (W/m^2) i overflatens varmebalanse fra en fuktovergang g_{cv} (kg/(m^2s)) ved fordampning, kondensering eller riming utgjøres hovedsakelig av vannets endring av latent varme ved faseendring. Ved fordamping/kondensering inngår fordampningsvarmen h_e. Dette gir:

$$q_h = h_{lat} \cdot g_{cv}$$

Her er h_{lat} = endring i vannets latente varme ved fuktutveksling.

$h_{lat} = h_e \approx 2.45 \cdot 10^6$ (J/kg) for uttørking eller kondensering (ved ca. 20 ºC)

3.2.7 Varmebalansen for en materialoverflate

En materialoverflate mot luft vil utveksle varme ved konveksjon mot lufta og ved langbølget strålingsutveksling med flater i omgivelsene. I tillegg kan man ha kortbølget solinnstråling mot flaten og energibidrag fra latent fuktutveksling (fordamping, kondensasjon) med omgivelsene.

Varmebalansen for en materialoverflatet kan i prinsippet settes opp slik:

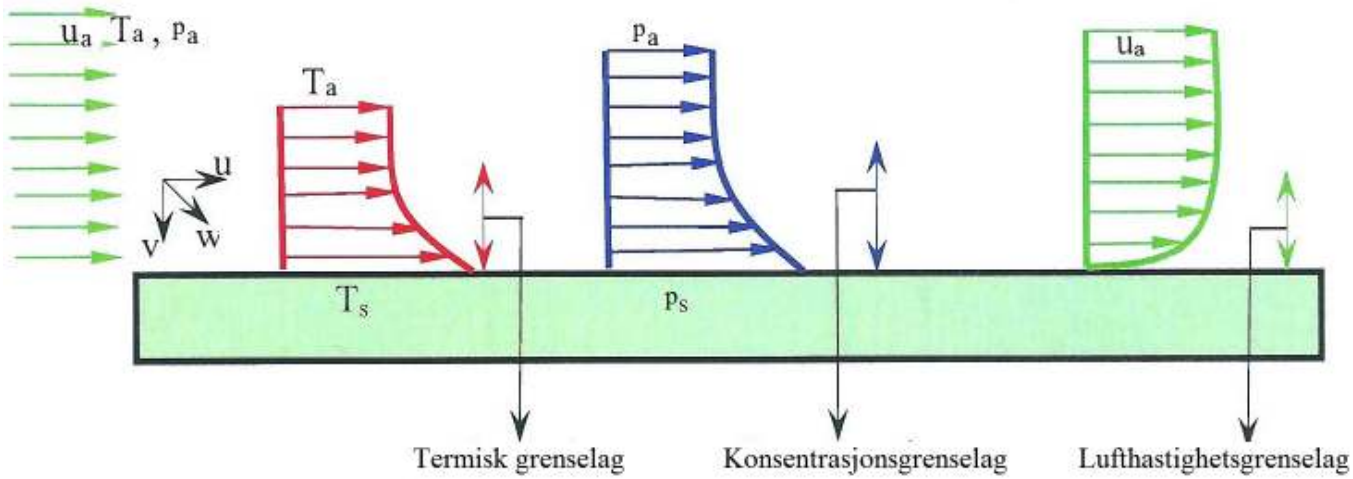
$$q_{cv} + q_{lw} + q_{sun} + q_h = q_{cd}$$

Hvor q_{cv} (W/m^2) er konvektivt varmetilskudd til overflaten, q_{lw} (W/m^2) er varmetilskudd ved langbølget stråling, q_{sun} (W/m^2) er varmetilskudd fra solstråling (kortbølget), q_h (W/m^2) er varmetilskudd på grunn av fuktutveksling (latent varme) og q_{cd} er varmeledning inn i materialoverflaten.

3.3 Grenselag

Fukt opptak/avgivelse fra overflaten i et materiale avhenger sterkt av den omsluttende luftens hastighet u_a, og temperatur og konsentrasjonsforskjeller mellom luften og overflaten. Figur 10 viser en parallell luftstrøm over en flat vegg med lengde L i strømningsretningen. Lufthastighetsgrenselag utvikles når luft

strømmer over overflaten, og hastigheten minker mot null nærmere overflaten. Det termiske grenselaget består av temperaturforskjellen mellom temperaturen i overflaten T_s og luftstrømmens temperaturer T_a, mens konsentrasjonsgrenselaget består av forskjeller mellom damptrykkonsentrasjonen i overflaten p_s og konsentrasjonene i luftstrømmen p_a (Talev 2011).



Figur 10 Grenselag mellom en materialoverflate og omsluttende luft (Talev 2011)

3.4 Analogien mellom varme- og massetransport (fukttransport)

Det er en tydelig analogi mellom varme- og massetransport, og dersom man har god forståelse for varmetransport vil man fort kunne utvikle en god forståelse for massetransport ved å trekke paralleller mellom de to mekanismene. Fukttransport er en form for massetransport der massen består av vanndamp. Hovedinnholdet i dette delkapittelet er hentet fra Cengel (2006).

3.4.1 Potensialer

Potensialet for varmetransport er temperaturforskjeller, mens potensialet for massetransport er konsentrasjonsforskjeller. Ved fukttransport er det hovedsakelig damptrykkforskjeller som er potensialet. Vi kan betrakte temperatur som et mål for varmekonsentrasjon og et område med høy temperatur som et område med høy varmekonsentrasjon. Man kan derfor si at både varme og masse transporteres fra et område med høy konsentrasjon til et område med lav konsentrasjon. Dersom det ikke er en temperaturforskjell mellom to områder i et medie, vil det heller ikke være noen varmetransport. På samme måte vil det heller ikke oppstå noen form for massetransport dersom det ikke er en konsentrasjonsforskjell i innholdet av den betraktede massen i mediet.

3.4.2 Konduksjon og diffusjon

Varme overføres ved konduksjon, konveksjon og stråling. Masse derimot overføres kun ved konduksjon (kaldt diffusjon) og ved konveksjon. Det er altså ikke noe som heter massestråling i forbindelse med massetransport.

Varmestrøm ved konduksjon $\dot{Q}_{cd}$ i en retning x er proposjonal med temperaturgradienten $\frac{dT}{dx}$ i samme retning og kan utrykkes ved Fouriers lov om varmekonduksjon:

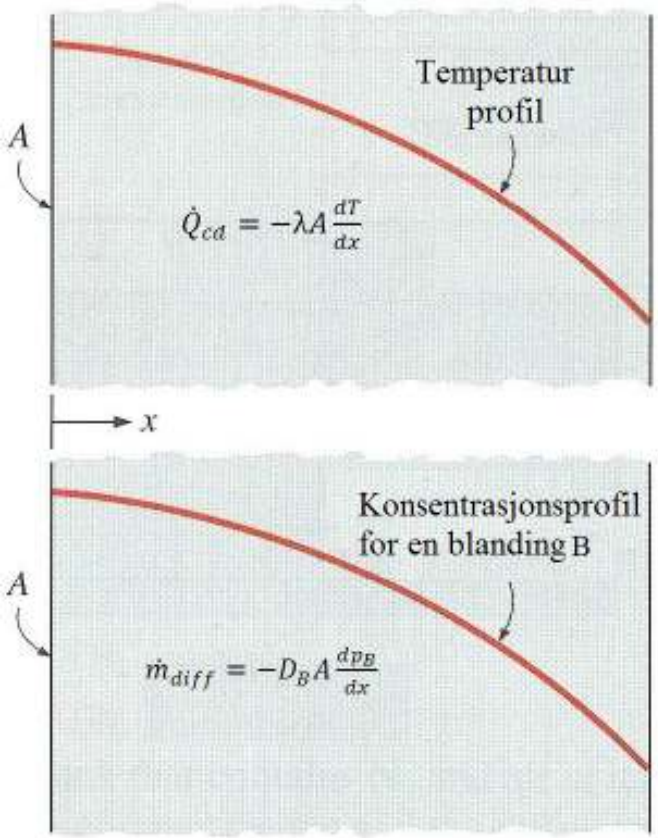
$$\dot{Q}_{cd} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

Her er λ materialets varmekonduktivitet og A er arealet normalt på retningen til varmestrømmen.

Analogt er hastigheten på massetransporten ved diffusjon $\dot{m}_{diff}$ for en type masse B, i et stillestående medie i retning x, proposjonal med konsentrasjonsgradienten $\frac{dp}{dx}$ i samme retning. Dette kan utrykkes med Ficks lov om diffusjon:

$$\dot{m}_{diff} = -D_B A \frac{dp_B}{dx}$$

Her er D_B (m^2/s) diffusjonstallet til massen i blandingen B og p_B er konsentrasjonen av massen i blandingen i det aktuelle området.



Figur 11: Analogien mellom varmekonduksjon og massediffusjon (Cengel 2006)

Som man ser av utrykkene over er differensiallikningene for både varmekonduksjon og massediffusjon av samme form. Løsningen på massediffusjonslikningene kan innhentes fra løsningen til korresponderende varmekonduksjon for samme type grenseverdier, ved å bytte ut de korresponderende koeffisientene og variablene.

3.4.3 Varmekonveksjon og massekonveksjon

Varmekonveksjon involverer både varmekonduksjon og luftbevegelse (eventuelt væskebevegelse) over overflaten. Luftbevegelsen øker varmetransporten betydelig ved å fjerne varm luft nær overflaten og erstatte den med kjørligere luft. I tilfelle med ingen luftbevegelse, reduseres konveksjonen til bare konduksjon.

Massekonveksjon (eller konvektiv massetransport) involverer både massekonduksjon (kalt diffusjon) og luftbevegelse (eventuelt væskebevegelse) over overflaten. Luftbevegelsen øker massetransporten betydelig ved å fjerne luft med høy konsentrasjon nær overflaten og erstatte den med luft med lavere konsentrasjon. For betraktninger av massekonveksjon, defineres et konsentrasjonsgrenselag, analogt med det termiske grenselaget, og nye dimensjonsløse tall som er motparter til Nusselt- og Prandtl tallene defineres.

Varmestrømmen ved konveksjon for en utvendig strøm kan enkelt beskrives med Newtons lov om kjøling:

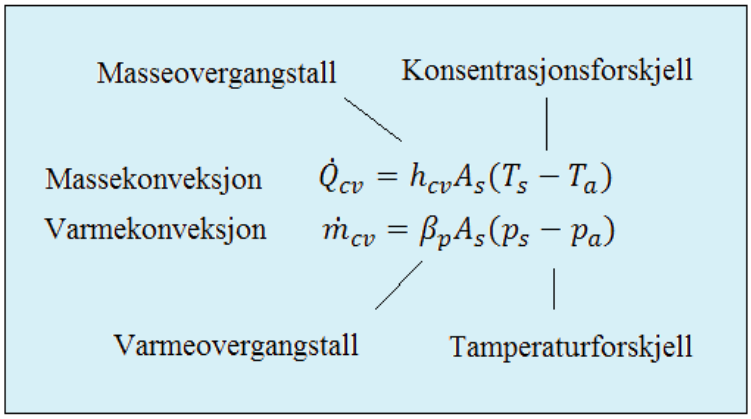
$$\dot{Q}_{cv} = h_{cv} A_s (T_s - T_a)$$

Her er h_{cv} det konvektive varmeovergangstallet, A_s er arealet av overflaten og $T_s - T_a$ er temperaturforskjellen over det termiske grenselaget.

Massestrømmen ved konveksjon beskrives med følgende uttrykk:

$$\dot{m}_{cv} = \beta_p A_s (p_s - p_a)$$

Her er β_p masseovergangstallet, A_s er arealet av overflaten og $T_s - T_a$ er konsentrasjonsforskjellen over konsentrasjonsgrenselaget.



Figur 12: Analogien mellom varmekonveksjon og massekonveksjon

Analogien er gyldig for tilfeller ved lav massestrøm relativt til den totale strømningshastigheten til gassen eller væsken (under 10 %).

3.5 Beregningsmodeller

Med pålitelige beregningsmodeller for varme-, fukt- og lufttransport kan man relativt enkelt, raskt og rimelig analysere gitte påkjenningssituasjoner for forskjellige konstruksjoner. I de senere år har utvikling av slike beregningsmodeller vært et sentralt forskningsfelt innenfor bygningsfysikk, noe som har resultert i mange forskjellige metoder og modeller. Men til tross for forskjellige angrepsmetoder har alle disse metodene/modellene til felles at de er basert på to grunnleggende forutsetninger eller aksiomer, transportlikningen og bevaringslikningen.

3.5.1 Transportlikningen

Den konvektive transportlikningen beskriver transport med volumforflyttning av et transportmedium. Likningen har formen:

$$\text{Fluks} = \text{Fluks av transportmediet} \cdot \text{Transportert størrelse}$$

Hvor fluksen av transportmediet (gass eller væske) gjerne beskrives på formen:

$$\text{Fluks} = -C \cdot \nabla \text{ (potensial)}$$

Betegnelsen ∇ (potensial) angir gradienten til potensialet. Gradienten er en vektor, som vil si at den har både retning og størrelse. Transportkoeffisienten C kalles gjerne konduktivitet eller permeabilitet og bringer inn egenskapene til mediet som transporten foregår i. Hvilket potensial som skal/bør anvendes i transportlikningen, avhenger av den prosessen man studerer. Ved formulering av varmeledningslikningen

brukes temperatur som potensial. Ved modellering av fukttransport ved diffusjon kan både damptrykk, dampkonsentrasjon, RF og fuktinnhold brukes.

Ved hjelp av tilstandslikninger gis sammenhenger mellom forskjellige potensial eller uttrykk for hvordan et potensial avhenger av andre parametre. Viktige tilstandslikninger i fuktsammenheng er for eksempel vanndampens metningstrykk som funksjon av temperatur og vannoverflatens krumningsradius, sammenhengen mellom entalpi og temperatur, sorpsjons- og suctionkurver for forskjellige materialer og gassloven for ideelle gasser. For lufttransport er lufttrykket det viktigste potensialet. Temperaturdifferanser og forskjeller i dampkonsentrasjon vil i tillegg også virke inn ved at de forårsaker oppdriftskrefter. Når det gjelder fukttransport er bildet enda mer sammensatt. At fukt kan transporteres i både damp- og væskeform og at flere forskjellige transportprosesser kan medvirke samtidig gjør at valget av potensial(er) ikke blir selvsagt.

3.5.2 Bevaringslikningen

Aksiomene om bevaring av energi, masse og bevegelsesmengde gir grunnlaget for bevaringslikninger. Alle tre angir at netto strøm (mengde per tidsenhet, ∇ (strøm)) inn eller ut av et kontrollvolum sammen med den lokale hastigheten på generering eller absorpsjon av energi/masse/bevegelsesmengde, er lik endringen i lagret mengde per tidsenhet $\left(\frac{\partial}{\partial_t}\right)$. Fluks (strøm per arealenhet) er en vektorstørrelse, det vil si avhengi av retning. Massebalansen for stoffet M, uttrykt per tids- og volumenhet, får formen:

$-\nabla$ (fluks av M) $+ \mathrm{S_M} = \partial$ (innhold av M)/ ∂_t

$\mathrm{S_M}$ er her generert masse av M per tids- og volumenhet.

Energibalansen (termodynamikkens første hovedsetning) skrives gjerne som:

$$dQ = dE + P \cdot dV$$

Her er dQ den energimengden som utveksles mellom et system og dets omgivelser, dE er endringer i systemets indre energiinnhold og $P \cdot dV$ er arbeidet som utøves på omgivelsene (P er trykk, V er volum).

Med konstant trykk er summen $dE + P \cdot dV$ lik endringer i det betraktede systemets entalpi. Hvis ingen faseendring skjer, er entalpi per volumenhet lik $(\rho \cdot c \cdot T)$. Tar man hensyn til eventuell varmegenerering S_Q og betegner varmefluks med q, får energibalansen (uttrykt per volum- og tidsenhet) formen:

$$-\nabla(q) + S_Q = \partial(\rho \cdot c \cdot T)/\partial_t$$

3.5.3 Samvirke mellom fukt, varme og lufttransport

Om man ser generelt på en bygningsdel vil det i prinsippet foregå et samvirke mellom fukt-, varme- og lufttransport.

- fukttransport medfører energitransport
- fukt- og varmetransport skjer både med luftstrøm og på grunn av temperaturforskjeller
- kondensasjon/fordamping og frysing/smelting involverer energiomsetning
- temperatur- og damptrykkforskjeller gir opphav til lufttransport

Selv om man betrakter vann i form av damp, væske og is som ”fukt”, må man altså betrakte tre koblede transportprosesser for å få en fullstendig beskrivelse av situasjonen. Dersom man velger drivpotensial for fukt-, varme- og lufttransport og benytter aktuelle transportlikninger, samt bevaringslikningene for energi og masse (fukt og luft), blir resultatet at situasjonen kan beskrives ved hjelp av tre koblede, partielle

differensiallikninger for henholdsvis varme- fukt- og lufttransport. I en generell beskrivelse inngår alle tre potensialene i hver av de tre likningene.

De kommersielle regneprogrammene for kombinert varme-, fukt- og eventuelt lufttransport som foreligger, bygger på en stor grad av forenkling i forhold til fullstendig modellering. Eksempelvis neglisjeres ofte lufttransport, eller fukttransport med temperaturgradient som potensial utelates.

3.6 Materialdata benyttet i WUFI ®Plus

Varme og fuktstrømmer i et bygningsmateriale avhenger ikke bare av nåværende og forbigående forhold og grensebetingelser, men også først og fremst av de konduktive og kapasitive egenskapene i det enkelte materiale. For beregninger med WUFI®Plus er det noen grunnleggende data som er uunværlige, mens andre kan være valgfrie avhengi av formålet med beregningene og materialene som inngår. I dette kapittelet er det gitt en oversikt over materialdata som inngår i modellering i WUFI®Plus. Innholdet i kapittelet er i hentet fra (WUFI (a) 2008) og (WUFI (b) 2008).

3.6.1 Grunnleggende materialdata

Videre følger en oversikt over det absolutte minimum av materialdata nødvendig i WUFI®Plus. Uten disse er det ikke mulig å gjennomføre beregninger.

Romdensiteten (kg/m^3) benyttes til å konvertere den spesifikke varmen ved masse til den spesifikke varmen ved volum. Den skal være tilgjengelig for alle byggematerialer, og kan ellers måles meget lett. Den påvirker kun den spesifikke varmen i beregningene, og hygroskopiske simuleringer er vanligvis ikke sensitive til denne verdien, så den trenger ikke være spesielt nøyaktig.

Romdensiteten $\rho = \frac{m}{V_{tot}}$

Porøsiteten (m^3/m^3) bestemmer det maksimale vanninnholdet w_{max} (ved å multipliseres med densiteten for vann $\rho_{water} = 1000\ kg/m^3$). De fleste beregninger er ikke spesielt følsomme for den eksakte verdien av maksimalt vanninnhold (oppstår sjeldent).

Den spesifikke varmekapasiteten (J/kgK) ved massen av tørt materiale. Denne verdien har den fordelen at den bare er avhengig av kjemisk sammensetning av materialet og ikke porøsiteten. For å konvertere til varmekapasitet ved volum (som inngår i transportligningene), multipliseres den spesifikke varmekapasiteten med romdensiteten. Dette er i de fleste tilfeller tilstrekkelig ettersom hygrotermiske simuleringer vanligvis ikke er så følsomme for denne verdien.

Varmeledningsevnen (W/mK) til et materiale i tørr tilstand. En fuktavhengig varmeledningsevne er valgfri. Man må være oppmerksom på at eksperimentelt målte varmeledningsevner av semipermeabel materialer kan inkludere effekten av damp transport med fase endring. Det vil si at vann fordamper på den ene siden av prøven og kondens på den andre siden, og tar med transport av latent varme uten en tilsvarende varmestrøm blir gjennomført over prøven. Siden WUFI®Plus eksplisitt beregner effekten av latent varme, bør det ikke tas med i varmeledningsevnen. Imidlertid er det vanligvis vanskelig eller umulig å skille denne effekten ut av de målte data. Man må også være obs på at dimensjonerende verdier, som for eksempel data gitt i den tyske standarden DIN 4108, allerede kan inneholde bidrag fra et typisk vanninnhold. Vil man likevel benytte en tabell med fuktavhengi varmeledningsevne, bør man sørge for at verdien for fuktinnhold = 0, virkelig er den tørre verdien.

Motstandsfaktoren ved diffusjon ($\mu - verdien(-)$) til et materiale i tørr tilstand som beskriver hvor stor diffusjonsmotstand det aktuelle materialet har i forhold til stillestående luft. En fuktavhengig motstandsfaktor er valgfri i WUFI®Plus.

3.6.2 Fuktlagringsfunksjonen

Som beskrevet i kap 3.1.5 sorpsjonskurver, vil vannmolekyler akkumuleres i poresystemet i porøse hygroskopiske materialer frem til materialet oppnår likevekt med RF i den omsluttende luften.

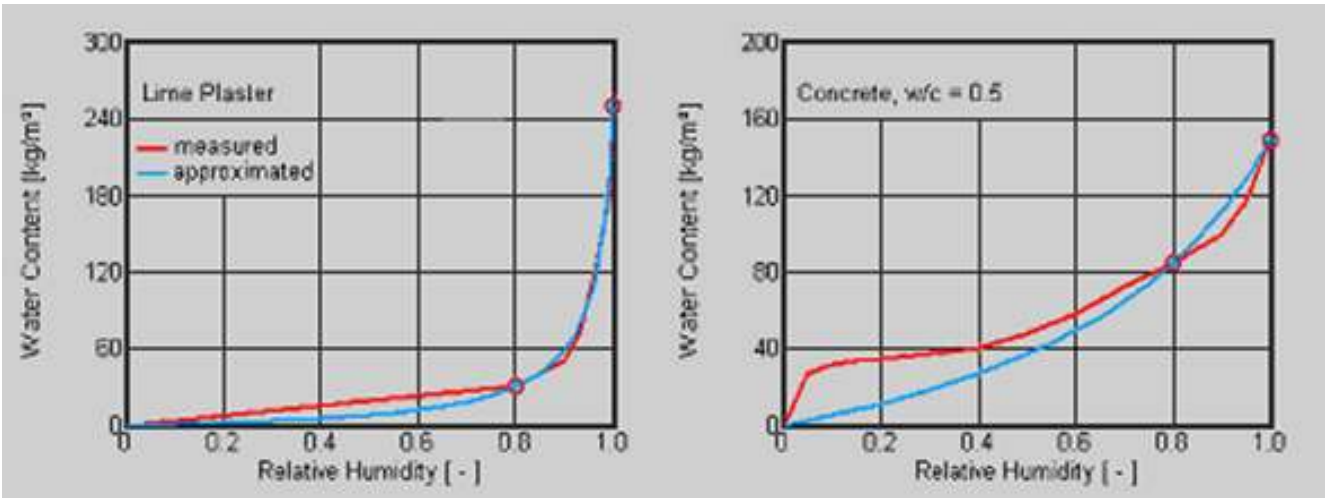
Et kapillæraktivt materiale i kontakt med vann, vil ta opp vann helt til det når fri metning w_f. Vanninnholdet ved w_f korresponderer til fuktlagringsfunksjonen ved RF = 100 %. På grunn av små luftlommer i porestrukturen er w_f mindre enn det maksimale fuktinnholdet w_{max}. w_f er en standard data som er kjent for de fleste materialer. Det praktiske fuktinnholdet w_{80} korresponderer til likevekt med luften ved 80 % RF og er også standard data som er kjent for de fleste materialer. Temperaturens innvirkning på fuktlagringsfunksjonen er marginal og ignoreres i WUFI®Plus.

Hystereseeffekten (beskrevet i kap. 3.1.6) mellom adsorpsjon og desorpsjonsisotermene er vanligvis ikke veldig markert, og det er i de fleste tilfeller tilstrekkelig å bruke adsorpsjonsisotermen i simuleringer. Om nødvendig kan en gjennomsnittlig isoterm benyttes.

I WUFI®Plus beskrives fuktlagringsfunksjonen med en tabell med RF og det tilhørende fuktinnholdet. Tabellen kan inneholde et vilkårlig antall oppføringer som interpoleres lineært. For å definere fuktlagringsfunksjonen (eller tilnærmelsen av fuktlagringsfunksjonen) er det tilstrekkelig å angi w_{80} og w_f, hvis fuktlagringsfunksjonen kan beskrives av funksjonen:

$$w = w_f \frac{(b-1)\phi}{b-\phi}$$

Her er w (kg/m^3) fuktinnholdet som korresponderer til RF, w_f (kg/m^3) er fuktinnholdet ved full metning, ϕ (-) er RF og b (-) er en tilnærmingsfaktor. Denne betingelsen er imidlertid ikke møtt av alle materialer.



Figur 13: Eksempel på fuktlagringsfunksjoner for kalkgips og betong (WUFI (a) 2008)

3.6.3 Varme- og fuktovergangstall

Ut fra startbetingelser, beregner WUFI®Plus den tidsavhengige utviklingen av temperatur og fuktighet i bygningskomponenter. Denne utviklingen bestemmes ikke bare av de underliggende transportligningene som styrer prosessene i komponentene, men også av varme- og fuktutveksling med omgivelsene. Det vil si at det i tillegg til forholdene i omgivelsene, er varme- og fuktstrømmer gjennom overflatene, retninger

og størrelser som avhenger av forholdene i komponentene. Overgangstallene gir en indikasjon på i hvilken grad komponentene påvirkes av forholdene i omgivelsene.

3.6.4 Varmeovergangstall

Varmeovergangstallet består av to deler:

$$h = h_{cv} + h_{lw}$$

Her er h_{cv} (W/m^{2}K) det konvektive varmeovergangstallet og h_{lw} (W/m^{2}K) overgangstallet for stråling.

Størrelsen på det konvektive varmeovergangstallet er avhengig av både temperatur, størrelse og retning på eventuell luftstrøm, materialets overflateegenskaper, med flere. Det er derfor vanskelig å anbefale konkrete verdier for generelle tilfeller. For fri konveksjon (termisk oppdrift) rangeres varmeovergangstallet fra 3 til 10 W/m^{2}K, ved tvungen konveksjon (som for eksempel vind) rangeres verdiene fra 10 til 100 W/m^{2}K.

Overflaten på en vegg vil alltid utveksle langbølget stråling med andre overflater i omgivelsene. Den tilhørende varmestrømmen er avhengig av temperaturene, materialene, overflatens egenskaper, størrelse og geometri for de involverte overflatene. Siden temperaturen i de andre overflatene i de fleste tilfeller er ukjent, blir de for bygningsfysiske beregninger antatt å være identiske med lufttemperaturen.

For to nærliggende, parallelle plane overflater av ikke metall, kan overgangstallet for stråling variere mellom 3 og 6 W/m^{2}K. Dette gjelder kun stråling til overflater som har mer eller mindre samme temperatur som luften.

3.6.5 Varmeovergangsmotstand

I sammenheng med nylige endringer i den standardiserte terminologien, benytter WUFI®Plus nå varmeovergangsmotstand, hvilket er det motsatte av varmeovergangstall. Man kan velge om man ønsker å benytte en konstant verdi, eller en enkel avhengighet av vindhastigheten. Dette er på grunn av at en mer nøyaktig implementering med de tilhørende forhold ville blitt veldig komplekst og at det kun er i sjeldne tilfeller at alle grenseverdiene er kjent.

WUFI®Plus åpner også for at brukeren skal kunne velge egendefinerte verdier, eller velge standardiserte verdier. For innvendige overflater er den standardiserte verdien for innvendig varmeovergangsmotstand:

0.13 m^{2}K/W for kjellere, vegger og tak.

For innvendige hjørner og kanter er varmeovregangsmotstanden generelt høyere enn den gjennomsnittlige verdien.

3.6.6 Fuktovergangstall

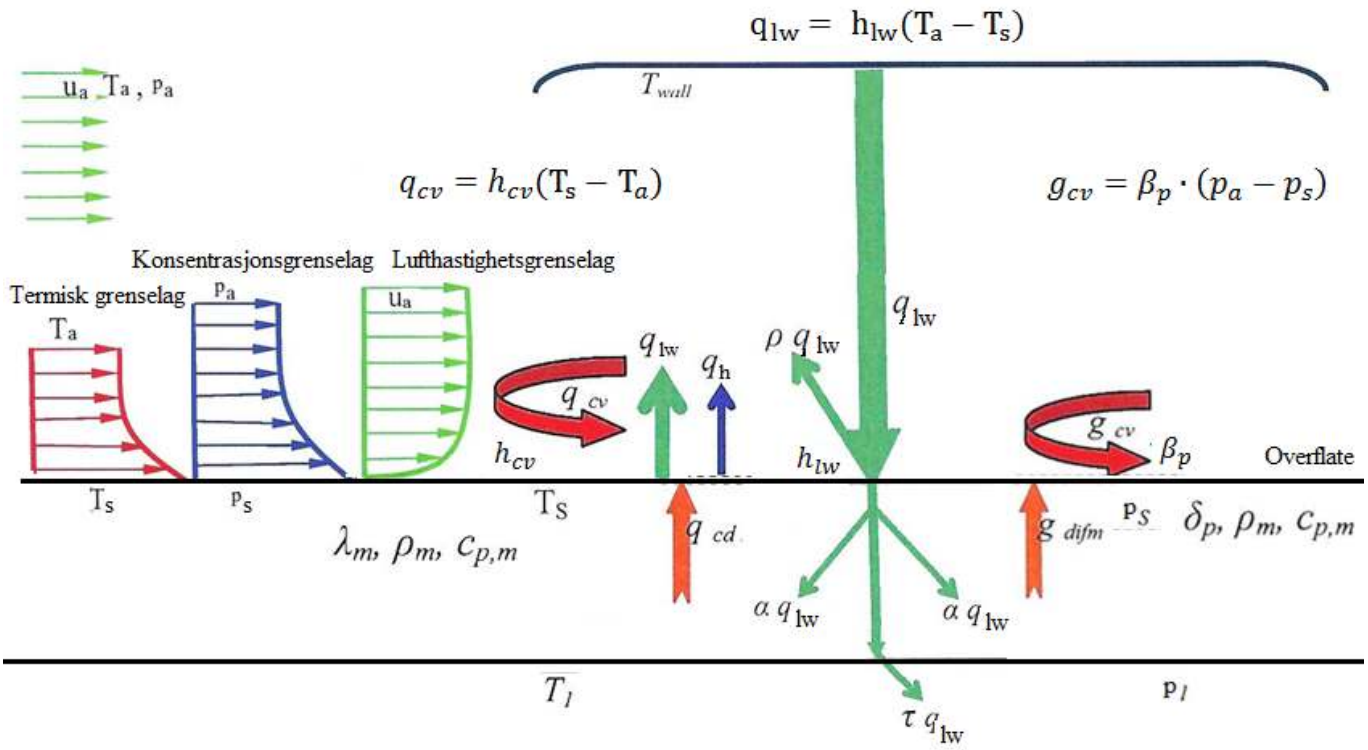
På lik linje med at temperaturgrenselaget gir en motstand som påvirker varmestrømmen, vil konsentrasjonsgrenselaget gi en motstand som påvirker fukttransporten. Siden de omsluttende forholdene påvirker begge grenselagene på analoge måter, er det like relasjoner mellom vanndamptransport og varmetransport.

Videre vil β_p (kg/Pa·m^2·s) kunne beregnes ut fra følgende likning (med nummerisk verdi kun gyldig for SI-enhetene beskrevet over):

$$\beta_p = 7 \cdot 10^{-9} \cdot h_{cv}$$

Her er h_{vc} (W/m^{2}K) den konvektive komponenten i varmeovergangstallet h.

4. Problembeskrivelse – Varme- og fukttransport gjennom en overflate



Figur 14: En oversikt over parametere som inngår i varme- og fukttransport i en overflate

Det fines mange programmer for å simulere varme-, fukt- og lufttransportprosesser i bygninger. Hvor nøyaktig disse programmene kan beskrive de faktiske transportprosessene er sterkt avhengi av inputverdiene som blir benyttet. En grundig vurdering av ventilasjonssystemet er også viktig for å kunne gjøre nøyaktige simuleringer. Kunnskap om konvektive overgangstall muliggjør nummeriske analyser av fukt- og varmetransport mellom en overflate og den omsluttende luften. I dette kapittelet skal vi se nærmere på beregning av fukt- og varmetransport i en overflate. Hoveddelen av fysikken beskrevet i dette kapittelet er hentet fra Talev (2011), der andre kilder er benyttet vil det bli oppgitt i teksten.

4.1 Varmeutveksling i en overflate

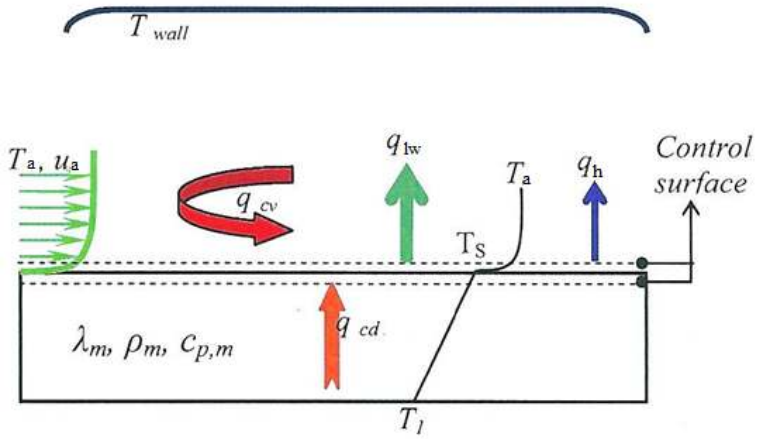
Kombinert fukt- og varmetransport i porøse materialer er viktig når man skal studere en bygningskropp og materialers oppførsel som funksjon av både innvendig og utvendig klima. Varmetransport omhandler den mengde termisk energi som utveksles til eller fra en gitt masse. Det finnes generelt tre varmetransportmekanismer: konduksjon, naturlig og tvunget konveksjon og stråling. Potensialet for varmetransport er temperaturforskjeller.

I følge NS ISO 7345:1996 beskriver varmestrømmen Φ (W) den mengden varme Q (J) som overføres til eller fra et system over tid.

$$\Phi = \frac{dQ}{dt}$$

Varmestrømtettheten q (W/m^2) benyttes ved virkelig bygningsfysisk anvendelse og representerer varmestrømmen delt på arealet av overflaten.

$$q = \frac{d\Phi}{dA}$$



Figur 15: Varmetransport i en overflate
(Talev 2011)

Figur 15 illustrerer varmeutveksling i en overflate. Den mengden konduktert varme q_{cd} som bringes til overflaten er lik summen av den varmen som fjernes fra overflaten til omgivelsene ved konveksjon q_{cv} og ved stråling q_{lw}. Det vil si:

$q_{cd} = q_{cv} + q_{lw}$

Denne relasjonen anvendes både for stasjonære og ikke-stasjonære forhold hvor overflatebalansen ikke inkluderer noen form for varmelagring, siden en overflate verken har volum eller masse.

For et byggemateriale med høyt fuktinnhold vil temperaturen i overflaten kontrolleres ut i fra fordamping av fukt. En ekstra varmestrøm, kjent som latent varme q_h, oppstår ved faseendringsprosesser (fordamping eller kondensering) i overflaten. Ved å inkludere varmestrømtettheten fra latente varme får vi at:

$q_{cd} = q_{cv} + q_r + q_h$

hvor varmestrømtettheten fra latente varmestrømmen kan uttrykkes:

$$q_h = \beta_p(p_s - p_\infty) \cdot h$$

Her er $\beta_p$det konvektive fuktovergangstallet, p_s er vanndamprtykket i overflaten, ρ_∞ er vandamptrykket i luftstrømmen og h (J/kg) representerer entalpien av fordamping av vann og er avhengig av overflatetemperaturen.

4.1.1 Endimensjonal varmekonduksjon

Varmestrøm ved konduksjon gjennom et materiale er avhengig av materialets varmekonduktivitet, materialets geometri, temperaturforskjeller over materialet og materialets tykkelse. Fouriers lov beskriver varmestrøm ved konduksjon gjennom et materiale slik:

$q_{cd} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial x}$ (W/m^2)

Her er λ_m(W/(mK)) materialets varmekonduktivitet.

Under ikke-stasjonære forhold kan temperaturen beskrives som en funksjon av tiden. Differensiallikningen for endimensjonal varmekonduksjon i et solid materiale over tid er beskrevet slik:

$$\rho_m \cdot c_{p,m} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda_m \cdot \frac{\partial T}{\partial x}\right)$$

Her er $c_{p,m}$ (J/(kg·K)) den spesifikke varmekapasiteten for materialet og ρ_m(kg/m^3) materialets densitet. Ved å kombinere c_p, ρ_m og λ_m får vi en ny materialegenskap varmediffusivitet a (m^2/s).

$a_m = \frac{\lambda_m}{\rho_m \cdot c_m}$

4.1.2 Endimensjonal varmekonveksjon

Varmekonveksjon går ut på at energi overføres fra en overflate til luften som er i bevegelse over overflaten. Varme fra materialet overføres til luftlaget nærmest overflaten ved termisk konduksjon. Siden luften i dette sjiktet i prinsippet ikke er i bevegelse kan den uttrykkes med følgende begrep:

$$q_{cd} = q_{cv} = \lambda_a \frac{\partial T}{\partial y}|_{y=0}$$

Her er λ_a varmekonduktiviteten til luften og utrykket $\frac{\partial T}{\partial y}|_{y=0}$ representerer luftens temperaturgradient i materialets overflate vinkelrett på overflaten. Temperaturgrenselagets tykkelse og dermed temperaturgradienten varierer med luftstrømmens aksiale lengde.

Ovenfor overflaten føres varmen bort med varmekonveksjon. Konveksjonen er en konsekvens av at væskestrømmen fjerner varm luft fra grenselaget og erstatter den med kaldere luft. Varmetransporten ved konveksjon økes ved økende lufthastighet, og hastigheten er proporsjonal med temperaturforskjellen mellom materialets overflate (T_s) og luften (T_a). Dette kan utrykkes ved Newtons lov om kjøling:

$$q_{cv} = h_{cv}(T_s - T_a)$$

Her er h_{cv} det konvektive varmeovergangstallet. For en overflate eksponert mot en luftstrøm, vil det konvektive varmeovergangstallet være avhengi av luftens densitet ρ_a, luftens spesifikk varmekapasitet $c_{p,a}$, luftens varmekonduktivitet λ_a og strømmens viskositet μ_a. Overflatens geometriske form vil også kunne påvirke luftstrømmen og dermed også indirekte påvirke h_{cv}. Det vil kunne oppstå variasjoner i h_{cv} over overflaten som følger av ujevn luftstrøm. En gjennomsnittlig verdi for varmeovergangstallet $\overline{h_{cv}}$, kan som en forenkling oppgis som verdi for en bestemt overflate. Det er vanlig praksis ved studier av konveksjon å utrykke en dimensjonsløs verdi for varmeovergangstallet med et Nusselt tall:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_{cv}} \cdot L_{fp}}{\lambda_a}$$

Her er L_{fp} en karakteristisk lengde som i dette tilfellet utrykker lengden av luftstrømmen over en flat overflate.

Man skiller mellom *naturlig konveksjon,* hvor strømningens drivkraft kun er oppdriftskreftene på grunn av temperaturforskjeller, og *tvungen konveksjon*, der strømningen også drives av ytre påvirkning som for eksempel vind. Varmeovergangstallet ved tvungen konveksjon er en sterk funksjon av Reynolds tallet Re som for en flat overflate med en parallell luftstrøm kan uttrykkes slik:

$$Re = \frac{\rho_a \cdot u_a \cdot L}{\mu_a} = \frac{u_a \cdot L}{v_a}$$

Her er ρ_a luftens densitet, u_a er lufthastigheten for den luftstrømmen, og $\mu_a$og $v_a$representerer luftens dynamiske og kinetiske viskositet. L er en karakteristiske lengden av det horisontale areal.

Det dimensjonsløse Nusselt tallet utrykkes på mange ulike måter i litteraturen og varierer for turbulent eller laminær strøm (laminær vil si langsom, stabil strøm og uten turbulens), naturlig eller tvungen konveksjon og overflatens orientering. Et eksempel på hvordan man kan utrykke Nu for laminær strøm over en flat overflate er i følge Cengel (2006) utrykt slik:

$$Nu = \frac{\overline{h_c} \cdot L_{fp}}{\lambda_a} = 0.332 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$$

Sammen med Raynolds tallet (Re) inngår ofte Prandtl tallet (Pr) i likningene for å utrykke Nusselt tallet (Nu). Prandt tallet beskriver forholdet mellom den molekylære diffusjonen av moment og den molekylære diffusjonen av varme:

$$Pr = \frac{\mu_a \cdot c_{p,a}}{\lambda_a} = \frac{v_a}{\alpha_a}$$

Naturlig (fri) konveksjon kommer av at luftbevegelser settes i gang av oppdriftskrefter forårsaket av ikke-homogene densitetsforskjeller som følger av variasjoner i temperaturen i lufta. Energien som overføres ved naturlig konveksjon påvirkes av luftens viskositet, tyngdekraften og varmediffusjon. Kalkulering av dimensjonsløst naturlig konveksjonsovergangstall er en funksjon av Prandtl tallet Pr og Grashof tallet Gr, Grashof tallet er også en dimensjonsløs parameter som representerer egenskaper for en væske, nemmelig forholdet mellom oppdriftskrefter og viskosekrefter:

$$Gr = \frac{\beta_e \cdot g \cdot (T_s - T_a) \cdot L^3{}_{fp}}{{v_a}^2}$$

Her er β_e (1/K) en koeffisient som utrykker volumøkning (β_e= 1/T for en ideell gass).

Rayleigh tallet Ra er produktet av Gr og Pr og utrykkes slik:

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta_e \cdot g \cdot (T_s - T_a) \cdot L^3{}_{fp}}{{v_a}^2} \cdot Pr$$

Det er veldig viktig at Reyleigh tallet kalkuleres ut i fra den karakteristiske lengden av horisontalt areal fremfor lengden av den aksiale strømningsretningen. Den karakteristiske lengden for et rektangulert areal med sidene a_1 (lengste siden) og b_1:

$$L_{fp} = \frac{A_s}{P} = \frac{2 \cdot a_1 \cdot b_1}{(a_1 + b_1)}$$

Varmeovergangstallene er mye høyere ved varmetransport som følge av tvungen konveksjon enn for naturlig konveksjon. Varmeoverføring som følge av tvungen konveksjon inkluderer alltid varmetransport med naturlig konveksjon. Ved lave lufthastigheter må man ta hensyn til naturlig konveksjon, men ved høye lufthastigheter kan det vanligvis neglisjeres.

Energitransport som involverer faseendringer i den observerte overflaten, som for eksempel migrasjon av vanndampmolekyler ved fordamping av vann, er den mest komplekse konveksjonsmekanismen.

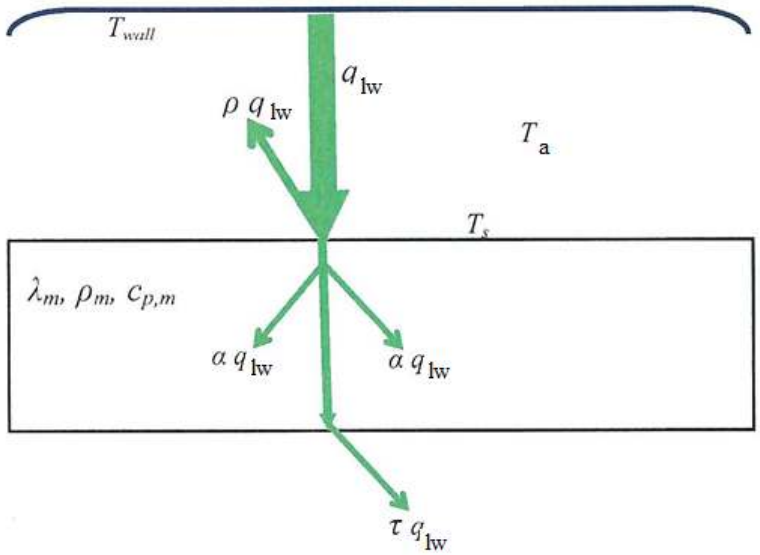
4.1.3 Biot tallet

I et porøst bygningsmateriale som utsettes for en luftstrøm, vil varmen først bli transporteres ved konveksjon til/fra overflaten, og deretter ved konduksjon innad i materialet. Forholdet mellom den interne termiske motstanden i materialet (representert ved varmekonduksjon) og den interne motstanden (varmekonveksjon) er kjent som Biot tallet Bi. Dette dimensjonsløse tallet benyttes ved kalkulering av varmetransport under ustabile forhold. Små temperaturgradienter (små motstander mot varmekonduksjon) i et porøst materiale gir små verdier av Biot tallet.

$$Bi = \frac{\overline{h_{cv}}}{\frac{\lambda_m}{d}} = \frac{Convection\ at\ the\ material\ surface}{Conduction\ at\ the\ material\ surface}$$

Her er d (m) materialets tykkelse.

4.1.4 Endimensjonal varmestråling



Figur 16: Varmestråling
(Talev 2011)

Vi skiller mellom tre viktige egenskaper ved varmestråling; transmitans τ, absorptans α og reflektans ρ. Varmestråling beskrives med utrykket:

$$q_{lw} = \alpha \cdot q_{lw} + \rho \cdot q_{lw} + \tau \cdot q_{lw}$$

Netto strålingsvarme overført mellom et byggemateriale med en overflateemissivitet ε ved en gitt overflatetemperatur T_s (K), fullstendig innelukket i et termodynamisk system med mye større overflate med temperatur T_{wall} (K) og separert med luft som ikke påvirker strålingen, er gitt av utrykket:

$$q_{lw} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{wall}^4) \approx h_{lw} \cdot (T_s - T_{wall})$$

Her er $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} (\mathrm{W/(m^2 \cdot K^4)})$ Stefan-Boltzmanns konstanten.

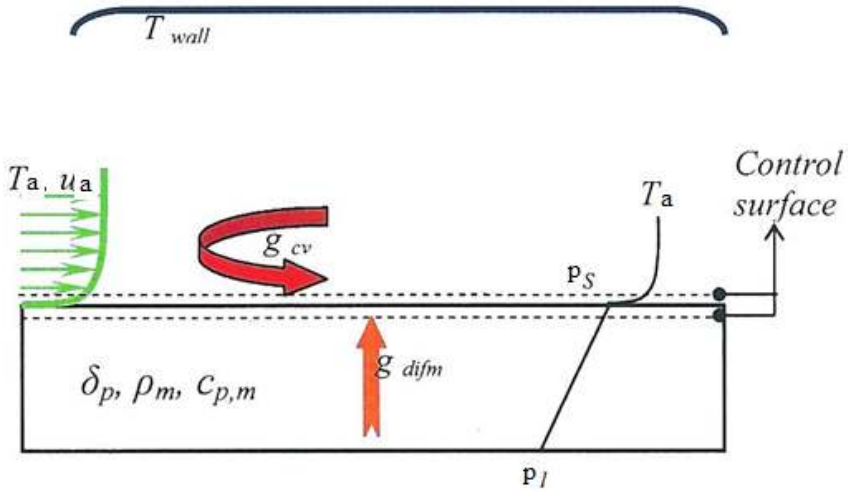
Strålingsvarmeovergangstallet h_{lw} utrykkes slik:

$$h_{lw} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^2 + T_{wall}^2) \cdot (T_s + T_{wall})$$

Her må overflatetemperaturene T_s og T_{wall} være gitt i absoluttverider og i Kelvin (K).

Ved beregning av varmeoverføring ved naturlig konveksjon bør man også ta hensyn til varmeoverføring med stråling.

4.2 Fuktutveksling i en overflate



Figur 17: Fukttransport i en overflate
(Talev 2011)

Fukt er en av de viktigste faktorene til inneklima. Fuktutveksling mellom fukt i et porøst materiale og den omsluttende luften beskrives gjennom en sorpsjonsprosess (fuktakkumulering fra den omsluttende luften) og en desorpsjonsprosess (tap av fukt til den omsluttende luften). Disse prosessene påvirkes hovedsakelig av temperatur og RF i lufta. Transport av fukt gjennom overflaten på et materiale kan beskrives av to motstander. Den utvendige motstaden som består av grenselaget og den interne motstanden fra materialet. Summen av de to motsandene utgjør den totale motstanden.

4.2.1 Vanndamptransport ved diffusjon

Vanndampdiffusjon gjennom umettede porer er en sakte massetransportprosess og er den mest kjente transportmekanismen for vanndamp i porøse materialer. Fuktstrømningshastigheten i et byggemateriale er vanlig å beskrive med Ficks lov:

$$g_{difm} = \delta_p \frac{\partial p_v}{\partial x} \text{ (kg/m}^2\cdot s)$$

Her benyttes vanndamptrykket p_v (Pa) som potensial. Vanndamppermeabiliteten δ_p (kg/Pa · m · s) er transportegenskapen for hvert enkelt materiale. Vanndampkonsentrasjonen C, entalpien ε med flere, kan alternativt benyttes som potensialer for å beskrive vanndampdiffusjon med Ficks lov. Dersom vanndampinnholdet v (kg/m^3) benyttes som potensial beskrives Fiks lov slik:

$$g_{difm} = \delta_p \frac{\partial v}{\partial x} \text{ (kg/m}^2\cdot s)$$

Her er δ_v (m^2/s) vanndamppermeabiliteten i forhold til vanndampkonsentrasjonen v (kg/m^3) (også kalt vanndampdensiteten eller vanndampinnholdet). Ved å anvende den ideelle gassloven og inkludere det utrykket for Fiks lov beskrevet med δ_p og forholdet mellom δ_p og δ_v får vi utrykket:

$$\delta_v = \delta_p \frac{\partial p_v}{\partial v} = \delta_p \frac{R \cdot T_m}{M_v} = 461.52 \cdot T_m \cdot \delta_p$$

Her er R den universale gasskonstanten 8314.41 J/(kg· K) og M_v er den relative molekylmassen til vann 18.01528 på karbon-12 skalaen.

I bygningsfysikken blir ofte materialegenskapene δ_p og δ_v oppgitt gjennom vanndampmotstandsfaktoren μ (-). μ representerer forholdet mellom vanndampens diffusjonstall i luft basert på damptrykk D_p (kg/(Pa·m·s)) og vanndamppermeabiliteten til det porøse materialet δ_p (kg/Pa·m·s):

$\mu = \frac{D_p}{\delta_p}$

Eller som forholdet mellom vanndampens diffusjonstall i luft basert på vanndampkonsentrasjonen D_v (m^2/s) og δ_v (m^2/s):

$\mu = \frac{D_v}{\delta_v}$

Schirmers ligning er den mest brukte metoden for å forutsi vanndampens diffusjonstall i luft (Geving og Thue 2002):

$D_v = \frac{2.306 \cdot 10^{-5} \cdot p_0}{R_v \cdot T_\infty \cdot p_t} \cdot \left(\frac{T_a}{273.15}\right)^{1.81}$

og

$D_p = 2 \cdot 10^{-7} \frac{T_\infty^{0.81}}{p_t}$

Hvor R_v er gasskonstanten for vanndamp med verdien 461.52 (J/kg·K), p_t (Pa) er det faktiske totaltrykket i luften, p_0 er referanse trykket i luften med verdien 101325 (Pa) og T_∞ (K) er omgivelsestemperaturen.

Ikke-stasjonær vanndampdiffusjon i et bygningsmateriale styres av prinsippet for bevaring av masse og er gitt av utrykket:

$\frac{\partial v}{\partial t} = D_v \frac{\partial^2 v}{\partial x^2}$

Vanligvis blir vanndampdiffusjonen beskrevet i utrykket over, betraktet som isoterm med konstant densitet slik at diffusjonskoeffisienten også er konstant. I noen tekster er utrykket kjent som Ficks andre lov.

4.2.2 Vanndamptransport ved konveksjon

Fuktkonveksjon innebærer at vanndamp transporteres med en luftstrøm fra høyt til lavt lufttrykk. Konveksjon kan føre til transport av store luftmengder og dermed også store mengder vanndamp.

Mengden transportert fukt ved konveksjon er proporsjonal med potensialet og det konvektive masseovergangstallet. Fukttransport ved konveksjon er analog med varmetransporten ved konveksjon. Ved å benytte vanndamptrykket som potensial kan den konvektive massestrømtettheten g_{cv} (kg/(s· m^2)) utrykkes:

$g_{cv} = \beta_p \cdot (p_a - p_s)$

Her er β_p (kg/(Pa·s·m^2)) det konvektive masseovergangstallet relatert til vanndamptrykk, og p_s og p_∞ er damptrykket henholdsvis i overflaten og i den omsluttende luften. Alternativt kan potensialet utrykkes ved vanndampinnholdet v (kg/m^3), eller ved det absolutte fuktinnholdet x (kg vanndamp / kg tørr luft). Den konvektive massestrømshastigheten kan da utrykkes:

$g_{cv} = \beta_v \cdot (v_s - v_a) = \beta_v \cdot p_a \cdot (x_s - x_a)$

Her er p_a densiteten til luften (kg/m^3), x_s (kg/kg) er det absolutte fuktinnholdet i overflaten og x_a (kg/kg) er det absolutte fuktinnholdet i den omsluttende luften.

Enheten for det konvektive masseovergangstallet β_v er (m/s). Det konvektive masseovergangstallet relatert til forskjeller i det partielle vanndamptrykket er fuktovergangstallet β_p har enheten (kg/(Pa·s·m^2) som tilsvarer (s/m).

β_v og β_p er ikke universelt proporsjonale med hverandre siden det ikke er noe lineært forhold mellom vanndampinnholdet og vanndamptrykket. Forholdet er gitt av:

$$\beta_v = \beta_p \frac{R \cdot T}{M_v} \approx \beta_p \frac{p_t}{0.622 \cdot \rho_a}$$

Innenfor de trykk og temperaturintervallene som omhandles her, kan vanndamp og luft betraktes som ideelle gasser. Ved en slik antakelse er densiteten til vanndamp ρ_v eller densiteten til luft ρ_a direkte proporsjonal med det tilhørende partialtrykket ved en gitt temperatur.

$$p_v = \frac{\rho_v}{M_v \cdot p_t} \cdot R \cdot T = \rho_v \cdot R_v \cdot T = c_{p,v} \cdot \frac{R \cdot T}{p_t}$$

$$p_a = \frac{\rho_a}{M_a} \cdot R \cdot T_\infty = \rho_a \cdot R_a \cdot T_\infty$$

Her er M_a det relative molekylære fuktinnholdet i luft 28.9645 kg/kmol og $R = 8314.41$ (J/(kmol · K)) er gasskonstanten for vanndamp.

$p_t = p_v + p_a$ (det totale trykket for fuktig luft)

$$x = \frac{\rho_v}{\rho} = \frac{p_v \cdot M_v}{p_a \cdot M_a} = 0.622 \frac{p_v}{p_t - p_v}$$

$$p_v = \frac{x}{0.622 + x} \cdot p_t$$

4.2.3 Fukt Biot tallet

For varmetransport beskriver det dimensjonsløse Biot tallet forholdet mellom den interne termiske konduksjonsmotstanden og motstanden i overflaten. For beregninger av massetransport, kan tilnærmelsen av et dimensjonsløst fukt Biot tallet være nyttig i utvikling av fordelaktige og sammenlignbare eksperimentelle forhold. Fukt Biot tallet Bi_m beskriver forholdet mellom den interne fuktmotstanden og fuktmotstanden til overflaten (Rode et al. 2005):

$$Bi_m = \frac{d_m \cdot \beta_p}{\delta_p}$$

Her er d_m (m) tykkelsen for et ensides eksponert materiale eller halvparten av tykkelsen for et tosides eksponert materiale. δ_p (kg/Pa·m·s) er vanndamppermabiliteten til materialet og β_p (kg/Pa·s·m^2) det konvektive masseovergangstallet som inkluderer både overflatemotstanden til materialet og overflatemotstanden til grensesjiktet. Fukt Biot tallet Bi_m kan gi en base for evaluering av forholdet mellom motstanden i materialet og motstanden i overflaten.

5. Vurdering av parametere

5.1 Oppsummering

Det var i utgangspunktet ønskelig å se nærmere på relevant litteratur og forskning på konkrete verdier for fukt- og varmeovergangstall. Dette for å kunne gi en anbefaling til konkrete verdier til bruk i beregning av fukt- og varmetransport i innvendige overflater. Det viste seg derimot å være en vanskelig oppgave siden det er begrenset hvor mye arbeid som er gjort på området. Det kan virke som om nøyaktig måling av fuktovergangstallene er vanskelig å gjennomføre siden de påvirkes av mange ulike faktorer. Fuktinnholdet i overflaten, som kan være vanskelig å måle nøyaktig, og luftstrømmer over overflaten som har stor variasjon og påvirkes av flere andre faktorer er eksempler på dette. I flere av de studiene som omhandler fuktovergangstall blir konklusjonene derfor veldig generelle og det har vært vanskelig å finne studier som gir konkrete verdier. Av de studiene som gir konkrete verdier, vil variasjoner i andre parametere (lufthastighet, fuktinnhold, temperatur, Sd-verdi, overflatens materiale) og ulik bruk av benevninger, gjøre at resultatene blir vanskelige å sammenlikne. Det har også vært en utfordring å kunne gi konkrete anbefalinger for varmeovergangstall ut i fra relevant forskning. Men her har derimot den største utfordringen vært at det er gjort veldig mye arbeid på området, og at mange av studiene blir kompliserte. Det er i tillegg vanskelig å finne studier som konkluderer med konkrete verdier for varmeovergangstall.

På grunn av oppgavens tidsbegrensning ble derfor et utvalg studier som omhandler fukt- og varmeovergangstall plukket ut og beskrevet, for å gi et inntrykk av hvilken utfordring det er å gi konkrete anbefalinger til verdier for fuktovergangstall.

I de studiene som er gjennomgått varierer β_p mellom følgende verdier:

- fra 5.0 til 52.4· $10^{-9} kg/(Pa \cdot s \cdot m^2)$
- fra 1.0 til 11.8·10^{-10} $kg/(J \cdot s \cdot m^2)$
- fra 0.0001 til 0.0033 m/s

I de studiene som er gjennomgått varierer h_{cv}:

- fra 3.8 til 14.0 W/(m^2K)

Resultater fra de utvalgte studiene er oppsummert tabell 1:

Tabell 1: Hovedkonklusjoner og verdier for varme- og fuktovergangstall fra at utvalg av studier

Forfatter(e)	Varmeovergangstall h_{cv}	Fuktovergangstall β_p eller β_v
Awbi (1998)	Valg av verdier for h_{cv} for utvendige overflater kan gi forskjeller i det målte energibehovet på 20 til 40 %. Lufthastigheten har en stor innvirkning for overgangstall i utvendige overflater.	
Khalifa (2000)	Korrelasjoner for h_{cv} er større for rom av virkelig størrelse enn for isolerte overflater. Korrelasjoner for h_{cv} for isolerte overflater er derfor ikke egnet til beregninger av overflater av virkelig størrelse.	
Bednar and Dreyer (2003)		β_p (for kalsium-silicatfiberplater og autoklavert porebetong i et testrom) ble målt til $5 \cdot 10^{-9}$ kg/(Pa·s·m^2) for en romtemperatur på 22.5 °C.

*Tabellen fortsetter på neste side

Derome (2004)	h_{cv} for en treoverflate ble målt fra 3.8 til 14 W/(m^2°C)	β_p (fra 3.1·10^{-10} til 11.8·10^{-10} kg/(J·s·m^2)) for en treoverflate, som funksjon av lav lufthastighet utledet fra det målte h_{cv} ved bruk av Lewis analogien,
Hansen (1990)		Målte den konvektive luftmotstanden for gipsplater til 15·107 (Pa·s·m^2)/kg, hvilket tilsvarer β_p på 6.67·10^{-9} kg/(Pa·s·m^2).
Mukhopa-dhyaya (2004)		Vanndamppermeabiliteten for gips- og trefiberplater ved 50 % RF påvirkes ikke av temperaturforholdene for temperaturer mellom 7 og 43 ºC
Wadsø (1993)		eksperimentelt bestemte β_p for treoverflater ofte mye lavere enn teoretiske og eksperimentelt bestemte $\beta_p$for andre overflater
Janssen (2011)		En kritisk vurdering av flere tidligere studier som den av Wadsø (1993) beskrevet over. Konkluderer med at termisk diffusjon av vanndamp i porøse materialer er ubetydelig og at Fiks lov fult ut kan forklare diffusiv vanndamptransport i tre.
Iskra et al. (2009)		Eksperimentelle målinger av $\beta_p$for fuktig luft strømmende over opprinnelig tørre gips- og treplater for tre forskjellige Reynolds tall og med tre forskjellige verdier av RF. For gips varierte β_v fra 0.0016 to 0.0033 m/s (1.2·10^{-8} til 2.4·10^{-8} s/m) og for tre varierte β_v fra 0.0001 to 0.0008 m/s (9.4·10^{-10} til 5.7·10^{-9} s/m) Målingene ble analysert nummerisk og det konkluderes med at Sd-verdien har en stor innvirkning på $\beta_v$og at det å bestemme β_v for en porøs overflateer veldig vanskelig og har en høy grad av usikkerhet både for eksperimentelle og inverse simuleringer. Den største usikkerheten for de eksperimentelle målingene ligger i usikkerheten ved den målte relative fuktigheten i overflaten på det porøse materialet
Talev (2011)		Eksperimentelle målinger i en vindtunnel gav $\beta_p$for flere materialer. F. eks. gipsplate med lufthastighet på 1.0 m/s gav $\beta_p = 39.8 \cdot 10^{-9} kg/(m^2 \cdot Pa \cdot s)$ og henholdsvis 52.4-, 52.0-, 48.0- og $24.2 \cdot 10^{-9} kg/(m^2 \cdot Pa \cdot s)$ for ulike typer steinmaterialer ved lufthastighet på 1.0 m/s. Økt hastighet på luftstrøm gav økt verdi for β_p.
Trembblay et al. (2000)	Målinger av h_cv i treoverflater (56 ºC) ved tørkeeksperimenter som funksjon av fuktinnholdet i overflaten. Ved lufthastighet på 1.0 m/s og fuktinnhold på 40 % er h_cv ca. 12.0 $W/(m^2K)$, når fuktinnholdet minker til 30 % synker h_cv til ca. 8.0 $W/(m^2K)$	En eksperimentell metode for å indirekte estimere β_p i treoverflater (56 ºC) ved tørkeeksperimenter. Gir verdier for β_p som funksjon av fuktinnholdet i overflaten. For lufthastighet på 1.0 m/s og vanninnhold på 40 % er β_p ca. $2.5 \cdot 10^{-10} kg/(m^2 \cdot s \cdot J)$ og for 20 % er β_p ca. $1.0 \cdot 10^{-10} kg/(m^2 \cdot s \cdot J)$. Det konkluderes med at β_p øker med økt lufthastighet.
Nabhani, Tremblay og Fortin (2003)	En forbedret versjon av måleteknikken i studien over gir h_{cv}som funksjon av fuktinnholdet i overflaten ved 60 ºC. Ved lufthastighet på 1.2 m/s og fuktinnhold på 40 % er h_cv ca. 8.0 $W/(m^2K)$, ved 20 % er h_{cv} ca. 6.5 $W/(m^2K)$ og ved 10 % er h_cv ca. 6.0 $W/(m^2K)$	En forbedret utgave av studien over gir verdier for β_p som funksjon av fuktinnholdet i overflaten ved 60 ºC. For lufthastighet på 1.2 m/s og vanninnhold på 40 % er β_p ca. $4.5 \cdot 10^{-10} kg/(m^2 \cdot s \cdot J)$, for 20 % er β_p ca. $3.0 \cdot 10^{-10} kg/(m^2 \cdot s \cdot J)$ og ved 10 % er β_p ca. $2.0 \cdot 10^{-10} kg/(m^2 \cdot s \cdot J)$.

5.2 Varmeovergangstall

Bygningsfysiske simuleringsprogrammer må bli bedre på å evaluere varmeutveksling mellom utvendige overflater og omsluttende luft. Sensitivitetsanalyser utført av Awbi (1998) viser at valg av verdier for varmeovergangstall kan gi forskjeller på mellom 20 og 40 % i det målte energibehovet. I den senere tid er det utført mange undersøkelser på varmeovergangstall for utvendige vegger, der vindhastigheten har en essensiell innvirkning. Emmel, Abadie og Mendes (2007) brukte CFD (Computional Fluid Dynamics) simuleringer for å forutsi varmeovergangstall for utvendige overflater som funksjon av vindhastighet, retning og temperaturforskjellen mellom overflaten og luft. Resultatene viste at variasjonen i verdien for h_{cv} er avhenger sterkt av lufthastigheten og at retningen på vinden har en betydelig effekt for vertikale vegger og tak. Temperaturforskjellen mellom overflaten og luften hadde en ubetydelig effekt for lufthastigheter over 2 m/s.

For innvendige overflater vil det være mer interessant å finne verdier for varmeovergangstall ved lavere lufthastigheter.

Khalifa (2000) presenter en omfattende gjennomgang av studier på h_{cv} ved naturlig konveksjon for overflater i både to- og tredimensjonale rom. Der er rettet spesiell fokus på studier direkte relatert til varmetransport i bygninger. Studien peker på korrelasjoner mellom de ulike studiene, men gir ingen direkte anbefaling på hvilket variasjonsområde man bør sette for h_{cv}. Studiene som er undersøkt er både eksperimentelle, nummeriske og teoretiske typer. I en tidligere studie av samme forfatter (Khalifa, 1999) ble det konkludert med at rapporterte korrelasjoner for isolerte overflater, har store avvik når de sammenliknes med hverandre. Sammenlikninger mellom disse korrelasjonene og korrelasjoner for rom av virkelig størrelse viser at sistnevnte er høyere enn de aller fleste korrelasjonene for isolerte overflater. Det samme gjelder for oppvarmede overflater som peker oppover. Det konkluderes med at korrelasjonene innhentet for isolerte overflater, ikke er egnet for overflater i virkelig størrelse, spesielt for bygninger, der plasseringen av varmekilder og ventilasjon kan påvirke strømningsmønsteret i rommet og dermed også varmeovergangstallet. Studien peker på at varmeovergangstallene som benyttes i mange dynamiske simuleringsmodeller er basert på verdier evaluert for isolerte overflater, og de som utfører modellering av bygninger burde evaluere dette nøye for eksisterende modeller.

5.3 Fuktovergangstall

Bednar and Dreyer (2003) utviklet et testrom, for å gjøre undersøkelser ved forskjellig varme- og fuktproduksjon og ulike ventilasjonsstrategier. Formålet var å undersøke fuktopptak i overflater, overgangstall og samspillet mellom rommet og klimaet utendørs. Materialene som ble undersøkt var blant annet kalsium-silicatfiberplater og autoklavert porebetong. Overflatetemperaturen ble viet spesiell oppmerksomhet for å kunne estimere masseovergangstallet β_p, som for en romtemperatur på 22.5 °C ble målt til å være $5 \cdot 10^{-9}$ kg/(Pa·s·m^2).

Derome (2004) bestemte masseovergangstallet β_p for en treoverflate eksperimentelt som funksjon av lav lufthastighet. En isolert tunnel med gjennomstrømmende luft ble benyttet og prøvestykker av tre ble plassert inni denne vinkelrett på luftstrømmen. Likevektsfuktinnholdet ble nådd ved 20 °C og RH = 65 %. β_p (fra 3.1·10-10 til 11.8·10-10 kg/(J·s·m^2)) ble utledet fra målte verdier av h_{cv} (fra 3.8 til 14 W/(m^2°C)) ved bruk av Lewis analogien.

Hansen (1990) undersøkte usikkerheten ved de målte verdiene av vanndamptransport ved bruk av kopp-metoden basert på grenseeffekter. Motstanden til luftlaget på innsiden av koppen ble, av NORDTEST metoden NT Build 265, målt for gipsplater av tre ulike tykkelser og funnet til å være 2.7·10^7 Pa·s·m^2/kg.

Den konvektive luftmotstanden ble samtidig funnet til å være $15 \cdot 10^7$ Pa·s·m^2/kg, hvilket tilsvarer β_p på $6.67 \cdot 10^{-9}$ kg/(Pa·s·m^2).

En modifisert versjon av kopp-metoden og hvordan den anvendes blir beskrevet i Mukhopadhyaya (2004) og benyttet til å undersøke temperaturens innvirkning på dampoverføringsegenskapene i gips- og trefiberplater. Temperaturene undersøkt var i området mellom 7 og 43 °C. Vanndampoverføringsegenskapene ble målt ved gjennomsnittlig 50 % RF. Resultatene viser at det er en jevn eksponentiell økning av vanndampoverføringshastigheten med temperatur. Dette betyr at dersom vanndampoverføringshastigheten er input parameter, må man også gjøre en vurdering av temperatureffekten. Videre vises det ingen betydelig forandring i vanndamppermeabiliteten for materialene ved variasjon mellom 7 og 43 ºC. Dette betyr at for gips- og trefiberplater ved lignende omstendigheter ikke trenger å ta hensyn til temperaturens innvirkning. Detaljert analyse av testresultatene stadfester også det faktum at vanndamppermeabiliteten for gips- og trefiberplater ved 50 % RF ikke er avhengig av temperaturforholdene. Resultatene funnet ved bruk av den modifiserte kopp-metoden er kritisk vurdert og rapportert i artikkelen og det konkluderes med at den modifiserte kopp-metoden pålitelig kan benyttes til å måle damptransportegenskapene for byggematerialer.

I følge Wadsø (a) (1993) er eksperimentelt bestemte β_p for treoverflater ofte mye lavere enn teoretiske og eksperimentelt bestemte verdier for andre overflater. Generelt er det tidligere antatt at β_p kun er funksjoner av de ytre forholdene og ikke materialets egenskaper. Et litteraturstudie ble gjort på en rekke målte og beregnede β_p for treoverflater og andre overflater forskjellig fra tre. For overflatene forskjellige fra tre, har både koeffisientene og innvirkningen av lufthastigheten samsvarende verdier. Av de tidligere målingene gjort for treoverflater, er prøvestykkene og tilhørende koeffisienter veldig små og det er grunn til å tro at de ekte β_p ikke har blitt målt. Nye målinger for treoverflater er også presenter i artikkelen. De viser at den enkle teorien som involverer diffusivitet og massetransport ikke fullt ut er i stand til å beskrive en sorpsjonsmåling. Det er derfor ikke mulig å evaluere den ekte massetransport koeffisienten fra målinger på tre før man vet mer om sorpsjon og transport av fukt i tre. Artikkelen hevder at et problem med sorpsjonsmålinger er ikke-Ficksk oppførsel og at antakelsene i Fick`s lov anvendt på tre, for lokal fuktlikevekt mellom gass og fast fase i trefibrene, ikke stemmer. På grunn av dette er det ikke alltid mulig å finne vanndamptrykket i overflaten ved å måle fuktinnholdet i overflaten. Generelt virker det som om problemene som oppstår når man måler $\beta_p$for treoverflater i stor grad avhenger av ufullstendig kunnskap om den interne massetransporten. Det foreslås derfor at en bør konsentrere seg om å løse de interne problemene som for eksempel kapillær transport og ikke-Ficksk oppførsel.

I likhet med Wadsø (a) (1993) som beskrevet over, er det også flere studier som hevder at temperaturgradienter i likhet med damptrykkgradienter bidrar til betydelig diffusjon. Andre derimot hevder at bidraget er neglisjerbart. Janssen (2011) har gjennomført en kritisk analyse av de studiene som støtter at termisk diffusjon oppstår og kan avslører at alle er feil. Ved å gjøre korrigerte nytolkninger av alle målinger konkluderes det med at ingen vesentlig termisk dampdiffusjon kan bli observert. Damptrykkforskjeller over en konstruksjon er ofte langt større enn forskjeller i temperatur, men selv for det eksepsjonelle tilfelle hvor temperaturforskjellen er dominerende er den resulterende transporten ubetydelig liten. Det konkluderes derfor med at termisk diffusjon av vanndamp i porøse materialer er ubetydelig og at Fiks lov fult ut kan forklare diffusiv vanndamptransport i tre.

Iskra et al. (2009) presenter eksperimentelle målinger av β_p for fuktig luft strømmende over opprinnelig tørre gips- og treplater (likevekt med luft med 30 % relativ fuktighet). Målingene ble utført for laminer strøm ved tre forskjellige Reynolds tall (Re = 800, 1500 og 2100) og med tre forskjellige fuktinnhold i

luften (henholdsvis ved 50, 70 og 90 % RF). For gips varierte β_p fra 0.0016 to 0.0033 m/s (1.2·10-8 til 2.4·10-8 s/m) med 95 % sikkerhet og usikkerhetsgrense på ±20 to ±57 %. For tre varierte β_p fra 0.0001 to 0.0008 m/s ($9.4 \cdot 10^{-10}$ to $5.7 \cdot 10^{-9}$ s/m) med 95 % sikkerhet og usikkerhetskrense fra ±50 to ±300 %. Målingene ble også analysert med en nummerisk 1-D varme- og fukttransportmodell for å sjekke uoverensstemmelser i målingene. Modellen brukes til å sjekke β_p ved bruk av en invers metode hvor den målte fuktakumuleringen i gipsplatene sammenliknes med fuktakkumuleringen simulert ved forskjellige β_p . Ut i fra simuleringene kan man se at akkumuleringen er mer sensitiv til usikkerhet i materialegenskapene enn den β_p. Det er på grunn av dette at usikkerhetsnivået for overgangstallene er satt så høyt. Resultatene viser at ved å forandre sorpsjonsisotermen og Sd-verdien for gipsen med måleusikkerheten som er på ca. 20 %, så forandres det forventede β_p med så mye som 150 %. Det konkluderes derfor med at det å bestemme β_p for en porøs overflate er veldig vanskelig og har høy grad av usikkerhet både for eksperimentelle målinger og inverse simuleringer. Den største usikkerheten for de eksperimentelle målingene ligger i usikkerheten ved den målte relative fuktigheten i overflaten på det porøse materialet. For de inverse simuleringene ligger den største usikkerheten i de målte materialegenskapene (sorpsjonsisotermene og vanndamppermeabiliteten).

Gjennomsnittlige verdier for β_p for flere ulike porøse materialprøver er målt i Talev et al. (2011). Prøvenes overflater ble holdt vannmettede og mengden fordampet vann fra overflatene ble målt ved tre ulike vindhastigheter, tre ulike temperaturer og tre ulike lokale posisjoner. De eksperimentelle målingene er utført i en vindtunnel og undersøker innvirkning på β_p fra ulike lufthastigheter, temperaturer og lokale posisjoner. Prøvene ble plassert med overflaten på nivå med bunden av vindtunnelen. Vann fra en prøvebeholder absorberes fra undersiden av materialprøven og fordampes fra oversiden av prøven mens den utsettes for stabil luftstrøm. To ulike membraner ble benyttet som referansematerialer til sammenlikning. Luftfuktigheten under eksperimentene var 50 ± 3 %, temperaturene var 23.6 ± 0.5 ºC, 26.6 ± 0.5 ºC og 30.0 ± 0.5 ºC, og lufthastighetene var 1.1 m/s, 3.0 m/s og 5.5 m/s. Vindtunnelen viste seg og kunne brukes til å måle verdier for β_p innenfor et akseptabelt usikkerhetsnivå. Resultatene er vist i tabellen 2.

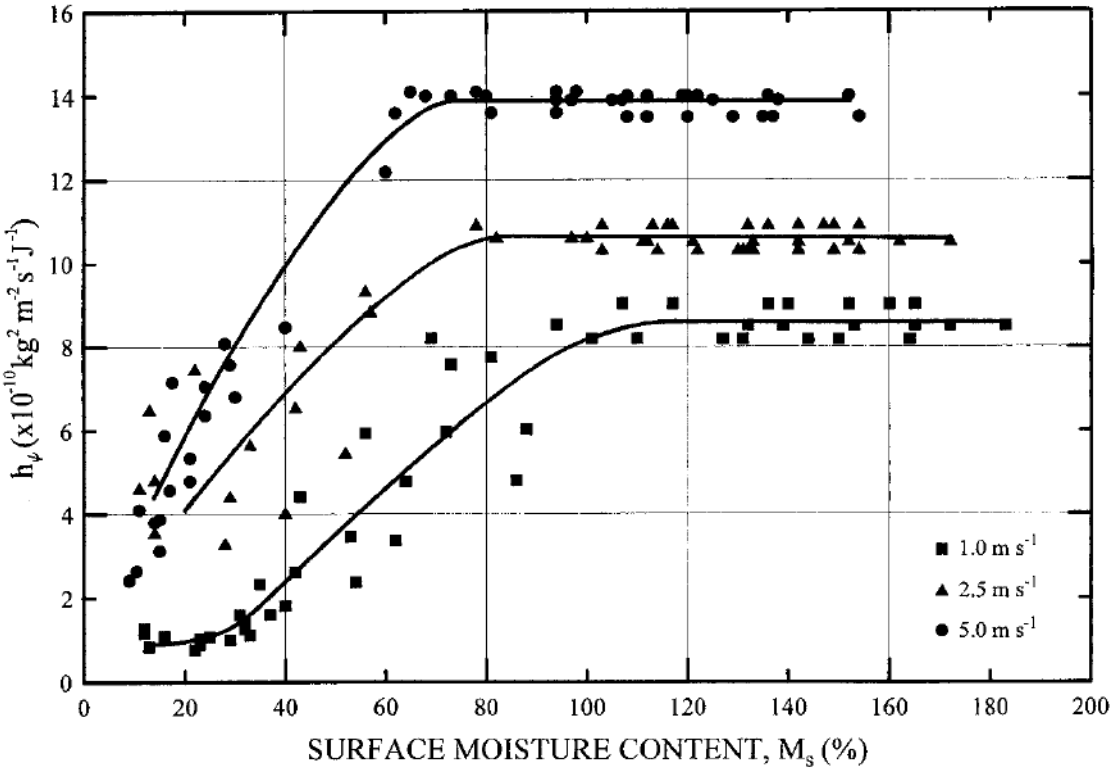
Tabell 2: Konvektivt fuktovergangstall for et utvalg materialer ved tre ulike lufthastigheter (Talev et al. 2011)

Material	*Air velocity* (m/s)	*Mass change* (g)	*Evaporation mass* (kg/m^2)	β_p ($10^{-9} kg/m^2 \cdot Pa \cdot s$)	β ($10^{-3} m/s$)
Water	1.07 ± 0.04	2.05 ± 0.02	1.67 ± 0.01	77.8 ± 0.7	11.10 ± 0.19
	3.05 ± 0.04	3.48 ± 0.04	2.84 ±0.03	132.1 ± 1.4	18.5 ± 0.2
	5.53 ± 0.12	5.20 ± 0.03	4.25 ±0.03	197.2 ± 1.2	26.81 ± 0.16
Baumberger sandstone	1.08 ± 0.06	1.38 ± 0.02	1.13 ± 0.01	52.4 ± 0.7	7.45 ± 0.09
	3.03 ± 0.03	2.24 ± 0.05	1.83 ± 0.06	84.9 ± 0.3	11.9 ± 0.4
	5.49 ± 0.12	4.1 ± 0.3	3.3 ± 0.2	153 ± 11	20.9 ± 1.5
Worderzorfer sandstone	1.14 ± 0.10	1.38 ± 0.05	1.13 ± 0.04	52 ± 2	7.4 ± 0.3
	3.01 ± 0.04	2.17 ± 0.03	1.77 ± 0.02	82.4 ± 1.0	11.51 ± 0.14
	5.51 ± 0.41	4.00 ± 0.13	3.27 ± 0.11	152 ± 5	20.6 ± 0.7
Sander sandstone	1.08 ± 0.05	1.26 ± 0.08	1.03 ± 0.07	48 ± 3	6.8 ± 0.5
	2.99 ± 0.04	2.11 ± 0.07	1.72 ± 0.06	80 ± 3	11.2 ± 0.4
	5.51 ± 0.03	3.81 ± 0.05	3.11 ± 0.04	144.5 ± 1.8	19.6 ± 0.2
Gybsum board	1.07 ± 0.04	1.05 ± 0.04	0.86 ± 0.03	39.8 ± 1.3	5.67 ± 0.19
	3.01 ± 0.04	1.99 ± 0.06	1.63 ± 0.05	75.4 ± 1.9	10.6 ± 0.3
	5.51 ± 0.13	3.4 ± 0.4	2.7 ± 0.4	127 ± 16	17.3 ± 2
Krenshemor lime stone	1.09 ± 0.04	0.64 ± 0.04	0.52 ± 0.03	24.2 ± 1.5	3.4 ± 0.2
	3.01 ± 0.03	0.89 ± 0.04	0.73 ± 0.03	33.7 ± 1.3	4.72 ± 0.18
	5.43 ± 0.04	1.34 ± 0.19	1.10 ± 0.14	52 ± 6	6.9 ± 0.9

Ved å øke luftstrømmens hastighet minker tykkelsen på grenselaget, noe som leder til et høyere β_p. Økning i lufttemperaturen minker temperaturforskjellen mellom luften og vannfilmen i materialets overflate, noe som også fører til et høyere β_p. Ved å øke avstanden fra inngangen i tunnelen økes tykkelsen på grenselaget, noe som fører til et lavere β_p.

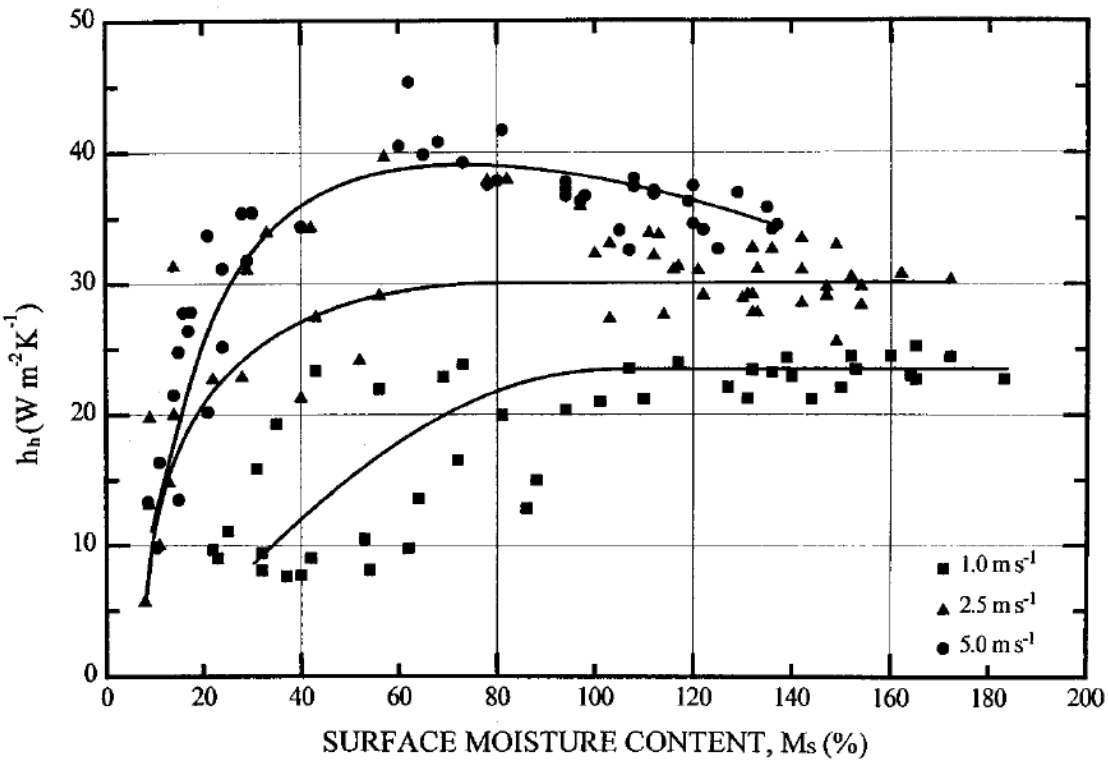
5.4 Varme- og masseovergangstall fra tørkeeksperimenter

Trembblay et al. (2000) presenterer en eksperimentell metode for indirekte å estimere β_p i treoverflater basert på målinger av fuktinnhold og vannpotensialet. Tørkeeksperimenter ble utført på prøvestykker av yteved fra rød furu (Pinus resinosa Ait). Prøvene ble tørket fra nesten vannmettet til tørre forhold (56 ºC og 52 % RH) for de ulike lufthastighetene 1.0, 2.5 og 5.0 m s^{-1}. Figur 19 viser β_p (på figuren betegnet h_ψ) som funksjon av det gjennomsnittlige fuktinnholdet i treoverflaten M_s. Man kan se at β_p er mer eller mindre konstant frem til M_s når om lag 80 %, for så å minske gradvis etter hvert som M_s blir lavere. Man kan også konkludere med at β_p øker med økt lufthastighet.



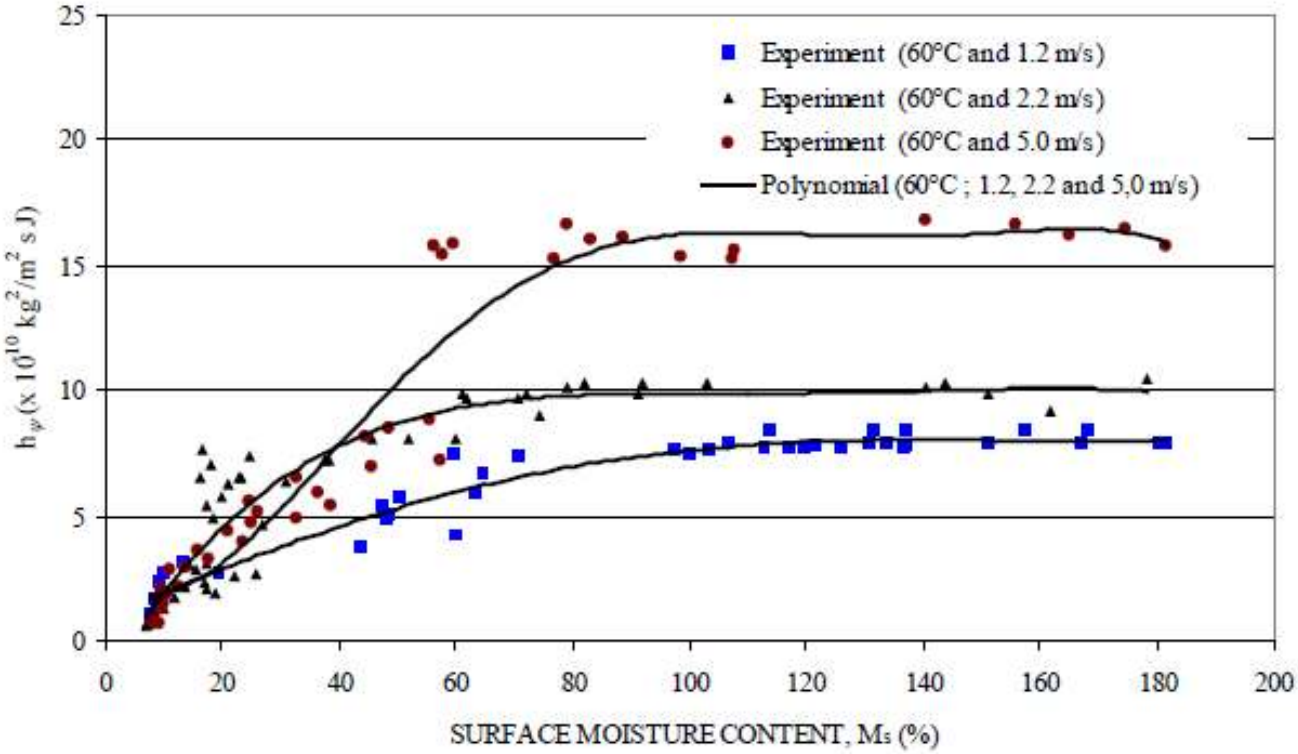
Figur 18: β_p som funksjon av fuktinnhold i treoverflaten ved 56 °C og lufthastigheter på 1.0, 2.5 og 5.0 m s^{-1} Trembblay et. al. (2000)

Studien presenterer også målinger av varmeovergangstallet h_{cv}. Målingene viser at h_{cv} øker med økende lufthastighet. Etter en konstant tørkeperiode varierer h_{cv} avhengig av reduksjonen i varmefluksen q_h og temperaturforskjellen ($T_s - T_\infty$). h_{cv} reduseres også svakt etter hvert som M_s reduseres. Figur 20 viser det fastsatte h_{cv}, presentert som funksjoner av M_s, for testoverflatene ved ulike lufthastigheter.



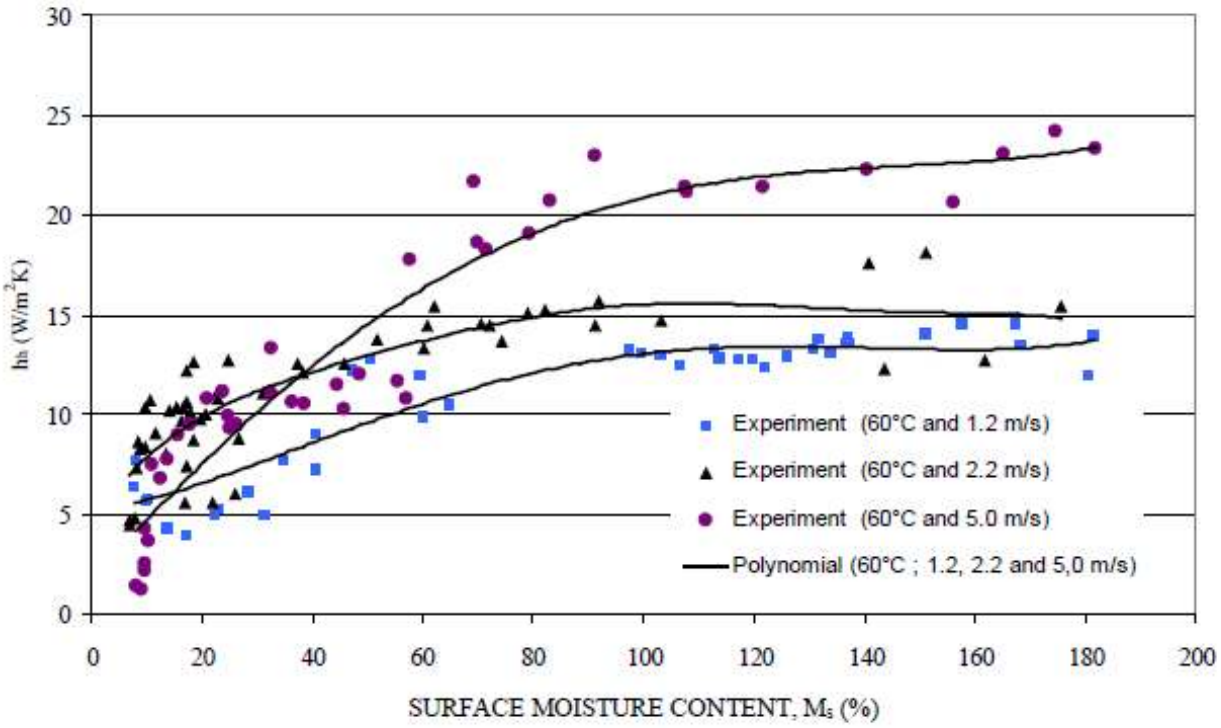
Figur 19: h_{cv} ved forskjellige fuktinnhold i treoverflaten ved 56 °C og lufthastigheter på 1.0, 2.5 og 5.0 m s^{-1}. (Trembblay et al. 2000)

Nabhani, Tremblay og Fortin (2003) benytter en forbedret versjon av måleteknikken fra Trembblay et al. (2000) (beskrevet i avsnittet over) for å fastsette verdier for varme- og fuktovergangstall. Tørkeeksperimenter ble utført for prøvestykker av rød furu (Pinus resinosa Ait), fra tilnærmet vannmettet tilstand til tørre betingelser, ved henholdsvis 30, 60 og 90 ºC. Eksperimentene ble utført for lufthastigheter på 1.2, 2.2 og 5.0 m s^{-1}. RF i den omsluttende luften ble holdt konstant under tørkingen. Figur 22 viser β_p som funksjon av fuktinnholdet i overflaten M_s for ulike lufthastigheter oppnådd ved 60 ºC. (Resultatene for β_p oppnådd ved 30 ºC og 2.2 m/s følger samme mønster som figur 21). For området der M_s er over 60 % vil det kunne observeres et platå der overflaten er vannmettet og tørkehastigheten er konstant. I denne perioden er vannpotensialet i overflaten p_s tilnærmet konstant og neglisjerbart i forhold til luft damp blandingen p_a hvilket resulterer i liten variasjon i potensialforskjellen ($p_s - p_a$) som videre resulterer i at β_p forholder seg konstant. Når M_s minker til et nivå på under 60 % reduseres hastigheten på tørkingen, samtidig som β_p reduseres mer eller mindre lineært med at fuktinnholdet minker.



Figur 20: β_p som funksjon av fuktinnholdet i treoverflaten ved 60 ºC og lufthastigheter på 1.2, 2.2 og 5.0 s^{-1} (Nabhani M., Tremblay C. og Fortin Y. 2003)

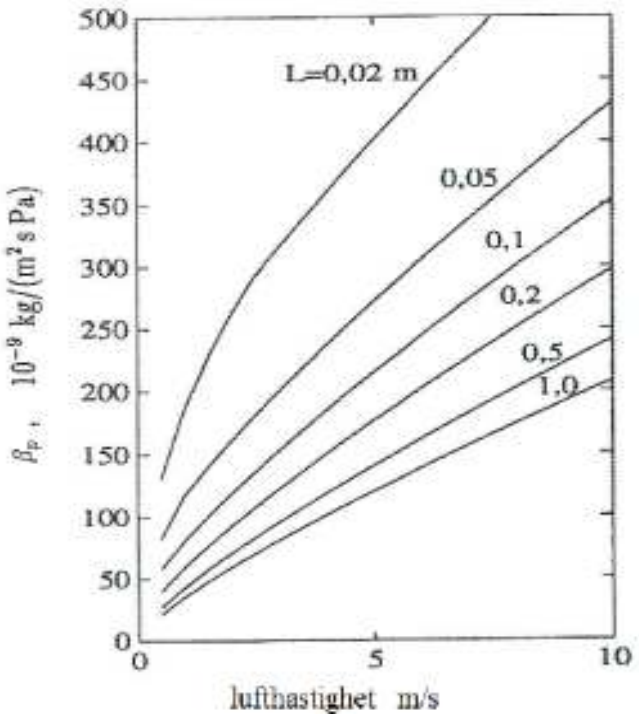
Figur 23 viser h_{cv} som funksjon av M_s for ulike lufthastigheter oppnådd ved 60 ºC. På samme måte som for β_p vil det for høye fuktinnhold i overflaten kunne observeres et platå hvor prøvestykket oppfører seg som våttemperaturen. Senere, under tørking, vil det oppstå tørre områder på overflaten og verdien for h_{cv} vil starte å minke med minkende fuktinnhold. Temperaturen i overflaten vil samtidig konvergere mot tørrkuletemperaturen. Reduksjonen av h_{cv} ved redusert i fuktinnhold er mindre viktig enn reduksjonen av β_p men fortsatt viktig å ta hensyn til ved simulering av tørking. Det er verdt å merke seg at de eksperimentelle dataene kan være unøyaktige ved veldig lave fuktinnhold på grunn av de små temperaturforskjellene mellom treoverflaten og den omsluttende luften, og innvirkningen fra fuktinnholdet på h_{cv} og β_p er dermed mindre.



Figur 21: h_{cv} som funksjon av fuktinnholdet i treoverflaten ved 60 ºC og lufthastigheter på 1.2, 2.2 og 5.0 s^{-1} (Nabhani M., Tremblay C. og Fortin Y. 2003)

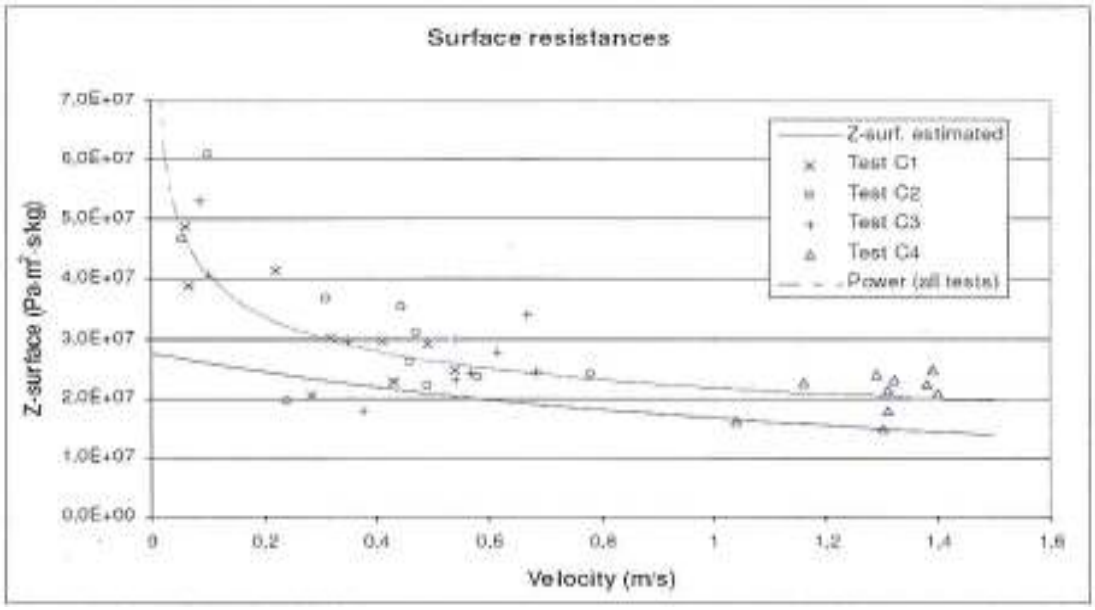
5.5 Lufthastighetens innvirkning og betydning for overgangstallene

Wadsø (b) (1993) undersøkte β_p for tynne vannmettede plater av forskjellige lengder. Undersøkelser ble gjort for forskjellige lufthastigheter opp mot 10 m/s ved en vilkårlig verdi $Re_{cr} = 3300$. Resultatene er vist på figuren under og man kan tydelig se innvirkningen av lufthastigheten samt innvirkningen på størrelsen på prøvene.



Figur 22: Gjennomsnittlige β_p for tynne plater med ulike lengder (L) som en funksjon av lufthastigheten (Wadsø (b), 1993)

Mortensen et al. (2005) har utført tørrkoppforsøk på prøvestykker med forskjellige tykkelse. Materialene som ble testet er Gipsplater (våt kopp), glassfibermembran (våt kopp) og papir med densitet 190 g/m^3 (tørr kopp). Under forsøkene ble lufthastigheten variert mellom 0.06 og 2.68 m/s (målt 2.5 cm over prøvestykkene). Ut i fra resultatene vist på figuren under ble det konkludert med at fuktovergangsmotstanden (som er den inverse av β_p) minker ved økende lufthastighet.

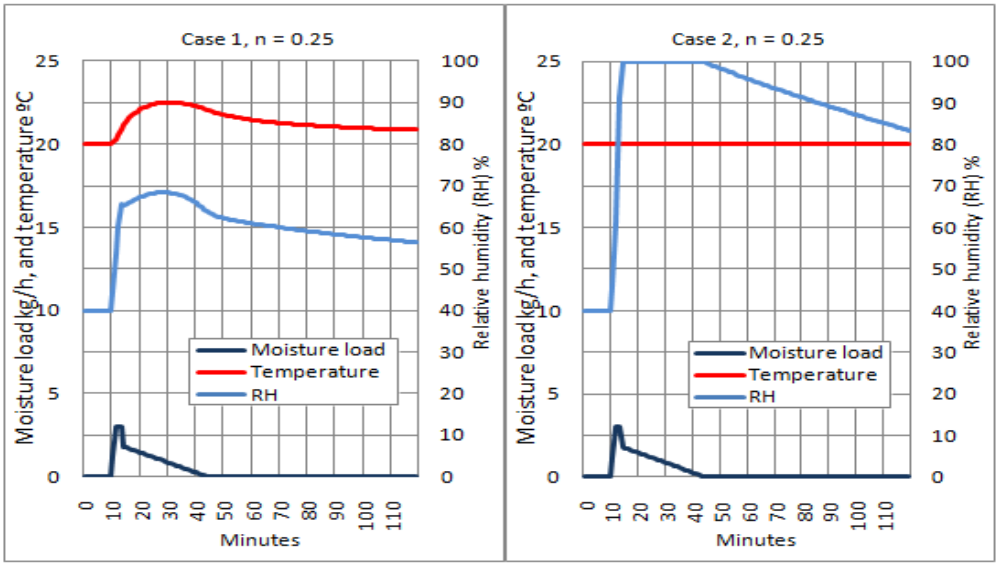


Figur 23: Kalkulerte overflatemotstander som funksjon av lufthastighet (Mortensen et al. 2005)

6. Konklusjon

Del 1

To baderom er sammenlignet i simuleringene, ett med eksponerte treoverflater og ett hvor overflatene er tette. Fuktbelastningen er begrenset til vanndamp fra dusjen. Varmetilskudd fra temperaturen i dusjvannet og både varme- og fukttilskudd fra personen(e) tilstede i rommet er neglisjert. Dette betyr at temperaturøkningen som oppstår i tilfellet med eksponerte treoverflater er utelukkende på grunn av den latente varmen. Resultatene fra simuleringene illustrert på figuren under viser tydelig innvirkningen fra den latente varmen som øker temperaturen i rommet i den perioden personen dusjer, tørker og kler på seg.



Figur 24: Fuktbelastning fra en dusj, innetemperatur og RH i luften for en to timers periode for både baderommet med treoverflater og baderommet med tette overflater, ved luftskifte på 0.25 h^{-1}

Ettersom det ikke er noe ekstra varmetilskudd i baderommet med eksponert treflater, vil temperaturstigning på opptil 2.5 ºC være utelukkende på grunn av den latente varmen. Selv med luftskifte på kun 0.25 h^{-1} holdes RH under 68 % gjennom hele dusjsekvensen. I baderommet med tette overflater når RH 100 % nesten umiddelbart etter at dusjen har startet. Luftskifte på 0.25 h^{-1} er åpenbart ikke tilstrekkelig, ettersom RF fortsatt ligger på 84 % selv etter to timer.

Selv om de simulerte tilfellene er forenklet, viser resultatene helt klart at hygroskopiske overflater (som for eksempel trepanel) har kapasitet til å dempe variasjoner i RF som følger varierende fuktbelastninger, og at den latent varmevekslingen påvirker temperaturen i rommet. Betraktninger av latent varme utveksling og fuktbufring bør inngå i utformingen av ventilasjonsstrategier. Ved å stabilisere RH på et ønsket nivå vil man kunne senke innetemperaturen og i mange tilfeller redusere ventilasjonen uten at det vil påvirke beboernes komfort eller helse. Neglisjerer man disse effektene vil det kunne medføre overdimensjonerte oppvarmings-, ventilasjons- og air-condition systemer og følgende unødvendig energibruk.

Del 2

I WUFI®Plus som ble benyttet til å gjøre beregninger i artikkelen, rangeres h_{cv} for fri konveksjon (termisk oppdrift) fra 3 til 10 W/m^{2}K. Størrelsen på det konvektive varmeovergangstallet er avhengig av både temperatur, størrelse og retning på eventuell luftstrøm, materialets overflateegenskaper, med flere. Det er derfor vanskelig å anbefale konkrete verdier for generelle tilfeller. I sammenheng med nylige endringer i den standardiserte terminologien, benytter WUFI®Plus nå varmeovergangsmotstand, hvilket er det motsatte av varmeovergangstall. Man kan velge om man ønsker å benytte en konstant verdi, eller

en forenklet avhengighet av vindhastigheten. WUFI®Plus åpner også for at brukeren skal kunne velge egendefinerte verdier, eller velge standardiserte verdier. For innvendige overflater er den standardiserte verdien for innvendig varmeovergangsmotstand 0.13 m^2K/W for kjellere, vegger og tak. For innvendige hjørner og kanter er varmeovregangsmotstanden generelt høyere enn den gjennomsnittlige verdien. β_p ($kg/Pa \cdot m^2 \cdot s$) beregnes ut fra h_{cv} med følgende likning: $\beta_p = 7 \cdot 10^{-9} \cdot h_{cv}$. For to nærliggende, parallelle plane overflater av ikke metall, kan h_{lw} variere mellom 3 og 6 W/m^2K.

Det var i utgangspunktet ønskelig å se nærmere på relevant litteratur og forskning på konkrete verdier for fukt- og varmeovergangstall. Dette for å kunne gi en anbefaling til konkrete verdier til bruk i beregning av fukt- og varmetransport i innvendige overflater. Det viste seg derimot å være en vanskelig oppgave siden det er begrenset hvor mye arbeid som er gjort på området.

Nøyaktig måling av fuktovergangstallene er vanskelig å gjennomføre siden de påvirkes av mange ulike faktorer. Eksempler på dette er fuktinnholdet i overflaten, som er vanskelig å måle nøyaktig, og luftstrømmer over overflaten, som har stor variasjon og påvirkes av flere andre faktorer. I flere av de studiene som omhandler fuktovergangstall blir konklusjonene derfor veldig generelle og det har vært vanskelig å finne studier som gir konkrete verdier. Av de studiene som gir konkrete verdier, vil variasjoner i andre parametere (lufthastighet, fuktinnhold, temperatur, Sd-verdi, overflatens materiale) og ulik bruk av benevninger, gjøre at resultatene blir vanskelige å sammenlikne. Det har også vært en utfordring å kunne gi konkrete anbefalinger for varmeovergangstall ut i fra relevant forskning. Men her har derimot den største utfordringen vært at det er gjort veldig mye arbeid på området, og at mange av studiene blir kompliserte. Det er i tillegg vanskelig å finne studier som konkluderer med konkrete verdier for varmeovergangstall. På grunn av oppgavens tidsbegrensning ble derfor et utvalg studier som omhandler fukt- og varmeovergangstall plukket ut og beskrevet, for å gi et inntrykk av hvilken utfordring det er å gi konkrete anbefalinger til verdier for fuktovergangstall.

I de studiene som er gjennomgått variererh_{cv} fra 3.8 til 14.0 $W/(m^2K)$ og β_p varierer mellom følgende verdier:

- fra 5.0 til 52.4$\cdot 10^{-9} kg/(Pa \cdot s \cdot m^2)$
- fra 1.0 til $11.8 \cdot 10^{-10}$ $kg/(J \cdot s \cdot m^2)$
- fra 0.0001 til 0.0033 m/s

Beregningene av baderomet beskrevet i artikkelen, gikk ut på å vise effekten av fuktbufring og den tilhørende latente varmeutvekslingen i eksponerte treoverflater. Det simulerte tilfellet var forenklet, men viste en tydelig temperaturstigning i luften som følger av den latente varmen. For å kunne gjøre mer nøyaktige beregninger av et er det behov for å konstatere mer nøyaktige verdier for varme- og fuktovergangstall for innvendige treoverflater ved lave lufthastigheter.

Som en del av det videre arbeidet med prosjektet WEEE – Wood, Energy, Emissions and Experience, vil det bli utført labforsøk ved Norsk Treteknisk Institutt og forsøk i et testhus ved Universitetet for miljø- og biovitenskap, for å vise effekten fuktbufring og latent varmeutveksling.

7. Referanser

Awbi H. B. 1998. Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection. Energy an Buildings 28 (1998) 219-227

Bednar T. and Dreyer J. 2003. Determination of moisture surface transfer coefficients under transient conditions. Proceedings of the 2nd International conference on Building Physics, (Carmeliet, Hens and Vermeir editors) ISBN 90 5809 565 7, Leuven, Belgium, 233-236

Cengel Y. A. 2006. Heat and mass transfer. A practical approach. Third edition. McGraw-Hill. Singapore ISBN-13:978-007-125739-8

Derome D. 2004. Experimental determinations of the convective mass transfer coefficient. Presented in IEA, ECBCS, Aneex 41 Zurich, Switzerland. (Referred to in (Talev 2011)).

Emmel M. G., Abadie M. O. and Mendes N. 2007. New external convective heat transfer coefficient correlations for isolated low-rise buildings. Energy and Buildings 39 (2007) 335-342

EN ISO 7345:1996. Thermal insulation Physical quantities and definitions. Second edition, International Organization for Standardization

EN ISO 9346:2007. Hygrothermal performance of buildings and building materials Physical quantities for mass transfer. , International Organization for Standardization

Geving S., og Thue J. V. 2002. Håndbok 50 – Fukt i bygninger. Norwegian Building Research Institute, Oslo, Norway.

Hansen K. K. 1990. Cup method for determination of water vapour transmission properties of building materials. Sources of uncertainty in the method. Proceedings of the 2nd symposium on building physics in the Nordic countries (Thue, V. J., editor) (Referred to in (Talev 2011)).

Iskra C. R., James C., Talukdar P. and Simonson C. J. 2009. Convective Mass Transfer Coefficients for Gypsum and Wood Paneling. Journal of ASTM International, Vol. 6, No. 4

Janssen H. 2011. Thermal diffusion of water vapour in porous materials: true or false? 9th Nordic Symposium on Building Physics – NSB 2011

Khalifa AJ. 1999 Natural convective heat transfer coefficient - a review. Part I. Isolated vertical and horizontal surfaces. J Energy Conver Manag 1999.

Khalifa AJ. 2000. Natural convective heat transfer coefficient - a review: II. Surfaces in two- and tree-dimensional enclosures. Energy Conversion and Management 42 (2001) 505-517

Mortensen H. L., Rode C., and Peukuri R. 2005. Effect of airflow velocity on moisture exchange at surfaces. Presented in IEA, ECBCS, Annex 41 i Trondheim, Norge. (Referred to in (Talev 2011)).

Mukhopadhyaya P., Kumaran M. K. and Lackey J. C. 2004. Use of the "modified cup method" to determine temperature dependency of water vapor transmission properties of building materials. Journal of Testing and Evaluation, American Society for Testing and Materials, West Conshohocken, PA, 2004

Nabhani M., Tremblay C. and Fortin Y. 2003. Experimental Determination of Convective Heat an Mass Transfer Coefficients During Wood Drying. 8th International IUFRO Wood Drying Conference – 2003

Talev G. 2011. Convective moisture transfer coefficients for porous building material surfaces – Theory, wind tunnel design and measurements. PhD Thesis, Department of Civil and Transport Engineering, Norwegian University of Science and Tecnology, Trondheim, Norway.

Talev G., Jelle B. P., Gustavsen A., Næss E. and Thue J. V. 2011. Measurements of convective moisture transfer coefficients from porous building material surfaces applying a wind tunnel method. (Published in (Talev 2011)).

Tremblay C., Cloutier A., and Fortin Y. 2000. Experimental determination of the convective heat and mass transfer coefficients for wood drying. Wood Science and Technology 34 (2000) 253-276

Wadsø L (a). 1993. Surface mass transfer coefficients for wood, Drying Tecnology: An International Journal, 11:6, 1227-1249

Wadsø L (b). 1993. Studies of water vapour transport and sorption in wood. PhD Thesis, Building Materials, Lund University, Sweeden, TVBM-1013 ISSN 0348-7911

WUFI (a) 2008. Material Data. http://www.wufi-wiki.com/mediawiki/index.php5/Details:Material, (20.06.2012)

WUFI (b) 2008. Surface Transfer. http://www.wufi-wiki.com/mediawiki/index.php5/Details:Surface, (20.06.2012)

WUFI®Plus. 2011. Institut für Bauphysik, Fraunhofer. Holzkrichen, Germany

8. Vedlegg

Vedlegg 1 - 1-sides Abstrakt

Moisture buffering and the influence of exposed wooden surfaces on the indoor environment

Silje Kathrin Korsnes [1], Kristine Nore [2], and Jan Vincent Thue [1]

[1]*Department of Civil and Transport Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway*
[2]*Norwegian Institute of Wood Technology, Oslo, Norway*

ABSTRACT

Design of energy-efficient buildings has been in focus for several years. The focus is important, but cannot be at the expense of the indoor climate. Therefore, in order to reduce the energy consumption further and perhaps improve the indoor air quality, investigating the interaction between the indoor surfaces and the indoor air is essential. This paper seeks to define potential energy savings, by utilizing the hygroscopic properties of wooden surfaces, in special the latent heat of sorption. Different situations are described; taking a shower, night cooling, drying laundry, and conference room. WUFI®Plus (2011) simulations has been performed on the bathroom case in order to further study the effect of latent heat from a five minutes shower.

Research show that the indoor relative humidity (RH) is highly related to the indoor air quality, occupant health, comfort and behavior, durability of building parts and ventilation strategies. Other studies show that utilizing the moisture buffering capacity and latent heat exchange of exposed wooden surfaces has a great potential for energy savings. Also, the perception of air freshness and the acceptability of air are linearly related to the enthalpy and (within the studied ranges) are improved with decreased temperature and humidity. Investigating the interaction between the indoor surfaces and the indoor air is therefore essential, especially in highly insulated buildings, as a reduction in ventilation is likely to have a substantial advantageous impact on the total energy consumption.

Bathrooms without buffer capacity, requires a powerful fan to efficiently evacuate the water vapour produced when showering, extracting much of the heat. Exposed wooden surfaces causes the RH of the air to increase at a lower rate, by absorbing a significant share of the water vapour. The moisture can be evacuated over a longer time span using a less powerful fan and thereby saving energy. Heat will also be released when the vapour is absorbed, due to the latent heat, providing a comfortable air temperature for a person to get dressed. Additional savings are gained because the initial air temperature of the bathroom can be lower. It is important to notice that the same amount of heat released in the process is required at a later stage to dry the moisture back out from the walls again. This happens some time after the shower is finished when the RH of the air decreases. At that point the minimum ventilation ensures that the moisture is vented out and air is replaced with sufficient temperature.

Two cases are compared in the simulations, one with exposed wooden surfaces (case 1) and one without (case 2). The rooms adjacent to the bathroom and the ventilation air are set to a constant temperature of 20 ˚C and 40 % RH. Simulations are performed at different ventilation rates; 0.25, 0.5 and 1.0. The indoor load from the shower is limited to the moisture release only. This means that the rise in temperature in case 1 is solely due to the latent heat. In a real situation there would be an additional heat gain due to the temperature of the water and from the person(s) present in the room.

Latent heat exchange and moisture buffering considerations should be a part of ventilation design. Stabilizing the RH at a preferred level can enable us to lower the indoor temperature and in many cases reduce the ventilation rates without affecting the comfort or health of the residents. Neglecting these effects can lead to oversized ventilation, heating and air-conditioning equipment.

The results displayed in Fig. 4 show the influence of latent heat which raises the temperature in the most critical period for the person taking the shower; when towelling and getting dressed.

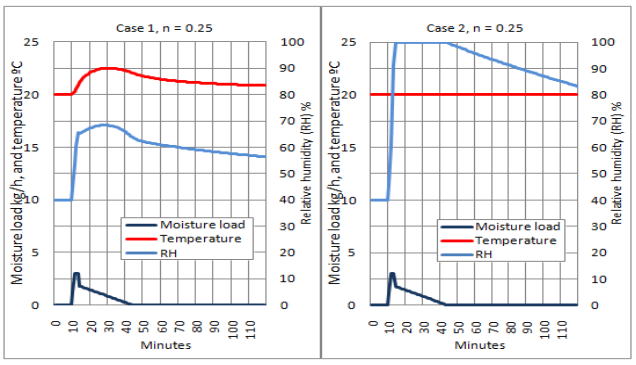


Fig. 25: Values of the moisture load, indoor temperature and RH during a two hour period (displayed in minutes) in both the permeable case 1 and the impermeable case 2, with 0.25h^{-1} in ventilation. .

The temperature in case 1, which has exposed wooden surfaces, is affected by the moisture load from the shower. As there are no additional heating the temperature rise in the bathroom of up to 2.5 ºC is solely due to the latent heat. With only 0,25 h-1 of ventilation the exposed wooden surfaces keeps the RH below 68 % during the entire shower. In case 2, where there are no exposed wooden surfaces, the RH reaches 100 % almost immediately after the shower has started. A ventilation rate of 0.25 h-1 is clearly not sufficient, as the relative humidity is still 84 % after 2 hours.

Although the simulated cases are simplified, the simulations clearly demonstrate that hygroscopic room surfaces, such as wood panelling, may considerably attenuate RH variations due to fluctuating moisture loads. Further, latent heat exchange involved in moisture absorption and desorption will influence room temperature. These buffering effects should be taken into consideration when designing low energy buildings.