



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Verkehr BAV
Programm Umsetzung der Energiestrategie 2050
im öffentlichen Verkehr (ESöV 2050)

P122_Berechnung der Kondensation in Zugwänden

Schlussbericht

Marc Achermann, Hochschule Luzern, Technik & Architektur

6048 Horw, marc.achermann@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>

Tom Graf, Hochschule Luzern, Technik & Architektur

6048 Horw, thomas.graf@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>

Felix Lüönd, Hochschule Luzern, Technik & Architektur

6048 Horw, felix.lueoend@hslu.ch, <https://www.hslu.ch/technik-architektur/>

Begleitgruppe

Impressum

Herausgeberin:
Bundesamt für Verkehr BAV
Programm Umsetzung der Energiestrategie 2050 im öffentlichen Verkehr (ESöV 2050)
CH-3003 Bern

Programmleiter
Tristan Chevroulet, BAV

Projektnummer: 122
Bezugsquelle
Kostenlos zu beziehen über das Internet
www.bav.admin.ch/energie2050

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor –in oder sind ausschliesslich die Autoren –
innen dieses Berichts verantwortlich.

Horw, den 11.07.2019

Inhalt

Executive Summary Deutsch.....	5
Executive Summary Français	6
Executive Summary English	7
Zusammenfassung.....	8
Résumé.....	11
1. Ausgangslage: Wasserdampfkondensation in Verkehrsmitteln	14
1.1. Autos.....	14
1.2. Flugzeuge.....	14
1.3. Züge	14
2. Ziel der Arbeit	15
3. Forschungsansatz und aktueller Wissensstand	15
3.1. Begriffsklärung Feuchte und Wasserdampfkondensation	15
3.2. Physikalisches Modell	16
3.2.1. Modellierte physikalische Effekte	16
3.2.2. Vernachlässigte physikalische Effekte.....	16
3.2.3. Weitere Annahmen oder Vereinfachungen.....	16
3.3. Berechnete Situationen.....	16
4. Ergebnisse.....	17
4.1. Wandaufbau «offen»	17
4.2. Wandaufbau «reduziert»	20
4.3. Feuchte- und Wärmeströme	23
5. Diskussion	25
6. Schlussfolgerungen und Empfehlungen	25
6.1. Schlussfolgerungen	25
6.2. Empfehlungen.....	26
6.3. Ausblick.....	26
6.3.1. Dienstleistungsangebot zur Simulation der Kondensation in Zugwänden	26
6.3.2. Bestimmung Materialeigenschaften	26
6.3.3. Berechnungen von Kältebrücken in Zugwänden	27
6.3.4. Modellerweiterung mit Einbezug des Phasenübergangs flüssig-fest (gefrieren)	27
Symbol und Abkürzungsverzeichnis.....	27
Literaturverzeichnis.....	27
Anhang	28
1. Modellierung	28
1.1. Feuchte- und Wärmetransportgleichungen.....	28
1.2. 1-dimensionale Betrachtung und Erklärung der Gleichungen.....	31
1.3. Relevante Zeitskalen	32
1.4. Randbedingungen Wärmetransport.....	33
1.4.1. Sonneneinstrahlung	33

1.4.2.	Wärmestrahlung	33
1.4.3.	Konvektion	34
1.5.	Randbedingungen Feuchtetransport	34
1.6.	Wandaufbauten	34
1.6.1.	Wandaufbau «offen»	36
1.6.2.	Wandaufbau «reduziert»	36
1.7.	Materialeigenschaften	36
1.7.1.	Diffusionsleitkoeffizient	36
1.7.2.	Feuchtegehalt	37
1.7.3.	Wärmeleitfähigkeit	37
2.	Simulierte Modellsituationen.....	37
2.1.	Geschlossene Wanddämmung	37
2.2.	Offene Wanddämmung	39

Executive Summary Deutsch

Mithilfe numerischer Simulationen wurde der zeitliche Verlauf des Wärme- und Feuchtetransport in Zugwänden mit Einbezug von Kondensationsprozessen berechnet. Als Grundlage dienten Messdaten der relevanten physikalischen Grössen (Temperatur, Feuchtigkeit, Sonneneinstrahlung, usw.) eines Flirt Zugs der Südostbahn von einem ganzen Jahr. Die Berechnungen wurden 1-dimensional (senkrecht zur Wand) mit zwei charakteristischen Wandaufbauten durchgeführt. In einem Wandaufbau findet ein ungehinderter Feuchteaustausch zwischen Innenraum und Wärmedämmung statt, im anderen ist dieser Austausch reduziert. Die Berechnungen ergaben folgende Hauptschlussfolgerungen, welche sich auf flächige Wände und klimatische Bedingungen im Mittelland beziehen. Kältebrücken sind in diesen Schlussfolgerungen nicht berücksichtigt.

- Auf der kalten Seite der Wanddämmung (z.B. Melaminharzschaum) kann der Wassergehalt je nach Temperaturgefälle und Innenraumfeuchte ansteigen. Der Wassergehalt ist jedoch immer deutlich unter dem Grenzwert, bei dem Wasserabfluss zu erwarten ist.
- Es gibt keine langanhaltende Ansammlung von Wasser in der Dämmung.
- Der Feuchtegehalt in der Dämmung kann tief gehalten werden, wenn der Feuchtestrom reduziert ist. Dies kann erreicht werden z.B. mit kaschierten Dämmungen, oder mit feuchtedichten Innenraumverkleidungen (wenig Unterbrüche).
- Der Feuchtegehalt in der Dämmung kann in der kalten Jahreszeit durch das Einstellen des Zugs in eine warme Halle reduziert werden.
- Der Schlumberbetrieb mit gesenkter Innentemperatur erhöht die Feuchtigkeit in der Dämmung nicht.
- Wenn der Feuchtestrom stark unterdrückt ist, ist der Feuchtegehalt in der Dämmung durch die Anfangsfeuchte beim Einbau der Dämmung festgesetzt. Wenn sich die Umgebungstemperaturen ändern, findet eine Verschiebung des Wassergehalts innerhalb der Dämmung statt. In diesem Fall ist es empfehlenswert, die Dämmung bei geringer relativen Feuchte einzubauen, um die Wärmeleitfähigkeit zu reduzieren.
- Der Wärmestrom durch die Zugwand wird in den meisten untersuchten Situationen primär durch die Dicke der Dämmung und eventuelle Luftkammern bestimmt. Der Wassergehalt in der Dämmung führt nur in wenigen Situationen zu einem signifikant höheren Wärmestrom.
- Tiefe Wärmeströme (Energieaspekt) und angenehme Wandtemperaturen im Innenraum (Behaglichkeitsaspekt) können erreicht werden mit dicken Dämmungen. Wenn die Dämmungsdicke limitiert ist, reduzieren einfache, passive Massnahmen den Feuchtestrom, beispielsweise eine Kaschierung der Dämmung.

Executive Summary Français

A l'aide des simulations numériques, on a calculé l'évolution temporelle du transport de chaleur et d'humidité dans les parois des trains, y compris les processus de condensation. Les mesures des paramètres physiques pertinents (température, humidité, rayonnement solaire, etc.) d'un train Flirt de la Südostbahn pendant une année entière ont servi de base. Les calculs ont été réalisés en 1 dimension (perpendiculaire au paroi) avec deux structures caractéristiques des parois. Dans une structure, l'échange d'humidité entre l'intérieure du véhicule et l'isolation thermique s'effectue sans entrave, dans l'autre, cet échange est réduit. Les calculs résultent aux conclusions suivantes, qui se réfèrent aux parois plats et aux conditions climatiques du Mittelland en Suisse. Les ponts thermiques ne sont pas pris en compte dans ces conclusions.

- Sur le côté froid de l'isolation des parois (par ex. mousse de résine mélamine), la teneur en eau peut augmenter selon le gradient de température et de l'humidité intérieure. Toutefois, la teneur en eau est toujours bien inférieure à la limite à laquelle on s'attend à un écoulement d'eau.
- Il n'y a pas d'accumulation prolongée d'eau dans l'isolant.
- La teneur en humidité dans l'isolation peut être réduite si le flux d'humidité est réduit. Ceci peut être réalisé, par exemple, avec une isolation laminée ou avec des revêtements intérieurs résistants à l'humidité (peu d'interruptions).
- La teneur en humidité dans l'isolation peut être réduite pendant la saison froide en garant le véhicule dans un garage chaud.
- Le mode veille avec une température intérieure réduite n'augmente pas l'humidité dans l'isolation.
- Si le flux d'humidité est fortement supprimé, la teneur en humidité dans l'isolation est déterminée par la teneur en humidité initial lorsque l'isolation est installée. Si la température ambiante change, il y a un décalage de la teneur en eau à l'intérieur de l'isolant. Dans ce cas, il est recommandé d'installer l'isolant à faible humidité relative afin de réduire la conductivité thermique.
- Dans la plupart des cas, le flux de chaleur à travers la paroi est principalement déterminé par l'épaisseur de l'isolant et des chambres à air. La teneur en eau dans l'isolant n'entraîne un flux thermique nettement plus élevé que dans quelques situations.
- Des flux de chaleur réduits (aspect énergétique) et des températures de paroi agréables à l'intérieur (aspect confort) peuvent être obtenus avec une isolation épaisse. Si l'épaisseur de l'isolant est limitée, des mesures simples et passives réduisent le flux d'humidité, comme le laminage de l'isolant.

Executive Summary English

Using numerical simulation tools we calculated the temporal evolution of heat and moisture transport in train walls. The underlying model is one-dimensional (perpendicular to the wall) and takes into account condensation processes. The calculations were performed for two wall structures using measured data of the relevant physical properties (temperature, moisture, solar irradiance, etc.) that were recorded with a Flirt train from the Südostbahn over a year. In one wall structure unhindered moisture exchange between the interior of the train car and the thermal insulation takes place, whereas in the other one this exchange is reduced. The results led to the following main conclusions, which refer to planar walls and climatic conditions found in the Swiss Mittelland. Cold bridges are not considered in these conclusions.

- On the cold side of the wall insulation (e.g. melamine resin foam) the water content can increase depending on the temperature gradient and interior humidity. However, the water content is always distinctly below the threshold value at which water outflow from the insulation is to be expected.
- There is no prolonged accumulation of water in the insulation.
- The moisture content in the insulation can be kept low if the moisture flow is reduced. This can be achieved, for example, with laminated insulation, or with moisture-proof interior siding (few interruptions).
- The moisture content in the insulation can be reduced in the cold season by parking the train in a warm building.
- The sleep mode with lower interior temperature does not increase the humidity in the insulation.
- If moisture flow is strongly suppressed, the moisture content in the insulation is determined by the initial moisture content during the installation of the insulation. Ambient temperature changes only cause a displacement of the water content within the insulation. In this case it is recommended to install the insulation at low relative humidity in order to reduce the water content and, thereby, the thermal conductivity.
- In most situations, the heat flow through the train wall is primarily determined by the thickness of the insulation and possible air chambers. Only in a few situations the water content in the insulation leads to a significantly higher heat flow.
- Low heat flows (energy aspect) and pleasant wall temperatures in the interior (comfort aspect) can be achieved with thick insulation. If the insulation thickness is limited, simple, passive measures can reduce the moisture flow, such as laminating the insulation.

Zusammenfassung

In diesem Projekt wurden Feuchte- und Wärmetransport und Wasserdampfkondensation in Zugwänden numerisch berechnet und ausgewertet. Der Transport von Feuchte in die Dämmung bewirkt eine Erhöhung des Feuchtegehalts durch Kondensation. Die Wärmeleitfähigkeit der Wanddämmung kann dadurch zunehmen, und es resultiert ein grösserer Wärmeenergieverbrauch des Zugs. Zudem führt eine erhöhte Wärmeleitung zu einer Reduktion der Oberflächentemperatur der Innenwand, was zu einer Beeinträchtigung der Behaglichkeit der Passagiere führt. Es ist deshalb im Rahmen der Energieeffizienz und des Reisekomforts wichtig zu wissen, unter welchen Bedingungen es zu Wasserdampfkondensation in Zugwänden kommt und wie man diese reduzieren kann. Dieses Projekt wurde im Rahmen der Energiestrategie 2050 des öffentlichen Verkehrs vom Bundesamt für Verkehr unterstützt.

Die numerischen Berechnungen für den Wärme- und Feuchtetransport wurden mit einer FEM (finite element method) Software durchgeführt (COMSOL Multiphysics) und beruhen auf etablierten Wärme- und Feuchtetransportgleichungen welche in den Normen ISO 10456: 2007 und SN EN 15026: 2007 festgehalten sind [1]. Es wurden 1-dimensionale Wandaufbauten modelliert, jedoch sind auch Berechnungen von 2- oder 3-dimensionalen Geometrien mit der Software möglich.

Modellierte physikalische Effekte

- Wärmeleitung
- Wasserdampftransport (Diffusion)
- Kondensation und Verdampfung von Wasser und die dabei involvierte Energie beim Phasenübergang flüssig – gasförmig (Kondensations- und Verdampfungswärme)
- Erzwungene und freie Luftkonvektion an der Aussen- und Innenwand
- Einfluss der Zugsgeschwindigkeit auf die erzwungene Luftkonvektion an der Aussenwand
- Solare Einstrahlung auf der Aussenwand

Vernachlässigte physikalische Effekte

- Phasenübergang flüssig – fest (gefrieren/schmelzen), d.h. Eisbildung
- Gravitation, z.B. abfliessen von Wasserkondensat
- Direkter Flüssigwassertransport ist zwar im physikalischen Modell implementiert, wurde jedoch aus Unkenntnis des relevanten Materialparameters auf null gesetzt. Der Wassertransport ist berücksichtigt mittels Feuchtetransport, d.h. Dampftransport und Kondensation (siehe oben).

Begriffsklärung Feuchte und Wasserdampfkondensation

Im Alltag kann meistens problemlos zwischen flüssigem und gasförmigem Wasser (Wasserdampf) unterschieden werden. Wasserdampf im technischen Sinn (nicht die Dampfschwaden aus Kaminen, die aus kondensierten Wassertröpfchen bestehen) bewirkt die Luftfeuchtigkeit, wobei zwischen absoluter und relativer Luftfeuchtigkeit unterschieden wird. Die relative Luftfeuchtigkeit (RH, relative humidity) gibt das Verhältnis zwischen tatsächlichem und maximal möglichem Wasserdampfgehalt an. Der maximal mögliche Wasserdampfgehalt nimmt ungefähr exponentiell mit der Temperatur zu.

Für poröse Materialien, wie z.B. für die meisten Wärmedämmungen, ist die Situation komplizierter. Durch die grosse Oberfläche und geringe Grösse der Poren (Durchmesser im Mikrometerbereich) kann man schlecht zwischen flüssigem und gasförmigem Wasser unterscheiden [2]. Man fasst deshalb Wasser beider Aggregatzustände zusammen unter dem Begriff «Feuchte». Adsorptions- und Kapillareffekte führen dazu, dass der Feuchtegehalt in den meisten porösen Materialien signifikant grösser ist als in der Luft. Der Feuchtegehalt nimmt mit steigender **relativer** Feuchtigkeit zu und beträgt z.B. für Melaminharzschaum (typisches Dämmmaterial in Zugwänden) bei RH 50% ca. 1 kg/m^3 [3], während in Luft bei 20°C und RH 50% der Feuchtegehalt 0.009 kg/m^3 beträgt. Kondensation von Wasserdampf findet deshalb bereits unterhalb von 100% relativer Feuchte in porösen Materialien statt.

Berechnete Situationen

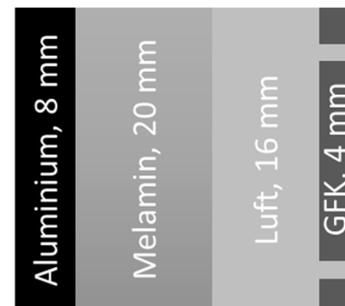
Für unsere Berechnungen benutzten wir Daten, die während einem Jahr vom 01.04.2015 - 31.03.2016 mit einem Flirt der Südostbahn (SOB) aufgezeichnet wurden. Aus einer Fülle von Daten wurde die folgenden Messwerte in den Simulationen verwendet (gemittelt über jeweils 10 Minuten):

- Aussentemperatur
- Innenraumtemperatur gemittelt über 4 Sensoren in verschiedenen Positionen innerhalb des Wagens
- Relative Feuchtigkeit im Innenraum gemittelt über 4 Sensoren in verschiedenen Positionen innerhalb des Wagens
- Sonneneinstrahlung gemittelt zwischen rechter und linker Wagenseite
- Zuggeschwindigkeit

Mit diesen Modelldaten wurden zwei Wandaufbauten «offen» und «reduziert» berechnet. Die Attribute «offen» und «reduziert» beziehen sich auf den Feuchte Austausch zwischen der Innenraumfeuchte und der Dämmung. Grundsätzlich bestehen beide Wandaufbauten aus einer Aluminiumausenwand, einer Dämmung aus Melaminharzschäum, einem Luftspalt/-kammer und einer Innenverkleidung (GFK: glasfaserverstärkter Kunststoff).

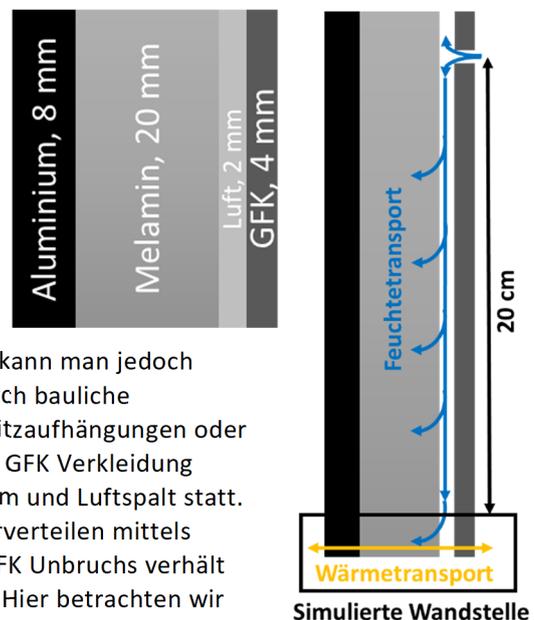
Wandaufbau «offen»

Im Wandaufbau «offen» wird angenommen, dass der Feuchte Austausch zwischen der Luftkammer und der Innenraumluft quasi ungehindert ist und durch Unterbrüche der Innenwand (GFK) erfolgt. In der Simulation kann ein ungehinderter Feuchte Austausch zwischen Innenraum und Luftkammer dadurch erreicht werden, dass die GFK Innenraumverkleidung für die Feuchte als durchlässig modelliert wird. Für den Wärmetransport sind die Unterbrüche in der GFK Innenraumverkleidung nicht relevant und müssen nicht in die Berechnungen einbezogen werden.



Wandaufbau «reduziert»

Im Wandaufbau «reduziert» wird angenommen, dass der Feuchte Austausch zwischen dem Luftspalt und der Innenraumluft signifikant reduziert ist. Es handelt sich um die Situation, wenn die Innenraumverkleidung «direkt» auf die Dämmung angebracht wird. Dabei gibt es aber in der Praxis einen Luftspalt von 1-3 mm (im Modell rechnen wir mit 2 mm). Man könnte nun annehmen, dass diese Wandkonstruktion vollständig feuchtedicht ist, denn der glasfaserverstärkte Kunststoff der Innenraumverkleidung ist feuchtedicht. In der Realität kann man jedoch davon ausgehen, dass die GFK Verkleidung regelmässig durch bauliche Massnahmen unterbrochen ist (z.B. durch Bohrungen für Sitzaufhängungen oder bei Verbindungen von GFK Elementen). So findet durch die GFK Verkleidung lokal ein senkrechter Feuchte Austausch zwischen Innenraum und Luftspalt statt. Im Luftspalt kann sich die Feuchte parallel zur Wand weiterverteilen mittels Diffusion. Der Wandbereich in unmittelbarer Nähe eines GFK Unbruchs verhält sich gleich wie der oben berechnete Wandaufbau «offen». Hier betrachten wir nun einen Wandbereich, der sich **20 cm seitlich** von einem solchen GFK Unterbruch befindet. An dieser Stelle findet ein Feuchte Austausch mit dem Innenraum statt, jedoch ist dieser reduziert, da die Feuchte zusätzlich durch den Luftspalt über eine Distanz von 20 cm diffundieren muss. Dementsprechend ist der netto Feuchte Austausch zwischen Innenraum und Dämmung an dieser Stelle nicht unterbrochen, aber reduziert im Vergleich zum Wandaufbau «offen». Im Unterschied zum Feuchtetransport findet der Wärmetransport immer noch ausschliesslich senkrecht zum Wandaufbau statt.



Schlussfolgerungen aus allen berechneten Daten

1. Die Feuchtigkeit in der Dämmung akkumuliert nicht während einem Jahr.
2. Ein erhöhter Wassergehalt in der Dämmung trocknet meistens innerhalb von Stunden wieder aus. Nur während längeren Kälteperioden kann der Wassergehalt über mehrere Tage hoch sein.
3. Wenn der Wassergehalt erhöht ist, ist diese Erhöhung nur innerhalb von wenigen Millimetern auf der kalten Seite der Dämmung. Der Wärmefluss erhöht sich deshalb nur geringfügig, da die Feuchte und damit die thermische Leitfähigkeit des grössten Teils der Dämmung tief bleiben.
4. Der berechnete Wassergehalt ist immer viel kleiner als der maximale Wassergehalt, den die Dämmung aufnehmen kann [4]. Dementsprechend wird kein Abfließen von Kondensationswasser erwartet.
5. Reduzierter Feuchtetransport zwischen Dämmung und Umgebungsluft führt zu tieferem Feuchtegehalt in der Dämmung. In diesem Fall findet der Feuchtetransport primär innerhalb der Dämmung statt.
6. Bei einem offenen Wandaufbau findet ein dauernd wechselnder Feuchteaustausch (bidirektional) zwischen Dämmung und Umgebungsluft statt.
7. Der Wärmefluss ist primär durch die Dicke der Dämmung gegeben und nur in geringem Mass von der Feuchte in der Dämmung abhängig (siehe auch 3. Schlussfolgerung).

Empfehlungen

1. Der Feuchtegehalt in der Dämmung kann tief gehalten werden, wenn der Feuchtestrom reduziert ist. Dies kann erreicht werden mit kaschierten Dämmungen oder feuchtedichten Innenraumverkleidungen (wenige undichte Stellen in der GFK Wand).
2. Bei Wandaufbauten, die Feuchteaustausch mit dem Innenraum erlauben, verhindert regelmässiges Einstellen des Zugs in eine warme Halle während der kalten Jahreszeit eine starke Erhöhung des Feuchtegehalts in der Dämmung.
3. Wenn der Wandaufbau nur geringen Feuchtestrom zulässt, sollte die Dämmung bei geringer relativen Umgebungsfeuchte eingebaut werden.
4. Die Dämmung sollte immer direkt auf der Aussenhülle aufgeklebt werden (wie im Moment praktiziert mit Melaminharzschaumdämmungen). Bei einem Luftspalt zwischen Dämmung und Aussenwand könnte es zu abfliessendem Kondenswasser an der Aussenwand kommen.

Résumé

Dans ce projet, le transport d'humidité et de chaleur et la condensation de la vapeur d'eau ont été calculés numériquement et évalués dans les parois des trains. Le transport d'humidité dans l'isolant entraîne une augmentation de la teneur en humidité due à la condensation. La conductivité thermique de l'isolant peut ainsi augmenter, ce qui entraîne une plus grande consommation d'énergie thermique du train. De plus, l'augmentation de la conduction thermique entraîne une réduction de la température de surface de la paroi intérieure, ce qui conduit à une dégradation du confort des passagers. Il est donc important, dans le contexte de l'efficacité énergétique et du confort de voyage, de savoir dans quelles conditions la condensation de vapeur d'eau se produit dans les parois des trains et comment elle peut être réduite. Ce projet a été soutenu par l'Office fédéral des transports dans le cadre de la stratégie énergétique 2050 des transports publics.

Les calculs numériques pour le transport de chaleur et d'humidité ont été réalisés à l'aide d'un logiciel FEM (méthode des éléments finis) (COMSOL Multiphysics) et sont basés sur des équations établies du transport de chaleur et d'humidité, spécifiées dans les normes ISO 10456: 2007 et SN EN 15026: 2007 [1]. Les structures de paroi à 1 dimension ont été modélisées, mais des calculs de géométries à 2 ou 3 dimensions sont également possibles avec le logiciel.

Effets physiques modélisés

- Conduction thermique
- Transport de vapeur d'eau (diffusion)
- Condensation et évaporation de l'eau et l'énergie impliquée dans la transition de phase liquide - gazeuse (chaleur de condensation et d'évaporation)
- Convection d'air forcée et libre au niveau des parois extérieures et intérieures
- Influence de la vitesse du train sur la convection forcée de l'air sur la paroi extérieure
- Rayonnement solaire sur la paroi extérieure

Effets physiques négligés

- Transition de phase liquide - solide (congélation/fusion), c'est-à-dire la formation de glace
- Gravité, par ex. l'écoulement du condensat d'eau
- Le transport direct d'eau liquide est implémenté dans le modèle physique, mais a été mis à zéro en raison de l'ignorance du paramètre matériel pertinent. Le transport de l'eau est pris en compte au moyen du transport d'humidité, c'est-à-dire le transport de vapeur et la condensation (voir ci-dessus).

Clarification de terme humidité et condensation de vapeur d'eau

Dans la vie quotidienne, il est généralement facile de faire la différence entre l'eau liquide et l'eau gazeuse (vapeur d'eau). La vapeur au sens technique (et non la vapeur de cheminée qui est constituée de gouttelettes d'eau condensées) est responsable de l'humidité. On distingue entre l'humidité absolue et relative. L'humidité relative (HR) indique le rapport entre la teneur en vapeur d'eau réelle et la teneur maximale possible. La teneur en vapeur d'eau maximale possible augmente approximativement de façon exponentielle avec la température.

Pour les matériaux poreux, comme la plupart des isolants thermiques, la situation est plus compliquée. En raison de la grande surface et de la petite taille des pores (diamètre de l'ordre du micromètre), il est difficile de faire la distinction entre eau liquide et eau gazeuse [2]. Pour cette raison, l'eau dans les deux états d'agrégation est résumée sous le terme "humidité". L'adsorption et les effets capillaires signifient que la teneur en humidité dans la plupart des matériaux poreux est nettement plus élevée que dans l'air. La teneur en humidité augmente avec l'augmentation de l'humidité relative. Par exemple, pour une mousse de résine de mélamine (matériau isolant typique dans les parois des trains) la teneur en humidité est environ 1 kg/m^3 à une humidité relative de 50% [3], tandis que dans l'air la teneur d'humidité est $0,009 \text{ kg/m}^3$ à 20°C et la même humidité relative. La condensation de la vapeur d'eau se produit donc déjà en dessous de 100% d'humidité relative dans les matériaux poreux.

Situations calculées

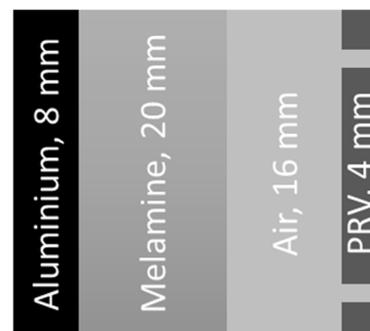
Pour nos calculs, nous avons utilisé les données enregistrées pendant une année du 01.04.2015 au 31.03.2016 avec un Flirt de la Südostbahn (SOB). Parmi une multitude de données, les mesures suivantes ont été utilisées dans les simulations (moyenne sur 10 minutes chacune):

- Température extérieure
- Température intérieure: moyenne de 4 sondes dans différentes positions à l'intérieur de la voiture
- Humidité relative de l'air à l'intérieur: moyenne de 4 sondes dans différentes positions à l'intérieur de la voiture.
- Rayonnement solaire moyen entre le côté droit et le côté gauche de la voiture
- Vitesse des trains

Avec ces données de modèle, deux structures de la paroi «ouverte» et «réduite» ont été calculées. Les attributs «ouverte» et «réduite» font référence à l'échange d'humidité entre l'humidité intérieure et l'isolant. Fondamentalement, les deux structures de paroi consistent en une paroi extérieure en aluminium, une isolation en mousse de résine de mélamine, un entrefer / chambre à air et un revêtement intérieur (PRV: plastique renforcé de fibres de verre).

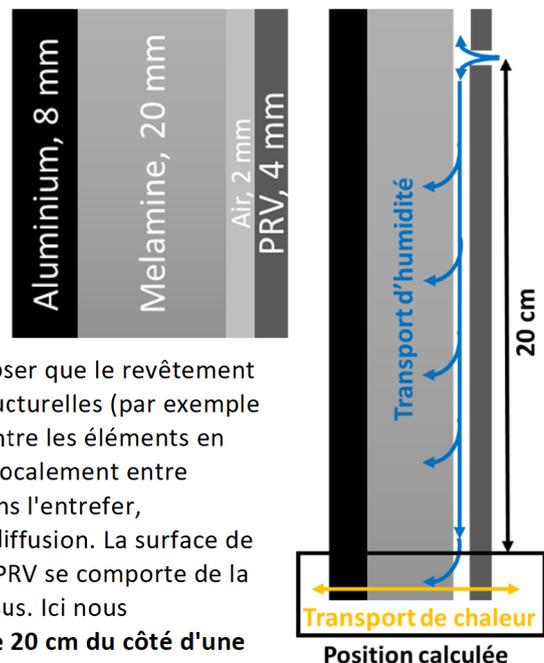
Structure de la paroi «ouverte»

Dans la structure de la paroi "ouverte" on suppose que l'échange d'humidité entre la chambre à air et l'air intérieur est pratiquement sans entrave et s'effectue par des interruptions du revêtement intérieur (PRV). Dans la simulation, un échange d'humidité sans entrave entre l'intérieur et la chambre à air peut être réalisé en modélisant le revêtement intérieur en PRV comme étant perméable à l'humidité. Pour le transport de chaleur, les interruptions dans le revêtement intérieur en PRV ne sont pas pertinentes et ne doivent pas être prises en compte dans les calculs.



Structure de la paroi «réduite»

Dans la structure de la paroi «réduite» on suppose que l'échange d'humidité entre l'entrefer et l'air intérieur est considérablement réduit. C'est le cas lorsque le revêtement intérieur est appliqué «directement» sur l'isolant. En pratique, toutefois, il existe un entrefer de 1-3 mm (dans le modèle nous calculons avec 2 mm). On peut maintenant supposer que cette structure est totalement résistante à l'humidité, car le plastique renforcé de fibres de verre du revêtement intérieure est résistant à l'humidité. En réalité, on peut cependant supposer que le revêtement en PRV est régulièrement interrompu par des mesures structurelles (par exemple par des trous pour suspendre les sièges ou par les joints entre les éléments en PRV). Ainsi, un échange d'humidité perpendiculaire a lieu localement entre l'intérieur et l'entrefer à travers le revêtement en PRV. Dans l'entrefer, l'humidité peut être répartie parallèlement à la paroi par diffusion. La surface de la paroi dans le voisinage immédiat d'une interruption en PRV se comporte de la même manière que la structure «ouverte» calculée ci-dessus. Ici nous considérons maintenant une surface de la paroi, **qui est de 20 cm du côté d'une telle interruption PRV**. Un échange d'humidité avec l'intérieur a lieu à cet endroit, mais il est réduit, car l'humidité doit également diffuser à travers l'entrefer sur une distance de 20 cm. En conséquence, l'échange net d'humidité entre l'intérieur et l'isolant n'est pas interrompu à cette position, mais réduit par rapport à la structure «ouverte». Contrairement au transport de l'humidité, le transport de la chaleur a toujours lieu perpendiculaire à la paroi.



Conclusions de toutes les données calculées

1. L'humidité dans l'isolant ne s'accumule pas pendant un an.
2. Une augmentation de la teneur en eau dans l'isolant se dessèche généralement en quelques heures. Ce n'est que pendant les périodes froides prolongées que la teneur en eau peut être élevée pendant plusieurs jours.
3. Si la teneur en eau augmente, cette augmentation n'est que de quelques millimètres du côté froid de l'isolant. Le flux de chaleur n'augmente donc que légèrement, car l'humidité et donc la conductivité thermique de la plus grande partie de l'isolation reste faible.
4. La teneur en eau calculée est toujours bien inférieure à la teneur maximale en eau que l'isolant peut absorber [4]. En conséquence, aucun drainage de l'eau de condensation n'est prévu.
5. La réduction du transport de l'humidité entre l'isolant et l'air ambiant entraîne une réduction de la teneur d'humidité dans l'isolant. Dans ce cas, le transport de l'humidité s'effectue principalement à l'intérieur de l'isolation.
6. Dans une structure de la paroi ouverte, un échange d'humidité (bidirectionnel) en constante évolution a lieu entre l'isolation et l'air ambiant.
7. Le flux de chaleur est principalement donné par l'épaisseur de l'isolant et ne dépend que faiblement de l'humidité dans l'isolant (voir aussi la troisième conclusion).

Recommandations

1. La teneur en humidité dans l'isolant peut être maintenu bas si le flux d'humidité est réduit. Ceci peut être réalisé avec de l'isolation laminé ou des revêtements intérieurs résistants à l'humidité (peu de fuites dans la paroi en PRV).
2. Dans le cas de structures da la paroi permettant l'échange d'humidité avec l'intérieur, garer le véhicule dans un garage chaud pendant la saison froide empêche une forte augmentation de la teneur en humidité de l'isolation.
3. Si la structure de la paroi ne permet qu'un faible flux d'humidité, l'isolant doit être installé à une humidité relative ambiante basse.
4. L'isolant doit toujours être collé directement sur l'enveloppe extérieure (comme cela est actuellement le cas avec un isolant en mousse de résine de mélamine). S'il y a un entrefer entre l'isolant et le mur extérieur, de la condensation pourrait s'écouler sur le mur extérieur.

1. Ausgangslage: Wasserdampfkondensation in Verkehrsmitteln

In diesem Projekt wurden Feuchte- und Wärmetransport und Wasserdampfkondensation in Zugwänden numerisch berechnet und ausgewertet. Feuchtetransport in die Dämmung von Zugwänden kann eine Erhöhung des Feuchtegehalts durch Kondensation in der Dämmung bewirken. Die Wärmeleitfähigkeit der Wanddämmung kann dadurch zunehmen, und es resultiert ein grösserer Wärmeenergieverbrauch des Zugs. Zudem führt eine erhöhte Wärmeleitung zu einer Reduktion der Oberflächentemperatur der Innenwand, was zu einer Beeinträchtigung der Behaglichkeit der Passagiere führt. Es ist deshalb im Rahmen der Energieeffizienz und des Reisekomforts wichtig zu wissen, unter welchen Bedingungen es zu Wasserdampfkondensation in Zugwänden kommt und wie man diese reduzieren kann. Dieses Projekt wurde im Rahmen der Energiestrategie 2050 des öffentlichen Verkehrs vom Bundesamt für Verkehr unterstützt.

Während der kalten Jahreszeit kann es in Zugwänden zu Kondensation von Wasserdampf kommen als Folge von grossen Temperaturunterschieden zwischen dem Innen- und Aussenbereich der Züge. Die kondensierte Feuchte kann sich in den Zugwänden ansammeln und unter Umständen sogar gefrieren, was zu einer Gewichtszunahme der Zugwagen und einer Reduktion der Wärmedämmung der Zugwände führt. Wasserdampfkondensation wirkt sich negativ auf die Betriebskosten, Sicherheit, Haltbarkeit der Zugwand und die Behaglichkeit der Fahrgäste aus und sollte möglichst vermieden werden.

Wasserkondensation in Wänden ist bestens bekannt aus dem Gebäudebereich. Um die Kondensation in Gebäudewänden zu verhindern wird der Feuchtetransport durch die Wände mit Dampfspererschichten reduziert. Zudem kann durch eine gute Wanddämmung die Temperatur der Innenwand hoch gehalten werden. In Kombination mit gut gedämmten Fenstern (Mehrscheiben-Isolierglas) kann dadurch die Wasserdampfkondensation in Gebäudewänden minimiert werden.

In Fahrzeugenwänden ist die Situation grundsätzlich ähnlich, jedoch unterscheiden sich die Rahmenbedingungen von Verkehrsmitteln von denjenigen bei Gebäuden:

- Wanddämmungen fallen oft geringer aus, weil sie sonst zu schwer und voluminös sind.
- Die Aussenhülle der meisten Verkehrsmittel ist metallisch und deshalb gut wärmeleitend.
- Durch den Fahrtwind sind Aussenwände von Fahrzeugen viel stärker gekühlt als die von Gebäuden, wo primär natürliche Luftkonvektion herrscht.

Im Folgenden ist ein kurzer Überblick über die Problematik der Wasserkondensation in Auto-, Flugzeug- und Zugwänden gegeben:

1.1. Autos

Wie in Gebäuden werden in Autos Dampfsperren und Wärmedämmungen im Wandaufbau eingesetzt. Die Wanddämmung bezweckt einen gewissen Wärmekomfort im Innenraum und soll zudem den Aussenschall abhalten. Wasserkondensation kann in Autowänden reduziert, jedoch nicht verhindert werden, weil die Dampfsperren nicht durchgehend eingesetzt werden, und weil die Wärmedämmung vergleichsweise dünn/schwach ist und es viele Wärmebrücken gibt. Man nimmt also Wasserkondensation in den Wänden in Kauf, stellt aber sicher, dass einerseits Kondenswasser ablaufen kann und sich nicht ansammelt, andererseits Korrosion durch Kondenswasser so gering ist, dass innerhalb der Lebenszeit des Autos keine Probleme auftreten sollten.

1.2. Flugzeuge

In Flugzeugen muss Wasserkondensation in den Wänden nicht nur aus Gewichtsgründen vermieden werden, sondern auch weil grössere Wasseransammlungen in der Flugzeughülle die Flugstabilität des Flugzeugs gefährden würden. Es werden deshalb nicht nur Dampfsperren und Wanddämmungen eingesetzt, sondern es wird zusätzlich die relative Luftfeuchtigkeit in der Kabine sehr tief gehalten, nämlich bei ca. 15%. Dadurch wird das Potenzial von Wasserkondensation auf ein Minimum reduziert.

1.3. Züge

Die Situation in Zügen ist mit derjenigen von Autos vergleichbar. Der Aufbau von Zugwänden beinhaltet Feuchtebarrieren (z.B. die metallene Aussenhülle, die Innenverkleidung aus Kunststoff oder kaschierte Dämmmaterialien) und Wärmedämmungen, welche die Kondensation reduzieren, jedoch nicht

verhindern. Auch hier spielen Wärmebrücken eine Rolle. Kondenswasser kann deshalb in der Wanddämmung anfallen, was zu folgenden Problemen führt:

- Gewichtserhöhung der Züge
- Schädigung der Wandstruktur (Dämmung), insbesondere wenn das Kondenswasser gefriert
- reduzierte Wärmedämmung der Wand, welche die Kondensation zusätzlich verstärkt und zudem zu einer Behaglichkeitseinbusse im Zugsinneren führt
- Keimbildung

Die Menge der Kondensation hängt von der Aussentemperatur, vom Klima (Temperatur und Luftfeuchte) im Zugsinneren (beeinflusst durch die Belegungszahl) und natürlich vom Wandaufbau ab.

2. Ziel der Arbeit

- Grundlagen für Feuchte- und Wärmetransport und Wasserdampfkondensation in Dämmungen (porösen Materialien) zusammenstellen und dadurch das Verständnis für diese Prozesse vergrössern.
- Ein physikalisches Simulationsmodell entwickeln, welches für frei bestimmbare, homogene Wandaufbauten die Kondensation von Feuchtigkeit im Wandaufbau in Abhängigkeit von sich verändernden Randbedingungen berechnen kann.
- Das Simulationsmodell und die dazugehörigen Annahmen und Vereinfachungen erklären und begründen.
- Verschiedene Wandaufbauten mit experimentellen Daten als Funktion der Zeit über ein ganzes Jahr numerisch berechnen.
- Allgemeine Erkenntnisse über den Wärme- und Feuchtetransport, Wärmeenergie und Behaglichkeit in verschiedenen Wandaufbauten ausarbeiten.
- Empfehlungen zur Reduktion von Feuchte in Dämmungen zusammenstellen.

3. Forschungsansatz und aktueller Wissensstand

3.1. Begriffsklärung Feuchte und Wasserdampfkondensation

Im Alltag kann meistens problemlos zwischen flüssigem und gasförmigem Wasser (Wasserdampf) unterschieden werden. Wasserdampf im technischen Sinn (nicht die Dampfschwaden aus Kaminen, die aus kondensierten Wassertröpfchen bestehen) bewirkt die Luftfeuchtigkeit, wobei zwischen absoluter und relativer Luftfeuchtigkeit unterschieden wird. Die relative Luftfeuchtigkeit (RH, relative humidity) gibt das Verhältnis zwischen tatsächlichem und maximal möglichem Wasserdampfgehalt an. Der maximal mögliche Wasserdampfgehalt nimmt ungefähr exponentiell mit der Temperatur zu. Unabhängig von der Temperatur empfinden wir den Bereich RH 40-60% typischerweise als behaglich.

Für poröse Materialien, wie z.B. für die meisten Wärmedämmungen, ist die Situation komplizierter. Durch die grosse Oberfläche und geringe Grösse der Poren (Durchmesser im Mikrometerbereich) kann man schlecht zwischen flüssigem und gasförmigem Wasser unterscheiden. Man fasst deshalb Wasser beider Aggregatzustände zusammen unter dem Begriff «Feuchte» [2]. Adsorptions- und Kapillareffekte führen dazu, dass der Feuchtegehalt in den meisten porösen Materialien signifikant grösser ist als in der Luft. Der Feuchtegehalt nimmt mit steigender **relativer** Feuchtigkeit zu und beträgt z.B. für Melaminharzschäum (typisches Dämmmaterial in Zugwänden) bei RH 50% ca. 1 kg/m³ [3], während in Luft bei 20°C und RH 50% der Feuchtegehalt 0.009 kg/m³ beträgt. Wichtig ist hierbei, dass der Feuchtegehalt in einem porösen Material bei gegebener relativer Feuchtigkeit praktisch unabhängig ist von der Temperatur, obwohl die umgebende Luft bei tieferer Temperatur und gleicher relativer Feuchtigkeit deutlich weniger Wasserdampf enthält. Zwar wird die im porösen Material enthaltene Luft bei tieferer Temperatur ebenfalls weniger Wasserdampf enthalten. Gasförmiger Wasserdampf macht aber nur einen sehr kleinen Teil des Feuchtegehaltes des porösen Materiales aus. Dominiert wird der Feuchtegehalt durch adsorbiertes und flüssiges Kapillarwasser, dessen Gehalt nur von der relativen Feuchte abhängt.

Auf makroskopischen Oberflächen kondensiert Wasserdampf bei einer relativen Feuchtigkeit von 100%. In porösen Materialien fällt adsorbiertes Wasser aufgrund der grossen Oberfläche stärker ins Gewicht als auf makroskopischen, glatten Oberflächen. Zudem können sich in Poren stark negativ gekrümmte (d.h.

konkave) Wasseroberflächen ausbilden, die schon bei relativen Feuchtigkeiten unterhalb von 100% mit der Dampfphase im Gleichgewicht sind. Die Folge ist Kondensation von Wasserdampf bereits unterhalb von 100% relativer Feuchte in porösen Materialien. Dies führt zu dem oben erwähnten hohen Feuchtegehalt in diesen Materialien.

Zusammengefasst:

- Der Begriff Feuchte beinhaltet flüssiges und gasförmiges Wasser.
- Poröse Materialien haben einen viel grösseren Feuchtegehalt als Luft [2-5].
- In porösen Materialien kann Wasserdampfkondensation bei jeder relativen Feuchtigkeit stattfinden auch bei $RH < 100\%$.

3.2. Physikalisches Modell

Die numerischen Berechnungen für den Wärme- und Feuchtetransport wurden mit einer FEM (finite element method) Software durchgeführt (COMSOL Multiphysics) und beruhen auf etablierten Wärme- und Feuchtetransportgleichungen [1]. Die Details des verwendeten physikalischen Modells sind im Anhang 1 beschrieben. Grundsätzlich wurden 1-dimensionale Wandaufbauten modelliert, jedoch sind auch Berechnungen von 2- oder 3-dimensionalen Geometrien mit der Software möglich.

3.2.1. Modellierte physikalische Effekte

- Wärmeleitung
- Wasserdampftransport (Diffusion)
- Kondensation und Verdampfung von Wasser und die dabei involvierte Energie beim Phasenübergang flüssig – gasförmig (Kondensations- und Verdampfungswärme)
- Erzwungene und freie Luftkonvektion an der Aussen- und Innenwand
- Einfluss der Zuggeschwindigkeit auf die erzwungene Luftkonvektion an der Aussenwand
- Solare Einstrahlung auf der Aussenwand

3.2.2. Vernachlässigte physikalische Effekte

- Phasenübergang flüssig – fest (gefrieren/schmelzen), d.h. Eisbildung
- Gravitation, z.B. abfliessen von Wasserkondensat
- Direkter Flüssigwassertransport ist zwar im physikalischen Modell implementiert, wurde jedoch aus Unkenntnis des relevanten Materialparameters auf null gesetzt. Der Wassertransport ist berücksichtigt mittels Feuchtetransport, d.h. Dampftransport und Kondensation (siehe oben).

3.2.3. Weitere Annahmen oder Vereinfachungen

- Materialdaten wurden teilweise ergänzt. Details dazu befinden sich im Anhang 1.3 und 1.7.
- Für den Wärmeübergang von der Aussenwand zur Aussenluft wurde ein minimaler Übergangskoeffizient verwendet, der auf einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit im Mittelland basiert (Details im Anhang 1.4.3). Der Übergangskoeffizient wurde nicht angepasst, wenn sich der Zug in der Einstellhalle befindet.
- Die Dämmung ist immer direkt auf der Aussenwand aufgebracht (ohne Luftspalt).

3.3. Berechnete Situationen

Für unsere Berechnungen benutzten wir Daten, die während einem Jahr vom 01.04.2015 - 31.03.2016 mit einem Flirt der Südostbahn (SOB) aufgezeichnet wurden. Aus einer Fülle von Daten wurde die folgenden Messwerte in den Simulationen verwendet (gemittelt über jeweils 10 Minuten):

- Aussentemperatur
- Innenraumtemperatur gemittelt über 4 Sensoren in verschiedenen Positionen innerhalb des Wagens
- Relative Feuchtigkeit im Innenraum gemittelt über 4 Sensoren in verschiedenen Positionen innerhalb des Wagens
- Sonneneinstrahlung gemittelt zwischen rechter und linker Wagenseite
- Zuggeschwindigkeit

Mit diesen Modelldaten wurden zwei Wandaufbauten «offen» und «reduziert» berechnet (Details in 4.1 und 4.2 und im Anhang 1.6). Die Attribute «offen» und «reduziert» beziehen sich auf den Feuchteaustausch zwischen der Innenraumfeuchte und der Dämmung. Grundsätzlich bestehen beide Wandaufbauten aus einer Aluminiumausenwand, einer Dämmung aus Melaminharzschaum, einem Luftspalt/-kammer und einer Innenverkleidung (GFK: glasfaserverstärkter Kunststoff).

Zur Veranschaulichung und um das Verständnis zu fördern, wurden zudem zwei Modellsituationen berechnet, welche im Anhang 2 ausführlich besprochen werden. Diese sollten konsultiert werden, um das Verhalten des Wärme- und Feuchtetransports in Dämmmaterialien zu verstehen. Zudem ist es wichtig für die untenstehenden Diskussionen, dass die Feuchtegehaltsfunktion der Dämmung verstanden wird (Anhang 1.7.2)

4. Ergebnisse

Die numerischen Simulationen liefern Daten aller relevanten physikalischen Grössen als Funktion der Zeit und der Position in der Wand. Aus dieser sehr grossen Datenmenge, wurden ein paar wenige, relevante physikalische Grössen in 1 Stunden Zeitschritten ausgewertet.

4.1. Wandaufbau «offen»

In Abbildung 1 ist der Wandaufbau «offen» schematisch dargestellt. In diesem Wandaufbau wird angenommen, dass der Feuchteaustausch zwischen der Luftkammer und der Innenraumluft durch Unterbrüche in der GFK Innenraumverkleidung gross ist. Dies wird in der Simulation dadurch erreicht, dass die GFK Innenraumverkleidung für die Feuchte als durchlässig modelliert wird (weitere Erläuterungen dazu in der Zusammenfassung am Anfang des Berichts und im Anhang 1.2.1). In die thermischen Berechnungen wird die Innenverkleidung jedoch einbezogen. Die in Abbildung 1 eingezeichneten Grenzflächen 1-5 sind für die weitere Diskussion der berechneten Resultate relevant.

Die folgenden Grössen wurden genauer ausgewertet und werden unten diskutiert:

- Temperatur (Grenzflächen 2 und 3 in der Abbildung 1)
- Relative Luftfeuchtigkeit (Grenzflächen 2 und 3)
- Flüssigwassergehalt (Grenzflächen 2 und 3)
- Feuchtefluss (Grenzfläche 3)
- Wärmefluss (Grenzfläche 3)
- Flüssigwasser im Melamin (Integration zwischen 2 und 3)

Zudem werden neben den berechneten Grössen noch die folgenden gemessenen Werte in die Diskussion und Diagramme einbezogen:

- Aussen- und Innentemperatur
- Innenraumfeuchte
- Zuggeschwindigkeit
- Solare Wärmeleistung

Unten sind die berechneten Grössen relative Feuchte an der Grenzfläche 2 in der Abbildung 1 und der Wassergehalt (Grenzfläche 2 & 3) und die gemessenen Aussen- und Innentemperaturen und Innenraumfeuchte gezeigt.

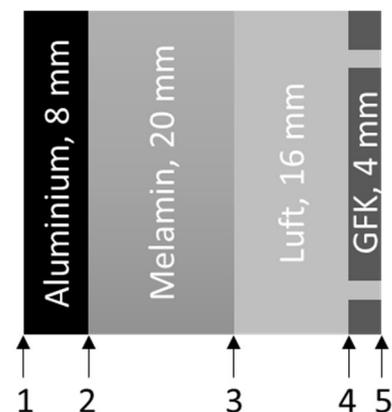


Abbildung 1: Schematischer Wandaufbau «offen». An den Grenzflächen 1 bis 5 werden in der Folge relevante Berechnungsgrössen ausgewertet und diskutiert.

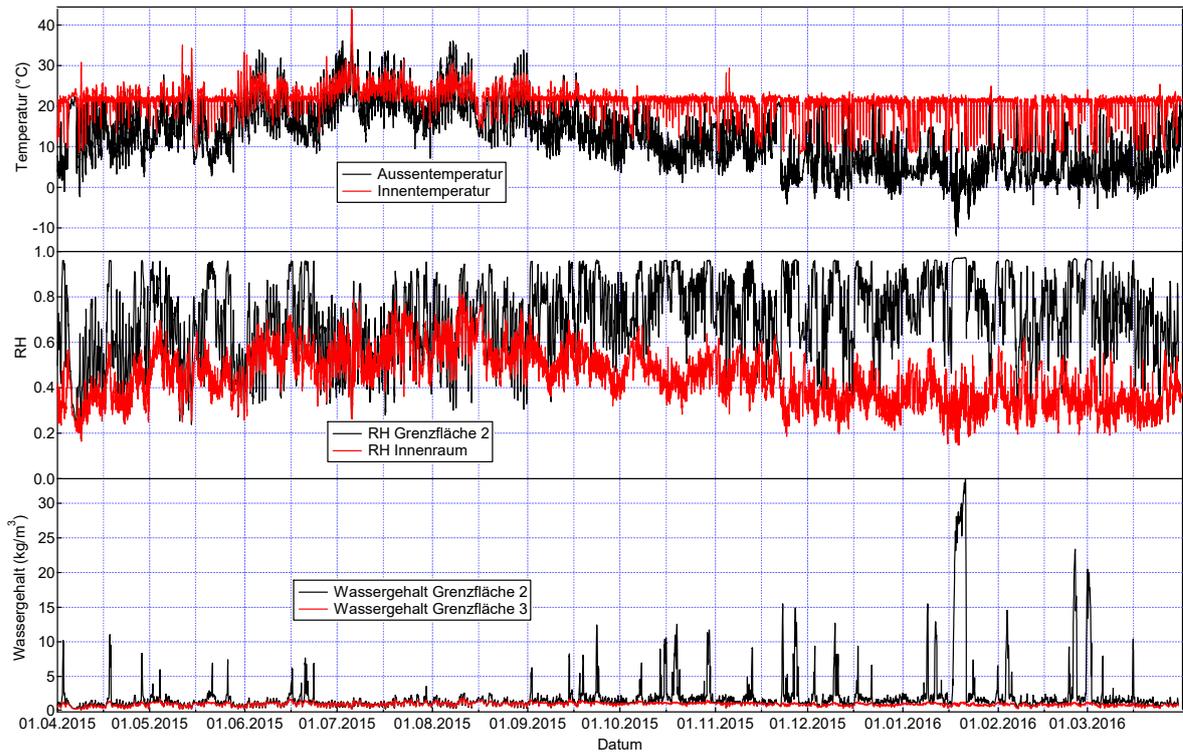


Abbildung 2: Wassergehalt, relative Feuchtigkeit (RH) und Temperatur als Funktion der Zeit im Wandaufbau «offen» (Abb. 1).

Diskussion Abbildung 2:

1. Auf der kalten Seite der Dämmung (Grenzfläche 2 in Abbildung 1) kann die relative Feuchtigkeit nicht nur im Winter, sondern auch im Frühling und Herbst (ausser Hochsommer) Werte $> 95\%$ erreichen. Für $RH > 95\%$ steigt der Wassergehalt auf der kalten Seite der Dämmung auf mehrere kg/m^3 an.
2. Der Wassergehalt an der Grenzfläche 2 ist im Winter am höchsten, jedoch immer $\ll 100 \text{ kg}/\text{m}^3$ (siehe auch Anhang 1.7.2) Es ist deshalb unwahrscheinlich, dass Wasser aus der Dämmung austropft [4].
3. Der Wassergehalt an der Grenzfläche 2 ist nie länger als ein paar Tage $> 3 \text{ kg}/\text{m}^3$. D.h. es gibt keine langfristige Ansammlung von Wasser in der Dämmung.
4. Wie zu erwarten, ist der Wassergehalt auf der warmen Seite der Dämmung (Grenzfläche 3) immer relativ gering (ein paar kg/m^3).

Wir können nun einen Ausschnitt im Winter vergrößern, um die Details besser zu sehen.

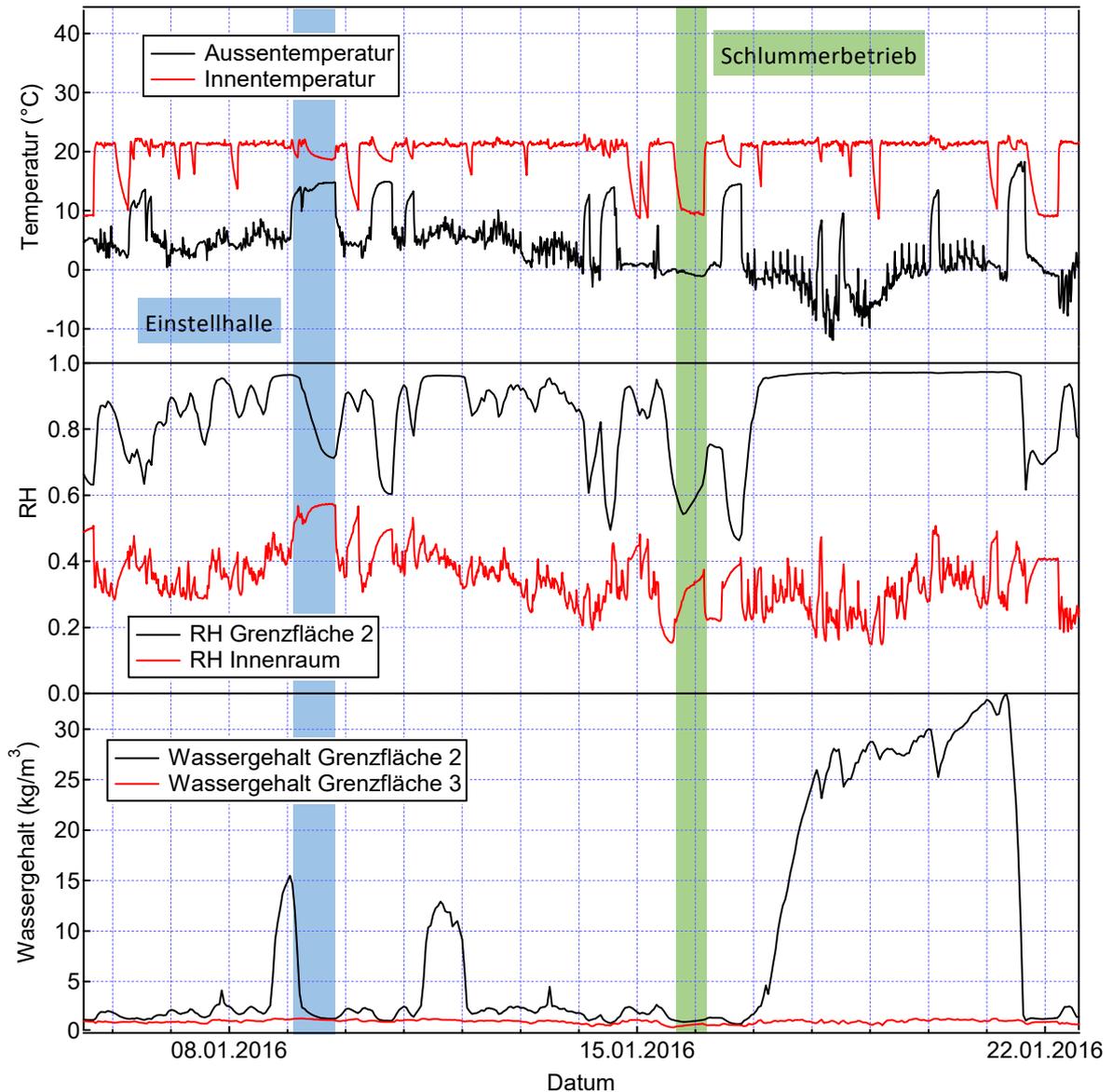


Abbildung 3: Wassergehalt, relative Feuchtigkeit (RH) und Temperatur im Wandaufbau «offen» während ein paar Tagen im Winter. Eingezeichnet sind je eine repräsentative Zeitdauer, wenn der Wagen in der Einstellhalle (blau) oder im Schlumberbetrieb (grün) ist.

Diskussion Abbildung 3:

1. Bei kalten Aussentemperaturen ist die rel. Feuchte auf der kalten Seite der Dämmung normalerweise hoch (entspricht den Erwartungen).
2. Wenn der Wagen in einer warmen Einstellhalle steht (typischerweise 15°C, z.B. blaue Zeitspanne) nimmt die rel. Feuchte auf der kalten Seite der Dämmung wie erwartet ab und die Dämmung trocknet aus. Dieser Vorgang braucht ein paar Stunden (je nachdem, wie gross der Feuchtegehalt ist, bevor der Wagen in die Einstellhalle kommt).
3. Eine Erhöhung der Feuchte an der Grenzfläche 2 kann es auch geben, wenn die rel. Feuchte im Innenraum zunimmt bei gleicher Innentemperatur (erklärt die Wassergehaltsspitze am 9.1.2016).
4. Eine Absenkung der Innenraumtemperatur (Schlumberbetrieb, z.B. grüne Zeitspanne) führt zu keiner Zunahme des Wassergehalts an der Grenzfläche 2 der Dämmung.

In den oben gezeigten Abbildungen ist immer die gemessene Aussentemperatur gezeigt. Relevant für die Feuchte in der Dämmung ist jedoch die Temperatur der Aluminiumwandkonstruktion. Bei kalten Aussentemperaturen ist die Temperatur der Aluminiumwandkonstruktion gleich oder höher als die Aussentemperatur aufgrund der solaren Einstrahlung (je nach Wetter und Tageszeit) und der Fahrgeschwindigkeit (je grösser die Geschwindigkeit desto geringer ist die Temperaturerhöhung). Im Zeitraum der Abbildung 3 ist dieser Unterschied vernachlässigbar, da die Sonneneinstrahlung gering war. Wenn wir jedoch einen Zeitraum mit grösserer Sonneneinstrahlung wählen (Abbildung 4), wird dieser Effekt sichtbar.

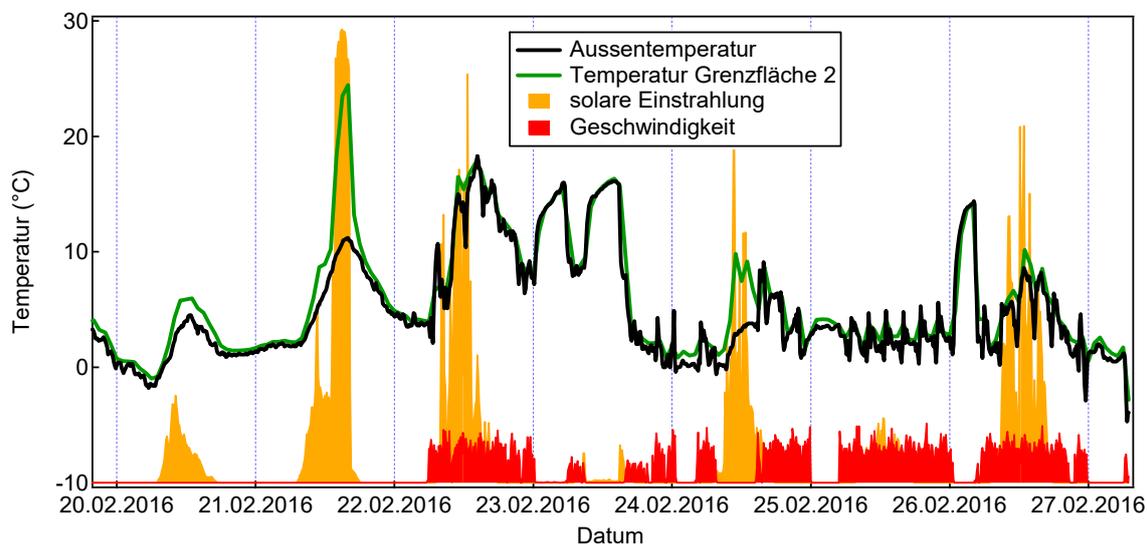


Abbildung 4: Temperatur, Geschwindigkeit und solare Einstrahlung während ein paar Tagen im Winter, wenn die Sonneneinstrahlung zeitweise gross ist. Die Geschwindigkeit und solare Einstrahlung sind nur qualitativ angegeben (keine vertikale Achsenbeschriftung).

Diskussion Abbildung 4:

- Wenn der Wagen steht kann die solare Einstrahlung die Wandtemperatur signifikant erhöhen.
- Wenn der Wagen fährt, ist der Einfluss der solaren Einstrahlung geringer (wenige °C).
- Die Temperatur reagiert ziemlich schnell auf die äusseren Einwirkungen (geringe thermische Trägheit der Aussenwand).

4.2. Wandaufbau «reduziert»

Im Wandaufbau «reduziert» wird angenommen, dass der Feuchteausstausch zwischen dem Luftspalt und der Innenraumluft signifikant reduziert ist. Es handelt sich um die Situation, wenn die Innenraumverkleidung «direkt» auf die Dämmung angebracht wird. Dabei gibt es aber in der Praxis einen Luftspalt von 1-3 mm (im Modell rechnen wir mit 2 mm). Man könnte nun annehmen, dass diese Wandkonstruktion vollständig feuchtedicht ist, denn der glasfaserverstärkte Kunststoff der Innenraumverkleidung ist feuchtedicht. In der Realität kann man jedoch davon ausgehen, dass die GFK Verkleidung regelmässig durch bauliche Massnahmen unterbrochen ist (z.B. durch Bohrungen für Sitzaufhängungen oder bei Verbindungen von GFK Elementen). So findet durch diese Unterbrüche in der GFK Verkleidung ein Feuchteausstausch zwischen Innenraum und Luftspalt statt. Im Luftspalt kann sich die Feuchte parallel zur Wand weiterverteilen mittels Diffusion. Der Wandbereich in unmittelbarer Nähe eines

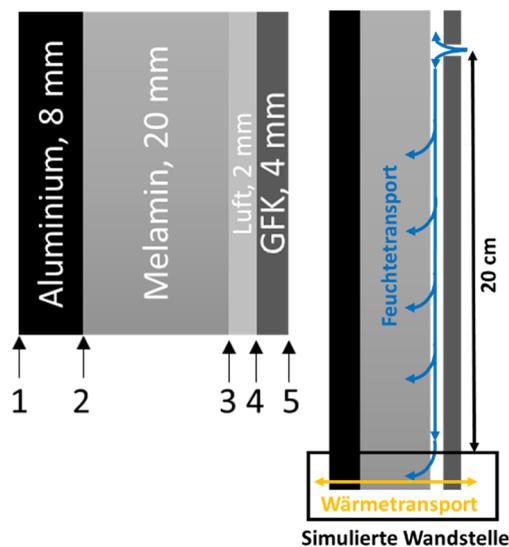


Abbildung 5: Schematischer Wandaufbau «reduziert» mit den relevanten Grenzflächen 1 bis 5.

GFK Unbruchs verhält sich gleich wie der oben berechnete Wandaufbau «offen». Hier betrachten wir nun einen Wandbereich, der sich **20 cm seitlich** von einem solchen GFK Unterbruch befindet (Abbildung 5). An dieser Stelle findet ein Feuchteaustausch mit dem Innenraum statt, jedoch ist dieser reduziert, da die Feuchte zusätzlich durch den Luftspalt über eine Distanz von 20 cm diffundieren muss. Dementsprechend ist der netto Feuchteaustausch zwischen Innenraum und Dämmung an dieser Stelle nicht unterbrochen, aber reduziert im Vergleich zum Wandaufbau «offen». Im Unterschied zum Feuchtetransport findet der Wärmetransport immer noch ausschliesslich senkrecht zur Wandoberfläche statt.

Wieder stellen wir die relevanten physikalischen Grössen in einer Abbildung zusammen. Dabei sind die Innen- und Aussentemperatur und die Innenfeuchte identisch mit denen in Abbildung 2 für den Wandaufbau «offen».

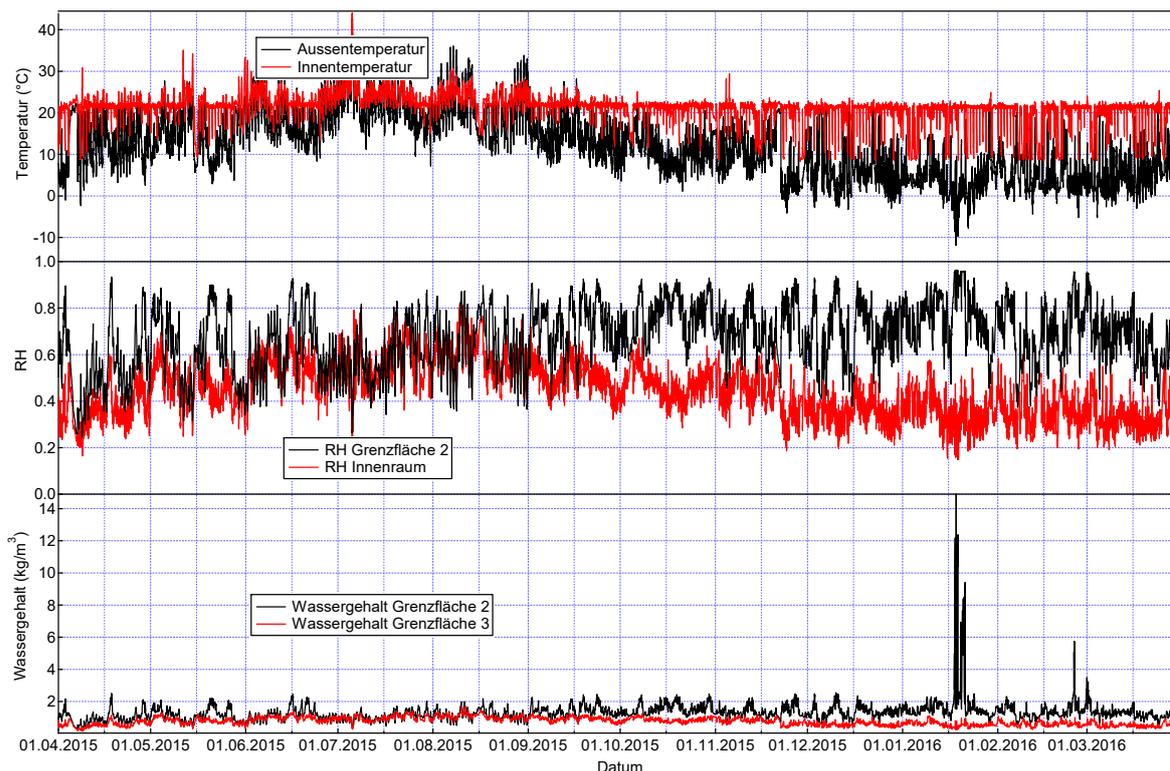


Abbildung 6: Wassergehalt, relative Feuchtigkeit (RH) und Temperatur als Funktion der Zeit im Wandaufbau «reduziert» (Abb. 5).

Diskussion Abbildung 6:

1. Die rel. Feuchte auf der kalten Seite der Dämmung (Grenzfläche 2 in Abb. 5) kann während dem ganzen Jahr Werte $> 90\%$ erreichen. Sie liegt jedoch nur ausnahmsweise über 95% .
2. Der Wassergehalt fluktuiert, ist aber fast immer $< 3 \text{ kg/m}^3$ [5].
3. Nur bei längeren Kälteperioden nimmt der Wassergehalt auf der kalten Seite der Dämmung Werte $> 3 \text{ kg/m}^3$ an. Im Vergleich zum Wandaufbau «offen», tritt diese Situation im Wandaufbau «reduziert» viel seltener auf.

In Abbildung 6 betrachten wir wieder den gleichen zeitlichen Ausschnitt wie im «offenen» Fall (Abbildung 3).

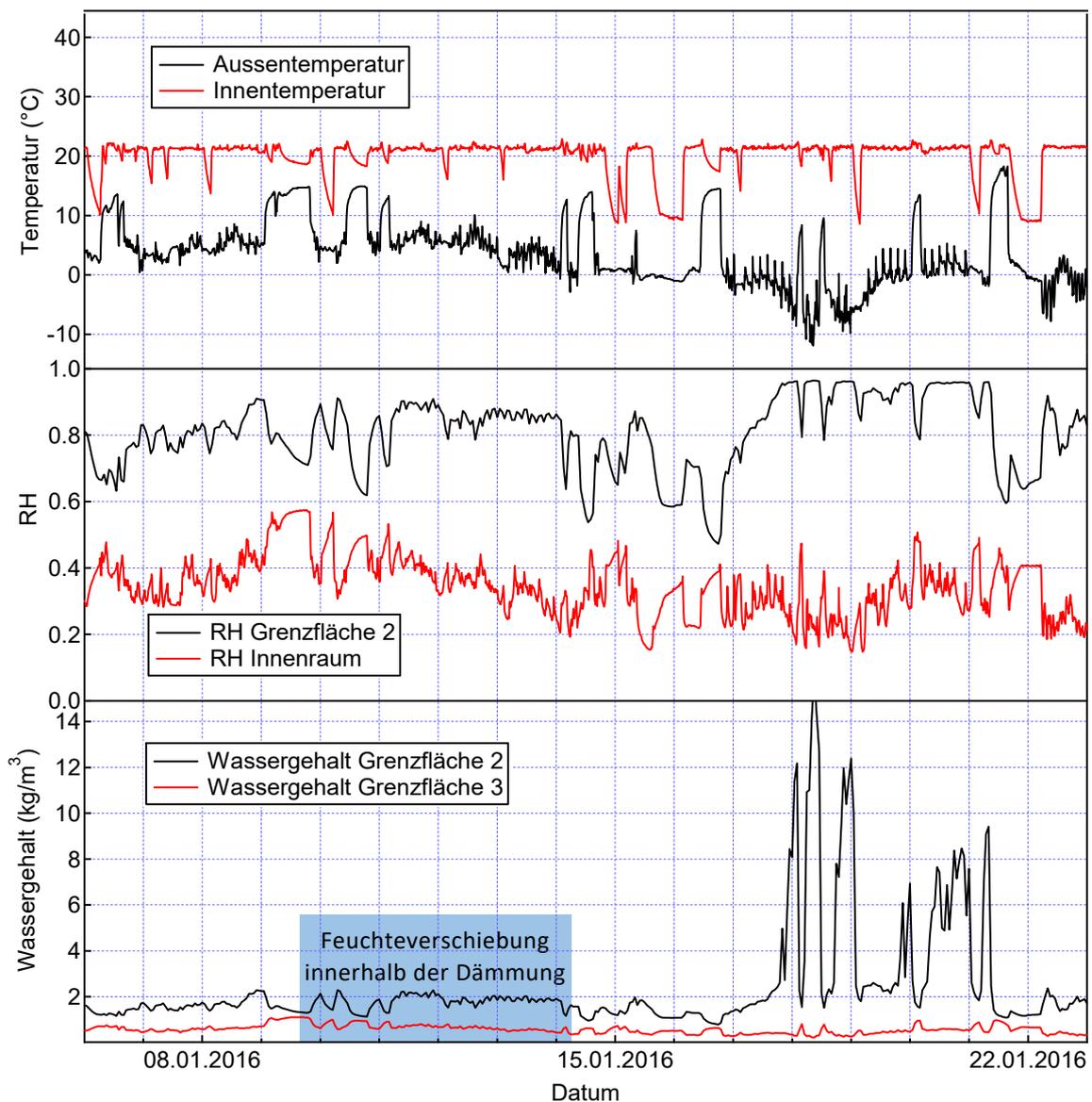


Abbildung 7: Wassergehalt, relative Feuchtigkeit (RH) und Temperatur im Wandaufbau «reduziert» während ein paar Tagen im Winter.

Diskussion Abbildung 7:

1. Änderungen der Umgebungsbedingungen (Temperatur, Innenraumfeuchte) führen primär zu einer Verschiebung des Wassergehalts innerhalb der Dämmung (z.B. in der blau gekennzeichneten Zeitspanne). Wenn z.B. durch eine tiefe Aussentemperatur die relative Feuchte auf der kalten Seite der Dämmung zunimmt, wird Feuchte aus dem warmen Teil der Dämmung in den kalten Teil transportiert. Aufgrund des reduzierten Feuchteflusses wird auf der warmen Seite der Dämmung der Wassergehalt nur langsam durch die Feuchte aus dem Innenraum ersetzt.
2. Nur bei längeren Kälteperioden nimmt der Wassergehalt auf der kalten Seite der Dämmung signifikant zu (18. – 22. Januar 2016).
3. Trotz reduziertem Feuchtefluss reagieren die physikalischen Grössen in der Dämmung in den meisten Situationen «schnell», da Feuchte innerhalb der Dämmung transportiert werden kann. Nur wenn die Aussen-/Innentemperaturen und die Innenraumfeuchte lokal zu einer rel. Feuchte von > 95% führen, wirkt der reduzierte Feuchtefluss bremsend. In diesem Fall erfordert die rel. Feuchte einen Wassergehalt $\gg 3 \text{ kg/m}^3$, was in der Dämmung nicht vorhanden ist und vom Innenraum zugeführt werden muss. Weil der Feuchtefluss reduziert ist, erfolgt die Wassergehaltszunahme jedoch langsamer als im Wandaufbau «offen», weshalb der Wassergehalt nur selten und weniger stark über 3 kg/m^3 steigt (z.B. ist der Wassergehalt im Wandaufbau «offen» am 9. und am 11./12. Januar $\gg 3 \text{ kg/m}^3$ im Wandaufbau «reduziert» jedoch $< 3 \text{ kg/m}^3$).

Wie man in den Abbildungen 2, 3, 6 und 7 sieht ist der Feuchtegehalt auf der kalten (linken) Seite der Dämmung wie erwartet grösser als auf der warmen Seite. In Abbildung 8 zeigen wir den Feuchteverlauf innerhalb der Dämmung, wenn die Feuchte auf der kalten Seite sehr hoch ist (18. Januar 2016).

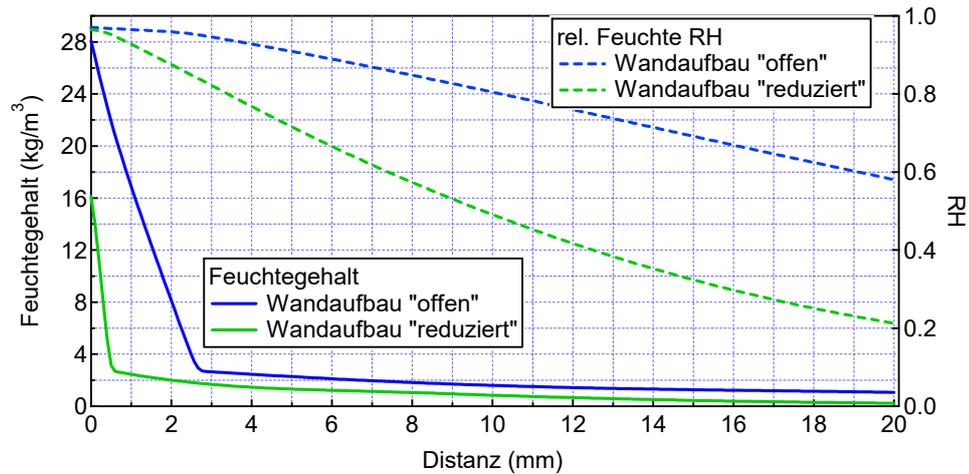


Abbildung 8: Profil des Feuchtegehalts in der Wanddämmung für beide Wandaufbauten.

Diskussion Abbildung 8:

1. Der Feuchtegehalt ändert sich relativ «abrupt» innerhalb der Dämmung. Dies ist eine Folge der Feuchtegehaltsfunktion, die einen steilen Anstieg zeigt für rel. Feuchten > 95% (Anhang 1.7.2). Die rel. Feuchte dagegen zeigt eine sanfte Änderung.
2. Im Wandaufbau «reduziert» ist der Feuchtegehalt über die gesamte Dicke der Dämmung geringer als im Wandaufbau «offen».
3. Die Schicht mit grossem Feuchtegehalt ist während dem ganzen Jahr maximal 3 mm (Wandaufbau «offen»), beziehungsweise 0.5 mm dick (Wandaufbau «reduziert»).

4.3. Feuchte- und Wärmeströme

Da wir interessiert sind am Zusammenhang zwischen Feuchte innerhalb der Dämmung und Wärmestrom, vergleichen wir hier diese Grössen für beide Wandaufbauten «offen» und «reduziert».

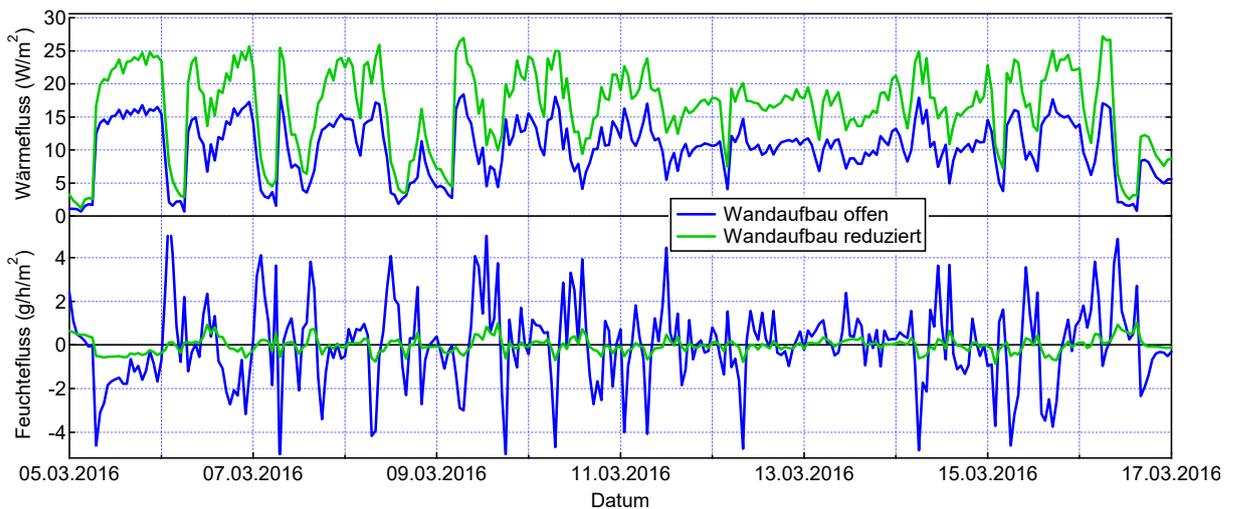


Abbildung 9: Feuchte- und Wärmefluss auf der warmen Seite der Dämmung (Grenzfläche 3) für beide Wandaufbauten «offen» und «reduziert» (Abbildungen 3 und 5).

Diskussion Abbildung 9:

1. Der Wärmefluss im Wandaufbau «offen» ist kleiner als im Wandaufbau «reduziert», da der Wandaufbau «offen» eine dickere Luftkammer hat als der Luftspalt im Wandaufbau «reduziert». Das Verhältnis der Wärmeflüsse ist ca. 1.6 und entspricht dem Verhältnis der gesamten senkrechten thermischen Leitfähigkeiten der beiden Wandaufbauten.
2. Der Feuchtefluss auf der warmen Seite der Dämmung (Grenzfläche 3) fluktuiert um Null, d.h. es fließt Feuchte in die Dämmung hinein und aus der Dämmung heraus. Die Richtung des Feuchteflusses ändert innerhalb von wenigen Stunden.
3. Der Feuchtefluss im Wandaufbau «offen» ist wie erwartet signifikant grösser wie im «reduzierten» Fall.

Dass der Feuchtefluss in beide Richtungen geht, wird auch ersichtlich aus der Flächenfeuchte, die man erhält durch Integration des Feuchtegehalts über die Dämmungsdicke. Als Referenz für die Gewichtszunahme durch die Flächenfeuchte kann man die Flächendichte von Melamin nehmen, welche 200 g/m^2 bei einer Dicke von 2 cm beträgt.

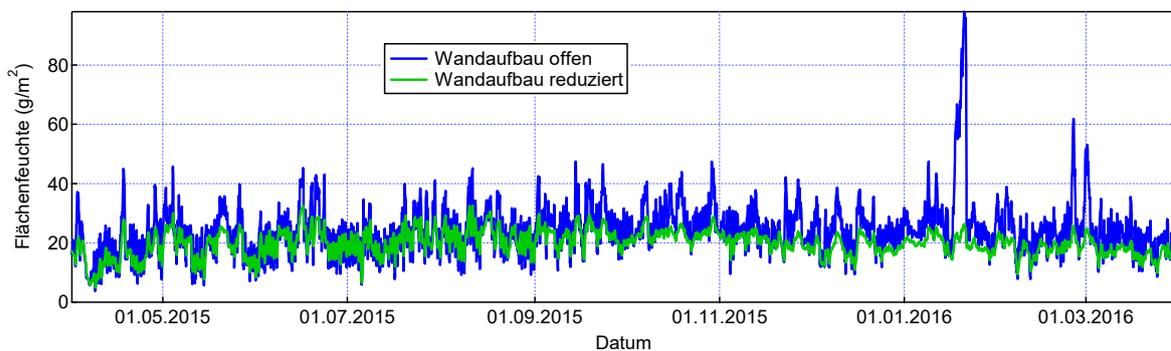


Abbildung 10: Über die Dicke der Dämmung integrierter Feuchtegehalt (Flächenfeuchte) für beide Wandaufbauten über ein ganzes Jahr.

Diskussion Abbildung 10:

1. Die Flächenfeuchte fluktuiert zeitlich, zeigt aber keine Langzeitänderung. D.h. es gibt keine Feuchteansammlung und die Dämmung trocknet nach einer Anfeuchtung immer wieder aus.
2. Die zeitlichen Änderungen der Flächenfeuchte sind im Wandaufbau «reduziert» kleiner als im Wandaufbau «offen», weil der Feuchtefluss im letzten Fall grösser ist.
3. Der Wassergehalt der Dämmung erhöht die Masse der Dämmung typischerweise um 5-20 %.
4. Die Flächenfeuchte im Wandaufbau «reduziert» ist meistens geringer als im Wandaufbau «offen».

5. Diskussion

Mit der verwendeten Software Comsol Multiphysics kann der Feuchte- und Wärmetransport in homogenen Wandaufbauten über ein ganzes Jahr (oder länger) berechnet werden. Wie bei allen numerischen Berechnungen sind die Resultate nur so gut wie das zugrundeliegende Modell [1] und die Materialdaten [3-6]. Wir haben mit gemessenen Umweltdaten (Temperatur, Feuchte, Geschwindigkeit, ...) aus einer Messserie mit dem Flirt der SOB gearbeitet. Berechnungen mit Umweltdaten der RhB ergeben ähnliche Resultate, und an den Schlussfolgerungen und Empfehlungen sollte sich nichts grundlegend ändern. Die berechneten Geometrien sind realitätsnah, wobei betont werden muss, dass wir 1-dimensionale Berechnungen durchgeführt haben, welche einem homogenen Wandaufbau entsprechen (beim Wandaufbau «reduziert» wurde Feuchtetransport in eine 2. Dimension auf 1-dimensionalen Feuchtetransport abgebildet). 2- und 3-dimensionale Berechnungen sind möglich und im Kontext von Kältebrücken erforderlich (Ausblick 6.3).

Die verwendeten Materialdaten sind grösstenteils bekannt und zuverlässig. Die Ausnahmen sind die Materialdaten der Melaminharzschaumdämmung. Der Flüssigwassertransportkoeffizient von Melaminharzschaum ist unbekannt und wurde deshalb auf null gesetzt, was bedeutet, dass der Flüssigwassertransport nicht berechnet wurde (obwohl er rein softwaretechnisch berechnet werden könnte). Die Berücksichtigung von Flüssigwassertransport würde eine Reduktion des Feuchteflusses bewirken, weil der Kapillarwassertransport entgegen dem Wasserdampftransport verläuft. Die Feuchteproblematik wird in unseren Berechnungen deshalb leicht überbewertet. Zudem bestehen grössere Unsicherheiten bezüglich dem Feuchtegehalt und der Wärmeleitfähigkeit der Dämmung bei hohen Feuchten. Die unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten des feuchten und des trockenen Dämmmaterials haben wenig Auswirkung auf globale und langfristige Betrachtungen. Der Einfluss unterschiedlicher Feuchtegehaltfunktionen ist lokal und über kurze Zeiträume bedeutend. Aber auch hier ist das grundlegende Verhalten ganzer Wandaufbauten und über lange Zeiträume praktisch gleich. Dementsprechend sind die Schlussfolgerungen und Empfehlungen in diesem Bericht robust gegenüber Unsicherheiten der Materialdaten.

6. Schlussfolgerungen und Empfehlungen

6.1. Schlussfolgerungen

1. Die Feuchtigkeit in der Dämmung akkumuliert nicht während einem Jahr.
2. Ein erhöhter Wassergehalt in der Dämmung trocknet meistens innerhalb von Stunden wieder aus. Nur während längeren Kälteperioden kann der Wassergehalt über mehrere Tage hoch sein.
3. Wenn der Wassergehalt erhöht ist, ist diese Erhöhung nur innerhalb von wenigen Millimetern auf der kalten Seite der Dämmung. Der Wärmefluss erhöht sich deshalb nur geringfügig, da die Feuchte und damit die thermische Leitfähigkeit des grössten Teils der Dämmung tief bleiben.
4. Der berechnete Wassergehalt ist immer viel kleiner als der maximale Wassergehalt, den die Dämmung aufnehmen kann. Dementsprechend wird kein Abfliessen von Kondensationswasser erwartet.
5. Reduzierter Feuchtetransport zwischen Dämmung und Umgebungsluft führt zu tieferem Feuchtegehalt in der Dämmung. In diesem Fall findet der Feuchtetransport primär innerhalb der Dämmung statt.
6. Bei einem offenen Wandaufbau findet ein dauernd wechselnder Feuchteaustausch (bidirektional) zwischen Dämmung und Umgebungsluft statt.
7. Der Wärmefluss ist primär durch die Dicke der Dämmung gegeben und nur in geringem Mass von der Feuchte in der Dämmung abhängig (siehe auch 3. Schlussfolgerung).

6.2. Empfehlungen

1. Der Feuchtegehalt in der Dämmung kann tief gehalten werden, wenn der Feuchtestrom reduziert ist. Dies kann erreicht werden mit kaschierten Dämmungen oder feuchtedichten Innenraumverkleidungen (wenige undichte Stellen in der GFK Wand).
2. Bei Wandaufbauten, die Feuchteaustausch mit dem Innenraum erlauben, kann eine starke Erhöhung des Feuchtegehalts in der Dämmung während der kalten Jahreszeit verhindert werden indem der Wagen regelmässig in eine warme Halle eingestellt wird.
3. Wenn der Wandaufbau nur geringen Feuchtestrom zulässt, sollte die Dämmung bei geringer relativen Umgebungsfeuchte eingebaut werden.
4. Die Dämmung sollte immer direkt auf der Aussenhülle aufgeklebt werden (wie im Moment praktiziert mit Melaminharzschaumdämmungen). Bei einem Luftspalt zwischen Dämmung und Aussenwand könnte es zu abfliessendem Kondenswasser an der Aussenwand kommen.

6.3. Ausblick

6.3.1. Dienstleistungsangebot zur Simulation der Kondensation in Zugwänden

Das verwendete Modell ist so in der Software COMSOL Multiphysics implementiert, dass es einfach an andere 1-dimensionale Wandaufbauten angepasst oder mit neuen Umweltdaten durchgerechnet werden kann. Entsprechende Anfragen interessierter Bahnen oder Fahrzeughersteller werden gerne von den Autoren entgegengenommen. Wenn Wandaufbauten mit anderen Dämmmaterialien berechnet werden sollten, ist es unbedingt erforderlich, dass die hygrischen Eigenschaften des Dämmmaterials bekannt sind. Andernfalls können solche durch das Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP in Deutschland ermittelt werden (siehe nächster Abschnitt 6.3.2.).

Ein Angebot für eine solche Dienstleistung kostet im Bereich CHF 8'000 – 12'000, bei einem Zeitaufwand von 40 – 60 Stunden zu einem Stundensatz von CHF 200. Darin inbegriffen sind:

- Anpassung des numerischen Modells in COMSOL Multiphysics
- Berechnung der relevanten physikalischen Grössen
- Auswertung, Diskussion und Interpretation der Daten
- Präsentation oder Kurzbericht der Ergebnisse
- Projektmanagement

Die Bestimmung der hygrischen Eigenschaften des Dämmmaterials (falls unbekannt) sind in diesem Angebotsvorschlag nicht inbegriffen und werden separat angeboten werden.

6.3.2. Bestimmung Materialeigenschaften

Wir gehen davon aus, dass die verwendeten hygrischen Eigenschaften des Melaminharzschaums realistisch sind. Abweichungen von den verwendeten Materialdaten beeinflussen zwar die Berechnungen, sollten unsere Schlussfolgerungen jedoch nicht ändern. Bessere Kenntnisse der hygrischen Eigenschaften, insbesondere des Flüssigwassertransportkoeffizienten und der Feuchtegehaltfunktion, könnten durch das Fraunhofer-Institut für Bauphysik IBP in Deutschland ermittelt werden (Kontaktperson Cornelia Fitz, cornelia.fitz@ibp.fraunhofer.de). Es wurden uns folgende Offerten angeboten:

Pos. 1: Bestimmung der hygrischen Materialkennwerte (komplett)

- Bestimmung der Rohdichte, Reindichte und Porosität
- Bestimmung der Wasserdampfdurchlässigkeit im Trocken- und Feuchtbereich
- Bestimmung des Wasseraufnahmekoeffizienten
- Bestimmung der Feuchtegehaltfunktion im Adsorptionsverfahren bei 65, 80, 93 und 97 % RH
- Bestimmung der freien Wasseraufnahme
- Ermittlung der Kapillartransportkoeffizienten für die Wasseraufnahme
- Trocknungsversuch zur Ermittlung der Transportkoeffizienten für die Weiterverteilung

Kosten für Pos. 1: Euro 4.500,- (Packetpreis)

Pos. 2: Bestimmung der Feuchtespeicherfunktion

- Bestimmung der Feuchtespeicherfunktion im Adsorptionsverfahren bei 65, 80, 93 und 97 % RH
- Bestimmung der freien Wasseraufnahme (Endpunkt der Feuchtespeicherfunktion)

Kosten für Pos. 2: Euro 2.200,-

6.3.3. Berechnungen von Kältebrücken in Zugwänden

Kältebrücken durch Wärmedämmungen sind bekannt als Ursache für Wärmeverluste. Zusätzlich können sie auch zu lokal erhöhter Wasserdampfkondensation führen. Kältebrücken sind in Zugwänden vorhanden, da Objekte auf welche grosse Kräfte wirken (wie z.B. Sitze) an der Aussenwand montiert werden. Bei der Montage werden teilweise Kunststoffverbindungselemente mit geringer thermischer Leitfähigkeit eingesetzt. Zusätzlich werden aufgrund der hohen mechanischen Belastbarkeit metallische Verbindungselemente verwendet. Die hohe thermische Leitfähigkeit von Metall führt dazu, dass bei tiefen Aussenwandtemperaturen diese Verbindungselemente «kalt». Da sie in direktem Kontakt mit dem Innenraum sind kann es auf der Oberfläche dieser Kältebrücken zu Wasserdampfkondensation kommen, wenn die Temperatur des Verbindungselements unterhalb des Taupunkts der Innenraumluft ist. Diese Situation wurde im vorliegenden Projekt nicht untersucht, könnte jedoch in einem Folgeprojekt mit einem ähnlichen Modell berechnet werden. Es muss dabei beachtet werden, dass eine solche Berechnung mit einem 3-dimensionalen Modell (oder quasi 2-dimensionalen Modell mit Einbezug einer Rotationssymmetrie) durchgeführt werden muss und deshalb numerisch aufwändiger ist.

6.3.4. Modellerweiterung mit Einbezug des Phasenübergangs flüssig-fest (gefrieren)

Im aktuellen Modell wird der Phasenübergang flüssig-fest nicht einbezogen. D.h. die Feuchte gefriert im aktuellen Modell nicht, auch wenn die Temperatur tiefer als 0°C ist. Eine Erweiterung des Modells, welche diesen Phasenübergang mit einbezieht, wäre möglich. Dadurch könnte man evaluieren, ob und in welchem Masse Eisbildung vorkommen kann. Man könnte mit den hier verwendeten Wandaufbauten und Messdaten arbeiten, andere Messdaten und Wandaufbauten verwenden, oder hypothetische, repräsentative Szenarien zusammenstellen.

Symbol und Abkürzungsverzeichnis

RH	Relative Luftfeuchtigkeit
SOB	Südostbahn
RhB	Rhätische Bahn

Literaturverzeichnis

- [1] SN EN 15026:2007; SIA 180.226, *Wärme- und feuchtetechnisches Verhalten von Bauteilen und Bauelementen - Bewertung der Feuchteübertragung durch numerische Simulation*, 2007.
- [2] Hartwig M. Künzel, *Verfahren zur ein- und zweidimensionalen Berechnung des gekoppelten Wärme- und Feuchtetransports in Bauteilen mit einfachen Kennwerten*, Stuttgart, 1994.
- [3] Folke Björk, Tomas Enochsson, *Properties of thermal insulation materials during extreme environment changes*, Construction and Building Materials, Volume 23, 2009.
- [4] Bericht Nr. 73DL-006676-P-01-PB-01, *U-Wert-Messung an einer Waggonwand und Wärmedurchgang unter Kondensatbildung*, Berner Fachhochschule (Architektur, Holz und Bau; Institut für Holzbau, Tragwerke und Architektur), 2015.
- [5] Francesco D'Alessandro, Giorgio Baldinelli, Francesco Bianchi, Sara Sambuco, Alessandra Rufini, *Experimental assessment of the water content influence on thermo-acoustic performance of building insulation materials*, Construction and Building Materials, Volume 158, 2018.
- [6] Matthias Tuchschnid, Peter Wüst, *Bibliothek Wärmedämmmaterialien*, SBB AG Energiemanagement, 2016.

Anhang

1. Modellierung

Die Berechnung von Feuchte- und Wärmetransport hat eine lange Tradition im Gebäudebereich. Vor der Einführung von computergestützten Berechnungen, wurde das Glaser-Verfahren angewendet, welches jedoch einige Vereinfachungen beinhaltet. Insbesondere werden nur stationäre Situationen berechnet, und es werden keine Materialeigenschaften, welche sich unter Temperatur und Feuchte verändern, berücksichtigt. Diese Nachteile sind in aktuellen computergestützten Verfahren, wie z.B. Comsol Multiphysics oder WUFI (**W**ärme **U**nd **F**euchte **I**nstationär, Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der angewandten Forschung) behoben. Die hier verwendete Software Comsol Multiphysics bietet insbesondere folgende Vorteile:

- Latente Wärme von Wasserdampf wird einbezogen (Kondensations- und Verdampfungswärme)
- Berechnung von 3-dimensionalen Strukturen ist möglich (wurden hier aber noch nicht verwendet). D.h. Wärmebrücken und Diskontinuitäten (z.B. Lüftungsschlitze) können einbezogen werden.
- Zeitaufgelöste, instationäre Berechnungen sind möglich.
- Durch Variationen können schnell die relevanten Parameter identifiziert und Optimierungen vorgeschlagen werden.

1.1. Feuchte- und Wärmetransportgleichungen

Im Folgenden werden die relevanten Gleichungen eingeführt und erklärt. Zuerst sind die Gleichungen in allgemeiner Form gezeigt, so wie sie in der Simulation verwendet werden. Dann werden die Gleichungen auf eine räumliche Dimension reduziert, um die zugrundeliegende physikalischen Prozesse einfacher zu erläutern und darzustellen.

Die allgemeinen Gleichungen für den Wärme- und Feuchtetransport basieren auf den sogenannten Kontinuitätsgleichungen für die Erhaltungsgrößen Wärmeenergiedichte und Feuchtegehalt. Die Gleichungen lauten:

Wärmetransport:
$$\frac{\partial H}{\partial t} + \nabla \cdot q = S_h$$

Feuchtetransport:
$$\frac{\partial w}{\partial t} + \nabla \cdot (g_w + g_v) = G$$

$H \left[\frac{J}{m^3} \right]$ Wärmeenergiedichte, Enthalpiedichte

$q \left[\frac{W}{m^2} \right]$ Wärmestromdichte durch Wärmeleitung

$S_h \left[\frac{W}{m^3} \right]$ Wärmequelle oder -senke

$w \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ Feuchtegehalt (flüssiges Wasser und Wasserdampf)

$g_w \left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$ Flüssigtransportstromdichte

$g_v \left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$ Dampfdiffusionsstromdichte

$G \left[\frac{kg}{m^3 s} \right]$ Feuchtequelle oder -senke

In Worten bedeuten diese zwei Gleichungen:

- Die Wärmeenergie (ausgedrückt weiter unten mit der Temperatur T) ändert sich durch Wärmeleitung und Wärmequelltermen. Einer dieser Quellterme ist die Kondensations-/Verdampfungswärme.
- Der Feuchtegehalt ändert sich durch Flüssigwasser- und Dampftransport oder durch eine Feuchtequelle/-senke.

Der Feuchtegehalt w beinhaltet sowohl Flüssigwasser wie auch gasförmiges Wasser (Wasserdampf), weil innerhalb eines porösen Materials (Dämmstoff) die Unterscheidung der zwei Aggregatzustände oft nicht eindeutig ist.

In einem porösen Material hat der Transport von Flüssigwasser und Wasserdampf durch das Material Einfluss auf die Wärmebilanz. Während der vom Transport von Flüssigwasser in einem Temperaturgradienten bewirkte Enthalpiestrom vernachlässigbar ist, muss der mit einem Phasenübergang (Kondensieren oder Verdunsten) assoziierte latente Enthalpiestrom im Quellterm S_h berücksichtigt werden. Es gilt

$$S_h = -h_e \nabla \cdot g_v + Q$$

mit der latenten Verdampfungs-/Kondensationsenthalpie h_e .

Das treibende Potential des Dampfdiffusionsstromes g_v ist der Partialdruck des Wasserdampfes,

$$p_v = \varphi \cdot p_{v,sat}$$

wobei φ die relative Feuchte und $p_{v,sat}$ den temperaturabhängigen Sättigungspartialdruck des Wasserdampfes verkörpern. Die Dampfdiffusionsstromdichte g_v lässt sich demnach ausdrücken als

$$g_v = -\delta_p \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}).$$

Der Vorfaktor δ_p ist die Wasserdampfpermeabilität des porösen Materials.

Die Flüssigtransportstromdichte g_w verkörpert die Kombination von Kapillartransport (Kapillarer Unterdruck saugt Wasser in die Kapillare) und Diffusion von adsorbiertem Wasser entlang der Kapillaroberflächen. Dieser kombinierte Flüssigtransport kann in einem porösen Material mit einem Diffusionsansatz formuliert werden:

$$g_w = -D_w \cdot \nabla w,$$

wobei der Flüssigwassertransportkoeffizient D_w stark zunimmt mit steigendem Feuchtegehalt w .

Mit den Stromdichten g_v und g_w ergeben sich aus den Kontinuitätsgleichungen für die Wärmeenergiedichte $H = c \cdot \rho \cdot T$ und für den Wassergehalt w folgende Gleichungen:

Wärmetransport:
$$(c_m \cdot \rho_m + c_w \cdot w) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla \cdot \left(\lambda \cdot \nabla T + h_e \cdot \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}) \right) = Q$$

Feuchtetransport:
$$\frac{\partial w}{\partial t} - \nabla \cdot \left(D_w \cdot \nabla w + \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}) \right) = G$$

In der Folge ist die Bedeutung der Symbole mit Einheiten in der Reihenfolge des Erscheinens in den Gleichungen angegeben. Die Symbole sind identisch oder angelehnt an die europäische Norm EN 15026:2007 (SIA 180.226) [1]:

$c_m \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ spezifische Wärmekapazität des trockenen Materials.

$\rho_m \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ Dichte des trockenen Materials.

$c_w \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ spezifische Wärmekapazität von Wasser. $c_w = 4180 \frac{J}{kg \cdot K}$

$w(\varphi) \left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Feuchtegehalt (flüssiges Wasser und Wasserdampf). w nimmt mit zunehmender relativen Feuchte zu. Die Zunahme ist besonders gross wenn φ nahe 1 ist.
$T(x, t) [K, ^\circ C]$	Temperatur. Da nur Differenzen der Temperatur relevant sind, kann die Einheit K oder $^\circ C$ sein.
$\lambda(w) \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Wärmeleitfähigkeit. λ nimmt typischerweise mit zunehmender Feuchte zu.
$h_e \left[\frac{J}{kg} \right]$	spezifische latente Verdampfungs-/Kondensationsenthalpie.
$\delta_0(T) \left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$	Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf (Wasserdampfpermeabilität) in Luft. Die Temperaturabhängigkeit ist in der Simulation implementiert, jedoch gering. Bei einer Temperaturerhöhung von $-10^\circ C$ auf $30^\circ C$ nimmt δ_0 um ca. 10% zu. $\delta_0 \approx 2 \cdot 10^{-10} \frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa}$
$\delta_p = \frac{\delta_0}{\mu} \left[\frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \right]$	Diffusionsleitkoeffizient von Wasserdampf (Wasserdampfpermeabilität) im Material.
μ	einheitenlose Diffusionswiderstandszahl. Verhältnis der Diffusionsleitkoeffizienten in Luft und im Material.
$\varphi(x, t)$	relative Feuchte.
$p_{v,sat}(T) [Pa]$	absoluter Sättigungsdampfdruck.
$Q \left[\frac{W}{m^3} \right]$	zusätzliche Heiz- oder Kühlquellen im Innen- oder Aussenbereich des Wagens.
$D_w \left[\frac{m^2}{s} \right]$	Flüssigwassertransportkoeffizient.
$G \left[\frac{kg}{m^3 \cdot s} \right]$	zusätzliche Feuchtequelle oder –senke im Innen- oder Aussenbereich des Wagens.

Der Nabla Operator ∇ ist ein Ableitungs-/Differenzialvektor, weshalb die zwei Kontinuitätsgleichungen Differentialgleichungen sind. Sie haben als Lösungen die Temperatur T , den Feuchtegehalt w , und die relative Feuchte φ (grün gekennzeichnet) als Funktion der Zeit und des Ortes. Der Feuchtegehalt beinhaltet sowohl Flüssigwasser wie auch gasförmiges Wasser (Wasserdampf), weil innerhalb eines porösen Materials (Dämmstoff) die Unterscheidung der zwei Aggregatzustände oft nicht eindeutig ist. Die zwei Differentialgleichungen für Wärme- und Feuchttransport sind gekoppelt. Das bedeutet, dass die 3 Funktionen T , w und φ direkt, oder indirekt durch die Abhängigkeiten der Materialparameter der 3 Funktionen in beiden Gleichungen vorkommen. Die zwei Gleichungen müssen also miteinander gelöst werden und können nicht sequentiell behandelt werden. Das heisst, man kann NICHT zuerst ein Temperaturprofil aufgrund der Wärmetransportgleichung ausrechnen und daraus ein Feuchteprofil berechnen.

Im Allgemeinen erlauben uns zwei Gleichungen zwei Funktionen zu berechnen, weshalb das System ohne zusätzliche Information unterbestimmt ist. Die Zusatzinformation erhalten wir durch den Zusammenhang zwischen dem Feuchtegehalt mit der relativen Feuchtigkeit. **Der Feuchtegehalt der Materialien $w(\varphi)$ in Abhängigkeit der relativen Feuchte φ muss also bekannt sein.** Dann können wir die Gleichung für den

Feuchtetransport umschreiben, so dass nur noch die relative Feuchtigkeit φ als unbekannte Funktion erscheint.

Feuchtetransport:
$$\frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} - \nabla \left(D_W \cdot \frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \nabla \varphi + \frac{\delta_0}{\mu} \cdot \nabla (\varphi \cdot p_{v,sat}) \right) = G$$

Somit ergeben sich 2 Gleichungen mit 2 unbekannt Funktionen T und φ , die nun numerisch berechnet werden können als Funktionen der Position und der Zeit.

1.2. 1-dimensionale Betrachtung und Erklärung der Gleichungen

Um die Bedeutung des Nabla Operators ∇ und den physikalischen Hintergrund der Gleichungen besser zu beschreiben, reduzieren wir das Problem auf eine Dimension, sinnvollerweise die Koordinate x senkrecht zur Wand. Diese Vereinfachung entspricht einem Wandaufbau in Schichten, die parallel zur Wand unveränderlich sind. Die Feuchte und die Wärme fließen senkrecht zur Wandoberfläche in Richtung x . In dieser Situation ist $\nabla = \frac{\partial}{\partial x}$, nämlich die Ableitung (Differenzial) nach der Koordinate x .

Die 1-dimensionale Wärmetransportgleichung lautet:

$$\underbrace{(c_m \cdot \rho_m + c_w \cdot w)}_{(a)} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\underbrace{\lambda}_{(b)} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + h_e \cdot \underbrace{\frac{\delta_0}{\mu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\varphi \cdot p_{v,sat})}_{(c)} \right) = Q$$

Die Wärmetransportgleichung beschreibt, wie sich die Temperatur eines Volumenelements zeitlich ändert (a) aufgrund von Wärmeleitung (b), Kondensationswärmestrom (c) und durch eine zusätzliche Wärmequelle Q .

In unserem Fall hat Q nur eine Relevanz auf der Aussenseite (Kühlung durch Umgebungsluft oder Heizung durch Sonneneinstrahlung) und auf der Innenseite der Zugwand (Zugsheizung). Innerhalb der Zugwand gilt $Q = 0$. Der Term (b) beschreibt die Wärmeleitung getrieben von einer Temperaturdifferenz $\frac{\partial T}{\partial x}$. Der Term (c) beschreibt den mit der Wasserdampfdiffusion assoziierten Fluss an latenter Wärme aufgrund von Wasserdampfkondensation. Kondensation in einem Volumenelement bewirkt beispielsweise, dass der Zufluss an Wasserdampf in das Volumenelement grösser ist als der Abfluss. Der damit verbundene Netto-Zufluss an latenter Wärme bewirkt so lange eine Zunahme der Wärmeenergie im Volumenelement, bis sich ein Temperaturprofil mit entgegengesetztem Netto-Abfluss an Wärmeenergie durch Wärmeleitung [Term (b)] eingestellt hat. Der Dampfdruck ist getrieben durch eine örtliche Änderung $\frac{\partial}{\partial x}$ des absoluten Dampfdrucks $p_v = \varphi \cdot p_{v,sat}$.

Die 1-dimensionale Feuchtetransportgleichung lautet:

$$\underbrace{\frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t}}_{(d)} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\underbrace{D_W \cdot \frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial x}}_{(e)} + \underbrace{\frac{\delta_0}{\mu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} (\varphi \cdot p_{v,sat})}_{(f)} \right) = G$$

Die Feuchtetransportgleichung beschreibt, dass der Feuchtegehalt eines Volumenelements sich zeitlich ändert (d) aufgrund von Flüssigwasserfluss (e), Wasserdampfdruck (f) und durch eine zusätzliche Feuchtequelle G . Die Feuchtetransportgleichung in Zugwänden ist nur im Dämmmaterial oder in Hohlräumen relevant.

Innerhalb der Wand ist $G = 0$ und auf der Innenseite der Wand wird G durch die Innenraumfeuchtigkeit bestimmt. Da die Aussenseite der Zugwand (Metallhülle) keine Feuchte durchlässt, ist G auf der Wandaussenseite null. Der Term (e) beschreibt den flüssigen Anteil der Feuchteleitung, d.h. den Transport von Kapillarwasser und die Oberflächendiffusion von an den Kapillarwänden adsorbiertem Wasser. Wie alle Betrachtungen hier ist dieser Transport senkrecht zur Wand und beinhaltet kein Abfließen durch Gravitation. Der Feuchtetransport ist getrieben von einer örtlichen Änderung der Feuchte $\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial x}$. Dieser direkte Flüssigwassertransport ist zwar im physikalischen Modell implementiert, wurde jedoch aus Unkenntnis des relevanten Materialparameters D_W auf null gesetzt. Das

heisst jedoch nicht, dass es überhaupt keinen Wassertransport gibt. Wassertransport ist berücksichtigt mittels Dampfdruck, Term (f), welcher durch eine örtliche Änderung $\frac{\partial}{\partial x}$ des absoluten Dampfdrucks ($\varphi \cdot p_{v,sat}$) getrieben ist. Der Feuchtegehalt wird sich also so lange ändern, bis der absolute Dampfdruck innerhalb der Wand konstant ist. Wenn ein Temperaturgradient innerhalb der Wand besteht, muss dementsprechend die relative Feuchte im kalten Bereich grösser als im warmen Bereich sein, damit der absolute Dampfdruck konstant ist (Sättigungsdampfdruck ist grösser bei hohen Temperaturen und umgekehrt).

1.3. Relevante Zeitskalen

Oft ist es sinnvoll grobe Abschätzungen zu machen, um zu evaluieren, auf welchen Zeitskalen die verschiedenen Prozesse stattfinden. Wenn wir die Kopplung der Feuchte- und Wärmetransportgleichung vernachlässigen und keine Kondensation in Betracht ziehen, können wir in einer 1-dimensionalen Geometrie Zeitskalen τ sowohl für den Feuchte- wie auch den Wärmetransport abschätzen. D.h. wir können abschätzen, auf welchen Zeitskalen sich Feuchte- oder Temperaturverteilungen in einer Wandschicht mit Dicke d verändern, wenn die Umgebungsbedingungen wechseln. Die folgenden Zeitkonstanten erhält man, wenn man die Differentiale in den Transportgleichungen in Differenzenquotienten ändert: $\partial T \rightarrow \Delta T$; $\partial t \rightarrow \tau$; $\partial x \rightarrow d$

Für den Wärmetransport erhält man die thermische Zeitkonstante τ_{th} :

$$\tau_{th} = \frac{(c_m \cdot \rho_m + c_w \cdot w) \cdot d^2}{\lambda}$$

Eine weitere Abschätzung zeigt, dass die Kondensation [Term (c)], die nicht berücksichtigt ist, eine Zeitkonstante liefert, die ähnlich wie die hier berechnete Zeitkonstante τ_{th} ist. Die Grössenordnung von τ_{th} ändert sich also nicht.

Bei der Zeitkonstante τ_F für den Feuchtetransport müssen wir unterscheiden zwischen jener in der Dämmung und jener in Luft.

Dämmung:
$$\tau_F = \frac{\partial w}{\partial \varphi} \cdot \frac{\mu \cdot d^2}{\delta_0 \cdot p_{v,sat}} \approx 2 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{1}{2 \cdot 10^{-10} \frac{kg}{m \cdot s \cdot Pa} \cdot 1000 Pa} \cdot \mu \cdot d^2 = 10^7 \frac{s}{m^2} \cdot \mu \cdot d^2$$

Diese Abschätzung ist nur gültig für rel. Feuchten < 95%. Bei grösseren Feuchten nimmt der Feuchtegehalt rapide mit der rel. Feuchte zu, weshalb $\frac{\partial w}{\partial \varphi}$ um einen Faktor 1000 grösser sein kann. Da normalerweise in einem transienten Zustand der Bereich mit einem grossen Feuchtegehalt relativ dünn ist (die Dicke d ist klein, z.B. nur 10% der eigentlichen Dämmungsdicke), wird τ_F typischerweise nur um einen Faktor 10 grösser.

Die Zeitkonstante für den Feuchtetransport in Luft folgt aus der Diffusionsgleichung für Wasserdampf in Luft:

$$\tau_F = \frac{d^2}{D_0} = \frac{d^2}{2.6 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 4 \cdot 10^4 \frac{s}{m^2} \cdot d^2 \quad (D_0: \text{Dampfdiffusionskoeffizient in Luft})$$

Hier geht es nur um Grössenordnungen, weshalb typische Werte für die verschiedenen Parameter eingesetzt wurden.

Für die Elemente eines Wandaufbaus [5,6], erhalten wir folgende Zeitskalen:

	d [mm]	λ [W/mK]	c_m [J/kgK]	ρ_m [kg/m ³]	μ	τ_{th}	τ_F
Aussenhülle Aluminium	8	240	900	2700	-	1 s	-
Melaminharzschaum	20	0.03	1000	10	1.5	2 min	100 min
Glaswolle	20	0.03	850	30	1.5	6 min	100 min
Luft	16	0.026	1000	1.2	1	10 s	10 s
GFK	4	0.25	1200	1800	-	2 min	-

Tabelle A1: Zeitskalen für den Feuchte- und Wärmetransport in versch. Materialien

Wenn wir nun die Kopplung zwischen Feuchte- und Wärmetransport in Betracht ziehen, dann wird das System durch den langsameren Prozess dominiert. D.h. die verschiedenen Wandschichten reagieren auf verschiedenen Zeitskalen auf Änderungen der Umgebungsbedingungen:

- Metallene Aussenhülle mehrere Sekunden
- Innenverkleidung mehrere Minuten
- Dämmung mehrere Stunden

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die erwarteten Prozesse maximal mehrere Stunden beanspruchen und das System also keine Hysterese-Effekte im Bereich von Tagen und noch länger zeigen wird.

1.4. Randbedingungen Wärmetransport

An der Innen- und Aussenseite der Wand findet ein Wärmeaustausch mit der Umgebung statt. An der Aussenseite der Wand gibt es Wärmezufuhr aufgrund der Sonneneinstrahlung und erzwungene oder freie Konvektion, je nachdem ob der Zug fährt oder stillsteht. An der Innenseite der Wand dominiert freier konvektiver Wärmestrom. Auf beiden Seiten gibt es zudem noch einen Wärmeaustausch aufgrund von Wärmestrahlung.

1.4.1. Sonneneinstrahlung

Die Sonneneinstrahlungsdaten standen uns von der linken und rechten Zugshälfte zur Verfügung. Im Modell wurde der Mittelwert der zwei Datenreihen (rechte und linke Zugshälfte) verwendet, da auch die Temperatur- und Feuchteangaben aus dem Innenraum über den Innenraum gemittelt sind. Um aus der Sonnenstrahlung die effektive Wärmezufuhr zu erhalten, muss man den optischen Absorptionsgrad der Aussenwand kennen. Dieser hängt von der Farbe und Beschriftung ab. Ohne weitere Detailkenntnisse haben wir einen **Absorptionsgrad von 0.5** für sichtbares Sonnenlicht verwendet.

1.4.2. Wärmestrahlung

Die Wärmestrahlung $Q_{Strahlung}$ wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten $h_{Strahlung}$ modelliert und ist angetrieben durch die Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur der Wand T_W und der Lufttemperatur T_L der entfernten Umgebung. In diesem Ansatz wurde das Stefan-Boltzmann Gesetz für die Abstrahlung linearisiert:

$$Q_{Strahlung} = \sigma \cdot (T_W^4 - T_L^4) \approx h_{Strahlung} \cdot (T_L - T_W) \approx 5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (T_L - T_W)$$

$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$: Stefan-Boltzmann Konstante.

Wir nehmen dabei an, dass der Emissionsgrad der metallenen Wagenhülle für Wärmestrahlung 1 ist.

1.4.3. Konvektion

Der konvektive Wärmestrom Q_{konv} wird durch den Wärmeübergangskoeffizienten h_{konv} modelliert und ist angetrieben durch die Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur der Wand T_W und der Lufttemperatur T_L der entfernten Umgebung. Der konvektive Wärmestrom setzt sich zusammen aus freier und erzwungener Konvektion.

Auf der Innenraumseite der Wand herrscht nur freie Konvektion:

$$Q_{konv,innen} = h_{frei,innen} \cdot (T_L - T_W) = 3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (T_L - T_W)$$

Wenn der Zug fährt, wirkt eine sogenannte erzwungene Konvektion an der Aussenwand, welche gegeben ist durch die Geschwindigkeit v des Zugs mit dem folgenden Wärmeübergangskoeffizienten:

$$h_v = 7 \cdot v^{0.8} \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Die Geschwindigkeit wird einheitenlos in $\frac{m}{s}$ in obige Gleichung eingesetzt.

Bei kleinen Geschwindigkeiten $v < 1.6 \frac{m}{s} = 5.6 \frac{km}{h}$ dominiert freie (natürliche) Konvektion, weshalb dann der Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion verwendet wird:

$$h_{frei,aussen} = 10 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Da an der Aussenseite auch bei Stillstand des Zugs die Luft öfters in Bewegung ist (Wind) wird typischerweise ein grösserer Wärmeübergangskoeffizient für Aussen- wie für Innenwände verwendet. Dieser entspricht einer durchschnittlichen Windbewegung von $1.6 \frac{m}{s}$. Der Wert von $1.6 \frac{m}{s}$ bezieht sich auf eine Windanströmung des Zuges von vorne, d.h. alle Seitenflächen des Zuges werden mit derselben Geschwindigkeit angeströmt. Bei Anströmung aus beliebiger Richtung entspricht der Wärmeübergangskoeffizient der freien Konvektion einer durchschnittlichen Windgeschwindigkeit von 2.0 m/s. Dieser Wert ist repräsentativ für das Schweizer Mittelland.

$h_{frei,aussen}$ wird auch verwendet, wenn sich der Wagen in der Einstellhalle befindet. Diese Situation wird nicht speziell behandelt.

1.5. Randbedingungen Feuchtetransport

Da alle Züge eine metallene Aussenhülle haben, ist der Feuchtetransport nach aussen null. An der Innenseite der Wand hängt der Feuchtetransport vom spezifischen Wandaufbau ab. Wir unterscheiden hier zwei Wandaufbauten, in denen der Feuchteausaustausch mit der Innenluft unterschiedlich modelliert wird (siehe nächster Abschnitt).

1.6. Wandaufbauten

Typischerweise sieht der Aufbau einer Zugwand folgendermassen aus:



Abbildung A1: Schematischer Aufbau einer Zugwand

	Material	Typ. Dicke [mm]	Bemerkungen
Metallene Aussenhülle	Aluminium	8	Effektive Dicke des Aluminiums, ohne Lufthohlräume, welche kaum Einfluss auf die Wärmeleitung der Aussenhülle haben.
Dämmung	verschiedene	20 – 40	
Kaschierung	Aluminiumschicht	sehr dünn	Optional! Wird hier weggelassen, da dadurch Feuchtetransport verhindert wird.
Luftkanal/-spalt	Luft	1 – 20 mm	
Innenverkleidung	glasfaserverstärkter Kunststoff (GFK)	4	

Tabelle A2: Materialinformation und geometrische Dimensionen des Wandaufbaus

Aufgrund der Wärme- und Feuchteigenschaften der metallenen Aussenhülle, könnte man meinen, dass diese nicht simuliert werden muss. Denn die metallene Aussenhülle lässt keine Feuchte durch und die thermische Zeitkonstante τ_W und der thermische Widerstand sind sehr klein. Letzterer ist gegeben durch

$$R_{th} = \frac{d}{\lambda}$$

wobei d die Schichtdicke ist. Für die relevanten Schichten in einer typischen Zugwand erhalten wir:

	Typische Dicke [mm]	λ [W/mK]	R_{th} [m ² K/W]
Aussenhülle Aluminium	8	200	0.00004
Melaminharzschaum	20	0.03	0.7
Glaswolle	20	0.03	0.7
GFK	4	0.25	0.016

Tabelle A3: Thermische Widerstände der Wandmaterialien

Wie man sieht ist der thermische Widerstand der metallenen Aussenhülle mehr als 1000 Mal kleiner als jener der Dämmschicht. Mit diesem tiefen thermischen Widerstand und mit einer thermischen Zeitkonstante τ_W von wenigen Sekunden kann man davon ausgehen, dass auch in dynamischen Berechnungen die Aussen- und Innenseite der Aussenhülle immer die gleichen Temperatur haben.

Der Grund, weshalb man die Aussenhülle trotzdem in die numerischen Berechnungen einbeziehen muss, liegt an der Sonneneinstrahlung. Die Sonneneinstrahlung ist die einzige explizite Energiequelle in unseren Berechnungen. Im Unterschied dazu sind Innen- und Aussenluft Wärmereservoir mit vorgegebenen Temperaturen. D.h. wenn die Sonneneinstrahlung im Modell einbezogen wird, muss die gesamte Wand zwischen Innen- und Aussenluft in die Berechnungen einbezogen werden, damit die gesamte thermische Wärmekapazität zum Tragen kommt.

Basierend auf Informationen über den Wandaufbau des FLIRT der SOB und des Steuerwagens BDt 1751 ff der RhB haben wir zwei Wandaufbauten «offen» und «reduziert» berechnet. Die Attribute «offen» und «reduziert» beziehen sich auf den Feuchteausaustausch zwischen der Innenraumfeuchte und der Dämmung. Grundsätzlich bestehen beide Wandaufbauten aus einer Aluminiumaussenwand, einer Dämmung aus Melaminharzschaum, einem Luftspalt/-kammer und einer Innenverkleidung (GFK: glasfaserverstärkter Kunststoff).

1.6.1. Wandaufbau «offen»

Im Wandaufbau «offen» wird angenommen, dass der Feuchteaustausch zwischen der Luftkammer und der Innenraumluft gross ist. In Anlehnung an den Wandaufbau eines Aussenwand-Pfosten des Steuerwagens BDt 1751 ff der RhB führen wir unsere Berechnungen mit dem nebenstehenden Wandaufbau durch. Durch die makroskopische Dicke der Luftkammer gehen wir davon aus, dass der Feuchteaustausch zwischen der Luftkammer und dem Innenraum quasi ungehindert ist und durch Innenwandunterbrüche erfolgt. In der Simulation kann ein ungehinderter Feuchteaustausch zwischen Innenraum und Luftkammer dadurch erreicht werden, dass die GFK Innenraumverkleidung für die Feuchte als durchlässig modelliert wird.

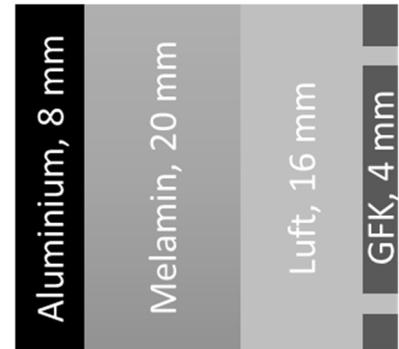


Abbildung A2: Wandaufbau «offen»

Die Aussenwand besteht eigentlich aus einer Aluminium-Struktur mit Luftkammern. Da die Wärmeleitung des Aluminiums jedoch sehr gross ist, spielen die Luftkammern eine sehr geringe Rolle und die Aussenwand kann reduziert werden auf den Metallanteil.

1.6.2. Wandaufbau «reduziert»

Im Wandaufbau «reduziert» wird angenommen, dass der Feuchteaustausch zwischen dem Luftspalt und der Innenraumluft signifikant reduziert ist. Es handelt sich um die Situation, wenn die Innenraumverkleidung «direkt» auf die Dämmung angebracht wird. Diese Situation findet man z.B. im Stadler Rail FLIRT der SOB. In der Praxis gibt es laut Andreas Gerber (SOB) jedoch einen Luftspalt von 1-3 mm (im Modell rechnen wir mit 2 mm) zwischen der Dämmung und der Innenraumverkleidung, so dass der nebenstehende Wandaufbau resultiert. Man könnte nun annehmen, dass diese Wandkonstruktion vollständig feuchtedicht ist. Das ist jedoch nicht der Fall und wir nehmen an, dass in einem lateralen Abstand von 20 cm die GFK Innenverkleidung unterbrochen ist (z.B. durch Befestigungen) und ein Feuchteaustausch zwischen der Luft im Spalt und der Innenluft stattfinden kann. D.h. der Feuchteaustausch zwischen Dämmung und Innenluft wird durch die Feuchtediffusion im Luftspalt parallel zur Wand über eine Distanz von 20 cm bestimmt. Dementsprechend ist er reduziert im Vergleich zum Wandaufbau «offen».

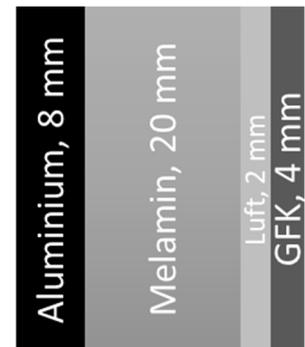


Abbildung A3: Wandaufbau «reduziert»

1.7. Materialeigenschaften

Einige Koeffizienten der modellierten Materialien werden als konstant vorausgesetzt. Diese sind schon in der Tabelle A1 angegeben. Hier gehen wir auf die Koeffizienten ein, welche für Dämmmaterialien relevant sind und die eine Abhängigkeit von den berechneten Grössen Temperatur T , Feuchte φ und Feuchtegehalt w haben.

1.7.1. Diffusionsleitkoeffizient

Der Diffusionsleitkoeffizient der Dämmmaterialien δ_p wird über die Diffusionswiderstandszahl μ und den Diffusionsleitkoeffizient der Luft δ_0 angegeben:

$$\delta_p = \frac{\delta_0}{\mu}$$

Zwischen δ_0 und der Temperatur T und dem Luftdruck p herrscht der phänomenologische Zusammenhang [2]:

$$\delta_0(T, p) = \frac{2 \cdot 10^{-7} \cdot T^{0.8}}{p} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa}} \right]$$

wobei die Temperatur T in K und der Luftdruck p in Pa in diese Formel eingesetzt wird. Bei Normaldruck und Raumtemperatur ist $\delta_0 \approx 2 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{Pa}}$.

1.7.2. Feuchtegehalt

In Dämmstoffen sind Wärmeleitfähigkeit und Feuchtegehalt Funktionen der relativen Feuchte φ und müssen durch Experimente bestimmt werden. Der Feuchtegehalt von Dämmmaterialien ist oft nicht oder nur schlecht bekannt, obwohl der Feuchtegehalt eine zentrale Rolle in Feuchteberechnungen spielt. In unseren Berechnungen beschränken wir uns auf den Dämmstoff Melaminharzschaum. Für diesen haben wir folgende Feuchtegehaltsdaten zusammengetragen:

Rel. Feuchte (%)	Feuchtegehalt (kg/m ³)	Referenz
0	0	Annahme
55	1	[3]
95	2.7	[4]
100	100	[5]

Tabelle A4: Feuchtegehalt Melaminharzschaum

Zwischen den Stützpunkten in Tabelle A4 wurde stückweise kubisch interpoliert.

Den Feuchtegehalt bei RH 100% haben wir mit den Angaben aus dem Bericht der Berner Fachhochschule [5] berechnet. Der maximale Feuchtegehalt von 100 kg/m³ befindet sich in der Dämmung nach einem längeren Kondensationsversuch bei 100% relativer Feuchte. Wir gehen deshalb davon aus, dass Melaminharzschaum einen Feuchtegehalt < 100 kg/m³ halten kann, ohne dass Wasser durch Gravitation abfließt.

1.7.3. Wärmeleitfähigkeit

Die Wärmeleitfähigkeit von Dämmmaterialien hängt vom Anteil der Feuchte im Material ab (Feuchtegehalt). Da Wasser eine grössere Wärmeleitfähigkeit hat wie Luft, nimmt die Wärmeleitfähigkeit von Dämmmaterialien mit zunehmender Feuchte zu. In Ref. [4] wurde der Zusammenhang zwischen Wärmeleitfähigkeit und Feuchte untersucht und z.B. für Melaminharzschaum folgende Beziehung aufgestellt:

$$\lambda_{Melamin}(w) = 0.023 \frac{W}{m \cdot K} + 0.09 \frac{W}{m \cdot K} \cdot \frac{w(\varphi)}{\rho},$$

wobei ρ die Massendichte des trockenen Melaminharzschaumes ist. Dieser Ausdruck für die Leitfähigkeit wurde experimentell in einem Bereich des Wassergehalts von 3 – 30% (Melamin) erstellt. In der Simulation wurde die Formel für $\lambda_{Melamin}(w)$ auch bei signifikant höherem Wassergehalt verwendet.

2. Simulierte Modellsituationen

In diesem Abschnitt führen wir Berechnungen durch, die nur die Dämmung betrachten. Dadurch soll das Verhalten der Dämmung unter verschiedenen Bedingungen und Szenarien gezeigt werden, um ein besseres Verständnis der Feuchte-Eigenschaften der Dämmung zu erlangen. Exemplarisch nehmen wir als Dämmmaterial Melaminharzschaum, wie im Hauptteil des Berichts.

2.1. Geschlossene Wanddämmung

Zuerst wird eine geschlossene Wanddämmung betrachtet, in die keine Feuchte eindringen oder austreten kann. Eine solche Situation entspricht einer Wanddämmung die nach aussen direkt auf die Metallaussenwand aufgeklebt ist und nach innen mit einer Metallfolie kaschiert ist. Annähernd steht diese Situation auf für den Wandaufbau «reduziert». Den Feuchtegehalt in der Dämmung setzen wir fest durch verschiedene Anfangsfeuchten im Bereich 20% - 80% bei einer Temperatur von 20°C (entspricht der Situation beim Einbau der Dämmung). Die Berechnungen starten also mit einer über die Dicke der Dämmung konstanten Feuchtigkeit. Nun berechnen wir die stationäre Temperatur- und Feuchteverteilung

in der Dämmung, wenn die Aussenwand auf -10°C gekühlt wird, währenddessen die Innenwand bei 20°C bleibt.

Abbildung A4(a) zeigt die Temperatur innerhalb der Dämmung, die wie erwartet von aussen (-10°C bei 0 mm) nach innen (20°C bei 20 mm) zunimmt. Der Temperaturverlauf hängt nur gering von der Anfangsfeuchte ab. Zusätzlich sind in dieser Abbildung die Taupunkte für die verschiedenen Anfangsfeuchten angegeben (schwarze Quadrate; höhere Taupunkttemperatur entspricht einer grösseren Anfangsfeuchte). Die Temperatur im Bereich links von diesen Punkten liegt unterhalb des Taupunktes. Ohne Feuchtetransport und die spezielle Feuchtegehaltsfunktion von porösen Materialien wäre die relative Feuchtigkeit in diesem Bereich 100% und die Feuchte würde an beliebigen, makroskopischen Oberflächen kondensieren. Feuchtetransport und die poröse Dämmung ändern die Situation jedoch grundlegend. Abbildung A4(b) zeigt, dass die relative Feuchtigkeit nur bei Anfangsfeuchten von 60% und 80% in die Nähe von RH 100% kommt, und der Bereich mit $RH \lesssim 100\%$ ziemlich klein ist (nur 1-2 mm). Bei tieferen Anfangsfeuchten ist die relative Feuchtigkeit in der gesamten Dämmung $< 90\%$. Grundsätzlich bewirkt der Feuchtetransport innerhalb der Dämmung, dass die relative Feuchte auf der kalten Seite grösser und auf der warmen Seite kleiner ist als der Anfangswert. D.h. auf der Innenseite trocknet die Dämmung aus. Bei RH deutlich unterhalb von 95% nimmt RH ungefähr exponentiell zu mit abnehmender Temperatur, da der Sättigungsdampfdruck ungefähr exponentiell mit der Temperatur abnimmt. Interessant ist, dass ein grösserer Bereich unterhalb als oberhalb der Anfangsfeuchte liegt.

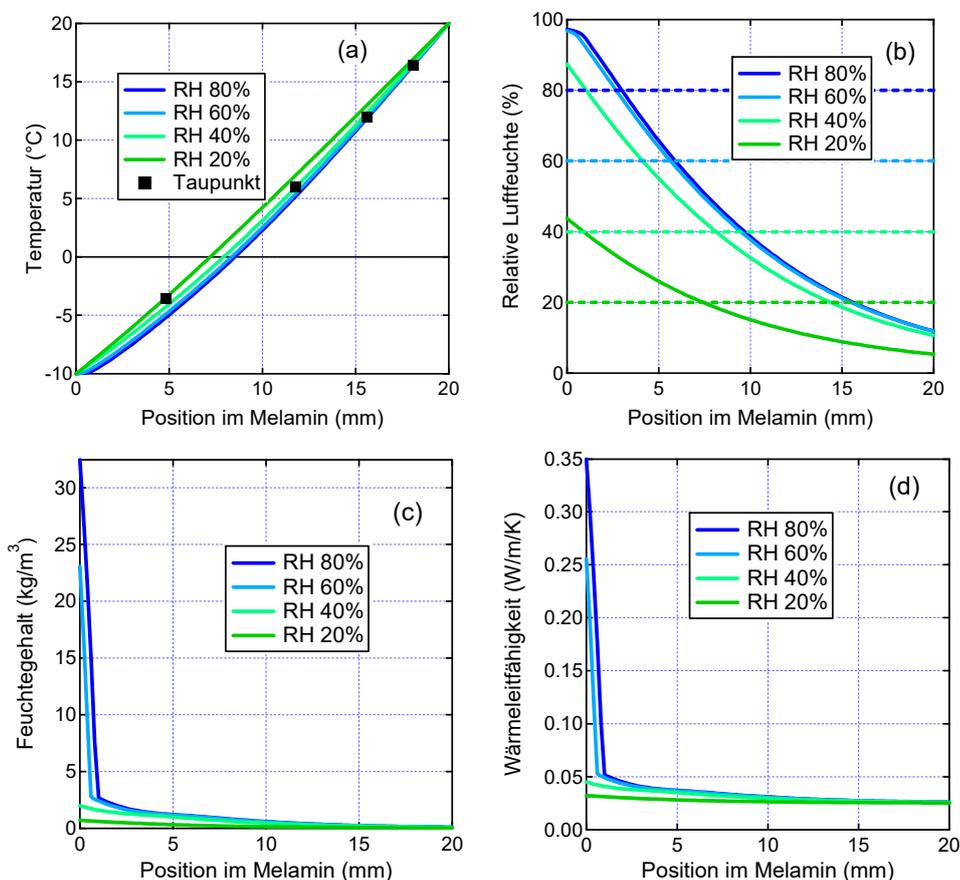


Abbildung A4: Stationäre Temperatur (a), rel. Feuchte (b), Feuchtegehalt (c) und Wärmeleitfähigkeit (d) als Funktion der Position in einer geschlossenen Dämmung bei verschiedenen Anfangsfeuchten (siehe Legende) und bei festen Seitentemperaturen von -10°C und 20°C .

Die relative Feuchtigkeit hängt direkt mit dem Feuchtegehalt in der Dämmung zusammen (Anhang 1.7.2). Der Feuchtegehalt nimmt mit der relativen Feuchtigkeit zu, wobei die Zunahme besonders stark im Bereich RH 95% – 100% ist. Da für Anfangsfeuchten 20% und 40% die maximale Feuchte $< 95\%$, ist der Feuchtegehalt bei diesen RHs in der gesamten Dämmung wenige kg/m^3 [Abbildung A4(c)]. Bei Anfangsfeuchten 60% und 80% ist die maximale Feuchte $> 95\%$, weshalb es in der Nähe der Aussenwand einen Bereich (1-2 mm) gibt, in dem der Feuchtegehalt stark ansteigt und mehrere $10 \text{ kg}/\text{m}^3$ erreicht. D.h.

die Feuchte nimmt im grössten Teil der Dämmung ab und wird in einen relativ schmalen Bereich auf der kalten Seite verschoben. Mit dieser räumlichen Verschiebung der Feuchte findet auch eine Verschiebung von Feuchte von der Dampfphase in die flüssige Phase statt. Trotz des relativ hohen Feuchtegehalts in der Nähe der Aussenwand erwarten wir kein Abtropfen von Kondensationswasser bei einer Seitenwand, da wir annehmen, dass Melamin einen Feuchtegehalt von ca. 100 kg/m³ halten kann [5].

Der Feuchtegehalt der Dämmung beeinflusst die Wärmedämmung, da die Wärmeleitfähigkeit linear mit dem Feuchtegehalt zunimmt (Anhang 1.7.3). Abbildung A4(d) zeigt die Wärmeleitfähigkeit, welche ein ähnliches Verhalten aufweist, wie der Feuchtegehalt. Mit der Wärmeleitfähigkeit $\lambda(x)$ können wir den Wärmedurchgangskoeffizienten U berechnen:

$$U = \frac{1}{\int_0^{20mm} \frac{1}{\lambda(x)} dx}$$

In der Tabelle A5 vergleichen wir den U -Wert der berechneten Situation (Luftfeuchtegradient) mit dem U -Wert bei einer konstanten Luftfeuchte innerhalb der Dämmung (entspricht der Situation, wenn der Temperaturunterschied innen/aussen klein ist). Bei diesem Vergleich ist der gesamte Wärmegehalt in der Dämmung bei beiden verglichenen Situationen jeweils der gleiche.

U-Werte [W/(m ² K)]	RH 20%	RH 40%	RH 60%	RH 80%
Luftfeuchtegradient	1.34	1.51	1.60	1.62
Konstante Luftfeuchte	1.35	1.55	1.80	2.04

Tabelle A5: Vergleich der U-Werte bei berechneter (Fig. A4.d) und konstanter Luftfeuchte

Wie erwartet nimmt der U -Wert mit der Luftfeuchtigkeit zu. Interessanterweise ist der U -Wert bei einem Luftfeuchtegradienten (grosser Temperaturunterschied innen/aussen) kleiner als derjenige bei konstanter Luftfeuchte (kleiner Temperaturunterschied innen/aussen). Der Grund dafür ist die Abtrocknung in einem grossen Teil der Dämmung, die bei grossem Temperaturunterschied geschieht und die Wärmeleitfähigkeit in diesem Bereich reduziert. Die Abtrocknung des grössten Teils der Schicht hat den grösseren Einfluss auf den U -Wert als die Zunahme des Feuchtegehaltes in einer relativ dünnen Schicht auf der kalten Seite. Auch bei gleichem totalem Feuchtegehalt in der Dämmschicht bewirkt also die durch einen Temperaturgradienten bedingte Umverteilung der Feuchte eine Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten.

2.2. Offene Wanddämmung

Als zweite Modellsituation betrachten wir wieder eine 20 mm dicke Melaminschicht, welche wie vorher auf der Aussenseite für den Feuchtetransport geschlossen ist. Auf der Innenseite soll die Dämmung nun für den Feuchtetransport offen sein. An dieser Stelle wird als Randbedingung eine relative Feuchtigkeit festgesetzt, welche je nach Dämmungsfeuchte einen Feuchtetransport in die Dämmung hinein oder aus der Dämmung heraus erzeugt. Unsere Berechnungen sind nun transient (d.h. als Funktion der Zeit), da der stationäre Zustand oft realitätsfern und wenig informativ ist.

In der Ausgangssituation hat die Wanddämmung eine konstante Temperatur von 20°C. Nun wird die Aussenwandtemperatur auf -8°C gesetzt und der zeitliche Verlauf der Wärme- und Feuchtegrössen über mehrere Stunden berechnet. Die gewählte Aussentemperatur von -8°C entspricht der gemittelten Temperatur über die kälteste Periode von mehreren Stunden in den SOB Jahresdaten. Bei solch tiefen Temperaturen ist die Innenfeuchtigkeit typischerweise bei sehr tiefen 20 - 30%. In den Abbildungen A5(a) – (c) ist der Feuchtegehalt innerhalb der Dämmung bei relativen Innenfeuchtigkeiten von 20%, 30% und 40% gezeigt. Wie zu erwarten steigt mit der Zeit der Feuchtegehalt an, insbesondere auf der kalten Seite. Jedoch auch nach 7 Stunden ist der Feuchtegehalt immer noch beträchtlich unterhalb 100 kg/m³ (maximaler Feuchtegehalt, den Melamin halten kann). Dieser Wert wird auf der kalten Seite nach 24 Stunden erreicht bei einer Innenfeuchtigkeit von 40% [violette Linie in Abbildung (c)]. Bei 30% und 20% Innenfeuchte dauert es 48 Stunden, bez. mehr als 5 Tage, bis dieser Wert auf der kalten Seite der Dämmung erreicht wird (nicht gezeigt hier).

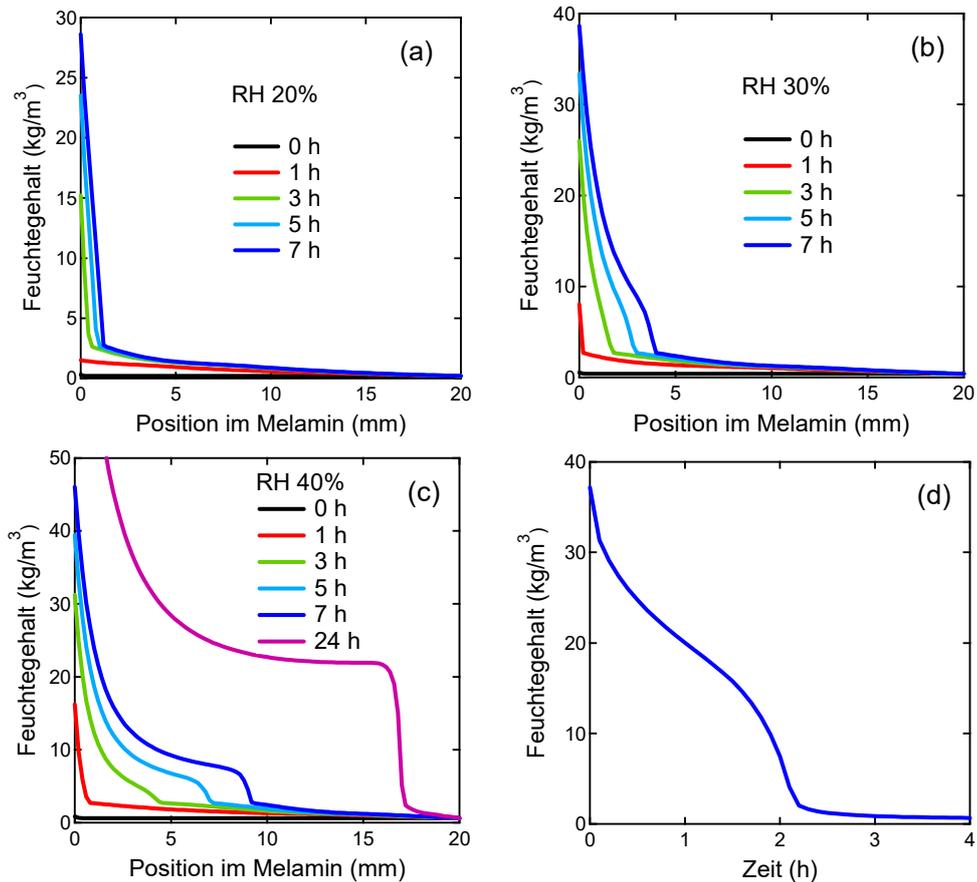


Abbildung A5: Zeitabhängiges Profil des Feuchtegehalts innerhalb der Dämmung bei 20% (a), 30% (b) und 40% (c) Innenraumfeuchte. (d) zeigt die Abnahme des Feuchtegehalts an der Aussenwand, wenn die Wand von einer einseitig kalten [blaue Linie in Abbildung (b)] in eine warme Umgebung wechselt (Einstellhalle mit 15°C, RH 40%).

Der SOB Flirt wird regelmässig in die beheizte Abstellhalle gebracht. In dieser herrscht eine typische Temperatur von 15°C und eine relative Luftfeuchtigkeit von 40%. Um den Effekt der Einstellhalle im Winter zu veranschaulichen, wurde die in Abbildung A5(b) berechnete Situation nach 7 Stunden als Ausgangslage genommen (Aussentemperatur -8°C, Innentemperatur 20°C, Innenfeuchte 30%). Dann wurde die Innen- und Aussentemperatur auf 15°C gesetzt und die Innenfeuchte auf 40%. In Abbildung A5(d) ist der Feuchtegehalt an der Aussenoberfläche als Funktion der Zeit dargestellt. Wie erwartet nimmt der Feuchtegehalt mit der Zeit ab und erreicht einen Wert von ein paar kg/m³ nach etwas mehr als zwei Stunden. D.h. nach gut zwei Stunden ist die Dämmung wieder «trocken».

Zu beachten ist hier, dass für die Situation der Einstellhalle mit demselben Wärmeübergangskoeffizienten an der Aussenseite gerechnet wurde wie im Freien, wo eine durchschnittliche Windgeschwindigkeit von 1.6 m/s angenommen wurde. Dadurch wird der Wärmeübergangskoeffizient etwas über- und die fürs «Trocknen» benötigte Zeit etwas unterschätzt.