

Notes on building performance simulation and the role of IBPSA

E. Djunaedy, J. Hensen, C. Hopfe, C. Struck, M. Trcka, and A. Yahiaoui

Building Physics & Systems, Technische Universiteit Eindhoven, Netherlands

www.bwk.tue.nl/bps/hensen

Abstract. This paper presents several notes and remarks on the current state of building performance simulation and the role of the International Building Performance Simulation Association – IBPSA. Within this context, the paper also summarizes some of the research by the authors.

The main conclusions are that building performance simulation has the potential to deliver, direct or indirect, substantial benefits to many building stakeholders and to the environment; and that IBPSA and its regional organizations, such as IBPSA-Brazil- can/ should play a major role in promoting correct application and further development of this technology..

Keywords: building, performance, simulation, IBPSA

1. On the current state

In his editorial “Building performance simulation: the now and the not yet” Spitler (2006) states that “simulation of building thermal performance using digital computers has been an active area of investigation since the 1960s, with much of the early work (see eg Kusuda 1999) focusing on load calculations and energy analysis. Over time, the simulation domain has grown richer and more integrated, with available tools integrating simulation of heat and mass transfer in the building fabric, airflow in and through the building, daylighting, and a vast array of system types and components. At the same time, graphical user interfaces that facilitate use of these complex tools have become more and more powerful and more and more widely used.”

As stated earlier (Augenbroe and Hensen, 2004), over the past two decades the building simulation discipline has matured into a field that offers unique expertise, methods and tools for building performance evaluation. When used appropriately it has the potential to improve competitiveness, productivity, quality and efficiency in buildings and in the construction industry as well as facilitating future innovation and technological progress.

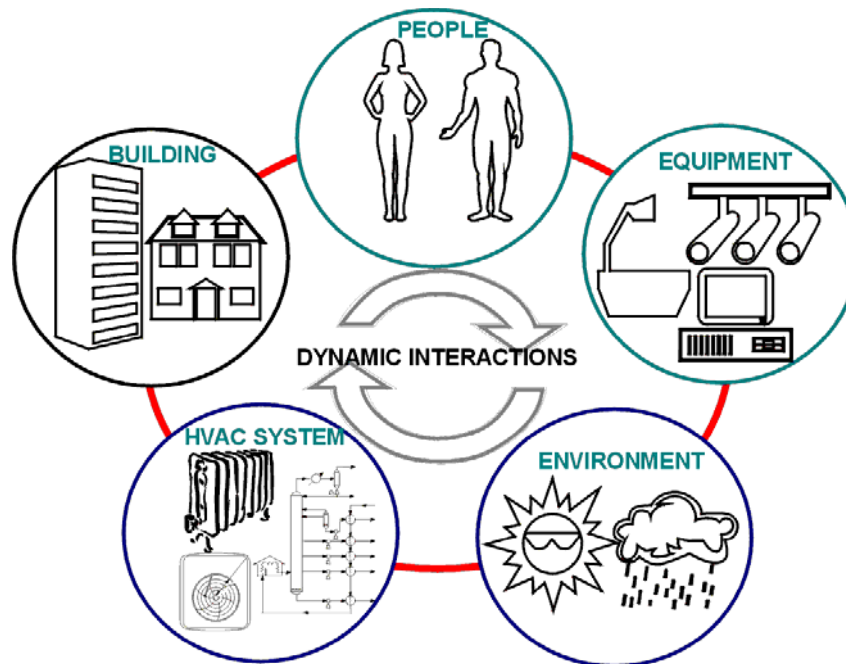


Figure 1. Dynamic interacting sub-systems in a building context.

Building performance simulation draws its underlying theories from diverse disciplines, mainly from physics, mathematics, material science, biophysics, human behavioral, environmental and computational sciences. The theoretical challenges are bountiful when one recognizes that the physical state of a building is the result of the complex

interaction of a very large set of physical components (Figure 1). The integration of these interactions in one behavioral simulation poses major modeling and computational challenges. Its ability to deal with the resulting complexity of scale and diversity of component interactions has gained building simulation a uniquely recognized role in the prediction, assessment and verification of building performance.

This role is increasingly recognized in wide-scale promotional programs as well as in legislation around the world; examples are LEED (Leadership in Energy and Environmental Design) and EAct (Energy Policy Act) in the USA, and EPBD (Energy Performance of Buildings Directive) in Europe. The development, evaluation, use in practice, and standardization, of the models and programs is therefore of growing importance.

The building simulation discipline is continuously evolving and maturing and improvements are continuously taking place in model robustness and fidelity. As a result the discussion has shifted from the old agenda that focused on software features to a new agenda, which focuses on the effectiveness of building performance simulation in building life cycle processes, including the following.

2. On quality assurance

Although improvements in model robustness and fidelity are continuously taking place, quality assurance is – and will remain – a major issue. Quality assurance is most often discussed in the context of the software itself; i.e. in terms of verification, validation and calibration. A major international validation effort is the ongoing BESTEST initiative (e.g. Judkoff and Neymark 1995, Neymark et al. 2001), which has already found its first footholds in professional standards (e.g. the Standard Method of Test by the American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers – ASHRAE – SMOT 140) as well as in national standards (e.g. the Energie Diagnose Referentie – EDR effort in The Netherlands). From that point of view it is surprising that there is still software on the market which does not satisfy the accuracy requirements according to the BESTEST and ASHRAE SMOT 140 procedure (Hensen and Radosevic 2004).

For building design, construction, operation, maintenance and management activities, there is an urgent need for the integration of "generally applicable" and "generally accepted" methods and tools, for various applications, each having various levels of complexity and/or various types of end-users. These user oriented aspects are very often underestimated in building performance simulation.

In terms of methods, for example, simulation is much more effective when used for predicting the relative performance of design alternatives, rather than when used to predict the absolute performance of a single design solution. In practice it is also often seen that high resolution modeling approaches (in particular computational fluid dynamics (CFD) and ray tracing rendering methods) are used for applications where a lower resolution method would be quite sufficient and much more efficient.

Another issue can be summarized as "Solving the right equations sufficiently accurate, as opposed to solving the wrong equations right". In any type of model, the user is supposed to know which values to use for the model parameters. In addition, there are now many approaches where a user should also decide which (sub)model to use. This is specifically the case in open simulation environments (e.g. Matlab toolboxes) and in higher resolution approaches (think of wall functions and turbulence models in CFD, and the various models involved in ray tracing).

As argued before (e.g. Hensen 1991, 1993, Hensen and Clarke 2000) a first and paramount requirement for quality assurance is sufficient domain knowledge by the user. Apart from domain knowledge, it is also very important to make future engineers aware of the above quality assurance issues and to provide them with appropriate skills.

Part of this can be achieved in (higher) education. Another route might be by informing and training professionals. Here, IBPSA could play an important direct or indirect role.

3. On the impact for practical design

The uptake of building performance simulation in current building design projects is limited. Although there is a large number of building simulation tools available (e.g. DOE 2006), the actual application of these tools is mostly restricted to the final building design. It is mainly used for code compliance testing and for thermal load calculations in view of sizing of heating and air-conditioning systems.

Simulation tools are not used to support the generation of design alternatives, or to make informed choices between different design options, and they are neither used for building and / or system optimization (de Wilde, 2004).

In other words: it is mostly used for analysis (of a single solution) rather than (multiple variant) design optimization oriented. In an increasing number of cases this is complemented with high-resolution (light and airflow) modeling; probably often for communication purposes rather than physical necessity.

As indicated in Figure 2, this takes place only at the end of the design process, where most important decisions have been taken already. To illustrate this, consider the recent CIBSE (2005) publication which concluded that environment friendly building design strategies can be summarized in four simple methods.

- *Switch off – relating to internal and external loads*
- *Spread out – use thermal mass*
- *Blow away – apply (natural) ventilation when possible*

- *Cool when necessary – do not hesitate to include some extra (mechanical) cooling in order to be prepared for future climate change*

The impact/ performance of the first three can only be predicted by simulation.

Another – more or less corresponding – design strategy is known as the Trias Energetica (2006). This is a relatively simple concept to achieve energy savings, reduce our dependence on fossil fuels, and save the environment. The 3 elements of Trias Energetica are:

1. *Reduce the demand for energy by avoiding waste and implementing energy-saving measures;*
2. *Use sustainable sources of energy instead of finite fossil fuels;*
3. *Produce- and use fossil energy as efficiently as possible.*

Again, the impact/ performance of the first element can only be predicted by simulation.

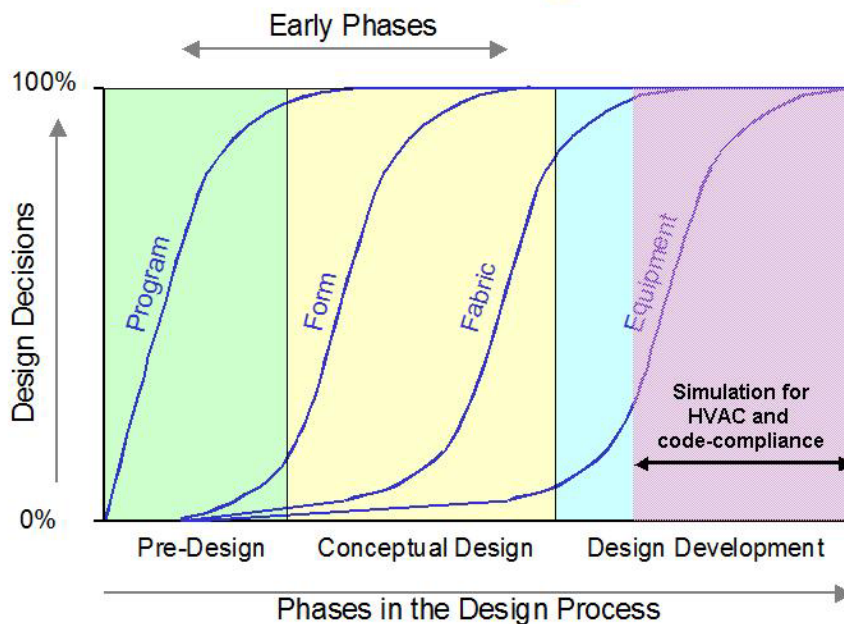


Figure 2 Design decisions during the design process

4. On simulation tasks

Having stated the above, in current practice building performance simulation is mostly used for building envelope design (compliance testing); i.e. as part of architectural or environmental engineering. It is rarely used for mechanical design; for that more traditional methods are still commonly used.

Quoting Thomas (2006):

“Out of a typical large mechanical-electrical (M-E) design project consisting of 50,000 HVAC labor-hours, about 100 hours is spent on Energy analysis. Another 200 hours might be spent on Loads calculations over the course of the project. This is about the total extent of HVAC engineering design using computer programs today. The remaining 99.9% of computer use is for drafting, word processing and spreadsheets for organizing information. The same is true for electrical, lighting, plumbing and fire protection design.

The M-E design process is fragmented, equipment selection and scheduling is intermittent and the process consists of frequent revisions and continuous exchange of fragmented information between specialized architectural and engineering personnel. A-E design documents from schematic to construction are issued in 2-D whereas the new automated systems are in 3-D. The present organizational structure and specialized staff and tasks will not work well with these new advanced systems. There has to be a change in the A-E design culture.”

Of course there is a considerable amount of research into using simulation for post-design activities such as commissioning, operation and energy audit. The work by André et al. (2006) is a good example.

5. On user expectations

Many tools start from the same level and are (to be) used in a similar manner. Many current tools could actually be labeled as legacy software having a monolithic structure, and are becoming increasingly hard to maintain. Use of these tools requires expert skills to run an analysis in a way that the right output is generated from which the desired performance data can be generated.

Many building performance simulation tools are not really used for design, probably because there is a mismatch between the anticipated user and the real user in terms of expectations, background knowledge, skills, and available resources.

Interviews with practitioners (e.g. Hopfe et al. 2006) confirmed this long-term suspected discrepancy between user expectations and simulation tool capabilities and features.

There is an increasing awareness in design practice as well as in the building simulation research community that there is no need for more of the same. However there is definitely a need for more effective and efficient design decision support applications.

In various fields, including building and system designers, people can be classified according to their innovativeness (Figure 2). In the above mentioned interviews, it was found that people can be innovator in one aspect (say use of simulation tools) while being “late majority” in another aspect (say in terms of design team integration). A typical requirement of an innovator would be that the tool is very flexible. A typical requirement/ expectation by the “late majority” is that tools are very easy, intuitive to use. Obviously it will be very hard to create a single software which would satisfy all.

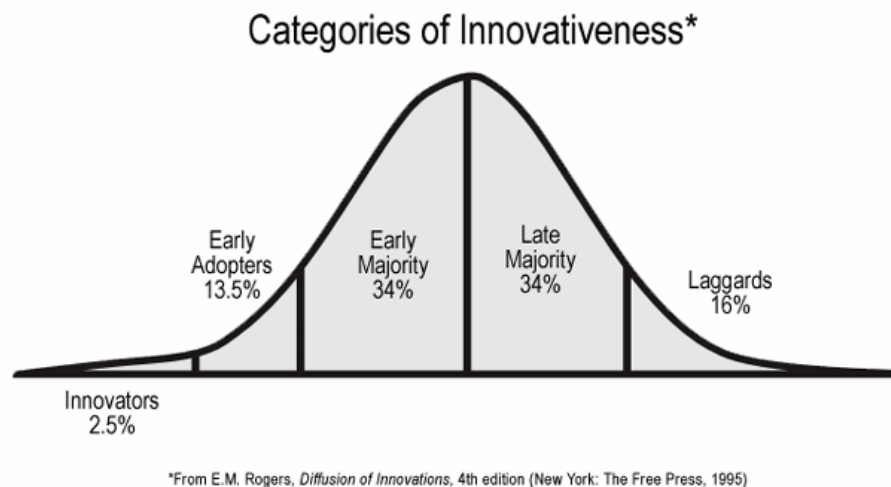


Figure 3 Categories of innovativeness

During the interviews mentioned above, many practitioners expressed the need to integrate design disciplines into the design process from the very early stages. One difficulty repeatedly encountered by engineers was the fact that the design stages are barely synchronized across disciplines as it is difficult for design disciplines to understand the impact of their design on the works of others. Another aspect identified was that not including specific design disciplines early enough in the design process might cause the design team to make uneducated decisions, risking sub-optimal solutions or additional design iterations.

6. On building simulation for early phase design

Although it is evident that the impact of design decisions is greatest in earlier design phases, building performance simulation is rarely used for this. Our current research in this area aims to improve the use and usefulness of building performance simulation during the (early phase) design of a building, by researching new, innovative, next generation building performance simulation models and applications that meet the needs of the architecture, engineering and construction (AEC) industry. This research focuses on providing tools for ‘avant-garde’ consultants who take a proactive role in the building design process. The scope includes the domains of building physics, heating, ventilation, air-

conditioning (HVAC) and thermal storage systems. The main objectives are to research and enable innovative application of building performance simulation for design support, in particular for:

- generation and selection of design alternatives during early phases in the design process, where decisions have to be made with limited resources and on the basis of limited knowledge but which will have a major impact and consequences during the remainder of the building life cycle;
- design optimization during the early and later phases of the design process.

In each case, the main questions to be addressed are:

- What are the prime analysis needs for this application of building performance simulation?
- What is the optimum model resolution level to address these analysis needs?
- How can models with this level of resolution be generated, expanded or reduced from existing models?
- What would be an appropriate performance assessment methodology for that phase given the background, objectives, needs and resources of the stakeholder(s) and practitioners in question?
- How to satisfy the simulation output requirements both in view of the designer and in view of other design team members including the client?

The projects have in common that they start with a literature review, analysis of state-of-the-art building performance simulation software, and in-depth interviews or short-term observation assignments with actual stakeholders, e.g. consulting engineers and contractors. The first results have been published recently (Hopfe et al. 2006) and are reflected in several of the above notes.

Both projects are using iterative rapid prototyping as the main research method. Existing industry strength software VA114 (VABI 1993) and h.e.n.k. (Itard 2003), has already been expanded with uncertainty and sensitivity analysis as a first step to provide more meaningful design information. The next step will be to incorporate multi-objective decision making; probably followed by optimization features. Subsequent prototypes will be developed, calibrated and tested on real world problems and with actual stakeholders and practitioners. Where necessary the developed models will be validated with results from experiments under controlled conditions in a laboratory setting. The main results are expected to include innovative simulation software, as well as appropriate building performance assessment methodologies and guidelines.

7. On distributed developments

A frequently encountered problem by engineers who would like to simulate the future behavior of building and system design alternatives is that certain performance aspects or specific building and system components are only represented in one simulation environment while other performance aspects or components are only available in other software. Previously (e.g. in Hensen 1991, 1993, 2000) it has been argued that in the area of system simulation there is enormous amount of work to be done. When compared to the building side, one could say that every single component is like a new type of building in itself. This – and the above indicated reasons for slow uptake of system simulation - implies that system modeling and simulation capabilities develop very slowly and take up an enormous amount of resources. Therefore, it has been suggested that sharing of developments by means of “open” simulation environments would be the best way forward.

Open simulation environments (the simulation laboratory metaphor) allow components, features and models to be provided by other stakeholders (producers, re-sellers, etc who could provide models as additional product documentation) as opposed to only by software developers and researchers. Open building performance simulation environments would also make it easier to consider different performance aspects (comfort, health, productivity, energy, etc.) at different levels of resolution in terms of time and space (region, town, district, building, construction element, etc); i.e. they enable multi-scale methods that can deal with large ranges of time and special scales and link various types of physics.

The four main strategies to enable sharing of distributed developments are as follows.

- Data and process model integration into a single executable.
- Data model interoperation.
- Process model interoperation.
- Data model and process integration by co-simulation of run-time coupled models

We are following the latter strategy in which executables representing sub-systems exchange information during run-time in order to co-simulate the overall system. The main advantage of this approach is that it supports coupling of various executables, including proprietary software of which the code is not accessible and open simulation environments such as Matlab and Simulink. For this reason, we feel that this run-time coupling approach – as schematically shown in Figure 4 - is currently the most promising direction for task-shared developments.

We are involved in three research projects in this area which focus on two-way coupling of building energy simulation with separate software packages for computational fluid dynamics software (Djunaedy 2005), control simulation (Yahiaoui et al. 2006), and system simulation (Trcka-Radosevic et al. 2006).

The main thrust of the work is to research and implement (options for) inter-process communication. This, in turn, should enable run-time coupling of simulation software and thus it should become possible to run two or more simulation programs in parallel where each program represents only that part of the building and systems which it is able to model. A typical application example is shown in Figure 5.

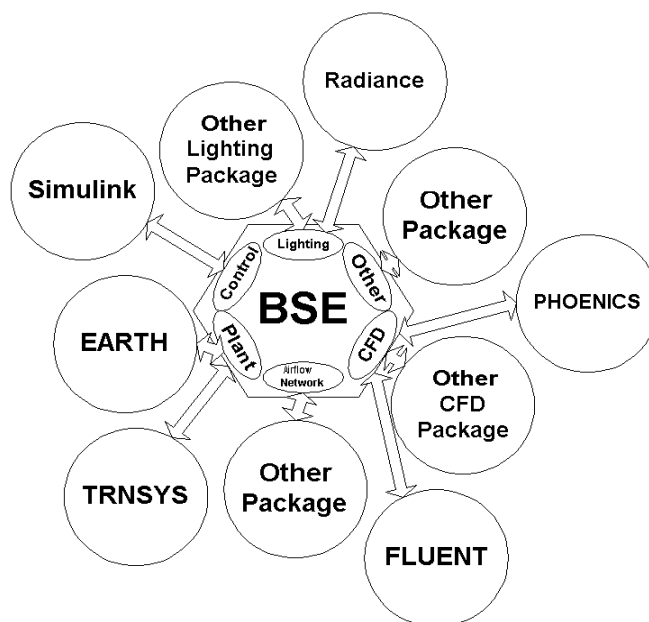


Figure 4. Schematic view of a distributed integrated building simulation environment based on an advanced multi-zone building simulation software run-time linked to external software packages

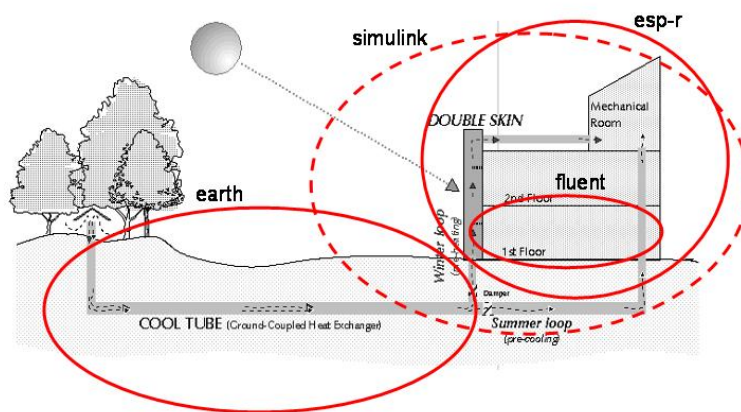


Figure 5. Schematic of an example super-low-energy building with a double-skin façade and a ground coupled heat exchanger for pre-heating or pre-cooling of fresh ventilation air. The overall configuration is simulated with run-time coupled models in Earth, Simulink, ESP-r and Fluent for the ground coupled heat-exchanger, the controls, the overall building and the air flow field in one of the thermal zones, resp.

The inter-process communication is being developed in a general sense. The results are implemented and tested in at least three different simulation environments, two of which are building domain specific (e.g. ESP-r and TRNSYS) and others are domain independent (MATLAB / Simulink and Fluent).

A key feature of the new functionality will be flexibility in terms of building systems definition from the user point of view; i.e. the user will no longer be restricted to system (and system component) options / features on offer in a particular tool, but, by combining simulation tools, will be able to model many more building and system combinations.

The extended design tools are being used / tested to assess and compare the performance of various innovative building and systems combinations such as, for example, earth coupled heat exchangers, combined heat and power, embedded renewable energy systems, etc. The research includes physical verification with experimental results and utilitarian verification by means of practical application in at least two realistic industry relevant design studies.

The research outcome is a prototype system and general knowledge regarding the coupling of building and system simulation software. Although the current work concerns run-time coupling of specific simulation environments, the coupling mechanisms and data-exchange protocols that will be developed, will ensure that the approach has general and wide applicability.

8. On IBPSA – www.ibpsa.org – a global network / community of practice

The International Building Performance Simulation Association, IBPSA, was established now almost 20 years ago in 1986 as a non-profit society of building performance simulation researchers, developers and practitioners dedicated to improving the built environment.

IBPSA is in the lucky situation that it has many very active individuals amongst its several thousand members worldwide. The society is based on regional affiliate organizations (currently 16, with proposals being discussed in another 10 regions) around the world. It is managed by a central Board of Directors, consisting of officers, members at large, and a representative of each regional affiliate organization. Since quadrupled, so IBPSA is rapidly expanding.

To maintain its leading role in the promotion and development of building simulation technology, IBPSA provides a forum for researchers, developers and practitioners to review building model developments, facilitate evaluation, encourage the use of software programs, address standardization, accelerate integration and technology transfer. So that,:

- members all over the Globe find membership in IBPSA worthwhile and profitable in their area of interest;
- governments, industry, utilities and academic institutions look to IBPSA for guidance in determining policies, areas of research, and application development in building simulation;
- local chapters around the Globe benefit from the body of knowledge and experience available through IBPSA;
- IBPSA acts as a clearing house for publications on building simulation; members network with other members and societies through electronic means;
- IBPSA provides a framework for strategic alliances for information and cooperation in R&D and technology transfer.

IBPSA covers broad areas of building environmental and building services engineering. Typical topics include building physics (including heat, air and moisture flow, electric and day lighting, acoustics, smoke transport); heating, ventilation and air-conditioning systems; energy supply systems (including renewable energy systems, thermal storage systems, district heating and cooling, combined heating and power systems); human factors (including health, productivity, thermal comfort, visual comfort, acoustical comfort, indoor air quality); building services; and advancements and developments in modeling and simulation such as coupling with CAD, product modeling, software interoperability, user interface issues, validation and calibration techniques.

All these topics may be addressed at different levels of resolution (from microscopic to the urban scale), and for different stages in the building life cycle (from early sketch design, via detailed design to construction, commissioning, operation, control and maintenance) of new and existing buildings worldwide.

One of IBPSA's main activities is the organization of a series of bi-annual international conferences: Vancouver, Canada (1989), Nice, France (1991), Adelaide, Australia (1993), Madison, USA (1995), Prague, Czech Republic (1997), Kyoto, Japan (1999), Rio de Janeiro (2001), Eindhoven (2003), Montreal (2005), Beijing (2007) and Glasgow (2009).

IBPSA produces twice per year an international newsletter. IBPSA is well under way in establishing an international archival journal.

IBPSA has also recognized the difficulties surrounding the development of products and services that are appropriate to the day-to-day needs of its members. The underlying causes of these difficulties are twofold. Firstly, the geographical spread of IBPSA members is wide and gives rise to a requirement to cover disparate work practices, technologies and professional needs. Secondly, IBPSA's organizational structure is such that the coordination of activities at the local (regional) level is problematic. That is why IBPSA is organized in regional organizations which are making significant progress at the local level through seminar, workshop, publications, training and software development activities. IBPSA – Brazil is a prime example.

9. In conclusion

Building performance simulation has the potential to deliver, direct or indirect, substantial benefits to many building stakeholders and to the environment.

It is the mission and role of IBPSA and its regional organizations to promote correct application and further development of building performance simulation.

Acknowledgements

Several people have been instrumental in carrying out the research described above. We would like to thank especially Pieter de Wilde and Gulsu Ulukavak-Harputlugil. We also gratefully acknowledge the support for part of this work by VABI (www.vabi.nl), Deerns (www.deerns.nl), and TNO (www.tno.nl)

References

- André, Ph., Silva, C.A., Hannay, J., Lebrun, J., Lemort, V. and Teodorese, V. 2006. "Simulation of HVAC systems: development and validation of simulation models and examples of practical applications", keynote presented at Mercofrio, Porto Alegre, Brazil
- Augenbroe, G. & Hensen, J. L. M. 2004. "Simulation for better building design", *Building and Environment*, vol. 39, no. 8, pp. 875-878
- CIBSE 2005. "Climate change and the indoor environment: impacts and adaptation", CIBSE TM36, London
- Djunaedy, E. 2005. "External coupling between building energy simulation and computational fluid dynamics", PhD dissertation, Technische Universiteit Eindhoven
- DOE 2006. "Building Energy Software Tools Directory," URL http://www.eere.energy.gov/buildings/tools_directory/ Last visited 27.09.06
- Hensen, J.L.M. 1991. "On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system". Doctoral dissertation Technische Universiteit Eindhoven
- Hensen, J.L.M. and J.A. Clarke 2000. "Building systems and indoor environment: simulation for design decision support," in Proc. International Conference on Design and Decision Support Systems in Architecture & Urban Planning, Nijkerk, August 22-25, Vol. Architecture, pp. 177-189, Technische Universiteit Eindhoven
- Hensen, J. L. M. and Radosevic, M 2004. "Some quality assurance issues and experiences in teaching building performance simulation", *IBPSA News*, International Building Performance Simulation Association, vol. 14, no. 2, pp. 22-33
- Hopfe, C. J., Struck, C., Ulukavak Harputlugil, G., & Hensen, J. 2006. "Computational tools for building services design - professional's practice and wishes", Proceedings of the 17th Int. Air-conditioning and Ventilation Conference, 17-19 May, STP - Society of Environmental Engineering, Prague, p. 5 pages on CD
- Hopfe, C. J., Struck, C., Hensen, J., & Wilde, P. de 2006. "Considerations regarding decision support tools for conceptual building design", Proceedings of the 11th Int. Conf. on Computing in Civil and Building Engineering, 14-16 June, Montreal, ISCCCBE, p. 6 pages on CD
- Kusuda, T. 1999. "Early history and future prospects of building system simulation," in Proc. 6th International IBPSA Conference, Kyoto, pp. 3 - 15
- Spitler, J.D. 2006. "Building Performance Simulation," special issue of HVAC&R Research, vol. 12, no. 3a, ASHRAE
- Thomas, V.C. 2006. "Using M-E Design Programs (some reasons for the lack of progress)," IBPSA-USA Presentation, Chicago
- Trcka (Radosevic), M., Hensen, J. L. M., & Wijsman, A. J. T. M. 2006. "Distributed building performance simulation - a novel approach to overcome legacy code limitations", *Int.Journal of HVAC&R Research*, vol. 12, no. 3a, pp. 621-640.
- Trias Energetica 2006. URL <http://www.triasenergetica.com/> Last visited 31.10.06
- Wilde, P. de, 2004. "Computational Support for the Selection of Energy Saving Building Components". PhD-thesis. Delft University of Technology, Faculty of Architecture, Building Physics Group, Delft, the Netherlands
- Yahiaoui, A., Hensen, J., Soethout, L., & Paassen, A. H. C. v. 2006. "Design of embedded controller using hybrid systems for integrated building systems", Proceedings of the 3rd Int. SCRI Research Symposium, 3-4 April, Technische Universiteit Delft, Salford Centre for Research and Innovation in the Built and Human Environment, University of Salford, p. 10 pages on CD

REGULAMENTAÇÃO DE ETIQUETAGEM VOLUNTÁRIA DE NÍVEL DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE EDIFÍCIOS COMERCIAIS E PÚBLICOS

Roberto Lamberts

LabEEE – Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina
lamberts@ecv.ufsc.br

Solange Goulart

LabEEE – Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina
solange@labeee.ufsc.br

Joyce Carlo

LabEEE – Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina
joyce@labeee.ufsc.br

Fernando Westphal

LabEEE – Laboratório de Eficiência Energética em Edificações
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina
fernando@labeee.ufsc.br

Resumo

Apesar do Brasil não estar entre os maiores consumidores mundiais de energia, o consumo de energia elétrica brasileiro tem crescido de forma significativa nos últimos anos. O Balanço Energético Nacional de 2005 – BEN – indicou um aumento da participação da energia elétrica no consumo final de energia no Brasil, de 15,7% em 2002 para 16,2% em 2004. O consumo final de eletricidade atingiu 359,6 TWh em 2004, montante 5,1% superior ao de 2003 e semelhante à performance do ano anterior. Neste contexto, o consumo residencial, de 78,6 TWh, apresentou crescimento de 3,2%, manteve a reversão das performances negativas de 2001 e 2002, mas não atingiu a mesma taxa de 2003, que foi de 4,4%. O consumo comercial, que apresentou crescimento de 3,5% e atingiu 50,1 TWh, também não suplantou o crescimento do ano anterior, de 6,5%. Dados demonstram a persistência da economia devido aos efeitos da introdução de medidas de eficiência pela população, tais como aquecimento solar de água, lâmpadas fluorescentes compactas e geladeiras mais eficientes, adotadas no período de racionamento de energia decorrentes da crise energética de 2001.

Neste artigo, inicialmente serão discutidas algumas iniciativas tomadas no Brasil nos últimos anos a fim de limitar e controlar o consumo de energia em edificações. Será mostrada, então, a regulamentação com os requisitos técnicos necessários para a classificação do nível de eficiência energética de edifícios, visando a etiquetagem voluntária, com foco na eficiência energética para edificações comerciais e públicas, desenvolvida pelo LabEEE para a Eletrobrás no âmbito do programa Procel EDIFICA. A regulamentação inclui três requisitos principais: eficiência e potência instalada do *sistema de iluminação*, eficiência do *sistema de condicionamento do ar* e o desempenho térmico da *envoltória* do edifício.

1. Introdução

O crescente consumo de energia *per capita* é uma realidade nos países desenvolvidos e em desenvolvimento, tornando-se uma das principais questões a serem enfrentadas pela economia destes países. O Brasil se inclui no grupo de países em desenvolvimento, embora o consumo de energia elétrica em seu território não seja tão significativo como o consumo de energia de países desenvolvidos com área territorial equivalente, como EUA ou Austrália (figura 1).

Os países desenvolvidos apresentam consumo de energia elétrica entre 5000 e 13000 kWh/hab e são Inglaterra, Alemanha, Japão, Austrália e EUA. Percebe-se que Japão e Alemanha apresentam o consumo de energia estável, principalmente nos últimos anos. Já os EUA apresentaram uma taxa de crescimento do consumo de 1991 a 2000 de aproximadamente 14%, enquanto que na Austrália, o consumo *per capita* aumentou 18% e na Inglaterra aproximadamente 16%. Os países em desenvolvimento (Brasil, Tailândia, Bangladesh e China) apresentam consumo de energia elétrica abaixo de 2000 kWh/hab. O Brasil apresenta um visível crescimento do consumo nos 9 anos de 24%, embora seu consumo *per capita* esteja abaixo do consumo *per capita* da África do Sul. (Dados tratados em Lamberts e Carlo (2004) com base nas fontes: <http://www.census.gov/cgi-bin/ipc> e <http://tonto.eia.doe.gov/FTP/ROOT/international>).

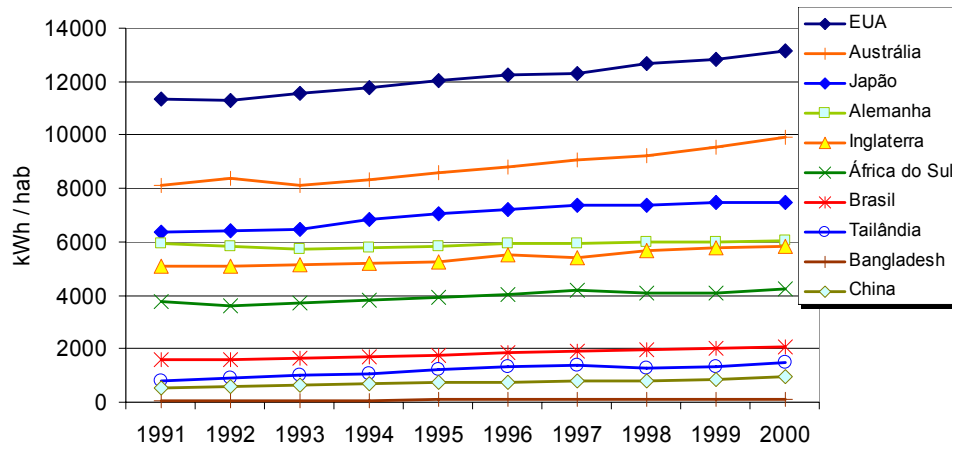


Figura 1: Evolução do consumo de energia elétrica em alguns países.

O aumento do consumo de energia nas edificações está atrelado ao crescimento do PIB, indicando a relação entre o crescimento do consumo de energia elétrica e da economia nacional. A figura 2 mostra a evolução do consumo de energia elétrica de edificações dos setores residencial, comercial e público no Brasil, de 1987 a 2004 juntamente com o crescimento da economia. Percebe-se que as edificações residenciais apresentaram o maior crescimento comparado com os demais setores. A queda ocorrida em 2001 se deve ao período de racionamento de energia. No entanto, os valores atuais ainda são inferiores ao consumo de energia anterior ao racionamento.

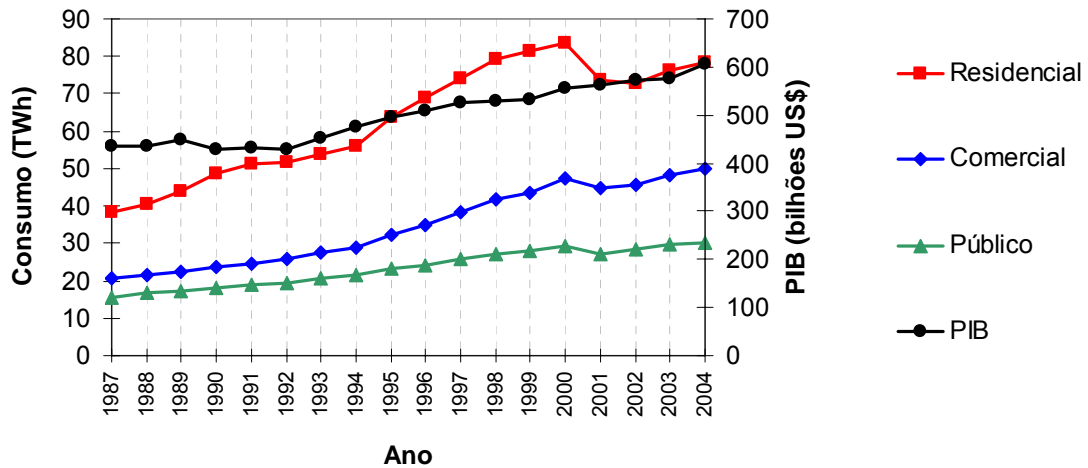


Figura 2: Crescimento do consumo de energia elétrica em edificações versus o PIB.

No período de 1987 a 2000, houve um constante crescimento do consumo de energia elétrica nas edificações. De acordo com o BEN, de 1993 a 1997, com a estabilização da economia, estabeleceu-se um novo ciclo de desenvolvimento que elevou os índices de expansão da economia e do consumo de energia. Nesse período o PIB cresceu a 3,9% ao ano. As taxas médias de crescimento do consumo da eletricidade residencial e comercial, respectivamente, 8,4% ao ano e 8,6% ao ano, além das taxas de crescimento do consumo da gasolina e do querosene de aviação foram os grandes indutores das altas taxas de consumo de energia, por conta da melhor distribuição de renda, proporcionados pelo Plano Real (1994-1998). De 1994 a 1995, logo após o Plano Real, a taxa de crescimento do consumo de energia elétrica do setor residencial atingiu aproximadamente 14%.

Em 1998 e 1999, em razão de sucessivas crises externas, principalmente a crise cambial dos países asiáticos, que acabou repercutindo na economia nacional, o governo brasileiro foi obrigado a tomar medidas que levaram a uma forte retração do crescimento econômico, tendo o PIB apresentado um crescimento de apenas 0,13% em 1998 e de 0,81% em 1999. O baixo desempenho da economia teve reflexos no consumo de energia neste período, sendo que a energia elétrica residencial apresentou somente 2,4% de crescimento. Em 2000, após a desvalorização da moeda, ocorrida no ano anterior, a economia demonstrou sinais de recuperação, com o crescimento do PIB de 4,36%. Em termos de consumo de energia, esse ano mostrou-se atípico, em razão do fraco desempenho de setores industriais intensivos em energia e também da continuidade do baixo consumo da energia associada ao uso individual da

população. Em 2001, mais uma vez a economia brasileira se retraiu, resultado do desaquecimento da economia americana, agravada pelos atentados terroristas que contaminaram as principais economias mundiais, e também pela crise de abastecimento de eletricidade que se estabeleceu no país. O PIB cresceu 1,42%. Neste período, o consumo de energia elétrica do país decresceu -6,6%, e o setor residencial também apresentou significativa retração no consumo, de -11,8%.

Em 2002, a economia brasileira cresceu 1,52%, um resultado semelhante ao de 2001. O consumo de energia no ano de 2003 seguiu o comportamento do ano anterior.

O Balanço Energético Nacional de 2005 – BEN – indicou um aumento da participação da energia elétrica no consumo final de energia no Brasil, de 15,7% em 2002 para 16,2% em 2004 (Ministério das Minas e Energia, 2005).

Enquanto a capacidade instalada de geração de energia elétrica total cresceu 4,7% entre 2003 e 2004, passando de 86,51 GW para 90,73 GW, a capacidade instalada de geração de energia elétrica em centrais elétricas autoprodutoras cresceu 6,5%, passando de 6,22 GW para 6,63 GW conforme mostrado no BEN 2005.

O comportamento dos indicadores de ocupação e renda se reflete no consumo de energia do setor residencial, em particular no consumo de energia elétrica. De fato o consumo de energia elétrica da classe residencial passou de 76,1 TWh em 2003 para 78,6 TWh, um crescimento de 3,2%. Entretanto, este valor é ainda 6,0% inferior ao consumo da classe residencial no ano 2000, anterior ao racionamento de energia elétrica.

Já o consumo de energia elétrica do setor comercial passou de 48,4 TWh em 2003 para 50,1 TWh (crescimento de 3,5%), também não suplantou o crescimento do ano anterior (de 6,5%). Nota-se a persistência da economia gerada pela introdução das medidas de eficiência adotadas pela população, tais como aquecimento solar de água, lâmpadas fluorescentes compactas e geladeiras mais eficientes, decorrentes da crise energética de 2001.

O crescimento econômico proporcionou um aumento do Produto Interno Bruto (PIB) de 4,9%, em termos reais, no ano de 2004. Ressalta-se um forte crescimento do consumo de eletroeletrônicos decorrente do crescimento da população ocupada e da recuperação dos rendimentos médios. Conforme a Associação Nacional de Fabricantes de Produtos Eletroeletrônicos, as vendas industriais de eletrodomésticos (produtos de linha branca) acumularam um crescimento de 30,9% em 2004 comparativamente ao verificado em 2003.

A distribuição do uso final no consumo de eletricidade no setor residencial foi primeiramente mostrado no estudo de Jannuzzi e Schipper (1991), o qual cobriu somente algumas cidades no interior de São Paulo. Dez anos mais tarde, Almeida et al (2001) mostraram o uso final de eletricidade no setor residencial nas diferentes regiões brasileiras, baseados em um levantamento realizado em 1989, patrocinado pela Eletrobrás e PROCEL. Entre 1997 e 1998, foi realizada uma pesquisa similar denominada SINPHA - Pesquisa de Posses e Hábitos de Uso de Aparelhos Elétricos também patrocinada pelo PROCEL e Eletrobrás (SINPHA, 1999).

Uma atualização do SINPHA está sendo realizada com dados de 2005. A figura 3 mostra que o uso final de ar condicionado no Brasil, de acordo com este levantamento mais recente, representa, na média, 16% do consumo total de eletricidade em residências, o dobro do valor da pesquisa do SINPHA de 1998 que era de 8%, e muito maior que os 3% obtidos em Almeida et al (2001). Percebe-se que houve um aumento significativo da penetração de ar condicionado em residências e os valores variam bastante por região.

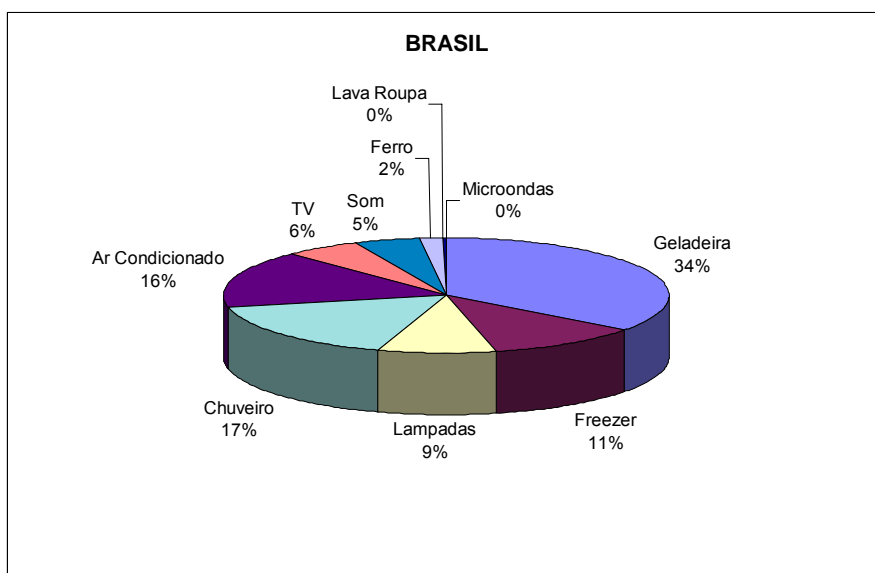


Figura 3: Uso final do consumo de eletricidade total no setor residencial. Fonte: PROCEL

2. Histórico

A primeira iniciativa no âmbito de legislações efetivamente instituídas para promover a eficiência energética no país surgiu como consequência da crise de energia de 2001, quando foi sancionada Lei N° 10.295, de 17 de outubro de 2001, que “*dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia*” (BRASIL, 2001a). O artigo 4° desta lei afirma que “*o Poder Executivo desenvolverá mecanismos que promovam a eficiência energética nas edificações construídas no País*”. Dois meses depois a regulamentação foi publicada sob forma do Decreto 4.059 de 19 de dezembro de 2001, indicando, no artigo 1°, que “*os níveis máximos de consumo de energia, ou mínimos de eficiência energética, (...), bem como as edificações construídas, serão estabelecidos com base em indicadores técnicos e regulamentação específica (...)*” (Brasil, 2001b). No decreto, fica instituído o Comitê Gestor de Indicadores e Níveis de Eficiência Energética - CGIEE, composto por representantes do Ministério de Minas e Energia; Ministério da Ciência e Tecnologia; Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior, além de representantes da Agência Nacional de Energia Elétrica; Agência Nacional do Petróleo, e um representante de universidade brasileira e um cidadão brasileiro, ambos especialistas em matéria de energia. No âmbito desse decreto, cria-se o Grupo Técnico para Eficientização de Energia nas Edificações no País (GT-MME).

Compete ao Grupo Técnico propor ao CGIEE, com relação a edificações:

I - a adoção procedimentos para avaliação da eficiência energética das edificações;

II - indicadores técnicos referenciais do consumo de energia das edificações para certificação de sua conformidade em relação à eficiência energética; e

III - requisitos técnicos para que os projetos de edificações a serem construídas no país atendam os indicadores mencionados no item anterior.”(BRASIL, 2001b)

Em outubro de 2003 é lançado o PROCEL Edifica, através do Plano de Ação para Eficiência Energética em Edificações, estabelecendo 6 vertentes de ação: arquitetura bioclimática, indicadores referenciais para edificações, certificação de materiais e equipamentos, regulamentação e legislação, remoção de barreiras à conservação da energia e, por fim, educação. Cada vertente apresenta uma série de projetos que visam implementar a eficiência energética na cultura construtiva nacional, desde a fase anterior ao projeto, através da educação e certificação de materiais, até a revisão de leis de eficiência energética para constante atualização tecnológica. Um destes projetos é o desenvolvimento da própria regulamentação da eficiência energética das edificações.

Em junho de 2004, foi assinado o Convênio ECV 007/2004 PROCEL / UFSC para desenvolvimento da base técnica para esta regulamentação. Nas discussões geradas a partir dos estudos desenvolvidos no âmbito desse projeto, verificou-se que as várias soluções eficientes de projeto (envoltória) em conjunto com o uso de equipamentos eficientes podem levar estas soluções para diferentes níveis de classificação de eficiência do edifício. Portanto, é possível continuar a trabalhar com a escala de variação para definição de uma classificação que incentive a construção de edificações cuja eficiência esteja acima do mínimo requerido por uma norma. Diante desse quadro, o GT optou por desenvolver uma regulamentação para etiquetagem de edifícios, em vez de uma norma de prescrições mínimas, pois pode trazer um diferencial de mercado para edificações mais eficientes.

Durante a segunda reunião do GT-MME, em dezembro de 2005, a Secretaria executiva é criada, sendo a coordenação do PROCEL e contando com a participação de IBAM, IAB, CBIC, Caixa Econômica e UFSC.

Em setembro de 2006, na quarta reunião do GT-MME, a versão experimental do texto da regulamentação de etiquetagem de nível de eficiência de edifícios foi aprovada pelo CGIEE. Este artigo descreve a metodologia para a classificação de edificações comerciais e públicas quanto à eficiência energética que consta na regulamentação.

3. Proposta da Regulamentação

A regulamentação para etiquetagem de nível de eficiência de edifícios especifica os requisitos técnicos, bem como os métodos para classificação de edificações comerciais e públicas quanto à eficiência energética. É de caráter voluntário, com previsão de implantação a partir de 2007, e passará a ter caráter obrigatório no prazo de cinco anos a partir da data de implementação, portanto a partir de 2012.

O objetivo da regulamentação é criar condições para a Etiquetagem Voluntária do nível de eficiência energética de edifícios comerciais e públicos numa primeira instância, e aplica-se para edifícios com área total útil mínima de 500m² ou com tensão de abastecimento superior ou igual a 2,3kV (subgrupos A1, A2, A3, A3a e A4), incluindo edifícios condicionados, parcialmente condicionados e naturalmente ventilados.

O texto inicial da regulamentação foi elaborado pelo Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, Departamento de Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina através do convênio ECV 007/2004 firmado com a Eletrobras no âmbito do programa Procel EDIFICA. O texto foi então discutido e ajustado em reuniões com a Secretaria Técnica, e finalmente foi aprovado pelo GT-MME.

A regulamentação é dividida em três requisitos, conforme as metodologias descritas nos itens abaixo: eficiência e potência instalada do *sistema de iluminação*, eficiência do *sistema de condicionamento do ar* e o desempenho térmico da *envoltória* do edifício.

Todos os requisitos têm níveis de eficiência que variam de A (mais eficiente) a E (menos eficiente).

Para obter a classificação geral do edifício, as classificações por requisitos devem ser avaliadas, resultando numa classificação final. Para isso, pesos são atribuídos para cada requisito, e de acordo com a pontuação final, é obtida uma classificação geral que também varia de A (mais eficiente) a E (menos eficiente):

Os pesos estão distribuídos da seguinte forma:

- Sistema de Iluminação (DPI) = 30%
- Sistema de Condicionamento de Ar (CA) = 40%
- Envoltória (Env) = 30%

Portanto, a classificação geral do edifício é calculada de acordo com a distribuição dos pesos através da seguinte equação:

$$PT = 0,30 \times (\text{EqNum DPI}) + 0,40 \times \{(\text{EqNum CA} \times \text{AC/AU}) + [(1 - \text{AC/AU}) \times 5]\} + 0,30 \times \{(\text{EqNum Env} \times \text{AC/AU}) + [(1 - \text{AC/AU}) \times 5]\} \quad (1)$$

Onde:

AC = área condicionada¹

AU = área útil²

Os equivalentes numéricos (EqNum) para os níveis de eficiência de cada requisito são obtidos na tabela 1:

Tabela 1 Equivalente numérico para cada nível de eficiência (EqNum)

A	5
B	4
C	3
D	2
E	1

O número de pontos obtidos na equação acima irá definir a classificação geral da edificação:

Tabela 2: Classificação Geral

PT	Classificação Final
4,5 a 5	A
3,5 a 4,4	B
2,5 a 3,4	C
1,5 a 2,4	D
1 a 1,4	E

Como requisito geral a ser cumprido para ser elegível à etiquetagem, o edifício deverá possuir circuito elétrico com possibilidade de medição centralizada por uso final: iluminação, sistema de condicionamento de ar, e outros. Além disso, existem alguns requisitos mínimos a cumprir para o edifício atingir uma classificação A, como por exemplo utilizar aquecimento solar de água, quando houver demanda para uso de sistema de água quente.

3.1. Sistema de Iluminação:

Este item descreve o método de cálculo do limite de potência de iluminação interna para cada ambiente da edificação, com a finalidade de classificar o nível de eficiência do sistema de iluminação do edifício.

Pelo método, obtém-se o limite máximo aceitável de densidade de potência de iluminação por 100lux (W/m²/100lux) em função do índice de ambiente definido para cada nível na Tabela 3.

¹ Ambiente fechado atendido por sistema de condicionamento de ar.

² Área realmente disponível para ocupação, medida entre os paramentos internos das paredes que delimitam o ambiente, excluindo garagens.

Tabela 3. Limite máximo aceitável de densidade de potência de iluminação para o nível de eficiência pretendido.

Índice de ambiente K	Densidade de Potência de iluminação W/m ² /100lux (Nível A)	Densidade de Potência de iluminação W/m ² /100lux (Nível B)	Densidade de Potência de iluminação W/m ² /100lux (Nível C)	Densidade de Potência de iluminação W/m ² /100lux (Nível D)
0,60	2,84	4,77	5,37	6,92
0,80	2,43	3,86	4,32	5,57
1,00	2,34	3,38	3,77	4,86
1,25	2,12	3,00	3,34	4,31
1,50	1,91	2,79	3,11	4,01
2,00	1,88	2,53	2,77	3,57
2,50	1,88	2,38	2,57	3,31
3,00	1,74	2,31	2,46	3,17
4,00	1,74	2,16	2,33	3,00
5,00	1,71	1,91	2,24	2,89

Obs.: Foram adotadas as seguintes refletâncias do ambiente: Teto = 70%; Parede = 50%; Piso = 10%.

Determina-se, então, o nível de iluminação necessário para cada ambiente através do uso da *NBR 5413 – Iluminância de Interiores* (ABNT, 1992).

O limite máximo aceitável de potência de iluminação para cada ambiente será dado pelo produto dos valores obtidos acima (W/m²/100lux) e (lux).

Um sistema de iluminação com nível de eficiência A corresponde, por exemplo, a utilizar lâmpadas de 28W, luminária com refletor de alumínio e reator eletrônico, enquanto que um sistema de iluminação com nível de eficiência E corresponde a lâmpadas de 40W e reator eletromagnético.

Para efeito de classificação da edificação deverão ser respeitados, além dos limites de potência instalada, os critérios de *controle do sistema de iluminação*: Desligamento automático do sistema de iluminação; Divisão dos circuitos e Contribuição da luz natural.

3.2. Sistema de Condicionamento de Ar:

Segundo a regulamentação, para efeito de etiquetagem é obrigatório que os edifícios condicionados artificialmente possuam sistemas de condicionamento de ar com eficiência conhecida:

- a) Condicionadores de ar de uso doméstico, do tipo janela, e Condicionadores de ar, tipo SPLIT com eficiência avaliada pelo Programa Brasileiro de Etiquetagem PBE / INMETRO e de acordo com as normas brasileiras de condicionadores de ar domésticos;
- b) Condicionadores de ar não regulamentados pelo PBE / INMETRO.

A classificação do INMETRO é baseada no índice de eficiência energética do equipamento. A eficiência energética de um condicionador de ar é definida como sendo a razão entre a sua capacidade de refrigeração e a potência elétrica consumida por este equipamento.

A classe de eficiência energética de cada modelo, representada por uma letra, de A a E, simboliza o nível de eficiência em que se encontra o modelo em questão.

Encontram-se descritas nas Tabela 4 e 5 (extraídas do *site* do INMETRO - www.inmetro.gov.br), as classes de eficiência energética com os requisitos mínimos de eficiência para cada categoria:

Tabela 4 – Tabela do INMETRO – Condicionador de ar

Tabela CA

ENCE - Etiqueta Nacional de Conservação de Energia **Critérios 2006**
Selo PROCEL de Economia de Energia

CONDICIONADOR DE AR													Data	31/3/2006
Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W)												Total de modelos por classe	
	Categoria 1 ≤9.495 kJ/h ≤9.000 BTU/h			Categoria 2 9.496 a 14.769 9.001 a 13.999			Categoria 3 14.770 a 21.099 14.000 a 19.999			Categoria 4 ≥ 21.100 ≥ 20.000				
A	2,91	24	52,2%	3,02	16	45,7%	2,87	6	35,3%	2,82	1	10,0%	47	
B	2,68	11	23,9%	2,78	14	40,0%	2,70	6	35,3%	2,62	5	50,0%	36	
C	2,47	0	0,0%	2,56	2	5,7%	2,54	3	17,6%	2,44	0	0,0%	5	
D	2,27	0	0,0%	2,35	0	0,0%	2,39	2	11,8%	2,27	2	20,0%	4	
E	< 2,27	11	23,9%	< 2,35	3	8,6%	< 2,39	0	0,0%	< 2,27	2	20,0%	16	
	46 un			35 un			17 un			10 un			108 un	

Fonte: INMETRO

Tabela 5 – Tabela do INMETRO – Condicionador de ar Split

ENCE - Etiqueta Nacional de Conservação de Energia **Critérios 2006**
Selo PROCEL de Economia de Energia

CONDICIONADOR DE AR SPLIT				Data atualização:	31/3/2006
Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W)		Total de modelos por classe		
A	CEE>	2,94	59	26,7%	
B	2,76	<CEE≤ 2,94	101	45,7%	
C	2,58	<CEE≤ 2,76	43	19,5%	
D	2,39	<CEE≤ 2,58	16	7,2%	
E	CEE≤	2,39	2	0,9%	

221 un

Fonte: INMETRO

Os sistemas de condicionadores de ar não regulamentados pelo INMETRO são baseados nas tabelas da ASHRAE 90.1, sendo que serão classificados de acordo com os níveis e requisitos a seguir:

- Para os Níveis A e B os condicionadores de ar, os resfriadores de líquido, os condensadores e torres de arrefecimento devem atender aos requisitos mínimos de eficiência estabelecidos pela ASHRAE 90.1 – 2004 (ASHRAE, 2004);
- Para o Nível C, os condicionadores de ar, os resfriadores de líquido, os condensadores e torres de arrefecimento devem atender aos requisitos mínimos de eficiência definidos na ASHRAE 90.1 – 1999 (ASHRAE, 1999);
- Para o Nível D, os condicionadores de ar e os resfriadores de líquido devem atender aos requisitos mínimos de eficiência apresentados na ASHRAE 90.1 – 1989 (ASHRAE, 1989);
- Nível E: quando o sistema não se enquadrar nos níveis acima.

Além disso, para alcançar o nível A, todo o sistema de condicionamento de ar deve respeitar os seguintes requisitos:

- Cálculo detalhado de carga térmica;
- Controle de temperatura por zona;
- Automação;
- Isolamento de zonas;
- Controles e dimensionamento do sistema de ventilação;
- Recuperação de Calor;
- Controles e dimensionamento dos sistemas hidráulicos;
- Equipamentos de rejeição de calor;

A tabela a seguir exemplifica os diferentes requisitos mínimos de eficiência para os resfriadores de líquido.

Tabela 6 – Eficiência Mínima de Resfriadores de Líquido

Tipo de equipamento	Níveis A e B ASHRAE 90.1 - 2004		Nível C ASHRAE 90.1 - 1999		Nível D ASHRAE 90.1 - 1989	
	Capacidade	Eficiência mínima	Capacidade	Eficiência mínima	Capacidade	Eficiência mínima
Condensação a ar, com condensador	Todas	2,80 COP 3,05 IPLV	< 528 kW ≥ 528 kW	2,70 COP 2,80 IPLV 2,50 COP 2,50 IPLV	< 528 kW ≥ 528 kW	2,60 COP 2,60 IPLV 2,40 COP 2,40 IPLV
Condensação a ar, sem condensador	Todas	3,10 COP 3,45 IPLV	Todas	3,10 COP 3,20 IPLV	Todas	3,00 COP 3,00 IPLV
Condensação a água (compressor do tipo parafuso e scroll)	< 528 kW ≥ 528 kW e < 1.055 kW ≥ 1.055 kW	4,45 COP 5,20 IPLV 4,90 COP 5,60 IPLV 5,50 COP 6,15 IPLV	< 528 kW ≥ 528 kW e < 1.055 kW ≥ 1.055 kW	3,80 COP 3,90 IPLV 4,20 COP 4,50 IPLV 5,20 COP 5,30 IPLV	< 528 kW ≥ 528 kW e < 1.055 kW ≥ 1.055 kW	3,70 COP 3,80 IPLV 3,70 COP 3,80 IPLV 4,60 COP 4,70 IPLV

A definição de Coeficiente de Performance (COP), segundo a ASHRAE 90.1: é a razão da taxa de calor removido pela taxa de energia consumida, para um sistema completo de refrigeração ou uma porção específica deste sistema sob condições operacionais designadas.

3.3. Envoltória:

Nesta seção, o regulamento descreve o método de classificação de eficiência da envoltória, baseado em um indicador de consumo obtido através de uma equação.

Foram desenvolvidas duas equações por zona bioclimática: uma representando edifícios com área de projeção³ (A_{pcob}) menor que 500m² e a segunda para edifícios com área de projeção maior que 500m². O zoneamento bioclimático brasileiro é estabelecido na NBR 15220-3 (ABNT, 2005).

As equações foram desenvolvidas a partir de análises do resultado de simulações do desempenho termo-energético de protótipos cujas tipologias representam as edificações atualmente construídas no país. Os protótipos foram elaborados após um levantamento fotográfico que reuniu 1103 edificações comerciais e institucionais em 5 capitais brasileiras. O levantamento identificou as características externas das edificações tais como forma e dimensões, percentual de abertura na fachada, existência e dimensões de proteções solares e cores dos vidros (Carlo *et al* (2005)), dando origem, por sua vez, a cinco protótipos, cada qual com uma volumetria distinta e representativo de uma atividade comercial: hotéis, grande escritório, pequeno escritório, grande loja e pequena loja. Estes protótipos representativos foram alterados para o pior caso de cada atividade comercial encontrado no levantamento e avaliados sob diversas situações (Carlo, J. C. ; Lamberts, R., (2006)). Em seguida, medidas de conservação de energia foram aplicadas ao protótipo pouco eficiente a fim de verificar sua relevância na eficiência energética. As medidas mais relevantes que compõem a envoltória fazem parte das equações de cálculo do Indicador de Consumo.

O Indicador de Consumo referente à envoltória do edifício proposto deve ser calculado com as diferentes equações de acordo com a cidade e Zona Bioclimática onde o edifício está inserido. A seguir, como exemplo, mostram-se as equações válidas para Edificações localizadas na região bioclimática de Florianópolis:

$A_{pcob} < 500m^2$:

$$IC_{env} = -175,30 \times (A_{pcob}/A_{tot}) - 212,79 \times (A_{env}/V_{tot}) + 185,74 + 21,86 \times PAF_T + 5,59 \times FS - 0,19 \times AVS + 0,15 \times AHS + 2,34 \times U_{cob} + 52,25 \times (A_{pcob}/A_{tot}) \times (A_{env}/V_{tot}) + 213,35 \times (A_{pcob}/A_{tot}) \times (A_{env}/V_{tot}) - 0,04 \times PAF_T \times FS \times AVS - 0,45 \times PAF_T \times AHS$$

(2)

³ área da projeção horizontal da cobertura (quando os edifícios são de formato uniforme) ou área de projeção média dos pavimentos, excluindo subsolos (no caso de edifícios com formato irregular);

$A_{pcob} > 500m^2$:

$$IC_{env} = -14,14 \times (A_{pcob}/A_{tot}) - 113,94 \times (A_{env}/V_{tot}) + 42,25 + 50,82 \times PAF_T + 4,86 \times FS - 0,27 \times AVS + 0,26 \times AHS - 1,76 \times U_{cob} + 239,25 - 35,75 \times (V_{tot}/A_{env}) - 0,54 \times PAF_T \times AHS \quad (3)$$

Onde:

PAF_T = Percentual de Abertura na Fachada total (%)

FS = Fator Solar

AVS = Ângulo Vertical de Sombreamento

AHS = Ângulo Horizontal de Sombreamento

U_{cob} = Transmitância Térmica da cobertura ($W/(m^2K)$)

Sendo que as equações para $A_{pcob} > 500m^2$ são válidas para uma A_{tot} limite. Acima deste limite, deve-se utilizar a simulação (item a seguir). As equações são válidas para uma Transmitância Térmica da cobertura (U_{cob}) constante, igual a $2,0 W/(m^2.K)$.

O indicador de consumo obtido deve ser comparado a uma escala numérica dividida em intervalos que descrevem um nível de classificação de desempenho que varia de A a E. Quanto menor o indicador obtido, mais eficiente será a envoltória da edificação. A escala numérica da classificação de eficiência é variável, e deve ser determinada para cada volumetria de edifício através dos parâmetros: razão da área de projeção da cobertura pela área total de piso (A_{pcob}/A_{tot}) e razão da área da envoltória pelo volume total (A_{env}/V_{tot}). Os demais parâmetros da equação são fornecidos.

3.4. Simulação:

A simulação do desempenho do edifício pode ser utilizada como forma alternativa para classificação do nível de eficiência.

O método de avaliação da eficiência energética de um edifício através da simulação computacional pode ser usado para avaliar edifícios condicionados artificialmente, ou edifícios naturalmente ventilados, ou ainda que possui áreas condicionadas - de longa permanência⁴ - menor que a área útil total.

a) Para prédios condicionados artificialmente:

O método compara o desempenho da edificação proposta (*real*) com uma edificação similar (*de referência*), cujas características devem estar de acordo com o nível de eficiência pretendido. Através de simulação, compara-se o consumo do projeto proposto (real) com o consumo do projeto de referência. Deve ser demonstrado que o consumo de energia do projeto proposto deve ser igual ou menor do que o consumo do edifício de referência. Portanto dois modelos representando o mesmo edifício devem ser construídos: o modelo representando o edifício *real* (de acordo com o projeto proposto) e o modelo de *referência* (de acordo com o nível de eficiência pretendido).

O método da simulação é baseado no *Energy Cost Budget* (ECB) da ASHRAE 90.1. No ECB deve-se demonstrar que o **custo** anual de energia do edifício proposto não pode ultrapassar os custos do edifício de referência, o qual atinge os critérios prescritivos da norma.

b) Para prédios naturalmente ventilados ou que possuam áreas de longa permanência não condicionadas:

É obrigatório comprovar por simulação que o ambiente interno das áreas não condicionadas proporciona temperaturas dentro da zona de conforto durante 95% das horas ocupadas.

3.5. Certificação:

O processo de implementação do certificado passa por duas etapas:

a) Projeto e Documentação: é emitido um certificado com etiqueta atestando o nível de eficiência;

b) Auditoria no edifício em uso (pós *habite-se* e com sistemas instalados) realizada pelo auditor credenciado: é fornecida uma placa com o certificado, que poderá ser exposta no edifício.

⁴ Escritórios, lojas, áreas de trabalho. Não é considerada área de longa permanência: circulação, depósitos, banheiros.

4. Discussão Final:

Existe um grande potencial nos países em desenvolvimento como o Brasil, de reduzir o crescimento do consumo de energia elétrica, mesmo com o crescimento do PIB, através da introdução de medidas de eficiência energética.

Controlar o crescimento do consumo de energia associado ao crescimento econômico do país requer uma série de medidas que racionalizem o uso de energia. Dentre estas medidas, normas e leis para promover a eficiência energética podem contribuir no setor de edificações residenciais, comerciais e públicas.

A criação de uma etiqueta com um nível de eficiência a ser usada em novas edificações é uma iniciativa que pode auxiliar os consumidores a optarem por edificações com maior eficiência energética, além de trazer um diferencial de mercado para os construtores.

A Regulamentação para Etiquetagem se encontra em fase de testes dentro da rede de laboratórios de conforto ambiental das universidades do Brasil. Pretende-se que cada laboratório aplique a metodologia em alguns edifícios recém construídos ou em fase final de construção com o objetivo de testar a metodologia e formar-se uma base de dados de edificações em diferentes climas e seus níveis de eficiência. Em função destes testes, a regulamentação será ajustada e para o próximo ano, espera-se que a regulamentação seja lançada no mercado. Na sequência, será aprovado e definido um cronograma para a regulamentação passar a ser de caráter obrigatório.

Num futuro próximo, pretende-se começar a elaboração de uma Regulamentação Voluntária para a Certificação do Nível de Eficiência Energética para Edifícios Residenciais.

5. Referências

- ABNT, 1992. :NBR 5413 – Iluminância de Interiores.
- ABNT, 2005. NBR 15220-3 - Desempenho térmico de edificações - Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social.
- Almeida, M.A., Schaeffer, R., La Rovere, E.L., 2001. The potential for electricity conservation and peak load reduction in the residential sector of Brazil. *Energy* 26 (4), 413-429.
- ASHRAE, 2004 – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1 – 2004**: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 2004.
- ASHRAE, 1999 – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1 – 1999**: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 1999.
- ASHRAE, 1989 – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1 – 1989**: Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, 1989.
- BRASIL, 2001a. **Lei n. 10295, de 17 de outubro de 2001. Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia.** Lex: Diário Oficial da União, Brasília, 2001a. Disponível em: <www.inmetro.gov.br/qualidade/lei10295.pdf>. Acesso em: 17/03/03
- BRASIL, 2001b. **Decreto n. 4.059, de 19 de dezembro de 2001. Regulamenta a Lei nº 10.295, de 17 de outubro de 2001, que dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia, e dá outras providências.** Lex: Diário Oficial da União, Brasília, 2001b. Disponível em: <www.mme.gov.br/ministerio/legislacao/decretos/Decreto%20n%204.059-2001.html>. Acesso em: 17/03/03
- Carlo, J. C. ; Lamberts, R., 2006. Elaboração de protótipos para simulação do desempenho termo-energético de edificações. In: Encontro Nacional de Tecnologia no Ambiente Construído, 2006, Florianópolis. ENTAC 2006 - A Construção do Futuro. Porto Alegre : ANTAC, 2006. v. 1. p. 152-161.
- Carlo, J. C. ; Toccoloni, G. ; Lamberts, R., 2005. Verificação das Características Externas de Edificações em Quatro Capitais Brasileiras. In: VIII ENCONTRO NACIONAL SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO - IV ENCONTRO LATINO-AMERICANO SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO, 2005, Maceió. VIII ENCONTRO NACIONAL SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO - IV ENCONTRO LATINO-AMERICANO SOBRE CONFORTO NO AMBIENTE CONSTRUÍDO. Maceió : ANTAC, 2005. p. 316-325.
- Jannuzzi, G.M., Schipper, L., 1991. The structure of electricity demand in the Brazilian household sector. *Energy Policy* 19 (9), 879-891.
- Lamberts, R e Carlo, J. C., 2004. Uma Discussão sobre a Regulamentação de Eficiência Energética em Edificações. Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, **Anais...** : MERCOFRIO 2004.
- MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA, 2005. **Balço Energético Nacional.** 2005. Disponível em <<http://www.mme.gov.br>> Acesso em 16 de outubro de 2006.
- SINPHA. Sistema de Informações de Posses de Eletrodomésticos e Hábitos de Consumo. Núcleo de Estatística Computacional, PUC/Rio. Rio de Janeiro, 1999. CD-ROM.

REGULATION PROPOSAL FOR VOLUNTARY ENERGY EFFICIENCY LABELING OF COMMERCIAL BUILDINGS

Roberto Lamberts

Department of Civil Engineering, Federal University of Santa Catarina, Brazil
e-mail: lamberts@ecv.ufsc.br

Solange Goulart

LabEEE – Laboratory of Energy Efficiency of Buildings, Federal University of Santa Catarina, Brazil
e-mail: solange@labeee.ufsc.br

Joyce Carlo

LabEEE – Laboratory of Energy Efficiency of Buildings, Federal University of Santa Catarina, Brazil
e-mail: joyce@labeee.ufsc.br

Fernando Westphal

LabEEE – Laboratory of Energy Efficiency of Buildings, Federal University of Santa Catarina, Brazil
e-mail: fernando@labeee.ufsc.br

Abstract

Despite of Brazil not being between the major world energy consumers, the consumption of electricity has significantly increased in the late years. The National Energy Balance of 2005, published by the Brazilian Ministry of Energy, showed an increasing of the participation of electricity in the final energy consumption of 15.7% in 2002 to 16.2% in 2004.

Initially, a brief review of the initiatives taken by Brazilian Government aiming to limit and control the energy consumption in buildings is presented. Then, the regulation proposal containing the technical requirements to classify the energy efficiency level of buildings is shown.

The purpose of this voluntary regulation is to provide conditions to certify the energy efficiency level of Brazilian buildings (commercial and public). It specifies the methods for energy efficiency rating of buildings and includes requirements to attend energy conservation measures in three main issues: lighting system; air conditioning system and envelope. The regulation applies to large buildings (minimum total area of 500m² or when the energy demand is greater than or equal to 2,3kV, including: Conditioned buildings; Partially conditioned buildings and Naturally ventilated buildings.

Keywords: energy regulation, energy efficiency, rating, buildings

Danish and Brazilian Modeling of Whole-Building Hygrothermal Performance – with Emphasis on Moisture Buffering

Carsten Rode

Technical University of Denmark, DK-2800 Kgs. Lyngby, Denmark
car@byg.dtu.dk

Nathan Mendes

Pontifical Catholic University of Paraná, Brazil
nathan.mendes@pucpr.br

Karl Grau

Danish Building Research Institute, DK-2870 Hørsholm, Denmark
kg@sbi.dk

Abstract. *The humidity of rooms and moisture conditions of materials in the enclosure of buildings depend much on each other because of the moisture exchange that takes place over the interior surfaces. These moisture influences also depend strongly on the thermal conditions of indoor spaces and enclosure elements of buildings. In turn, the moisture and humidity conditions have significant impact on how buildings are operated. In hot-humid climates it may be desirable to keep the ventilation rates low in order to avoid too high indoor humidity, while in cold climates ventilation can be used to keep the humidity low and thus reduce the risk of moisture damage in the building enclosure. In either case the indoor humidity has a direct or indirect impact on the energy performance of the HVAC system of a building.*

To analyze this situation, one could benefit from some recent developments in integrated computational analysis of the hygrothermal performance of whole buildings. Such developments have led to new hygrothermal models for whole buildings. The paper gives examples of two such recent developments and will illustrate some calculation results that can be obtained. Finally the paper will mention some further developments and international collaboration on the subject.

Keywords. *Heat, air, moisture, whole buildings, indoor climate*

1. Introduction

Indoor humidity is a result of vapor production caused by activities in indoor rooms and exchange of moisture with the surroundings, mainly through infiltration, ventilation and other forms of air exchange. Indoor humidity also depends on the exchange of moisture with the building enclosure, as well as with indoor furnishing. Most of this moisture exchange will be of a transient nature, such as the moisture exchange with indoor furnishing and materials on the interior surface of the building enclosure. Since the total surface area of materials in contact with the indoor environment can be significant, and many materials may be hygroscopic, this exchange of moisture will act to moderate the indoor humidity variations seen in rooms under varying exposures. In addition, some moisture will also be exchanged with the exterior environment through various moisture transport processes that work across the whole building enclosure. Such transports can normally be seen as unimportant in comparison to the amounts exchanged by ventilation (Elmroth et al., 1997).

The indoor humidity is one of the most important reasons for moisture accumulation in the building enclosure. Thus, there is a need to develop good analytical techniques to evaluate the integral moisture performance of the whole building, comprising the indoor environment and its enclosure. Attempts to develop such analytical techniques have been presented by Rode and Grau (2003), Mendes et al. (2003), Holm et al. (2001) and Simonson et al. (2002). In addition there is a need to make more experimental investigation in whole building such as done by Simonson (2000). Realization that these needs exist has led to the formation of an international research project in the framework of the International Energy Agency, which started by the end of 2003 and involves researchers from as many as 19 countries (Hens, 2003).

Ventilation of indoor rooms could be maintained as a way to avoid excess indoor humidity levels. Since the indoor humidity loads vary with a daily cycle, an interesting question is whether proper utilization of the moisture buffering capacity of materials, could keep the indoor humidity at moderate levels and thereby limit the requirement for ventilation as a means to control the vapor content in periods when the rooms are occupied. Moisture buffering might also avoid very dry indoor humidity levels such as seen in cold climates in wintertime. In short, moisture buffering may eliminate the peaks and valleys in indoor humidity levels, and thereby may contribute to an optimized indoor environment.

There is today a need for more knowledge about the extent to which such effects are worth pursuing (Rode et al., 2004). This paper will demonstrate the performance of two different whole-building hygrothermal simulation models.

They are used to quantify the daily moisture adsorption/desorption for building enclosures with different materials, different HVAC system operation and different outdoor climatic conditions.

The topic *Whole Building Heat, Air and Moisture Response* is also being dealt with in a major international research project which is Annex 41 in IEA's Energy Conservation in Buildings and Community Systems Programme. The project, which runs from 2003-2007, has participation of researchers of 39 institutions from 19 different countries (Hens 2003, and Annex 41, 2006). The project strives to stimulate new developments and exchange experiences, not the least through execution of "Common Exercises" within the subtasks: 1. Modeling principles; 2. Experimental investigations; 3. Boundary conditions; and 4. Long term performance and technology transfer. Participants in the project typically have a background in either thermal modeling of buildings, hygrothermal modeling of building envelopes, or in air flow modeling with Computational Fluid Dynamics (CFD). The interesting and difficult target for this research is to combine all the different physical processes and the different levels of detail in the building description – from materials, over constructions to the whole building..

2. Moisture Buffer Effect

In a general way, moisture buffer capacity can be defined as a material's ability to reduce variations within an enclosure. For example instead of relative humidity oscillating between say 40 % and 80 % due to indoor activities, proper use of moisture buffering material might limit variation between a range of 55 and 65 % RH, or maybe even less variation.

2.1. Moisture Buffer Definitions

Moisture buffer capacity is an essential term for the topic of this paper. Some material properties that influence the buffer capacity are density, moisture capacity and water vapor permeability.

- The *density* is of importance since a fixed volume of material with a high moisture capacity and a low density has only small ability to contain water as opposed to the same volume of a material with a higher density.
- The *moisture capacity* is expressed by the gradient of the sorption curve, where the sorption curve gives the relationship between the equilibrium moisture content (kg/m^3) of a material and the relative humidity of its surroundings. The sorption curve is not linear and thus, the moisture capacity depends on the actual moisture level.
- *Water vapor permeability* is a material property that describes the rate of moisture transport by diffusion per unit area and vapor pressure difference through a unit thickness of material.

Several different ways of defining moisture buffer capacity have been suggested. One way is analogous to thermal effusivity which expresses a material's capacity to absorb heat when exposed to a given thermal excitation (Hagentoft, 2001). Inspired by this definition, a buffer effect can be described as a *moisture accumulation ability* (or *moisture "effusivity"*), which derives from vapor permeability (δ_c , m^2/s), moisture capacity (ξ_w , kg/m^3) and the saturation vapor concentration (ν_s , kg/m^3).

$$\text{Moisture effusivity, } b_m : \sqrt{\frac{\delta_c \cdot \xi_w}{\nu_s}} \quad (1)$$

The unit for moisture effusivity is $\text{m/s}^{1/2}$.

The moisture effusivity is different from the well known term, moisture diffusivity:

$$D_m = \frac{\delta_c \cdot \nu_s}{\xi_w} \quad (2)$$

but the following relation can be established between the two:

$$b_m = \frac{\delta_c}{\sqrt{D_m}} \quad (3)$$

Another measure of moisture buffer capacity is *penetration depth* (ε , m) which is also a combined parameter. It includes cycle time, water vapor permeability, saturation moisture content in the air (which is highly temperature dependent) and the moisture capacity. The penetration depth gives the active layer of a construction that is able to exchange moisture with its surroundings during a given cycle. The depth at which 37% of the variation at the surface can be registered is:

Moisture penetration depth, ε :
$$\sqrt{\frac{D_m \cdot t_p}{\pi}} \tag{4}$$

where D_m is the moisture diffusivity of the material, m^2/s ,
 t_p is the period of the cycle, s

Tim Padfield (1999-2006) used the term, *available water* during a given period, to compare moisture buffer capacity of different materials. The available water is given by the product of moisture capacity ξ_v and penetration depth ε . The unit for available water is $g/m^2/day$.

A so-called *Feuchtepufferfunktion* was introduced by researchers from the University of Essen, Germany and an overview of its definition is given by Reick, 2001. The *Feuchtepufferfunktion* represents a mathematical paradigm to analyze the response of a material when subjected to a step change in surrounding moisture conditions. It is not a material property as such.

Mitamura et al. (2001) introduced yet another way to express the buffer capacity. The weight of a tested sample as a function of variation in ambient relative humidity was proposed. The drawback of this measure of buffer capacity is that it requires all materials to be tested experimentally for this specific parameter, rather than adapt data that is available from other moisture property measurements.

The different above mentioned measures of moisture buffer capacity are hard to compare. They have different units and contain different parameters. It is not clear which parameters are the most significant for buffer capacity. This topic was the issue of discussion of an international workshop (Rode et al., 2004), where illustrations were given of the different results that could be obtained using some of the possible units for moisture buffer capacity. The workshop was followed up by a Nordic which resulted in the definition the so-called *Moisture Buffer Value* which is suggested as a parameter to describe the moisture buffer capacity of building materials (Rode et al., 2005).

2.2. Material/air interactions and the moisture buffer effect

Daily cycles of temperature and relative humidity induce energy and mass pulses into walls of the building envelope. These pulses affect the spatial distributions of temperature and moisture content in the walls. The affected region has a penetration depth - ε - and oscillation amplitude - $A(x)$. Thus, in an inner region, $\varepsilon_{ext} < x < (L - \varepsilon_{int})$, there is a stabilization kernel, where the moisture content does not change over a certain cycle time such as a day.

Figure 1 shows schematically this phenomenon for a wall with a high Biot number for moisture diffusion (Bi_m). This dimensionless number is the ratio of wall hygric resistance to surface hygric resistance. It can be mathematically defined as:

$$Bi_m = \frac{h_m L}{D_m} \tag{5}$$

where h_m is the mass transfer coefficient at the interface between the porous material and the air, m/s ,
 L is the wall thickness, m .

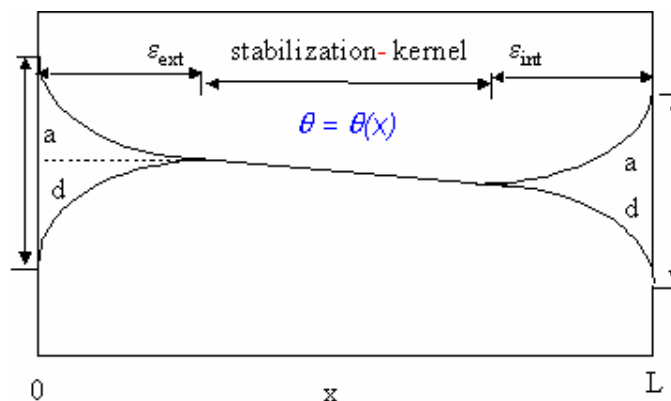


Figure 1 Typical daily oscillation of moisture content for walls of high Bi_m numbers.

High Bi_m numbers mean that wall hygric resistance dominates the moisture transport rate and moisture levels vary within the wall. In Figure 1, “a” and “d” mean adsorption and desorption, respectively, during the cycle time of interest (e.g. drying out of the wall during daytime because of the sun and air-conditioning system, and vapor absorption during nighttime). The moisture capacity for adsorption or desorption due to the characteristics of the air-material interface can

be associated with the boundary condition for moisture conservation at the inside wall surface. If the convection mass transfer coefficient is high, the moisture transfer rate is governed by the moisture buffer capacity of the porous building materials. As defined above, moisture buffer capacity can be related to the moisture capacity, penetration depth, cycle time, density and moisture diffusivity.

Surface parameters such as surface roughness and treatment (e.g. paint) greatly influence the moisture buffer capacity of the system and can be implicitly considered in a modified convection moisture transfer coefficient (h'_m) at the surface. As paints do not have accumulation ability, they can be considered to add a resistance besides the one for moisture flow through the boundary layer. The convection moisture transfer coefficient can be calculated as:

$$h'_m = \left(\frac{\rho_{air} c_{air} Le^{2/3}}{h} + \frac{1}{h_{m,coating}} \right)^{-1} \quad (6)$$

where ρ_{air} is the density of air, kg/m³,
 c_{air} is the specific heat of air, J/(kg·K),
 Le is the dimensionless Lewis number,
 h is the convection heat transfer coefficient, W/(m²·K), and
 $h_{m,coating}$ is the permeance of the coating, m/s

For laminar and turbulent airflow, the Lewis number, Le , can be considered to have the values 0.9 and 1, respectively. The following values are considered to be typical for the parameters in Equation (6): $c_{air} = 1.007$ kJ/kg·K, $\rho_{air} = 1.166$ kg/m³, and $Le = 1$.

2.3. An example of the importance of Moisture Buffer Capacity

An example is given here to illustrate the importance of moisture buffer capacity in relation to ventilation to temper the indoor humidity levels. The example case has a room with a square floor of area equal to 100 m² and four enclosing walls each 2.5 m high. Only the walls exchange moisture with the air (not the floor, the ceiling or other indoor materials). The material of the walls has no surface finish, so it is open to moisture flow, and consists of either brick, concrete, cellular concrete, “wood T” (fibers are perpendicular to the vapor flow), or “wood ||” (fibers are parallel to the vapor transport). The air exchange rate is 0.25, 0.50 or 1.00 air changes per hour (ach). The initial condition and the condition of ventilation air is 40% relative humidity. The increase of indoor relative humidity is calculated for the first 8 hours after the moisture production rate changes from 0 to 417 g/h (10 kg/day).

An analytical solution for the increase in indoor vapor concentration is given by Hagentoft (2001). It considers the interior surface resistance but does not take the vapor capacity of the air itself into account:

$$v = v_0 + \Delta v \left[1 - \left(1 - \frac{d_v}{d_2} \right) \cdot e^{\frac{D_m t}{d_2^2}} \cdot \text{erfc} \left(\frac{\sqrt{D_m t}}{d_2} \right) \right] \quad (7)$$

where v is the indoor vapor concentration at any time t, kg/m³,
 v_0 is the initial indoor vapor concentration, kg/m³,
 Δv is the increase of indoor vapor concentration after infinite time, kg/m³,
 d_v is the material thickness equivalent to the surface resistance to vapor flow, m,
 D_m is the moisture diffusivity of the material, m²/s,
 $\text{erfc}()$ is the complementary error function.

In Equation (7), d_2 is calculated as:

$$d_2 = d_v + \frac{3600 \text{ s/h} \cdot A \cdot \delta_v}{n \cdot V} \quad (8)$$

where A is the total surface area of the walls, m²,
 δ_v is the water vapor permeability of the material in the walls, m²/s,
 n is the total air change rate, h⁻¹, and
 V is the volume of the indoor space, m³.

A surface mass transfer coefficient of $2.7 \cdot 10^{-3}$ m/s is used, which is typical for unpainted walls. The results are shown in Figure 2. The surface resistance is the reason for the sudden increase from 40 to 42.3% relative humidity that can be seen for all walls at time 0 h.

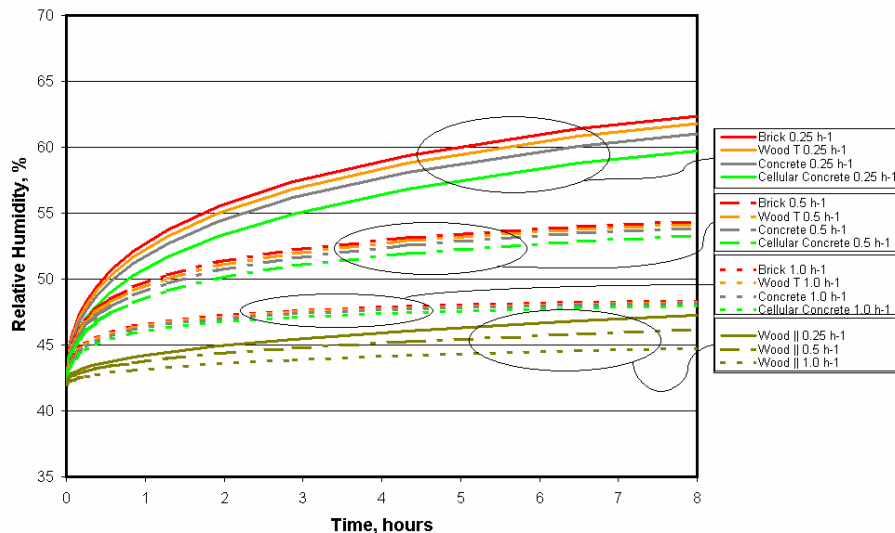


Figure 2 Increase in indoor relative humidity after step change in humidity production using various wall materials and levels of infiltration with outdoor air.

Imagine that this were an office where the occupants in business attire do not want to feel the air becoming too humid or stuffy during a working day. Could one minimize the requirement for ventilation just by choosing some appropriate building materials? Most materials behave the same, and after 8 hours with air exchange rate of 0.5 ach, the indoor relative humidity has increased to approximately 53%. It would have increased to just 48% RH, if the air exchange rate had been 1.0 ach. However, if one had used end-grain wood, “wood ||”, as wall material, the relative humidity would have risen to only 47 %, even if the air exchange rate were as low as 0.25 ach.

Conclusions from this simple example are:

1. Most common building materials behave more or less the same.
2. Product development could possibly lead to new materials whose moisture buffer capacity could help to reduce the requirement for ventilation (if indoor humidity is a design criterion).

Due to the interaction between the indoor environment and the envelope materials, further analysis of moisture buffer capacity of materials and how they behave in buildings under normal conditions should be analyzed using whole building simulation tools as described in the following sections.

3. Simulation Tools for Evaluating the Moisture Buffer Effect

Hygrothermal simulations were performed in order to show some effects of the moisture buffer capacity of building materials using two dynamic models, which were implemented in each of two different whole-building hygrothermal simulation programs. The first one, the Danish building simulation model (Rode and Grau, 2003), has been developed at the *Danish Building Research Institute* and the second one, the Brazilian building simulation model (Mendes et al., 2003), at the *Pontifical Catholic University of Paraná – Brazil*. The two models have been used for different cases. A short description of each program follows.

3.1. The Danish Building Simulation Model

The theoretical basis of the Danish building simulation model for dynamic calculation of the moisture conditions in rooms and constructions is conservation of water. An equation for the moisture balance is set up separately for each zone. The balance equation expresses that moisture is exchanged by infiltration, ventilation and air exchange with the outdoor air and with adjacent zones. Furthermore, moisture is exchanged by convective transfer between the zone air and the adjacent constructions and furnishings. And finally, moisture is released as a result of activities in the zone. The balance equation is dynamic, so it takes into consideration the buffer capacity of the zone air. A dynamic calculation of moisture conditions is carried out for the interior of every single construction and furnishing. The zones on each side of the construction constitute the boundary conditions. The air in a zone is considered to be fully mixed.

Constructions (and furnishing) are considered as composite building components consisting of several layers of building materials. Every material layer is again subdivided into one or several control volumes for which the calculations are carried out. A node point in the center of each control volume represents the conditions in the whole volume. Node points are placed on the two surfaces of the construction.

At each time step, calculations of the temperatures in the constructions and zones are carried out before calculating the moisture conditions. Thus, the distribution of the saturation vapor pressure, p_s , is known at the new time step. The same control volumes are used for the thermal as for the moisture calculations.

3.1.1. Moisture balance for zone air

The following influences on the humidity of the air are considered:

- Moisture transfer from adjoining constructions
- Contribution of moisture from various sources and activities, e.g. occupant load, laundry and drying, bathing, cooking, industrial processes, humidification/drying, and other
- Penetration of moisture from outdoor air (by infiltration and venting)
- Supply of humid air from ventilation systems
- Humid air transferred from other zones (mixing)

3.1.2. Moisture in constructions

The model for moisture transport in the constructions considers moisture transport in the form of vapor diffusion. The moisture transport internally in the constructions is described in a transient way, so each layer's moisture buffering capacity is considered. A calculation of the local moisture balance is carried out for each control volume and time step. Using the sorption curves of the materials, the new moisture contents can be recalculated into new values for relative humidity and vapor pressures. The model uses an implicit calculation procedure, which ensures numerical stability even for relatively large time steps.

3.2. The Brazilian Building Simulation Model

The Brazilian model uses object-oriented programming and has been developed to predict the hygrothermal performance of multi-zone buildings considering both vapor diffusion and capillary migration.

A lumped formulation for temperature as well as for water vapor is adopted in each building zone. Eq. (9) describes the energy balance for a zone subjected to loads by conduction, convection, short-wave solar radiation, inter-surface long-wave radiation, infiltration and HVAC system related loads.

$$\dot{E}_t + \dot{E}_g = \rho_{air} c_{air} V_{air} \frac{dT_{int}}{dt} \quad (9)$$

where \dot{E}_t is the energy gained from outside the room, W,
 \dot{E}_g is the internal energy generation rate, W,
 ρ_{air} is the density of air, kg/m³,
 c_{air} is the specific heat of air, J/(kg·K),
 V_{air} is the room volume, m³,
 T_{int} is the room air temperature, K, and
 t is the time, s.

The term \dot{E}_t , in Equation (9), includes loads associated with the building envelope (sensible and latent conduction heat transfer), furniture (sensible and latent), fenestration (conduction and solar radiation), openings (ventilation and infiltration) and HVAC systems.

The total conduction heat flux that crosses the control surface of each zone is calculated as

$$Q_{wall,S}(t) = \sum_{i=1}^m h_{c,i} A_i \left[T_{i,x=L}(t) - T_{int}(t) \right] \quad (10)$$

for the sensible conduction load and as

$$Q_{Wall,L}(t) = \sum_{i=1}^m L(T_{i,x=L}(t)) h_{m,i} A_i \left[v_i(t) - v_{int}(t) \right] \quad (11)$$

for the latent load. In Equations (8) and (9) are used the following definitions:

- A_i represents the area of the i 'th surface, m²,
- h are the convection coefficients for heat (h_c , W/(m²·K)) and mass (h_m , m/s),

- $T_{n,i}(t)$ is the temperature at the i 'th internal surface of the considered zone, K,
 L is the vaporization latent heat, J/(kg·K), and
 ν is the water vapor density, kg/m³.

The temperature and vapor density are calculated by the combined heat and moisture transfer model based on the theory by Philip and deVries (1957) quoted by Mendes et al. (2002a). This model is based on moisture content as a driving potential for moisture within materials. However, the moisture content may be quite different between different materials, even when they are in equilibrium with one another. Thus, the moisture content profile may experience a jump over the interface between different materials, and the mathematical treatment of this discontinuity in the moisture content profile is described by Mendes et al. (2002b).

There is a strong coupling between the governing equations. It implies the usefulness of applying an algorithm which is capable of solving all equation sets simultaneously. Mendes and Philippi (2004) described the computational performance of the MTDMA (MultiTriDiagonal Matrix Algorithm), applied to the case of strongly-coupled heat and moisture transfer in porous building materials.

Engineers and researchers were motivated in the past to numerically decouple the governing equations because of the difference between the time scales for heat and moisture transfers. Nonetheless, besides the mathematical coupling between the heat and moisture terms in the conservation equations, the transport coefficients have a strong non-linear dependence on both moisture content and temperature. In fact:

- i. for low moisture content, mass transfer is predominantly in the vapor phase;
- ii. immediately after the liquid water has become a continuous phase, small changes in capillary potential may produce high variation in moisture content. Liquid transfer rates by capillarity will be greatly enhanced. This microscopic information about “liquid bridges” that speed up the moisture transport is embedded in the moisture diffusivity D_m ;
- iii. when the moisture content is high, it is likely that high evaporation rates occur at the boundaries, promoting high gradients of moisture content and temperature and causing the transport coefficients to change considerably through the physical domain of the porous structure;
- iv. for the material chosen in this example (lime mortar), moisture transport coefficients may rapidly change their magnitude by a factor of 100 or even more;
- v. thermal conductivity may also have a substantial variation of the order of 20%.
- vi. These five facts might easily lead to problems with numerical divergence when the physical problem is mathematically de-coupled.

For the water vapor balance, different contributions were considered: ventilation, infiltration, internal generation, porous walls, furniture, HVAC system and respiration by occupants. In this way, the lumped formulation becomes:

$$\left(\dot{m}_{inf} + \dot{m}_{vent}\right)\left(W_{ext} - W_{int}\right) + J_b + J_{ger} + J_{surf} + J_{HVAC} = \rho_{air} V_{air} \frac{dW_{int}}{dt} \quad (12)$$

- where
- \dot{m}_{inf} is air mass flow by infiltration, kg/s
 - \dot{m}_{vent} is air mass flow by ventilation, kg/s
 - W_{ext} is the external humidity ratio, kg water/kg dry air
 - W_{int} is the internal humidity ratio, kg water/kg dry air
 - J_b is water vapor flow from the respiration of occupants, kg/s
 - J_{ger} is internal water-vapor generation rate, kg/s
 - J_{surf} is water vapor flow from porous surfaces (walls, partitions and furniture), kg/s
 - J_{HVAC} is vapor flow from HVAC systems, kg/s

The water-vapor mass flow from the respiration of occupants is calculated as shown in ASHRAE (1993). It takes into account the room air temperature, humidity ratio and physical activity.

The Brazilian building simulation model uses also the *triangle* model (Shewchuk, 1996) that generates a finite-element mesh on walls and the ground floor in order to precisely calculate shape factors and shaded/sunny areas. The triangle model is fast, memory-efficient, and robust. It computes Delaunay triangulations and constrained Delaunay triangulations exactly. Guaranteed-quality meshes (having no small angles) are generated using Ruppert's Delaunay refinement algorithm (See the triangulation in the bottom right side of Figure 9).

4. Simulation Results

This section will illustrate some examples of use of the above-mentioned Danish and Brazilian whole-building hygrothermal simulation models.

4.1. Test case with the Danish building simulation program

In order to verify the moisture calculations with the Danish building simulation model and to illustrate the use of a practical test example for comparison and evaluation of whole building hygrothermal models, the IEA BESTEST model (Judkoff and Neymark, 1995) has been chosen to start. The IEA BESTEST represents an international effort to make intermodel comparisons of the thermal performance of some variations of a rather well described, and in principle simple test building. The undertaking was a joint activity between the International Energy Agency projects IEA SHC Task 12 and IEA ECBCS Annex 21. BESTEST has also been adopted for some common exercises in IEA ECBCS Annex 41 (Woloszyn et al., 2005).

The small model building is taken to be located in Denver, Colorado. It has a floor plan of 6.0 by 8.0 m internal dimension and room height 2.7 m (building internal volume: 129.7 m³). It has two windows (2.0 by 3.0 m each) that are south-facing in this paper. Otherwise the building has only opaque surfaces. Different BESTEST test cases differ by the type of construction (heavy or light-weight), window orientations and use of overhangs, and by different operational strategies and set-points for the heating and cooling system. The different variations are described by Judkoff and Neymark (1995). In this paper we chose to freely interpret some of the variations of the light-weight form of the building with outer walls consisting of 12 mm plasterboard, 66 mm fiberglass insulation and external 9 mm wood siding. Between the plasterboard and the glassfiber insulation is a vapor retarder with vapor diffusion resistance of 250 GPa·m²·s/kg. The floor on ground and flat roof are also of a lightweight construction with timber and plaster board claddings. In order to thermally decouple the building from the ground, the floor insulation is more than 1 m thick.

Our use of the building has the windows facing south without overhang. The heating and cooling set points are both 20 °C and the systems have sufficient power to maintain this temperature. The air exchange with the outdoors is by constant infiltration of 0.5 h⁻¹. The building has no internal walls or furnishings, so the only possibility for indoor humidity exchange is by infiltration with the outdoor air and by moisture exchange with the constructions in the building enclosure. The thermophysical properties of the materials in the building have been entered in the database of the Danish building simulation program such that the thermal properties are in accordance with the specifications from the BESTEST examples. The moisture transport properties (sorption curve and water vapor permeability) are from similar materials in the program's database. The building as entered in the Danish building simulation model can be seen in Figure 3.

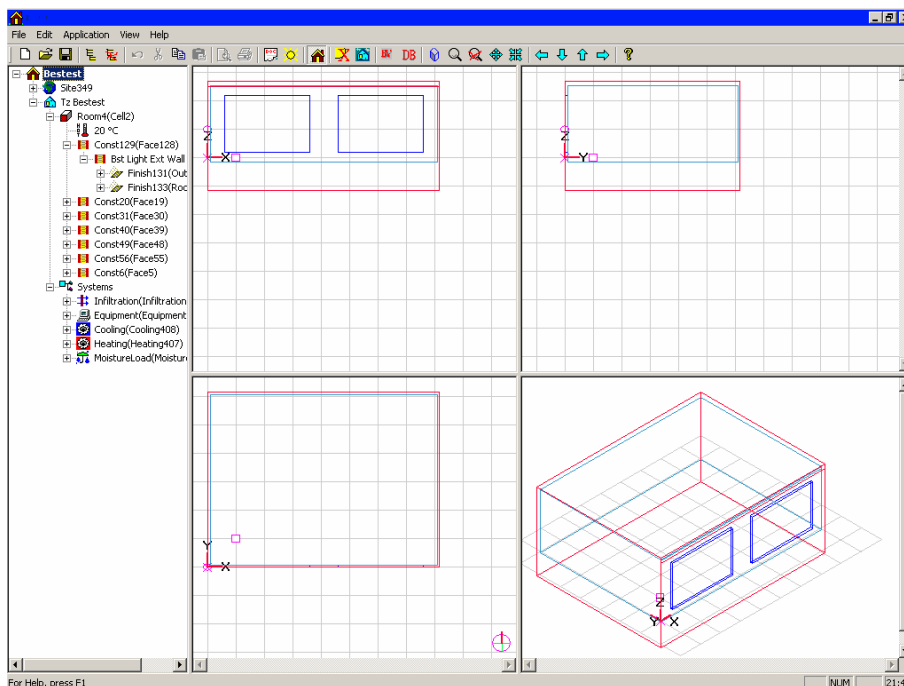


Figure 3 BESTEST building as entered in the Danish whole-building hygrothermal simulation model.

It is desired to test the program's ability to model the moisture exchange between the indoor environment and the building enclosure. Therefore, a usage pattern has been devised by which there is vapor production for eight hours during daytime. To further simplify conditions the floor and ceiling are assumed to have vapor tight inside finishes, i.e. only the walls participate in the moisture exchange. The interior surface of the plasterboards is supposed to be unpainted, but there is an interior surface resistance to convective moisture flow of 0.05 GPa·m²·s/kg.

4.1.1. Base test of accumulation of indoor humidity

To initially test the model, two relatively simple analytical tests were carried out first, analyzing the situation after the indoor humidity generation suddenly starts at a rate of 0.417 kg/h. Initially, all interior conditions are at 20°C and 40% relative humidity, and an artificial weather data file has been generated also with this constant condition. A preconditioning period of one month without moisture production was run first.

The first test assumes all surfaces to be inert to vapor exchange. The walls are assumed to be clad with an impermeable liner. Thus, in theory, the indoor humidity would increase according to:

$$c = c_0 + \frac{G}{n \cdot V} \left(1 - e^{-n \cdot t} \right) \quad (13)$$

where

c	is the indoor vapor concentration, kg/m ³ , at any time, t,
c_0	is the initial and outdoor vapor concentration, kg/m ³ ,
G	is the rate of indoor vapor release, kg/h,
n	is the air change rate, h ⁻¹ , and
V	is the volume of the indoor space, m ³ .

The second test is similar, but now assumes the interior surface of the walls to be open. The theory to calculate this case is described in the example in Section 2.3.

Figure 4 shows the analytical and simulated evolution of the indoor relative humidity in the two cases. Generally, the agreement is good. But there is a clear deviation between simulated and analytical result shortly after the humidity production begins in the case when the plasterboard is not vapor tight. The reason is that the analytical solution does not take into account the moisture capacity of the zone air.

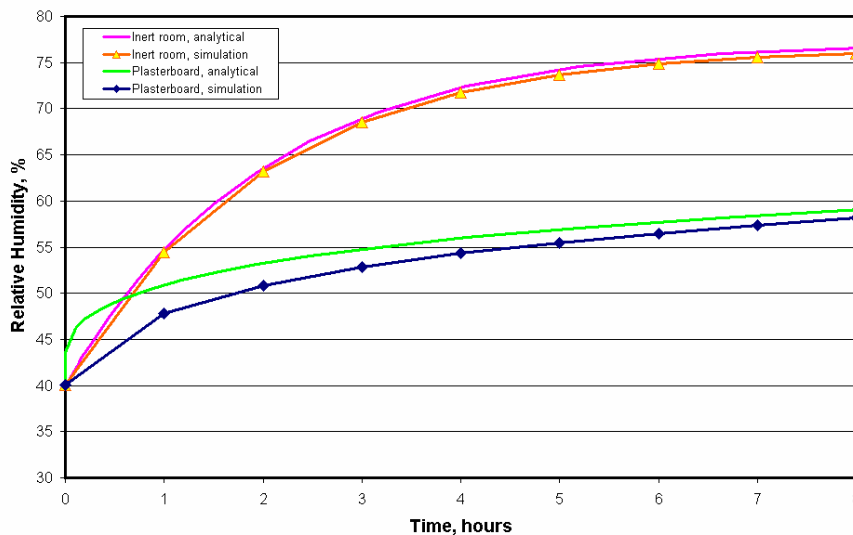


Figure 4 Analytical and simulated development of indoor relative humidity after sudden initiation of internal humidity production. Two cases: With and without vapor tight covering of the walls.

4.1.2. Indoor humidity variations in the BESTEST building under natural conditions

For natural conditions, the outdoor climate of Denver, Colorado is used (Department of Energy, 2006). The indoor humidity condition is investigated when the moisture production rate is 0.18 kg/h from 9 am to 5 pm every day. This would correspond to the situation if the room were used as an office by three people. Once again, two scenarios have been explored: One has a vapor tight covering on the inside of the walls, and the other has the plaster board open to moisture transport across it. Like before, the floor and ceiling are assumed to be impervious to moisture.

Figure 5 shows how the monthly average of the indoor relative humidity varies over the year from approximately 15 to 50% relative humidity. The values are the same for either tight or open interior wall surfaces. However, Figure 6 shows that the hourly distributions are different for the two cases despite the same imposed conditions during week 26 (the last week of June). The open structure buffers the indoor humidity so that the daytime maxima are lower and the nighttime minima are higher than they would be for the tight structure.

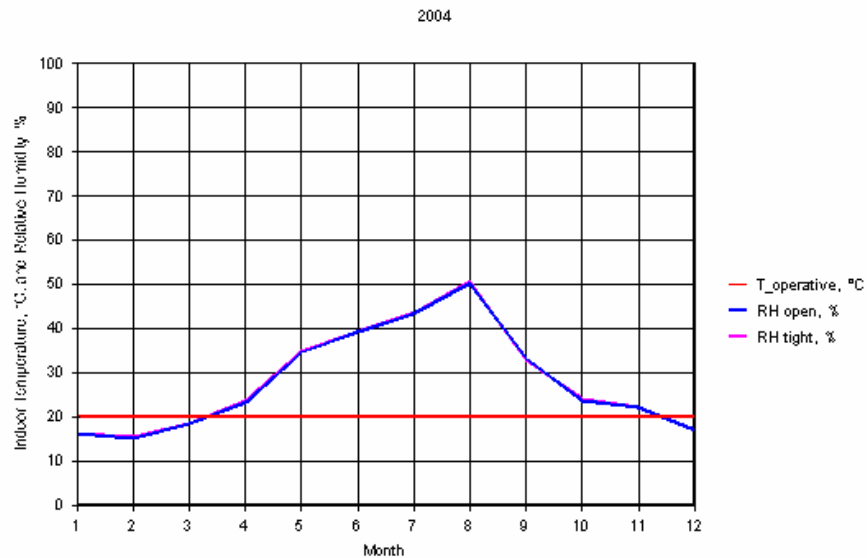


Figure 5 Annual distribution of the monthly mean values of indoor operative temperature and relative humidity of the BESTEST building in the simulations with open or vapor tight interior surfaces.

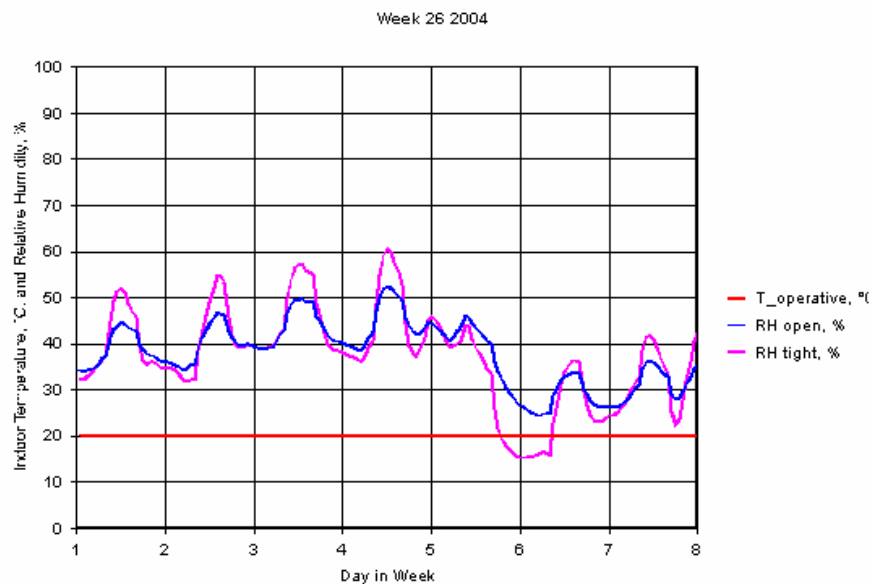


Figure 6 Distribution of the indoor operative temperature and relative humidity during week 26 (end of June) with open or vapor tight interior surfaces.

Fang et al. (1998) developed an expression to predict the voting of occupants with the acceptability of indoor air quality on a scale from -1: *Clearly Unacceptable* to 1: *Clearly Acceptable*. The predicted voting depends linearly on the enthalpy of the air. For clean air, the relationship is:

$$Acceptability = -0.033H + 1.662 \tag{14}$$

where H is the enthalpy of air (kJ/kg).

The enthalpy can be calculated from the temperature and humidity. Since both the indoor temperature and humidity are modeled, it is possible to get a prediction of the perceived indoor air quality according to Equation (14). Warm and humid air, which may feel comfortable from a normal thermal comfort viewpoint if activity or clothing levels are low, may be assessed as “stuffy” and not particularly acceptable according to the perceived air quality index. The resulting prediction of the acceptability is shown in Figure 7 for the two cases with and without a tight internal covering of the walls. The variations between cases are relatively small, and generally, the air quality is good. Nevertheless, it is interesting to analyze the values during the periods when the room is occupied. Table 1 shows the average perceived air

quality values in the hours of week 26 when the room is occupied, and when the room is unoccupied. On average, the room experiences a very small improvement of perceived indoor air quality when wall materials are used which are open to vapor transport are used (perceived air quality increases from 0.41 to 0.45).

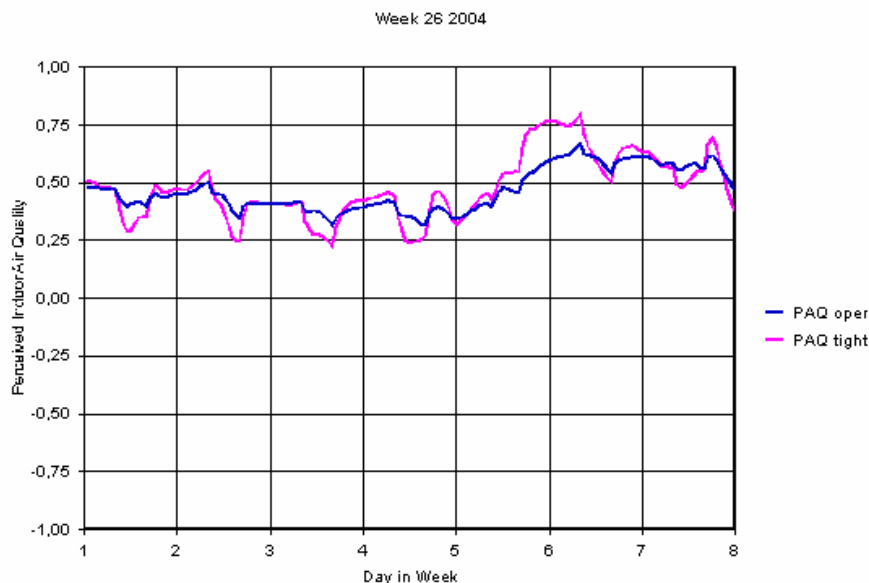


Figure 7 Hourly distribution of perceived indoor air quality (PAQ) during week 26 with interior cladding of the walls either open to diffusion or vapor tight.

Table 1 Average value of the Perceived indoor Air Quality during hours of the room being occupied or unoccupied in week 26 for the cases with and without tight covering of the walls.

Mean Perceived Air Quality	Open wall surfaces	Tight wall surfaces
Room occupied (9 am - 5 pm)	0.45	0.41
Room not occupied (6 pm - 8 am)	0.48	0.51

To illustrate the perspective of whole building moisture analysis, Figure 8 shows the calculated relative humidity in the layers of the south wall during week 26. From such analysis it could be interesting to see if the high outdoor humidity and warm conditions during summer causes too much moisture accumulation on the interface between the vapor retarder and the insulation layer, such that mould growth could occur. For week 26 the relative humidity reaches at most 82% at maximum, and only for a short period. The risk of mould growth is small.

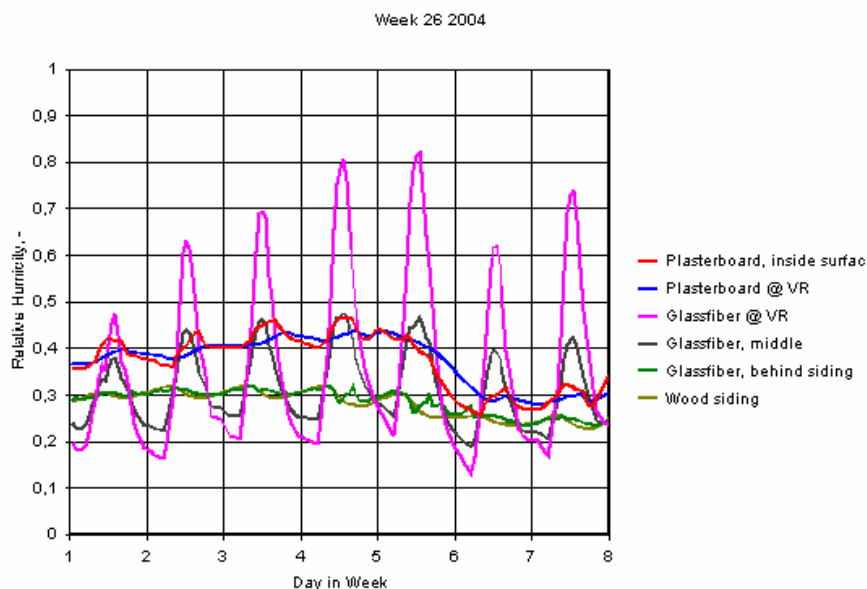


Figure 8 Distribution of relative humidity in the layers of the south wall during week 26.

4.2. Test case with the Brazilian building simulation program

To test the effects of moisture buffer capacity on indoor air conditions for a Brazilian climate, a single-zone building with a typical building envelope was simulated using the Brazilian hygrothermal model. Figure 9 shows the building that was modeled. Floor area is 25 m² and the walls are from different materials.

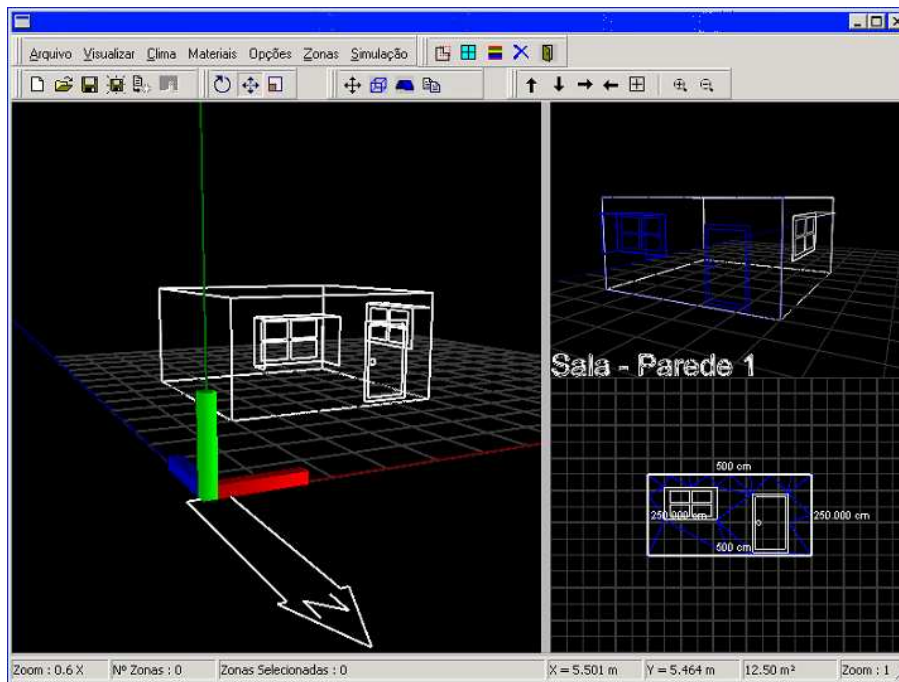


Figure 9 The simulated building on the main menu of the building Brazilian hygrothermal simulation model.

The Curitiba Test Reference Year weather data file was used in the simulation for week 52 (Dec. 25-31), which is a hot and humid period in Brazil. The initial conditions were set as 20°C and the humidity ratio as 10 g/kg. Within the walls, a moisture content corresponding to 60% relative humidity was used. First, the analysis was carried out for wall W1 comprising three layers: 20 mm of lime mortar, 100 mm of brick and 20 mm of lime mortar. The effects of moisture buffer capacity for it were compared to those for a second wall W2 made simply from 100 mm of brick.

Figure 10 presents the room air temperature evolution during the test week and allows comparisons when moisture effects in porous building materials are ignored. The maximum deviation between the curves with and without moisture effects in Figure 10 is around 2°C when there is no ventilation. It occurs at the temperature peaks, which the moisture-based model tends to attenuate. This attenuation is mainly due to the higher thermal capacity of the building envelope when moisture is considered.

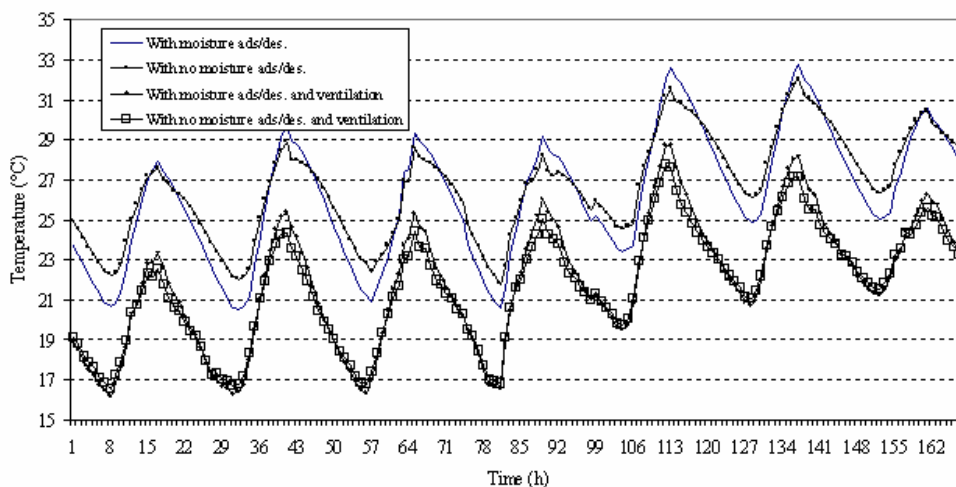


Figure 10 Temperature evolution for the 168 hours of the 52nd week. Results of calculations with or without consideration of moisture adsorption/desorption (ads/des), and with or without ventilation.

Figure 10 also shows the effects on the temperature when 6 ach of ventilation is imposed during working hours (8 a.m. – 6 p.m.). The maximum difference due to the moisture buffer capacity effect in Figure 10 is around 1°C between the curves with no ventilation.

The effect of moisture buffer capacity without ventilation is especially obvious when the relative humidity is plotted for the test week. This is done in Figure 11.

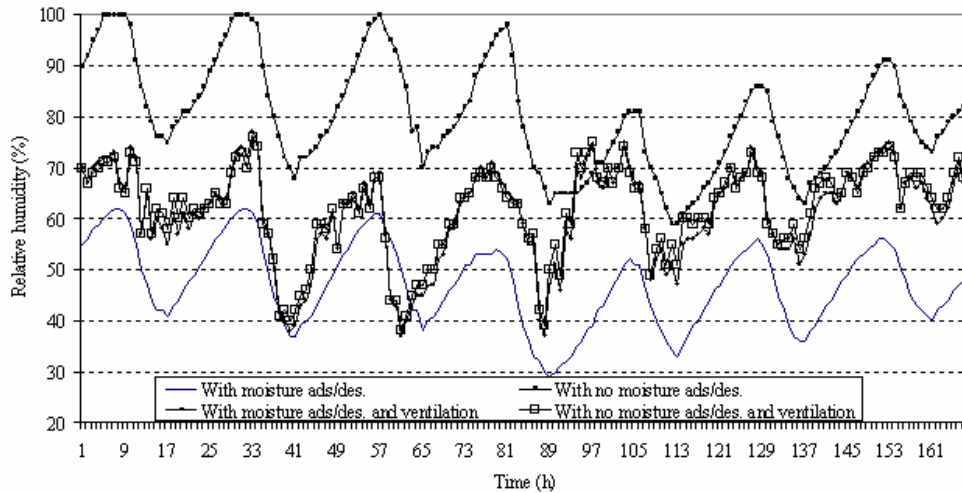


Figure 11 Relative humidity evolution for the 168 hours of the 52nd week.

The deviations between the predicted indoor air relative humidity with and without moisture effects are much higher. The difference can be as high as a 40% relative humidity during the week shown in Figure 11.

On the other hand, under the imposition of 6 ach of ventilation, the moisture buffer capacity hardly affects the prediction of relative humidity. With ventilation, the maximum deviation between the curves for the relative humidity with and without moisture capacity is 5% relative humidity.

Table 2 summarizes the daily-integrated moisture flow through the internal surfaces of the south- and north-oriented walls. Since the city of Curitiba is located at a latitude of 25.4°S, the north-oriented wall is the driest one. Solar insolation causes a high evaporation rate at the external surface and it only absorbs moisture from the indoor air. The south-oriented wall absorbs moisture from the room air and releases moisture to it. In Table 2, loss (negative numbers) denote that moisture is adsorbed by the wall during a cycle time of 1 day.

Table 2 Daily Moisture gain/loss for the south- and north-oriented walls.

Wall Orient.	Moisture g/(m ² ·day)	Date (mm/dd)						
		12/25	12/26	12/27	12/28	12/29	12/30	12/31
South	Gain	0.71	9.98	13.25	54.86	28.9	12.13	2.45
	Loss	-54.54	-46.86	-15.98	-7.26	-16.22	-22.88	-32.03
North	Gain	0	0	0	0	0	0	0
	Loss	-106.85	-110.2	-155.77	-85.37	-101.94	-104.08	-97.12

The wall results are presented graphically in Figure 12. Vapor flow less than zero means that the flux is towards the outside. This drying behavior can be explained by the composition of typical building envelopes in Brazil. They are made of thin layers of porous materials with no vapor retarder. In addition, the hygric resistance of paint is very low so that considerably high moisture transport occurs. These results show that materials with a higher moisture buffer capacity can attenuate the room air relative humidity.

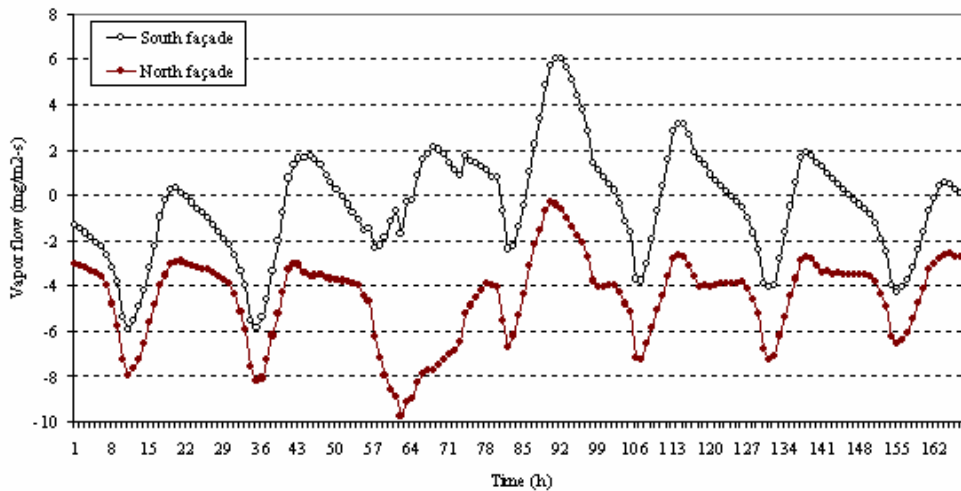


Figure 12 Vapor flow at the internal surface of north and south-oriented walls.

5. Experiences, challenges and follow-up work

The work with the whole-building models of combined heat, air and moisture transfer is still rather new, so experiences are just evolving. However, some impressions can be rendered:

- *Improved hygrothermal modeling.* Potentially there exists a huge advantage in modeling the heat, air and moisture conditions of all parts of a building at the same time. This facilitates the simultaneous prediction of the way in which one building component or zone forms boundary condition of another component or zone, and thus smooth and accurate calculations should result. However, the whole calculation gets rather complex, and therefore not easy to manage. Some important elements are listed in the following.
- *Knowledge of properties.* Like in all simulation, the quality of input data is paramount. The number of hygrothermal properties and other data about components and systems in buildings is very large, and much each one of these data may have very significant influence on the calculation results. Furthermore, many of the processes are nonlinear, and may even show some hysteretic effect. Thus there is a risk of very large spread in the calculation results.
- *Multidimensional effects and cracks.* Building components are far from just homogenous, layered structures which can be described sufficiently by one-dimensional models. Two- or three-dimensional models ought to be employed, and in this context it is very relevant to consider also the cracks and cavities that exist in building constructions – whether their presence is intentional or accidental.
- *Interfacial conditions.* The whole building perspective highlights the interactions between different elements of a building. In this perspective the heat and mass transfer coefficients and conditions in various micro-climatic loci become very important. Advanced building envelope models may be multidimensional, and models for building zones may apply a multi-zonal approach or use fine meshes such as in CFD calculations. But it is still not common that whole-building models have such fine granularity in description of both the building envelope and zones that accurate interfacial relationships can be developed.
- *Coupling of CFD with Heat, Air and Moisture (HAM) transfer models.* In the future, for more complete predictions, it may be necessary to establish closer links between CFD models for the fluid conditions of air in rooms and HAM models for building envelopes, such that the two types of model will directly provide the boundary conditions for one another.
- *Furnishing.* Real buildings are furnished with various objects, not only furniture but also paper/books and textiles. Walls and surfaces are treated with paint or varnish. We still need to develop the representation of this reality better, although some investigations and attempts have been made already (e.g. Svennberg, 2006).
- *Exterior boundary conditions.* The increased detail and completeness of models also demands better detail regarding the exterior boundary conditions., e.g. consideration of air flow around buildings and wind-driven rain, and better geometrical distribution of solar and long-wave gains and losses.
- *Distribution of solar gains in rooms* may have an influence also on the air and humidity conditions in rooms and on sunlit objects, and thus deserves to be accurately represented.
- *Ground coupling.* The hygrothermal influence from contact with the ground is important for most buildings. The ground is a multidimensional body, and the transport processes are highly transient. This should be considered not only from the thermal perspective, but also for the moisture flows in the soil (as by Janssen, 2002 and by Santos et al., 2006), and the effects should be coupled to the whole building.

- *Ageing and durability.* The development of properties over time, as well as dimensional changes that occur in real buildings is a challenge that in many aspects may be worth considering when trying to capture by modeling how buildings really perform. Eventually, whole building models should make it better possible to predict the physical processes that degrade building components, and thus integration of durability models into the whole-building analysis is an obvious further development.
- *Energy performance and indoor air quality analyses.* This topic forms the overall motivation for making the whole building models: To make available some complete and accurate tools to analyze the sustainability of buildings. The tools will comprise all parameters pertaining to heat, air and moisture flows which are relevant to consider, such that energy and IAQ optimizations can be made. Now as the tools are evolving, there is still some more work to do demonstrate the benefits of their use.

6. Conclusions

This paper has demonstrated use of two state-of-the-art models for integrated calculation of the hygrothermal behavior of indoor climates and building enclosures. With these models it is possible to predict both the variation of indoor humidity and moisture accumulation in building enclosures. As demonstrated in the paper, this capability is important because it gives insight into how moisture is exchanged between materials and indoor air.

Improved understanding of the integrated moisture conditions should foster new analytical investigations of how moisture control strategies can play an important role in energy optimization. Appropriate combinations of materials together with new operational strategies for HVAC systems may lead to new possibilities to obtain high indoor air quality but with reduced energy consumption.

As demonstrated in this paper, a possibility is to use some example buildings as test cases to explore the different features of hygrothermal simulation models for whole buildings. It has been suggested to develop these test cases as extensions to the IEA BESTEST method used previously for testing of energy simulation models. These and other calculation exercises concerning the moisture performance of whole buildings are developed and executed within the international research project IEA ECBCS Annex 41, *Whole Building Heat, Air And Moisture Response* (Hens, 2003, and Woloszyn et al. 2005).

7. References

- Annex 41. 2006. Whole Building Heat, Air and Moisture Response (MOIST-ENG). Homepage of IEA ECBCS Annex 41. <http://www.kuleuven.be/bwf/projects/annex41/>
- ASHRAE Handbook-Fundamentals. 1993. Atlanta: ASHRAE, American Society of Heating Refrigerating and Air-conditioning Engineers.
- Department of Energy. 2006. Weather Data. http://www.eere.energy.gov/buildings/energyplus/cfm/weather_data.cfm
- Elmroth, A., C.E. Hagentoft and K. Sandin. 1997. Plastfolie - behövs den i väggar och tak? (in Swedish).
- Fang, L., G. Clausen and P.O. Fanger. 1998. Impact of temperature and humidity on the perception of indoor air quality. *Indoor Air*, 8, pp. 80-90.
- Hagentoft, C.-E. 2001. Introduction to Building Physics. Chalmers University of Technology, Sweden.
- Hens, H. 2003. Proposal for a new annex. Whole building heat, air and moisture response (MOIST-ENG). Katholieke Universiteit Leuven, Belgium.
- Holm, A., H. Künzle and J. Radon. 2001. Uncertainty Approaches for Hygrothermal Building Simulations - Drying of AAC in Hot and Humid Climates. Buildings VIII Conference.
- Janssen, H. 2002. The Influence of Soil Moisture Transfer on Building Heat Loss via the Ground. Doctoral dissertation, Katholieke Universiteit Leuven.
- Judkoff, R and J. Neymark. 1995. International Energy Agency Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method. NREL/TP-472-6231. Golden, CO National Renewable Energy Laboratory.
- Mendes, N., P.C. Philippi, R. Lamberts. 2002a. A new Mathematical Method to Solve Highly Coupled Equations of Heat and Mass Transfer in Porous Media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 509-518.
- Mendes N. and P.C. Philippi. 2002b. Heat and Moisture Transfer Model Through the Interface between Porous Media of Different Hygroscopicity, Brazilian Conference on Engineering and Thermal Science (ENCIT 2002), Caxambu-MG, Brazil. (in Portuguese)
- Mendes, N., R.C.L.F. Oliveira and G.H. Santos. 2003. Domus 2.0: A Whole Building Hygrothermal Simulation Program. Building Simulation 2003, Eindhoven, the Netherlands.
- Mendes, N. and P.C. Philippi. 2004. MultiTriDiagonal Matrix Algorithm for Coupled Heat Transfer in Porous Media: Stability Analysis and Computational Performance, *Journal of Porous Media*.
- Mitamura, T., C. Rode and J. Schultz. 2001. Full-scale testing of indoor humidity and moisture buffering in building materials. Indoor Air Quality 2001 Moisture, Microbes, and Health Effects: Indoor Air Quality and Moisture in Buildings Conference Papers.
- Padfield, T. 1999 - 2006. Humidity buffering by absorbent materials in walls. The National Museum of Denmark. <http://www.natmus.dk/cons/tp/wallbuff/wallbuff.htm> and <http://www.padfield.org/tim/cfys/index.php>

- Philip J. R. and D.A. deVries. 1957. Moisture movement in porous materials under temperature gradients, Transactions of the American Geophysical Union 38, no.2, pp. 222-232.
- Reick, M. 2001. Die Feuchtepufferfunktion. University of Essen, Germany. <http://www.feuchtepufferfunktion.de/>
- Rode, C. and K. Grau. 2003. Whole-Building Hygrothermal Simulation Model. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Recent Advances in Energy Simulation: Building Loads, Symposium CH-03-09 - Chicago.
- Rode, C., A. Holm and T. Padfield. 2004. A Review of humidity buffering in the interior spaces. Journal of Thermal Envelope and Building Science. Vol. 27, pp. 221-226.
- Moisture Sorption/Desorption by Building Materials, Symposium NA-04-08 - Nashville.
- Rode, C. (ed.). 2005. Moisture Buffering of Building Materials, Department of Civil Engineering, Technical University of Denmark, Report R-126.
- Santos, G. H. and Mendes, N. . Simultaneous Heat and Moisture Transfer in Soils Combined with Building Simulation. Energy and Buildings, USA, v. 8, n. 4, p. 303-314, 2006.
- Shewchuk, J.R. 1996. Triangle: Engineering a 2D Quality Mesh Generator and Delaunay Triangulator. Lecture Notes in Computer Science, Vol. 1148, pp. 203-222.
- Simonson, C.J. 2000. Moisture, thermal and ventilation performance of Tapanila ecological house. Research Notes 2069, VTT Technical Research Centre of Finland, Espoo.
- Simonson, C., M. Salonvaara and T. Ojanen. 2002. The Effect of structures on Indoor Humidity - possibilities to improve comfort and perceived air quality. Indoor Air; 2002; 12; pp. 243-251.
- Svennberg, K. 2006. Moisture Buffering in the Indoor Environment. Doctoral thesis. Building Physics LTH. Lund, Lund University: 210.
- Woloszyn, M., R. Peuhkuri, L. Mortensen and C. Rode. 2005. IEA Annex 41, Subtask 1 – Modelling Principles and Common Exercises. AIVC Conference, Ventilation in relation to the energy performance of buildings, Brussels.

DESENVOLVIMENTO DE EQUAÇÕES PARA PREVISÃO DE TEMPERATURA E UMIDADE RELATIVA DOS MODELOS BESTEST DE BAIXA E ALTA INÉRCIA TÉRMICA

Roberto Zanetti Freire

Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas - PPGEPS
roberto.freire@pucpr.br

Gustavo Henrique da Costa Oliveira

Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas - PPGEPS
gustavo.oliveira@pucpr.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Laboratório de Sitemas Térmicos - LST
nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. Equações de regressão podem ser utilizadas para prever o comportamento de variáveis como temperatura e umidade relativa no interior de ambientes. Porém, tornam-se difíceis de se obter essas equações visto que sistemas térmicos formados por edificações, em conjunto com seus respectivos sistemas de climatização, são compostos de vários sub-sistemas (muitos deles não-lineares). Desta forma, aborda-se neste trabalho uma metodologia para identificação de modelos que representem o comportamento higratérmico de edificações submetidas a variações climáticas externas. Apresentam-se modelos ARMAX (Auto Regressive Moving Average Exogeneous) do tipo MISO (Multiple-Input-Single-Output), para previsão de temperatura e umidade relativa no interior de três tipos de ambientes climatizados. Baseando-se nos padrões descritos pela IEA (International Energy Agency), para os casos do BESTest (Building Energy Simulation Test) 600FF e 900FF, e ainda um terceiro modelo utilizando-se materiais considerados comuns no contexto brasileiro, obtém-se um bom grau de concordância comparando-se os resultados obtidos com dados gerados a partir de um software de simulação higratérmica de edificações - PowerDomus.

Palavras chave: identificação de sistemas, regressão linear, modelo de edificação, BESTest

1. Introdução

Nas últimas décadas um grande número de modelos vem sendo desenvolvidos com a finalidade de compreender o comportamento das condições internas de edificações submetidas a diferentes condições climáticas. A partir de uma infinidade de objetivos, modelos matemáticos vem sendo estudados a fim de melhorar, de um modo geral, as condições climáticas no interior de um ambiente e reduzir o consumo de energia de equipamentos de climatização, estes muitas vezes super-dimensionados. Dependendo da finalidade para que pretende-se utilizar um modelo de edificação, diferentes estratégias para construção de modelos podem ser adotadas, economizando-se tempo e custo computacional.

Modelos matemáticos podem ser classificados em dois grandes grupos quanto a seu processo de obtenção (Freire, 2006): *i*) modelos físicos ou fenomenológicos e *ii*) modelos obtidos através de técnicas de identificação. Quando se pretende avaliar a influência de pequenas alterações no comportamento higratérmico de edificações, como por exemplo: mudanças nas composições estruturais, avaliação do comportamento de alguma variável específica, melhoria nos projetos de novas edificações antes mesmo de serem construídas, variações nos ganhos internos, entre outros, geralmente, obtém-se modelos a partir da metodologia fenomenológica, baseando-se nas equações para o cálculo dos balanços de massa e energia. Softwares que utilizam-se desses modelos para avaliação de projetos de edificações são descritos em (Crawley *et al.*, 2005).

Já diferentes tipos de modelos, geralmente utilizados para casos onde o ambiente, já construído, precisa ser avaliado de forma a otimizar algum(s) parâmetro(s), como por exemplo: dimensionamento de sistemas de climatização, podem ser obtidos de forma mais rápida a partir de técnicas de identificação de sistemas. Exemplos da utilização desses modelos obtidos para esta finalidade são descritos em (Virk e Loveday, 1994) e (Freire *et al.*, 2005).

Desta forma, seguindo-se a linha de modelos obtidos a partir de processos de identificação de sistemas, apresentam-se, neste artigo, os procedimentos para obtenção de modelos que reproduzam o comportamento de edificações acopladas a sistemas de climatização. Nota-se que estratégias avançadas de controle, as quais podem ser utilizadas no contexto de sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*), por exemplo, (Freire *et al.*, 2005), são usualmente baseadas nesses tipos de modelos. Esses modelos podem descrever o comportamento dos sinais de saída do processo relacionados com os sinais de entrada, como por exemplo, em um modelo que represente o comportamento da temperatura interna de um ambiente em relação a variação da potência de um aquecedor em seu interior. Assim, pretende-se, neste trabalho, identificar modelos matemáticos visando a síntese de controladores do tipo *Model-Based* (Clarke, 1994), ou seja, controladores que, para seu projeto e construção, necessitam de um modelo do sistema a ser controlado.

Na próxima seção deste artigo descreve-se a ferramenta utilizada para a geração dos dados utilizados no processo de identificação juntamente com as características do modelo projetado. Na seqüência, apresentam-se o método de identificação utilizado, seguido pela identificação dos modelos, seus respectivos processos de validação e, por último, as conclusões a respeito dos resultados obtidos.

2. Ferramenta de Simulação e Características do Ambiente

PowerDomus (Mendes *et al.*, 2005) é um software de simulação higrótérmica e energética de ambientes, cujo modelo é baseado numa formulação física e concentrada para cálculo da temperatura e da umidade relativa do ar ambiente. No balanço de energia, cargas de transferência de calor por condução sensível e latente, transferência de calor por convecção, radiação solar de onda curta, radiação de onda longa entre superfícies, infiltração, ventilação e cargas relacionadas com sistemas de climatização são consideradas. As cargas por condução sensível e latente que atravessam a superfície de controle de cada zona são descritas em (Mendes *et al.*, 2003; Mendes *et al.*, 2005).

O software ainda possui uma série de arquivos climáticos do tipo TRY (*Test Reference Year*) para diversas cidades, de modo que as simulações de cada projeto de edificação possam ser feitas em diversos tipos de climas, analisando-se assim o comportamento das edificações submetidas a diferentes condições de contorno.

Através de um módulo voltado ao desenvolvimento de sistemas de climatização, o usuário do software PowerDomus pode dimensionar um sistema de climatização de modo que este seja apropriado para as condições em que o ambiente se encontra. Relatórios de carga térmica, conforto térmico, consumo de energia, entre outros são apenas algumas das diversas formas de análise de estruturas que podem ser feitas utilizando este software.

Na Figura 1, apresenta-se a tela principal do software PowerDomus, bem como a edificação que foi simulada e que será descrita detalhadamente nas próximas seções deste trabalho. Ainda na Figura 1, nota-se o módulo gráfico do sistema, onde, de forma tridimensional, pode-se desenhar a edificação. Este módulo ainda permite que o usuário do sistema rotacione a imagem e visualize as projeções de sombras do ambiente, definindo-se assim os melhores posicionamentos para janelas e aberturas na estrutura.

Apresenta-se ainda, na Figura 1, a tela de edição de camadas referente às paredes da edificação, onde definem-se os materiais, espessuras e a malha utilizados durante o período de simulação desejado.

De modo a reduzir os efeitos das condições iniciais aplicadas aos sistemas identificados ($T = 20^{\circ}C$ e $\phi = 50\%$), o software permite que seja simulado um período equivalente ao de coleta de dados como uma pré-simulação de 15 dias para resolver este problema. Assim, a dinâmica que corresponde às variações causadas pelas condições iniciais não são incluídas nos modelos obtidos.

A busca por um modelo de construção para utilização dos algoritmos de identificação e análise de estratégias de controle baseou-se em informações obtidas no Anexo 41 (Hens, 2003), que vem sendo desenvolvido pela IEA (*International Energy Agency*). Neste sentido, adotaram-se os modelos BESTest (Building Energy Simulation Test) 600FF e 900FF (Judkoff e Neymark, 1995) como edificações neste trabalho. Essas edificações se caracterizam por possuir as mesmas dimensões físicas, porém com materiais diferentes. O Caso 600FF foi projetada a partir de materiais leves, isto é, menor inércia térmica. Já o caso 900FF foi projetado com base em materiais mais pesados, possuindo uma maior inércia térmica. Para ambos os casos as paredes são compostas segundo as Tabelas 1 e 2 apresentadas a seguir. Além destes modelos, propôs-se um terceiro, baseado nos casos do BESTest 600FF e 900FF, adaptado às condições climáticas brasileiras e também aos materiais de construção disponíveis neste país.

A sigla “FF” adicionada ao nome do caso proposto pela IEA significa “*free floating*”, ou seja, temperatura interna variando livremente de acordo com as variações climáticas externas, isto significa que não há sistema de

Tabela 1: Camadas que compõem as paredes da edificação para o caso BESTest 600FF.

Material	Condutividade Térmica (W/mK)	Espessura (m)
Parede (dentro para fora)		
Argamassa	0.160	0.012
Manta de Fibra de Vidro	0.040	0.066
Madeira	0.140	0.009
Piso (dentro para fora)		
Piso de Madeira	0.140	0.025
Isolante	0.040	1.003
Laje Superior (dentro para fora)		
Argamassa	0.160	0.010
Manta de Fibra de Vidro	0.040	0.1118
Madeira	0.140	0.019

Tabela 2: Camadas que compõem as paredes da edificação para o caso BESTest 900FF.

Material	Condutividade Térmica (W/mK)	Espessura (m)
Parede (dentro para fora)		
Bloco de Concreto	0.510	0.100
Isolante Térmico	0.040	0.0615
Madeira	0.140	0.009
Piso (dentro para fora)		
Concreto Maciço	1.130	0.080
Isolante	0.040	1.007
Laje Superior (dentro para fora)		
Argamassa	0.160	0.010
Manta de Fibra de Vidro	0.040	0.1118
Madeira	0.140	0.019

condicionamento de ar embutido. Entretanto, um aquecedor de potência de 5000 W é adicionado ao modelo de edificação para testes de controle em malha fechada.

Comparações realizadas entre as ferramentas de simulação PowerDomus e TRNSYS apresentaram um bom grau de concordância em relação aos modelos do BESTest. Porém, o software PowerDomus apresentou resultados mais realísticos quando considerados os efeitos da umidade no ambiente (Abadie *et al.*, 2005; Abadie e Mendes, 2006).

Os ambientes simulados possuem um volume de dimensões $8.0m \times 6.0m \times 2.7m$ de comprimento, largura e altura respectivamente, contendo duas janelas de $3.0m \times 2.0m$ direcionadas para o sul, como apresentado na Figura 2.

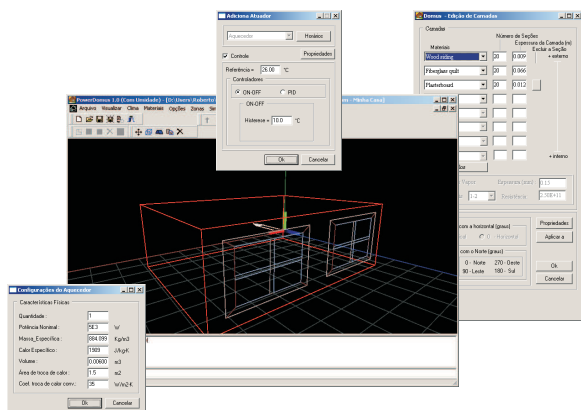


Figura 1: Software utilizado para simulação e geração dos dados referentes à edificação.

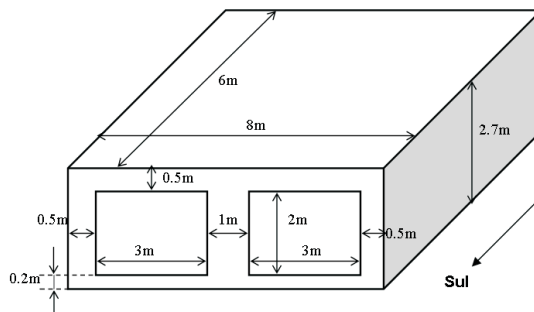


Figura 2: Modelo da edificação do BESTest utilizado no processo de identificação.

Os sinais de entrada disponíveis no sistema provenientes de variáveis climáticas são: temperatura externa, umidade relativa externa e radiação solar total. Obtiveram-se estes dados a partir de arquivos climáticos do tipo

TRY. Esses arquivos possuem 8760 registros correspondendo as variações de temperatura, umidade relativa, radiação solar direta e difusa, velocidade do vento e direção do vento para uma determinada cidade para todas as horas do ano. Desta forma, utilizou-se uma interpolação linear aplicada aos dados para que as simulações pudessem utilizar um período de amostragem menor. A única entrada para o sistema que não é proveniente dos arquivos climáticos utilizados é o sinal de controle aplicado a um sistema de climatização. Por fim, os sinais de saída são: temperatura e umidade relativa internas.

O terceiro tipo de edificação analisado é uma estrutura baseada nos padrões do BESTest, porém com materiais usualmente utilizados na construção de edificações no Brasil. Para este modelo, adotou-se o nome de BESTest Brasil para fins de representação. Assim, assume-se a edificação com a mesma geometria dos modelos do BESTest já descritos. Os materiais que compõem a terceira edificação estão listados na Tabela 3.

Tabela 3: Camadas que compõem as paredes da edificação para o caso BESTest Brasil.

Material	Condutividade Térmica (W/mK)	Espessura (m)
Parede (dentro para fora)		
Reboco	0.720	0.020
Tijolo	0.749	0.100
Reboco	0.720	0.020
Piso (dentro para fora)		
Madeira	0.190	0.020
Concreto	1.113	0.100
Laje Superior (dentro para fora)		
Reboco	0.720	0.020
Tijolo	0.749	0.100
Reboco	0.720	0.020

Neste ambiente procurou-se seguir os padrões de ventilação estipulados pela norma brasileira para um ambiente residencial, sendo assim, adotou-se o valor de 1 troca de ar por hora, que é o mínimo exigido para uma residência (ABNT, 1978).

3. Método de Identificação

Identificação de sistemas é uma metodologia onde modelos são criados a partir de dados observados. Na identificação de sistemas do tipo caixa preta, coleta-se um par de dados entrada/saída do sistema real e, por meios de procedimentos de otimização, obtém-se o melhor modelo que se ajuste aos dados coletados. Quando há mais de um tipo de entrada e saída, denomina-se um sistema MIMO (*Multiple-Input-Multiple-Output*).

Um sistema térmico, correspondente a uma das edificações descritas na Seção 2, pode ser definido como um sistema do tipo MIMO. Associando as entradas a cada uma das saídas disponíveis, têm-se dois sistemas MISO (*Multiple-Input-Single-Output*). Neste caso, as saídas são a temperatura e umidade relativa internas. As entradas utilizadas no processo de identificação são, a potência do aquecedor, a temperatura externa, a umidade relativa externa e radiação solar total.

Apresentam-se, na Figura 3, os procedimentos usuais em identificação de sistemas (Ljung, 1999), (Johansson, 1993). A seguir, estes procedimentos de identificação são apresentados no contexto em questão.

3.1. Projeto do Experimento e Coleta de Dados

Primeiramente, deve-se coletar os dados de entrada e de saída do sistema através de simulações. Neste caso, onde pretende-se determinar os valores dos parâmetros do modelo através dos dados gerados pelo software PowerDomus, em um intervalo de tempo discreto $1 \leq k \leq N$, apresenta-se a seguinte equação para o conjunto de dados obtidos:

$$Z^N = \{u(1), T_{EXT}(1), H_{EXT}(1), S_{EXT}(1), y_i(1), \dots, u(N), T_{EXT}(N), H_{EXT}(N), S_{EXT}(N), y_i(N)\} \quad (1)$$

onde $y_i(k)$ pode ser $y_H(k)$ no caso da umidade relativa interna (adimensional, variando de 0 a 1) ou $y_T(k)$ no caso da temperatura interna (em $^{\circ}C$). $T_{EXT}(k)$, $H_{EXT}(k)$ e $S_{EXT}(k)$ representam a temperatura externa (em $^{\circ}C$), umidade relativa externa (adimensional, também variando de 0 a 1) e radiação solar total (em kW/m^2), respectivamente. $u(k)$ é o sinal de entrada do atuador, ou seja, a potência aplicada ao sistema de aquecimento que pode variar entre 0 e 5 kW .

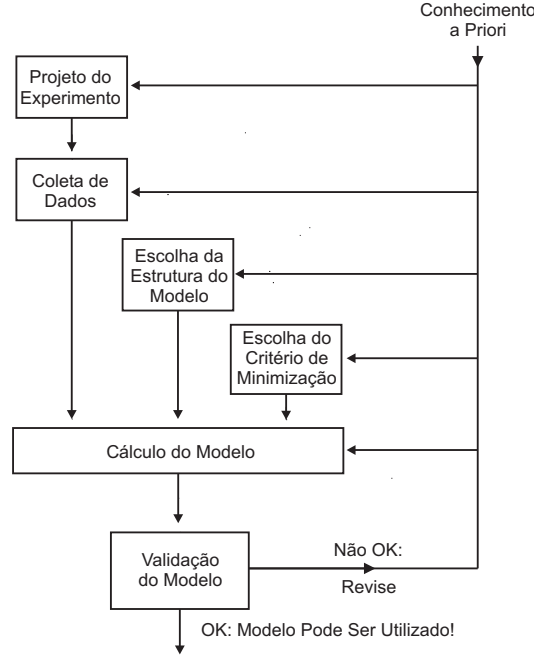


Figura 3: Processo de Identificação.

3.2. Seleção da Estrutura do Modelo e Critério de Custo

Após a obtenção dos dados de entrada e saída do sistema, escolhe-se uma estrutura para o modelo. Para representar as duas saídas presentes no modelo, *i.e.*, temperatura e umidade relativa, assume-se um par de modelos ARMAX (*Auto Regressive Moving Average Exogeneous*) do tipo MISO, como apresenta-se na Equação 2:

$$\begin{aligned}
 y_i(k) + a_1 y_i(k-1) + \dots + a_n y_i(k-n) = & b_1 u(k-1) + \dots + b_m u(k-m) \\
 & + c_1 T_{EXT}(k-1) + \dots + c_p T_{EXT}(k-p) \\
 & + d_1 H_{EXT}(k-1) + \dots + d_r H_{EXT}(k-r) \\
 & + e_1 S_{EXT}(k-1) + \dots + e_s S_{EXT}(k-s) \\
 & + \xi(k) + f_1 \xi(k-1) + \dots + f_t \xi(k-t)
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$i = T, H$$

onde k é o instante em tempo discreto tal que $k \in \mathbf{Z}$ e $\xi(k)$ é um ruído branco de média zero e variância σ . Representando-se de uma forma mais compacta, apresentam-se os seguintes vetores:

$$\theta = [a_1 \dots a_n \ b_1 \dots b_m \ c_1 \dots c_p \ d_1 \dots d_r \ e_1 \dots e_s \ f_1 \dots f_t]^T \quad (3)$$

$$\varphi(k) = [-y(k-1) \dots -y(k-n) \ u(k-1) \dots u(k-m) \ T_{EXT}(k-1) \dots T_{EXT}(k-p) \ H_{EXT}(k-1) \dots H_{EXT}(k-r) \ S_{EXT}(k-1) \dots S_{EXT}(k-s) \ \xi(k-1) \dots \xi(k-t)]^T \quad (4)$$

onde θ é o vetor de parâmetros, $\varphi(k)$ é o vetor de medidas ou vetor de dados. Assim, para cada sinal de saída, a Equação 2 pode ser reescrita como a seguinte equação de regressão linear:

$$y_i(k) = \varphi^T(k)\theta + \xi(k), \quad i = T, H \quad (5)$$

Modelos estruturados conforme o apresentado na Equação 5, que são lineares em θ , são conhecidos como regressões lineares. A melhor previsão de saída no instante k , *i.e.*, $\hat{y}(k|\theta)$, pode ser calculada pela seguinte equação de previsão:

$$\hat{y}_i(k|\theta) = \varphi^T(k)\theta, \quad i = T, H \quad (6)$$

Nesta equação os termos de ruído passado são substituídos pelos erros de previsão passados, isto é, $\xi(k-1) = y(k-1) - \hat{y}(k-1)$.

3.3. Validação do Modelo

Por fim, deve-se executar um processo de validação. O objetivo deste processo é verificar se o modelo estimado ajusta-se corretamente aos objetivos para que ele foi determinado. Usualmente, pretende-se obter um modelo de menor complexidade que representa o comportamento do sistema real.

Para lidar com este problema, geram-se diferentes pares de dados. Utiliza-se um deles no cálculo dos parâmetros (através da Equação 6) e outros para o processo de validação, que corresponde a verificação do modelo encontrado para representar o comportamento do sistema em diferentes situações, essas, diferentes das que foram utilizadas na determinação das equações.

Muitos testes podem ser utilizados para a validação de modelos, um deles é utilizado para quantificar o erro do modelo por meio do teste conhecido por Erro Médio Quadrático (*Mean Square Error* - MSE). Este teste é dado pela seguinte equação:

$$MSE_i = \frac{\sum_{k=1}^N (y_i(k) - \hat{y}_i(k))^2}{N} \quad (7)$$

Outro índice de desempenho amplamente conhecido é o R_i^2 (Coeficiente de Correlação Múltipla), onde o modelo que apresentar maior valor de R_i^2 é considerado o melhor. Quando o valor é igual a 1.0 indica uma exata adequação do modelo aos dados medidos do processo. O valor de R_i^2 entre 0.9 e 1.0 é considerado suficiente para aplicações práticas em sistemas de controle. Apresenta-se então o coeficiente R_i^2 na Equação 8.

$$R_i^2 = \frac{\sum_{k=1}^N (y_i(k) - \bar{y}_i)^2}{\sum_{k=1}^N (\hat{y}_i(k) - \bar{y}_i)^2} \quad (8)$$

onde:

$$\bar{y}_i = \frac{\sum_{k=1}^N y_i(k)}{N} \quad (9)$$

4. Resultados

Nesta seção, apresentam-se os processos de identificação e validação dos modelos do BESTest 600FF e 900FF (Caso I) e do modelo de edificação BESTest Brasil (Caso II).

4.1. Caso I: Modelos BESTest 600FF e 900FF

4.1.1. Identificação

Os dados utilizados no processo de identificação para os casos BESTest, foram coletados a partir de simulações utilizando-se a ferramenta de simulação higrótérmica de edificações - PowerDomus, com arquivos climáticos do tipo TRY da cidade de Denver/EUA entre os dias de 1 a 15 de janeiro. Esses dados podem ser visualizados na Figura 4. Utilizaram-se 21600 amostras de dados entrada/saída (N na Equação 1), o que significa que durante o período de 15 dias de simulação utilizou-se uma taxa de amostragem de 1 minuto. Para o sinal de controle aplicado ao sistema de aquecimento, utilizou-se um sinal que varia aleatoriamente a cada 20 minutos entre 0 e a potência máxima do aquecedor (5000 W). Assim, na Figura 5, apresenta-se uma representação detalhada da evolução do sinal de controle aplicado nos três processos de identificação (BESTest 600FF, 900FF e BESTest Brasil).

Obtiveram-se, portanto, quatro equações de regressão utilizando-se o processo de identificação de um sistema MISO. Os modelos para temperatura e umidade obtidos estão descritos nas Equações 10 e 11 para o caso BESTest 600FF e nas Equações 12 e 13 para o caso BESTest 900FF. O grau dos modelos foram definidos iguais a 1 devido a determinação do erro de previsão final (*FPE*) onde percebe-se que quanto menor o valor do FPE menos informações são perdidas na previsão do valor de saída, através do coeficiente de correlação múltipla ajustado (R_a^2) e do critério de informação de Akaike (*AIC*) (Freire, 2006).

$$(1 - 0.9962q^{-1}) y_T(k) = + (0.05678q^{-1}) u(k) + (0.005432q^{-1}) T_{EXT}(k) \\ + (0.01518q^{-1}) H_{EXT}(k) + (0.2497q^{-1}) S_{EXT}(k) \\ + (1 + 0.8391q^{-1}) \xi(k) \quad (10)$$

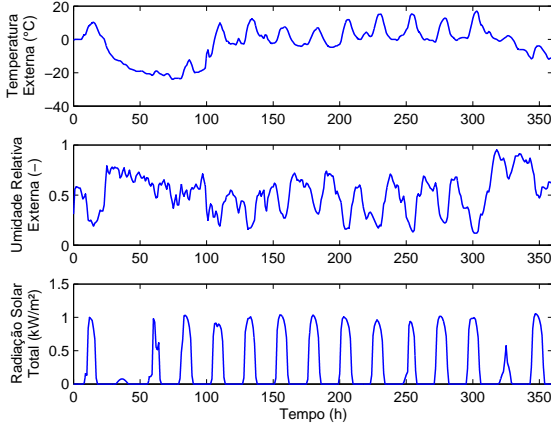


Figura 4: Temperatura externa, umidade relativa externa e radiação solar total - conjunto de dados utilizados no processo de identificação dos modelos BESTest 600FF e 900FF.

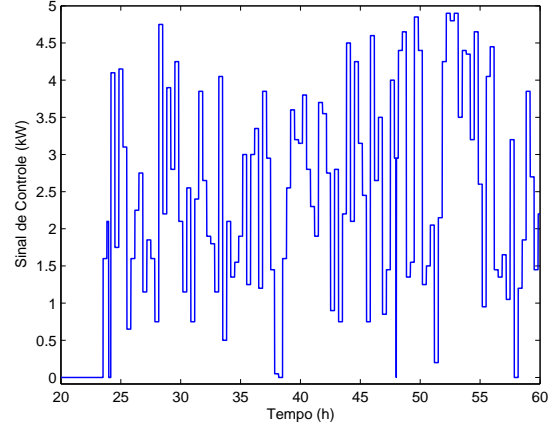


Figura 5: Representação da variação aleatória do sinal de controle a cada 20 minutos para os modelos BESTest 600FF e 900FF.

$$(1 - 0.9968q^{-1}) y_H(k) = +(-0.0002826q^{-1}) u(k) + (-1.403 \times 10^{-6}q^{-1}) T_{EXT}(k) + (0.001291q^{-1}) H_{EXT}(k) + (-0.000495q^{-1}) S_{EXT}(k) + (1 + 0.8185q^{-1}) \xi(k) \quad (11)$$

$$(1 - 0.9944q^{-1}) y_T(k) = +(0.05629q^{-1}) u(k) + (0.006556q^{-1}) T_{EXT}(k) + 0.1446q^{-1} H_{EXT}(k) + (0.1062q^{-1}) S_{EXT}(k) + (1 + 0.8417q^{-1}) \xi(k) \quad (12)$$

$$(1 - 0.9911q^{-1}) y_H(k) = +(-0.000246q^{-1}) u(k) + (2.127 \times 10^{-5}q^{-1}) T_{EXT}(k) + 0.002154q^{-1} H_{EXT}(k) + (-0.0002677q^{-1}) S_{EXT}(k) + (1 + 0.7966q^{-1}) \xi(k) \quad (13)$$

Todos esses dados resultantes do processo de identificação podem ser visualizados nas Figuras 6 e 7, onde apresentam-se também as comparações entre os dados reais gerados pelo software PowerDomus e os dados estimados, calculados em função do modelo.

Notam-se, através das Figuras 6 e 7, que os dados gerados a partir dos modelos de previsão, apresentam um ótimo ajuste quando comparados aos dados obtidos em simulações utilizando-se o software PowerDomus, pois suas diferenças não são visualmente perceptíveis. O ajuste pode ser comprovado através da Tabela 4 que apresenta o erro médio quadrático (MSE) para os quatro modelos identificados. A previsão realizada é do tipo livre, isto é, sem realimentação do valor real da saída em previsão de longa distância.

Tabela 4: Valores do MSE para os modelos identificados.

BESTest 600FF	
<i>Modelo</i>	<i>MSE</i>
Temperatura	2.44196×10^{-2}
Umidade	1.05316×10^{-6}
BESTest 900FF	
<i>Modelo</i>	<i>MSE</i>
Temperatura	2.23350×10^{-2}
Umidade	5.87581×10^{-7}

4.1.2. Validação

Para o processo de validação dos modelos baseados no BESTest abordados neste trabalho, aplicam-se diferentes dados climáticos (Denver, 1 a 15 de julho) dos que foram utilizados no processo de identificação (Denver, 1 a 15 de janeiro) utilizando-se um arquivo do tipo TRY, procurando-se assim verificar o comportamento do sistema submetido a diferentes condições. Esta metodologia assegura que o sistema identificado torna-se

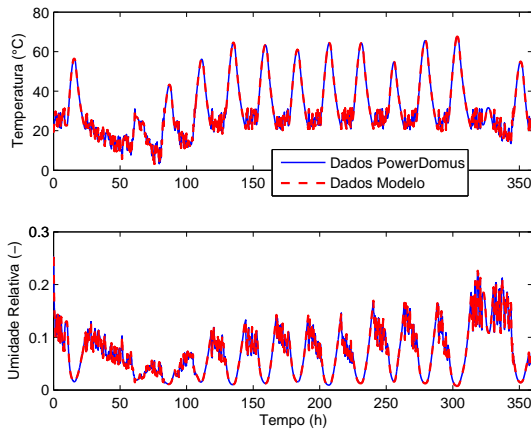


Figura 6: Comparação entre os dados obtidos a partir do modelo de previsão (previsão livre) e do software PowerDomus para os sinais temperatura e umidade relativa internas - caso BESTest 600FF.

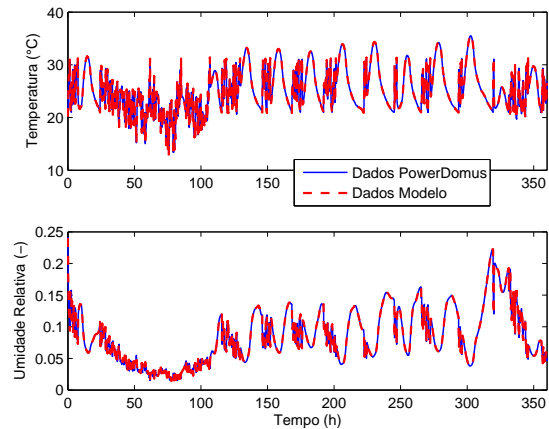


Figura 7: Comparação entre os dados obtidos a partir do modelo de previsão (previsão livre) e do software PowerDomus para os sinais temperatura e umidade relativa internas - caso BESTest 900FF.

genérico em virtude de qualquer arquivo climático aplicado, proporcionando respostas coerentes para quaisquer sinais aplicados na entrada. Assim, apresenta-se uma simulação comparando-se os resultados obtidos a partir do software PowerDomus e dos modelos (Eq. 10 - 13), em termos de temperatura e umidade relativa internas para os dois tipos de edificações identificadas.

No processo de validação dos modelos não está incluído o atuador, pois pretende-se somente verificar o comportamento livre (*free floating* - FF) das variáveis internas (temperatura e umidade relativa) submetidas às perturbações climáticas externas (temperatura do ar externo, umidade relativa externa e radiação solar total - Figura 8), essas, diferentes das que foram utilizadas para o processo de identificação. Aplicaram-se como condições iniciais $20^{\circ}C$ para a temperatura interna e 50% de umidade relativa interna para os dois modelos, e ainda efetuou-se uma pré-simulação de 15 dias visando reduzir os efeitos das condições iniciais nas respostas dos modelos identificados.

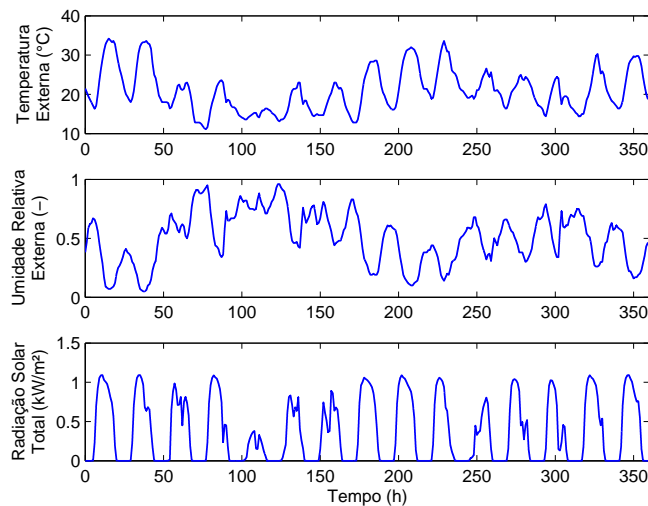


Figura 8: Temperatura, umidade relativa e radiação solar total externas - Denver, 1 à 15 de julho.

Os resultados apresentados nas Figuras 9 e 10 demonstram um grau de concordância muito bom entre os modelos que foram identificados e a ferramenta de simulação higrótérmica de edificações - PowerDomus. Comprova-se o bom ajuste dos modelos pelo cálculo do Coeficiente de Correlação Múltipla durante o processo de validação. Esses valores são, para o caso 600FF, 0.99988 e 0.99949, já para o caso 900FF 0.99863 e 0.99968, para os modelos de temperatura e umidade, respectivamente.

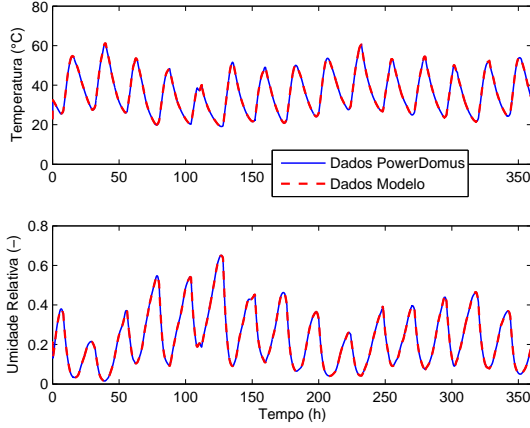


Figura 9: Dados de Validação para o caso BESTest 600FF.

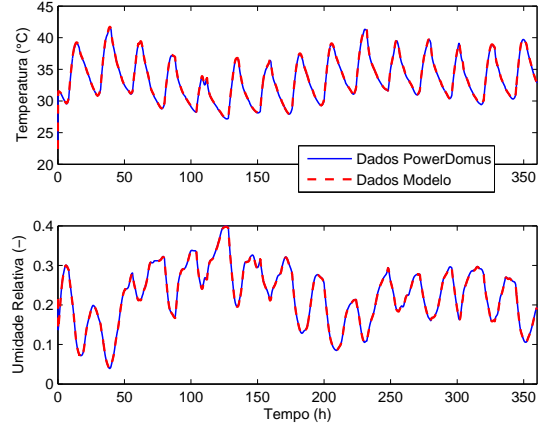


Figura 10: Dados de Validação para o caso BESTest 900FF.

4.2. Caso II: Modelo BESTest Brasil

4.2.1. Identificação

Os dados utilizados no processo de identificação para caso da edificação no padrão brasileiro - BESTest Brasil, também foram coletados a partir do software - PowerDomus, porém com arquivos climáticos do tipo TRY da cidade de Curitiba/Brasil entre os dias de 1 a 15 de julho. Esses dados podem ser visualizados na Figura 11. Também utilizaram-se 21600 amostras de dados entrada/saída (N na Equação 1), utilizando-se assim o mesmo período de amostragem do estudo de caso anterior, 1 minuto. Aplicou-se, também, para este estudo de caso, uma variação aleatória do sinal de controle semelhante a utilizada no Caso I, Seção 4.1.

Obtiveram-se, para esta edificação, dois modelos de regressão utilizando-se o processo de identificação de um sistema MISO. Os modelos para temperatura e umidade obtidos estão descritos nas Equações 14 e 15.

$$\begin{aligned} (1 - 0.97000q^{-1}) y_T(k) = & +(0.08395q^{-1}) u(k) + (0.02527q^{-1}) T_{EXT}(k) \\ & +0.20340q^{-1}) H_{EXT}(k) + (-0.07245q^{-1}) S_{EXT}(k) \\ & +(1 + 0.67670q^{-1}) \xi(k) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} (1 - 0.96920q^{-1}) y_H(k) = & +(-0.002107q^{-1}) u(k) + (0.0002751q^{-1}) T_{EXT}(k) \\ & +0.01759q^{-1}) H_{EXT}(k) + (0.003342q^{-1}) S_{EXT}(k) \\ & +(1 + 0.72390q^{-1}) \xi(k) \end{aligned} \quad (15)$$

Todos os dados resultantes do processo de identificação para o caso BESTest Brasil podem ser visualizado na Figura 12, onde apresentam-se também as comparações entre os dados reais gerados pelo software PowerDomus e os dados estimados, calculados em função do modelo.

Percebe-se através da Figura 12 que os modelos apresentam um ótimo ajuste comparados aos dados gerados na simulação utilizando-se o software PowerDomus. O ajuste pode ser comprovado através do Erro Médio Quadrático (MSE) para os quatro modelos que foram identificados, tais índices podem ser visualizados na Tabela 5.

Tabela 5: Valores do MSE para o modelo BESTest Brasil.

BESTest Brasil	
Modelo	MSE
Temperatura	1.34112×10^{-2}
Umidade	9.49666×10^{-6}

4.2.2. Validação

No processo de validação do modelo referente a uma edificação submetida a um clima brasileiro - BESTest Brasil, aplicam-se diferentes dados climáticos (Curitiba, 1 à 15 de janeiro) dos que foram utilizados no processo de

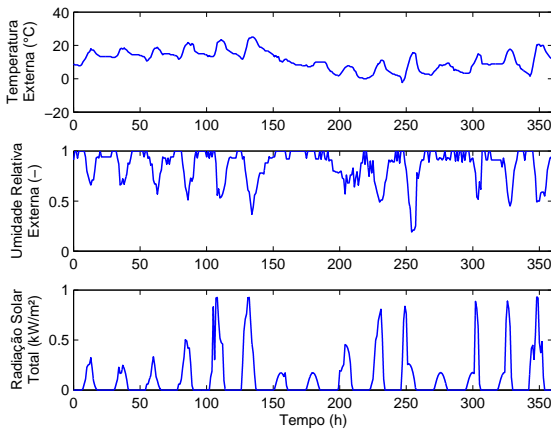


Figura 11: Temperatura externa, umidade relativa externa e radiação solar total - conjunto de dados utilizados no processo de identificação do modelo BESTest Brasil.

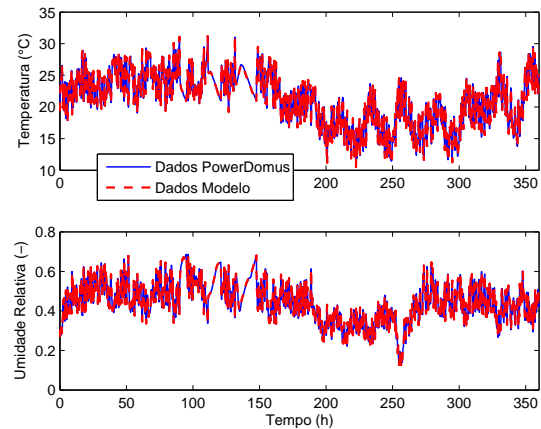


Figura 12: Comparação entre os dados obtidos a partir do modelo de previsão e do software PowerDomus para os sinais temperatura e umidade relativa internas - modelo BESTest Brasil.

identificação (Curitiba, 1 à 15 de julho), procurando-se assim verificar o comportamento do sistema submetido a diferentes condições. Assim, apresenta-se uma simulação comparando-se os resultados obtidos a partir do software PowerDomus e do modelo (Eq. 14 e 15), em termos de temperatura e umidade relativa internas.

Semelhante ao caso de validação do Caso I, também não está incluído o atuador, pois pretende-se aqui somente verificar o comportamento livre (*free floating* - FF) das variáveis internas (temperatura e umidade relativa) submetidas às perturbações climáticas externas (temperatura do ar externo, umidade relativa externa e radiação solar total - Figura 13) diferentes das que foram utilizadas para o processo de identificação. Aplicaram-se como condições iniciais $20^{\circ}C$ para a temperatura interna e 50% de umidade relativa interna para os dois modelos, e ainda efetuou-se uma pré-simulação de 15 dias visando reduzir os efeitos das condições iniciais nas respostas dos modelos identificados.

Os resultados apresentados na Figura 14 demonstram um grau de concordância muito bom entre os modelos que foram identificados e a ferramenta de simulação higratérmica de edificações - PowerDomus. Comprova-se o bom ajuste dos modelos pelo cálculo do Coeficiente de Correlação Múltipla durante o processo de validação. Esses valores são, 0.99916 e 0.99899 para os modelos de temperatura e umidade, respectivamente.

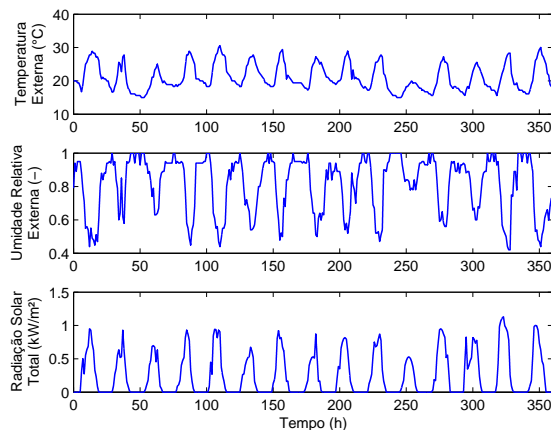


Figura 13: Temperatura, umidade relativa e radiação solar total externas - Curitiba, 1 à 15 de janeiro.

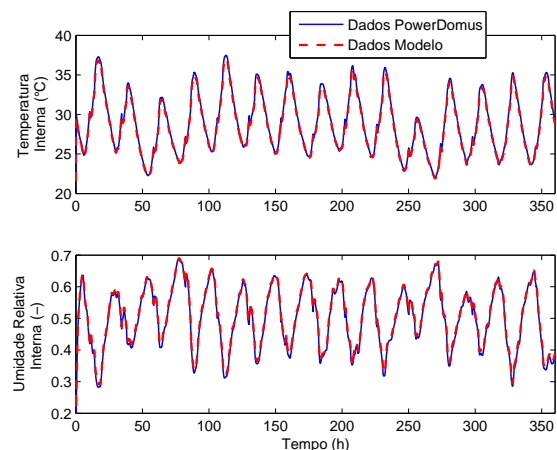


Figura 14: Dados de Validação para o modelo BESTest Brasil.

5. Conclusões

Descreveu-se neste trabalho o desenvolvimento de um conjunto de equações de previsão baseadas em um processo de identificação utilizando-se regressão linear através de dados coletados de simulações executadas em

uma ferramenta de simulação higrotérmica de edificações - o software PowerDomus.

Três perturbações (temperatura externa, umidade relativa externa e radiação solar total) e um sinal de atuação (correspondendo à potência aplicada ao sistema de aquecimento) foram utilizados para identificar dois conjuntos de modelos do tipo MISO para previsão de temperatura e umidade relativa internas para os casos do BESTest 600FF e 900FF, sendo estes dois ambientes de dimensões iguais porém com materiais diferentes. Obtiveram-se ainda um outro conjunto de modelos do tipo MISO onde procurou-se utilizar as mesmas dimensões das casas do BESTest porém para materiais de sua estrutura e clima adaptados a uma cidade brasileira - Curitiba.

Identificaram-se os modelos para o período de inverno para ambas as cidades utilizando-se dados climáticos de Denver e Curitiba. Resultados, em termos de temperatura e umidade relativa, apresentaram ótima concordância dos modelos identificados para o período de verão das duas cidades (1 a 15 de julho para Denver e 1 a 15 de janeiro para Curitiba).

Exemplo de aplicações destes modelos podem ser encontrados em (Freire *et al.*, 2005), onde tais modelos forma utilizados para síntese e análise de controladores MPC (*Model Predictive Controllers*).

6. Referências

- Abadie, M., Deblois, J. P., and Mendes, N., 2005, A Comparison Exercise for Calculating Heat and Moisture Transfers using TRNSYS and PowerDomus, “4th working meeting in IEA annex 41”.
- Abadie, M. and Mendes, N., 2006, Comparative Analysis of Response-factor and Finite-volume based Methods for predicting Heat and Moisture Transfer through Porous Building Materials, “Journal of Building Physics”, Vol. 30 of “1”, pp. 7–37.
- ABNT, 1978, Instalações centrais de Ar Condicionado para Conforto, Norma, Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro.
- Clarke, D. W., editor, 1994, “Advances in Model Based Predictive Control”, Oxford University Press.
- Crawley, D. B., Hand, J. W., Kummert, M., and Griffith, B. T., 2005, Contrasting the Capabilities of Building Energy Performance Simulation Programs, “Proc. of the Nineth Building Simulation Conference (IBPSA’05)”, Vol. 1, Montreal, Canada.
- Freire, R. Z., 2006, Técnicas Avançadas de Controle Aplicadas a Sistemas de Climatização Visando Conforto Térmico, Master’s thesis, PPGEPS/CCET/PUCPR - Pontifícia Universidade Católica do Paraná - Brasil.
- Freire, R. Z., Oliveira, G. H. C., and Mendes, N., 2005, Thermal Comfort Based Predictive Controllers for Building Heating Systems, “Proc. of the 16th IFAC World Congress (IFAC’05)”, Prague, Czech Republic.
- Hens, H., 2003, Proposal for a new annex. Whole building heat, air and moisture response (MOIST-ENG), Technical report, Belgium.
- Johansson, R., 1993, “System, Modeling & Identification”, Prentice Hall Information and System Sciences Series.
- Judkoff, R. D. and Neymark, J. S., 1995, Colorado National Renewable Energy Laboratory, NREL/TP-472-6231.
- Ljung, L., 1999, “System Identification: Theory for the user”, Prentice Hall, Inc., 2 edition.
- Mendes, N., Oliveira, R. C. L. F., and Santos, G. H., 2003, A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program, “Proc. of the Eighth Building Simulation Conference (IBPSA’03)”, Vol. 1, Eindhoven, Netherlands.
- Mendes, N., Oliveira, R. C. L. F., and Santos, G. H., 2005, Energy Efficiency and Thermal Comfort Analysis Using the Powerdomus Hygrothermal Simulation Tool, “Proc. of the Nineth Building Simulation Conference (IBPSA’05)”, Vol. 1, pp. 9–16, Montreal, Canada.
- Virk, G. S. and Loveday, D. L., 1994, Model-Based Control for HVAC Applications, “Proc. of The Third IEEE Conference on Control Applications”, pp. 1861–1866, Glasgow.

DEVELOPMENT OF PREDICTIVE EQUATIONS FOR TEMPERATURE AND RELATIVE HUMIDITY OF THE HIGH AND LOW THERMAL MASS BESTEST CASES

Roberto Zanetti Freire

Pontifical Catholic University of Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Industrial and Systems Engineering Graduate Program - PPGEPS
roberto.freire@pucpr.br

Gustavo Henrique da Costa Oliveira

Pontifical Catholic University of Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Industrial and Systems Engineering Graduate Program - PPGEPS
gustavo.oliveira@pucpr.br

Nathan Mendes

Pontifical Catholic University of Paraná - PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
Thermal Systems Laboratory - LST
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract. *Regression equations could be used for predicting temperature and relative humidity in single-zone buildings. However, in some situations, those equations could become difficult to obtain when a hygrothermal building model is coupled to an HVAC (Heating Ventilation and Air Conditioning) system, composed by many subsystems (where some of them are nonlinear). In this way, this paper presents a methodology for computing the parameters of such kind of models based on weather data and room air hygrothermal conditions. MISO-type (Multiple-Input-Single-Output) ARMAX (Auto Regressive Moving Average Exogeneous) models are presented for indoor air temperature and relative humidity estimation based on the IEA (International Energy Agency) standards for the BESTest 600FF, 900FF. Another model, using material commonly used in Brazil, is also presented. Validation procedures have shown very good agreement between the regression model and the simulation tool - PowerDomus.*

Keywords . *system identification, linear regression, building model, BESTest.*

PREDIÇÃO DAS CONDIÇÕES CLIMÁTICAS DE UM LOCAL USANDO UM MODELO DE ENVOLTÓRIO BASEADO NA TEORIA DA “EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO”

Kátia Cordeiro Mendonça

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica – PPGEM
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155 Prado Velho 80.215-901 Curitiba –PR
k.mendonca@pucpr.br

Leandro José Machado

Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Rua Imaculada Conceição, 1155 Prado Velho 80.215-901 Curitiba –PR
leandro.machado@pucpr.br

Rafael Elias Mazzaro

Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Rua Imaculada Conceição, 1155 Prado Velho 80.215-901 Curitiba –PR
r.mazzaro@pucpr.br

Resumo. Neste trabalho apresenta-se um modelo para prever o comportamento higrotérmico e energético de edificações, no qual a descrição matemática do envoltório é baseada na denominada teoria da “Evaporação e Condensação” que considera que a migração de umidade no material ocorre unicamente na fase de vapor. Foram analisados os efeitos da discretização espacial do envoltório e do passo de tempo para dois tipos de material de construção na previsão da umidade relativa de um local. Utilizou-se um caso de estudo simplificado, cuja solução semi-analítica encontra-se disponível na literatura, como base para a análise de sensibilidade desses parâmetros. Os resultados mostraram que o passo de tempo de 1h, largamente empregado em simulação de edificações, nem sempre produz resultados satisfatórios quando são levados em conta os efeitos higroscópicos dos materiais de construção porosos da edificação.

Palavras chave: umidade, adsorção, edificação, simulação numérica.

1. Introdução

Os materiais de construção são em sua maioria porosos e, portanto, são capazes de absorver umidade do ambiente que os cerca. A modelagem matemática do envoltório de uma edificação é dessa forma complexa, uma vez que simultaneamente à transferência de calor, diversos fenômenos termo-físicos relacionados à migração e ao armazenamento de umidade ocorrem num meio poroso. Alguns exemplos são a difusão molecular de vapor, o escoamento capilar de líquido e a evaporação e condensação de água. Entretanto, desde a década de 40, vários modelos matemáticos para descrever a transferência acoplada de calor e massa em meios porosos têm sido desenvolvidos (Philip e De Vries, 1957; Kerestecioglu et al., 1990a; Kerestecioglu et al., 1990b; Duforestel e Dalicieux, 1994; Ozaki et al., 2001). Os recentes avanços tecnológicos permitiram incorporá-los a modelos de simulação energética de edificações, dando origem a programas de simulação que levam em conta o efeito higroscópico dos materiais de construção na avaliação do desempenho higrotérmico e energético de edificações, como por exemplo: CLIM2000 (Woloszyn, 1999), BSIM2000 (Rode et al., 2001), EnergyPlus (Drury et al., 2001), DOMUS (Mendes et al., 2003), SimSPARK (Mora et al., 2003), TRNSYS (Klein et al., 2004) e WUFI+ (Küenzel et al., 2005).

O grau de sofisticação da modelagem matemática do envoltório empregada nestas ferramentas é bastante variável, podendo ser classificada em três categorias: simplificada, intermediária e completa. Nesta classificação, a modelagem que se encaixa na categoria simplificada diz respeito a modelos que consideram que apenas uma camada delgada do material do envoltório é afetada pela umidade do ar ambiente. Esta abordagem do tipo *lumped* é empregada nos programas CLIM2000 (Woloszyn, 1999), EnergyPlus (Drury et al., 2001), SimSPARK (Mora et al., 2003) e TRNSYS (Klein et al., 2004). Nos outros dois grupos de modelos, intermediário e completo, o transporte de umidade se realiza ao longo de toda a espessura da parede. No entanto, no primeiro grupo, considera-se que a umidade migra através do material unicamente por difusão de vapor, ao passo que no segundo grupo, considera-se que a umidade migra em ambas as fases, líquida e vapor, utilizando-se dos mecanismos de transporte de difusão de vapor e capilaridade. BSIM2000 (Rode et al., 2001), EnergyPlus (Drury et al., 2001), DOMUS (Mendes et al., 2003) e SimSPARK (Mora et al., 2003)

são exemplos de programas de simulação que dispõem da modelagem intermediária, e DOMUS (Mendes et al., 2003), SimSPARK (Mora et al., 2003) e WUFI+ (Küenzel et al., 2005) são exemplos daqueles que dispõem da abordagem dita completa. Ressalta-se que o termo *completo*, aqui empregado, não se refere a uma completa representação de todos os fenômenos termofísicos envolvidos no processo de transferência de calor e massa através de um meio poroso.

Nota-se que, em função das hipóteses inerentes à modelagem matemática do envoltório, as ferramentas de simulação acima citadas podem prever condições climáticas diferentes para um mesmo ambiente. Adicionando-se o fato da diferença do método numérico empregado na solução do sistema de equações resultantes e da escolha do passo de tempo e da discretização espacial do envoltório (quando pertinente) feita pelo usuário, resultados bastante discrepantes podem ser encontrados na determinação das condições climáticas de um local.

Dessa forma, o intuito deste trabalho é avaliar a influência dos parâmetros definidos pelo usuário, passo de tempo e discretização espacial do envoltório, na previsão das condições ambientes de um local. Para este fim, um estudo de caso simplificado, para o qual dispõe-se de solução semi-analítica, foi utilizado como base para a análise de sensibilidade de um programa de simulação higrótérmica e energética de edificações em relação a esses dois parâmetros. Nesta análise foi empregada a ferramenta SimSPARK (Mora et al., 2003), com a transferência acoplada de calor e umidade através do envoltório sendo descrita por um modelo baseada na teoria da “Evaporação e Condensação”, a qual considera a difusão de vapor como único mecanismo de transporte de umidade no meio poroso.

2. Modelagem matemática

Neste trabalho, o modelo matemático empregado para caracterizar a edificação é composto de dois submodelos que representam separadamente o ar ambiente e o envoltório da edificação.

2.1. Modelo do ar ambiente

Este submodelo é descrito por dois sistemas de equações. O primeiro sistema determina as características físicas do ar ambiente, sendo constituído pelas equações de conservação de massa e de energia e por equações de estado. O segundo sistema é constituído pelas equações que determinam as trocas de calor e de massa entre o ambiente e o envoltório, e entre o ambiente e o meio externo.

Assumindo que o ar ambiente é uma mistura homogênea, as equações de conservação de massa (ar seco e vapor da água) e de energia podem ser expressas por:

$$\sum_{i=1}^6 \dot{m}_{as} = 0 \quad (1)$$

$$V \frac{d\rho_{va}}{dt} = \sum_{i=1}^6 \dot{m}_{va} + \dot{m}_{va, fonte} \quad (2)$$

$$\rho_{as} C_{p, as} V \frac{dT}{dt} = q_{fonte} + \sum_{i=1}^6 Q + \sum_{i=1}^6 \phi \quad (3)$$

onde $C_{p, as}$ é o calor específico à pressão constante do ar seco em $J/(kg.K)$, \dot{m}_{as} é a vazão mássica de ar seco em kg/s , \dot{m}_{va} é a vazão mássica de vapor d'água em kg/s , $\dot{m}_{va, fonte}$ é a geração de vapor em kg/s , q_{fonte} é a geração de calor sensível em W , Q é a taxa de calor transferida pelo ar seco em W , T é a temperatura do ar úmido em K , t é o tempo em s , V é o volume do ambiente em m^3 , ρ_{as} é a massa específica do ar seco em kg/m^3 , ρ_{va} é a massa específica do vapor d'água em kg/m^3 e ϕ é a taxa de transferência de calor por condução em W . O índice i refere-se a cada uma das 6 faces do ambiente.

Note que na Eq.(1), a variação temporal da massa de ar seco dentro do ambiente foi desprezada.

As propriedades termodinâmicas do ar ambiente são relacionadas entre si pela equação do gás ideal, Eq.(4), e pelas relações psicrométricas descritas nas equações de (5) a (7):

$$p = (\rho_{as} R_{as} + \rho_{va} R_{va}) T \quad (4)$$

$$\rho = \rho_{as} + \rho_{va} \quad (5)$$

$$W = \frac{\rho_{va}}{\rho_{as}} \quad (6)$$

$$\phi = \left(\frac{\rho_{va} R_{va} T}{P_{va,sat}} \right)_{p,T} \quad (7)$$

onde p é a pressão total do ar ambiente em Pa, $p_{va,sat}$ é a pressão de saturação do vapor d'água em Pa, R_{as} é a constante do ar seco em J/(kg.K), R_{va} é a constante do vapor d'água em J/(kg.K), W é a umidade absoluta do ar em kg/kg, ρ é a massa específica do ar úmido em kg/m³ e ϕ é a umidade relativa do ar.

Uma equação adicional é usada para calcular a pressão de saturação do vapor d'água na equação (7). Neste estudo adota-se a equação proposta por Woloszyn, 1999.

O cálculo da vazão mássica de ar seco entre os ambientes externo e interno baseia-se na equação da placa de orifício. Nesta abordagem, a vazão mássica de ar seco que atravessa a seção de área A que separa os dois ambientes pode ser expressa da seguinte forma:

$$p_1 - p_2 \geq 0 \quad \dot{m}_{as} = CdA\rho_{as,1} \sqrt{2 \frac{(p_1 - p_2)}{\rho_1}} \quad (8a)$$

$$p_1 - p_2 < 0 \quad \dot{m}_{as} = -CdA\rho_{as,2} \sqrt{2 \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_2}} \quad (8b)$$

onde Cd é o coeficiente de descarga e os índices 1 e 2 representam, respectivamente, os ambientes à esquerda e à direita da seção de área A .

O cálculo da vazão mássica de vapor d'água é composto de dois termos: um termo difusivo e um termo devido à diferença de pressão entre os ambientes externo e interno. A vazão mássica do vapor d'água devido à diferença da pressão é baseada na vazão mássica do ar seco, como expresso pelas Eqs.(10a) e (10b). Já o termo difusivo é calculado pela lei de Fick, segundo a Eq.(11):

$$p_1 - p_2 \geq 0 \quad \dot{m}_{va} = \rho_{va,1} \left(\frac{\dot{m}_{as}}{\rho_{as,1}} \right) \quad (10a)$$

$$p_1 - p_2 < 0 \quad \dot{m}_{va} = \rho_{va,2} \left(\frac{\dot{m}_{as}}{\rho_{as,2}} \right) \quad (10b)$$

$$\dot{m}_{va} = D_{va} A [(\rho_1 + \rho_2)/2] \left[\frac{(\rho_{va,1}/\rho_1) - (\rho_{va,2}/\rho_2)}{(l_1 + l_2)/2} \right] \quad (11)$$

onde D_{va} é o coeficiente de difusão do vapor d'água no ar em m²/s e l é a dimensão perpendicular à seção de área A , em m, do ambiente adjacente a esta seção.

A taxa de transferência de calor através da abertura que separa os ambientes externos e internos é a soma de um termo advectivo, Eqs.(12a) e (12b), e de um termo condutivo dado pela equação (13),

$$\dot{m}_{as} \geq 0 \quad \dot{Q} = \dot{m}_{as} C_{p,as} T_1 \quad (12a)$$

$$\dot{m}_{as} < 0 \quad \dot{Q} = \dot{m}_{as} C_{p,as} T_2 \quad (12b)$$

$$\phi = kA \left[\frac{(T_1 - T_2)}{(l_1 + l_2)/2} \right] \quad (13)$$

onde k é a condutividade térmica do ar úmido em W/(m.K).

2.1. Modelo do envoltório

Este submodelo emprega a denominada teoria da “Evaporação e Condensação” (Kerestecioglu e Gu, 1990b) para descrever a transferência acoplada de calor e de umidade através dos materiais porosos do envoltório. Esta teoria é válida para a região higroscópica dos materiais, pois assume que a umidade migra através do material unicamente na fase de vapor. É composta basicamente das equações de conservação de massa e de energia, e de uma isoterma de adsorção, conforme descrito a seguir:

Conservação da massa:

$$\varepsilon \frac{\partial \rho_{ve,s}}{\partial t} + \rho_0 \frac{\partial U_s}{\partial t} = \varepsilon D_{ve,s} \frac{\partial^2 \rho_{ve,s}}{\partial x^2} \quad (14)$$

onde ε é a porosidade do material, $D_{ve,s}$ é a difusão do vapor d’água no meio poroso m^2/s , U_s é o conteúdo de umidade em kg/kg , x é a dimensão de comprimento, em m , perpendicular ao envoltório da edificação e ρ_0 é a massa específica da matriz porosa seca em kg/m^3 .

O primeiro termo da Eq. (14) representa a taxa de variação temporal de massa de vapor d’água no ar dos poros do material, o segundo, a taxa de variação temporal de massa de água na fase líquida na superfície dos poros do material (adsorção/dessorção de umidade), e o último, a difusão de vapor d’água no interior dos poros.

Conservação da energia:

A equação da conservação da energia estabelece que a variação temporal de energia no meio poroso é igual ao fluxo líquido de calor recebido por condução mais a energia liberada durante o fenômeno de adsorção de umidade,

$$\rho_e C_p \frac{\partial T}{\partial t} = k_e \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + L_v \rho_0 \frac{\partial U_s}{\partial t} \quad (15)$$

onde ρ_e , C_p e k_e são, respectivamente, as propriedades efetivas do material poroso massa específica em kg/m^3 , calor específico à pressão constante em $J/(kg.K)$ e condutividade térmica em $W/(m.K)$, e L_v é o calor latente de vaporização da água em J/kg .

Neste trabalho, tanto as variáveis efetivas como os coeficientes de transporte são considerados constantes.

Condições de contorno:

A superfície externa do envoltório é sujeita à radiação solar e às transferências convectivas de calor e de massa, e a superfície interna é sujeita às trocas radiativas de comprimentos de onda longo e curto e às transferências convectivas de calor e de massa.

Assumindo que o sistema encontra-se em equilíbrio termodinâmico, as variáveis de estado são relacionadas por uma isoterma de equilíbrio, ou seja, uma função do tipo $U_s = f(\varphi_s)$, onde φ_s é a umidade relativa do ar do poro.

Utilizou-se, no presente trabalho, o método de diferenças finitas para a discretização das equações governantes deste submodelo.

3. Resultados

Para investigar os efeitos da discretização espacial do envoltório e do passo de tempo na previsão da umidade relativa de um local, foram realizadas diversas simulações de um ambiente de referência com o modelo apresentado anteriormente. As simulações envolveram discretizações do envoltório com malhas de 5, 10, 20, 30, 40 e 50 nós para dois materiais diferentes. Para cada malha testada, foram utilizados os passos de tempo de 300, 900, 1800 e 3600s. Todos os resultados numéricos obtidos foram comparados com a solução semi-analítica proposta por Bednar e Hagentof (2005).

3.1. Descrição do modelo físico

O ambiente de referência para o estudo proposto corresponde à geometria empregada na metodologia BESTEST (Judkoff et al., 1995), sem as janelas. Nesta metodologia, a edificação é composta por uma única zona, retangular, de dimensões internas $8m \times 6m \times 2,7m$, sem partições em seu interior.

Considera-se que o envoltório, de espessura igual a 0,15 m, é composto de um único material com propriedades constantes. Na Tabela 1 são apresentadas as propriedades do meio poroso seco para os dois materiais empregados na análise comparativa deste trabalho:

Tabela 1: Propriedades da matriz porosa seca

Material	ρ_0 kg/m ³	C_{p0} J/(kg.K)	k_0 W/(m.K)	ϵ %
Concreto Aerado	650	840	0,18	76
Reboco	2050	932	1,92	18

As isotermas de adsorção são admitidas lineares, sendo a inclinação da curva igual a 0,0661 para o concreto aerado e 0,0217 para o reboco.

Neste estudo de caso, as condições iniciais do ar ambiente e do envoltório são consideradas iguais às condições do ambiente externo, isto é, temperatura de 20°C e umidade relativa de 30%. Sob tais condições, o grau de saturação do concreto aerado corresponde a aproximadamente 1,7%. Portanto, para este material as propriedades efetivas constantes são supostas iguais às propriedades do material poroso seco. Já para o reboco, o grau de saturação é de aproximadamente 12%. As propriedades efetivas foram então calculadas levando-se em conta a presença de umidade no material, resultando em: $\rho_e = 2071,5$ kg/m³, $C_{pe} = 1009,7$ J/(kg.K) e $k_e = 2,07$ W/(m.K).

O coeficiente de difusão do vapor d'água no meio poroso, $D_{ve,s}$, é $4,06 \times 10^{-6}$ m²/s para o concreto aerado e $4,32 \times 10^{-7}$ m²/s para o reboco.

O lado externo do envoltório é considerado impermeável ao passo que a superfície interna troca umidade com o ar ambiente. O coeficiente convectivo de transferência de massa é constante e igual a 0,0027 m/s. Ambas as superfícies do envoltório trocam calor apenas por convecção com os ambientes adjacentes às respectivas superfícies, sendo o coeficiente convectivo de transferência de calor igual a 29,30 W/(m².K) para a parede externa e 8,29 W/(m².K) para a parede interna.

Considera-se ainda, que o ambiente está isolado no ar, é ventilado a uma taxa de 0,5 trocas de ar/hora e possui uma fonte de vapor d'água intermitente, que libera vapor d'água a uma taxa de 0,5 kg/h, no período das 09:00 às 17:00 h.

3.2. Análise dos resultados

Na Figura 2 são apresentados, para o concreto aerado, os perfis de variação de umidade relativa do ambiente interno ao longo do tempo para o último dia do ano, para as simulações cuja discretização espacial do envoltório compreende 30 nós.

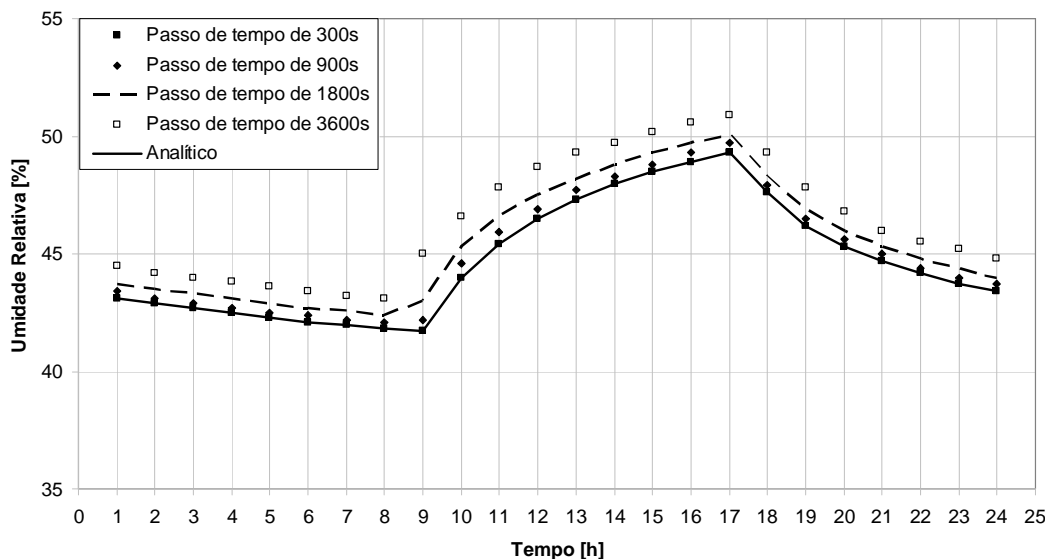


Figura 2. Umidade relativa do ambiente interno ao longo do tempo para uma discretização do envoltório de 30 nós

Nota-se, que as curvas resultantes das simulações com malha de envoltório de 30 nós produziram perfis próximos ao da curva analítica, apresentando três situações distintas ao longo do dia. A primeira situação envolve a faixa de tempo anterior ao período onde se tem geração de vapor no ambiente interno, entre 1 e 9 horas da manhã. Neste período a umidade relativa no ambiente interno está diminuindo, principalmente em função da ventilação do ambiente pelo ar

externo com umidade relativa mais baixa (30%). A segunda situação envolve a faixa de tempo na qual se está gerando vapor, entre 9 e 17 horas. Neste período, embora uma grande parte da umidade gerada no ambiente seja absorvida pelos materiais higroscópicos do envoltório, a umidade relativa aumenta e alcança aproximadamente 50%. Por fim, no período posterior ao da geração de vapor, entre 17 e 24 horas, a umidade relativa do ambiente volta a cair, ficando próxima de 44 %.

Observa-se que, globalmente, houve acúmulo de umidade no interior da sala. O ar ambiente que inicialmente se encontrava a uma umidade relativa de 30%, ao final de 1 ano apresenta uma umidade relativa variando de aproximadamente 43 a 49%. Além da taxa de ventilação de 0,5 trocas de ar/hora não ser capaz de retirar a umidade gerada no ambiente, parte desta umidade é absorvida pelo material do envoltório e devolvida para o ambiente nos períodos sem geração de vapor.

Com relação à influência do passo de tempo na predição da umidade relativa do local, a Fig. 2 mostra que, com o aumento do passo de tempo, o modelo prevê valores maiores para a umidade relativa do ambiente interno. Os erros relativos máximos no período de análise foram inferiores a 3% para as simulações com passos de tempo de 300, 900 e 1800s, ao passo que a simulação com 3600 s apresentou um erro relativo máximo da ordem de 7%.

Na Figura 3 são apresentados os resultados da avaliação do refinamento da malha do envoltório na previsão da umidade relativa do ambiente, para o último dia do ano, para as simulações com passo de tempo igual a 900 s.

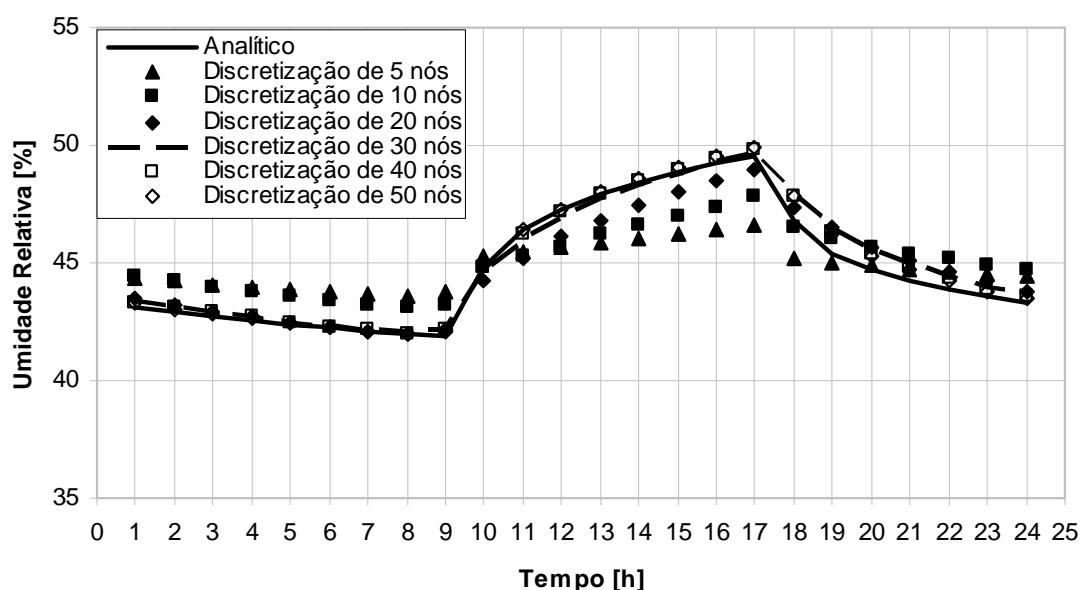


Figura 3. Umidade relativa do ambiente interno ao longo do tempo empregando passo de tempo de 900s.

Percebe-se, na Figura 3, que as malhas mais grosseiras, com 5 e 10 nós, embora apresentem perfis de umidade relativa ao longo do tempo com a mesma tendência da curva analítica, estes são mais achados, indicando uma variação de umidade relativa menor do que aquela descrita pela curva analítica no período onde se tem geração de vapor no ambiente interno. Neste período, o modelo prevê valores maiores de umidade relativa com o aumento do número de nós. Uma redução de 50% no erro relativo máximo é observada neste estudo de caso quando se passa de 5 para 20 nós na discretização espacial do envoltório, caindo de 6 para 3%, aproximadamente.

Os perfis temporais de umidade relativa para o último dia do ano, obtidos com as simulações com passo de tempo de 300 s e utilizando o reboco como material do envoltório, são apresentados na Fig. 4.

Observa-se na Figura 4 que, mesmo utilizando um passo de tempo reduzido, para o reboco, os resultados numéricos provenientes do modelo apresentaram erros bem maiores do que aqueles apresentados pelo concreto aerado quando comparados ao resultado analítico, indicando a influência do material sobre a discretização do envoltório.

Conforme mostra a Figura 5, no melhor dos casos, simulação com passo de tempo de 300 s e malha de 50 nós, o erro relativo máximo na previsão da umidade relativa interna foi da ordem de 8%, enquanto que para o passo de tempo de 1 h, os erros relativos máximos variaram entre 12 e 19%.

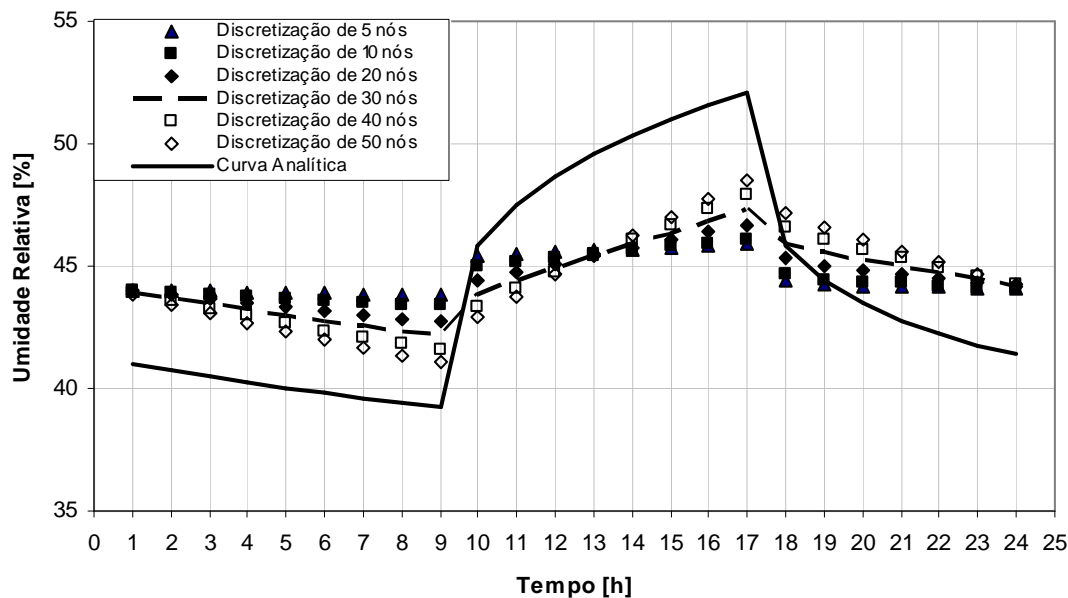


Figura 4. Umidade relativa do ambiente interno ao longo do tempo empregando o reboco como material do envoltório e passo de tempo de 300s.

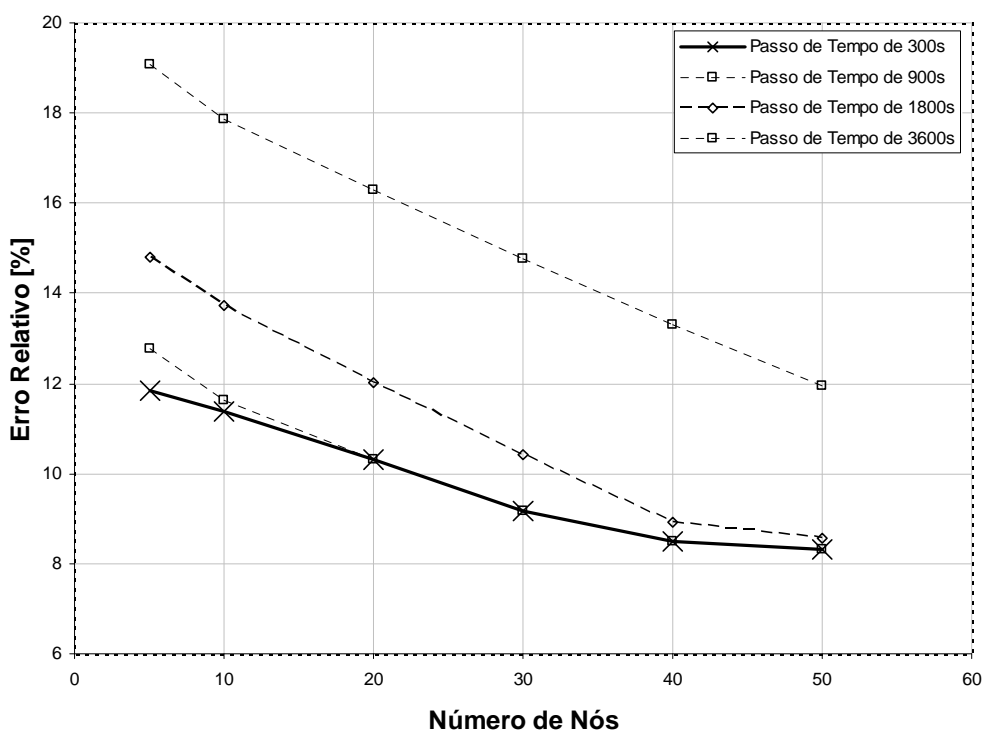


Figura 5. Erros relativos máximos para as simulações com o reboco

4. Conclusões

Apresentou-se, neste trabalho, um modelo matemático para descrever o comportamento higratérmico e energético de edificações, no qual a transferência acoplada de calor e de massa através do envoltório é descrita pela teoria denominada “Evaporação e Condensação”, a qual considera que a umidade migra através do material unicamente na fase de vapor.

O modelo foi empregado para simular um estudo de caso simplificado, para o qual dispõe-se de solução semi-analítica, a fim de analisar a influência do passo de tempo e do refinamento da malha do envoltório na previsão da umidade relativa do local.

Uma boa concordância foi obtida entre os resultados provenientes do modelo numérico e aqueles provenientes da solução semi-analítica. Observou-se uma forte dependência da malha com relação ao material do envoltório. O reboco, cujo Biot de massa é de aproximadamente 10 vezes o valor do Biot de massa do concreto aerado, necessita de uma discretização do envoltório bem mais refinada, para propiciar erros relativos máximos similares aos produzidos pelas simulações com o concreto aerado. Observou-se também que o passo de tempo de 3600 s, largamente empregado em simulação de edificações, pode produzir erros significativos quando combinado a malhas do envoltório pouco refinadas.

5. Referências

- Bednar, T. and Hagentoft, C. -E., 2005 “Analytical Solution for Moisture Buffering Effect – Validation Exercises for Simulation Tools”. 7Th, Golden, Colorado National Renewable Energy Laboratory.
- Duforestel, T. and Dalicieux, P., 1994, “A Model of Hygroscopic Buffer to Simulate the Indoor Air Humidity Behaviour in Transient Conditions”. Proceedings of European Conference on Energy Performance and Indoor Climate in Buildings, vol. 3, pp. 791-796.
- Drury, C. B., Lawrie, L. K., Pedersen, C. O., Strand, R. K., Liesen, R. J., Winkelmann, F. C., Buhl, W. F., Y., Huang, J. A., Erdem, E., Fisher, D. E., Witte, M. J. and Glazer, J., 2001, “EnergyPlus: Creating a New-Generation Building Energy Simulation Program”. Energy & Buildings, nº 33, pp. 319-331.
- Judkoff, R. D. and Neymark, J. S., 1995 “Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method”. NREL/TP-472-6231, Golden, Colorado National Renewable Energy Laboratory.
- Kerestecioglu, A., Swami, M and Kamel, A., 1990a, “Theoretical and Computational Investigation of Simultaneous Heat and Moisture Transfer in Buildings: Effective Penetration Depth Theory”. ASHRAE Transactions – part I, pp. 447 – 454.
- Kerestecioglu, A. and Gu, L., 1990b, “Theoretical and Computational Investigation of Simultaneous Heat and Moisture Transfer in Buildings: Evaporation and Condensation Theory”. ASHRAE Transactions – part I, pp. 455 – 464.
- Klein, S. A., Beckman, W.A, Mitchell, J. A., Duffie, N. A., Duffie, T. L., Freeman, J.C., Mitchell, J. E., Braun, B. L., Evans, J. P., Kummer, R. E., Urban, A, Fiksel, J. W., Thornton, N. J., Blair, P. M., Willians, D. E., Bradley, T. P. and McDowell M. K., 2004, “TRNSYS 16 – A transient system simulation program, user manual”. Solar Energy Laboratory. University of Wisconsin, Madison.
- Kuenzel, H. M., Holm, A., Zierkelbach, D. and Karagiozis, A. N., 2005, “Simulation of Indoor Temperature and Humidity Conditions Including Hygrothermal Interactions with the Building Envelope”. Solar Energy, nº 78, pp. 554-561.
- Mendes, N., Oliveira, R. C. L. F. and Santos, G. H., 2003, “DOMUS 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program”. Proceedings of the 8th International IBPSA Conference, Eindhoven, The Netherlands, Vol. 1: pp. 863-870.
- Mora, L., Mendonça, K.C., Wurtz, E. and Inard, C. , 2003, “SIMSPARK: An Object-Oriented Environment to Predict Coupled Heat and Mass Transfers in Buildings”. Proceedings of the 8th International IBPSA Conference, Eindhoven, The Netherlands, Vol. 1, pp. 903-910.
- Ozaki, A., Watanabe, T. , Hayashi, T. and Yuji, R., 2001, “Systematic Analysis on Combined Heat and Water Transfer Through Porous Materials Based on Thermodynamic Energy”. Energy and Buildings, nº 33, pp. 341-350.
- Philip, J. R. and De Vries, D. R., 1957, “Moisture Movement in Porous Media Under Temperature Gradients”. Transactions of American Geophysical Union, Vol. 38, pp. 22-232.
- Rode, C. and Grau, K., 2001, “Synchronous Calculation of Transient Hygrothermal Conditions of Indoor Spaces and Building Envelopes”. Proceedings of the 7th International IBPSA Conference, Rio de Janeiro, Brazil, Vol.1, pp. 491-498.
- Woloszyn, M., 1999, “Modélisation Hygro-Thermo-Aérauliques des Bâtiments Multizones: Proposition d’une Stratégie du Système Couplé”. Tese de doutorado, INSA de Lyon, France.

PREDICTING INDOOR AIR CONDITIONS USING AN ENVELOPE MODEL BASED ON “EVAPORATION AND CONDENSATION” THEORY

Kátia Cordeiro Mendonça

Mechanical Engineering Graduate Program – PPGEM
Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP: 80215-901, Curitiba, PR, Brazil
k.mendonca@pucpr.br

Leandro José Machado

Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP: 80215-901, Curitiba, PR, Brazil
leandro.machado@pucpr.br

Rafael Elias Mazzaro

Pontifical Catholic University of Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP: 80215-901, Curitiba, PR, Brazil
r.mazzaro@pucpr.br

***Abstract.** In this work a model to predict the whole hygrothermal behaviour of buildings is presented. The building envelope is described by the “Evaporation and Condensation” theory, which assumes that moisture migrates across the construction materials only in its vapour phase. The effects spatial discretisation of the envelope and the time step, for two porous materials, on the prediction of indoor air relative humidity were investigated for a simplified test case. All results were compared to its semi-analytical solution. It has been shown that the usual time step of 1 hour not always provide good results when the moisture buffering effect of building materials is taken into account.*

Keywords: building, hygrothermal simulation, moisture buffering, envelope

PHOSPHOGYPSUM AS AN ALTERNATIVE BUILDING MATERIAL: PRELIMINARY MODELING AND SIMULATION OF RADON-222 EXHALATION FROM BLOCKS AND INDOOR ACCUMULATION

José Antonio Rabi

Faculty of Animal Science and Food Engineering, University of Sao Paulo – FZEA / USP
Av. Duque de Caxias Norte, 225, 13635-900, Pirassununga, SP, Brazil
jrabi@fzea.usp.br

Nivaldo Carlos da Silva

Poços de Caldas Laboratory, Brazilian Commission on Nuclear Energy – LAPOC / CNEN
Rodovia Poços de Caldas - Andradas, km 13, CP 913, 37701-970, Poços de Caldas, MG, Brazil
ncsilva@cnen.gov.br

Abstract. *Phosphogypsum is a by-product from the phosphate fertilizer industry and its large-scale utilization as an alternative construction material copes with radiological issues related to radon-222. Zero-order models for radon-222 exhalation from phosphogypsum building blocks and its time-varying accumulation in closed domains (e.g. indoor accumulation) presume homogeneous distribution of radon-222 throughout the enclosure. Having in mind radiological protection design, exhalation characterization of a block sample is a valuable parameter for the corresponding building performance simulation and it can be accomplished by placing a test block inside a test chamber together with a suitable nuclear detector (their relative positioning depends on the chamber geometry). As breakdown of the uniform concentration hypothesis is likely to occur, this preliminary work numerically investigates such model oversimplification. Along with emanation and decay processes, the present mathematical model assumes time-dependent two-dimensional diffusion-dominant mass transfer in a domain containing a sample of porous material, namely the phosphogypsum block of finite thickness. Conversely, as the test chamber is quite small and air-tight closed, convective mass transfer is neglected. Numerically simulated results have confirmed that a non-uniform radon-222 distribution takes place, which can obviously influence the position of the nuclear detector (or its primary element), thus affecting its readings.*

Keywords. *modeling and simulation, alternative building material, phosphogypsum, radon-222 exhalation, mass transfer*

1. Introduction

Phosphogypsum ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$) is a by-product from phosphate fertilizer industries and its large-scale commercial exploitation might point to a surrogate building material (Mazzilli and Saueia, 1999). Yet, potential radiological impacts related to ^{222}Rn and decay products should be properly controlled and overcome. Such gaseous radionuclide results from the α -decay of ^{226}Ra , an impurity commonly found in phosphogypsum. Hence, ^{226}Ra decays to ^{222}Rn , which is able to percolate the porous matrix, reach up indoor air and be inhaled by occupants. Accordingly, a reliable model for ^{222}Rn exhalation into indoor air can be useful to assess radiation exposure as well as to devise radiological protection based on radon-induced human health risks.

As many concurrent processes are entailed, comprehensive knowledge of ^{222}Rn exhalation from phosphogypsum-bearing materials and its indoor accumulation is likely to rely on numerical simulation. Diffusive-convective models for ^{222}Rn transport within porous media have basically assumed pressure-driven interstitial air flow following Darcy's law (Edwards and Bates, 1980; Loureiro, 1987; Nazaroff, 1992; Yu *et al.*, 1993; Andersen, 2000) while others have also considered pressure fluctuations (Riley *et al.*, 1999) and buoyant effects (Rabi and Mohamad, 2005).

Although sources from soil or building materials are included, time-varying models for ^{222}Rn accumulation in indoor air or building substructures usually provide bulk values (Stranden, 1988; Nazaroff and Teichman, 1990; Jang, *et al.*, 2005). In other words, they are zero-order models with respect to spatial coordinates so that at any instant ^{222}Rn activity concentration is presumably uniform throughout, i.e., it is a representative value for the entire enclosure.

Having in mind spatial variation, an existing simulator has been continuously adapted to provide time-varying ^{222}Rn concentration (Rabi and Mohamad, 2005). In a previous work (Rabi and Silva, 2006), it was adjusted in order to simulate time-varying two-dimensional ^{222}Rn distribution in a square closed chamber with a very thin phosphogypsum housing panel placed tightly against one wall. In the present work, a rather thick phosphogypsum building block is considered instead so that the "mathematical role" of the ^{222}Rn exhaling material is changed accordingly.

2. Mathematical modeling

As a numerical test case, a rectangular phosphogypsum-bearing building block is placed inside a square closed chamber tightly against one vertical wall, as sketched in Fig. 1. Block horizontal and vertical dimensions are L_x and L_y whereas H is the characteristic length of the chamber.

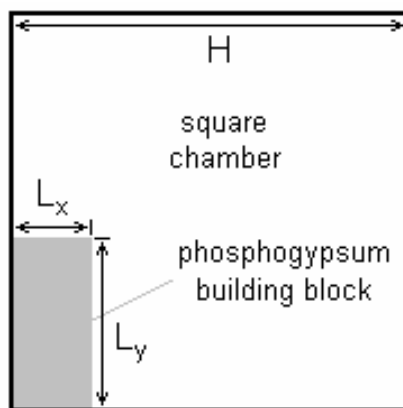


Figure 1. Sketch of a rectangular phosphogypsum building block inside a square closed chamber.

The porous material (i.e., the block) is assumed to have constant porosity ϵ and a homogeneous distribution of ^{226}Ra particles, which renders a uniform generation rate G of ^{222}Rn activity into pore (interstitial) volume. Accounting only for mobile ^{222}Rn activity, the corresponding source term per unit of representative elementary volume (REV) can thus be expressed as $\tilde{G} = \epsilon G$. Additionally, the block is allegedly dry and grain sorption of ^{222}Rn is neglected so that the so-called partition-corrected porosity reduces to the ordinary porosity ϵ (Andersen, 2000).

Bearing in mind that the block is placed in a rather small air-tight closed test chamber at room temperature, thermal effects and air movement (i.e., convective transfer) are both disregarded. Should an entire air-exposed phosphogypsum wall be investigated (instead of a single test block inside a small chamber), continuity, momentum and energy equations (possibly coupled to each other through Boussinesq's approach) would be certainly included in the model framework and numerically solved (Rabi and Mohamad, 2006).

Radon-222 diffusivity in open air D_o and the corresponding REV value \tilde{D} are assumed to be constant. It is worth noting that such bulk diffusivity \tilde{D} should be used whenever ^{222}Rn flux (in Fick's law) refers to the geometric cross-sectional area of the porous matrix and in this work it is conveniently expressed as:

$$\tilde{D} = \delta D_o \quad \Leftrightarrow \quad \delta = \tilde{D} / D_o \quad (1)$$

Recalling that ^{222}Rn sources exist only in the block while ^{222}Rn self-decay (sink) occurs everywhere (but it should be properly corrected to the interstitial volume content inside the block), the time-varying two-dimensional air-borne ^{222}Rn activity concentration $c = c(x,y,t)$ is governed by the following differential equation:

$$\epsilon^n \frac{\partial c}{\partial t} = \delta^n D_o \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) + n \tilde{G} - \epsilon^n \lambda c \quad (2)$$

where x and y are Cartesian coordinates, t is time and λ is ^{222}Rn decay constant. The above equation is an extension to the one proposed in (Andersen, 2000) so that the dimensionless parameter n is introduced in order to denote whether the diffusive-dominant ^{222}Rn transfer occurs outside ($n = 0$) or inside ($n = 1$) the porous matrix (Mohamad, 2003).

As an attempt to encompass simultaneous effects of entailed parameters, the previous differential equation is cast in dimensionless form. In view of that, the following set of dimensionless variables is put forward:

$$X = \frac{x}{H} \quad , \quad Y = \frac{y}{H} \quad , \quad \tau = \lambda t \quad , \quad \phi = \frac{c - c_0}{\Delta c} \quad (3)$$

With respect to ^{222}Rn activity concentration, Δc is a scaling factor suitably defined according to the problem physics while c_0 is some reference value. Moreover, if ϕ_0 corresponds to the ϕ value when $c = 0$ then clearly:

$$\phi_0 = -\frac{c_0}{\Delta c} \quad (4)$$

It can be shown that Eq. (2) can be cast into the following dimensionless form:

$$\varepsilon^n \frac{\partial \phi}{\partial \tau} = \frac{\delta^n}{R} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} \right) + nM - \varepsilon^n (\phi - \phi_0) \quad (5)$$

or, equivalently,

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} = \frac{(\delta/\varepsilon)^n}{R} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} \right) + \frac{n}{\varepsilon^n} M - (\phi - \phi_0) \quad (6)$$

Accordingly, the following dimensionless groups can be defined:

$$R = \frac{\lambda H^2}{D_o} \quad , \quad S = \frac{\tilde{G} H^2}{D_o \Delta c} \quad , \quad M = \frac{S}{R} = \frac{\tilde{G}}{\lambda \Delta c} \quad (7)$$

Parameters R and S measure the relative importance of decay and of emanation, respectively, in relation to diffusion, whereas the surrogate group $M = S/R$ is interpreted as an emanation-to-decay ratio (Rabi and Mohamad, 2005). In addition, with respect to the chamber characteristic length H , phosphogypsum brick dimensions along the Cartesian coordinates can be expressed respectively as $X_p = L_x/H$ and $Y_p = L_y/H$.

Boundary conditions for the present test case are simply ^{222}Rn no-flux at all impermeable chamber walls, which are expressed as $\partial\phi/\partial X = 0$ (at $Y = 0$ and $Y = 1$) and $\partial\phi/\partial Y = 0$ (at $X = 0$ and $X = 1$). If the reference value c_0 is ^{222}Rn initial activity concentration in the chamber ($c = c_0$ at $t = 0$), then Eq. (3) straightforwardly sets $\phi = 0$ as the initial condition for the dimensionless concentration in the entire domain. For the sake of simplicity, the initial concentration is taken as $c_0 = 0$ (i.e., the chamber initially has no ^{222}Rn activity) so that $\phi_0 = 0$ in accordance to Eq. (4). In Eq. (5) or (6), it is worth bearing in mind that $n = 1$ as long as $0 < X \leq X_p$ and $0 < Y \leq Y_p$; otherwise $n = 0$.

Typical values include $\lambda = 2.098 \times 10^{-6} \text{ s}^{-1}$ and $D_o \cong 1.1 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ respectively for ^{222}Rn decay constant and its diffusivity in open air (Yu *et al.*, 1993; UNSCEAR, 2000). As estimates of ^{222}Rn diffusivity in soil point to $\tilde{D} \sim 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ (Andersen, 2000; UNSCEAR, 2000), a tentative value $\delta = \tilde{D}/D_o = 0.09$ is here adopted and the same rationale applies for the block porosity, which is fixed at $\varepsilon = 0.5$. For the present test case, physical dimensions were set as $H = 0.5 \text{ m}$, $L_x = 0.1 \text{ m}$ and $L_y = 0.2 \text{ m}$, thus $X_p = 0.2$ and $Y_p = 0.4$. From the previous values, the decay-to-diffusion ratio results $R \cong 0.05$. For convenience (and since Δc is a ^{222}Rn activity concentration scaling factor that can be suitably set in accordance to the investigated scenario), the emanation-to-decay ratio is arbitrarily fixed at $M = 1$ so that Eq. (7) readily establishes $\Delta c = \tilde{G}/\lambda$. As discussed ahead, one is able to assess the generation rate $\tilde{G} = \lambda \Delta c$ by employing Δc values as determined from matching experimental and numerical data.

3. Numerical results and discussion

Numerical solutions were obtained by using an existing finite-volume Fortran program that has been continuously adapted to provide ^{222}Rn distributions. The original simulator has been successfully employed to solve heat and mass transfer problems in media partially or fully filled with porous material and details about it might be found elsewhere (Mohamad, 2003). In the present work, the simulator was particularly adjusted to predict ^{222}Rn accumulation inside the enclosure previously depicted in Fig. 1.

For this preliminary numerical investigation, uniform orthogonal grids were used. Compromise between spatial grid coarseness and numerical accuracy was checked by solving a steady-state simplification of Eq. (5) or (6), namely:

$$\frac{\delta^n}{R} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} \right) + nM - \varepsilon^n \phi = 0 \quad (8)$$

or, equivalently,

$$\frac{(\delta/\varepsilon)^n}{R} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} \right) + \frac{n}{\varepsilon^n} M - \phi = 0 \quad (9)$$

subjected to the same boundary conditions discussed in the previous section. Figure 2 shows the evolution of simulated values for ϕ at the enclosure midpoint $X = Y = 0.5$ (calculated by interpolation from neighboring values) for increasing number of grid points (including grid points at boundaries), using $\delta = 0.09$, $\varepsilon = 0.5$, $R = 0.05$, $M = 1$, $X_p = 0.2$ and $Y_p =$

0.4. Based on the results obtained, the 100×100 mesh was chosen for further time-varying simulations (dimensionless uniform grid spacing therefore results $\delta X = \delta Y = 0.01$).

In order to set the advancing time step $\delta\tau$ for time-varying simulations, the complete equation, Eq. (5) or (6), was solved at the 100×100 mesh for $0 \leq \tau \leq 1$ (i.e., approximately up to 5.5 days) for diminishing time steps $\delta\tau$. The remaining parameters were held the same (i.e., $\delta = 0.09$, $\varepsilon = 0.5$, $R = 0.05$, $M = 1$, $X_p = 0.2$ and $Y_p = 0.4$). Figure 3 presents obtained values for ϕ at the final instant $\tau = 1$ and at the enclosure midpoint. Having in mind a compromise between numerical accuracy and computational effort, $\delta\tau = 0.001$ was then chosen and results presented hereafter are based on such advancing dimensionless time step.

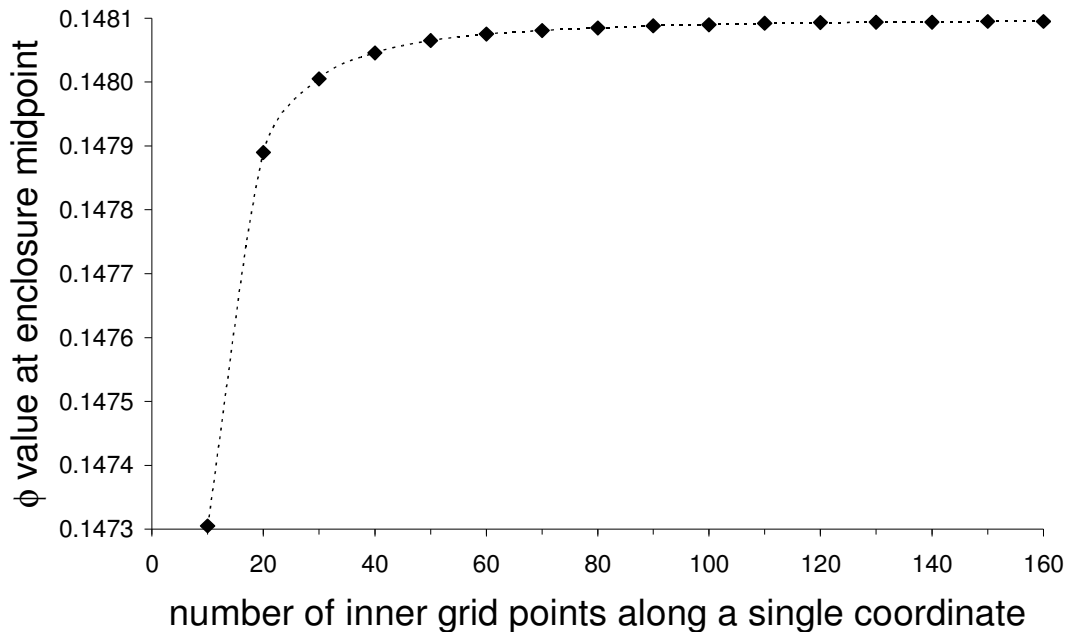


Figure 2. Simulated values for ϕ at the enclosure midpoint for increasing number of grid points.

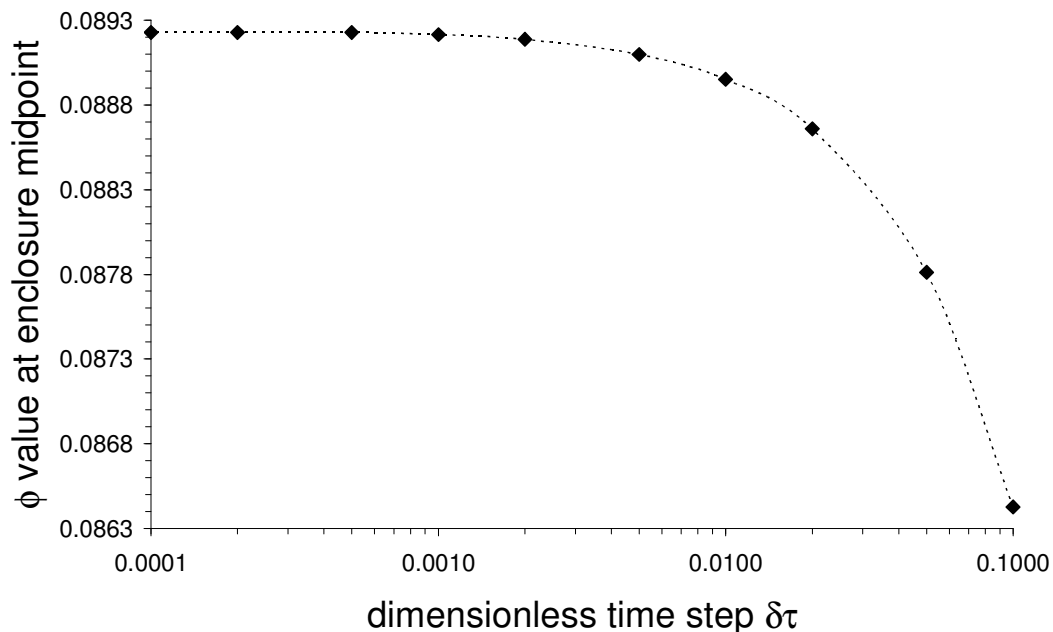


Figure 3. Simulated values for ϕ at the enclosure midpoint and at $\tau = 1$ for distinct time steps.

Accordingly, Figs. 4(a) to 4(d) show dimensionless concentration iso-lines related to the following dimensionless time instants: $\tau = 0.25$, 0.50 , 0.75 and 1.00 (i.e., roughly after 33 h, 66 h, 99 h and 132 h, respectively). The

phosphogypsum block limits are represented as dashed lines. Due to the considerably lower diffusivity inside the porous matrix ($\delta = 0.09$), higher ^{222}Rn concentrations are particularly observed around the lower left corner of the block, i.e., the one in contact with the chamber corner.

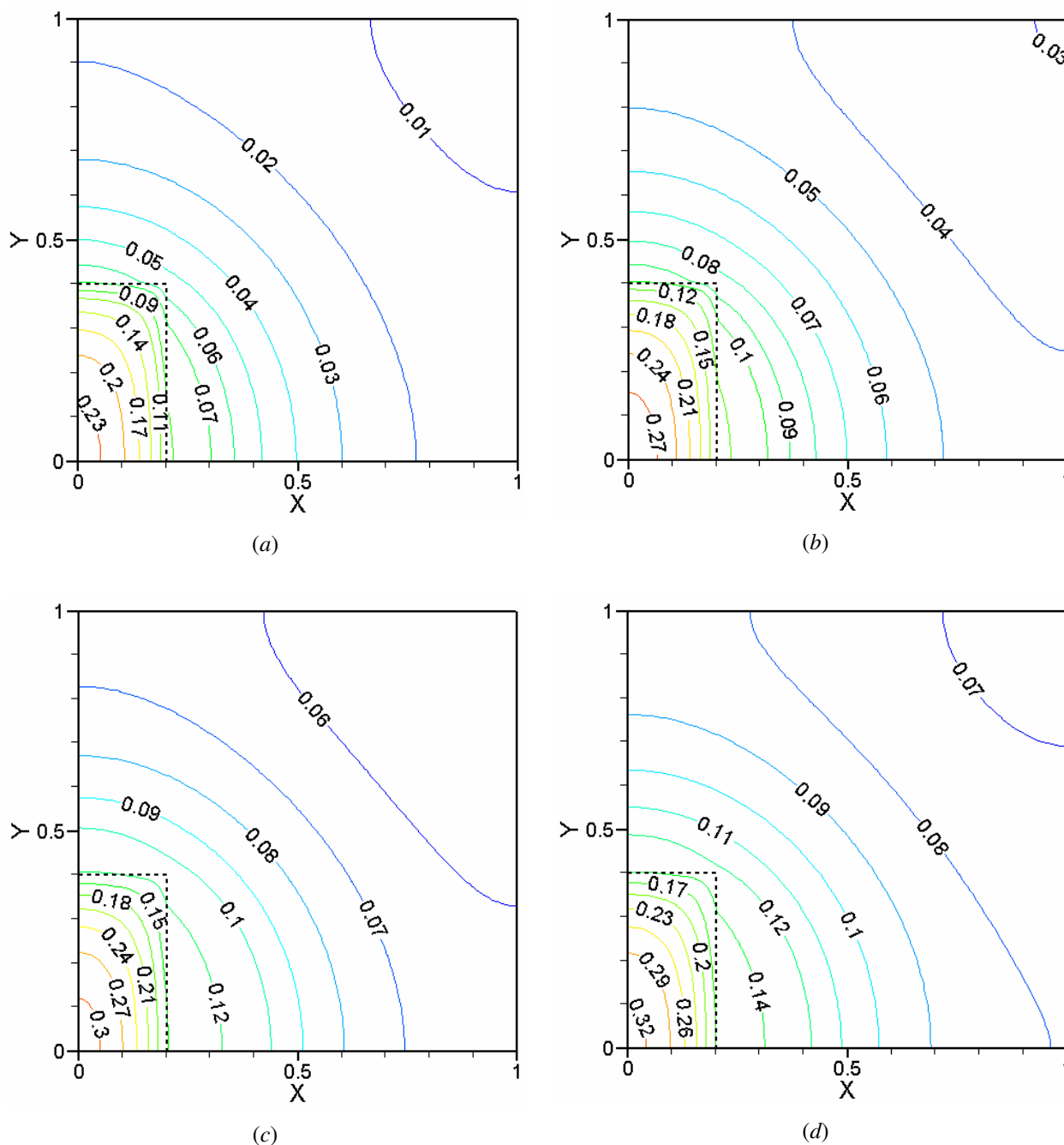


Figure 4. Isoconcentration lines numerically simulated for (a) $\tau = 0.25$, (b) $\tau = 0.50$, (c) $\tau = 0.75$ and (d) $\tau = 1.00$.

Higher concentration levels are observed as time increases but distributions at distinct time instants seem to retain a common pattern. Outside the block, concentrations decrease toward the opposite upper right corner of the chamber and it seems to reduce in a way that the block behaves somehow similar to a point source. Apart from the null initial condition ($\phi = 0$ all over the domain at $\tau = 0$), no homogeneous distribution is verified whatsoever at any further instant during the time interval adopted in the present numerical investigation ($0 \leq \tau \leq 1$). Considering experimental tests, additional precautions concerning the position of the detector (or its primary element) should then be exercised.

This is particularly true if no mixing-up device is introduced within the chamber and it might become decisive for “static” detectors that are simply placed “resting” inside the chamber and later removed for readings. A typical and quite simple device that falls into this category is the so-called SSNTD – solid state nuclear track detector. On one hand, SSNTD is small enough to allow one to treat it as point in the solution domain; on the other hand, its counting system is not automatic and requires human involvement.

A more sophisticated device to measure ^{222}Rn concentration is an active ionizing chamber (e.g. Alfa Guard™ system), which operates under two modes: diffusive or active. In the former, the detection system itself is placed inside the test chamber and ^{222}Rn particles are driven into it solely by mass diffusion. Because the system physical dimensions are significantly large, symmetry breakdown is likely to arise in the solution domain. In the later operation mode, ^{222}Rn particles are forced into the system by means of negative gage pressures, which obviously induce considerable air movement within the test chamber. Hence, if convective transport is to be accounted for, bulk fluid continuity and momentum equations must be included in the model framework, thus increasing problem stiffness.

The later rationale equally applies to air-borne ^{222}Rn accumulation in real rooms with doors and windows, which evidently evokes the abovementioned governing differential equations. Conversely for this scenario, solution domain dimensions are much larger than those of the active ionizing chamber so that its utilization under the assumption that it causes no interference (e.g. symmetry failure or relatively strong air currents) to its surroundings is quite reliable.

Yet, if one compares ^{222}Rn concentrations, for instance, at time $\tau = 0.25$ and positions $(X, Y) = (0.3, 0.1)$ and $(X, Y) = (0.8, 0.7)$, there is roughly a factor 7 between observed levels at these two points. On the other hand, comparing concentration levels at the same points at $\tau = 1$, such factor drops to 2. This result might suggest that heterogeneity of ^{222}Rn concentration could possibly decrease with time, which might thus demand for longer simulation times. Such is an issue for further investigation, particularly if experimental tests should be carried out for a lengthy period.

As suggested by Eq. (3), one may assess the scaling factor $\Delta c_{\text{assessed}}$ for ^{222}Rn activity from numerically simulated values for $\phi(X, Y, \tau) = \phi_{\text{numerical}}$ at a pre-defined position (e.g., chamber midpoint) as well as from their experimentally measured counterparts $c(x, y, t) = c_{\text{experimental}}$. Indeed, manipulating Eq. (3), one obtains:

$$\phi = \frac{c - c_0}{\Delta c} \Rightarrow \Delta c_{\text{assessed}} = \frac{c_{\text{experimental}} - c_0}{\phi_{\text{numerical}}} \quad (10)$$

It is worth recalling that $c_0 = 0$ was assumed in the present work. For $c_0 \neq 0$, such non-zero initial concentration inside the chamber should be experimentally measured in order to be introduced in the previous equation. Besides, as long as $\Delta c = \tilde{G}/\lambda$ as imposed by Eq. (7) after conveniently choosing $M = 1$, one may assess the generation rate $\tilde{G}_{\text{assessed}}$ by employing $\Delta c_{\text{assessed}}$ values provided by Eq. (10) and simply rearranging Eq. (7) as:

$$M = \frac{\tilde{G}}{\lambda \Delta c} \xrightarrow{M=1} \tilde{G}_{\text{assessed}} = \lambda \Delta c_{\text{assessed}} \quad (11)$$

It should be noted that the generation rate \tilde{G} is a desired parameter for radiological protection design.

4. Concluding remarks

Along with its short-lived decay products, ^{222}Rn responds to most of human exposure to radiation from natural sources. Therefore, ^{222}Rn emanation and indoor accumulation are important matters to be accounted for as far as the use of phosphogypsum as an alternative building material is concerned. Although radiological impact assessment claims for comprehensive knowledge of ^{222}Rn release and transport, zero-order models with respect to spatial coordinates can only provide volume-averaged ^{222}Rn concentration levels.

In the present work, such homogeneous distribution constraint was relaxed so as to allow point-to-point variation. Including emanation and decay processes, this work put forward a time-dependent two-dimensional diffusion-dominant model for ^{222}Rn transport within a square chamber containing a rectangular phosphogypsum building block of finite thickness. With the help of an existing finite-volume simulator, numerical investigation of such scenario showed that no homogeneous distribution could be verified indeed during the considered time interval, which might request additional precautions concerning the position of the detector (or its primary element).

It should be stressed that the proposed model framework is somewhat preliminary. Assuming that the test chamber was small and air-tight closed, air movement (convective mass transfer) was neglected. Moreover, thermal effects could also occur so that, accounting for these two extensions, bulk fluid continuity, momentum and energy equations should be simultaneously solved. Along with thermal conditions (e.g. prescribed wall temperature or heat flux), boundary conditions should then include known velocity profiles or conditions at all openings as well as no-slip condition at solid walls. As moisture might exist to some extent inside phosphogypsum building blocks, future investigations point to analyzing effects due to ^{222}Rn partitioning between interstitial air and water. By the same token, further edge effects might be analyzed by extending both the porous matrix and the solution domain up to three dimensions.

5. References

Bordalo, S. N., Ferziger, J. H. and Kline, S. J., 1989, "The Development of Zonal Models for Turbulence", Proceedings of the 10th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 41-44.

- Coimbra, A. L., 1978, "Lessons of Continuum Mechanics", Ed. Edgard Blücher, S.Paulo, Brazil, 428 p.
- Andersen, C. E., 2000, "Radon transport modelling: user's guide to RnMod3d", Riso-R-1201(EN), Riso National Laboratory, Roskilde, Denmark.
- Edwards, J. C. and Bates, R. C., 1980, "Theoretical evaluation of radon emanation under a variety of conditions", *Health Physics*, vol. 39, pp. 263 -274.
- Jang, M., Kang, C.-S. and Moon, J. H., 2005, "Estimation of ^{222}Rn release from the phosphogypsum board used in housing panels", *Journal of Environmental Radioactivity*, vol. 80, pp. 153-160.
- Loureiro, C. O., 1987, "Simulation of the steady-state transport of radon from soil into houses with basements under constant negative pressure", Ph.D. thesis, University of Michigan, Ann Arbor, USA.
- Mazzilli, B. and Saueia, C., 1999, "Radiological implications of using phosphogypsum as a building material in Brazil", *Radiation Protection Dosimetry*, vol. 86, pp. 63-67.
- Mohamad, A. A., 2003, "Heat transfer enhancements in heat exchangers fitted with porous media. Part I: constant wall temperature", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 42, pp. 385-395.
- Nazaroff, W. W., 1992, "Radon transport from soil to air", *Reviews of Geophysics*, vol. 30, pp. 137-160.
- Nazaroff W. W. and Teichman, K., 1990, "Indoor radon: exploring US federal policy for controlling human exposures", *Environmental Science and Technology*, vol. 24, pp. 774-782.
- Rabi, J. A. and Mohamad, A. A., 2005, "Radon-222 exhalation rates from phosphogypsum-bearing embankment subjected to constant temperature and fixed activity concentration", *Journal of Porous Media*, vol. 8, pp. 175-191.
- Rabi, J. A. and Mohamad, A. A., 2006, "Parametric modelling and numerical simulation of natural-convective transport of radon-222 from a phosphogypsum stack into open air", *Applied Mathematical Modelling*, vol. 30, pp.1546-1560.
- Rabi, J. A. and Silva, N. C., 2006, "Radon exhalation from phosphogypsum building boards: symmetry constraints, impermeable boundary conditions and numerical simulation of a test case", *Journal of Environmental Radioactivity*, vol. 86, pp. 164-175.
- Riley, W. J., Robinson, A. L., Gadgil, A. J. and Nazaroff, W. W., 1999, "Effects of variable wind speed and direction on radon transport from soil into buildings: model development and exploratory results", *Atmospheric Environment*, vol. 33, pp. 2157-2168.
- Stranden, E., 1988, "Building materials as a source of indoor radon", In: Nazaroff, W. W. and Nero, A. V. (editors), "Radon and its decay products in indoor air", John Wiley & Sons, New York, USA.
- UNSCEAR – United Nations Scientific Committee on the Effects of Atomic Radiation, 2000, "Sources and effects of ionizing radiation", New York, U.N.
- Yu, C., Loureiro, C., Cheng, J. J., Jones, L. G., Wang, Y. Y., Chia, Y. P. and Faillace, E., 1993, Data collection handbook to support modeling impacts of radioactive materials in soil, Argonne National Laboratory, Argonne, USA.

6. Copyright Notice

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.

ALGORITMO PARA DETERMINAÇÃO NUMÉRICA DE FATOR DE FORMA

Lílian Dobrowolski de Carvalho Augusto

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR,80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
liliandoca@gmail.com

Bruno Giacomet

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR,80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
handriel@gmail.com

Marluz Jonsson

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR,80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
marluzjonsson@bol.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR,80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
nathan.mendes@pucpr.br

Liliana Madalena Gramani Cumin

Departamento de Matemática, Universidade Federal do Paraná.
Caixa Postal 19044, 81531-990 Curitiba - PR – Brasil
gramani@mat.ufpr.br

Resumo. O fator de forma é determinado através da resolução de uma integral dupla. Essas soluções, para superfícies comuns, são apresentadas para muitas disposições diferentes, em forma de equações, de gráficos e de tabelas na literatura. A idéia de um método numérico para se calcular o fator de forma surge quando se necessita calculá-lo para superfícies com geometrias mais complexas. Em programas de simulação de edificações, o fator de forma normalmente é calculado de maneira simplificada para estas geometrias, não considerando aberturas e obstruções. Isso provoca erros na precisão de condições de conforto térmico e em cálculo de consumo de energia. O objetivo deste trabalho é apresentar um modelo computacional capaz de determinar numericamente os fatores de forma entre duas superfícies quaisquer, com geometrias simples ou complexas, utilizando-se recursos de computação gráfica e o algoritmo gerador de malhas bidimensionais com elementos triangulares de Delaunay. Os resultados obtidos para geometrias simples são comparados com dados disponíveis na literatura e soluções analíticas e uma excelente concordância é observada. A análise de sensibilidade em relação ao refinamento da malha e à distância entre as superfícies consideradas é também apresentada.

Palavras chave: fator de forma, superfícies com geometrias complexas, computação gráfica, malha bidimensional com elementos triangulares.

1. Introdução

É comum hoje em dia a busca para reduzir o consumo de energia elétrica e relacionado a isto, também melhorar as condições de conforto térmico. Para alcançar este objetivo, devem-se tratar adequadamente as trocas de calor por radiação, mas isso normalmente não ocorre em virtude da dificuldade de determinar o fator de forma entre superfícies quaisquer, tendo em vista que existem infinitas maneiras de uma superfície estar associada a outra.

Uma grande coleção de relação de fatores de forma entre duas superfícies planas é dada por Howell (1982), e Siegel & Howell (2001). Também podem ser encontrados vários programas computacionais comerciais e não comerciais para determinar fatores de forma para algumas geometrias mais complexas, tais como Wong (1976), Shapiro (1983), Burns (1983), Emery (1986), Jensen (1987) e Chin (1992). Neste contexto deve-se citar ainda Hoays (1990),

que descreve um modelo e um programa para a determinação de fatores de forma em áticos. No entanto, nos trabalhos citados anteriormente não é elaborado um programa genérico que calcule numericamente o fator de forma para qualquer tipo de superfície plana, não tratando apenas de um caso específico. O desenvolvimento de um novo modelo e a elaboração de um programa genérico respectivo para determinar o fator de forma entre superfícies quaisquer teria uma grande contribuição teórica quanto à dificuldade em obter a solução da integral dupla presente na definição do fator de forma, quanto prático devido a sua utilização em cálculos de transferência de calor por radiação.

O objetivo deste artigo é desenvolver um modelo genérico para cálculo do fator de forma entre duas superfícies planas quaisquer utilizando um algoritmo computacional de triangulação de superfícies usando os elementos triangulares de Delaunay, contribuindo, por exemplo, em projetos de equipamentos tais como fornos, refrigeradores e ainda em dimensionamento de sistemas de climatização ou em projetos e simulações de edificações, tais como Power Domus (Mendes *et al.*, 2005) e SimSpark (Mora *et al.*, 2003)

2. Conceitos Básicos

O fator de forma F_{ij} é denominado como a fração da radiação, difusivamente distribuída, que sai da superfície de área A_i e incide sobre uma outra superfície de área A_j .

A fim de desenvolver uma expressão geral de F_{ij} , considere a Fig.1:

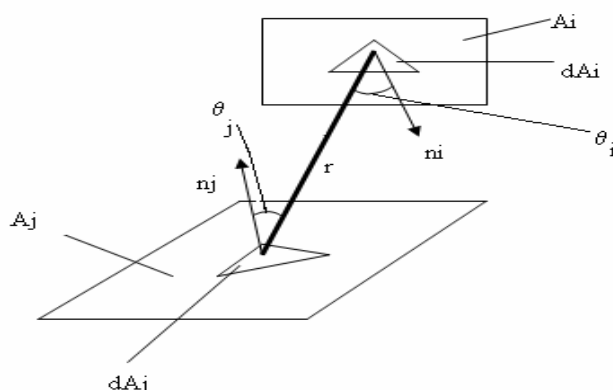


Figura 1. Esquema para a apresentação da expressão geral para determinação do fator de forma.

O fator de forma entre as superfícies de área A_i e A_j indicadas na Fig.1, pode ser obtido através da Eq. (1),

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \theta_i \cdot \cos \theta_j}{\pi \cdot r^2} dA_i dA_j, \quad (1)$$

onde r representa a distância entre os baricentros e os cossenos θ_i e θ_j denotam os ângulos entre r e as respectivas normais.

Analogamente, o fator de forma F_{ji} se define como a fração da radiação que sai da superfície A_j e é interceptada por A_i , dada por uma equação similar a Eq. (1) exceto que a subscrição i e j são intercaladas. Dessa forma, tem-se que:

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \theta_i \cdot \cos \theta_j}{\pi \cdot r^2} dA_i dA_j. \quad (2)$$

Comparando-se as equações (1) e (2), surge a seguinte relação de reciprocidade:

$$A_i \cdot F_{ij} = A_j \cdot F_{ji}, \quad (3)$$

podendo ser usada para determinar o fator de forma associado a duas superfícies quaisquer que sejam emissoras e refletoras difusoras e que tenham radiosidade uniforme.

3. Determinação do fator de forma

A avaliação da integral dupla, indicada na Eq. (1) é, para a maioria dos casos, geralmente complexa, sendo então comumente apresentados na forma de gráficos e de tabelas. Um procedimento alternativo consiste em utilizar recursos de computação gráfica e um algoritmo gerador de malhas bidimensionais com elementos triangulares de Delaunay, juntamente com aplicações de ferramentas matemáticas. Com base nesse procedimento, considerando a definição de integral dupla de Riemann,

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m f(x_{ij}) \Delta x_i \Delta y_j = \iint_B f(x, y) dx dy ,$$

a Eq. (1) transforma-se em:

$$F_{ij} = \frac{1}{A_i} \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\cos \theta_i \cdot \cos \theta_j}{\pi \cdot r^2} dA_i dA_j. \quad (4)$$

Para calcular o fator de forma F_{ji} dado pela Eq. (4) é necessário, portanto, determinar a distância r , os cossenos θ_i e θ_j , a área total da superfície A_i e A_j e os dA_i e dA_j , sendo que os últimos elementos são avaliados como a área de cada triângulo gerado através do algoritmo gerador de malhas bidimensionais com elementos triangulares de Delaunay (Shewchuk, 2003).

3.1 Determinação da distância r

Para calcular a distância r , toma-se o esquema da fig.1, onde o baricentro de cada triângulo é considerado como o ponto central e a distância r é calculada a partir do baricentro do triângulo da superfície i ao baricentro do triângulo da superfície j .

3.2 Determinação dos cossenos

Em geral, a forma de uma superfície pode ser descrita, especificamente, pela direção normal em todos os pontos na superfície. Por sua vez, a direção normal é geralmente expressa em termos dos cossenos diretores ℓ , m , e n .

O cosseno diretor ℓ é o cosseno do ângulo entre a normal da superfície e a direção x , o cosseno diretor m é o cosseno do ângulo entre a normal da superfície e a direção y e assim por diante. O vetor normal local para a superfície pode ser expresso como:

$$\mathbf{n} = \ell \mathbf{i} + m \mathbf{j} + n \mathbf{k} , \quad (5)$$

onde, \mathbf{i} , \mathbf{j} e \mathbf{k} são vetores unitários canônicos que se encontram ao longo do eixo de coordenadas do espaço \mathcal{R}^3 e ℓ , m e n são os cossenos diretores.

É conveniente definir os vetores unitários \mathbf{r}_{ij} e \mathbf{r}_{ji} , que se encontram conectados pela linha r da Fig.1, dirigidos, respectivamente, do dA_i e dA_j , e vice-versa.

$$\hat{\mathbf{r}}_{ij} = \frac{1}{r} \left[(x_j - x_i) \hat{\mathbf{i}} + (y_j - y_i) \hat{\mathbf{j}} + (z_j - z_i) \hat{\mathbf{k}} \right] , \quad (6)$$

$$\hat{\mathbf{r}}_{ji} = \frac{1}{r} \left[(x_i - x_j) \hat{\mathbf{i}} + (y_i - y_j) \hat{\mathbf{j}} + (z_i - z_j) \hat{\mathbf{k}} \right] . \quad (7)$$

Os cossenos θ_i e θ_j são dados pelo produto escalar $\mathbf{n}_i \cdot \mathbf{r}_{ij}$ e $\mathbf{n}_i \cdot \mathbf{r}_{ji}$ respectivamente, (Jacob, 1957). Com esses produtos internos e as equações (5) - (7), tem-se que

$$\cos \theta_i = \frac{\ell_i (x_j - x_i) + m_i (y_j - y_i) + n_i (z_j - z_i)}{r} , \quad (8)$$

$$\cos \theta_j = \frac{\ell_j(x_i - x_j) + m_j(y_i - y_j) + n_j(z_i - z_j)}{r} \quad (9)$$

3.2.1 Determinação do vetor normal

Como é de interesse construir um vetor no espaço tridimensional que é perpendicular a dois vetores, define-se uma multiplicação vetorial que produz um vetor resultante como produto, mas que é aplicável somente ao espaço tridimensional.

Sendo u e v vetores no espaço tridimensional, então se pode determinar o produto vetorial $u \wedge v$ e o vetor normal da superfície e este vetor resultante.

3.3 Determinação do dA_i e dA_j

Para determinar o elemento de área dA_i e dA_j de cada triângulo, utiliza-se novamente o produto vetorial, a partir do mesmo procedimento descrito na determinação do vetor normal (Anton, 2001). Sendo assim a área de cada triângulo é dada por:

$$A = \frac{1}{2} \|n\| = \frac{1}{2} \|u \wedge v\| \quad (10)$$

Conhecendo-se os cossenos θ_i e θ_j , a distância r , o dA_i e dA_j , pode-se calcular o fator de forma pela Eq. (4), entretanto tem-se o problema de que o algoritmo gerador de malhas com elementos triangulares de Delaunay é bidimensional e as superfícies são tridimensionais. Sendo assim, as superfícies consideradas sofrerão uma rotação para o plano xy e o algoritmo gerador de malhas será acionado. Logo após as superfícies sofrerão outra rotação, voltando à posição anterior às rotações.

4. Rotação das superfícies

4.1 Determinação do ângulo de rotação

Para determinar o ângulo α formado entre a superfície avaliada e o plano xy , encontra-se a normal do plano xy , usa-se o produto escalar, como:

$$\theta = \arccos \frac{u \cdot v}{\|u\| \cdot \|v\|} \quad (11)$$

onde u é a normal da superfície considerada e v a normal do plano xy e θ é o ângulo formado entre os vetores normais, entretanto o ângulo que se deseja determinar é formado entre a superfície e o plano xy , onde este é dado pelo suplemento do ângulo θ :

$$\alpha = \pi - \theta. \quad (12)$$

4.2 Rotação do plano

Para fazer a rotação das superfícies utilizou-se uma matriz canônica de rotação anti-horária por um ângulo α em torno de um eixo em \mathfrak{R}^3 (Newmann e Sproull, 1979), determinado por um vetor arbitrário unitário com ponto inicial na origem, a matriz M é:

$$M = \begin{bmatrix} a^2(1 - \cos \theta) + \cos \theta & a \cdot b(1 - \cos \theta) - c \cdot \text{sen} \theta & a \cdot c(1 - \cos \theta) + b \cdot \text{sen} \theta \\ a \cdot b(1 - \cos \theta) + c \cdot \text{sen} \theta & b^2(1 - \cos \theta) + \cos \theta & b \cdot c(1 - \cos \theta) - a \cdot \text{sen} \theta \\ a \cdot c(1 - \cos \theta) - b \cdot \text{sen} \theta & b \cdot c(1 - \cos \theta) + a \cdot \text{sen} \theta & c^2(1 - \cos \theta) + \cos \theta \end{bmatrix} \quad (13)$$

A maneira mais comum de descrever um eixo de rotação geral é especificando um vetor não nulo u com ponto inicial na origem e direção ao longo do eixo de rotação.

Fazendo-se a rotação anti-horária em torno do eixo x positivo pelo ângulo α e, portanto, utilizando-se a matriz M , Eq. (13), obtém-se:

$$M_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\theta & -\text{sen}\theta \\ 0 & \text{sen}\theta & \cos\theta \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Para desfazer a rotação utiliza-se o mesmo processo da rotação juntamente com a matriz acima, porém o ângulo utilizado neste procedimento é $\alpha = 2 \cdot \pi - \theta$.

5. Geração da malha

5.1 Estruturação do código fonte:

O código computacional ViewFactor-LST desenvolvido em C++, utilizou o princípio de orientação à objetos para modelar e estruturar as várias propriedades de cada cenário como entrada para o programa.

Cenário é um arquivo de entrada que contém um determinado sólido tridimensional, ou várias faces separadas no espaço. Um exemplo de cenário seria um cubo, composto de seis faces em planos diferentes. Para isso foi criada uma classe que armazena esses dados de entrada, sendo eles o número total de vértices, o número de faces, a lista dos vértices que mantêm uma lista de faces, vindas do arquivo de cenário. Essas faces compõem uma classe específica chamada *face*. A classe das faces, por sua vez, contém apenas os pontos que formam aquela face, uma estrutura de entrada e uma de saída para a sua triangulação, e uma lista de pontos para a face triangulada. Também mantêm uma lista de elementos da classe *triclass*, que guarda os triângulos que compõe a determinada face, por sua vez, calcula e armazena a área e os centros de todos os triângulos. Podendo assim calcular a área de qualquer superfície, pela soma das áreas de cada elemento da malha. Para realizar a triangulação foi necessário trazer todas as faces para um plano comum, pois a biblioteca responsável pela geração das malhas de triângulos, *Triangle*, trabalha apenas em ambientes de duas dimensões. Essa rotação foi implementada na classe *rotateclass*, que possui os métodos necessários para retornar os pontos para a classe da face.

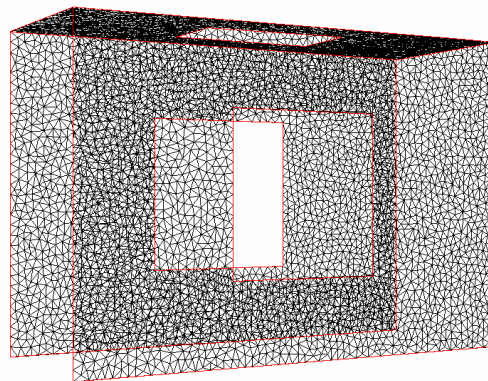
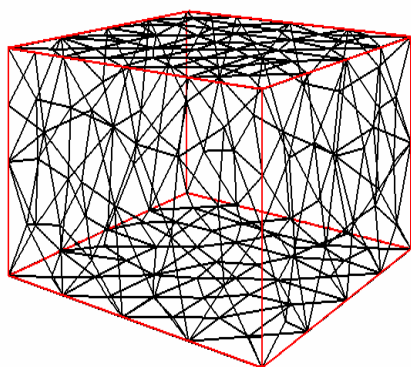
A biblioteca *Triangle* (Shewchuk, 2003) faz toda a parte de geração da malha utilizando os princípios de Delaunay no artigo Shewchuk (2002) e Shewchuk (1996) podem ser encontradas as informações sobre como é feita a triangulação das superfícies e o critério de escolha dos vértices para a formação dos triângulos. Para realizar uma triangulação existem vários meios de restringir o tamanho da malha, para esse trabalho foi estabelecida a restrição pela área de cada triângulo e ângulos maiores que 20 graus.

5.2 Visualização

Para se obter uma visão do cenário onde será calculado o fator de forma, foi utilizado a GLut, uma biblioteca criada dentro da OpenGL para renderização de imagens tridimensionais, conforme Fig. 2.

Na visualização é necessário obter todos os pontos resultantes da triangulação de cada face do cenário e passá-los como segmentos (p1 \rightarrow p2) até que todos eles sejam renderizados.

A movimentação é simples, feita via teclado, podendo deslocar horizontalmente e verticalmente, rotacionar, e aproximar a câmera, permitindo um controle mais amigável ao usuário.



(a) Visualização de um cubo triangulado. (b) Visualização de três paredes trianguladas com suas janelas.

Figura 2. Visualização de triangulações de superfícies.

6. Resultados e Discussões

Nesta seção apresentam-se os resultados para placas paralelas e iguais, placas quadradas paralelas concêntricas e com tamanhos diferentes e placas com um lado em comum formando um ângulo Φ .

6.1 Placas paralelas e iguais e placas quadradas paralelas concêntricas com tamanhos diferentes

Segundo Howell (1982), o fator de forma para placas paralelas iguais de área A_1 e A_2 , dimensões $b \times a$ e distâncias de c , e para placas paralelas concêntricas, quadradas e de tamanhos diferentes, com área A_1 e A_2 e distanciadas de c , conforme Fig. 3 (a) e Fig. 3 (b) são dados pelas equações (15) e (16) respectivamente, que seguem logo abaixo.

As análises em relação ao refinamento da malha e o erro relativo, foram feitas através dos resultados obtidos com o código ViewFactor-LST e os resultados originados das equações (15) e (16) (Howell, 1982), apresentados na Tab. 1. Essa análise pode ser visualizada na Fig. 4 para placas paralelas e iguais e na Fig. 5 para placas concêntricas quadradas e de tamanhos diferentes. As relações X e Y da Eq. (15) foram alteradas para 10; 4; 1; 0,4 e 0,1 e as relações A e B da Eq. (16) também foram alteradas para 10; 4; 1; 0,4 e 0,1, dessa forma verificam-se como elas interferem nos resultados obtidos com o algoritmo.



(a) Esquema de placas paralelas e iguais.

(b) Esquema de placas quadradas tamanhos diferentes paralelas e concêntricas.

Figura 3. Esquemas de placas paralelas.

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi XY} \left\{ \ln \left[\frac{(1+X^2)(1+Y^2)}{1+X^2+Y^2} \right]^{1/2} + X\sqrt{1+Y^2} \tan^{-1} \frac{X}{\sqrt{1+Y^2}} + Y\sqrt{1+X^2} \tan^{-1} \frac{Y}{\sqrt{1+X^2}} - X \tan^{-1} X - Y \tan^{-1} Y \right\}, \quad (15)$$

onde $X = a/c$ e $Y = b/c$.

e

$$F_{1-2} = \frac{1}{\pi A^2} \left\{ \ln \left(\frac{[A^2(1+B^2)+2]^2}{(Y^2+2)(X^2+2)} \right) + (Y^2+4)^{1/2} \left[Y \tan^{-1} \frac{Y}{(Y^2+4)^{1/2}} - X \tan^{-1} \frac{X}{(Y^2+4)^{1/2}} \right] + \right. \\ \left. (X^2+4)^{1/2} \left[X \tan^{-1} \frac{X}{(X^2+4)^{1/2}} - Y \tan^{-1} \frac{Y}{(X^2+4)^{1/2}} \right] \right\}, \quad (16)$$

$$\text{Para } A < 0,2, F_{1-2} = \frac{AB^2}{\pi}$$

onde $A = a/c$; $B = b/a$; $X = A(1+B)$; $Y = A(1-B)$.

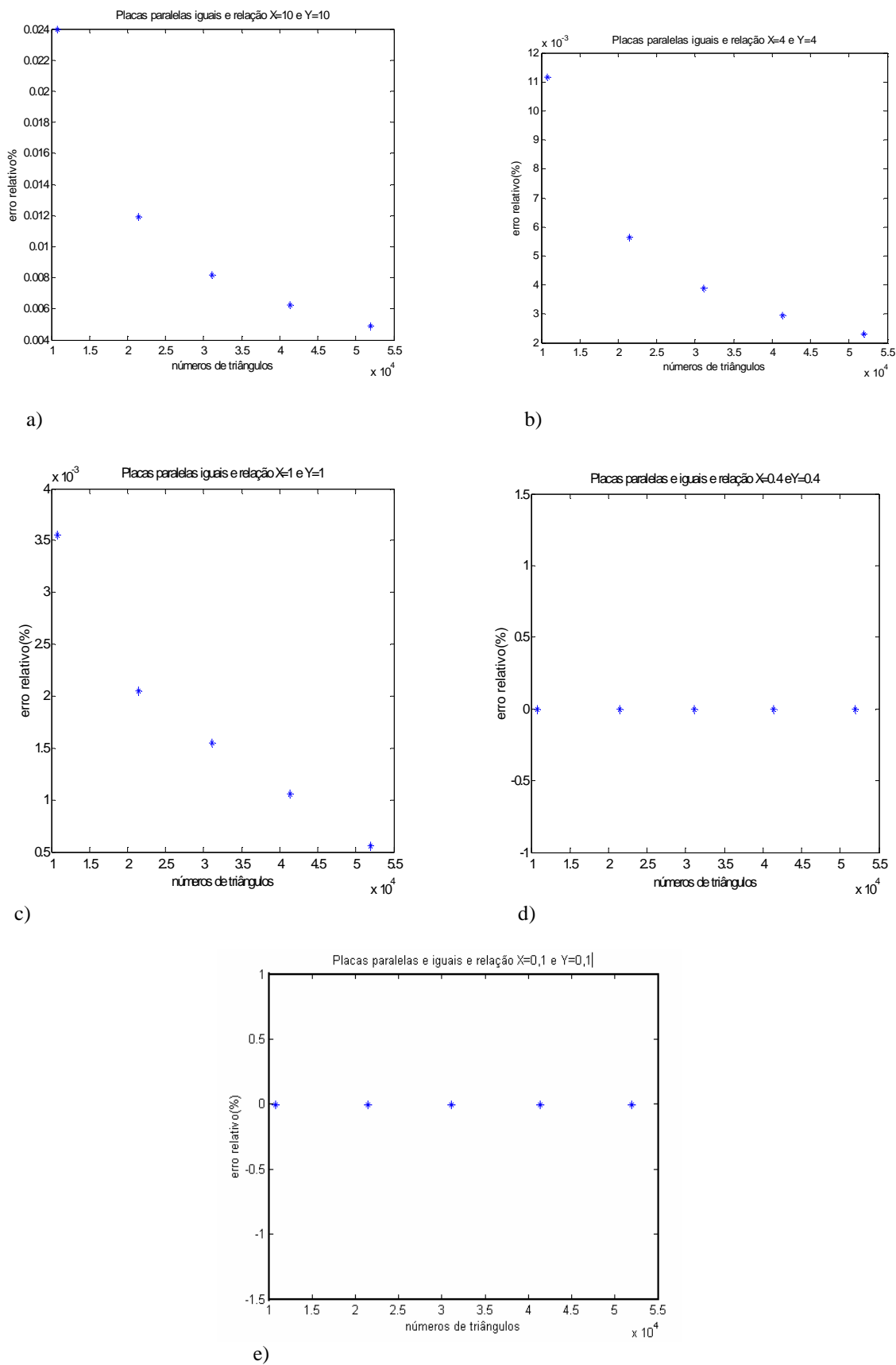


Figura 4. Conforme geometria ilustrada na Fig. (a) Relação X=10 e Y=10; (b) Relação X=4 e Y=4; (c) Relação X=1 e Y=1; (d) Relação X=0,4 e Y=0,4 e (e) Relação X=0,1 e Y=0,1.

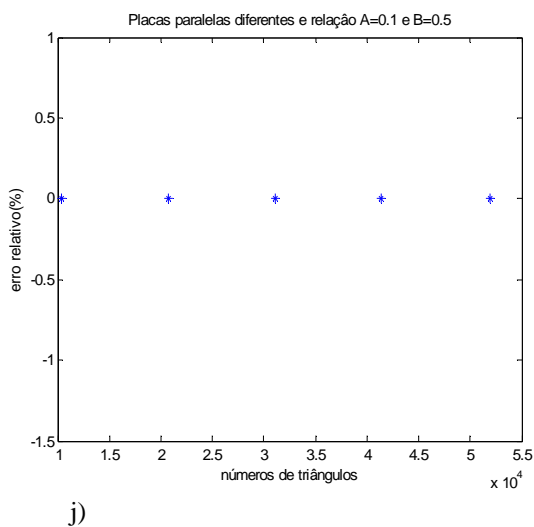
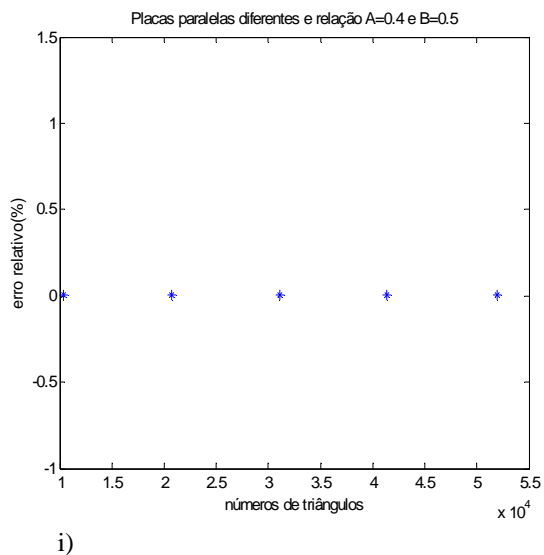
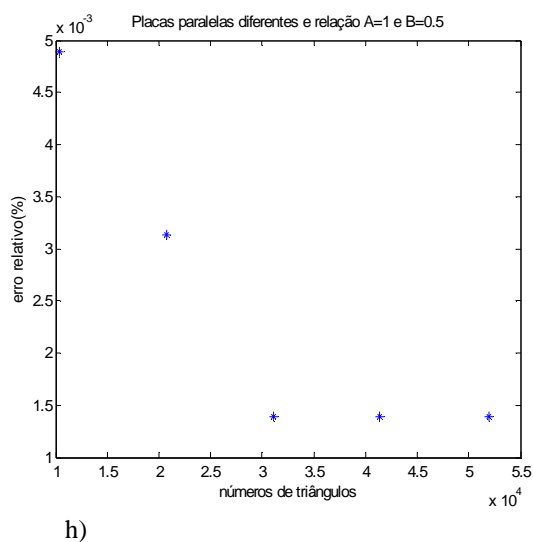
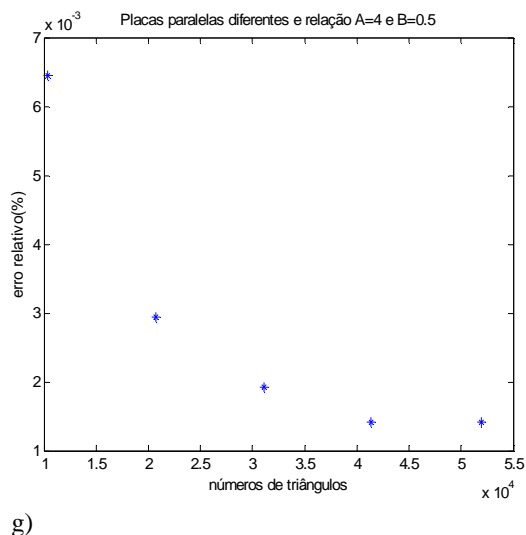
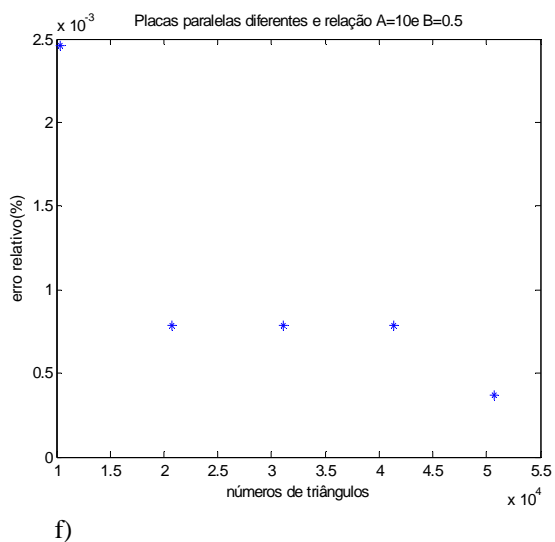


Figura 5. Conforme geometria ilustrada na Fig. 3(b). (f) Relação $A=10$ e $B=10$; (g) Relação $A=4$ e $B=4$; (h) Relação $A=1$ e $B=1$; (i) Relação $A=0,4$ e $B=0,4$ e (j) Relação $A=0,1$ e $B=0,1$.

Nota-se, pela análise das figuras 4 e 5 que os resultados obtidos com o ViewFactor-LST, apresentam uma excelente concordância quando comparados com os dados originados das equações (15) e (16), apresentados na Tab. 1. O erro relativo nos casos em que as relações são iguais à 0,4 e 0,1 foi nulo, enquanto para as demais relações esse erro manteve-se inferior à 1%.

Tabela 1. Resultados obtidos com as equações (15) e (16)

Relação	F_{1-2} para placas como Fig. 3
X=10 e Y=10	0,826995
X=4 e Y=4	0,632036
X=1 e Y=1	0,199825
X=0,4 e Y=0,4	0,046137
X=0,1 e Y=0,1	0,003162
Relação	F_{1-2} para placas como Fig. 4
A=10 e B=10	0,239392
A=4 e B=4	0,198613
A=1 e B=1	0,057115
A=0,4 e B=0,4	0,011946
A=0,1 e B=0,1	0,007958

6.2 Placas com um lado em comum formando um ângulo Φ qualquer.

Segundo Howell (1982), tem-se que, considerando o ângulo entre as placas de $\Phi=90^\circ$ e um ângulo qualquer, conforme Figuras 6 (a) e 6 (b), respectivamente, foi feita uma comparação entre os resultados originados das equações (17) e (18), apresentados na Tab. 2 e os obtidos com o algoritmo. A comparação pode ser visualizada na Fig. 7.



(a) Esquema para placas perpendiculares.

(b) Esquema para dois retângulos com um lado em comum formando qualquer ângulo entre si.

Figura 6. Esquema de placas com um lado em comum.

$$F_{1-2} = \frac{1}{W\pi} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - \sqrt{H^2 + W^2} \tan^{-1} \sqrt{\frac{1}{H^2 + W^2}} + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1+W^2)(1+H^2)}{1+W^2+H^2} \left[\frac{W^2(1+W^2+H^2)}{(1+W^2)(W^2+H^2)} \right]^{W^2} \left[\frac{H^2(1+H^2+W^2)}{(1+H^2)(H^2+W^2)} \right]^{H^2} \right\} \right), \quad (17)$$

onde $H=h/\ell$, $W=w/\ell$.

$$\begin{aligned}
 F_{1-2} = & -\frac{\sin 2\phi}{4\pi B} \left[AB \sin \theta + \left(\frac{\pi}{2} - \phi \right) (A^2 + B^2) + B^2 \tan^{-1} \left(\frac{A - B \cos \phi}{B \sin \phi} \right) + A^2 \tan^{-1} \left(\frac{B - A \cos \phi}{A \sin \phi} \right) \right] \\
 & + \frac{\sin^2 \phi}{4\pi B} \left\{ \left(\frac{2}{\sin^2 \phi} - 1 \right) \ln \left[\frac{(1 + A^2)(1 + B^2)}{1 + C} \right] + B^2 \ln \left[\frac{B^2(1 + C)}{(1 + B^2)C} \right] + A^2 \ln \left[\frac{A^2(1 + A^2)^{\cos 2\phi}}{C(1 + C)^{\cos 2\phi}} \right] \right\} \\
 & + \frac{1}{\pi} \tan^{-1} \left(\frac{1}{B} \right) + \frac{A}{\pi B} \tan^{-1} \left(\frac{1}{A} \right) - \frac{\sqrt{C}}{\pi B} \tan^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{C}} \right) \\
 & + \frac{\sin \phi \sin 2\phi}{2\pi B} AD \left[\tan^{-1} \left(\frac{A \cos \phi}{D} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{B - A \cos \phi}{D} \right) \right] \\
 & + \frac{\cos \phi}{\pi B} \int_0^B \sqrt{1 + \xi^2 \sin^2 \phi} \left[\tan^{-1} \left(\frac{\xi \cos \phi}{\sqrt{1 + \xi^2 \sin^2 \phi}} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{A - \xi \cos \phi}{\sqrt{1 + \xi^2 \sin^2 \phi}} \right) \right] d\xi,
 \end{aligned} \tag{18}$$

onde $A = a/c$ $B = b/c$ $C = A^2 + B^2 - 2AB \cos \Phi$ $D = (1 + A^2 \sin^2 \Phi)^{1/2}$.

Tabela 2. Resultados obtidos com as equações (17) e (18)

Ângulo	Relação A=10	Relação A=4	Relação A=1	Relação A=0,4	Relação A=0,1
30°	0.728385	0.690387	0.619028	0.394538	0.235961
45°	0.602836	0.560160	0.483347	0.280023	0.160116
60°	0.485586	0.443475	0.370905	0.202035	0.112663
90°	0,281888	0,250320	0,200044	0,101359	0,055024
120°	0.128098	0.111512	0.086615	0.042260	0.022639
135°	0.072612	0.062773	0.048310	0.023305	0.012436

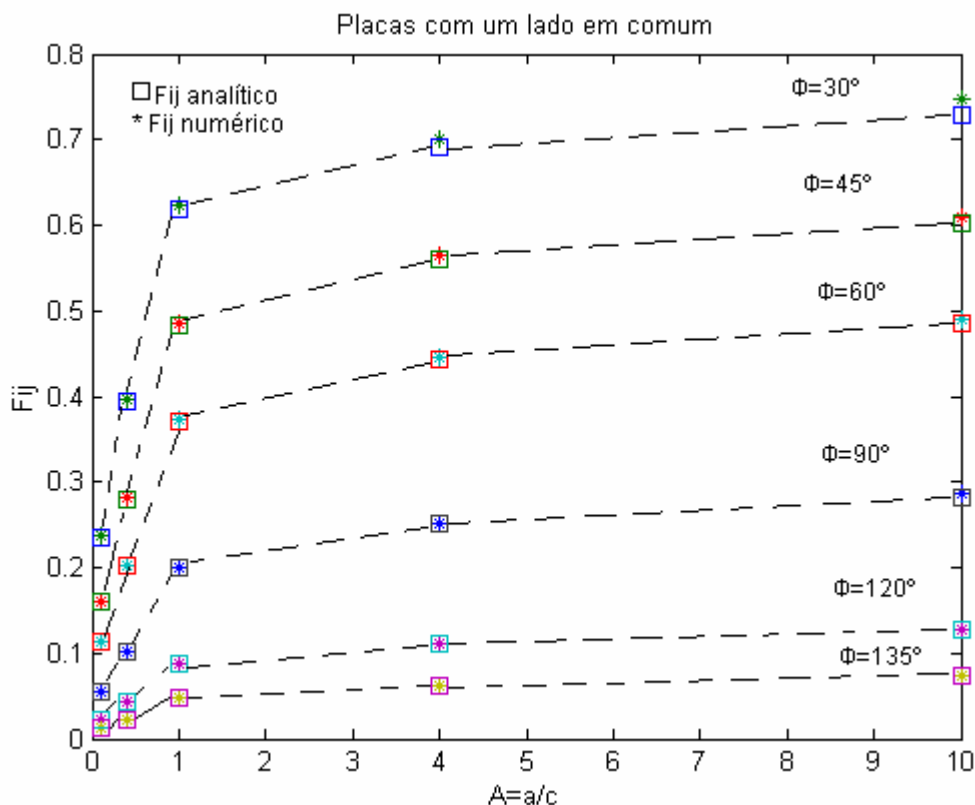


Figura 7. Comparação do fator de forma obtido pelo ViewFactor-LST e o tabelado, com aproximadamente 4×10^4 triângulos.

Através da Fig. 7, pode-se observar que a concordância entre os resultados analítico e numérico é excelente quando se utiliza aproximadamente $4 \cdot 10^4$ triângulos.

Foram feitas várias simulações, variando-se o número de triângulos de $1 \cdot 10^4$, $2 \cdot 10^4$, $3 \cdot 10^4$, $4 \cdot 10^4$ e $5 \cdot 10^4$. Observou-se que para $\Phi=135^\circ$ e relações A e B da Eq. (18) maiores que um, a malha não precisava ser tão refinada, pois logo se encontrava uma aproximação satisfatória enquanto que se a malha fosse muito refinada acima de $4,0 \cdot 10^4$ o resultado não era tão satisfatório devido a propagação de erro no truncamento de números irracionais utilizados no cálculo do ViewFactor-LST. Isso não ocorreu apenas com o $\Phi=135^\circ$, mas também com os ângulos 120° e 90° .

7. Conclusão

Descreveu-se um algoritmo capaz de determinar numericamente o fator de forma entre superfícies quaisquer, indicado na Fig. 1, para qualquer ângulo θ_i e θ_j . Os resultados fornecidos pelo algoritmo coincidem com os valores obtidos pelas equações (15)-(18), promovendo uma maneira alternativa de se obter esses valores e ainda ampliando possibilidades calcular fatores de forma para qualquer tipo de cenário. O algoritmo foi desenvolvido de modo a possibilitar sua implementação em um programa de simulação dinâmica de edificações e com isso é possível avaliar o fator de forma para diversas superfícies e, conseqüentemente, calcular com maior precisão, por exemplo, a transferência de calor que ocorre em edificações.

Para o futuro, pretende-se reduzir tempo computacional do código ViewFactor-LST, para aplicações em programas de simulação tais como: Power Domus (Mendes et al., 2005) e SimSpark (Mora et al., 2003), considerar a presença de aberturas e obstruções nas superfícies

8. Referências

- Anton, H. and Rorres, C., 2001, "Álgebra linear com aplicações", trad. Claus Ivo Doering.-8.ed.-Porto Alegre: Bookman, Brazil.
- Burns, P. J., 1893, "MONTE-a two-dimensional radiative exchange factor code", Technical report, Colorado State University, Fort Collins.
- Chin, J. H., Panczak, T. D. and Fried, L., 1992, "Spacecraft thermal modeling", Int. J. Numer. Methods Eng., vol. 35, pp.641-653.
- Emery, A. F., 1986, "VIEW-a radiation view factor program with interactive graphics for geometry definition (version .5.3)", Technical report, NASA computer software management and information center, Atlanta.
- Hoays, H. S., 1990, "Fattic: Um programa generalizado para a determinação dos fatores de forma em áticos", Encit 1990, Itapema, Santa Catarina, Brasil.
- Horward, A. and Rorres, C., 2001, "Álgebra linear com aplicações", 8.ed., Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brazil.
- Howell, J.R., 1982, "A Catalog of Radiation Configuration Factors", MacGraw-Hill, New York.
- Jacob, M., 1957, "Heat Transfer", vol. 2, John Wiley & Sons, New York.
- Clark, J. A., 1986, Private Communication, University of Michigan, Ann Harbor.
- Jensen, C. L., 1987, "TRASYS-II user's manual-thermal radiation analysis system", Technical report, Marfim Marietta Aerospace Corp., Denver.
- Mendes, N., Oliveira, R. C. L. F., and Santos, G. H., 2005, Energy Efficiency and Thermal Comfort Analysis Using the Powerdomus Hygrothermal Simulation Tool, "Proc.of the Ninth Building Simulation Conference (IBPSA'05)", Vol. 1, pp. 9-16, Montreal, Canada.
- Mora, L., Mendonça, K. C., Wurtz, E., Inard, C. SimSpark: Na object-oriented environment to predic coupled heat and mass transfer in buildings. In: International IBPSA Conference (Building Simulation), 8, 2003, Eindhoven, Holanda. Proceedings...Eindhoven:IBPSA, 2003.
- Newman, W. M. and Sproull, R. F., 1979, "Principles of Interactive Computer Graphics", Second Edition.
- Shapiro, A. B., 1983, "FACET-a computer view factor computer code for axisymmetric, 2D planar, and 3D geometries with shadowing", Technical report, University of California, Lawrence Livermore National Laboratory, August.
- Shewchuk, J.R., 2003, Triangle: <http://www.cs.cmu.edu/~quake/triangle.html>
- Shewchuk, J.R., 1996, Triangle: Engineering a 2D Quality Mesh Generator and Delaunay Triangulator, in " Applied Computational Geometry: Towards Geometric Engineering" (Ming C. Lin and Dinesh MANocha, editors), volume 1148 of Lecture Notes in Computer Science, pages 230-222, Springer-Verlag, Berlin, May 1996.
- Shewchuk, J.R., 2002, Delaunay Refinement Algorithms for Triangular Mesh Generation, Computational Geometry: Theory and Applications 22(1-3): 21-74, May 2002.
- Siegel, R. and Howell, J. R., 2001. Taylor and Francis, New York, Since publication, the following modifications have been made in the catalog: <http://www.me.utexas.edu/~howell/index.html>
- Wong, R. L., 1976, "User's manual for CNVUFAC-the General Dynamics heat transfer radiation view factro program", Technical report, University of California, Lawrence Livermore National Laboratory.

ALGORITHM FOR NUMERICAL EVALUATION OF VIEW FACTOR

Lilian Dobrowolski de Carvalho Augusto

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR, 80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
liliandoca@gmail.com

Bruno Giacomet

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR, 80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
handriel@gmail.com

Marluz Jonsson

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR, 80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
marluzjonsson@bol.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
Rua Imaculada Conceição 1155 Curitiba-PR, 80215-901-Brasil
Laboratório de Sistemas Térmicos-LST
nathan.mendes@pucpr.br

Liliana Madalena Gramani Cumin

Departamento de Matemática, Universidade Federal do Paraná.
Caixa Postal 19044,81531-990 Curitiba- PR – Brasil
gramani@mat.ufpr.br

Abstract. *The view factor is determined via the resolution of a double integral. These solutions, for some surfaces, are presented for many different configurations, in form of equations, graphs and tables in the literature. The idea of creating a numerical method to calculate the view factor appears when it is needed to calculate it for surfaces with complex geometries. For instance, in building simulation programs, the view factor is normally calculated in a simplified way for these geometries, disregarding openings and obstructions. This implicates errors in the accuracy of thermal comfort calculation and energy consumption. The objective of this work is to present a computational structure to determine view factors between two surfaces, with simple or complex geometries, using resources of graphical computation to 2D meshes with triangular elements of Delaunay. The results gotten for simple geometries are compared with available data in the literature and an excellent agreement is observed. The sensitivity analysis to the mesh refinement and the distance between the surfaces is also presented.*

Keywords: *view factor, surfaces with complex geometries, graphical computation, 2D mesh with triangular elements.*

HEATING AND COOLING POTENTIAL OF BURIED PIPES IN SOUTH BRAZIL

Marc O. Abadie

Visiting researcher at Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
mabadie@univ-lr.fr

Gerson H. dos Santos

Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
gerson.santos@pucpr.br

Roberto Z. Freire

Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
rozafre@terra.com.br

Nathan Mendes

Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract. *The present numerical study aims to evaluate the heating and cooling potential of buried pipes in three cities of South Brazil i.e. Curitiba, Florianópolis and Porto-Alegre. In a first part, ground temperatures at the buried pipe location (between 1 and 3 m depth) are calculated by both a simplified model and a three-dimensional volume-finite code (SOLUM). Then, a prototypical house and its buried pipe are modeled with a building energy simulation tool (TRNSYS) to evaluate the positive and negative effects of such system on thermal comfort and heating and cooling energy. Results show that this passive system is particularly efficient in Curitiba, can reduce energy consumption in Porto Alegre and is not well-adapted to Florianópolis.*

Keywords. *Ground, Buried Pipes, Building, Energy, Simulation*

1. Introduction

Minimizing energy consumption and providing good indoor thermal comfort are the main goals of the building physics area. In Europe and North America, a growing interest in heating and cooling systems based on renewable energy sources arises from the energy demand reduction of new office buildings. In particular, earth heat exchanger that consists of forcing air from outside through buried pipes system before using it for air ventilation has been the object of recent several studies: Bojic *et al.* (1999), Wagner *et al.* (2000), Hollmuller and Lachal (2001), Pfafferott (2003) and Al-Ajmia *et al.* (2006).

In South America, Larsen *et al.* (2003) presented results about a buried pipe located in La Pampa (Argentina) that indicate a poor performance of the system, but as suggested by the authors, it can originate from the location of the pipe which was buried at only 0.4 m depth. Hollmuller *et al.* (2005) in their study of passive cooling for buildings located in São Paulo and Florianópolis concluded that buried pipes system alone is not efficient and has to be used in combination with nocturnal ventilation to improve its potential.

Figure (1) illustrates how a buried pipes system can reduce heating and cooling loads and improve thermal comfort in the case of a building located in Curitiba. For clarity, all data have been sort according to the outdoor temperature and averaged over 24 data period. The temperature of a building zone without buried pipes or heating/cooling systems (2a) is a function of the building itself, outdoor temperature (1), solar (6) and internal gains and infiltration/ventilation rates. In the present example, a sanitary air change rate of 1.0 ACH has been set except during summer where it has been increased to 3.0 ACH. As a result, the zone temperature lies between the outdoor temperature and the comfort

temperature (18 - 28 °C) during winter and is close to the outdoor temperature that is higher than the comfort temperature during summer. The principle of buried pipes system is to (pre-) heat or (pre-) cool the ventilation air by flowing it through the ground. The ventilation air temperature can then reach the ground temperature at a specified depth (3 - 5) that will increase the zone temperature (2b) during winter and cool the zone during summer.

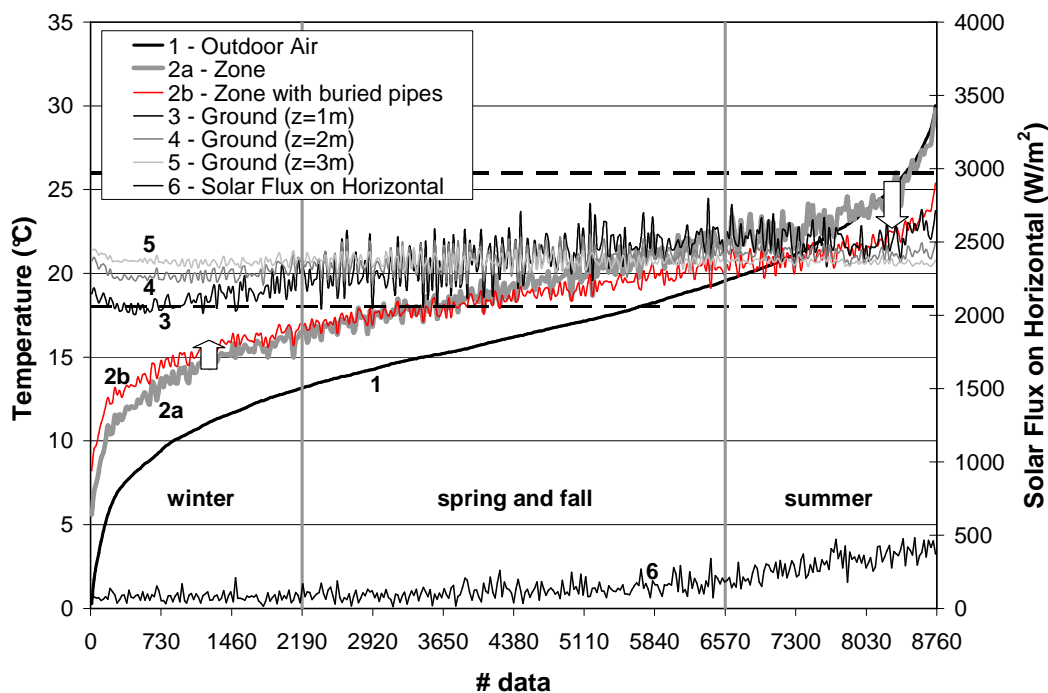


Figure 1. Position of the problem.

The present study aims to evaluate the potential of buried pipes in three cities of south Brazil (Curitiba, Florianópolis and Porto Alegre). These three locations have been chosen because the buried pipes system is expected to be more efficient in those regions as the heating energy demand is not high enough to require heating systems so that discomfort occurs in buildings during winter and cooling loads are less important than in other Brazilian cities. In a first part, the modeling procedure and the description of the studied case are provided. Then results concerning both the ground temperature evaluation and the effects of a buried pipes system on the heating and cooling loads and comfort are presented and commented.

2. Modeling procedure

2.1. Ground temperature model 1

The equation obtained by Kusuda and Archenbach (1965) is usually used to evaluate the ground temperature in building physics. It is based on the heat conduction analytical solution of a semi-infinite homogenous solid under sinusoidal solicitation at its boundary. The solution can be found in Carslaw and Jaeger (1959):

$$T_{ground}(z,t) = \bar{T}_{surf} + a_{surf} \times \exp\left(-z \times \left(\frac{\pi}{365\alpha}\right)^{0.5}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{365}\left(t - t_{max}\right) - \frac{z}{2} \times \left(\frac{365}{\pi\alpha}\right)^{0.5}\right) \quad (1)$$

where $T_{ground}(z,t)$ is the ground temperature (°C), \bar{T}_{surf} is the mean surface temperature over the year (°C), a_{surf} is the surface temperature variation amplitude (°C), z is the considered depth (m), α is the ground thermal diffusivity (m^2/day), t is the time (day) and t_{max} is the day of the year when the surface temperature is maximal (day).

The accuracy of the undisturbed ground temperature is very sensitive to the values of the input parameters of Eq. (1). According to Labs (1989), when the variables are determined from field measurements, the model generally yields errors of no more than ± 1.1 °C. The main difficulty lies in the evaluation of the ground surface temperature because it is not yet included in the weather data. Tools such as the EnergyPlus Weather Utility that is part of the EnergyPlus (Crawler et al., 2004) package, reads and translates common weather files and creates statistical file where the monthly ground temperature values at 0.5, 2 and 4 m depth can be found. Unfortunately, the 0.5 m depth data that can be

considered as the ground surface undisturbed temperature is the same than the outside air temperature monthly averaged. Same approximation is used in TRNSYS Type 77 - Simple ground temperature profile model (TRNSYS, 2006).

This assumption can be justified in cases where no solar radiation reaches the ground surface (ground covered by deep vegetation for example) but, as soon as short-wave solar and long-wave sky radiation exchanges take place, this simplification does not stand any longer and the complete problem has to be numerically solved.

2.2. Ground temperature model 2

The governing equations utilized in the code SOLUM, based on the theory of Philip and De Vries (1957) to model heat and mass transfer through porous media, are given by Eqs. (2) and (3). The energy conservation equation is written in the form:

$$\rho_0 c_m (T, \theta) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda (T, \theta) \nabla T) - L(T) (\nabla \cdot \mathbf{j}_v) \quad (2)$$

and the mass conservation equation as:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{j}}{\rho_l} \right) \quad (3)$$

where ρ_0 is the solid matrix density (m^3/kg), c_m is the mean specific heat ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$), T is the temperature (K), λ is the thermal conductivity ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$), L is the latent heat of vaporization (J/kg), θ is the volumetric moisture content (m^3/m^3), \mathbf{j}_v is the vapor flow ($\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{K}$), \mathbf{j} is the total flow ($\text{kg}/\text{m}^2\cdot\text{K}$) and ρ_l the water density (kg/m^3).

The total three-dimension vapor flow (\mathbf{j}) given by summing the vapor flow (\mathbf{j}_v) and the liquid flow (\mathbf{j}_l) can be described as:

$$\begin{aligned} \frac{\mathbf{j}}{\rho_l} = & - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \mathbf{i} - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) \mathbf{j} \\ & - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial z} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial z} + \frac{\partial K_g}{\partial z} \right) \mathbf{k} \end{aligned} \quad (4)$$

with $D_T = D_{Tl} + D_{Tv}$ and $D_\theta = D_{\theta l} + D_{\theta v}$, where D_{Tl} is the liquid phase transport coefficient associated to a temperature gradient ($\text{m}^2/\text{s}\cdot\text{K}$), D_{Tv} is the vapor phase transport coefficient associated to a temperature gradient ($\text{m}^2/\text{s}\cdot\text{K}$), $D_{\theta l}$ is the liquid phase transport coefficient associated to a moisture content gradient (m^2/s), $D_{\theta v}$ is the vapor phase transport coefficient associated to a moisture content gradient (m^2/s), D_T is the mass transport coefficient associated to a temperature gradient ($\text{m}^2/\text{s}\cdot\text{K}$) and D_θ is the mass transport coefficient associated to a moisture content gradient (m^2/s).

The boundary conditions at the ground surface can be expressed as:

$$\left(\lambda(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=H} + (L(T) \mathbf{j}_v)_{y=H} = h(T_{ext} - T_{y=H}) + \alpha q_r + L(T) h_{ms} (\rho_{v,ext} - \rho_{v,y=H}) - \varepsilon R_{lw} \quad (5)$$

where λ is the thermal conductivity ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$), $h(T_{ext} - T_{y=H})$ represents the heat exchanged by convection with the external air, αq_r is the absorbed short-wave radiation and $L(T) h_{ms} (\rho_{v,ext} - \rho_{v,y=H})$ is the phase-change energy term. The long-wave radiation loss is defined as R_{lw} (W/m^2) and ε is the surface emissivity. The solar absorptivity is represented by α and the mass convection coefficient by h_m , which is related to h by the Lewis' relation.

Similarly, the mass balance at the ground surface is written as:

$$\left(D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} + D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=H} = \frac{h_{ms}}{\rho_l} (\rho_{v,ext} - \rho_{v,y=H}) \quad (6)$$

where ρ_l is the water density (kg/m^3), $\rho_{v,ext}$ is the vapor density in the external air (kg/m^3) and $\rho_{v,y=H}$ is the vapor density at the upper surface of the soil domain (kg/m^3).

The other soil domain surfaces were all considered adiabatic and impermeable. Equations (5) and (6) show a vapor concentration difference $\Delta\rho_v$ on their right-hand sides. This difference is between the porous surface and air and is normally determined by using the values of previous iterations for temperature and moisture content, generating additional numerical instability. Due to the instability created by this source term, the solution of the linear set of discretized equations normally requires the use of very small time steps, which can be exceedingly time consuming especially in long-term soil simulations; in some research cases, a time period of several decades has to be simulated, taking into account the three-dimensional heat and moisture transfer through a very refined grid.

In order to raise the simulation time step, Mendes *et al.* (2002) presented a procedure to calculate the vapor flow, independently of previous values of temperature and moisture content. In this way, the term $\Delta\rho_v$ was rewritten as a linear combination of temperature and moisture content:

$$(\rho_{v,ext} - \rho_v(s)) = M_1(T_{ext} - T(s)) + M_2(\theta_{ext} - \theta(s)) + M_3 \quad (8)$$

where

$$M_1 = A \frac{M}{\mathfrak{R}} \phi, \quad M_2 = \frac{M}{\mathfrak{R}} \left(\frac{P_s(s)}{T(s)} \right)^{prev} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \theta(s)} \right)^{prev}, \quad M_3 = \frac{M}{\mathfrak{R}} \left[\left(\frac{P_s(s)}{T(s)} \right)^{prev} R(\theta^{prev}(s)) + \phi_{ext}(R(T_{ext}) - R(T^{prev}(s))) \right]$$

In the equations above, the index (s) represents the surface in contact with external air (*ext*) far from that surface, R is a residual function of $\left(\frac{P_s}{T} \right)$, P_s is the saturated pressure (Pa), \mathfrak{R} is the universal gas constant (J/kmol.K), M is the molecular mass (kg/kmol), ϕ is the relative humidity, *prev* means previous iteration and A is the straight-line coefficient from the approximation $\left(\frac{P_s}{T} \right) = AT + B$.

The governing partial differential equations (Eq. (2) and (3)) are discretized using the control-volume formulation method (Patankar, 1980). The spatial interpolation method used is the control-difference scheme (CDS) and the time derivatives are integrated using a fully-implicit approach.

2.3. Building and earth heat exchanger simulation

Heat and moisture transfer within the building has been modeled within the TRNSYS environment. This program has been chosen because the thermal behavior of buildings (Type 56) is quickly and accurately predicted (Judkoff and Neymark, 1995) as it involves the transfer function methodology (Stephenson and Mitalas, 1971) to treat heat transfer through the building's envelope. Moreover, TRNSYS environment allows the user to model and couple to the building simulation other physical phenomena in a simple manner by adding equations, reading external files or linking external programs. Those possibilities would allow direct modeling of the whole earth heat exchanger and its coupling to the building simulation but, as the study's main goal is the evaluation of the heating/cooling potential, it would unnecessary complicated the analysis by increasing the number of variables affecting the system efficiency (pipes diameter and length, number of pipes, pipes material, perturbation of the ground temperature in the pipes surroundings...). The ground temperatures is then directly read using an external file considering the earth heat exchanger well-dimensioned such that the air that exits the buried pipes is at the same temperature than the ground at the considered depth. This simplification also induces that the soil temperature is not perturbed by the building and the buried pipes presences.

2.4. Studied Case

Three south Brazil locations have been investigated in the present study: Curitiba, Florianópolis and Porto-Alegre. The sandy silt soil has been used for those three regions. According to Santos and Mendes (2005), 5 m depth domain is enough to study the evolution of heat and moisture in the ground surface region. Grid of $3 \times 3 \times 50$ cells has been used to discretize the $1 \times 1 \times 5 \text{ m}^3$ domain. Initial conditions are $15 \text{ }^\circ\text{C}$ and 50% RH. All ground boundaries are considered adiabatic and impermeable except the ground surface where weather's solicitations are imposed. Convective heat transfer convection coefficient has been set to $10 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, long-wave radiation emission and short-wave radiation absorption coefficients to 0.5. Convective moisture transfer convection has been evaluated considering Lewis number equals to 1. Simulations have been carried out during ten years to reach the periodic ground temperature responses.

The prototypical Brazilian house has the following dimensions: $8 \times 8 \times 2.8 \text{ m}^3$. Vertical walls are made of brick (15 cm) covered on each surface by plaster (2 cm). The roof consists of a 10 cm-concrete slab covered by plaster (2 cm). The floor is linoleum covered 10 cm-concrete slab. Thermal properties of the materials are presented in Tab. (1).

Table 1: Thermal properties of the building materials.

Material	λ (W/m.K)	ρ (kg/m ³)	c_m (J/kg.K)
brick	0.749	1900	920
plaster	0.72	2050	932
concrete slab	1.113	849	921.1

Single glazing windows (6 m^2) are located on the north and west walls. There is solar protection for the north wall to limit solar loads during summer. Short-wave radiation absorption coefficients are set to 0.4 at external wall surfaces and to 0.6 at internal ones. The external surface of the floor is considered adiabatic in order to avoid the modeling of the complex coupling with the ground which would add additional complexity to the present study. No moisture transfers through the walls have been modeled in the present study. Constant convective heat transfer coefficients of $3.2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ and $24.7 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ are imposed at the internal and external wall surfaces, respectively. Two seated people and an internal load of 500 W are imposed during whole day. For the reference case, a total external airflow rate of $180 \text{ m}^3/\text{h}$ (1.0 ACH) from June, 1st to September, 1st and 3.0 ACH for the rest of the year have been considered to take into account the cumulated effect of infiltration and ventilation. For the case with earth heat exchanger, no more external air enters the house and the same amount of air is heated/cooled through the buried pipes.

3. Results

3.1. Ground temperature

Figure (2) presents the ground temperature obtained with SOLUM at the end of each year of simulation for Curitiba. Convergence is reached after only five years. Increasing the cell number from 50 to 100 gives the same results showing that the grid is thin enough to correctly evaluate the temperature evolution.

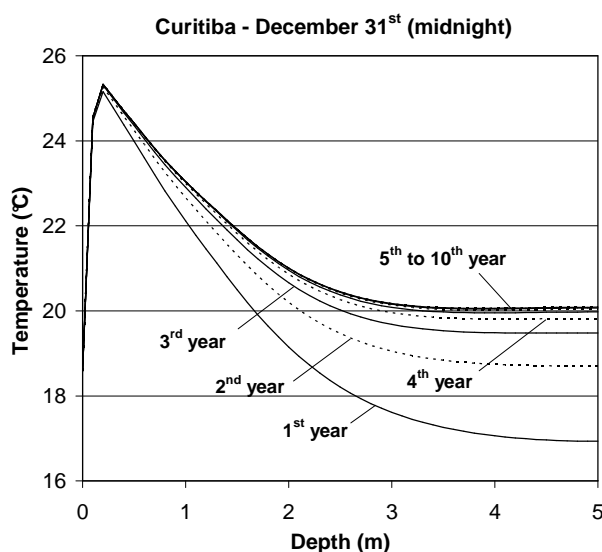


Figure 2. Ground temperature calculated with SOLUM at the end of each year of simulation.

Figure (3) – left graph shows the ground temperature evolution at 1, 2 and 3 m depths for Curitiba. The analytical solution referred as Kusuda and Archenbach (1965) in the graph has been added in order to check the validity of the results obtained with SOLUM. The ground surface temperature obtained with SOLUM has been used to evaluate the mean surface temperature (\bar{T}_{surf}), the surface temperature variation amplitude (a_{surf}) and the day of the year when the surface temperature is maximal (t_{max}) (see Eq. (1)). Even if the ground surface temperature is not perfectly sinusoidal (regression coefficient close to 0.9), the absolute difference between the SOLUM and the analytical predictions stays lower than 1 °C and decreases with the depth (Fig. (3) – right graph).

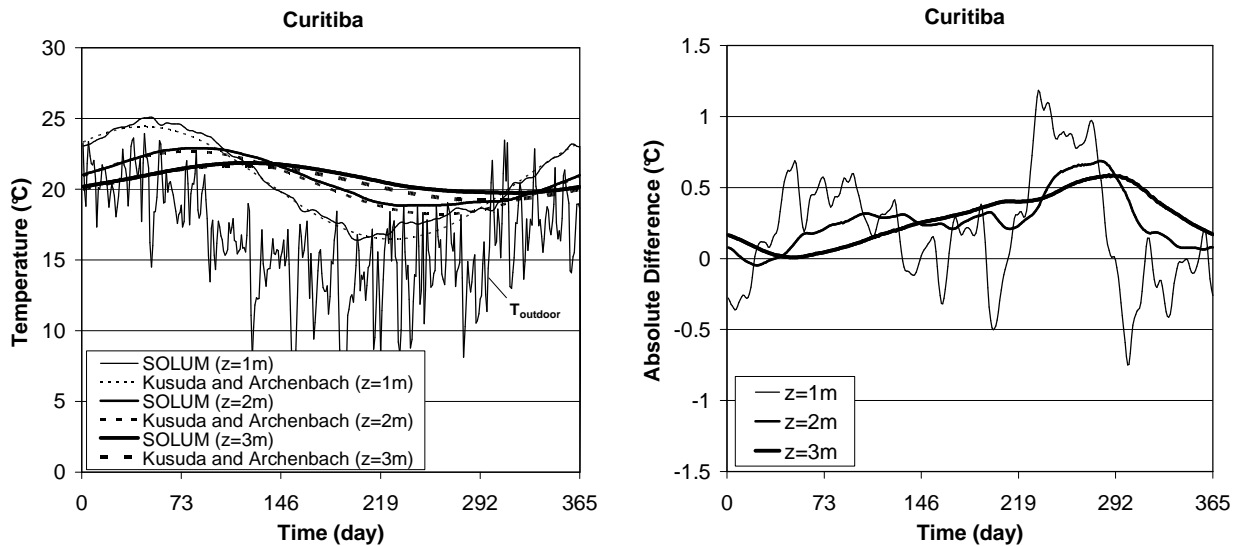


Figure 3. Ground temperature (left) and absolute difference between SOLUM and Kusuda and Archenbach (1965) predictions (right) – Curitiba.

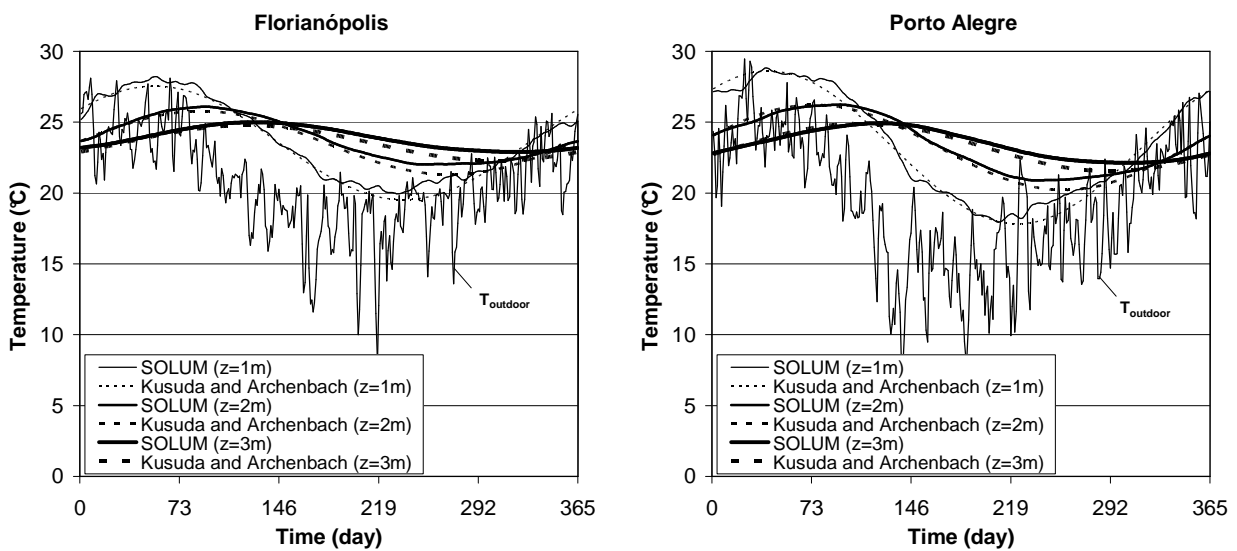


Figure 4. Ground temperature for Florianópolis (left) and Porto Alegre (right).

Table 2: Parameters of Eq. (1) for the present test case.

	\bar{T}_{surf} (°C)	a_{surf} (°C)	t_{max} (day)
Curitiba	20.45	7.13	11
Florianópolis	23.54	7.18	21
Porto Alegre	23.22	9.65	8

Figure (4) presents the ground temperature evolution for the two other locations. From those three graphs, it is clear that the pipes have to be buried at a depth higher than 3 m to obtain ground temperatures lower than outdoor air ones in summer and to increase the difference between them in winter.

Table (2) gives the parameters of Eq. (1) obtained for the three locations considering sandy silt soil whose thermal diffusivity is about $2.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2/\text{day}$. This equation that can be applied to evaluate the ground temperature at any depth is used in the next sections at a depth of 3 m to evaluate the buried pipes system potential.

3.2. Effects on energy loads

In this section, set temperatures of 18 °C in winter and 28 °C in summer have been imposed. Figures (5) to (7) present the heating and cooling energy for the three locations in the case of the studied building with and without buried pipes system.

Concerning the building without buried pipes system, referred as “reference” in the graphs, the location of the building implies three different requirements: heating needs in Curitiba, low heating and cooling needs in Florianópolis and moderate heating and cooling needs in Porto Alegre.

The buried pipes system can induce a 52, 62 and 63 % reduction of the heating energy loads for Curitiba, Florianópolis and Porto Alegre respectively and a 95, 41 and 48 % diminution of the cooling ones. In terms of energy economy, the system is more efficient in Curitiba permitting an economy of 54 kWh/m².year and in Porto Alegre (49 kWh/m².year) than in Florianópolis (17 kWh/m².year).

3.3. Effects on thermal comfort

In this section, the effect of buried pipes on people comfort is studied considering that there are no heating/cooling systems. As the buried pipes system presence modifies both the temperature and the relative humidity of the zone, the results are presented in Figs. (8) to (10) in terms of Predicted Percentage of Dissatisfied for the three cities. The graphs presents PPD values for the building with buried pipes system versus one for the reference case so all points located below the dotted line show the positive effect of the buried pipes system on the comfort (PPD diminution).

The same trend appears for the three cities during the winter. PDD values tend to be lowered by the presence of the buried pipes system improving the thermal comfort of about 8 %PPD. Note that the maximum PPD values still remains with the buried pipes system showing that this system is inadequate to avoid high discomfort period but improve comfort below PPD value of 90 %.

During the summer period, the system is very efficient in Curitiba as it decreases the discomfort of about 4 %PPD on average with a peak of 33 %PPD during the highest periods of discomfort. In Florianópolis and Porto Alegre, the system is less efficient to reduce the discomfort.

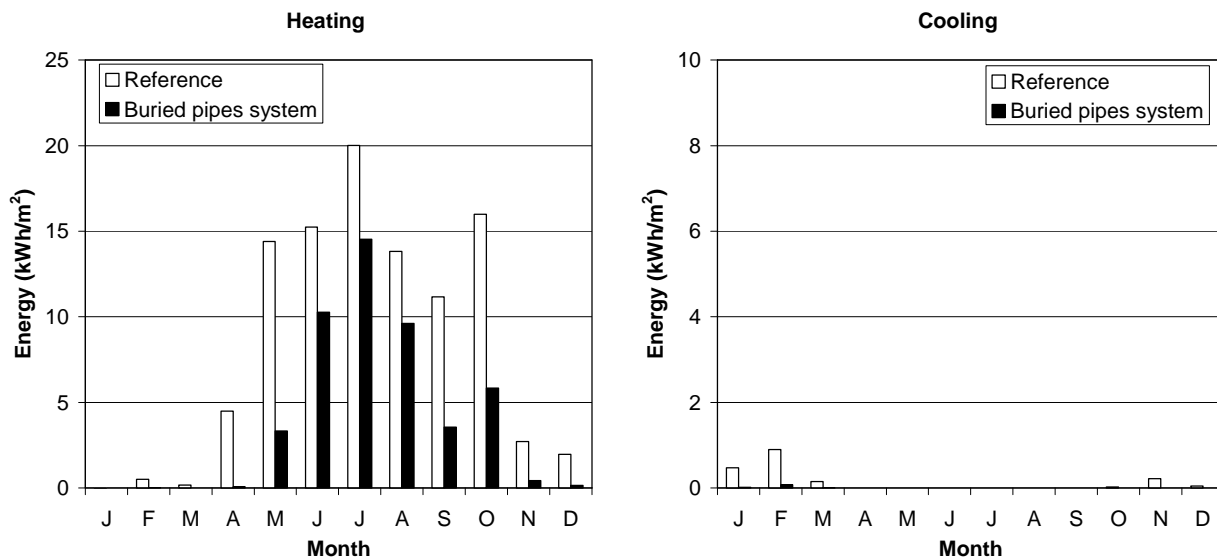


Figure 5. Heating and cooling energy – Curitiba.

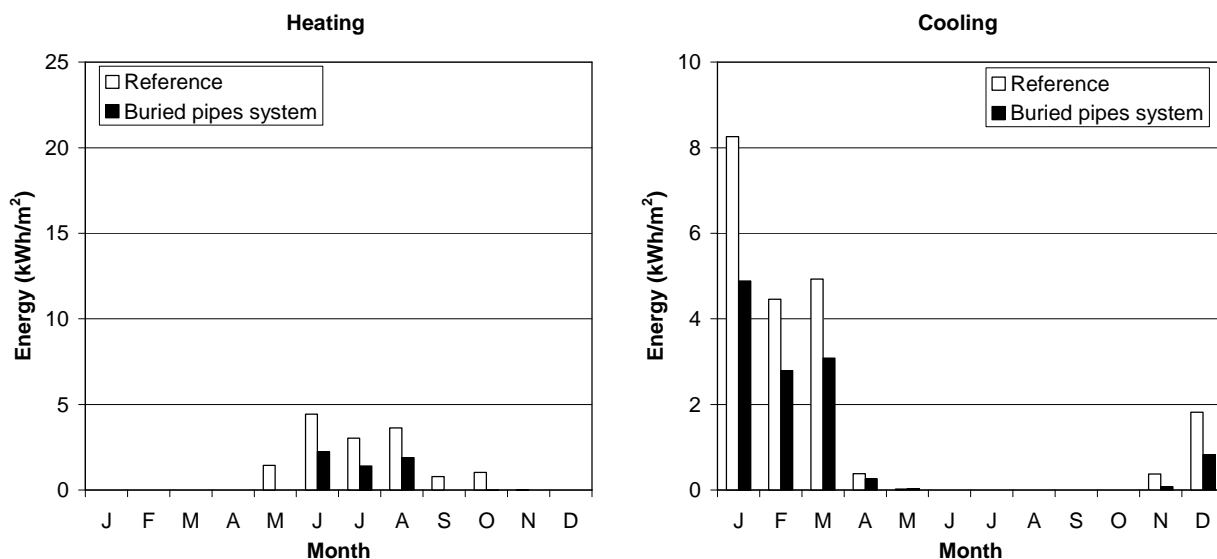


Figure 6. Heating and cooling energy – Florianópolis.

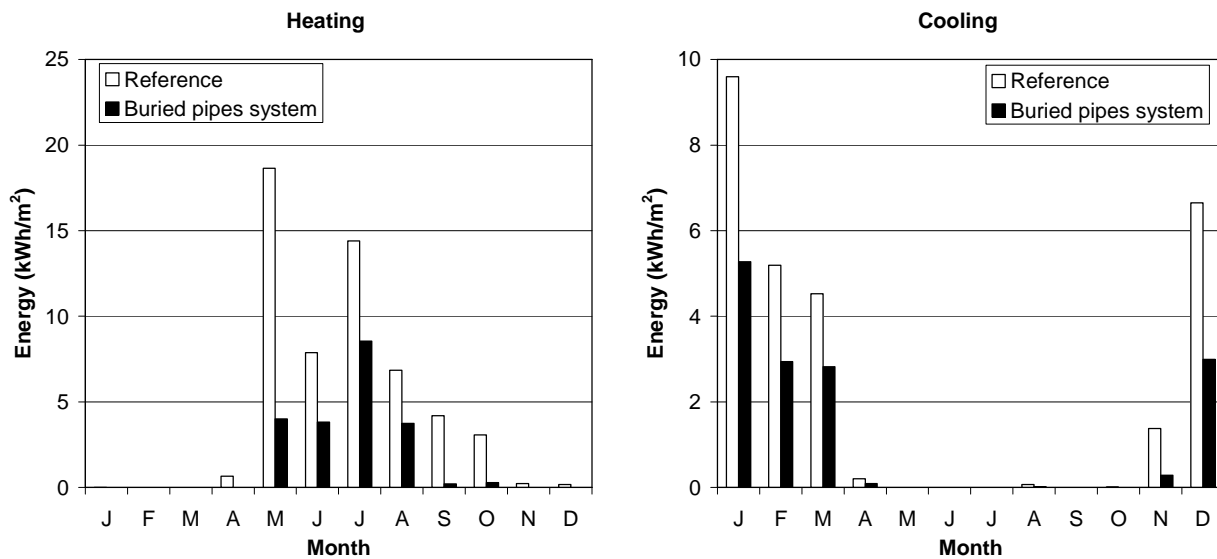


Figure 7. Heating and cooling energy – Porto Alegre.

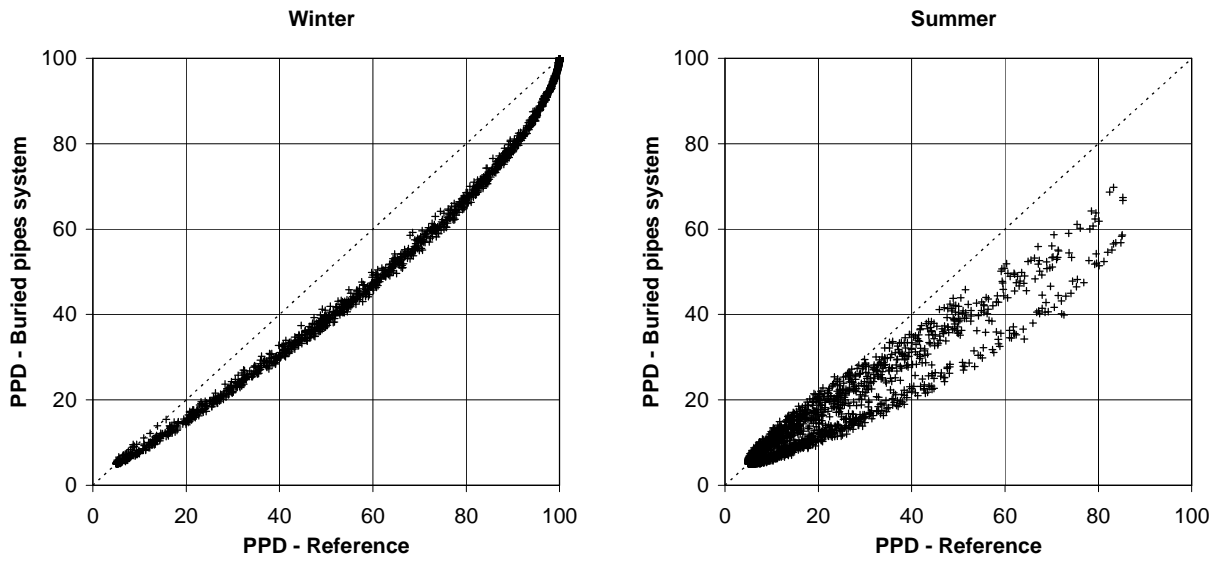


Figure 8. Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) people – Curitiba.

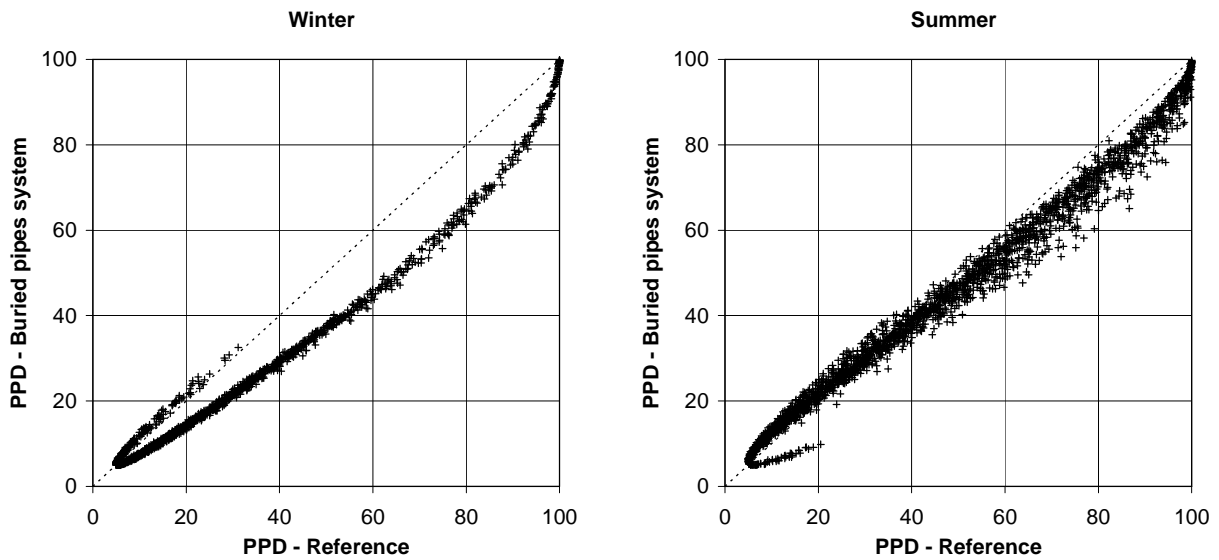


Figure 9. Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) people – Florianópolis.

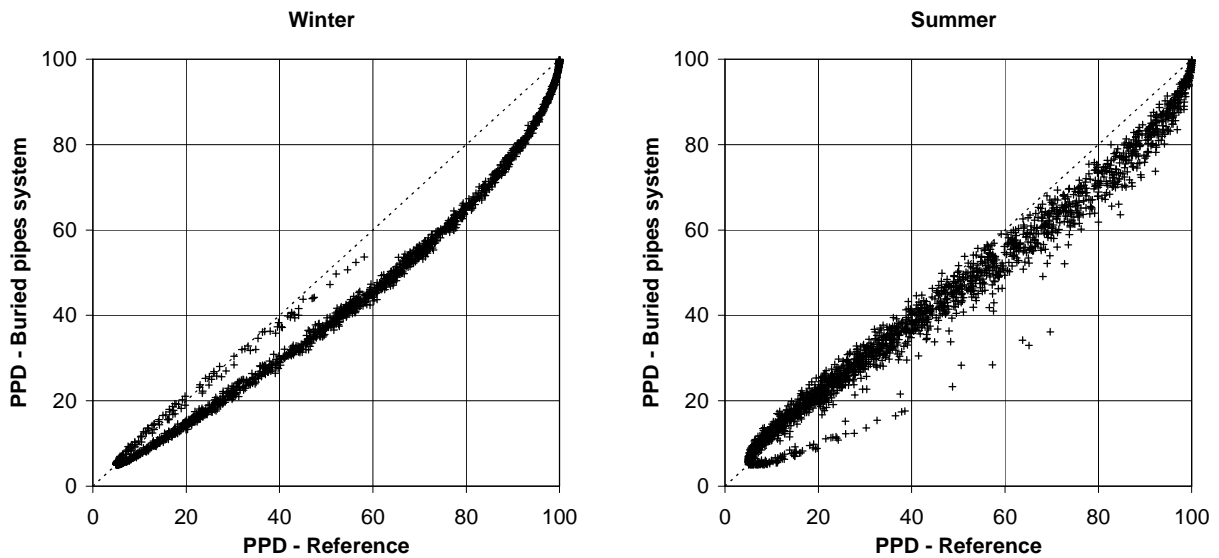


Figure 10. Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) people – Porto Alegre.

3. Conclusion

The potential of using buried pipes system to (pre-)heat and (pre-)cool the air of ventilation has been studied in three cities of south Brazil (Curitiba, Florianópolis and Porto Alegre). The first part of the study has put in evidence the need to take into account the solar radiation in the evaluation of the ground surface temperature and thus in the calculation of the temperature within the ground. Simulation results reveal that buried pipes system has a good potential in south Brazil, particularly in Curitiba where it shows positive effects for reducing the energy loads in the case of conditioned spaces and improving the comfort in the case of unconditioned buildings. A direct perspective of the present work concerns the modeling of the complete buried pipes system and its surrounding ground.

4. Acknowledgement

The authors thank the Brazilian Research Council (CNPq) of the Secretary for Science and Technology of Brazil for support of this work.

5. References

- Al-Ajmia, F., Loveday and D.L., Hanby, V.I., 2006, "The Cooling Potential of Earth–Air Heat Exchangers for Domestic Buildings in a Desert Climate", *Building and Environment*, Vol. 41, pp. 235–244.
- Bojic, M., Papadakis, G. and Kyritsis, S., 1999, "Energy from a Two-Pipe, Earth-to-Air Heat Exchanger", *Energy*, Vol. 24, pp. 519–523.
- Carlsaw, H. S. and Jaeger, J. C., 1959, "The Conduction of Heat in Solids", Oxford: Clarendon P.
- Crawley, D.B., Lawrie, L.K., Pedersen, C.O., Winkelmann, F.C., Witte, M.J., Strand, R.K., Liesen, R.J., Buhl, W.F., Huang, Y.J., Henninger, R.H., Glazer, J., Fisher, D.E., Shirey III, D.B., Griffith, B.T., Ellis, P.G. and Gu, L., 2004, "EnergyPlus: New Capable and Linked", *Proceedings of the Simbuild 2004 Conference*, August 2004, Boulder, Colorado, IBPSA-USA.
- Hollmuller, P. and Lachal, B., 2001, "Cooling and Preheating with Buried Pipe Systems: Monitoring, Simulation and Economic Aspects", *Energy and Buildings*, Vol. 33, pp. 509–518.
- Hollmuller, P., Lamberts, R., Westphal, F.S., Ordenes, M.M. and Carlo, J.C., 2005, "Potencial da Ventilação Inercial para Resfriamento Passivo em Climas Brasileiros", *Anais do ENCAC 2005*. Maceió, Alagoas: Antac, pp. 892–901.
- Judkoff, R.D. and Neymark, J.S., 1995, "Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method", NREL/TP-472-6231, Golden, Colorado National Renewable Energy Laboratory.
- Kusuda, T. and Archenbach, P.R., 1965, "Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States", *ASHRAE Transactions*, Vol. 71, Part 1.
- Labs K. and Cook J., 1989, "Passive Cooling", Cambridge Massachusetts, London, England: MIT Press.
- Larsen, S.F., Filippín, C. and Lesino, G., 2003, "Earth-to-Air Heat Exchange through a Buried Pipe at a School in La Pampa (Argentina)", 20th Conference on passive and low energy architecture, PLEA 2003, Santiago, Chile, November, pp. 893–898.
- Mendes, N., Philippi, P. C. and Lamberts, R., 2002, "A New Mathematical Method to Solve Highly Coupled Equations of Heat and Mass Transfer in Porous Media", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 509-518.
- Patankar S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation.
- Pfafferott, J., 2003, "Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchangers with a Standardized Method to Calculate Energy Efficiency", *Energy and Buildings*, Vol. 35, pp. 971–983.
- Philip, J. R. and de Vries, D. A., 1957, "Moisture Movement in Porous Media under Temperature Gradients", *Trans. Am. Geophysical Union*, Vol. 38, pp. 222-232.
- Santos, G. H. and Mendes, N., 2005, "Unsteady Combined Heat and Moisture Transfer in Unsaturated Porous Soils", *Journal of Porous Media*, Vol. 8, pp. 493-510.
- Stephenson, D.G. and Mitalas, G.P., 1971, "Calculation of Heat Conduction Transfer Functions for Multi-layer Slabs", *ASHRAE Annual Meeting*, Washington, DC, August 22–25.
- TRNSYS, 2006, *TRNSYS 16 - Mathematical Reference*, pp. 305–306.
- Wagner, R., Beisel, S., Spieler, A. and Vajen, K., 2000, "Measurement, Modeling and Simulation of an Earth-to-air Heat Exchanger in Marburg (Germany)", 4th ISES Europe Solar Congress, Copenhagen, Denmark.

6. Copyright Notice

The author is the only responsible for the printed material included in his paper.

SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO CENTRAL

Rogério Marcos Barbosa

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. *Condicionamento de ar, Ventilação e Aquecimento (HVAC) são processos de climatização responsáveis por uma quantia considerável do consumo de energia, especialmente em edifícios comerciais. Portanto, torna-se interessante prever qual seria a forma mais eficaz e barata de implantação dos sistemas de climatização. Uma das maneiras de se alcançar este objetivo é através da simulação computacional. Para realizar a simulação do sistema de climatização central (água gelada ou expansão indireta) é necessário obter os modelos matemáticos dos componentes do sistema. Foram obtidos os modelos matemáticos dos seguintes componentes: chiller, torre de resfriamento, bomba de circulação e fan-coil o qual é composto por cinco sub-componentes, tais como caixa de mistura, serpentina de resfriamento, umidificador, resistência elétrica e ventilador. Com os modelos matemáticos de cada componente foi feita uma rotina computacional flexível onde é possível montar qualquer tipo de configuração de um sistema de climatização central envolvendo os componentes descritos acima. Apresentam-se comparações de consumo de energia de duas configurações do sistema de climatização. A primeira utilizando chiller com condensação a ar e a segunda com condensação a água e monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) nos componentes.*

Palavras chave: Fan-coil, chiller, simulação computacional, torre de resfriamento

1. Introdução

A energia ou consumo de combustível necessário em sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) tem um impacto direto no custo de operação de uma edificação e um impacto indireto no meio ambiente. A partir da década de 70, com a crise mundial de energia, muitos trabalhos de pesquisa foram iniciados com o objetivo de reduzir o consumo de energia em edificações, com projetos direcionados ao gerenciamento pelo lado da demanda (*Demand-Side Management - DSM*). Com isto, vários grupos de pesquisa desenvolveram programas computacionais tais como NBSLD, HVACSIM, DOE-2, BLAST, TRNSYS, ESP-r e EnergyPlus para simular o comportamento termoenergético de edificações. Mais recentemente, devido à dificuldade de utilização desses códigos foram desenvolvidas interfaces gráficas como as dos programas PowerDomus (Mendes *et al.*, 2001, 2003), VisualDOE e PowerDOE (Winkelmann *et al.*, 1993) que facilitaram a disseminação da cultura de simulação computacional voltada à eficiência energética em edificações.

No Brasil, 46% do consumo de energia elétrica é atribuído a edificações residenciais, comerciais e públicas (MME, 2004), sendo que nas edificações comerciais a maior parte da energia consumida é devido principalmente aos sistemas de climatização, o que aponta para uma importante direção de tema de pesquisa.

Este trabalho teve como objetivo a elaboração de um algoritmo computacional genérico e flexível para simulação de sistemas de climatização do tipo expansão-indireta (água gelada). Nesse algoritmo, foram descritos modelos matemáticos para o sistema primário, compreendendo *chiller*, torre de resfriamento e bombas de circulação primária e de condensação. Para o sistema secundário, foram considerados modelos para a serpentina de resfriamento e desumidificação, umidificador, ventilador e caixa de mistura. Para o modelo do *chiller* foi adotado o modelo DOE-2 (Pacific Gas and Electricity, 1996), o qual é baseado em curvas funções biquadráticas e polinomiais. Os modelos da torre de resfriamento e da bomba de circulação são baseados nos modelos incluídos no ASHRAE HVAC 1 Toolkit (Bourdouxhe *et al.*, 1999) e no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993), respectivamente. Para o modelo da serpentina de resfriamento, utilizou-se o modelo descrito no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993), por ser um modelo mais completo o qual leva em conta tanto o resfriamento como a desumidificação. Os modelos matemáticos do umidificador e do ventilador também são baseados nos modelos fornecidos pelo ASHRAE HVAC 2 Toolkit.

O algoritmo computacional desenvolvido possibilita a montagem de qualquer tipo de configuração de um sistema de climatização central envolvendo os componentes descritos acima. Para fins de comparação e de ilustração de integração dos componentes, apresentam-se comparações de consumo de energia de duas configurações do sistema de climatização. A primeira utilizando *chiller* com condensação a ar e a segunda com condensação a água e monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) nos componentes.

2. Modelos Matemáticos

Nesta seção são apresentados os modelos matemáticos dos componentes dos sistemas primário e secundário, tais como o modelo do *chiller*, da torre de resfriamento, bomba de circulação, caixa de mistura, serpentina de resfriamento e desumidificação, umidificador e ventilador.

2.1. Modelo do Chiller

Para o modelo do *chiller* (resfriador de líquido) foi utilizada uma abordagem híbrida, i.e., modelos de regressão baseados em funções bi-quadráticas e polinomiais que descrevem como a capacidade de resfriamento e as eficiências variam em função das condições de operação, bem como a potência do compressor varia em condições de cargas parciais. Este modelo é conhecido como modelo DOE-2, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (Pacific Gas and Electricity, 1996). Estas curvas são calibradas necessitando-se apenas de dados fornecidos em catálogos ou através de dados obtidos experimentalmente.

O modelo é baseado nas seguintes curvas:

$$CAPFT = a_1 + b_1 T_{sev} + c_1 T_{sev}^2 + d_1 T_{ecd} + e_1 T_{ecd}^2 + f_1 T_{sev} T_{ecd} \quad (1)$$

$$EIRFT = a_2 + b_2 T_{sev} + c_2 T_{sev}^2 + d_2 T_{ecd} + e_2 T_{ecd}^2 + f_2 T_{sev} T_{ecd} \quad (2)$$

$$EIRPLR = a_3 + b_3 PLR + c_3 PLR^2, \text{ onde } PLR = \frac{Q_{ev}}{Q_{ev,disponível}(T_{sev}, T_{ecd})} \quad (3)$$

Onde

- T_{sev} , é a temperatura da água na saída do evaporador do *chiller* (°C);
- T_{ecd} , a temperatura de entrada no condensador do *chiller* (ar externo ou água) (°C);
- PLR, a razão de carga parcial (*part-load-ratio*), definida como a razão entre a capacidade de refrigeração necessária no ambiente pela capacidade de refrigeração fornecida pelo *chiller* avaliada nas condições nominais;
- Q_{sp} , a capacidade de refrigeração retirada na serpentina (W);
- Q_{ev} , avaliado, a capacidade de refrigeração do *chiller* avaliada nas condições de carga total (W);
- a, b, c, ..., são os coeficientes das curvas;

A Equação (1) é um polinômio bi-quadrático que descreve como a capacidade de refrigeração do *chiller* varia para diferentes temperaturas da água na saída evaporador e de entrada no condensador. A Equação (2) também é um polinômio bi-quadrático que descreve como a eficiência em carga total varia em função das temperaturas. Já a Eq. (3) é um polinômio quadrático que descreve como a eficiência varia em condições de carga parcial.

Combinando as três equações (Eqs. (1), (2) e (3)), a potência do compressor do *chiller* nas condições de operação em carga parcial pode ser obtida da seguinte forma:

$$Pot_{comp} = Q_{ev,nom} \times EIR_{nom} \times CAPFT \times EIRFT \times EIRPLR \quad (4)$$

De acordo com a norma *ARI Standards*, as temperaturas nominais e de projeto são 6.7°C para a temperatura de saída da água do evaporador (T_{sev}) e 29.4°C para a temperatura de entrada da água no condensador (T_{ecd}). Os valores de CAPFT, EIRFT e EIRPLR são valores adimensionais, os quais são obtidos da seguinte forma:

$$CAPFT = \frac{Q_{ev,disponível}}{Q_{ev,nom}} \quad (5)$$

$$EIRFT = \frac{Pot_{comp,max}}{Q_{ev,disponível}} \frac{Q_{ev,nom}}{Pot_{comp,nom}} \quad (6)$$

$$EIRPLR = \frac{Pot_{comp}(PLR)}{Pot_{comp,max}} \quad (7)$$

Onde

- $Q_{ev,nom}$, é a capacidade de refrigeração do *chiller* disponível nas condições nominais (W);
- Pot_{comp} (PLR), a potência elétrica do compressor do *chiller* disponível nas condições de carga parcial (W);
- $Pot_{comp,nom}$, a potência elétrica do compressor do *chiller* disponível nas condições nominais (W);
- $Pot_{comp,max}$, a potência elétrica máxima do compressor do *chiller* disponível nas condições de carga total (W);

2.2. Modelo da Torre de Resfriamento

O modelo da torre de resfriamento utilizado é baseado na teoria de Merkel, a qual também é base do modelo incluído no ASHRAE HVAC 1 Toolkit (Bourdouxhe *et al.*, 1999). Merkel em 1925, desenvolveu uma teoria para torre de resfriamento através da transferência de massa e calor sensível entre o ar e a água em uma torre de resfriamento com escoamento em contra corrente, combinando a transferência de calor e de massa em um simples processo baseado no potencial entálpico. A teoria de Merkel despreza o efeito da perda de água devido à evaporação e assume o número de Lewis como ($Le = 1$).

O desempenho da torre de resfriamento é modelado utilizando as relações de efetividade-NUT para um trocador de calor em contra corrente. O modelo leva em conta o desempenho da torre em regime de "convecção livre", ou seja, quando o ventilador da torre está desligado e a bomba de água permanece ligada. Para que o modelo leve em conta a convecção livre, deve-se fornecer o diferencial de temperatura da água quando o ventilador da torre está desligado. Caso este diferencial de temperatura for zero, a temperatura de saída da água é igual a temperatura de entrada. Para operação em regime de carga parcial, o modelo assume uma simples interpolação linear entre dois estados de regime permanente. Os dados de entrada do modelo são retirados de catálogos.

A potência elétrica consumida é determinada em função da fração de tempo (ω) que o ventilador da torre deve operar, onde esta fração é obtida através da seguinte equação (Energyplus, 2004):

$$W = \frac{T_{set\ point} - T_{ws,off}}{T_{ws,on} - T_{ws,off}} \quad (8)$$

Onde

- $T_{setpoint}$, temperatura de saída da água nominal (°C);
- $T_{ws;off}$, temperatura de saída da água com ventilador desligado (°C);
- $T_{ws;on}$, temperatura de saída da água com ventilador ligado (°C).

2.3. Modelo da Bomba de Circulação

O modelo da bomba de circulação utilizado neste trabalho tem como base o modelo apresentado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993). O modelo calcula a potência consumida da bomba bem como a temperatura de saída do líquido através da vazão volumétrica e das condições de entrada do líquido, sem considerar a influência da pressão do líquido. O modelo considera dois tipos de bomba: com fluxo variável e com fluxo constante. A potência consumida da bomba, com fluxo variável, é calculada através da regressão da potência consumida em carga parcial em função da vazão do líquido.

A bomba é caracterizada por um diferencial de pressão (altura manométrica), uma vazão volumétrica e uma potência consumida da bomba/motor nas condições nominais. A diferença de pressão gerada pela bomba não é calculada. O aumento da temperatura do líquido é determinado para uma dada potência de eixo (*shaft power*), assumindo a hipótese de que a eficiência do motor e a eficiência combinada bomba/motor são constantes.

A potência elétrica consumida da bomba é determinada da seguinte forma:

$$Pot_{b,parc} = FFLP \times Pot_{b,nom} \quad (9)$$

onde $Pot_{b,parc}$ e $Pot_{b,nom}$ são respectivamente a potência de eixo parcial e nominal da bomba. O fator FFLP é uma função polinomial em função da razão de carga parcial (PLR), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \quad (10)$$

O fator PLR é razão entre a vazão volumétrica de água atual pela nominal ($PLR = \dot{V}_{w,atual} / \dot{V}_{w,nom}$). Os coeficientes C_0, \dots, C_3 são calibrados através de dados fornecidos em catálogos, fazendo-se uma varredura da vazão volumétrica desde o ponto das condições nominais até um valor mínimo possível, obtendo os valores de potência correspondentes para uma altura manométrica constante.

2.4. Modelo da Caixa de Mistura

Em um sistema de condicionamento de ar a caixa de mistura é responsável pela mistura da corrente de ar de retorno com a corrente de ar externo (renovação). O modelo determina as condições de saída do ar para um processo de mistura baseado nas equações de conservação de energia e de massa para o ar úmido (Stoecker and Jones, 1985).

2.5. Modelo da Serpentina de Resfriamento e Desumidificação

Para o modelo da serpentina de resfriamento e desumidificação foi utilizado o modelo CCDET desenvolvido baseado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993). A serpentina é modelada como um trocador de calor em contra corrente apropriado para sistemas de condicionamento de ar com no mínimo quatro fileiras.

Este modelo leva em consideração a condensação na superfície externa da serpentina. Existem três condições possíveis para a serpentina: toda molhada, parcialmente molhada, ou toda seca. A sub-rotina determina qual dessas condições se aplica, e trata cada caso separadamente. A descrição matemática deste modelo está descrita em detalhes em Elmahdy *et al.* (1977). O modelo funciona da seguinte forma: inicialmente a superfície de entrada da serpentina do lado do ar é assumida estar molhada. Baseado nesta suposição calcula-se a temperatura de saída do ar e da água e a temperatura da superfície do lado do ar na entrada e na saída. Se a temperatura da superfície na entrada é menor do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a serpentina está de fato toda molhada. Se a temperatura da superfície na saída do ar é maior do que a temperatura de orvalho do ar na entrada, a superfície da serpentina está toda seca. Se nenhuma destas condições é encontrada, a superfície está parcialmente molhada. Neste caso, um processo iterativo é usado para encontrar a posição na direção do escoamento do ar na qual a temperatura da superfície é igual a temperatura de orvalho. Esta posição é a fronteira entre as seções seca e molhada da serpentina. Este modelo exige dados geométricos da serpentina, como o diâmetro interno e externo do tubo, área de aleta, espessura da aleta, etc. A Tabela 1 apresenta os parâmetros geométricos necessários da serpentina de resfriamento modelada. O modelo fornece como dados de saída, a temperatura da água, a temperatura do ar e a umidade absoluta na saída da serpentina, a taxa de transferência de calor total, a taxa de transferência de calor sensível e a fração de área da superfície molhada.

Tabela 1. Parâmetros geométricos da serpentina de resfriamento.

PARÂMETRO	UNIDADE
Altura da serpentina (H)	m
Comprimento da serpentina (C)	m
Largura da serpentina (L)	m
Distância entre tubos (b)	m
Distância entre fileiras (a)	m
Diâmetro do tubo externo (dt,ext)	m
Diâmetro do tubo interno (dt,int)	m
Espessura da aleta (e)	m
Número de aletas por metro	1/m
Número de fileiras	–
Número de Tubos por fileira	–
Número circuitos	–
Condutividade térmica da aleta (k_f)	W/m K
Condutividade térmica do tubo (k_t)	W/m K

2.6. Modelo do Umidificador

Foi utilizado um modelo de umidificador com injeção de vapor, o qual realiza o processo de umidificação do ar através da adição de um fluxo de vapor d'água. O modelo é baseado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993), o qual utiliza um simples balanço térmico no umidificador levando em conta a saturação do ar. Este modelo determina a temperatura e umidade absoluta ar considerando um processo isobárico (pressão constante) onde é injetado um fluxo de vapor na corrente de ar aumentando assim a sua umidade. A umidade de saída do ar é limitada por uma eficiência de saturação onde a umidade não pode exceder esta eficiência.

2.7. Modelo do Ventilador

O modelo do ventilador determina a potência e as condições de saída do ar, como a temperatura e umidade absoluta, para uma dada vazão e condições de entrada do ar. O modelo do ventilador utilizado neste trabalho é baseado no modelo apresentado no ASHRAE HVAC 2 Toolkit (Brandemuel, 1993). Este modelo considera um aumento de pressão constante através do ventilador. A hipótese de aumento de pressão constante no ventilador é o mesmo que assumir uma pressão estática de insuflamento fixa, o que é comum em sistemas HVAC.

O modelo do ventilador é caracterizado pela potência em carga total e pela vazão volumétrica de ar nas condições nominais. A potência consumida em carga parcial é determinada por uma relação empírica função da razão entre a ação atual sobre a vazão nominal. O aumento de pressão através do ventilador não é determinado. O aumento da temperatura do ar é determinado para uma dada potência necessária (*shaft power*) e a potência do motor. O modelo também não considera a variação na massa específica do ar através do ventilador.

A potência elétrica consumida do ventilador é determinada da seguinte forma:

$$Pot_{v,parc} = FFLP \times Pot_{v,nom} \tag{11}$$

onde $Pot_{v,parc}$ e $Pot_{v,nom}$ são respectivamente a potência de eixo parcial e nominal do ventilador. O fator FFLP é uma função polinomial em função da razão de carga parcial (PLR), da seguinte forma:

$$FFLP = C_0 + C_1 PLR + C_2 PLR^2 + C_3 PLR^3 \tag{12}$$

O fator PLR é razão entre a vazão volumétrica de ar atual pela nominal ($PLR = \dot{V}_{w,atual} / \dot{V}_{w,nom}$). Os coeficientes C_0, \dots, C_3 são calibrados através de dados fornecidos em catálogos, fazendo uma varredura da vazão volumétrica desde o ponto das condições nominais até um valor mínimo possível, obtendo os valores de potência correspondentes para uma pressão constante.

3. Procedimento de Simulação

Para realizar as simulações foi utilizado o arquivo climático (TRY-Test Reference Year) da cidade de Curitiba (latitude: -25°; longitude: -47.19°; GMT: -3h; altitude: 949m). O passo de tempo da simulação utilizado foi de um minuto. As simulações foram realizadas apenas para o mês de janeiro, onde o sistema de climatização foi configurado para operar todos os dias das 8:00 às 18:00 horas. A vazão de ar externo para este sistema é de 50% da vazão total de ar insuflado no ambiente. As condições do ar de retorno são constantes com temperatura e umidade relativa iguais a 24°C e 50%, respectivamente.

O sistema primário com condensação a ar é composto de um resfriador de líquido (*chiller*) com condensação a ar (Tab. (2)) e por duas bombas de circulação de água gelada (BAG) (Tab. (3)). Já o sistema primário com condensação a água (Tab. (4)) é composto por três torres de resfriamento (Tab. (5)), duas bombas de condensação (BAC) e de água gelada (BAG) (Tab. (6)). O sistema secundário é composto por uma caixa de mistura, uma serpentina de resfriamento e desumidificação (Tab. (7)), um umidificador, uma resistência elétrica de 2:5kW e um ventilador de insuflamento (Tab. (8)).

Tabela 2. Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do *chiller* com condensação a ar, obtidos através da regressão de dados de catálogo.

	a	b	c	d	e	f
CAPFT	1.08622	3.56512e-2	2.10534e-4	-6.95675e-3	-3.66968e-5	-2.35492e-4
EIRFT	0.646851	-6.51409e-3	4.66783e-4	-1.77684E-5	4.41528e-4	-6.22135e-4
EIRPLR	0.600954	7.72655e-2	3.46559e-1	-	-	-

Tabela 3. Parâmetros de simulação das bombas de água gelada do sistema primário com condensação a ar.

Parâmetros Nominais	BAG 1	BAG 2
Potência necessária (kW)	0.6847	0.6847
Eficiência do motor (%)	70	70
Rotação (rpm)	1750	1750
Vazão de água (L/s)	5.34	5.34
Altura manométrica (m)	9.15	9.15

Tabela 4. Coeficientes das curvas de capacidade e eficiência do *chiller* com condensação a água, obtidos através da regressão de dados de catálogo.

	a	b	c	d	e	f
CAPFT	0.78987	3.84934e-2	1.54618e-4	8.44142e-3	-2.77510e-4	-3.35687e-4
EIRFT	0.66151	-9.66258e-3	7.35535e-4	6.77953e-4	6.14440e-4	-8.82759e-4
EIRPLR	0.78805	-3.74650e-1	5.90249e-1	-	-	-

Tabela 5. Parâmetros de simulação das bombas de água gelada e de água de condensação do sistema primário com condensação água.

Parâmetros Nominais	BAG 1	BAG 2	BAC 1	BAC 2
Potência necessária (kW)	0.7283	0.7283	0.633840	0.633840
Eficiência do motor (%)	70	70	66	66
Rotação (rpm)	1750	1750	1750	1750
Vazão de água (L/s)	5.68	5.68	7.0	7.0
Altura manométrica (m)	9.15	9.15	4.50	4.50

Tabela 6. Parâmetros de simulação da torre de resfriamento.

Parâmetros Nominais	Módulo 1	Módulo 2	Módulo 3
Capacidade (kW)	107.40	107.40	107.40
Vazão de água (L/s)	4.67	4.67	4.67
Temperatura de entrada da água (°C)	34.94	34.94	34.94
Temperatura de saída da água (°C)	29.44	29.44	29.44
Vazão de ar (m ³ /h)	15500	15500	15500
Potência do ventilador (kW)	2.237	2.237	2.237

Tabela 7. Parâmetros geométricos de simulação da serpentina de resfriamento e desumidificação.

Parâmetros da Serpentina	
Altura (mm)	610
Comprimento (mm)	1035
Largura (mm)	162
Distância entre tubos (mm)	38.125
Distância entre fileiras (mm)	27.0
Diâmetro ext. do tubo (mm)	15.875
Diâmetro int. do tubo (mm)	13.875
Espessura da aleta (mm)	0.1905
Nº de aletas por metro	314.96
Nº de fileiras	6
Nº de Tubos por fileira	16
Nº circuitos	816
Cond. da aleta (W/m K)	230
Cond. do tubo (W/m K)	380
Vazão de água (L/s)	1.60

Tabela 8. Parâmetros de simulação do ventilador.

Parâmetros do Ventilador	
Potência necessária (kW)	1.20
Eficiência do motor (%)	70
Vazão de ar (m ³ /h)	4000

4. Resultados

Os resultados apresentados a seguir são referentes ao dia 15 de janeiro, obtidos utilizando os parâmetros descritos no procedimento de simulação (Seção (3)). As Figuras (1a) e (1b) mostram, respectivamente, a variação da umidade absoluta e da temperatura na saída dos componentes do sistema secundário, no período das 8:00 às 18:00 horas. Os valores de umidade absoluta e a temperatura na caixa de mistura (Figs. (1a) e (1b)) encontram-se entre as curvas do ar externo e do ar de retorno.

Ao passar através da serpentina tanto a temperatura quanto a umidade absoluta do ar diminuem. Isto ocorre, pois o modelo matemático utilizado na serpentina considera a condensação de vapor que ocorre na serpentina. Quando o ar passa pelo umidificador sua umidade absoluta aumenta devido ao vapor que é injetado na corrente de ar. Ao passar pela resistência elétrica a temperatura do ar aumenta enquanto sua umidade absoluta não é alterada. O ventilador também promove um aumento na temperatura do ar, pois o modelo matemático do ventilador considera a transmissão do calor gerado pelo motor para o ar. Já a umidade absoluta do ar permanece a mesma, pois no ventilador ocorre apenas um processo de aquecimento, assim como na resistência elétrica.

A Figura (2) mostra a variação da capacidade de resfriamento total e sensível da serpentina no período das 8:00 às 18: horas. Analisando a Fig. (1a) e (1b), pode-se observar que a capacidade de resfriamento sensível da serpentina (Fig. (2)) acompanha a variação da temperatura na entrada da serpentina, ou seja, na caixa de mistura, enquanto a capacidade de resfriamento latente (Fig. (2)) segue a variação da umidade absoluta. A capacidade sensível é máxima quando a

temperatura na caixa de mistura é máxima e a capacidade latente é máxima quando a umidade absoluta na caixa de mistura também é máxima.

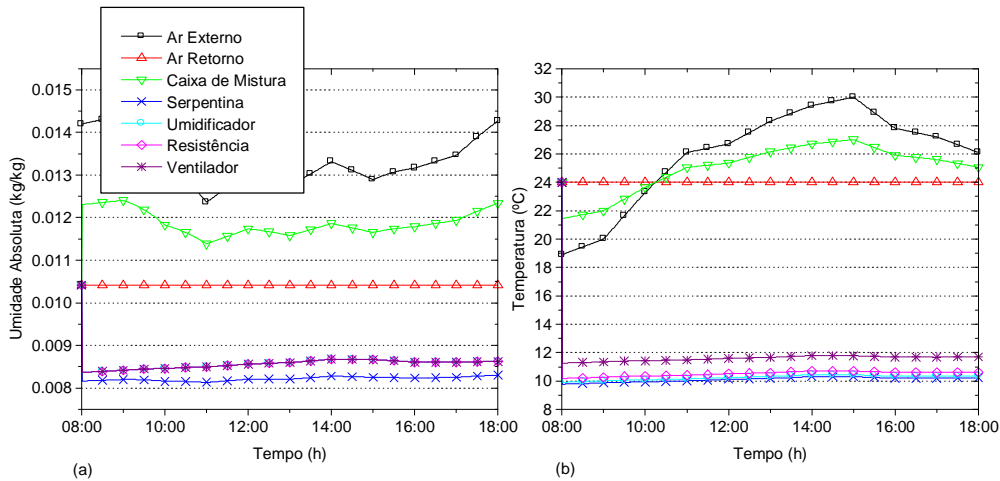


Figura 1. Variação da umidade absoluta (a) e temperatura (b) na saída dos componentes do sistema secundário.

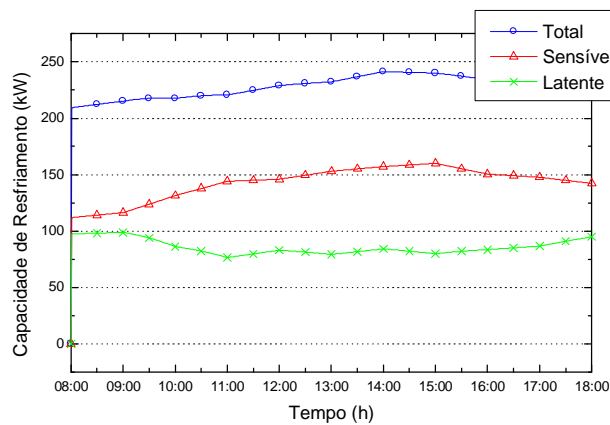


Figura 2. Variação da capacidade de resfriamento sensível, latente e total na serpentina.

A Figura (3) apresenta a variação da temperatura da água na entrada e na saída da serpentina de resfriamento e desumidificação para o período das 8:00 às 18:00 horas. Pode-se observar que a temperatura na entrada é constante com um valor de 7°C. Isto ocorre, pois a temperatura de "set-point" do *chiller* é de 7°C. Já a temperatura de saída da água vai aumentando conforme a capacidade de resfriamento total da serpentina aumenta (Fig. (2)), mantendo um diferencial de temperatura médio de aproximadamente 5.5°C.

A Figura (4) mostra uma comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água. Além do consumo do *chiller*, das bombas, da resistência elétrica e dos ventiladores dos sistemas secundários, o sistema primário com condensação a água também apresenta o consumo das bombas de condensação e das torres de resfriamento. O consumo do *chiller* a água apresenta uma diferença relativa de quase 9.3% menor em relação ao consumo do *chiller* a ar, conforme mostrado na Fig. (5). Já as bombas primárias do sistema a água possuem uma diferença relativa no consumo de aproximadamente 6% maior em relação ao sistema a ar. A diferença relativa no consumo total do mês, envolvendo todos os equipamentos de cada sistema (primário e secundário), do sistema com condensação a água foi de aproximadamente 3.5% menor em relação ao sistema com condensação a ar.

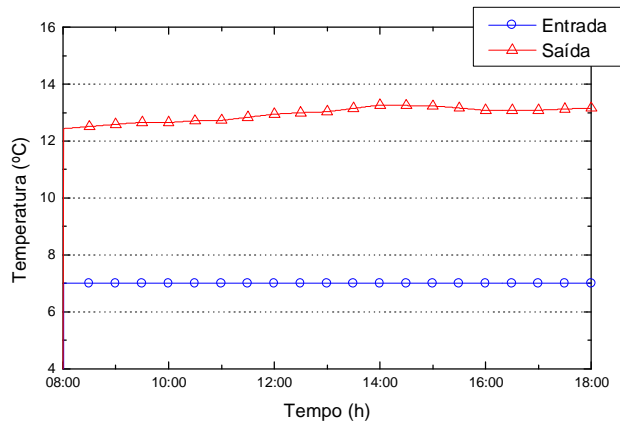


Figura 3. Variação da temperatura da água na entrada e na saída da serpentina.

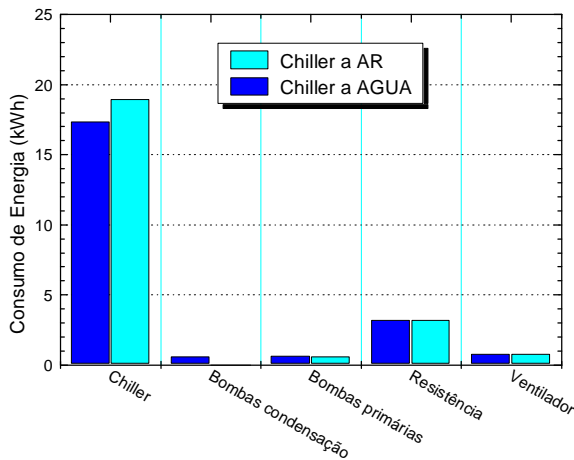


Figura 4. Comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

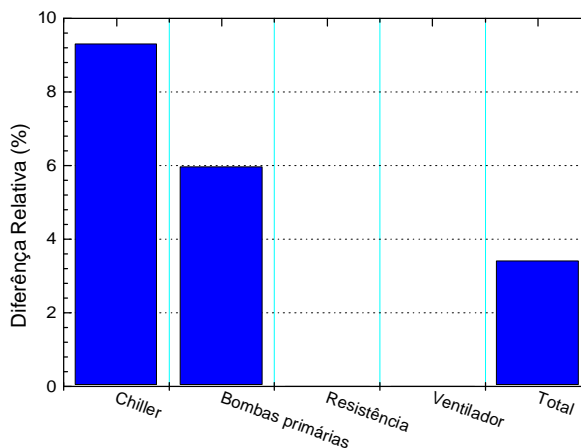


Figura 5. Comparação do consumo de energia elétrica, do mês de janeiro, de cada equipamento e do total dos sistemas primários com condensação a ar e a água.

5. Conclusões

Neste presente trabalho foi apresentado o desenvolvimento de um algoritmo computacional genérico e flexível para simulação de sistemas de climatização do tipo expansão-indireta, o qual também conhecido como sistema central ou de água gelada. Também foram descritos os modelos dos componentes do sistema de climatização central. Para o sistema primário foram obtidos os modelos matemáticos do *chiller*, da torre de resfriamento e da bomba de circulação primária e de condensação. Enquanto para o sistema secundário foram obtidos os modelos da serpentina de resfriamento, do umidificador, do ventilador e da caixa de mistura.

Com intuito de avaliar a flexibilidade do algoritmo desenvolvido, na montagem de diferentes sistemas primários, foi realizada uma comparação entre o consumo de energia elétrica obtido com sistema primário com condensação ar e água. Pode-se verificar que consumo de energia elétrica do *chiller* a água (compressor) apresenta uma diferença relativa de quase 9.3% menor em relação ao consumo do *chiller* a ar. Mas quando leva-se em conta todos os equipamentos de cada sistema (primário e secundário), a diferença relativa no consumo de energia anual, do sistema com condensação a água foi de aproximadamente 3.5% menor em relação ao sistema com condensação a ar. Também foi apresentado o monitoramento do estado termodinâmico dos fluidos (ar e água) no sistema secundário.

Através das simulações realizadas pode-se observar que a integração entre os modelos matemáticos dos componentes foi bem estável. Para trabalhos futuros pretende-se integrar o algoritmo desenvolvido a um modelo de edificação. Pretende-se incluir um sistema de aquecimento através de água quente, incluindo os modelos de caldeira e de serpentina de aquecimento e também um modelo de tanque de termoacumulação ao sistema primário.

6. Referências

- Brandemuehl, M. J., Gabel, S. and Andresen, I., 1993, "HVAC2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta.
- Bourdouxhe, J-P., Grodent and M., Lebrun, J., 1996, "HVAC1 Toolkit: A Toolkit for Primary HVAC System Energy Calculation", ASHRAE, Atlanta.
- EnergyPlus, 2004, "EnergyPlus Engineering Document", University of Illinois and the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Mendes, N., Oliveira, R.C.L.F. and Santos, G.H., 2001, "DOMUS 1.0: A Brazilian PC Program for Building Simulation", Seventh International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'01), Eindhoven, Netherlands.
- Mendes, N., Oliveira, R.C.L.F. and Santos, G.H., 2003, "Domus 2.0: A Whole-Building Hygrothermal Simulation Program", Eighth International Conference on Building Performance Simulation (IBPSA'03), Vol.1, No.1, Rio de Janeiro, Brazil, pp.83-89.
- MME, Ministério de Minas e Energia, 2004, "Balanço Energético Nacional", Brasília, Brazil, 2004, <http://www.mme.gov.br>, Acesso em: 18 de abril de 2005.
- Pacific Gas and Electric, 1996, "Chiller Plant Performance Curves", Proceedings from the PG&E Energy Center DOE-2 Lunch Series, San Francisco, CA.
- Stoecker, W.F., Jones, J. W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", McGraw-Hill do Brasil, São Paulo.
- Winkelmann, F. C., Birdsall, B. E., Buhl, W. F., Ellington, K. L. and Erdem, A. E, 1993, "DOE-2 Supplement", V. I, Version 2.1E, Energy and Environment Division. Lawrence Berkeley Laboratory. University of California, Berkeley, CA.

CENTRAL HVAC SYSTEMS SIMULATION

Rogério Marcos Barbosa
Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
rogerio_mbarbosa@yahoo.com.br

Nathan Mendes
Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Laboratório de Sistemas Térmicos (www.pucpr.br/LST), Rua Imaculada Conceição, nº1155, CEP: 80215-901, Curitiba/PR, Brasil.
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract

Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems are responsible for a considerable amount of energy consumption, especially in office buildings. Therefore, becomes interesting to predict which would be the HVAC systems implantation form most cheap and efficient. One of the forms of reaching this objective is through the computational simulation. To carry through the HVAC systems simulation (indirect expansion) it is necessary to get

the system components mathematical models. The mathematical models of the following components had been gotten: chiller, cooling tower, circulation pump and fan-coil which is composed for five sub-components, such as mixing box , cooling coil, humidifier, electric resistance and fan model. With the components mathematical models a flexible computational routine was made where it is possible to above carry through any central HVAC system configuration type involving the described components. Energy consumption comparisons of two HVAC system configurations are presented. The first one using an air condensation chiller and the second with water condensation chiller and fluids (air and water) thermodynamic state monitoring in the components.

Keywords: Fan-Coil, Chiller, computational simulation, cooling tower.

EXPERIMENTAL VALIDATION OF A HEAT AND MOISTURE MODEL FOR SOIL

Olukayode D. Akinyemi*

Thermal Systems Laboratory
Department of Mechanical Engineering,
Pontifical Catholic University of Parana
Rua Imaculada Conceição, 1155, Curitiba, PR 80215-901, Brazil
olukayodewumi@yahoo.com

Nathan Mendes

Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract. Knowledge about the dynamics of soil moisture and heat especially at the surface provides important insight into the physical processes governing their interactions with the atmosphere, thereby improving the understanding of patterns of climate dynamics. In this context the paper presents the numerical and field experimental results of temperature and moisture evolution, which were measured on the surface of a sandy soil at Abeokuta, south-western Nigeria. An unconditionally stable numerical method was used, which linearizes the vapour concentration driving-potential term giving the moisture exchanged at the boundaries in terms of temperature and moisture content, and simultaneously solves the governing equations for each time step. Instantaneous temperature measurements were made at the surface using a thermocouple while the gravimetric method was employed to determine the volumetric water contents at some specific hours of the experimental period. The observed experimental data compared fairly well with the predicted values, with both having correlation coefficients greater than 0.9 and consequently following a common diurnal trend. The sensitivity of the model was very high to the choice of simulation parameters especially grid size refinement and time step. While the model underestimated the soil moisture content at 6 a.m. and 10 p.m., the measured temperatures were however overestimated. When compared to moisture content, average errors for temperature were low resulting in a minimal absolute difference in amplitude of 0.81°C.

Keywords. Heat and moisture transfer, unsaturated soils, experimental and numerical analysis.

1. Introduction

Following the phenomenological model of combined heat and moisture transfer in porous media as developed by Philip and de Vries (1957) and de Vries (1958, 1987), successful attempts have also been made by other authors to extend advanced research on the subject (Cassel *et al.*, 1969; Jackson *et al.*, 1974; Whitaker, 1977; Jury and Letey, 1979; Przesmycki *et al.*, 1985; Nassar and Horton, 1989; Nassar *et al.*, 1992a, 1992b; Yamanaka *et al.*, 1999). Heat transfer and moisture movement in unsaturated soils are closely related, with the particular hydrological and physical characteristics of the soil, and the atmospheric variables subject to the prevailing climatic conditions playing major roles. The model developed by Wu and Nofziger (1999) used the average water content of each layer as the major requirement to predict soil daily mean temperatures at different depths in the Hebei province of China, with the model giving a fairly good prediction of the measured temperatures. The surface layer of soil is of paramount importance and a vital ingredient in this environment is the detailed knowledge of the moisture and temperature regime, and the factors controlling them.

When moisture is present in the soil, it implies an additional mechanism: in the pores of unsaturated soil, liquid water evaporates at the warm side, absorbing latent heat of vaporization, while because of the vapour-pressure gradient, vapour condenses on the coldest side of the pore, releasing latent heat of vaporization (Deru and Kirkpatrick, 2002).

Heat and mass conservation equations have always been solved iteratively by using the values of temperature and moisture content from previous iterations to calculate the source terms, but usually not without the attendant complications connected with stability problems when long-term simulations are carried out with high time steps, especially at highly permeable surfaces (Rubin, 1968; Yoon *et al.*, 2003; Lu *et al.*, 2005; Griffol *et al.*, 2005). Kerestecioglu and Gu (1989) also investigated this phenomenon using evaporation-condensation theory but the application of this theory is only limited to low moisture content. Hence, Santos and Mendes (2005) obtained a linearized set of equations, by finite volume method and used the MultiTriDiagonal-Matrix Algorithm (MTDMA), which is an unconditionally stable numerical method, developed by Mendes and Philippi (2003) to describe the physical phenomena of heat and mass transfer in porous soils. Although, this model theoretically presents fast converging results, its validation has not been tested with experimental observations. The study therefore compares the numerically computed results with experimentally measured values of soil temperature and moisture content distributions determined at the surface of a tropical soil, with an ultimate aim of building a reference data-

base system for these physical quantities which are presently scarce in Nigeria due to cost and labour intensiveness of their long-term measurements.

2. Mathematical model

The numerical method used is based on the mathematical model which considers linearization of the term giving the vapour exchanged at the boundaries in terms of temperature and moisture content and the introduction of generic algorithm to simultaneously solve the governing equations for each time step. The model considered all other surfaces of the porous soil as adiabatic and impermeable apart from the upper surface but however did not take into account convection and radiation heat transfer in the pores nor the sensible heat transferred by the liquid and vapour phases.

2.1. Governing equations

The governing partial differential equations to model heat and mass transfer through porous media are based on the highly disseminated theory proposed by Philip and de Vries (1957). The expression for the energy conservation equation is

$$\rho_0 c_m(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} \right) - L(T) \frac{\partial}{\partial x} (j_v) \quad (1)$$

while that of the mass conservation is given as

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{j}{\rho_l} \right) \quad (2)$$

where ρ_0 is the solid matrix density (Kg m^{-3}); c_m , the mean specific heat ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$); T , temperature ($^{\circ}\text{C}$); t , time (s); λ , thermal conductivity ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$); L , latent heat of vaporization (J kg^{-1}); θ , volumetric moisture content ($\text{m}^3 \text{m}^{-3}$); j_v , vapour flow ($\text{kg m}^{-2} \text{K}^{-1}$); j , total flow ($\text{kg m}^{-2} \text{K}^{-1}$), which is the sum of the liquid flow, j_l ($\text{kg m}^{-2} \text{K}^{-1}$) and j_v ; ρ_l , the water density (kg m^{-3}). The vapour flow density is written as

$$\frac{j_v}{\rho_l} = -D_{Tv}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} - D_{\theta v}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (3)$$

while the equation expressing the total mass flow density is

$$\frac{j}{\rho_l} = -D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} - D_{\theta}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \quad (4)$$

with $D_T = D_{Tl} + D_{Tv}$ and $D_{\theta} = D_{\theta l} + D_{\theta v}$, where D_{Tl} is the thermal liquid diffusivity, D_{Tv} , thermal vapour diffusivity, $D_{\theta l}$, isothermal liquid diffusivity, $D_{\theta v}$, isothermal vapour diffusivity, D_T , mass transport coefficient associated to a temperature gradient ($\text{m}^2 \text{s}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$) and D_{θ} , mass transport coefficient associated to a moisture content gradient ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$).

2.2. Boundary conditions

A one-dimensional physical soil domain whose depth, H , is along the vertical x -coordinate was considered. The lower surface of the domain is at $x = 0$, while the upper surface directly exposed to short and long-wave radiations, convection heat transfer, and phase change as boundary conditions is at $x = H$. All other surfaces were all considered adiabatic and impermeable.

Hence the energy balance at $x = H$ becomes

$$\left(\lambda(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=H} + (L(T) j_v)_{x=H} = h(T_{\infty} - T_{x=H}) + \alpha q_r + L(T) h_m (\rho_{v, \infty} - \rho_{v, x=H}) - \epsilon R_{lw} \quad (5)$$

While the mass balance at $x = H$ is expressed as

$$\left(D_{\theta}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} + D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=H} = \frac{h_m}{\rho_l} (\rho_{v, \infty} - \rho_{v, x=H}) \quad (6)$$

where $h(T_\infty - T_{x=H})$ represents the heat exchanged by convection with the external air, described by the surface conductance (h), αq_r is the absorbed short-wave radiation and $L(T)h_m(\rho_{v,\infty} - \rho_{v,x=H})$, the phase change energy term. α is the solar absorptivity while the mass convection coefficient h_m is related to h by the Lewis relation. R_{lw} is the long-wave radiation while \mathcal{E} represents the surface emissivity. The vapour concentration difference between the porous surface and air, $\Delta\rho_v$ on the right hand sides of eqs. (5) and (6) is normally determined by using the values of previous iterations for temperature and moisture content, thereby generating additional instability. Mendes *et al.* (2002) calculated the vapour flow, independent of previous temperatures and moisture contents, by linearizing the term $\Delta\rho_v$ as a linear combination of temperature and moisture content, i.e.

$$(\rho_{v,\infty} - \rho_v(s)) = C_1(T_\infty - T(s)) + C_2(\theta_\infty - \theta(s)) + C_3 \tag{7}$$

with

$$C_1 = A \frac{M}{\mathfrak{R}} \phi, C_2 = \frac{M}{\mathfrak{R}} \left(\frac{P_s(s)}{T(s)} \right)^{pr} \left(\frac{\partial \phi}{\partial \theta(s)} \right)^{pr}, C_3 = \frac{M}{\mathfrak{R}} \left\{ \left(\frac{P_s(s)}{T(s)} \right)^{pr} R(\theta^{pr}(s)) + \phi_\infty (R(T_\infty) - R(T^{pr}(s))) \right\},$$

where R is a residual function of (P_s/T) ; P_s , saturated pressure (Pa); \mathfrak{R} , universal gas constant ($\text{Jkmol}^{-1}\text{K}^{-1}$); M , molecular mass (kgkmol^{-1}); ϕ , relative humidity; ``pr``, previous iteration, and A is the straight line coefficient from the approximation, $(P_s/T) = AT + B$.

2.3. Discretization

The control-volume formulation method (Patankar, 1980) was used to discretize the governing equations by using the control - difference scheme (CDS) as the spatial interpolation method and the time derivatives are integrated using a fully implicit approach. The MultiTriDiagonal-Matrix Algorithm (Mendes and Philippi, 2004) was used to solve a 1D model whereby, the dependent variables were obtained simultaneously, avoiding numerical divergence caused by the evaluation of coupled terms from previous iteration values.

2.4. Hygroscopic properties

The sorption isotherms were compared as shown in Fig. (1) where the sandy silt, sand and artificial backfill are material soils used by Oliveira *et al.* (1993) and loamy sand is from experimental site in Nigeria. Following the close range in values of sorption isotherms and thermal conductivity as shown in Fig. 2 for the experimented soil and sandy silt, the transport coefficients for tropical sandy silt obtained from Oliveira *et al.* (1993) were therefore used for the simulation processes.

Table 1 Dry-basis material properties

Bulk density (gcm^{-3})	Porosity (-)	% Sand	% Silt	% Clay
1.28	0.517	80	14	6

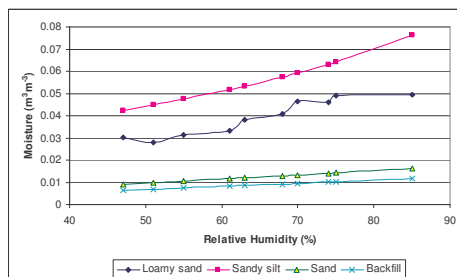


Figure 1. Soil sorption isotherms

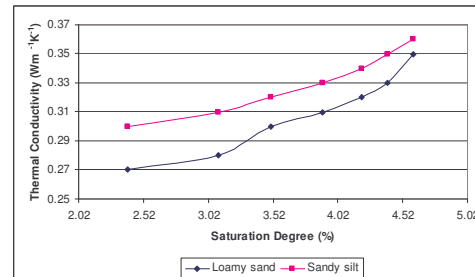


Figure 2. Thermal conductivity for sandy silt and loamy soil

3. Materials and Methods

3.1. Experimental measurement

The experimental site is located near the campus of the University of Abeokuta, which is in the moderately hot, humid tropical climatic region of the South-Western Nigeria, (7° 30'N, 3° 48'E). It belongs to the derived savanna zone and its annual rainfall is about 1200 mm. Based on the American Standard for Testing and Materials, the soil textural characteristics at the bare upper surface was loamy sand, and can be classified as Alfisol. The parent materials consisted of alluvial deposits in the valley and coarse grained granitic material in the upland. Humid tropical soils usually have moderate to high permeability under natural conditions but susceptible to slaking and development of impermeable crust upon action of raindrops. The large duration of the geologic age, extremes of climate and wide differences in parent materials are often the reasons for the great contrast of soil properties in the humid tropics from other soils elsewhere. The weather data consisting of solar radiation, relative humidity, outdoor temperature and evaporation covering the period of the experiment for the city of Abeokuta, 150 m above sea level, was obtained from the Nigerian Meteorological Centre. The rainy season usually lasts from March/April to October/ November and the dry season lasts for the remaining part of the year, October/November till March/April. The mean monthly temperature varies from 23 °C in August to 36 °C in March. The temperature is relatively high during the dry season with the mean about 30 °C. The harmattan, brought in by the north-easterly winds from December to February, has ameliorating effects on the dry season high temperatures. Low temperature is experienced during the rains, especially between July and August when the temperatures could be as low as 24°C. The relative humidity is usually high, ranging from 76 % in February to 88 % in July, with low precipitation in August. Measurements were made on the site (0.3 m × 0.3 m), with no vegetation cover, at periodic hours 06:00, 08:00, 10:00, 12:00, 14:00, 15:00, 16:00, 18:00, 20:00 and 22:00, from October 28 to November 1. Boul *et al*, (1990) noted that the common trend about all tropical soils is their lack of seasonal soil temperature variation, and that field experiments conducted in any period of the year may give sufficient information about the existing trend of soil temperature distributions. Temperature distributions were measured using a KD2 thermocouple sensor, which was inserted horizontally just at the soil surface for instantaneous measurements.

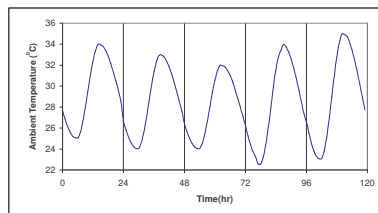


Figure 3. Outdoor temperature daily variation

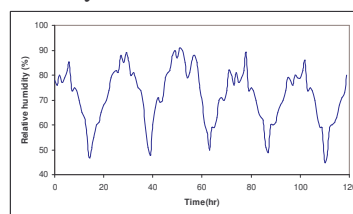
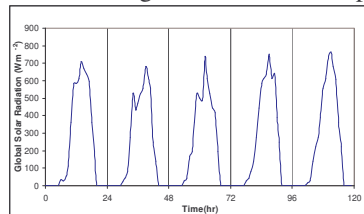


Figure 4. Daily variation of solar radiation Figure 5. Relative humidity daily variation

Moisture content evolution was determined by using the pre-determined average bulk density of triplicate core samples, carefully taken from the surface and oven dried at 105 °C for 24 h. The samples were taken in sealed columns to avoid evaporation, while all the weight measurements were made with a sensitive digital balance to enhance accuracy. Averaging of temperatures and sample weights, and weighing all samples to 0.001 g on a direct reading balance for each measurement helped to minimize the errors. The temperature measurements were also enhanced with a measurement accuracy of ± 0.05. Gravimetric water contents were converted to the volumetric basis by multiplying by the bulk density.

3.2. Numerical simulation

The weather data for the city of Abeokuta was used as the boundary condition at the upper surface of the soil with a constant convection heat transfer coefficient of 10 Wm⁻¹K⁻¹, and emissivity of 0.3. The other surfaces were considered adiabatic and impermeable. Other parameters like grid thickness, pre-simulation or warm-up period, time step, solar absorptivity and long wave radiation loss were varied to determine their influence on the accuracy of the numerical simulation as shown in Tabs. (2) and (3).

Numerical tests with varying parameters for temperature are shown in Tab. 2 where the surface node temperatures and the corresponding next-node temperatures, i.e., grid nodes 1 and 2 were computed under different conditions. On the other hand, because moisture content determined gravimetrically were actually the average moisture contents from core samples taken from the surface, simulated values of moisture contents for the first two or three sections, depending on the thickness, were therefore averaged and analyzed as shown in Tab. 3. Numbers in parentheses represent the nodes that were averaged for moisture content, and the actual nodes tested for temperatures. A temperature of 30 °C and a volumetric water content of

0.04412 m³m⁻³ corresponding to a relative humidity of 50 % were considered as initial condition for the soil. Since we are interested in a one-dimensional flow at the upper surface, a 5-m depth soil was simulated.

The results displayed at the end of the simulation represent the profiles of temperature and moisture content of the node at the centre of the domain surface, and were further analyzed over the 120-hour period of investigation. The varying parameters were selected because accurate determination of the temperature and moisture content profiles especially at the surface depends strongly on grid size refinement, time step and period of warm-up (Santos and Mendes, 2005).

Table 2 Numerical tests for temperature with varying parameters

Numerical Tests	Values in	Time Step (min)	Grid	R _{iw} (Wm ⁻²)	Warm-up Period (yrs)
	Grid Nodes		Thickness (cm)		
T1 (1) α = 0.5	Node 1	60	1.250	100	10
T1 (2) α = 0.5	Node 2	60	1.250	100	10
T2 (1) α = 0.5	Node 1	60	0.625	30	3
T2 (2) α = 0.5	Node 2	60	0.625	30	3
T3 (1) α = 0.5	Node 1	20	0.250	100	1
T3 (2) α = 0.5	Node 2	20	0.250	100	1
T4 (1) α = 0.5	Node 1	10	0.250	50	1
T4 (2) α = 0.5	Node 2	10	0.250	50	1
T5 (1) α = 0.5	Node 1	30	0.500	50	1
T5 (2) α = 0.5	Node 2	30	0.500	50	1
T6 (1) α = 0.8	Node 1	30	0.500	50	1
T6 (2) α = 0.8	Node 2	30	0.500	50	1

Table 3 Numerical tests for moisture content with varying parameters

Numerical Tests	Mean values in Grid Nodes	Time Step (min)	Grid Thickness (cm)	R_w (Wm^{-2})	Warm-up Period (yrs)
θ_1 (1.2) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 2	60	1.250	100	10
θ_2 (1.2) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 2	60	0.625	30	3
θ_3 (1.2) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 2	20	0.250	100	1
θ_3 (1.2.3) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 3	20	0.250	100	1
θ_4 (1.2) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 2	10	0.250	50	1
θ_4 (1.2.3) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 3	10	0.250	50	1
θ_5 (1.2) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 2	30	0.500	50	1
θ_5 (1.2.3) $\alpha = 0.5$	Nodes 1 - 3	30	0.500	50	1
θ_6 (1.2) $\alpha = 0.8$	Nodes 1 - 2	30	0.500	50	1
θ_6 (1.2.3) $\alpha = 0.8$	Nodes 1 - 3	30	0.500	50	1

4. Results and Discussion

4.1. Error analysis and model validation

Experimental errors inherent in the gravimetric measurement of soil water content arose from sampling of cores to determine the bulk densities, while instantaneous measurements of temperature also gave rise to some errors. The validation or otherwise of the model was tested by calculating and comparing the errors over the entire period of investigation, for each numerical test. The percentage relative errors calculated were compared with time as shown in Figures 6 – 10 for temperatures and 11 – 14 for moisture contents. Average percentage errors for numerical temperature tests T1 (1), T1 (2), T2 (1), T2 (2), T3 (1), T3 (2), T4 (1), T4 (2), T5 (1), T5 (2), T6 (1) and T6 (2) were 10.26, 5.34, 9.24, 7.10, 8.16, 8.11, 6.86, 6.28, 8.32, 6.40, 8.32 and 6.40 respectively while for moisture tests, the average percentage errors were 12.08, 10.19, 10.06, 13.13, 9.04, 12.53, 9.92, 14.06, 9.92 and 14.06 for θ_1 (1.2), θ_2 (1.2), θ_3 (1.2), θ_3 (1.2.3), θ_4 (1.2), θ_4 (1.2.3), θ_5 (1.2), θ_5 (1.2.3), θ_6 (1.2) and θ_6 (1.2.3) respectively.

The second node had lower errors for temperature than the first, though as the time step and the grid size reduced, the values for first and the second nodes were getting closer as shown in Figs. (8) and (9). Averaging the first two nodes also increased the accuracy for moisture content more than the first three nodes. With an increase in solar absorptivity from 0.5 to 0.8, there was no noticeable change as same error average values were recorded for T5 (1) and T6 (1), and T5 (2) and T6 (2). Similarly same values of error averages were returned for θ_5 (1.2) and θ_6 (1.2), and also for θ_5 (1.2.3) and θ_6 (1.2.3). The sensitivity of the model to grid size refinement and time step was pronounced as smaller grid sizes and time steps yielded lowest errors for both temperature and moisture contents. Pre-simulation period also influenced the temperature model where lower error was observed with 10 years period as shown in Fig. (6).

The effect of long wave radiation loss was also noticed when for instance, in T3 (2) and T4 (2) as shown in Figs. (8) and (9), where both R_{lw} and the time step were reduced by 50 % and other parameters were kept constant, yielding an error reduction of 23 %. The percentage relative errors were also computed for each day to study effects of atmospheric variables on the model performance. Errors were much higher on day 3 as compared to other days for the numerical simulation of temperature evolution. This may be attributed to the fact that the location point for the outdoor temperature and global radiation measurement for the city was not near to the experimental site which may be subject to a micro climate on day 3. On the other hand, day 3 had the lowest errors in numerical simulation of moisture content, while day 2 and day 4 had relatively high errors. With respect to the time of the day, there were more errors recorded during the night for the moisture simulation and temperature simulation. At the peaks of temperatures however, temperature sub-model agreed more fairly well than the moisture sub-model with the exception of day 3.

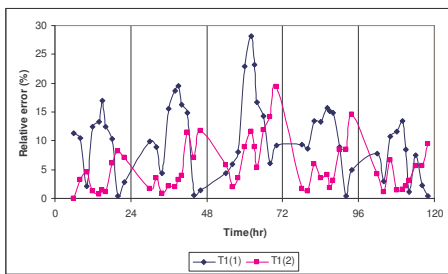


Figure 6. Relative errors for T1 (1) and T1 (2)

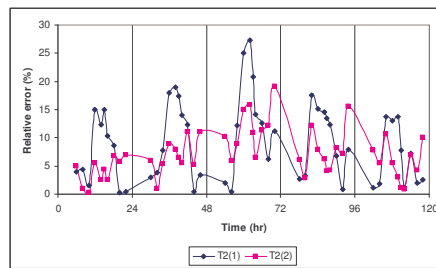


Figure 7. Relative errors for T2 (1) and T2 (2)

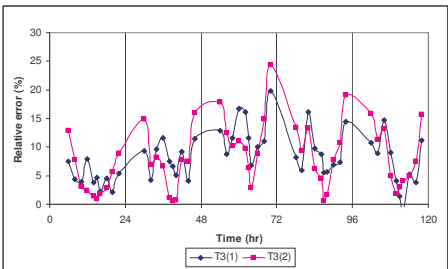


Figure 8. Relative errors for T3 (1) and T3 (2)

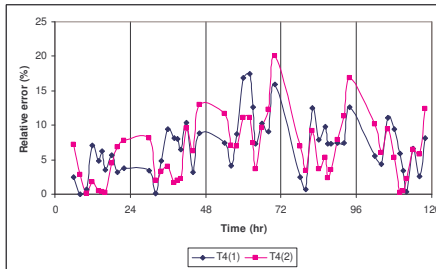


Figure 9. Relative errors for T4 (1) and T4 (2)

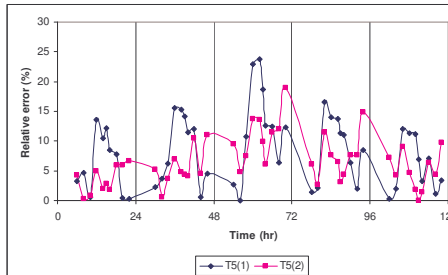


Figure 10. Relative errors for T5 (1) and T5 (2)

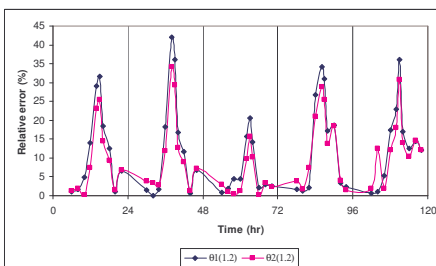


Figure 11. Relative errors for θ_1 (1.2) and θ_2 (1.2)

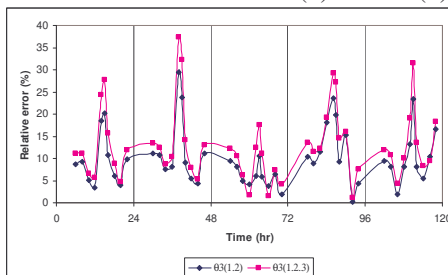


Figure 12. Relative errors for θ_3 (1.2) and θ_3 (1.2.3)

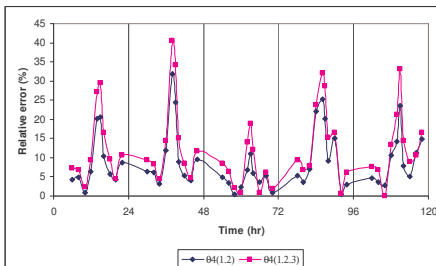


Figure 13. Relative errors for θ_4 (1.2) and θ_4 (1.2.3)

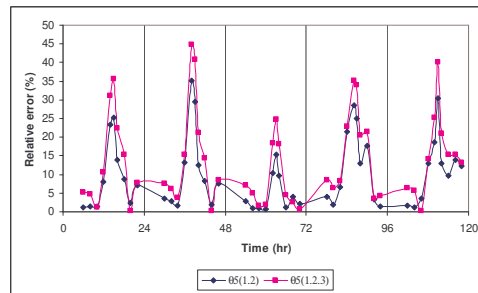


Figure 14. Relative errors for 05 (1.2) and 05 (1.2.3)

The discrepancy can be attributed to some irregularities in the global radiation pattern especially on day 3 because sands are highly porous and permeable, making them strongly responsive to changes in atmospheric variables. A likely reason also for the inconsistency is the assumed transport coefficients which were not directly measured. The test case with lowest errors of 5.34 and 9.04 for both temperatures and moisture contents respectively was selected for detailed descriptions. For the selected numerical case as further described in Figs. (15) and (16), the average absolute error was 1.894 for soil temperature and 0.003172 for soil moisture content, while the average relative errors for soil temperature and moisture contents were 0.053426 and 0.090426 respectively. Daily average errors were 3.37, 4.76, 9.16, 5.31 and 4.11 % for temperatures and 6.61, 11.14, 4.48, 11.12, and 9.86 % for moisture contents from day 1 to day 5 respectively. Day 3 had the highest error for temperature and the lowest for moisture content.

4.2. Soil temperature

The soil temperature sub-model was tested by comparing the observed data with simulated model results. The correlation coefficient was determined as 0.9479, indicating that both the predicted values and observed data followed same diurnal fluctuation trend. The maximum percentage relative error of 19.39 % was recorded at 10 p.m. on day 3, while the minimum of 0.07 % was recorded at 6 a.m. on day 1. The model overestimated the temperatures early in the morning except only for day 1, and especially late at night. Consequently, greater errors of the model were recorded at night hours while the model recorded lower errors in the morning suggesting that measurement errors could have occurred since there was no radiation at such period. At the peak hours also, the model overestimated temperatures with the exception of day 5.

Figure (3) presents the outdoor temperatures from 28th October to 1st November indicating that the ambient temperatures varied from a minimum of 22.60 °C to a maximum of 34.90 °C, with amplitude of 6.15 °C. Figure (4) gives the solar radiation at the experimental site, where the daily peak usually falls between 1 p.m. and 2 p.m. The monthly mean global solar radiation is usually high in the months of October and November which most often signifies the inception of the dry season in this West African sub region (Iziomon and Aro, 1999).

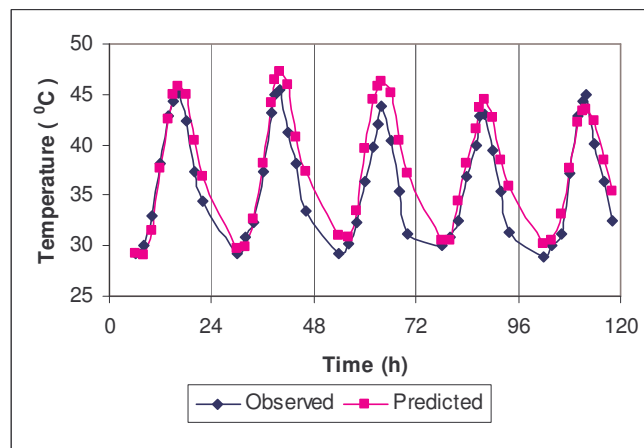


Figure 15. Observed versus predicted soil temperature evolution

Comparing the simulated results with ambient measurements of air temperature and solar radiation, the average values of temperature at the surface were strongly associated with daily average values of the prevailing atmospheric variables. The correlation between the hourly simulated and observed spatial and temporal distributions of temperature at the surface are compared as shown in Fig. (15). The amplitude of fluctuation was thus 9.055 °C for the predicted values and 8.25 °C for the measured values. This is as expected because, at the surface, the period of soil temperature variation is minimal and the amplitude of temperature fluctuation is remarkably high.

The observed surface temperature pattern can be attributed to the hygrothermal behaviour of sandy soil which is characterized by high night-time condensation and rapid day-time warm up because of low thermal capacity. There was also a high latent heat flux because moisture is easily released into the air. Since temperature variational trend is a common phenomenon in all tropical soils, it becomes necessary to compare with other tropical climates.

Previous researches have recorded same trend for other tropical regions of Southern Brazil and South-Eastern India (Derpsch et al., 1985; Dalmago et al., 2004; Ghuman and Lal, 1981; Anandakumar et al., 2001). Similar experiments to simulate temperature and moisture content in some soils in the Po Valley of Northern Italy and South Ticino area of Switzerland using the land surface process model also observed same variational fluctuations (Cassardo et al., 1995, 2002).

4.3. Soil water content

The amount of soil water which is held by attraction of water molecules to each other and to soil particles by capillarity changes over time affects its availability. Figure (5) shows the prevailing relative humidity from October 28 to November 1. The outdoor relative humidity varied from a minimum of 45 % to a maximum of 91 % within the period of experimental investigation. The simulated values were plotted with observed data at the periodic hours of measurement as shown in Fig. (16). Soil water content decreased at the surface during the daytime because of evaporation and slightly increased during the night.

As temperature increased, the hydraulic conductivity which is strongly related to both water content and soil temperature also increased while the soil water capacity decreased. The data also indicate the wide range of water contents encountered at the surface during a diurnal course of experimental investigation. On day 2 for instance, observed water content decreased by 47 % between 06:00 and 15:00 hours, recovered during the night, and again dried rapidly the next day. Similarly on day 4, a decrease of 46 % was observed while the same pattern was exhibited through out the duration of both the numerical computation and experimental observation.

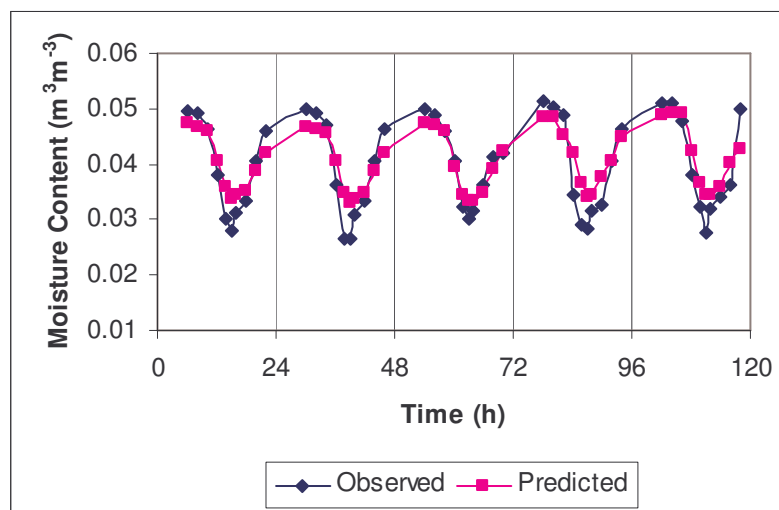


Figure 16. Observed versus predicted soil moisture content evolution

The measured volumetric moisture contents were low, partly due to the fact that the dry season had already commenced, and also because of the increased sand fractional percentage which decreased soil moisture. Soil water holding capacity has long been discovered to vary remarkably with soil texture. The finer the soil particles, the larger the soil water capacity which is usually less than 10 % for sandy soil (Carson, 1969; Scheroeder, 1984). The difference can also be attributed to the assumed moisture transport coefficients which were not directly measured for the simulated soil. To test the moisture content sub-model, the observed results were compared with the predicted values and the correlation coefficient was calculated as 0.9397 indicating that both were in phase. The maximum percentage relative error of 31.80 % was recorded at 2 p.m. on day 2, while the least was 0.41 % at 10 a.m. on day 3.

The differences between the predicted and observed volumetric water content were all positive at the extremes of temperature on all the days of the experimental investigation, indicating that the model overestimated the moisture content during the day time. Unlike the temperature sub-model, the moisture sub-model underestimated volumetric water contents early in the morning and also especially late at night, with the exception of day 3, but also overestimated moisture at the sunshine peak hours for all the days of investigation.

However, while on day 3, temperature was overestimated at the peak hours of sunshine, the predicted moisture contents agreed better with measured values whereas on days 1 and 5, predicted and measured temperature agreed fairly well but moisture was much overestimated. Mollerstrom (2004) also noticed some discrepancies in the investigation of DAYCENT land surface model to compare the simulated soil moisture and temperature with observed data in semiarid Sudan and explained that the performance of the model can be attributed to some irregularities in the weather pattern.

5. Conclusion

Evolution of temperature and soil water at the surface displayed existing patterns comparable with other researchers in the tropical climates and elsewhere. There was a fairly good agreement between the measured and predicted values of surface temperature and moisture content distributions, with both following same diurnal fluctuation trend and consequently correlation coefficients greater than 0.9. While the model underestimated the soil moisture content at 6 a.m. and 10 p.m., the measured temperatures were however overestimated. When compared to moisture content, average errors for temperature were low resulting in a minimal absolute difference in amplitude of 0.81°C. High porosity and permeability characteristics of sandy soils generally affect their response to changes in atmospheric variables, especially global radiation and relative humidity, thereby introducing some inconsistency into the performance of the model. The sensitivity of the numerical model was very high to the choice of simulation parameters especially time step and grid size refinement.

6. Acknowledgements

The authors thank the Brazilian Research Council (CNPq) of the Secretary for Science and Technology of Brazil for supporting this work. We also gratefully acknowledge Mr. Olajide Adefuye of Nigerian Meteorological Centre for assisting us with weather data, Eng. Marluz Jonsson of the Pontifical Catholic University of Parana, Brazil for his unquantifiable moral supports and Eng. Roberto Zanetti Freire who assisted with programming. This paper was written during the first author's postdoctoral fellowship period in Brazil.

***Corresponding author. Permanent address: Physics Department, University of Agriculture, Abeokuta, Nigeria; Tel.: +234 803 883 0290; E-mail address: olukayodewumi@yahoo.com**

7. References

- Anandakumar, K., Venkatesan, R. and Prabha, T. V., 2001, "Soil thermal properties at Kalpakkam in coastal south India", Proc. Indian Acad. Sci., (Earth Planet. Sci.), Vol. 110, No. 3, pp. 239-245.
- Buol, S. W., Sanchez, P. A., Weed, S. B. and Kimble, J. M., 1990, "Predicted impact of climatic warming on soil properties and use", In: Impact of carbon dioxide, trace gases, and climate change on global agriculture. ASA Special Publication, Vol. 53, pp. 71-82.
- Carson, M. A., 1969, "Soil moisture", Chorley, R.J., (ed.) Introduction to physical geography, Methuen 7 Co., London Vol. 101.
- Cassardo, C., Ji, J. J. and Longhetto, A. 1995, "A study of the performance of a land surface process model (LSPM)", Boundary Layer Met., Vol. 72, pp. 87-121.
- Cassardo, C., Balsamo, G. P., Cacciamani, C., Cesari, D., Peccagnella, T. and Pelosini, R., 2002, "Impact of soil surface moisture initialization on rainfall in a limited area model: a case study of the 1995 South Ticini flash flood", Hydrol. Process., Vol.16, pp. 1301-1317.
- Cassel, D. K., Nielson, D. R. and Biggar, J. W., 1969, "Soil-water movement in response to imposed temperature gradients", Soil Sci. Soc. Amer. Proc., Vol. 33, pp. 493-500.
- Dalmago, G. A., Bergamaschi, H., Comiran, F., Bianchi, C. A. M., Bergonci, J.I. and Hechler, B. M. M., 2004, "Soil temperature as a function of soil tillage systems", ISCO 2004, 13th Int. Conservation Org. Conf. – Brisbane.
- Derpsch, R., Sidiras, N. and Heinzmann, F. Z., 1985, "Manejo do solo em coberturas verdes de inverno", Pesquisa Agropecuária Brasileira. Vol. 20, pp. 761-773.
- Deru, M. P. and Kirkpatrick, A. T., 2002, "Ground-coupled heat and moisture transfer from building, Part 1: Analysis and modeling", J. Solar Energy Engr., Vol. 124, pp. 10-16.
- de Vries, D. A., 1958, "Simultaneous transfer of heat and moisture in porous media", Trans. Amer. Geophys. Union, Vol. 39, pp. 909-916.
- de Vries, D. A., 1987, "The theory of heat and moisture transfer in porous media revisited", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No.7, pp. 1343-1350.
- Ghuman, B. S. and Lal, R., 1981, "Predicting diurnal temperature regime of a tropical soil", Soil Sc., Vol. 132, pp. 247-252.
- Griffol, J., Gasto, J. M. and Cohen, Y., 2005, "Non-isothermal soil water transport and evaporation", Adv. Water Res., Vol. 28, pp. 1254-1266.
- Iziomon, M. G. and Aro, T. O., 1999, "On the annual and monthly mean diurnal variations of diffuse solar radiation at a meteorological station in West Africa", Meteor. Atmosp. Phys., Vol. 69, pp. 223-230.
- Jackson R, D., Reginato, R. J., Kimball, B. A. and Nakayama, F. S., 1974, "Diurnal soil-water evaporation: Comparison of measured and calculated soil-water fluxes", Soil Sci. Soc. Amer. Proc., Vol. 38, pp. 863-866.
- Jury, W. A. and Letey, J., 1979, "Water vapour movement in soil: Reconciliation of theory and experiment", Soil Sci. Soc. Amer. Proc., Vol. 43, pp. 823-827.
- Kerestecioglu, A. and Gu, L., 1989, "Incorporation of the effective penetration depth theory into TRNSYS", Draft Report, Florida Solar Energy Center, Cape Canaveral, FL.

- Lu, J., Huang, Z. Z. and Han, X. F., 2005, "Water and heat transport in hilly red soil of southern China: Experiment and analysis", *J. Zhejiang Univ. SCI.*, Vol. 6B, No. 5, pp. 331-337.
- Lu, J., Huang, Z. Z. and Han, X. F., 2005, "Water and heat transport in hilly red soil of southern China: Modelling and Simulation", *J. Zhejiang Univ. SCI.*, Vol. 6B, No. 5, pp. 338-345.
- Mendes, N., Philippi, P. C. and Lamberts, R., 2002, "A new mathematical method to solve highly coupled equations of heat and mass transfer in porous media", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 509-518.
- Mendes, N. and Philippi, P. C., 2003, "MultiTridiagonal matrix algorithm for coupled heat transfer in porous media: Stability analysis and computational performance", *J. Porous Media*, Vol. 7, No. 3, pp. 1-19.
- Mollerstrom, L., 2004, "Modelling soil temperature and soil water availability in semi-arid Sudan: Validation and testing", *Doctoral Dissertation, Lund University, Sweden.*
- Nassar, I. N. and Horton, R. 1989, "Moisture transport in unsaturated nonisothermal salty soil: Experimental results", *Soil Sci. Soc. Amer. J.*, Vol. 53, pp. 1323-1329.
- Nassar, I. N., Horton, R. and Globus, A. M., 1992a, "Simultaneous transfer of heat, moisture, and solute in porous media: II. Experiment and analysis", *Soil Sci. Soc. Am. J.*, Vol. 56, pp. 1357-1365.
- Nassar, I. N., Globus, A. M. and Horton, R., 1992b, "Simultaneous soil heat and water transfer", *Soil Sci.*, Vol. 154, No. 6, pp. 465-472.
- Oliveira, A. A. M., Freitas, D. S. and Prata, A. T., 1993, "Influencia das propriedades do meio nas difusividades do modelo de Philip e de Vries em Solos Insaturados", *Relatório de Pesquisa, UFSC.*
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical heat transfer and fluid flow", New York: McGraw-Hill.
- Philip, J. R. and de Vries, D. A., 1957, "Moisture movement in porous materials under temperature gradients", *Trans. Amer. Geophys. Union*, Vol. 38, pp. 222-232.
- Przesmycki, Z. and Strumillo, C. 1985, "The mathematical modelling of drying process based on moisture transfer mechanism", *Drying '85*, pp. 126-134.
- Rubin, J., 1968, "Theoretical analysis of two-dimensional transient flow of water in unsaturated and partly saturated soils", *Soil Sci. Soc. Amer. Proc.*, Vol. 32, pp. 607-615.
- Santos, G. H. and Mendes, N., 2005, "Unsteady combined heat and moisture transfer in unsaturated porous soils", *J. Porous Media*, Vol. 8, No. 5, pp. 1-18.
- Scheroder, D., 1984, "Soils: facts and concepts", International Potash Institute, Bern, Switzerland, Translated from German and adapted by P.A. Gethin, 139p.
- Whitaker, S., 1977, "Simultaneous heat, mass and momentum transfer in porous media: a theory of drying", *Adv. Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 119-203.
- Wu, J. and Nofziger, D. L., 1999, "Incorporating temperature effects on pesticide degradation into management model", *J. Environ. Qual.*, Vol. 28, pp. 92-100.
- Yamanaka, T., Takeda, A. and Shimada, J., 1998, "Evaporation beneath the soil surface: Some observational evidence and numerical experiments", *Hydrol. Processes*, Vol. 12, pp. 2193-2203.
- Yoon, H., Valocchi, A. J. and Werth, C. J., 2003, "Modelling the influence of water content on soil vapour extraction", *Vadoze Zone J.*, Vol. 2, pp. 368-381.

8. Copyright Notice

The authors are the only responsible for the printed material included in their paper.

IDENTIFICAÇÃO DE PERFIS DE TEMPERATURA E DE CONTEÚDO DE UMIDADE DE SOLOS USANDO REDES NEURAIS E MÉTODO DE AGRUPAMENTO DE DADOS

Leandro dos Santos Coelho

Laboratório de Automação e Sistemas, LAS
Programa de Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, PPGEPS
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
leandro.coelho@pucpr.br

Roberto Freire Zanetti, Gerson Henrique dos Santos e Nathan Mendes

Laboratório de Sistemas Térmicos, LST
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
rozafre@terra.com.br; gerson.santos@pucpr.br; nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. Existe uma extensa gama de métodos de identificação de sistemas e formas de estruturas de modelos para escolha em aplicações de identificação de sistemas não-lineares. As redes neurais têm provado serem versáteis e úteis para a obtenção de modelos não-lineares de processos industriais. Este artigo apresenta a aplicação da rede neural função de base radial (RBF-NN) usando o método de agrupamento de dados de Gath-Geva e pseudo-inversa para identificação de perfis de transferência de calor e umidade em solos. Os resultados de simulação são promissores e mostram as potencialidades do aprendizado da RBF-NN para identificação um passo à frente de perfis de transferência de calor e umidade em solos.

Palavras chave: transferência de calor e umidade em solos, redes neurais artificiais, agrupamento de dados, identificação não-linear.

1. Introdução

Nos últimos 50 anos, a grande variedade de programas de simulação para avaliar o desempenho de sistemas térmicos em edificações tem sido desenvolvida, aprimorada e está em constante pesquisa por pesquisadores de conservação de energia em edificações. Segundo Crawley *et al.* (2005) destacam-se os programas computacionais BLAST, BSim, DeST, DOE-2.1E, ECOTECT, Ener-Win, Energy Express, Energy-10, EnergyPlus, eQUEST, ESP-r, ICE, IES <VE>, HAP, HEED, PowerDomus, SUNREL, Tas, TRACE e TRNSYS.

A maioria dos trabalhos apresentados na literatura, no que diz respeito à estimativa de temperatura em solos, levam em conta somente a condução pura de calor (Davies *et al.*, 1995). Porém sabe-se que a presença de umidade no solo fornece um mecanismo adicional de transporte, adicionando ou removendo calor latente, nos processos de condensação e evaporação.

Neste contexto, recentemente, outras ferramentas computacionais têm sido desenvolvidas no intuito de possibilitar a realização de experimentos e previsões quanto ao comportamento de temperatura e umidade no solo. Um exemplo é ambiente computacional Solum (Santos e Mendes, 2003). O Solum foi desenvolvido com o objetivo de modelar a transferência acoplada de calor e umidade em solos porosos, e consiste de uma rotina computacional com a finalidade de executar simulações rápidas e apresentar uma interface amigável para os usuários. O *software* é capaz de estimar temperatura e conteúdo de umidade em solos submetidos a diferentes condições de contorno. Entre outras características do *software* Solum, pode-se citar as visualizações gráficas de temperatura, conteúdo de umidade e fluxos de calor. As propriedades de transferência de calor e umidade em solos variáveis também podem ser visualizadas de forma gráfica e comparadas entre diferentes materiais (Freire *et al.*, 2003).

A contribuição deste trabalho é apresentar uma abordagem de redes neurais artificiais para a identificação de perfis de temperatura e umidade do solo. Os dados de temperatura e umidade relativa foram obtidos por simulação do *software* Solum para a cidade de Curitiba para um período de 1 ano.

Na área de ciências térmicas, a literatura da aplicação de métodos de identificação em sistemas térmicos possui alguns trabalhos relevantes, a citar Cunnigham (2001) e Haghghat *et al.* (1998). Entretanto, as potencialidades da utilização de redes neurais é ainda pouco explorada e poucos trabalhos têm sido apresentados, como por exemplo os trabalhos de Leung *et al.* (2001) e Chen e Chen (2000).

As redes neurais artificiais são metodologias da inteligência computacional inspiradas em estudos do cérebro e do sistema nervoso humano. As redes neurais podem ser consideradas como sistemas dinâmicos não lineares consistindo de elementos de processamento (neurônios), que são interconectados entre si, com ponderações ajustáveis (Haykin, 1996). Entre as características relevantes das redes neurais têm-se: processamento paralelo, aprendizado, memória associativa e distribuída. Estas características são inspiradas nas redes neurais biológicas. As redes neurais providenciam, usualmente, conhecimento quantitativo não-paramétrico sendo adequadas para identificação de sistemas, aprendizado e adaptação em sistemas com comportamento dinâmico complexo.

Em particular, as RNs-RBF são uma alternativa de modelo não-linear para problemas de regressão e classificação de padrões. Grande parte do interesse pelas RNs-RBF é proveniente do fato delas possuírem fundamentação estatística e são consideradas aproximadores universais de funções com dada precisão (Chen *et al.*, 1991), realizando um mapeamento das entradas de rede de dimensão vetorial m , em uma saída de dimensão vetorial n de qualquer função vetorial contínua.

O artigo é organizado da seguinte forma. A descrição da RN-RBF e o procedimento de treinamento usando agrupamento de dados são detalhados na seção 2. Na seção 3, alguns fundamentos de transferência de calor e umidade em solos insaturados são apresentados. Uma breve descrição do SOLUM e a análise dos resultados obtidos na identificação de comportamento do solo em termos de umidade relativa e temperatura pela RN-RBF são detalhadas na seção 4. Finalizando, a conclusão e comentários sobre futura pesquisa são apresentados na seção 5.

2. Rede neural de base radial

A arquitetura da RN-RBF, em sua estrutura mais básica, é constituída de três camadas, com propósitos totalmente diferentes: (i) *camada de entrada*: é composta por nós de fonte (unidades sensoriais) que conectam a rede ao seu ambiente; (ii) *camada oculta*: é única, aplica uma transformação não-linear do espaço de entrada para o espaço oculto (na maioria das aplicações, o espaço oculto é de alta dimensionalidade); e (iii) *camada de saída*: é linear, fornecendo a resposta da rede ao padrão (sinal) de ativação aplicada à camada de entrada.

O processamento da entrada de uma rede neural se realiza de acordo com sua topologia e o tipo da ativação dos neurônios. Em uma RN-RBF clássica, este aspecto consiste na alimentação adiante (*feedforward network*) de uma entrada de dimensão m em uma camada oculta (intermediária), que possui c neurônios ocultos que implementam uma função de ativação baseada em uma medida de similaridade entre os vetores de entrada e os protótipos. Cada neurônio da camada oculta possui um protótipo. As saídas da camada oculta são interligadas às unidades da camada de saída por ramos com pesos sinápticos que ponderam cada saída dos neurônios presentes na camada oculta. Cada unidade da camada de saída implementa uma soma ponderada das saídas da camada oculta. A resposta das camadas de saída forma os elementos do vetor de resposta da RN-RBF. A figura 1 mostra o diagrama em grafo de fluxo de sinal de uma RN-RBF.

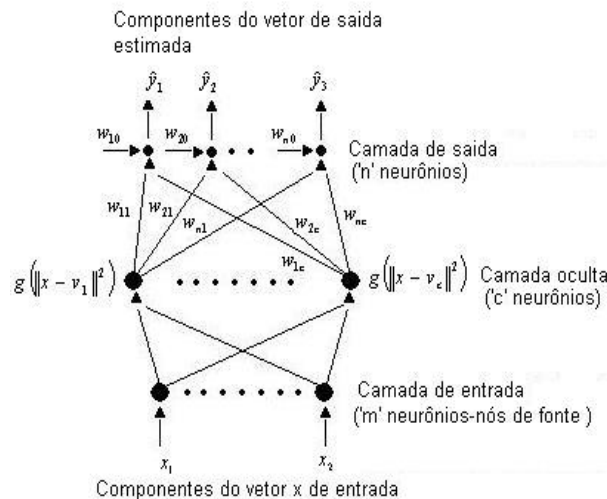


Figura 1 - Topologia de uma RN-RBF.

Uma função de base radial, ϕ , apresenta uma saída simétrica em torno de um centro associado, μ_c , tal que $\phi_c = \phi(\|x - \mu_c\|)$, onde $\|\cdot\|$ é a norma vetorial. Uma condição suficiente para uma função ser candidata à função de base radial é a de ser radialmente simétrica e possuir primeira derivada monotônica. A função Gaussiana é o tipo de função de base radial utilizada neste artigo. As funções Gaussianas são caracterizadas por um parâmetro de escala (ou comprimento), σ , e isto é verdade para muitas outras classes de funções de base radial. Tais classes podem ser representadas como:

$$\phi_c(x) = \phi(\|x - \mu_c\|; \sigma) \quad (1)$$

Um conjunto de funções de base radial pode servir como uma base para representação de uma diversificada classe de funções, que são expressas como combinações lineares de funções de base radial, tal que:

$$y(x) = \sum_{j=1}^M \omega_j \phi(\|x - \mu_c\|) \quad (2)$$

Para identificação de sistemas, as RN-RBFs modelam uma função implícita de um fenômeno físico. O modelo neural de identificação é paramétrico do tipo “caixa-preta”, pois a RN-RBF contém parâmetros livres sem significado físico a serem ajustados para que a rede consiga representar a função implícita do processo.

Os vetores de protótipos e pesos sinápticos são os parâmetros da estrutura da RN-RBF. Deve-se ressaltar que os valores desses parâmetros não acrescentam nada de conhecimento a respeito do sistema, porém devem cumprir o determinado: aproximar a resposta do sistema a uma determinada entrada. Para tanto a estimação dos parâmetros das redes neurais em geral, incluindo as RNs-RBF pode ser concebido como um problema de aprendizado com uma “possível” interpretação biológica e também com equivalência matemática (problema de otimização não-linear na estimação dos parâmetros do modelo segundo um critério de otimalidade) (Haykin, 1996).

Alguns pesquisadores têm treinado as RNs-RBF, escolhendo os centros das unidades ocultas aleatoriamente no conjunto de treinamento. Outros têm utilizado métodos não-supervisionados (por exemplo, agrupamento pelo método de *k*-médias), como também algoritmos supervisionados para a seleção dos centros. Os métodos de treinamento separam as tarefas de determinação dos protótipos e a otimização dos pesos. A vantagem dessa abordagem é a rapidez no treinamento da rede como resultado da separação das tarefas e aplicação de um método híbrido de treinamento em alternativa ao treinamento global e a otimização não-linear explícita da descida de encosta (incluindo o algoritmo de retropropagação do erro) (Chen *et al.*, 1991; Chen e Liu, 1992).

A separação das tarefas no treinamento da rede é possível devido a estrutura da RN-RBF e seu tipo de função de ativação que age localmente no espaço de entrada. Foi dada uma considerável atenção na literatura das RNs-RBF em como obter um método de treinamento baseado em técnicas lineares explorando características estruturas das RNs-RBF. Observa-se na Figura 1 que se os protótipos são fixados e a função da camada escondida $g(\cdot)$ conhecida, a rede é linear em seus pesos sinápticos w . Assim, a estrutura da RN-RBF possibilita a separação de tarefas no processo de aprendizado, com a vantagem que na estimação dos pesos w o treinamento da rede se torna uma tarefa rápida de ser resolvida através de métodos de mínimos quadrados.

Segundo Chen *et al.* (1991), “o problema do mal-condicionamento nas estratégias híbridas pode, por exemplo, ocorrer devido aos centros estarem próximos, resultando em uma dependência linear entre ambos os centros”. Assim o mal-condicionamento numérico da rede pode ser contornado pelos métodos de agrupamento (*clustering*) de dados que faz a escolha dos protótipos como sendo representantes de populações encontradas nos dados de entrada por aprendizado não supervisionado. Observa-se nos métodos que exploram a localidade da RN-RBF que somente as entradas similares aos protótipos serão capazes de contribuir de forma efetiva na resposta da rede e também não usam toda informação fornecida dos exemplos de entrada(s) e saída do conjunto de treinamento na fase de estimação dos parâmetros, acarretando em uma pobre generalização no aprendizado da rede.

Existem diversos métodos de agrupamento que podem ser utilizados para o ajuste dos centros da RN-RBF, tais como o *k*-médias (e suas variantes), *c*-médias nebuloso e Gustafson-Kessel (Guerra, 2006). Uma alternativa a estes métodos é o algoritmo de Gath-Geva (Gath e Geva, 1989a, 1989b), utilizado em sistemas nebulosos (Abonyi *et al.*, 2002, 2005), que emprega uma distância da norma baseado em estimativas nebulosas de probabilidade máxima (FMLE – *Fuzzy Maximum Likelihood Estimates*), proposta por Bezdek e Dunn (1975). Neste contexto, o algoritmo de agrupamento de dados Gath-Geva (Gath e Geva, 1989a, 1989b) utilizado para a seleção dos centros das funções Gaussianas da camada oculta da RN-RBF.

O método de ajuste linear para os parâmetros de saída da RN-RBF é a pseudo-inversa. A atualização de cada peso para o treinamento da RN-RBF utilizando esta derivação do método de mínimos quadrados (Ljung, 1987).

3. Transferência de calor e umidade em solos insaturados

As equações diferenciais parciais governantes (Philip e De Vries, 1957) para modelar a transferência de calor e umidade em meios porosos são expressas pelas equações (3) e (4), as quais foram derivadas da conservação da massa e da energia em um elemento de volume de um material poroso. A equação da conservação da energia é descrita como:

$$\rho_0 c_m(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (\lambda(T, \theta) \nabla T) - L(T) (\nabla \cdot \mathbf{j}_v), \quad (3)$$

enquanto que a equação da conservação da massa como:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = -\nabla \cdot \left(\frac{\mathbf{j}}{\rho_l} \right), \quad (4)$$

onde ρ é a densidade da matriz sólida (kg/m^3), c_m , calor específico médio (J/kgK), T , temperatura ($^\circ\text{C}$), t , tempo (s), λ , condutividade térmica (W/mK), L , calor latente de vaporização (J/kg), θ , conteúdo de umidade em base de volume (m^3/m^3), \mathbf{j} , fluxo total de massa ($\text{kg/m}^2 \text{K}$) e ρ_l a densidade da água (kg/m^3).

Nota-se que a equação (3) difere da equação de Fourier para o fluxo de calor transiente devido ao termo fonte responsável pela mudança de fase dentro do meio poroso. De acordo com Philip e De Vries (1957) e assumindo a hipótese de que o solo é um meio isotrópico, o fluxo de vapor é dado por

$$\frac{\mathbf{j}_v}{\rho_l} = - \left(D_{Tv}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} + D_{\theta v}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \mathbf{i} - \left(D_{Tv}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} + D_{\theta v}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) \mathbf{j} - \left(D_{Tv}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial z} + D_{\theta v}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) \mathbf{k}, \quad (5)$$

e o fluxo de líquido por

$$\frac{\mathbf{j}_l}{\rho_l} = - \left(D_{Tl}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} + D_{\theta l}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \mathbf{i} - \left(D_{Tl}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} + D_{\theta l}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) \mathbf{j} - \left(D_{Tl}(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial z} + D_{\theta l}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial z} + \frac{\partial K_g}{\partial z} \right) \mathbf{k}. \quad (6)$$

Deste modo, define-se o fluxo de massa total \mathbf{j} como $\mathbf{j}_v + \mathbf{j}_l$, resultando

$$\frac{\mathbf{j}}{\rho_l} = - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial x} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \mathbf{i} - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) \mathbf{j} - \left(D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial z} + D_\theta(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial z} + \frac{\partial K_g}{\partial z} \right) \mathbf{k}, \quad (7)$$

onde

$D_T = D_{Tl} + D_{Tv}$ e $D_\theta = D_{\theta l} + D_{\theta v}$, onde D_{Tl} é o coeficiente de transporte na fase líquida associado ao gradiente de temperatura, D_{Tv} , é o coeficiente de transporte na fase vapor associado ao gradiente de temperatura, $D_{\theta v}$, é o coeficiente de transporte na fase vapor associado ao gradiente de conteúdo de umidade, D_T , coeficiente de transporte de massa associado ao gradiente de temperatura ($\text{m}^2/\text{s}^\circ\text{K}$), D_θ , coeficiente de transporte de massa associado ao gradiente de conteúdo de umidade (m^2/s) e K_g , a condutividade hidráulica (m/s).

Como condição de contorno para a superfície superior, na equação associada à conservação de energia, considera-se que o solo é exposto a radiação de onda curta, convecção de calor e de massa e mudança de fase. Então, o balanço de energia torna-se:

$$-\left(\lambda(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=H} - (L(T)j_v)_{y=H} = h(T_\infty - T_{y=H}) + \alpha q_r + L(T)h_m(\rho_{v,\infty} - \rho_{v,y=H}) - \varepsilon R_{ol}, \quad (8)$$

onde $h(T_\infty - T_{y=H})$ representa o calor trocado com o ar exterior por convecção, αq_r é a radiação absorvida por onda curta, R_{ol} representa a perda por radiação de onda longa e $h_m L(T)(\rho_{v,\infty} - \rho_{v,y=H})$, é a energia proveniente da mudança de fase. A absorvidade solar é definida como α e o coeficiente de convecção de massa como h_m que é relacionado com o h através da relação de Lewis.

O balanço de massa para a superfície superior do solo é descrito como

$$-\frac{\partial}{\partial y} \left(D_{\theta}(T, \theta) \frac{\partial \theta}{\partial y} + D_T(T, \theta) \frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=H} = \frac{h_m}{\rho_l} (\rho_{v, \infty} - \rho_{y=H}). \quad (9)$$

As outras superfícies foram consideradas adiabáticas e impermeáveis.

As equações (8) e (9) mostram a diferença de concentração de vapor, $\Delta\rho_v$, no lado direito da equação. Esta diferença é entre a superfície porosa e o ar e é normalmente determinada com valores de iterações anteriores de temperatura e conteúdo de umidade, resultando em um termo de instabilidade adicional.

Mendes *et al.* (2002) apresentaram um novo procedimento para calcular o fluxo de vapor, independentemente dos valores da temperatura e de conteúdo de umidade, das iterações anteriores. Para isto, linearizou-se o termo $\Delta\rho_v$ como uma combinação linear da temperatura e do conteúdo de umidade.

4. Identificação da transferência de calor e umidade em solos usando RN-RBF

A identificação de sistemas é uma área do conhecimento que envolve o estudo de formas de modelar e analisar matematicamente fenômenos a partir de dados. A idéia da identificação de sistemas é permitir a elaboração do modelo matemático de um sistema dinâmico baseado em medidas coletadas pelo ajuste de parâmetros e/ou do modelo matemático, até que a saída do sistema aproxime, de forma adequada, os valores de saída desejada (Johansson, 1993).

Um estudo de caso de identificação de temperatura e umidade do solo para diferentes profundidades é apresentado neste trabalho. Usando o software Solum foram obtidos os dados necessários para a realização desta tarefa. Para evitar os efeitos das condições iniciais aplicadas ao software SOLUM, foram simuladas para um período de 10 anos, os dados apresentados no arquivo e utilizados no procedimento de identificação são do último ano simulado. Neste caso, foram utilizadas 8760 amostras (1 amostra coletada a cada hora), ou seja, a variação da temperatura e umidade do solo, para um período de 1 ano para a cidade de Curitiba (Paraná). Foram utilizadas as 4000 primeiras amostras na fase de estimação e as amostras seguintes (4002 até 8760) na fase de validação da RN-RBF.

Os dados climáticos de temperatura ambiente ($u_1(t)$), umidade relativa ($u_2(t)$), radiação direta ($u_3(t)$) e radiação difusa ($u_4(t)$) são utilizados como vetores de entrada da RN-RBF, adicionado a este o vetor de saída desejado (temperatura ou umidade relativa) com um instante de tempo de atraso. Na figura 2 são mostrados os dados de temperatura ambiente, umidade relativa, radiação direta e radiação difusa usados nas simulações de estimação e validação da RN-RBF.

O procedimento de análise da identificação através de RN-RBF é dividido nas seguintes etapas: (i) escolha da estrutura da RN-RBF para representar o sistema a ser identificado, (ii) otimização da RN-RBF usando agrupamento de dados e pseudo-inversa; (iii) estimação dos parâmetros do modelo matemático (*fase de estimação*), e (iv) a validação do modelo matemático (*fase de validação*).

Na procura de um modelo “ideal”, devem ser observadas as seguintes questões: se o modelo encontrado é flexível o suficiente e se o modelo é desnecessariamente complexo, ou em outras palavras, se o modelo é confiável para o propósito desejado. Existem diversas maneiras de se realizar a validação de um modelo. Neste trabalho, o índice de desempenho utilizado é o coeficiente de correlação múltipla (R^2). O R_i^2 é um índice de desempenho calculado por:

$$R_i^2 = \frac{\sum_{t=1}^{Na} [y_i(t) - \hat{y}_i(t)]^2}{\sum_{t=1}^N [y_i(t) - \bar{y}_i(t)]^2} \quad (10)$$

onde $y_i(t)$ é a i -ésima saída real (temperatura ou umidade relativa) do sistema, $\hat{y}_i(t)$ é a i -ésima saída estimada, e $\bar{y}_i(t)$ é a i -ésima média das Na amostras medidas, e i pode ser 0 ou 1 ou 2 ou ... ou 7. Quando o valor de R_i^2 é igual a 1, indica uma exata adequação do modelo para os dados medidos do processo (Schaible *et al.*, 1997).

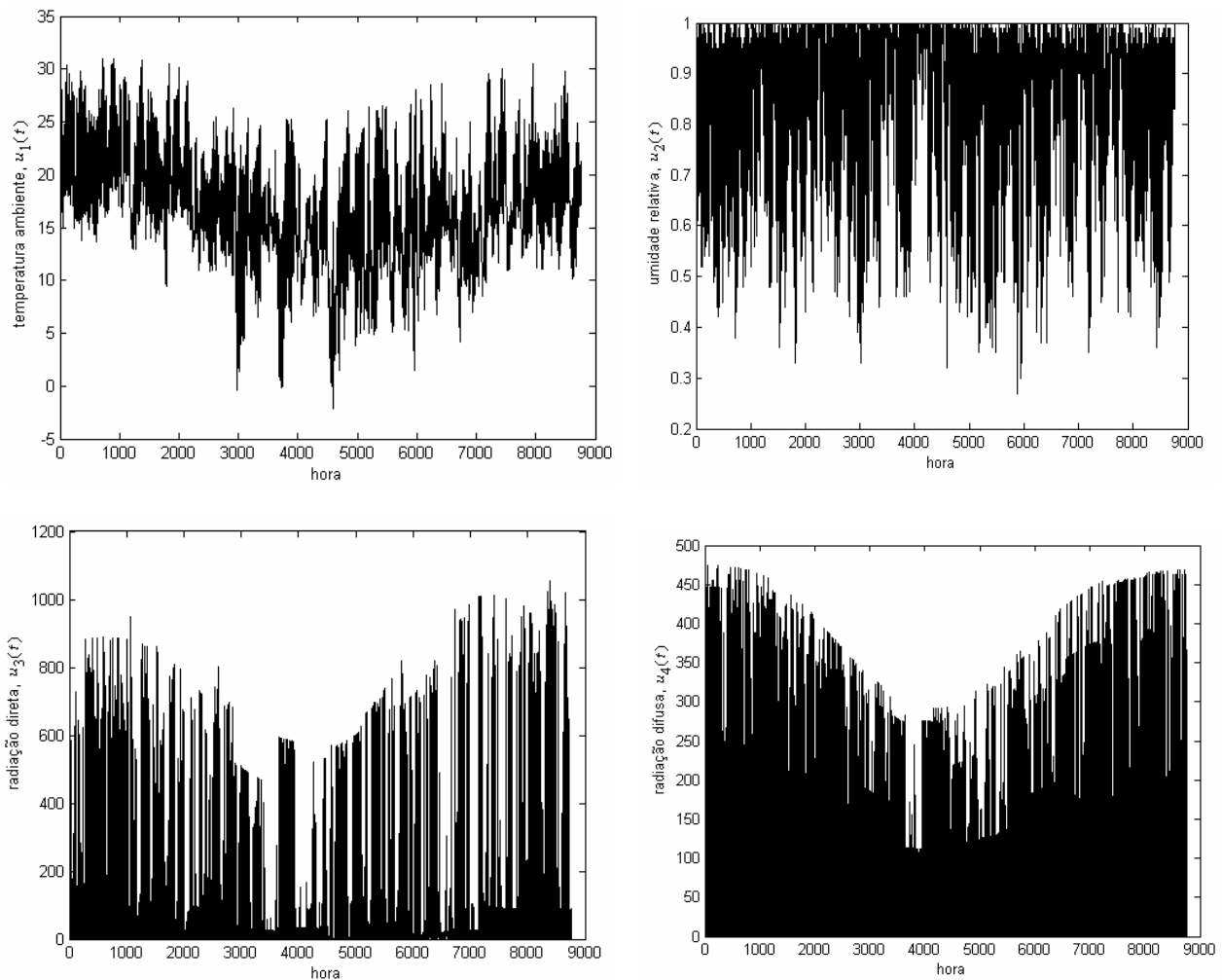


Figura 2 - Dados de temperatura ambiente, umidade relativa, radiação direta e radiação difusa.

Para identificação foi escolhido um modelo matemático para a representação do processo. A estrutura de modelo testada é o modelo multivariável *NARX* (*Nonlinear AutoRegressive with eXogenous inputs*) em concepção série-paralela com 5 entradas ($[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1)]$) e o vetor de saída com um instante de atraso e 1 saída (temperatura ou umidade relativa). A identificação do sistema térmico é apropriada se um critério de erro definido previamente pelo projetista está entre valores admissíveis às necessidades do projeto, neste caso, o objetivo é obter um maior R^2 .

Foram testadas várias configurações de rede neural para obtenção de saídas estimadas para temperatura ou umidade relativa do solo. Os resultados de previsão do modelo neural obtidos para temperatura e umidade relativa para 0m (superfície), 1m, 2m e 3m de profundidade (previsão um passo à frente) são apresentados, respectivamente, na tabelas 1 e 2. Nas tabelas 1 e 2 aparece o R_i^2 total que consiste da média harmônica dos valores de R_i^2 (estimação) e R_i^2 (validação). Além disso, a notação para o vetor de saída estimada da RN-RBF nas tabelas 1 e 2 é a seguinte:

- “^”: saída estimada pela RN-RBF, e sem “^”: saída real (temperatura ou umidade relativa do solo);
- $\hat{y}_0(t)$: temperatura estimada na superfície (0 m);
- $\hat{y}_1(t)$: temperatura estimada a 1 m da superfície;
- $\hat{y}_2(t)$: temperatura estimada a 2 m da superfície;
- $\hat{y}_3(t)$: temperatura estimada a 3 m da superfície;
- $\hat{y}_4(t)$: umidade relativa na superfície (0 m);
- $\hat{y}_5(t)$: umidade relativa estimada a 1 m da superfície;
- $\hat{y}_6(t)$: umidade relativa estimada a 2 m da superfície;
- $\hat{y}_7(t)$: umidade relativa estimada a 3 m da superfície.

As figuras 3 a 10 mostram os melhores resultados obtidos pela RN-RBF (ver tabela 1 e 2) para previsões um passo à frente de temperatura e umidade relativa.

Tabela 1. Previsão da temperatura para diferentes profundidades.

Profundidade, i (em metros)	vetor de entrada da RN-RBF	vetor de saída da RN-RBF	M	R_i^2 (estimação)	R_i^2 (validação)	R_i^2 total
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_0(t-1)]$	$\hat{y}_0(t)$	2	0,9481	0,9508	0,9456
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_0(t-1)]$	$\hat{y}_0(t)$	3	0,9513	0,9434	0,9474
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_0(t-1)]$	$\hat{y}_0(t)$	4	0,9555	0,9504	0,9530
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_0(t-1)]$	$\hat{y}_0(t)$	5	0,9564	0,9507	0,9535
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_0(t-1)]$	$\hat{y}_0(t)$	6	0,9567	0,9512	0,9540
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_1(t-1)]$	$\hat{y}_1(t)$	2	0,9928	0,9924	0,9926
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_1(t-1)]$	$\hat{y}_1(t)$	3	0,9999	0,9999	0,9999
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_1(t-1)]$	$\hat{y}_1(t)$	4	0,9999	0,9999	0,9999
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_1(t-1)]$	$\hat{y}_1(t)$	5	0,9999	0,9999	0,9999
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_1(t-1)]$	$\hat{y}_1(t)$	6	0,9999	0,9999	0,9999
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_2(t-1)]$	$\hat{y}_2(t)$	2	0,9639	0,9608	0,9624
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_2(t-1)]$	$\hat{y}_2(t)$	3	0,9979	0,9984	0,9982
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_2(t-1)]$	$\hat{y}_2(t)$	4	0,9997	0,9997	0,9997
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_2(t-1)]$	$\hat{y}_2(t)$	5	0,9991	0,9991	0,9991
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_2(t-1)]$	$\hat{y}_2(t)$	6	0,9992	0,9991	0,9991
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_3(t-1)]$	$\hat{y}_3(t)$	2	0,9982	0,9980	0,9981
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_3(t-1)]$	$\hat{y}_3(t)$	3	0,9995	0,9995	0,9995
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_3(t-1)]$	$\hat{y}_3(t)$	4	0,9996	0,9995	0,9995
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_3(t-1)]$	$\hat{y}_3(t)$	5	0,9998	0,9998	0,9998
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_3(t-1)]$	$\hat{y}_3(t)$	6	0,9998	0,9999	0,9998

Tabela 2. Previsão da umidade relativa para diferentes profundidades.

Profundidade, i (em metros)	vetor de entrada da RN-RBF	vetor de saída da RN-RBF	M	R_i^2 (estimação)	R_i^2 (validação)	R_i^2 total
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_4(t-1)]$	$\hat{y}_4(t)$	2	0,9869	0,9906	0,9888
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_4(t-1)]$	$\hat{y}_4(t)$	3	0,9956	0,9974	0,9965
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_4(t-1)]$	$\hat{y}_4(t)$	4	0,9965	0,9980	0,9972
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_4(t-1)]$	$\hat{y}_4(t)$	5	0,9956	0,9961	0,9958
0	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_4(t-1)]$	$\hat{y}_4(t)$	6	0,9964	0,9980	0,9971
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_5(t-1)]$	$\hat{y}_5(t)$	2	0,3593	0,4920	0,4153
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_5(t-1)]$	$\hat{y}_5(t)$	3	0,9811	0,9924	0,9867
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_5(t-1)]$	$\hat{y}_5(t)$	4	0,8863	0,9495	0,9168
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_5(t-1)]$	$\hat{y}_5(t)$	5	0,9996	0,9995	0,9997
1	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_5(t-1)]$	$\hat{y}_5(t)$	6	0,9995	0,9995	0,9995
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_6(t-1)]$	$\hat{y}_6(t)$	2	0,7115	0,7501	0,7307
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_6(t-1)]$	$\hat{y}_6(t)$	3	0,9990	0,9989	0,9990
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_6(t-1)]$	$\hat{y}_6(t)$	4	0,9998	0,9998	0,9998
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_6(t-1)]$	$\hat{y}_6(t)$	5	0,9997	0,9997	0,9997
2	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_6(t-1)]$	$\hat{y}_6(t)$	6	0,9998	0,9997	0,9997
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_7(t-1)]$	$\hat{y}_7(t)$	2	0,1024	0,1024	0,1024
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_7(t-1)]$	$\hat{y}_7(t)$	3	0,1137	0,1135	0,1136
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_7(t-1)]$	$\hat{y}_7(t)$	4	0,9896	0,9690	0,9792
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_7(t-1)]$	$\hat{y}_7(t)$	5	0,9996	0,9990	0,9993
3	$[u_1(t-1); u_2(t-1); u_3(t-1); u_4(t-1); y_7(t-1)]$	$\hat{y}_7(t)$	6	0,9994	0,9990	0,9992

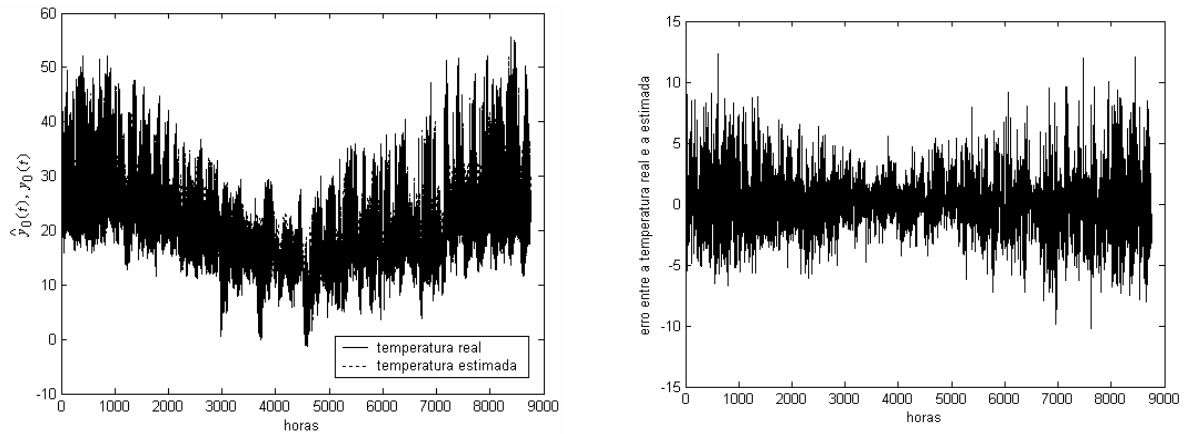


Figura 3 – Temperatura estimada na superfície (0 m) usando uma RN-RBF.

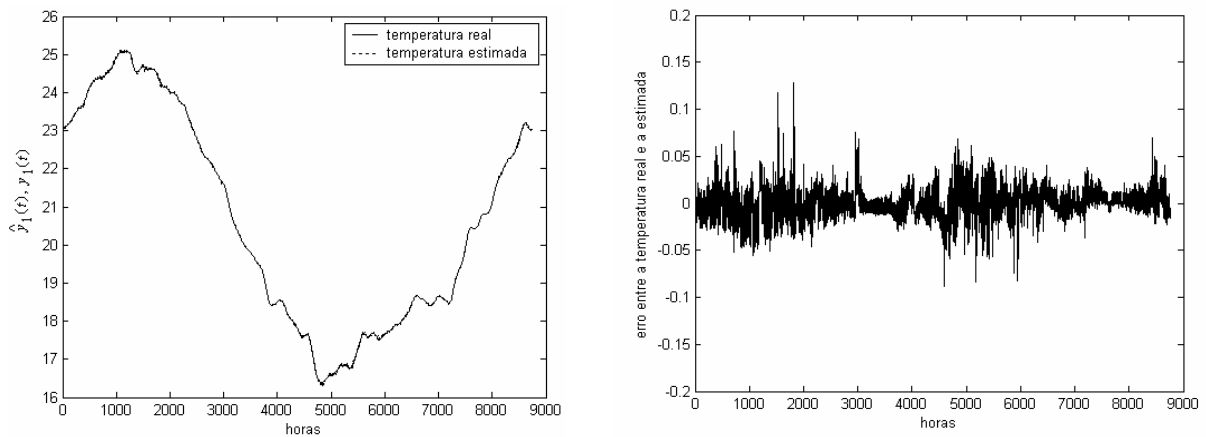


Figura 4 – Temperatura estimada a 1 m da superfície usando uma RN-RBF.

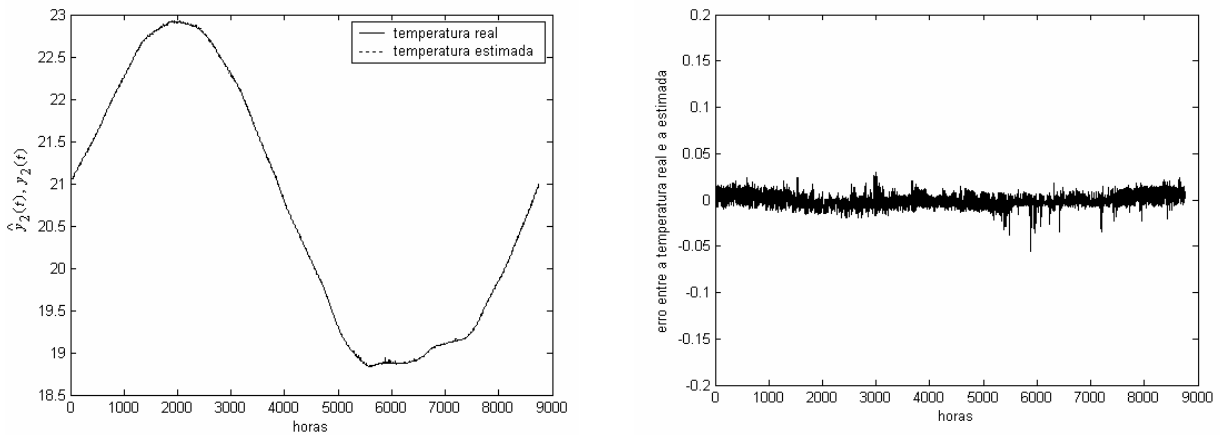


Figura 5 – Temperatura estimada a 2 m da superfície usando uma RN-RBF.

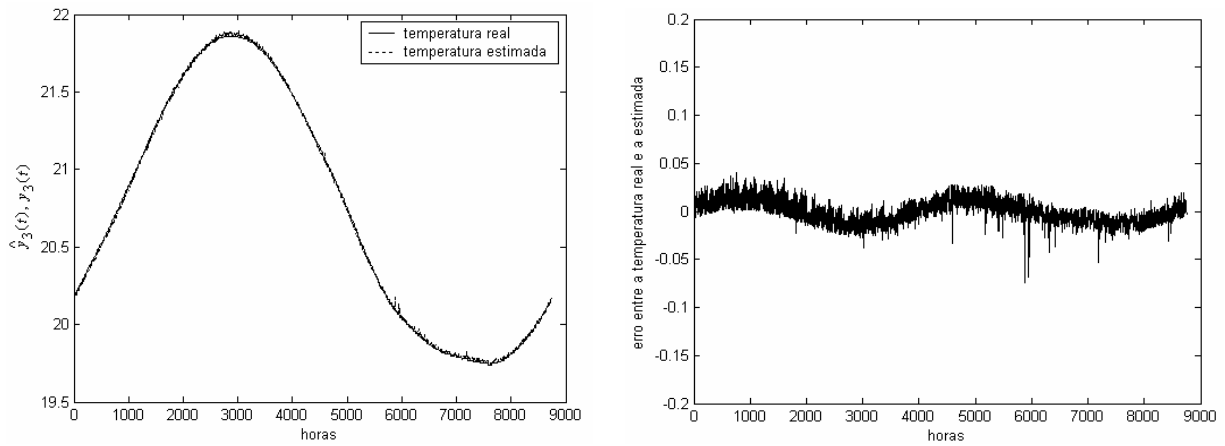


Figura 6 – Temperatura estimada a 3 m da superfície usando uma RN-RBF.

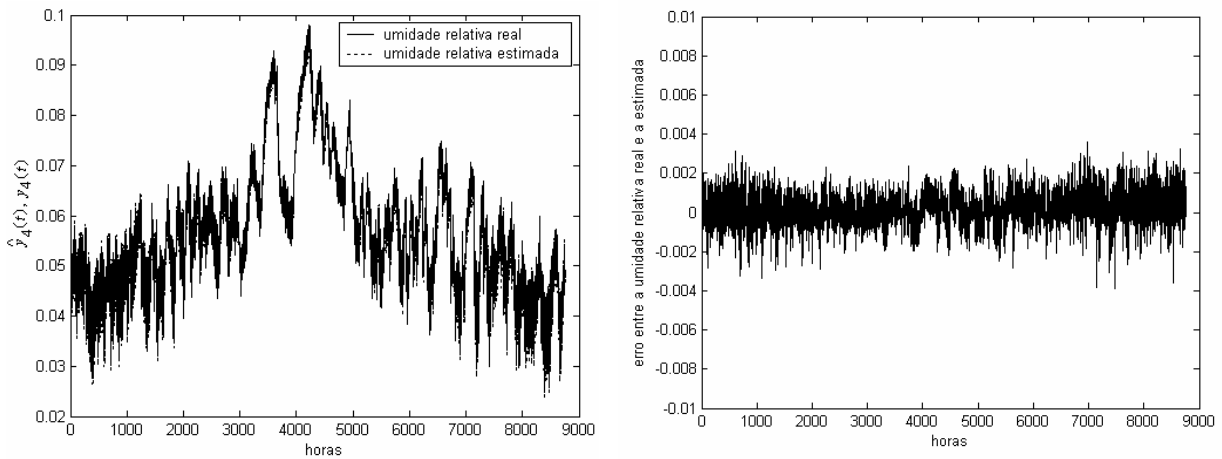


Figura 7 – Umidade relativa estimada na superfície (0 m) usando uma RN-RBF.

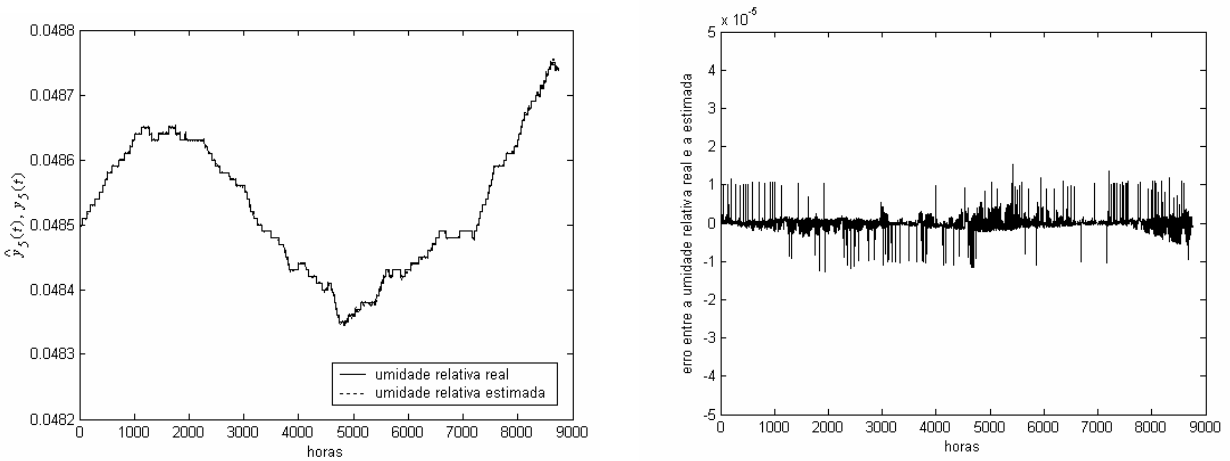


Figura 8 – Umidade relativa estimada a 1 m da superfície usando uma RN-RBF.

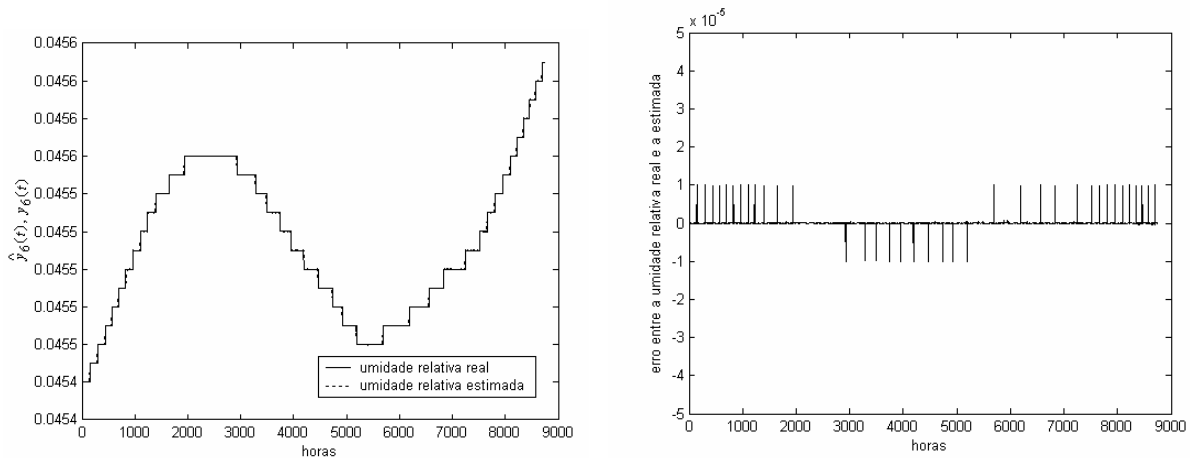


Figura 9 – Umidade relativa estimada a 2 m da superfície usando uma RN-RBF.

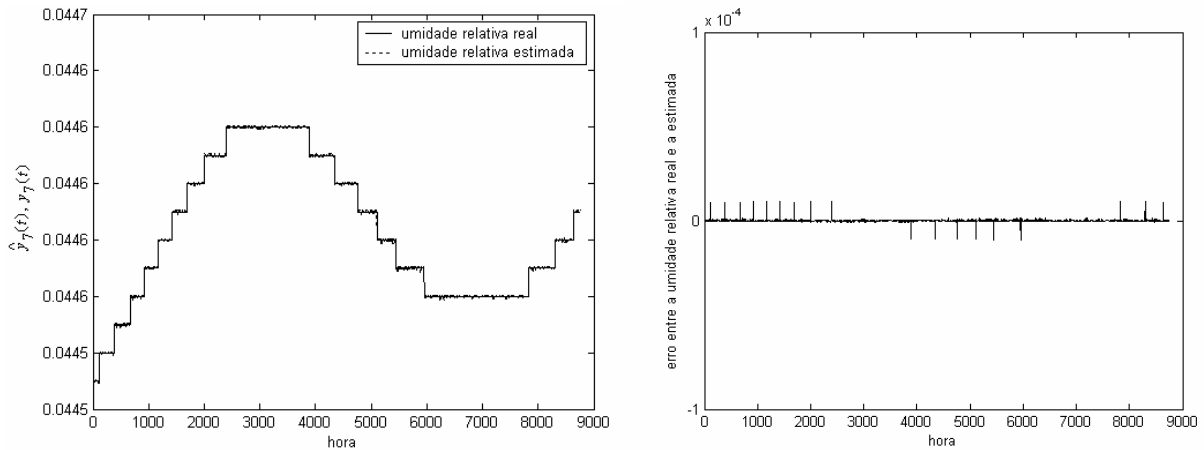


Figura 10 – Umidade relativa estimada a 3 m da superfície usando uma RN-RBF.

5. Conclusão e futura pesquisa

Este trabalho apresentou o projeto e aplicação de uma RN-RBF utilizando método de agrupamento Gath-Geva e pseudo-inversa para um estudo de caso para previsão (curtíssimo prazo) um passo à frente de perfis de temperatura e umidade do solo para a cidade de Curitiba.

A RN-RBF obteve resultados promissores em termos de desempenho (baseado no índice de desempenho R^2) na previsão do comportamento dinâmico de perfis de transferência de calor e umidade em solos. O aprendizado da RN-RBF é particularmente simples e rápido em relação à rede neural perceptron multicamadas (Haykin, 1996) muito utilizada em aplicações de identificação não-linear.

Um aspecto negativo da RN-RBF é a de que podem sofrer da “maldição” da dimensionalidade, pois quando a dimensão do vetor de entrada é aumentada a dimensionalidade dos centros das funções de base tem, geralmente, aumento exponencial para representar um sistema dinâmico não-linear adequadamente. Além disso, a adição de protótipos (funções de ativação) pode também ser requerida para tratar o aumento da complexidade causada por dimensões de entrada adicionais.

Uma dificuldade na configuração da RN-RBF para aplicações de identificação é o aspecto relativo ao domínio temporal. Se a ordem de um sistema é conhecida, a utilização do método tapped-delay-line permite a um sistema dinâmico ser modelado com uma RN-RBF estática. Entretanto, quando a ordem é desconhecida, muitas aplicações podem levar o projetista a adotar um número elevado de entradas. Tal procedimento pode levar a modelos matemáticos não apropriados devido ao grande número de entradas necessário.

Entretanto, se fazem necessários estudos mais aprofundados em relação a aspectos de: (i) conhecimento a priori de algumas características do processo a ser controlado, tais como ordem do modelo e atraso de transporte; (ii) configuração de algoritmos de poda (*pruning*) para a implementação da RN-RBF; e (iii) implementação de algoritmos de treinamento robustos tanto para buscas globais quanto locais com a implementação de algum procedimento de otimização para a identificação de perfis de transferência de calor e umidade em solos para previsões múltiplos passos à frente (previsões de médio e longo prazos).

6. Referências

- Abonyi, J., Babuska, R., Szeifert, F., 2002, "Modified Gath-Geva Fuzzy Clustering for Identification of Takagi-Sugeno Fuzzy Models", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics – Part B*, Vol. 32, No. 5, pp. 612-621, 2002.
- Abonyi, J., Feil, B., Nemeth, S., Arva, P., 2005, "Modified Gath-Geva Clustering for Fuzzy Segmentation of Multivariable Time-Series," *Fuzzy Sets and Systems*, Vol. 149, No. 1, pp. 39-56.
- Bezdek, J. C., Dunn, J. C., 1975, "Optimal Fuzzy Partitions: a Heuristic for Estimating the Parameters in a Mixture of Normal Distributions", *IEEE Transactions on Computers*, Vol. C-24, pp. 835-838.
- Chen, H., Liu, R. -W., 1992, "Adaptive Distributed Orthogonalization Processing for Principal Components Analysis", *Proceedings of International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing*, San Francisco, CA, USA, Vol. 2, pp. 293-296.
- Chen, S., Cowan, C., Grant, P., 1991, "Orthogonal Least Squares Learning Algorithm for Radial Basis Function Networks", *IEEE Transactions on Neural Networks*, Vol. 2, No. 2, pp. 302-309.
- Chen, Y., Chen, Z., 2000, "A Neural-network-based Experimental Technique for Determining z-transfer Function Coefficients of a Building Envelope", *Building and Environment*, Vol. 35, pp. 181-189.
- Crawley, D. B., Hand, J. W., Kummert, M., Griffith, B. T., 2005, "Contrasting the Capabilities of Building Energy Performance Simulation Programs", *Technical Report – version 1.0*, Department of Energy of USA, July.
- Cunningham, M. J., 2001, "Inferring Ventilation and Moisture Release Rates from Field Psychrometric Data only System Identification Techniques", *Building and Environment*, Vol. 36, pp. 129-138.
- Davies, M., Tindale, A., Litter, J., 1995, "Importance of Multi-dimensional Conductive Heat Flow in and around Buildings", *Building Serv. Engineering Research Technology*, Vol. 16, No. 2, pp. 83-90.
- Freire, R. Z., Santos, G. H., Mendes, N., 2003, "Software para a Simulação Tridimensional de Transferência de Calor e Umidade em Solos Porosos", *VII Encontro Nacional sobre Conforto no Ambiente Construído, ENCAC 2006*, Curitiba, PR.
- Gath, G., Geva, A. B., 1989, "Fuzzy Clustering for the Estimation of the Parameters of the Components of Mixtures of Normal Distributions", *Pattern Recognition Letters*, Vol. 9, No. 2, pp. 77-86.
- Gath, I., Geva, A. B., 1989a, "Unsupervised Optimal Fuzzy Clustering", *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, Vol. 11, No. 7, pp. 773-780.
- Guerra, F. A., 2006, *Análise de Métodos de Agrupamento para o Treinamento de Redes Neurais de Base Radial em Aplicações de Identificação de Sistemas*. Dissertação de mestrado, Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR.
- Haghighat, F., Fazio, P., Zmeureanu, R. A., 1998, "A Systematic Approach for Derivation of Transfer Function Coefficients of Buildings from Experimental Data", *Energy and Buildings*, Vol. 12, pp. 101-111.
- Haykin, S., 1996, *Neural Networks*, 2nd edition, Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey.
- Leung, A. W. T., Tam, C. M., Liu, D. K., 2001, "Comparative Study of Artificial Neural Networks and Multiple Regression Analysis for Predicting Hoisting Times of Tower Cranes", *Building and Environment*, Vol. 36, pp. 457-467.
- Ljung, L., 1987, *System Identification - Theory for the User*. Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey.
- Lowe, D., 1989, "Adaptive Radial Basis Functions Nonlinearities and the Problem of Generalization", *Proceedings of 1st IEE International Conference on Artificial Neural Network*, London, UK, pp. 171-175.
- Mendes, N., Philippi, P. C., Lamberts, R., 2002, "A New Mathematical Method to Solve Highly Coupled Equations of Heat and Mass Transfer in Porous Media", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 509-518.
- Philip, J. R., D. A. de Vries, 1957, "Moisture Movement in Porous Media under Temperature Gradients", *Transactions of American Geophysical Union*, Vol. 38, No. 2, pp. 222-232.
- Santos, G. H., Mendes, N., 2003, "The SOLUM Program for Predicting Temperature Profiles in Soils: Mathematical Models and Boundary Conditions Analyses", *Proceedings of 8th International IBPSA Conference*, Eindhoven, Netherlands, pp. 1171-1176.
- Schaible, B., Xie, H., Lee, Y. C., 1997, "Fuzzy Logic Models for Ranking Process Effects", *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 5, No. 4, pp. 545-556.

IDENTIFICATION OF THERMAL AND HUMIDITY CONTENT PROFILES IN SOILS USING NEURAL NETWORKS AND DATA CLUSTERING METHOD

Leandro dos Santos Coelho
Laboratório de Automação e Sistemas, LAS
Programa de Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas, PPGEPS
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
leandro.coelho@pucpr.br

Roberto Freire Zanetti, Gerson Henrique dos Santos e Nathan Mendes
Laboratório de Sistemas Térmicos, LST
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PPGEM
Pontifícia Universidade Católica do Paraná – PUCPR
Rua Imaculada Conceição, 1155, CEP 80215-901, Curitiba, PR, Brasil
rozafre@terra.com.br; gerson.santos@pucpr.br; nathan.mendes@pucpr.br

Abstract

There is a wide variety of identification methods and model structures forms to choose for system nonlinear identification applications. Neural networks have proved to be versatile and useful nonlinear models for industrial processes. This paper presents a radial function neural network (RBF-NN) application using the Gath-Geva clustering method and pseudo-inverse to identification of heat transfer and humidity profiles in soils. The simulation results indicate the potentialities of the RBF-NNs learning for one step ahead identification of heat transfer and humidity profiles in soil.

Keywords: heat transfer and humidity in soil, artificial neural networks, data clustering, nonlinear identification.

ESTRATÉGIAS PARA CONTROLE DE CONFORTO TÉRMICO BASEADAS EM ALGORITMOS PI E FUZZY

Emerson Donaisky

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas (PPGEPS)
Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR)
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brasil
e-mail: alm_eber@yahoo.com.br

Bruno César Reginato

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas (PPGEPS)
Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR)
e-mail: bruno.reginato@terra.com.br

Gustavo Henrique da Costa Oliveira

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção e Sistemas (PPGEPS)
Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR)
e-mail: gustavo.oliveira@pucpr.br

Nathan Mendes

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM)
Pontifícia Universidade Católica do Paraná (PUCPR)
e-mail: nathan.mendes@pucpr.br

Resumo. Este artigo aborda o problema de controle de conforto térmico em edificações com sistemas de climatização HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning). Sendo que o índice de conforto térmico adotado foi o PMV (Predicted Mean Vote). Módulos para cálculo do PMV são incorporados a estratégias de controle convencionais a fim de melhorar o desempenho do sistema. Os módulos propostos são: i) realimentação do sinal de PMV, em substituição à realimentação da variável controlada do sistema, e ii) otimização do PMV em função do sinal de referência. Estes módulos são testados em algoritmos de controle PI e controle Fuzzy, com otimização de parâmetros via Nuvem de Partículas. Um estudo de caso para ambas as técnicas é apresentado para um modelo de edificação geometricamente similar ao benchmark BESTest, porém com materiais e dados climáticos da cidade de Curitiba.

Palavras chave: Conforto Térmico, PMV, Otimização, Controle PI, Controle Fuzzy

1. Introdução

A crescente mecanização e a industrialização da sociedade fazem com que uma parcela significativa da população passe grande parte da sua vida dentro de ambientes climatizados artificialmente (Fanger, 1970).

Sistemas de climatização têm como objetivo primário alterar as condições de determinado ambiente para prover condição de conforto térmico a seus ocupantes. No entanto, definir conforto térmico é uma tarefa um pouco subjetiva, que está além das condições de temperatura de determinado ambiente. Conforme a ISO 7730, define-se que conforto térmico é "o estado da mente que expressa satisfação com as condições climáticas do ambiente". Embora muitas pessoas possam concordar com esta definição, ela apresenta dificuldades para ser expressa em parâmetros físicos, como por exemplo, a temperatura e a umidade do ar.

Um índice para medir o conforto térmico é o PMV (*Predicted Mean Vote*), que consiste em um modelo sobre a opinião de cada pessoa a respeito de sua sensação térmica sobre o ambiente no qual ela está.

Neste contexto, o presente trabalho aborda o problema da busca de soluções para prover conforto térmico através de estratégias de controle de sistemas de climatização.

Diferentes estratégias de controle voltadas para conforto térmico foram propostas na literatura, por exemplo, (Kolokotsa *et al.*, 2001; Gouda *et al.*, 2001; Hamdi e Lachiver, 1998; Yonezawa *et al.*, ; Freire, 2006; Freire *et al.*, 2005).

Uma linha destes trabalhos aborda o problema de controle de conforto térmico em edificações utilizando algoritmos de controle preditivo (Freire *et al.*, 2005). Neste contexto, a equação de previsão da lei de controle

incorpora o cálculo do PMV, e é minimizada em um horizonte de tempo futuro. O resultado é uma lei de controle não linear que garante PMV ótimo a cada instante de amostragem.

O presente trabalho está voltado para a utilização de estratégias convencionais de controle, como algoritmos PI e baseado em lógica nebulosa (ou *fuzzy*). A motivação para tanto é, de um lado, facilitar a implementação da estratégia de controle em sistemas já instalados e, por outro lado, garantir a manutenção das condições de conforto térmico.

Assim sendo, propõe-se e analisa-se aqui a incorporação de dois módulos nos algoritmos de controle para garantia do conforto. O primeiro está relacionado com a substituição do sensor de temperatura por um sensor de PMV na malha de controle. O segundo está relacionado com o cálculo *on-line* do valor de temperatura que otimiza o PMV. Estes módulos são testados individualmente nos algoritmos de controle.

Este artigo está estruturado conforme apresentado a seguir. Na Seção 2, discute-se sobre conforto térmico, seus conceitos, definições e cálculo do índice PMV. Na Seção 3, descreve-se como o controlador PI e *Fuzzy* com realimentação de PMV foram desenvolvidos. Na Seção 4, apresenta-se o módulo para otimização do PMV via cálculo *on-line* do sinal de referência. Na Seção 5, um exemplo de aplicação dos conceitos desenvolvidos é apresentado e, finalmente, na Seção 6, o artigo é concluído.

2. Conforto Térmico e Cálculo do PMV

A primeira condição para que haja conforto térmico é que a pessoa não sinta calor e nem frio. Quando a temperatura corporal é inferior a $34^{\circ}C$ ou superior a $37^{\circ}C$ os sensores responsáveis pelas sensações térmicas passam a enviar impulsos ao cérebro. Tais impulsos dizem a ele o quão forte deve ser a reação para condicionar o corpo.

A relação entre parâmetros como temperatura epitelial, corporal e nível de suor são baseadas em experimentos feitos com pessoas termicamente confortáveis na ocasião. As relações entre os parâmetros podem ser notadas em gráficos onde observa-se que à medida que a transpiração aumenta, no mesmo ritmo, a temperatura corporal diminui.

Ao quantificar o clima de um ambiente interno é importante ressaltar que o homem não sente a temperatura do corpo, mas sim a energia desprendida ou absorvida pelo seu corpo. Portanto, os parâmetros que influenciam nisso são: temperatura radiante média, umidade, temperatura e velocidade do ar. No entanto, a influência destes parâmetros não é igual, tampouco é suficiente basear-se apenas em um deles.

Num ambiente onde muitas pessoas trabalham, utilizando roupas diferentes e desenvolvendo atividades diferentes, pode ser muito difícil encontrar uma solução de conforto térmico que sirva a todas, mas atividades isoladas podem ser feitas a fim de melhorar o conforto térmico localizado.

Num local onde muitas pessoas convivem juntas, pode-se saber o quão longe do conforto térmico está a média das sensações térmicas de cada pessoa. Para isso basta utilizar o PMV (*Predicted Mean Vote*), onde cada pessoa opina sobre sua sensação e a média do grupo é obtida. A escala varia de 3 (quente) à -3 (frio), onde 0 seria a sensação termicamente neutra. Embora esta última possa ser atingida pelo grupo, indivíduos em particular podem estar se sentindo desconfortáveis, uma vez que o conforto térmico varia levemente de pessoa para pessoa. Para medir o nível de desconforto destas pessoas utiliza-se o PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) para os que votaram -3, -2, +2 ou +3. A comparação entre o PMV e o PPD está mostrada na Tabela 1 (Innova AirTech Instruments, 1997).

Uma fórmula matemática que combina variáveis ambientais e parâmetros individuais pode ser proposta. Este índice (PMV) é baseado em um modelo teórico combinado com os resultados de experimentos de aproximadamente 1300 indivíduos (Fanger, 1970) e é dado pela Equação 1 (Freire, 2006).

$$PMV = (0,303e^{-0,036M} + 0,028)\{(M - W) - 3,05 \times 10^{-3}[5733 - 6,99(M - W) - p_v]\} + \\ -0,42[(M - W) - 58,15] - [1,7 \times 10^{-5}M(5867 - p_v)] - [0,0014M(34 - t_{bs})] + \\ -\{3,69 \times 10^{-8}f_{cl}[(t_{cl} + 273)^4 - (t_{rm} + 273)^4]\} - [f_{cl}h_c(t_{cl} - t_{bs})] \quad (1)$$

$$h_c = 10,4\sqrt{v}, \text{ para } v < 2,6m/s \quad (2)$$

$$p_v = \phi \times P_{SAT}(t_{bs}) \quad (3)$$

$$t_{cl} = 35,7 - 0,032M - 0,18I_{cl}(3,4f_{cl}((t_{cl} + 273)^4 - (t_{rm})^4) + f_{cl}h_c(t_{cl} - t_{bs})) \quad (4)$$

Sendo:

PMV = voto médio estimado [-]

M = energia metabólica [W/m^2]

W = trabalho externo [W/m^2]

p_v = pressão parcial de vapor d'água [kPa]

t_{bs} = temperatura de bulbo seco [$^{\circ}C$]

f_{cl} = relação entre as áreas superficiais do corpo vestido e do corpo nu [-]
 t_{cl} = temperatura da superfície das vestes [$^{\circ}C$]
 I_{cl} = índice de vestimenta [m^2C/W]
 t_{rm} = temperatura radiante média [$^{\circ}C$]
 h_c = coeficiente de convecção [W/m^2K]
 v = velocidade do ar [m/s]
 ϕ = umidade relativa [-]
 P_{SAT} = pressão de saturação de vapor d'água [kPa]

Conseqüentemente, combinando-se as Equações 1, 2, 3 e 4, o índice *PMV* pode ser reescrito como função de quatro variáveis ambientais e dois parâmetros individuais, como mostrado na Equação 5.

$$PMV = G(t_{bs}, \phi, t_{rm}, v, M, I_{cl}) \quad (5)$$

Tabela 1: Relação entre PMV e PPD

PMV	Sensação Térmica	PPD(%)
+3	Muito Quente	100
+2	Quente	75
+1	Levemente Quente	25
0	Neutralidade	5
-1	Levemente Frio	25
-2	Frio	75
-3	Muito Frio	100

3. Algoritmos de controle com realimentação de PMV

Seja um sistema de controle em tempo discreto onde o sinal de controle enviado ao processo é calculado em função do erro e da variação do erro da variável controlada, isto é:

$$\begin{cases} \Delta u(k) &= \mathcal{F}(e(k), \Delta e(k)) \\ u(k) &= u(k-1) + \Delta u(k) \end{cases} \quad (6)$$

onde $e(k)$ é o sinal de erro dado por $e(k) = w(k) - y(k)$, $y(k)$ é a variável controlada do processo, $w(k)$ é o sinal de referência e $u(k)$ é o sinal de controle do processo. Δ é um operador tal que $\Delta x(k) = x(k) - x(k-1)$. Nesta estrutura de controle, o sinal $\Delta u(k)$ é utilizado para incorporar um termo integral no ramo direto da malha de controle e eliminar, desta forma, erros em regime permanente para perturbações constantes. O termo $\Delta e(k)$ incorpora a tendência do sinal de erro na lei de controle.

Diversos controladores em tempo discreto possuem a estrutura descrita pela Equação 6. Um exemplo clássico é o controlador PI digital dado por (Astrom e Hagglund, 1995):

$$\begin{cases} \Delta u(k) &= c_0 e(k) + c_1 \Delta e(k) \\ u(k) &= u(k-1) + \Delta u(k) \end{cases} \quad (7)$$

onde, c_0 e c_1 são calculados em função dos ganhos proporcional K_p e integral K_i do PI contínuo. No caso de aproximação trapezoidal (ou Tustim), para controle em tempo discreto, estes parâmetros são dados por $c_0 = K_i \Delta t$ e $c_1 = K_p - K_i \Delta t / 2$, onde Δt é o período de amostragem.

Uma classe de sistemas de controle *Fuzzy* assume que a lei de controle está estruturada em regras do tipo **SE condição ENTÃO ação** (algoritmo de controle baseado em regras) (Lee, 1990; Pedrycz e Gomide, 1998). A base de regras é construída a partir da experiência do operador sobre o funcionamento e as características do processo sob controle.

Utilizando a estrutura estabelecida pela Equação 6, obtém-se um controlador *Fuzzy* cujo modo de operação é análogo ao controlador PI (Tang e Mulholland, 1987). Nesta estrutura, os sinais $e(k)$, $\Delta e(k)$ e $\Delta u(k)$ são transformados em variáveis lingüísticas *Fuzzy* (operação de *fuzzificação*) que são definidas em um universo de

discurso, usualmente normalizado em $[-1, 1]$. Para estabelecer a semântica das regras, são definidos 3 (três) conjuntos *Fuzzy*, a saber: *Grande* (G), *Médio* (M) e *Pequeno* (P).

A base de regras do controlador é resumida na Tabela 2. Nesta Tabela, cada elemento é interpretado como uma regra, conforme exemplificado pelo elemento (3,1) da tabela:

Tabela 2: Regras do sistema de controle *Fuzzy*.

	$e(k)$	\rightarrow		
$\Delta e(k)$		P	M	G
\downarrow	P	P	P	M
	M	P	M	G
	G	M	G	G

SE $e(k)$ é *Pequeno* **E** $\Delta e(k)$ é *Grande* **ENTÃO** $\Delta u(k)$ é *Médio*

Um mecanismo de inferência atua sobre as regras para cálculo do sinal de controle apropriado quando determinado estado do processo é detectado. Este mecanismo de inferência é descrito em (Lee, 1990; Pedrycz e Gomide, 1998).

Quando os universos de discurso são normalizados, é necessária uma ponderação para adequá-los aos valores reais dos sinais de entrada e saída. Assim, o sistema de controle é dado pela Equação 8.

$$\begin{cases} \Delta u(k) &= \mathcal{F}(k_e e(k), k_{\Delta e} \Delta e(k)) \\ u(k) &= u(k-1) + k_u \Delta u(k) \end{cases} \quad (8)$$

onde as ponderações k_u , k_e e $k_{\Delta e}$ são utilizadas como parâmetros de projeto para sintonia do controlador. Além destes parâmetros, a dinâmica do controlador *Fuzzy* é função do método de inferência (neste trabalho, utilizam-se operadores *min-max*), pelo método de *defuzzificação* (neste trabalho, utiliza-se o método do centro de gravidade) etc., e, principalmente, pela própria estrutura da base de regras que deve refletir as características de controle do processo.

Seja um ambiente onde sensores de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar estão presentes, assumindo-se também que a temperatura radiante média é igual à temperatura ambiente e que as condições pessoais podem ser estimadas (índice metabólico e índice de vestimenta) e fornecidas pelo usuário (ver detalhes em Trebien *et al.*, 2006), a cada instante de amostragem, um valor do PMV pode ser calculado conforme a Equação 9.

$$y_{PMV}(k) = G(y_{temp}(k), y_{umid}(k), y_{temp}(k), y_{vel.ar}(t), M, I_{cl}) \quad (9)$$

Assim sendo, propõe-se neste trabalho, para ambos os controladores, utilizar, como sinal de erro a diferença entre o PMV desejado (isto é, $PMV=0$) e o PMV mensurado. Este sinal de erro é, portanto, enviado ao controlador, que atuará no sistema térmico para promover o conforto térmico. A Figura 1 apresenta o digrama de blocos deste sistema de controle.

Como o PMV pode variar entre $[-3, 3]$, então o universo de discurso do controlador *Fuzzy* foi definido como sendo a máxima variação possível para o sinal da variável em questão, portanto, 3 para o ganho k_e (referente ao erro), 6 para o ganho $k_{\Delta e}$ (relativo à variação do erro) e 5 para o ganho k_u (referente à saída).

4. Otimização do PMV via sinal de referência

Usualmente, o sinal de referência de um sistema de controle reflete o valor desejado para a variável controlada. No caso do controle de sistemas de climatização, tem-se um valor desejado para o sinal de temperatura e/ou umidade relativa.

Seja um ambiente com um sistema de controle de temperatura implementado e onde sensores de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar estão presentes. Assume-se também que a temperatura radiante média é igual à temperatura ambiente (Trebien *et al.*, 2006) e que as condições pessoais podem ser estimadas (índice metabólico e índice de vestimenta) e fornecidas pelo usuário. Portanto, a cada instante de amostragem, um valor do PMV pode ser calculado conforme a Equação (9).

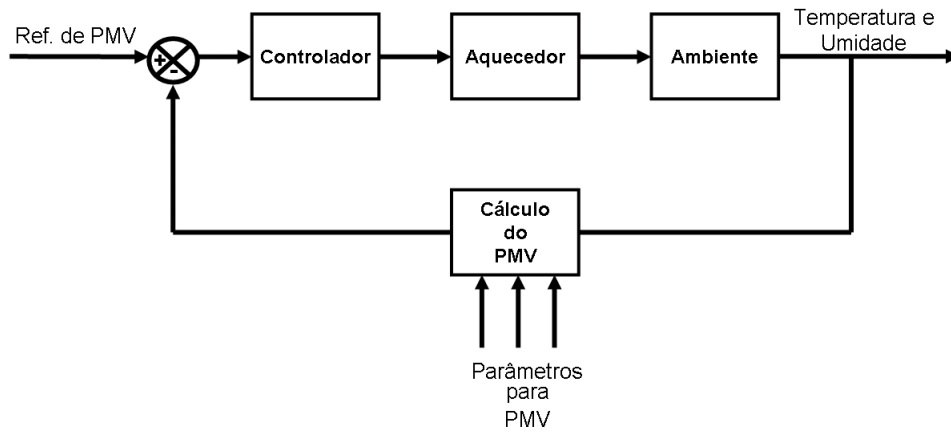


Figura 1: Realimentação de PMV.

Entretanto, para determinada condição ambiental e pessoal, existe um sinal de temperatura ambiente para o qual o PMV é nulo. Este valor ótimo pode ser obtido através da utilização *on-line* de um método de otimização irrestrita com uma variável e é utilizado como sinal de referência para o controlador de temperatura, isto é:

$$\min_{w_{temp}(k)} G^2(w_{temp}(k), y_{umid}(k), w_{temp}(k), y_{vel.ar}(k), M, I_{cl}) \quad (10)$$

O valor do sinal de referência, no instante de amostragem k , é o argumento mínimo do problema de otimização (Equação 10). Este sistema descrito está representado na Figura 2.

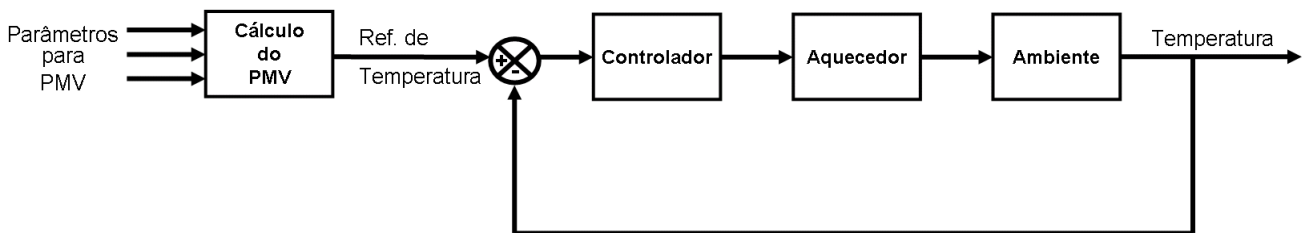


Figura 2: Realimentação de Temperatura e otimização do PMV.

5. Exemplo de simulação

Nesta seção analisa-se o desempenho dos sistemas de controle baseados em conforto térmico propostos nas seções anteriores. Para tanto, descreve-se o problema de aquecimento de um ambiente a fim de manter as condições ambientais em um nível que promova a melhor sensação de conforto térmico possível para os ocupantes. Desta forma, as propriedades do ambiente e os modelos para temperatura e umidade relativa internas são descritos nas próximas sub-seções.

5.1. Definição do ambiente de simulação

O ambiente de simulação utilizado possui as dimensões físicas do caso *benchmark BESTest* (IEA, 2003), porém com materiais tipicamente empregados nas edificações nacionais.

As dimensões do ambiente são apresentadas na Figura 3. As paredes da edificação possuem três camadas: reboco (0,02m de largura), tijolo (0,10m) e reboco (0,02m). As propriedades básicas dos materiais estão representadas na Tabela 3. Os coeficientes de transferência de calor por convecção internos e externos são fixados em $5W/m^2K$. Assume-se a absorvidade das paredes igual a 0,35. A potência máxima do aquecedor está limitada em $5000W$ e considera-se uma taxa de ventilação de 0,29 trocas de ar por hora.

Este modelo pode ser implementado em um simulador de edificações como, por exemplo, o PowerDomus (Mendes *et al.*, 2001). Através deste ambiente de simulação, dados climáticos reais e um período de amostragem, pode-se realizar um processo de identificação de sistemas e as equações a diferenças finitas em

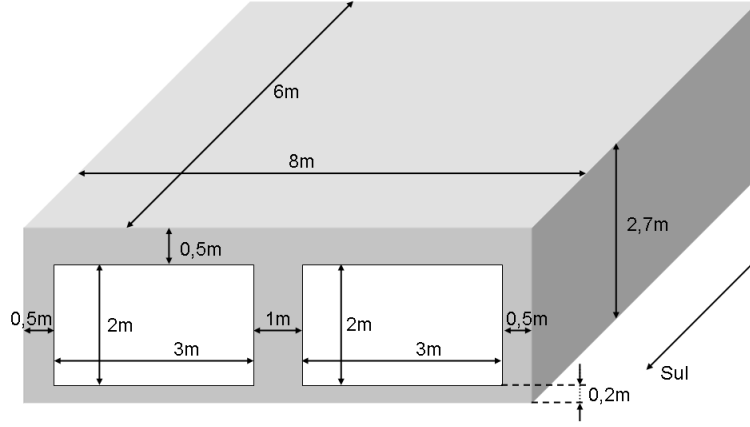


Figura 3: Dimensões do ambiente utilizado nas simulações.

Tabela 3: Propriedades termofísicas dos materiais que compõem as paredes da edificação.

Material	Densidade (kg/m^3)	Condutividade Térmica ($W/(m \times K)$)	Calor Específico ($J/(kg \times K)$)
Tijolo	1900	1,11	920
Reboco	2050	1,96	950

tempo discreto obtidas para temperatura e umidade estão mostradas nas Equações 11 e 12, respectivamente. Tais equações foram obtidas por Freire, 2006, através de técnicas de identificação por modelo ARMAX (Ljung, 1999), utilizando-se dados TRY (*Test Reference Year*) para a cidade de Curitiba - PR.

Este ambiente, assim como o modelo obtido, está descrito com mais detalhes em (Freire, 2006).

$$(1 - 0,9700q^{-1})y_{temp}(k) = (0,0840q^{-1})U(k) + (0,0253q^{-1})T_{EXT}(k) + (0,2034q^{-1})H_{EXT}(k) + (-0,0724q^{-1})S_{EXT}(k) + (1 + 0,6767q^{-1})\xi(k) \quad (11)$$

$$(1 - 0,9692q^{-1})y_{umid}(k) = (-0,0021q^{-1})U(k) + (0,0003q^{-1})T_{EXT}(k) + (0,0176q^{-1})H_{EXT}(k) + (0,0033q^{-1})S_{EXT}(k) + (1 + 0,7239q^{-1})\xi(k) \quad (12)$$

onde $y_{temp}(k)$ é a temperatura interna [$^{\circ}C$], $y_{umid}(k)$ é a umidade relativa interna [-], $U(k)$ é o sinal de entrada do atuador [kW], $T_{EXT}(k)$ é a temperatura externa [$^{\circ}C$], $H_{EXT}(k)$ é a umidade relativa externa [-], $S_{EXT}(k)$ é a radiação solar total [W/m^2] e $\xi(k)$ representa o sinal de perturbação.

Para representar o ambiente em questão, foram utilizados dados climáticos para a cidade de Curitiba durante o intervalo de uma semana. Estes dados são apresentados na Figura 4.

5.2. Caso 1: Algoritmos de controle com realimentação de PMV

A primeira situação analisada é a dos controladores com realimentação de PMV, apresentados na Seção 3. Para tanto, são utilizados os algoritmos de controle PI e *Fuzzy*.

A Equação 5 e/ou bloco denominado "Cálculo do PMV" da Figura 1 possui os seguintes parâmetros: os sinais de temperatura e umidade relativa são medidos através de sensores dispostos no ambiente, o sinal de temperatura radiante média é feito igual ao sinal de temperatura, a velocidade do ar é definida igual a $v = 0,1 m/s$ e os fatores individuais de atividade e vestimenta são adotados como sendo $M = 69,78 W/m^2$ ($M = 1,2 Met$) e $I_{cl} = 0,1023 m^2C/W$ ($I_{cl} = 0,66 Clo$), representando um ambiente de escritório.

No caso do controlador PI, é necessária a seleção dos ganhos K_p e K_i . Neste sentido, para encontrar os melhores parâmetros utilizou-se a técnica de Otimização por Nuvem de Partículas (ONP) (Kennedy e Eberhardt, 1995; Donaisky, 2005). Esta estratégia de otimização está baseada na minimização do critério MSE (Erro Médio Quadrático) entre a curva de saída (sinal de realimentação PMV) e o sinal de referência (igual a 0).

A ONP é baseada em simulação simplificada do comportamento social de animais, como revoada de pássaros e cardume de peixes em busca de alimentos ou mesmo, fugindo de predadores. Assim os indivíduos da ONP procuram por uma melhor solução do problema através de um intercâmbio de informações sobre o espaço de busca de melhores soluções (Donaisky, 2005).

Após a otimização obtiveram-se os parâmetros K_p e K_i iguais a 101,713 e 0,844, respectivamente.

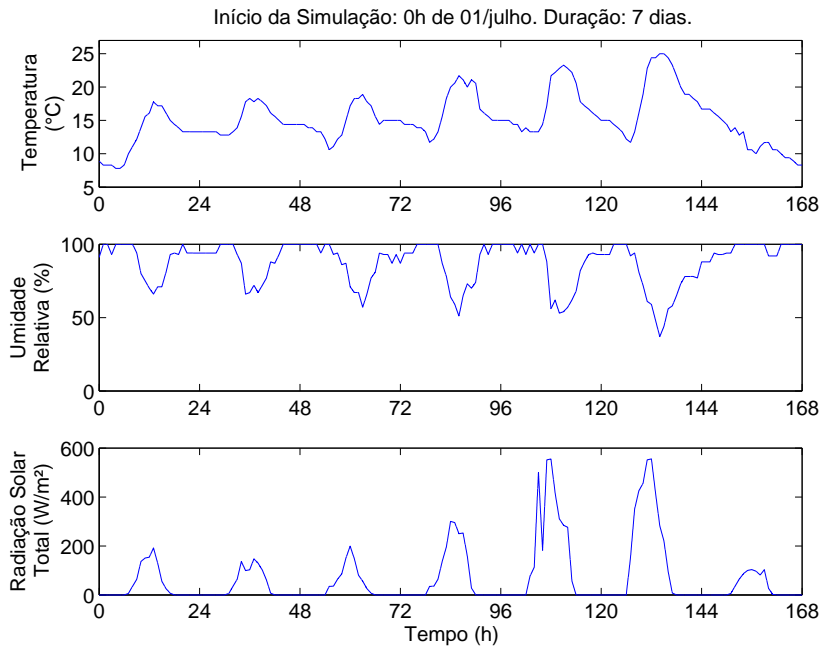


Figura 4: Temperatura externa, umidade relativa e radiação solar total para o período de simulação em Curitiba-Brasil

A simulação é feita para um intervalo de tempo de 7 dias e o controlador é ligado à zero hora do terceiro dia, isto é, às 48 horas. O desempenho do sistema de controle com PI é apresentado nas Figuras 8 e 9. O MSE do PMV é igual a 0,83881.

Analisando as Figuras 8, 10 e 13, percebe-se que, em aproximadamente, no instante de tempo igual a 136 horas, há um leve aumento (em torno de 0,05) do PMV. No entanto, justifica-se este comportamento devido ao aumento da temperatura externa, o que provocou ligeiro aquecimento no ambiente, e, como o equipamento de climatização utilizado é um aquecedor, não há como fazer o PMV manter-se em zero, pois necessitaria, naquele instante, de um aparelho condicionador de ar para resfriar o ambiente.

O controlador *Fuzzy* também foi aplicado com a mesma estratégia, ou seja, com realimentação de PMV tendo como ponto de partida o desenvolvimento apresentado na Seção 3 e a base de regras mostrada na Tabela 2.

O passo seguinte para a sintonia do controlador *Fuzzy* foi o ajuste das funções de pertinência. Para tanto, foi utilizado o algoritmo ONP para achar as funções de pertinência relacionadas aos sinais de entrada e saída, tendo como base que estas seriam triangulares e simétricas. O critério de minimização da ONP é o MSE do sinal de PMV (comparando-o com a referência zero). As funções ótimas calculadas estão mostradas, respectivamente, nas Figuras 5, 6 e 7.

O desempenho em malha fechada do algoritmo de controle *Fuzzy*, com realimentação de PMV, assim sintonizado e aplicado ao modelo de edificação da Seção 5.1, é apresentado nas Figuras 10 e 11. O MSE do sinal de PMV é 0,83884.

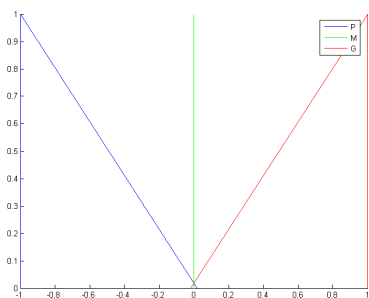


Figura 5: Funções de Pertinência do Erro

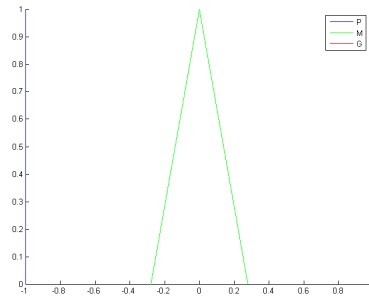


Figura 6: Funções de Pertinência da Variação do Erro

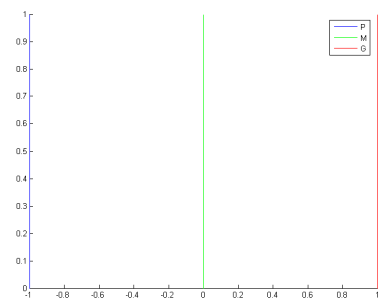


Figura 7: Funções de Pertinência da Saída

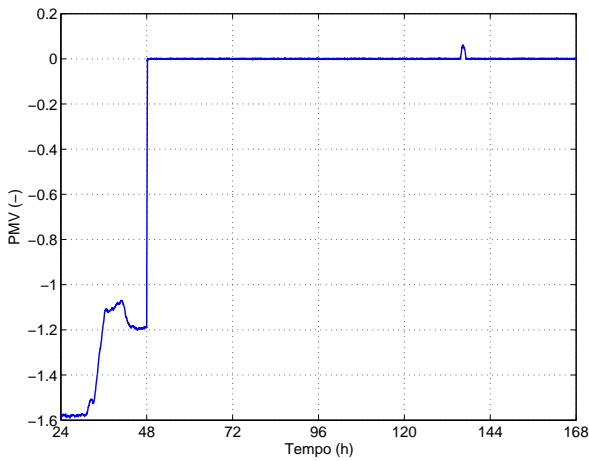


Figura 8: PMV para o Controlador PI com realimentação de PMV

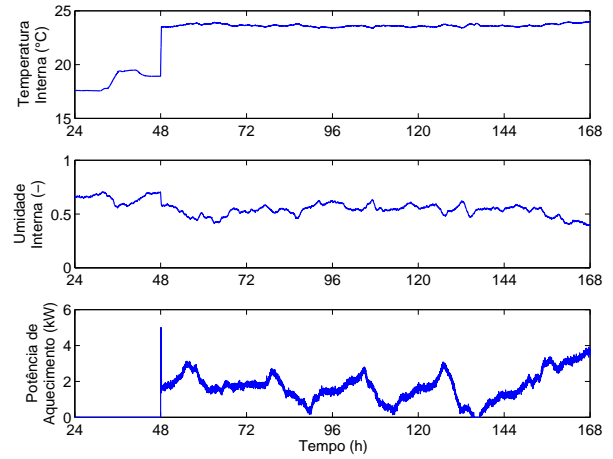


Figura 9: Temperatura interna, umidade relativa e sinal de controle para o Controlador PI com realimentação de PMV

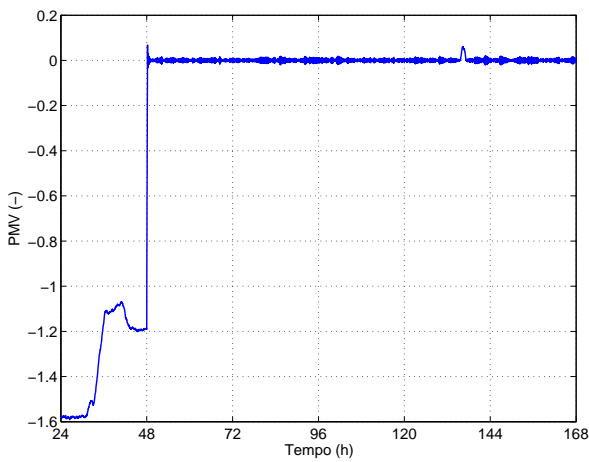


Figura 10: PMV para o Controlador *Fuzzy* com realimentação de PMV

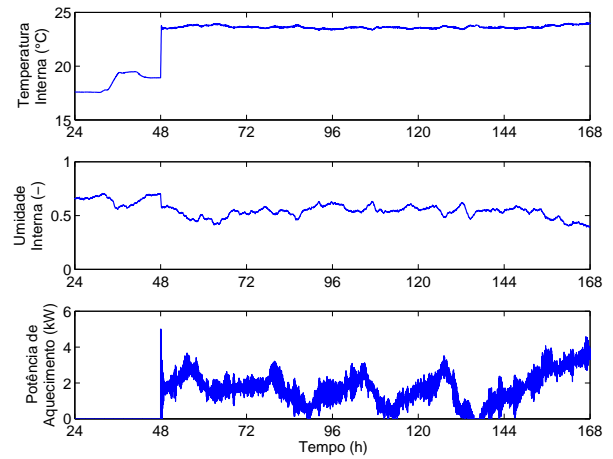


Figura 11: Temperatura interna, umidade relativa e sinal de controle para o Controlador *Fuzzy* com realimentação de PMV

5.3. Caso 2: Otimização do PMV via sinal de referência

A segunda situação analisada é o caso onde o sinal de referência do controlador é obtido através de um critério de otimização que busca minimizar o PMV, conforme apresentado na Seção 4. Para tanto, é utilizado o algoritmo de controle PI.

Esta estratégia de controle diferencia-se da anterior, pois, com base nos parâmetros de entrada atuais do bloco "cálculo do PMV", calcula-se a temperatura para o ambiente de forma a atingir (ou manter) o PMV em zero, portanto o *set-point* de temperatura varia conforme o tempo. Isto é visivelmente notado na Figura 12. Nesta figura, prezou-se por mostrar com detalhes a variação de temperatura quando o controlador é ligado, pois, antes do instante 48 horas, como o controlador está desligado, o *set-point* desta variável é zero.

A Equação 5 e/ou bloco denominado "cálculo do PMV" da Figura 2 possui os seguintes parâmetros: os sinais de temperatura, umidade relativa são medidos através de sensores dispostos no ambiente, o sinal de temperatura radiante média é feito igual ao sinal de temperatura, a velocidade do ar é definida igual a $v = 0,1 \text{ m/s}$ e os fatores pessoais de atividade e vestimenta são escolhidos como sendo $M = 69,78 \text{ W/m}^2$ ($M = 1,2 \text{ Met}$) e $I_{cl} = 0,1023 \text{ m}^2\text{C/W}$ ($I_{cl} = 0,66 \text{ Clo}$), representando um ambiente de escritório.

Para selecionar os ganhos K_p e K_i , também utilizou-se a técnica ONP para encontrar os melhores parâmetros, ou seja, os parâmetros que minimizam o MSE. Portanto, obtiveram-se os parâmetros K_p e K_i iguais a 27,241 e

0,227, respectivamente.

A simulação também foi feita para um intervalo de tempo de 7 dias, ligando o controlador apenas à zero hora do terceiro dia. O desempenho deste sistema de controle com PI é apresentado nas Figuras 13 e 14. O MSE do PMV é igual a 0,83881. Observa-se que o MSE obtido é muito próximo aos anteriores, sendo que, numericamente, a discrepância entre esses valores, no pior dos casos, passa a acontecer a partir da 5ª casa decimal.

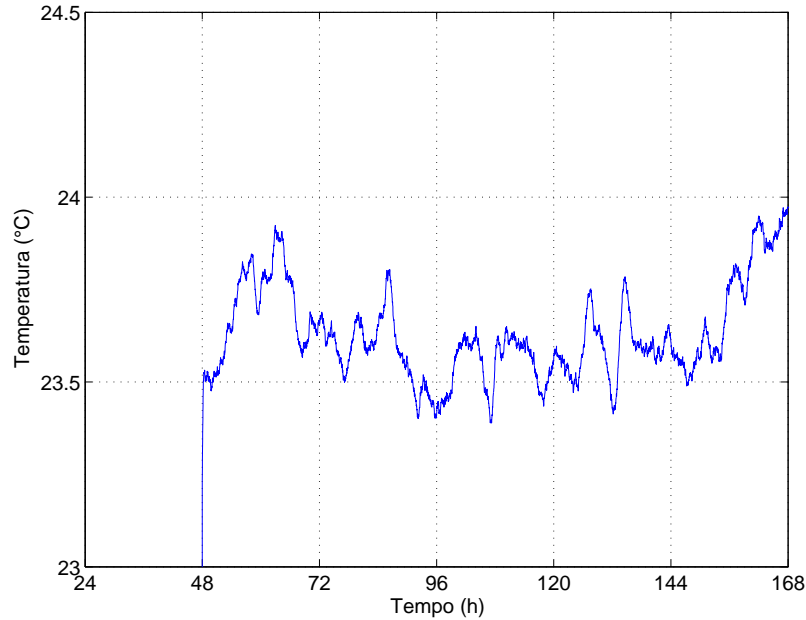


Figura 12: Variação do *set-point* de Temperatura para manter o PMV nulo

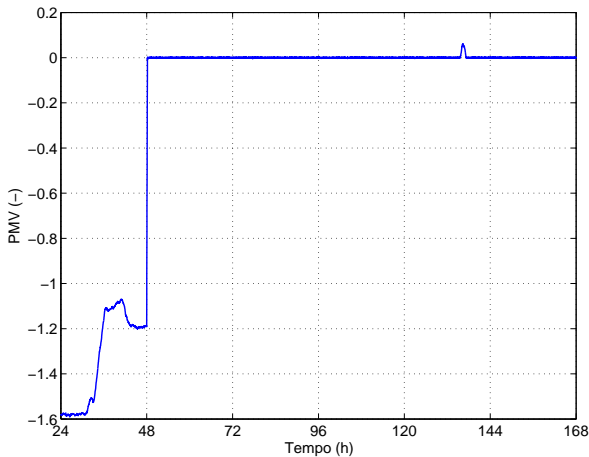


Figura 13: PMV para o Controlador PI com realimentação de Temperatura

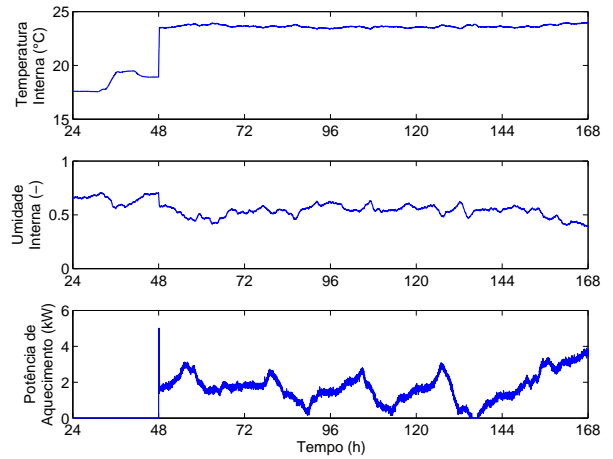


Figura 14: Temperatura interna, umidade relativa e sinal de controle para o Controlador PI com realimentação de Temperatura

6. Conclusão

Conforme apresentado neste artigo, foram desenvolvidas duas estratégias diferentes para solucionar o problema de conforto térmico. A primeira estratégia foi aplicada utilizando os algoritmos de controle PI e *Fuzzy*, já a segunda, utilizou somente algoritmo PI.

Para a primeira estratégia, adotou-se que o PMV do ambiente foi mensurado a partir de um sensor de PMV, portanto o *set-point* do sistema foi em PMV e toda a lei de controle subsequente foi desenvolvida a partir deste princípio. Sendo a referência do sistema em PMV, esta referência foi sempre zero, pois desejou-se um ambiente termicamente confortável.

A segunda estratégia utilizou a referência (*set-point*) do sistema de controle para ajustar a temperatura do ambiente de modo que o PMV fosse zero. Ou seja, a cada instante de amostragem, com base nos parâmetros físicos (tais como umidade, velocidade e temperatura do ar) e pessoais, calculou-se um valor de temperatura que levaria ao PMV nulo. Portanto a referência do sistema de controle foi variante no tempo, sendo função do valor ótimo de temperatura previamente calculado.

Independente do algoritmo de controle para as estratégias apresentadas, todos cumpriram sua função conforme estipulado previamente: manter o PMV o mais próximo de zero possível. Sendo que houve uma leve variação numérica de desempenho para cada um deles. Apesar de terem seus parâmetros otimizados (via ONP), tais controladores ainda poderiam apresentar um desempenho melhor se, por exemplo, para o controlador *Fuzzy*, a base de regras fosse melhorada, se mais funções de pertinência fossem adicionadas ao projeto ou se os ganhos relativos à normalização das entradas e saída fossem otimizados.

7. Agradecimentos

Este trabalho tem apoio FINEP, convênio 01.05.1064.00, referência 2460/05.

8. Referências

- Astrom, K. J. e Hagglund, T., 1995, “PID Controllers: Theory, Design and Tuning”, ISA Press, 2 edition.
- Donaisky, E., 2005, Otimização de Trajetória em Robótica Móvel Baseada em Algoritmo de Nuvem de Partículas, Technical report, Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, Paraná, Brasil.
- Fanger, P. O., 1970, “Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering”, McGraw-Hill Inc., New York, USA.
- Freire, R. Z., Oliveira, G. H. C., e Mendes, N., 2005, Thermal Comfort Based Predictive Controllers for Building Heating Systems, “Proc. of the 16th IFAC World Congress (IFAC’05)”, Prague, Czech Republic.
- Freire, R. Z., 2006, Técnicas Avançadas de Controle Aplicadas a Sistemas de Climatização Visando Conforto Térmico, Master’s thesis, Pontifícia Universidade Católica do Paraná.
- Gouda, M. M., Danaher, S., e Underwood, C. P., 2001, Thermal Comfort Based Fuzzy Logic Controller, “Building Serv. Eng. Res. Technol.”, Vol. 22, No. 4, pp. 237–253.
- Hamdi, M. e Lachiver, G., 1998, A Fuzzy Control System Based on the Human Sensation of Thermal Comfort, “Proc. of IEEE International Conference on Fuzzy Systems”, pp. 487–492, United States.
- IEA, 2003, International Energy Agency - Annex 43 - Testing and Validation of Building Energy Simulation Tools, Technical report, Golden, Colorado, USA.
- Innova AirTech Instruments, 1997, Thermal Comfort, Technical report.
- Kennedy, J. F. e Eberhardt, R. C., 1995, Particle Swarm Optimization, “Proc. of IEEE International Conference on Neural Networks”, pp. 1942–1948.
- Kolokotsa, D., Tsiavos, D., Stavrakakis, G. S., Lalaitzakis, K., e Antonidakis, E., 2001, Advanced fuzzy logic controllers design and evaluation for buildings occupants thermal-visual comfort and indoor air quality satisfaction, “Energy and buildings”, Vol. 33, pp. 531–543.
- Lee, C. C., 1990, Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller - Part I e II, “IEEE Trans. on Systems, Man and Cybernetics”, Vol. 20, No. 2, pp. 404–418.
- Ljung, L., 1999, “System Identification: Theory for the user”, Prentice Hall, Inc., 2 edition.
- Mendes, N., Oliveira, G. H. C., e Araújo, H. X., 2001, Building Thermal Performance Analysis by Using Matlab/simulink, “Proc. of the Building Simulation Conference (IBPSA’01)”, Vol. 1, pp. 473–480, Rio de Janeiro, Brasil.
- Pedrycz, W. e Gomide, F., 1998, “An Introduction to Fuzzy Sets: Analysis and Design”, MIT Press.

- Tang, K. L. e Mulholland, R. J., 1987, Comparing Fuzzy Logic with Classical Controller Designs, “IEEE Trans. on Systems, Man and Cybernetics”, Vol. 17, No. 6, pp. 1085–1087.
- Trebiën, R., Mendes, N., e Oliveira, G. H. C., 2006, Análise do Modelo de Fanger (PMV) para Desenvolvimento de Sistemas de Controle, “Proc. of 11th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering (ENCIT’05)”, Curitiba, Brasil - (Aceito para publicação).
- Yonezawa, K., Yamada, F., Wada, Y., e Hanada, Y., Comfort Air-Conditioning Control for Building Energy-Saving, “26th IEEE Industrial Electronics Society Conference”, Vol. 3, pp. 1737–1742.

STRATEGIES FOR THERMAL COMFORT CONTROL BASED ON PI AND FUZZY ALGORITHMS

Emerson Donaisky Industrial and System Engineering Graduate Program (PPGEPS)
Pontifical Catholic University of Paraná (PUCPR)
Rua Imaculada Conceição, 1155 Curitiba - PR, 80.215-901 - Brazil
e-mail: alm_eber@yahoo.com.br

Bruno César Reginato Industrial and System Engineering Graduate Program (PPGEPS)
Pontifical Catholic University of Paraná (PUCPR)
e-mail: bruno.reginato@terra.com.br

Gustavo Henrique da Costa Oliveira Industrial and System Engineering Graduate Program (PPGEPS)
Pontifical Catholic University of Paraná (PUCPR)
e-mail: gustavo.oliveira@pucpr.br

Nathan Mendes Mechanical Engineering Graduate Program (PPGEM)
Pontifical Catholic University of Paraná (PUCPR)
e-mail: nathan.mendes@pucpr.br

Abstract. *This article discusses the thermal comfort problem in buildings equipped with HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) systems. The Fanger’s PMV index has been chosen and a PMV-based methodology has been implemented in order to improve the performance of a heating system. The proposed strategies are: i) PMV feedback in order to replace the controlled variable feedback and ii) PMV-based-set-point optimization. These techniques have been implemented using both PI and Fuzzy control algorithms, optimizing the variables using the Particle Swarm Optimization algorithm. Simulation results for both techniques are presented for building model geometrically-like-BESTest, but with Brazilian material and the weather data file for the city of Curitiba.*

Keywords. *Thermal Comfort, PMV, Optimization, PI Control, Fuzzy Control*

NUMERICAL ASSESSMENT OF WIND-DRIVEN RAIN CATCH RATIO

Marc O. Abadie

Visiting researcher at Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
mabadie@univ-lr.fr

Nathan Mendes

Thermal Systems Laboratory - LST
Pontifical Catholic University of Parana – PUCPR/CCET
Rua Imaculada Conceição, 1155
Curitiba – PR – 80215-901 – Brazil
nathan.mendes@pucpr.br

Abstract. *The present study aims to evaluate the importance of taking into account the wind turbulence when performing droplet trajectory numerical simulations. The turbulence effect on Wind-Driven Rain is studied by calculating the specific catch ratio of 1mm droplets for an isolated low-rise building windward surface under a 5m/s normal wind. An Eulerian Second Moment Closure and a Lagrangian one-way coupling models are used to calculate the airflow field and the droplet trajectories respectively. Results show that turbulence has a negligible effect in the case of the building whole windward wall but can substantially modify the value of the specific catch ratio in the case of Wind-Driven Rain gauges.*

Keywords. *Wind-Driven Rain, Specific Catch Ratio, Turbulence Intensity, Reynolds Stress Model.*

1. Introduction

Moisture-associated problems have become an important subject of research in the building physics area. Indoor humidity is an essential parameter to determine the occupants' perception of indoor air quality, and is also an important cause of harmful processes that may occur on surfaces of buildings, such as material deterioration and microbial growth. The on-going research program of the International Energy Agency (2006) even aims to evaluate its importance on the building heating and cooling energy loads. New generation of Building Energy Simulation tools such as WUFI (1994), WUFI-Bio (2001), PowerDomus (2003) already integrates both heat and moisture calculations including capillary migration, and can be employed to evaluate the coupled effect of heat and moisture (vapour and liquid) transfer through building envelopes. The specification of boundary conditions, and more particularly outdoor ones, is of great importance in order to obtain reliable results.

As Wind-Driven Rain (WDR) is one of the most important moisture sources affecting building envelopes, important research efforts have been conducted in the last twenty years. The main goal of those studies lies in the evaluation of one parameter, the so-called catch ratio, that links the unobstructed horizontal rainfall intensity to the WDR intensity on the building. The catch ratio that integrates the whole spectrum of droplet sizes is deduced from the specific catch ratio, that is related to only one droplet size, and the rainfall intensity by the relation of Best (1950). The catch ratio thus depends on several parameters: the building geometry (including the surroundings), the position on the building façade, the reference wind velocity, the horizontal rainfall intensity and horizontal raindrop-size distribution.

This WDR catch ratio can be evaluated by both on-site measurements and numerical simulations. Recently, Blocken and Carmeliet (2004) have provided a literature review of Computational Fluid Dynamics (CFD) studies and, by comparing their numerical results to experimental measurements, have concluded that CFD modelling can accurately predict WDR catch ratios. The mean error on the catch ratio values for the studied windward wall was 0.03 equivalent to a 8% relative error and, contrary to the simulations, rain has been found on a leeward wall. According to the authors, these discrepancies can be explained either by the precision of the measurements and by the fact that the turbulence of the airflow was not modelled in their simulations. The first potential cause has been investigated by the same authors (2006) who demonstrated that the measurement actually depends on the type of gauge used to collect the rain droplets. On the other hand, the role the wind turbulence plays on the droplets trajectory and its importance on WDR investigation still remain a subject of controversy among researchers. Lakehal *et al.* (1995) found that droplets are too heavy for their trajectories to be really perturbed by turbulence, even close to the walls. Sankaran and Paterson (1995) concluded that turbulence is of great importance in the case of tall buildings. Choi (1997) showed that turbulence is negligible for droplets of 5mm and 2mm in diameter but modifies 1mm droplets specific catch ratio by 0.02 with stronger effect in the lower part of the façade. Hagan *et al.* (1999) found that large discrepancies between the

experiment and numerical results in the upper part of its higher buildings and in the middle zone of its lower one. The author attributed those differences to inaccurate modelling of the wind turbulence and, as a consequence, meant that turbulence needs to be correctly calculated to improve WDR analysis.

The present study aims to assess the importance of modelling turbulence on the numerical evaluation of the WDR specific catch ratio. Three-dimensional simulations are performed to estimate the specific catch ratio of 1 mm droplet on an isolated low-rise building. After the description of the computational domain, the motivations of the choice of the turbulence model are presented and the obtained airflow field is compared to the available literature results. In a second part, the lagrangian model used to calculate the droplet trajectories within the domain is described. Specific catch ratios are evaluated with and without turbulence effects and are calculated for the whole windward surface and for prototypical gauges located at different positions of the same surface.

2. Simulation of the airflow around an isolated low-rise building

Figure (1) presents the studied domain which is basically made up of a cylinder (diameter: 35m, height: 10m) and a parallelepipedic building located at its centre. External dimensions of the building were chosen according to the BESTEST model. This physical model was used in a large range of case studies concerning building energy simulation validation (Judkoff and Neymark, 1995). Note that the two windows of the south wall are not included in the present simulation. In each simulation, four contiguous octants have been used as inlets while the four others as outlets to allow simulating eight different wind directions. The cylinder radius has been calculated according to the critical Reynolds expression in order to obtain a fully-turbulent boundary layer at the building's location. A power-law expression has been considered to represent the velocity profile at the boundary conditions according to the one that has been used by Davenport (1960). In the present analysis, the reference wind speed has been set to 5m/s and the wind remains normal to the longest side of the building. It has also been assumed that there is a temperature difference of 10°C between the building surfaces and the surrounding air.

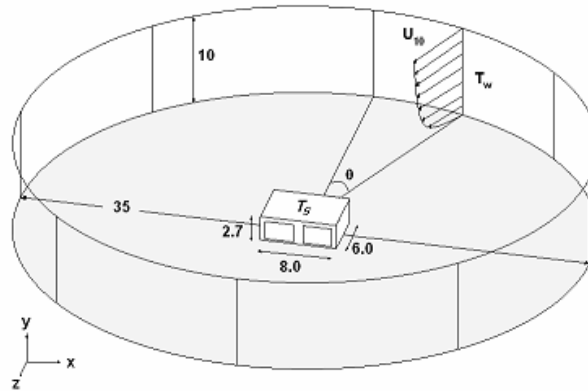


Figure 1. Domain geometry (dimensions are in meter).

The predictions are performed by the analysis of a three-dimensional steady-state incompressible flow based on the Reynolds-average approach. The governing equations for the conservation of mass, momentum and energy are:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \nu \nabla^2 \bar{u}_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u_i' u_j'}) + \rho g_i \beta (T_{ref} - T) \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\bar{u}_j T)}{\partial x_j} = \alpha \nabla^2 T + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{u_j' t'}) \quad (3)$$

where \bar{u}_i is the i^{th} component of the air mean velocity (m/s), x_i is the i^{th} component of the coordinate system (m), \bar{P} is the air mean absolute pressure (Pa), ν is the molecular kinematic viscosity (m^2/s), u_i' is the i^{th} component of the air fluctuating velocity (m/s), ρ is the air density (kg/m^3), g_i is the i^{th} component of the gravitational acceleration (m/s^2), β is the air thermal expansion coefficient ($/K$), T_{ref} is the reference air mean temperature (K), T is the air mean

temperature (K), α is the air thermal diffusivity (m^2/s) and t' is the air fluctuating temperature (K). The unknowns, $\overline{u_i' u_j'}$ and $\overline{u_j' t'}$, constitute the second-moment statistical correlation or so-called Reynolds stresses and turbulent heat fluxes.

The crucial choice of the turbulence model depends on the problem to be solved. Previous researchers on Wind-Driven Rain have employed the most commonly used models in engineering, *e.g.*, eddy viscosity models such as standard k- ϵ model for Lakehal *et al.* (1995), Van Mooke *et al.* (1997), Karagiozis *et al.* (1997), Choi (1997 and 1999) and Hagan (1999) or Realizable k- ϵ model for Blocken and Carmeliet (2002 and 2006) despite their well-known problems such as the turbulent kinetic energy overproduction in stagnant regions (that is attenuated by the Realizable k- ϵ model) and the assumption of isotropy of the normal Reynolds stresses. In the case of Wind-Driven Rain simulation, two important issues need to be taken into consideration. First, the presence of the ground and building envelope induces a strong anisotropy on the Reynolds stresses. Second, the current problem presents a highly complex separated flow around the building. By investigating the behaviour of WDR in 2D urban canopy, Lakehal *et al.* (1995) have concluded that the use of Second Moment Closure model is more appropriated than standard k- ϵ model. Compared to eddy-viscosity models which will not perform well in this case, Reynolds stresses (or Second Moment Closure) model (RSM) is expected to give improvements on both aspects as it naturally includes the effects of streamline curvature, sudden changes in the strain rate, secondary flows and buoyancy by solving differential transport equations individually for each Reynolds stress component.

As shown by Meroney *et al.* (1999) and Fothergill *et al.* (2002), results obtained with RSM for flows around obstacles are often better than with eddy viscosity models but their main deficiencies lie in the simulation of boundary layers which comes from the underlying ϵ -equation. Particularly the accurate prediction of flow separation, like in the present case, is problematic when the ϵ -equation is used. The use of the ω -equation instead of the ϵ -equation avoid those issues. The turbulent model used in the present study is the Baseline (BSL) Reynolds Stress Model (CFX, 2004), which is identical to the RSM ω -equation based model for the inner region of a boundary and gradually changes to the standard RSM ϵ -equation based model in the outer wake region by the mean of a blending function. This coupling formulation permits to avoid strong sensitivity to free stream conditions implied by the ω -equation based formulation (Menter, 1993). Reynolds stress transport equations, pressure-strain correlation and coefficient values employed in the present study can be found in CFX (2004).

A commercial CFD program (CFX, 2004) has been used for numerical prediction of the airflow. The governing equations have been solved with a segregated scheme and a first-order upwind advection scheme has been adopted. The continuity equation is a second-order central difference approximation to the first-order derivative in velocity, modified by a fourth derivative in pressure which acts to redistribute the influence of the pressure. The local criterion for numerical convergence, *i.e.*, root mean square residuals between two consecutive iterations, is lower than 10^{-4} .

A three-dimensional unstructured grid of 774,000 cells has been generated to solve the present problem. The quality of this grid has been verified and improved performing iterative simulations for each configuration in order to obtain a y^+ value between 20 and 100.

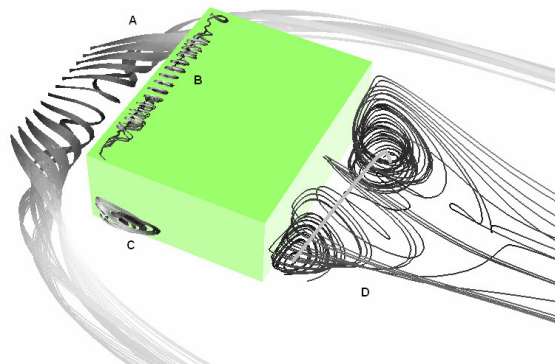


Figure 2. Streamlines showing the airflow vortices.

Figure (2) presents the main features of the three-dimension airflow field in the case of a South wind. The horseshoe vortex (A), the roof vortex (B), the two lateral side vortices (C) and the arch vortex (D) in the re-attachment region behind the building are all well predicted in the present simulation. Turbulent structures around cubic buildings under isothermal conditions have been intensively investigated by Hussein and Martinuzzi (1996) but few data are

available in the case of parallelepipedic buildings. One can cite the experimental work of Calluaud and David (2002) on a parallelepipedic building (18mm high with a square base of 60mm), which shape is close to the geometry of the present study. In the present simulation, the detachment distance in front of the building is 0.65 H and the re-attachment distance is 2.05 H behind it. These two values agree well with the two previously cited experimental studies that found the values of 0.38 H and 0.75 H for the detachment distance and 1.68 H and 2.70 H for the re-attachment distance.

3. Droplets trajectory simulation

A Lagrangian model was used to calculate the droplets trajectories. In the present simulation, the droplet mass loading, which is defined as the droplet mass per unit volume divided by the continuous-fluid mass per unit volume, is in the order of 10^{-4} for a 4mm/h strong rain that is lower than the limiting value of 10^{-3} (Elghobashi, 1994) so that the interaction between the carrier air and the droplets can be treated as a one-way coupling *i.e.* the droplets do not modify the wind airflow. The Lagrangian method computes the trajectory of each droplet by solving the momentum equation based on Newton's second law:

$$\frac{\pi}{6} d_d^3 \rho_d \frac{dU_i^d}{dt} = C_d \frac{\pi}{8} \rho_d^2 |U_i - U_i^d| (U_i - U_i^d) + F_e \quad (4)$$

where d_d is the droplet diameter (m), ρ_d is the droplet density (kg/m^3), U_i^d and U_i are respectively the i^{th} component of the droplet and air instantaneous velocity (m/s), t is the time (s), C_d is the droplet drag coefficient (-) and F_e is the sum of external forces acting on the droplet (N).

In general, drag and gravity forces are the predominant forces expected in most two-phase flow systems (Loth, 2000) so that lift forces (Saffman and Magnus forces), virtual mass and stress gradient effects and Basset history term are neglected and F_e only represents the gravity and the hydrostatic pressure force in Eq. (4).

This equation is solved at each time step for every droplet. The successive locations x_i of each droplet are obtained using the following equation:

$$\frac{dx_i}{dt} = U_i^d \quad (5)$$

In order to obtain the instantaneous velocity of the fluid, its fluctuating component is calculated at each time step and for each droplet location from the turbulent characteristics of the fluid flow obtained by the air Reynolds-average calculations (previous section). Among the different models that exist in the literature, the Gosman and Ioannides (1981) model is commonly used as it compares well with experimental data in particular in the case of droplet size and can be easily coupled with CFD programs.

Thousands of droplets have been injected through a horizontal plane located at an altitude of 10m. Droplet initial horizontal velocity has been set to the undisturbed wind velocity (5m/s) while its initial vertical velocity has been calculated from the equilibrium between the gravity and the aerodynamic drag which corresponds to the terminal settling velocity of the droplet (4m/s for 1mm droplet). Droplets trajectories have been calculated until they have reached a building whole façade, the ground or a domain boundary. When a droplet hits a wall surface, it sticks to the wall at first contact and remains at this location *i.e.* no rebound, splash, run-off nor resuspension are taken into account in the present simulations.

4. Specific catch ratio calculation methodology

As defined by Blocken and Carmeliet (2004), the specific catch ratio ($\eta(d_d)$) is calculated as the ratio of the horizontal plane (A_h) bounded by the injection positions of the raindrops ending on the corner of the zone on the building envelope (A_f) where the ratio has to be determined, to A_f .

$$\eta(d_d) = \frac{A_h(d_d)}{A_f} \quad (6)$$

The specific catch ratio accuracy strongly depends on the precision of the horizontal surface evaluation. A two-step procedure is employed here. Firstly, an initial guess of the horizontal surface location is obtained by simulating a few number of droplet trajectories. Secondly, a droplet injection grid is built up and the calculation of the total number of droplet (1000 droplets per grid point) trajectories is performed. Figure (3) illustrates the droplet final positions with and

without turbulence effect obtained from a rectangular horizontal injection grid constructed to cover one half of the windward façade. Without turbulence effect, the initial injection regular-spaced grid is still visible after the distortions of mean airflow whereas the added effect of the turbulence considerably modifies the droplet final location surface especially at its outlines.

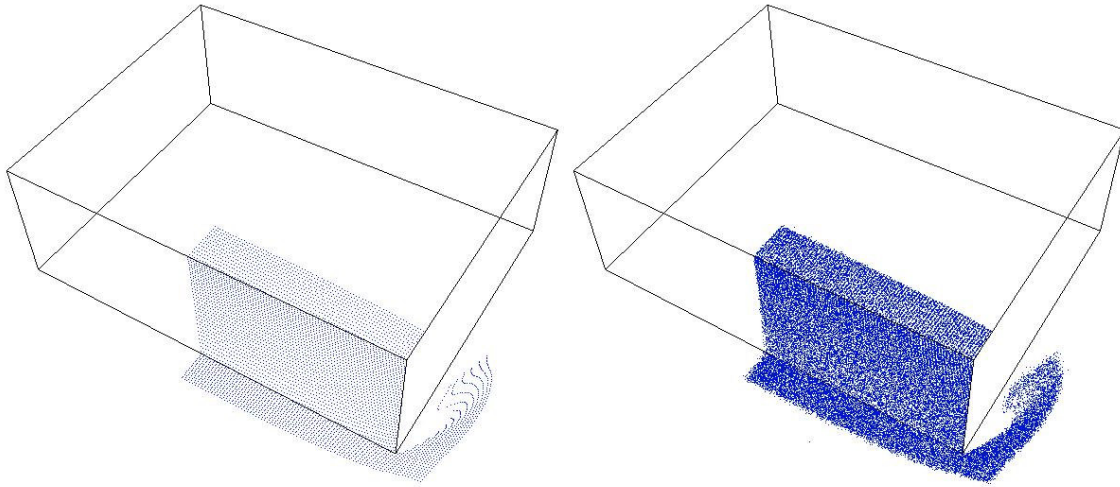


Figure 3. Droplet final locations (left: without turbulence, right: with turbulence).

5. Results

5.1. Whole windward façade

Figure (4) presents the horizontal surfaces with and without turbulence obtained from a $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ droplet injection grid in the case of one half of the windward façade. The colour scale represents the probability for a droplet to reach the zone on the building envelope where the ratio is to be determined. When the turbulence is neglected, the probability is 1 or 0 and the horizontal surface has a well-defined area which is close to a trapezoid but not exactly because of airflow curvatures. When the turbulence is taken into account, the probability gradually decreases on the surface edges. In this case, the surface area is calculated as the product of the grid cell area by the probability. The use of a $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ grid leads to a precision of 0.23m^2 on the whole surface area value so 0.005 ($= 2\%$ of relative error) on the specific catch ratio.

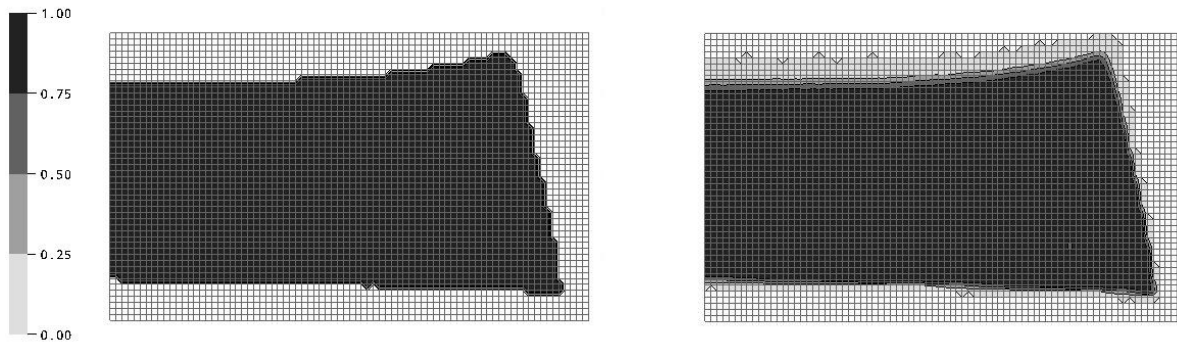


Figure 4. Horizontal surface obtained from a $5\text{cm} \times 5\text{cm}$ droplet injection grid for one half of the whole windward façade. (left graph: without turbulence, right graph: with turbulence)

Figure (5) presents the evolution of the specific catch ratio versus the droplet number used at each grid point. Values with and without turbulence are very close (0.581 and 0.579 respectively) so that the effect of turbulence can be neglected in the case of the whole windward surface.

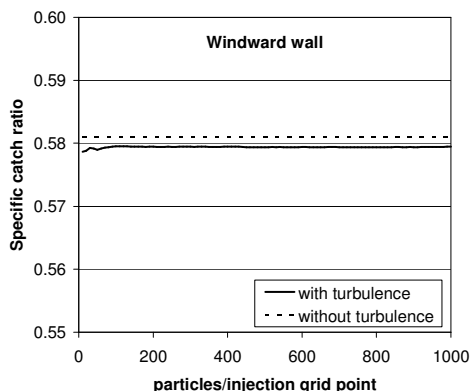


Figure 5. Specific catch ratio versus the droplet number – whole windward façade.

5.2. WDR gauges

It is likely to consider that the absolute effect of turbulence on the horizontal surface area would remain on the same order whatever the considered zone area on the building envelope as it depends on all the turbulence eddies encountered by the droplets and not only on the droplet final position region. Reducing the zone area where the ratio has to be evaluated can thus increase the relative effect of the turbulence. This effect can then become important for the spatial variation of the specific catch ratio of the surface that is experimentally measured using WDR gauges. As pointed out by Blocken and Carmeliet (2006), WDR gauges are of different shape and size as there is no standard to design yet. For the purpose of the present study, the droplet catchment surface area (18cm × 18cm) of the gauge developed at the Chalmers University of Technology (1999) has been chosen as a reference surface to study the variation of the specific catch ratio on the wall surface. Figure (6) presents the different locations of the wall zones where the ratio has to be determined. After first initial guesses of the droplet injection horizontal surface locations, thinner grids of 0.5cm × 0.5cm have been used to reach the precision of 0.0003m² on the surface area value so 0.005 on the specific catch ratio (= 4% of mean relative error over the different locations).

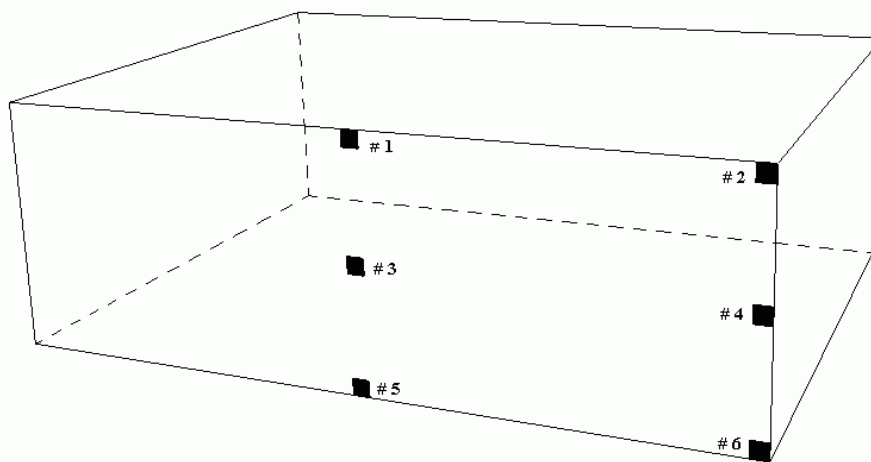


Figure 6. WDR Gauges' locations.

Figures (7) and (8) show the droplet injection horizontal surfaces associated with the droplet probability to reach the specified locations for WDR gauge #3 and #2 respectively. Concerning the first gauge, the whole horizontal surface area is increased with turbulence calculations, *e.g.*, the droplets injected in the 0.25-0.50 region have a 25 to 50% chance to reach the gauge because of turbulence, but the 0.75-1.00 region is drastically diminished presuming a reduction of the specific catch ratio. For gauge #2, as previously observed for the whole surface, the effect of turbulence lies in a small band of the surface periphery so that the specific catch ratio should not be affected considerably.

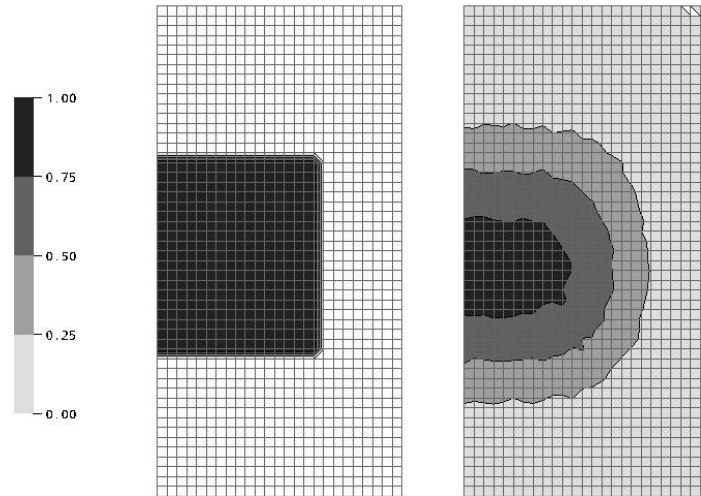


Figure 7. Horizontal surface obtained from a 5mm × 5mm droplet injection grid for WDR gauge #3. (left graph: without turbulence, right graph: with turbulence).

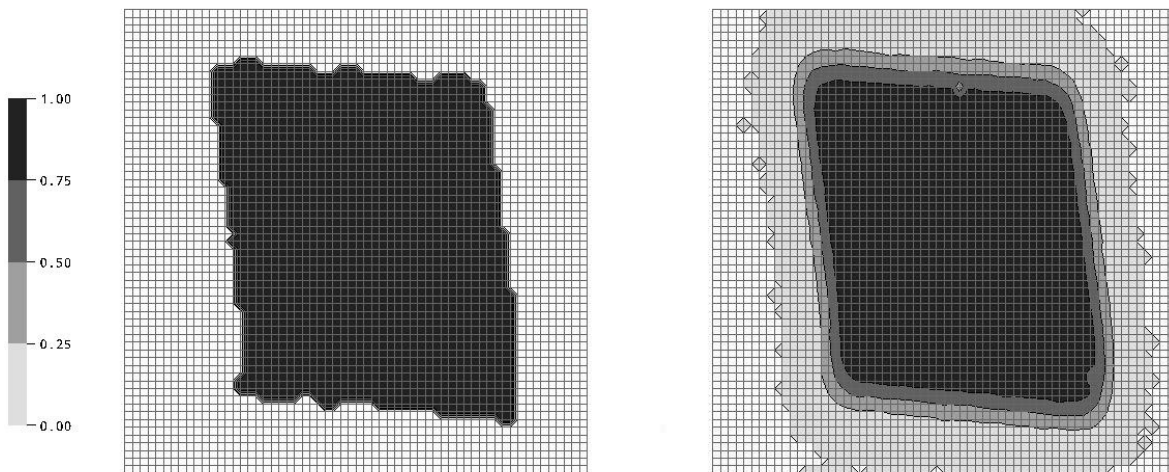


Figure 8. Horizontal surface obtained from a 5mm × 5mm droplet injection grid for WDR gauge #2. (left graph: without turbulence, right graph: with turbulence).

Figure (9) presents the evolution of the specific catch ratio versus the droplet number used at each grid point. Firstly, 200 droplets per grid point are needed to obtain a steady value of the specific catch ratio for all cases. Secondly, maximum differences between the values obtained with and without turbulence calculations are obtained for gauge #3 and #5 (5% relative difference) while there are negligible differences for gauge #2 and #4.

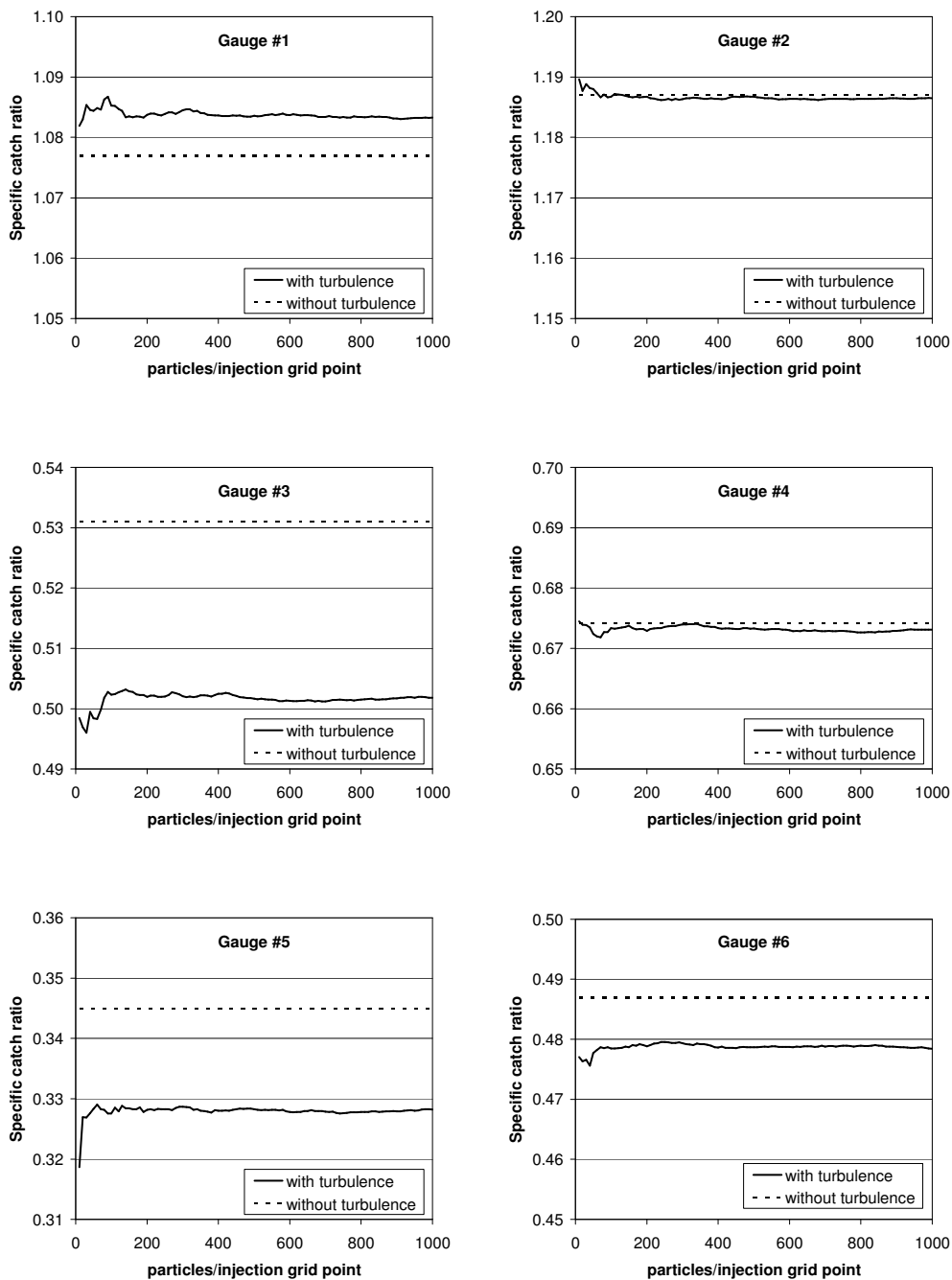


Figure 9. Specific catch ratio versus the droplet number – WDR gauges.

6. Discussion

Results show that turbulence on the specific catch ratio can be important in some locations in the case of WDR gauge equivalent surfaces whereas its effect is negligible in other locations or in the case of the whole windward surface. The relative importance of the airflow turbulence can be evaluated by the turbulence intensity (I) which is calculated by dividing the airflow fluctuating velocity component (u'), which is in the order of the turbulent kinetic energy (k) square root in the case of isotropic turbulence, by the airflow mean velocity (\bar{u}):

$$I = \frac{u'}{\bar{u}} \approx \sqrt{\frac{2}{3}k} \tag{7}$$

Figure (10) shows the airflow turbulence intensity obtained in the present configuration (5m/s normal wind). The isosurface represents the location where the turbulence intensity is 10%. It appears that the building is entirely contained in the region of highest turbulence intensity. In this region, the mean air velocity is so low that the relative importance of the turbulence is enhanced. A droplet trajectory has been also represented in the case of gauge #3 located in the wall centre. For the case without turbulence effect on the droplet, the trajectory is a unique undisturbed smooth curve whereas dispersion occurs all along the droplet flight when turbulence effect is considered, especially in the highest turbulence intensity zone located near the wall. As a consequence, droplets that should have reached the gauge are deviated so that the specific catch ratio is reduced.

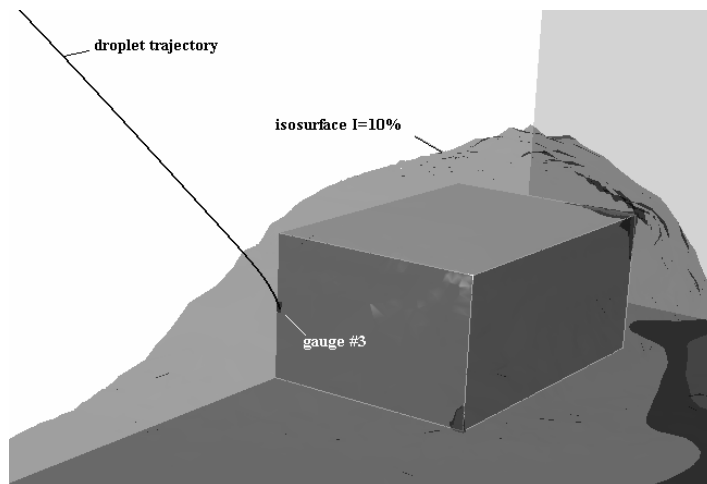


Figure 10. Turbulence intensity around the building.

Figure (11) presents the airflow turbulence intensity encountered by the droplets during their flights from their injection points to the WDR gauges. The droplet injection point has been chosen as the centre of the horizontal surface evaluated without turbulence effects. The same trend is observed for each one of the six cases. Far from the building, the droplets pass through low turbulence intensity (about 1%) regions whereas they undergo an important turbulence intensity increase while they approach the wall (at a distance lower than 3m from the wall). The increase magnitude depends on the gauge location and is clearly higher for gauges #3 and #5 which were identified as the locations where turbulence has the greater effect.

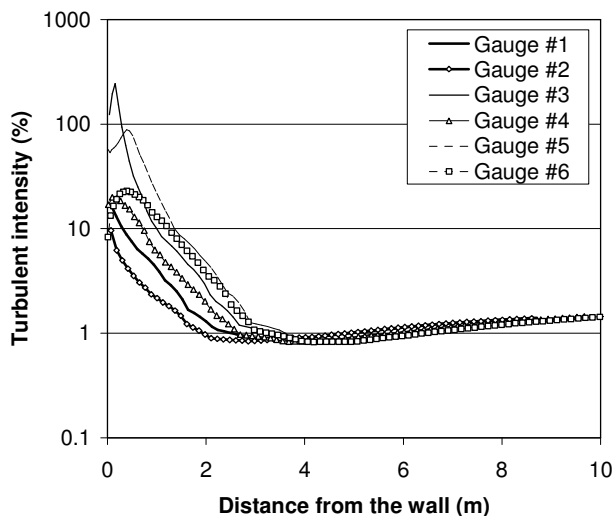


Figure 11. Turbulence intensity along droplet trajectories.

In an attempt to correlate the specific catch ratio relative error made without turbulence modelling with the turbulence intensity in the case of the WDR gauges studied here, the turbulence intensity has been integrated along the three last meters of droplet trajectory and divided by the droplet path length in order to obtain the averaged turbulence intensity value (Fig. (12)) close to the building. As expected, the relative error is an increasing function of the turbulence intensity. Best regression has been found using second-order polynomial. Considering that mean turbulence intensity commonly found around building is about 15% in unobstructed field (case of the present configuration) and 90% in urban environment at 2m high (Snyder, 1985), the relative error on the specific catch ratio would go up from 2% to 40%.

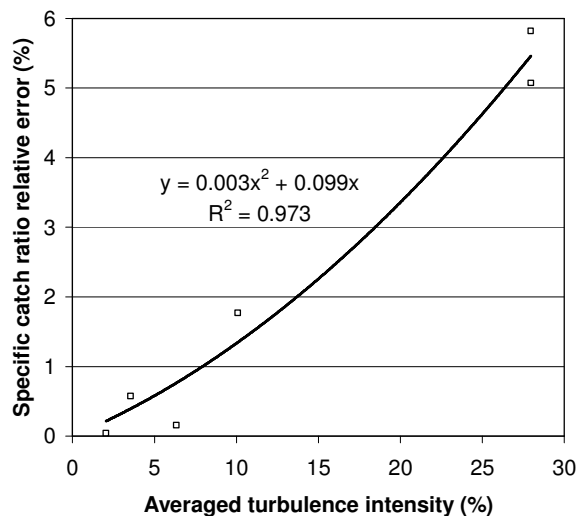


Figure 12. Specific catch ratio relative error versus airflow averaged turbulence intensity.

7. Conclusion

A numerical study aiming to evaluate the importance of considering turbulence on Wind-Driven Rain problems has been presented. Compared to previous studies, substantial improvements have been brought up to the airflow modelling (choice of the turbulence model and quality of the mesh grid), and the determination of the specific catch ratio (precision of the droplet injection grid and high number of injected droplets).

The present study has been limited to one droplet size, wind velocity and gauge equivalent surface area because of the prohibitive computational time induced by the calculation of millions of droplet trajectories needed to accurately evaluate the turbulence effect. Nevertheless, the following conclusions can be drawn from the present results concerning the evaluation of the WDR specific catch ratio:

- Turbulence has a negligible effect for the whole windward façade.
- In the case of smaller surfaces such as those of WDR gauges, the turbulence importance depends on the location of the considered surface. Maximal relative error of 5% induced by neglecting turbulence has been found for a gauge located at the wall surface centre.
- 200 is the minimum number of droplets to be injected per horizontal surface grid point to accurately calculate the specific catch ratio.
- Close examination of the airflow turbulence intensity provides useful information to evaluate the error induced by neglecting the turbulence effect.

The main conclusion of the present study is that turbulence can be neglected for similar WDR problems *i.e.* same droplet sizes (and coarser ones) and wind velocities, simple building shapes and isolated buildings. However, turbulence effect can be considerably enhanced for irregular shape buildings, real three-dimensional gauges and even more in the case of the presence of other buildings in the surrounding. For this last case, turbulence calculations would then be needed to correctly evaluate the WDR on building façades as we have shown that relative errors can be as high as 40%.

8. Acknowledgements

The authors thank the Brazilian Research Council (CNPq) of the Secretary for Science and Technology of Brazil for support of this work.

9. References

- Best, A.C., 1950, "The size distribution of raindrops", *Quart. J. of the Royal Meteor. Soc.*, Vol. 76, pp. 16–36.
- Blocken, B. and Carmeliet, J., 2002, "Spatial and temporal distribution of driving rain on a low-rise building", *Wind and Struct.*, Vol. 5, pp. 441–462.
- Blocken, B. and Carmeliet, J., 2004, "A review of wind-driven rain research in building science", *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 92, pp. 1079–130.
- Blocken, B. and Carmeliet, J., 2006, "On the accuracy of wind-driven rain measurements on buildings", *Building and Env.* In-Press, corrected proof.
- Calluau, D. and David, L., 2002, "Backward projection algorithm and stereoscopic particle image velocimetry measurements of the flow around a square section cylinder", 11th Int. Symp. Applications of Laser Techn. to Fluid Mech.
- CFX, 2004, CFX-5 Solver Theory.
- Choi, E.C.C., 1997, "Numerical modelling of gust effect on wind-driven rain", *J. of Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 72, pp. 107–116.
- Choi, E.C.C., 1999, "Wind-driven rain on building faces and the driving-rain index", *J. of Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 79, pp. 105–122.
- Davenport, A.G., "Rationale for Determining Design Wind Velocities", *Journal of the Structural Division, Proceedings American Society Civil Engineers*, Vol. 86, pp. 39–68.
- Elghobashi, S., 1994, "On predicting particle-laden turbulent flows", *Appl. Scient. Research*, Vol. 52, pp. 309–329.
- Fothergill, C.E., Roberts, P.T. and Packwood, A.R., 2002, "Flow and dispersion around storage tanks. A comparison between numerical and wind tunnel simulations", *Wind and Struct.*, Vol. 5 2-4, pp. 89–100.
- Gosman, A.D. and Ioannides, E., 1981, "Aspects of computer simulation of liquid-fuel combustor". AIAA 19th Aerospace Science Meeting, St Louis, paper 81–0323.
- Hagan, H., 1999, "Wind-driven rain studies. A C-FD-E approach", *J. of Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 81, pp. 323–331.
- Högberg, A.B., Kragh, M.K. and van Mook, F.J.R., 1999, "A comparison of driving rain measurements with different gauges", *Proc. of the 5th symp. of building physics in the Nordic Countries*, Gothenburg, pp. 361–368.
- Hussein, H.J. and Martinuzzi, R.J., 1996, "Energy balance for turbulent flow around a surface mounted cube placed in a channel", *Physics of Fluids*, Vol. 8, pp. 764–780.
- International Energy Agency, 2006, "Annex 41, Whole building heat, air and moisture response (MOIST-EN)", <http://www.kuleuven.ac.be/bwf/projects/annex41/index.htm>.
- Karagiozis, A., Hadjisophocleous, G. and Cao, S., 1997, "Wind-driven rain distributions on two buildings", *J. of Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 67–68, pp. 559–72.
- Künzel, H.M., 1994, "Simultaneous heat and moisture transport in building components: one- and two-dimensional calculation using simple parameters", PhD dissertation, University of Stuttgart.
- Judkoff, R.D. and Neymark, J.S., 1995, "Building Energy Simulation Test (BESTEST) and Diagnostic Method", NREL/TP-472-6231, Golden, Colorado National renewable Energy Laboratory.
- Lakehal, D., Mestayer, P.G., Edson, J.B., Anquetin, S. and Sini, J.-F., 1995, "Eulero-lagrangian simulation of raindrop trajectories and impacts within the urban canopy", *Atm. Env.*, Vol. 29, pp. 3501–3517.
- Loth, E., 2000, "Numerical approaches for motion of dispersed particles, droplets and bubbles", *Progress in Energy Comb. Sc.*, Vol. 26, pp. 161–223.
- Mendes, N., Oliveira, R.C.L.F. and dos Santos, G.H., 2003, "DOMUS 2.0: A whole-building hygrothermal simulation program", 8th Int. IBPSA Conf., Eindhoven, Netherlands.
- Menter, F.R., 1993, "Multiscale model for turbulent flows", Int. 24th Fluid Dyn. Conf., American Inst. Aeron. Astron.
- Meroney, R.N., Leitl, B.M., Rafailidis, S. and Schatzmann, M., "Wind-tunnel and numerical modeling of flow and dispersion about several building shapes", *J. of Wind Eng. Ind. Aerodyn.*, Vol. 81, pp. 333–345.
- Sankaran, R. and Paterson, D.A., 1995, "Computation of rain falling on a tall rectangular building", 9th Int. Conf. on Wind Eng., New Delhi, India, pp. 2127–2137.
- Sedlbauer, K., 2001, "Vorhersage von schimmelpilzbildung auf und in bauteilen", PhD dissertation, University of Stuttgart.
- Snyder, W.H., 1985, "Fluid modeling of pollutant transport and diffusion in stably stratified flows over complex terrain", *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 17, pp. 239–266.
- Van Mook, F.J.R., de Wit, M.H. and Wisse, J.A., 1997, "Computer simulation of driving rain on buildings envelopes", 2nd European and African Conf. on Wind Eng., 22–26 June.

10. Copyright Notice

The author is the only responsible for the printed material included in his paper.