

**Revista Română de Inginerie Civilă**  
Indexată în bazele de date internaționale (BDI)  
**ProQuest, INSPEC, EBSCO**  
**INDEX COPERNICUS, ULRICH'S și JOURNALSEEK**  
**Volumul 8 (2017), Numărul 1**

|                                                                                                                                                                                                                               |       |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Building integrated solar thermal systems presentation and zoom on the solar potential<br><i>Gilles Notton</i>                                                                                                                | 1-11  |
| Estimative analysis of investment payback for industrial spaces heated with radiant tubes<br><i>Adriana Tokar, Adrian Retezan, Arina Negoîtescu</i>                                                                           | 12-18 |
| Instalații de încălzire centrală. Reglajul termic calitativ centralizat<br>Central heating plants. Centralized quality thermal control<br><i>Florin Iordache</i>                                                              | 19-30 |
| Sistem centralizat de producere și distribuție a căldurii<br>Centralized heat production and distribution system<br><i>George-Lucian Ionescu</i>                                                                              | 31-35 |
| Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged<br><i>Viktor Petrenko, Kostiantyn Dikarev, Al'ona Skokova, Oleksandra Kuzmenko</i>                                                           | 36-44 |
| Analysis of rod systems under undefined load<br><i>Volchok Denys</i>                                                                                                                                                          | 45-57 |
| Identificarea hidro-termică a rețelelor termice<br>Hydrothermal identification of thermal networks<br><i>Florin Iordache</i>                                                                                                  | 58-64 |
| Instalații de încălzire cu emițătoare de unde întunecoase<br>Heaters with dark wave transmitters<br><i>George-Lucian Ionescu</i>                                                                                              | 65-70 |
| Evoluția sistemelor de climatizare de tip VRF<br>PARTEA I<br>Evoluția sistemelor VRF HVAC<br>The evolution of VRF air conditioning systems<br>PART I<br>Evolution of VRF HVAC systems<br><i>Cătălin Negruțiu, Dragoș Hera</i> | 71-81 |

**MATRIX ROM**  
**OP CHIAJNA CP 2**  
**077040 – ILFOV**  
**Tel. 021 4113617 Fax. 021 4114280**  
**e-mail: [office@matrixrom.ro](mailto:office@matrixrom.ro)**  
**[www.matrixrom.ro](http://www.matrixrom.ro)**

## **COLEGIUL EDITORIAL**

Prof.dr.ing. Ioan BORZA, *Universitatea Politehnica Timișoara*  
Conf.dr.ing. Lucian CÂRSTOLOVEAN, *Universitatea Transilvania Brașov*  
Conf.dr.ing. Vasilică CIOCAN, *Universitatea Tehnică Gh. Asachi Iași*  
Prof.dr.ing. Carlos Infante FERREIRA, *Delft University of Technology, The Netherlands*  
Prof.dr.ing. Dragoș HERA, *Universitatea Tehnică de Construcții București, membru onorific*  
Prof.dr.ing. Ovidiu IANCULESCU, *membru onorific*  
Prof.dr.ing. Anica ILIE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*  
Prof.dr.ing. Gheorghe Constantin IONESCU, *Universitatea Oradea*  
Prof.dr.ing. Florin IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București – **director editorial***  
Prof.dr.ing. Vlad IORDACHE, *Universitatea Tehnică de Construcții București*  
Prof.dr.ing. Ioan MOGA, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*  
Prof.dr.ing. Nicolae POSTĂVARU, *Universitatea Tehnică de Construcții București*  
Prof.dr.ing. Daniela PREDA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*  
Prof.dr.ing. Adrian RETEZAN, *Universitatea Politehnica Timișoara*  
Conf.dr.ing. Daniel STOICA, *Universitatea Tehnică de Construcții București*  
Prof.dr.ing. Ioan TUNS, *Universitatea Transilvania Brașov*  
Conf.dr.ing. Eugen VITAN, *Universitatea Tehnică Cluj Napoca*

**Revista Română de Inginerie Civilă este publicată și finanțată de editura**  
**MATRIX ROM**  
**Director executiv: mat. Iancu ILIE**

Online edition ISSN 2559-7485

Print edition ISSN 2068-3987; ISSN-L 2068-3987

**REVISTA ROMÂNĂ DE INGINERIE CIVILĂ INCLUDE ARTICOLE DIN URMĂTOARELE DOMENII**

**ROMANIAN JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING INCLUDE ARTICLES FROM THE FOLLOWING AREAS**

- |                                                    |                                                 |
|----------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| . Mecanica structurilor                            | . Mechanics of structures                       |
| . Inginerie seismică și siguranța construcțiilor   | . Seismic engineering and construction safety   |
| . Inginerie urbană și dezvoltare regională         | . Urban engineering and regional development    |
| . Construcții civile                               | . Civil buildings                               |
| . Căi de comunicații, poduri și tunele             | . Communication ways, bridges and tunnels       |
| . Căi ferate                                       | . Railways                                      |
| . Drumuri și aeroporturi                           | . Roads and airports                            |
| . Construcții din beton armat                      | . Reinforced concrete buildings                 |
| . Construcții metalice                             | . Metal constructions                           |
| . Geotehnică și fundații                           | . Geotechnics and foundations                   |
| . Alimentări cu apă și canalizare                  | . Water supply and sanitation                   |
| . Tratarea apei                                    | . Water treatment                               |
| . Epurarea apelor uzate                            | . Wastewater treatment                          |
| . Construcții hidrotehnice                         | . Hydro construction                            |
| . Îmbunătățiri funciare                            | . Land improvements                             |
| . Hidraulică și mecanica fluidelor                 | . Hydraulics and Fluid Mechanics                |
| . Hidrologie, hidrogeologie și gospodărirea apelor | . Hydrology, hydrogeology and water management  |
| . Protecția mediului în inginerie civilă           | . Environmental protection in civil engineering |
| . Instalații pentru construcții                    | . Building services                             |
| . Management în construcții                        | . Construction Management                       |
| . Calitatea mediului interior                      | . Indoor environmental quality                  |
| . Acustica clădirilor și a instalațiilor           | . Acoustic of buildings and installations       |
| . Energetica clădirilor și instalațiilor           | . Energy of buildings and installations         |
| . Geodezie, fotogrammetrie, cartografie            | . Geodesy, photogrammetry, cartography          |
| . Termotehnică                                     | . Thermotechnics                                |
| . Mașini și utilaje pentru construcții             | . Constructions machinery                       |
| . Mecanică tehnică și vibrații                     | . Technical mechanics and vibrations            |
| . Electrotehnică                                   | . Electrotechnics                               |
| . Ingineria calității                              | . Quality engineering                           |
| . Științe fundamentale în inginerie civilă         | . Fundamental science in civil engineering      |

## **INFORMATION FOR AUTHORS**

- For the works proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering, there are no costs for the author to analyze the manuscript and / or publish the article
- The publication of the article is conditional on its analysis in a peer-review process, as mentioned at <http://www.rric.ro/etica.php>; the author is required to participate in the peer-review process
- The article proposed for publication in the Romanian Journal of Civil Engineering has not been published and can no longer be published in another journal. If portions of content overlap with published content or for publication in another journal, the author must recognize and quote these sources
- Send to publish of an article implies that the study described in the article is original and does not infringe copyright. In the necessary circumstances, the author has to recognize and quote content reproduced from other sources after having previously obtained permission to reproduce the required content from other sources
- If there are more than one author, the content of the article is known and approved by all authors who contributed to writing the article and / or performing the research described in the paper
- All authors of an article should make a significant contribution to its writing
- The proposed article for publication will contain bibliographical references, as well as references to financial support, if any
- In the event of an error being reported in the paper after its publication, the author is required to cooperate with the Editorial Board and the publisher to publish an errata, an addendum, a corrigendum notice, or to withdraw the work if this is considered necessary.

At [http://www.rric.ro/template/rric\\_template.doc](http://www.rric.ro/template/rric_template.doc) there is the template where the proposed article should be sent for publication; the article is sent by email to [office@matrixrom.ro](mailto:office@matrixrom.ro) or uploaded directly from the journal's website <http://www.rric.ro/autori.php>.

## **INFORMAȚII PENTRU AUTORI**

- Pentru lucrările propuse spre publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu există costuri ale autorului pentru analiza manuscrisului și/sau pentru publicarea articolului
- Publicarea articolului este condiționată de analiza acestuia într-un peer-review proces, așa cum este menționat la <http://www.rric.ro/etica.php>; autorul este obligat să participe la procesul de peer-review
- Articolul propus pentru publicare în Revista Română de Inginerie Civilă nu a mai fost și nu mai poate fi publicat într-o altă revistă. Dacă porțiuni de conținut se suprapun cu conținut publicat sau trimis spre publicare la o altă revistă, autorul trebuie să recunoască și să citeze aceste surse.
- Trimiterea către publicare a unui articol implică faptul că studiul descris în articol este original și nu încalcă drepturile de autor. În situațiile necesare autorul trebuie să recunoască și să citeze conținutul reprodus din alte surse, după ce a obținut anterior permisiunea de a reproduce conținutul necesar din alte surse.
- În cazul în care există mai mulți autori, conținutul articolului este cunoscut și aprobat de toți autorii care au contribuit la scrierea articolului și/sau la realizarea cercetării descrise în lucrare.
- Toți autorii unui articol trebuie să aibă o contribuție semnificativă la elaborarea acestuia
- Articolul propus pentru publicare va conține referințe bibliografice, precum și mențiuni referitoare la suportul financiar, dacă este cazul
- În cazul semnalării unor erori în lucrare, după publicarea acesteia, autorul este obligat să coopereze cu Colegiul Editorial și cu editura pentru a publica o erată, o addendum, o notificare de corrigendum sau pentru a retrage lucrarea, în cazul în care acest lucru este considerat necesar.

La adresa [http://www.rric.ro/template/rric\\_template.doc](http://www.rric.ro/template/rric_template.doc) se găsește formatul (template) în care trebuie trimis articolul propus pentru publicare; articolul se trimite prin email la adresa [office@matrixrom.ro](mailto:office@matrixrom.ro) sau se încarcă (upload) direct din website-ul revistei, secțiunea pentru autori <http://www.rric.ro/autori.php>.

# Building integrated solar thermal systems presentation and zoom on the solar potential

Gilles Notton

Laboratory Sciences for Environment – UMR CNRS 6134 - University of Corsica Pasquale Paoli  
Centre Georges Peri – Route des Sanguinaires – F20 000 AJACCIO – FRANCE

E-mail: gilles.notton@univ-corse.fr

**Abstract.** *This work was realized in the context of the COST Action TU1205 “Building Integration of Solar Thermal System” (BISTS) The objectives for this Action focus on creating a platform from which a working environment is developed that generates methods to further the integration of Solar Thermal System in buildings. This action will be described and some integration examples will be presented. The aesthetic of solar thermal collectors can be an obstacle to their development and limits the growth of the market. Integrating a thermal solar collector in a building improves the aesthetics of the building and allows a best social acceptance of the energy system. But we might ask the question whether as a building integration reduces the choice of the inclination and orientation of the BIST, is there an influence on the solar energy available to be converted into thermal energy? We will try to reply to that question.*

**Key words:** *Building Integrated solar systems, solar radiation potential*

## 1. Introduction

The Renewable Energy Framework Directive of the European Union (EU) sets a target of 20% for renewables by 2020. Buildings account for 40% of the total primary energy requirements in the EU and are responsible for 30% of greenhouse gas emissions. The Energy Performance of Buildings Directive (EPBD) requires that RES are actively promoted in offsetting conventional fossil fuel use in buildings. This is further augmented by the recast of the Directive which specifies that buildings by 2020 should be nearly zero energy consumption-producing most of the energy they consume.

Therefore, developing effective energy alternatives for buildings is imperative. Energy in buildings is used primarily for heating and cooling and for the provision of hot water. One way to reduce the dependence on fossil fuels is by the use of renewable energy sources and systems.

Solar thermal collectors are often seen as a foreign element of the building. Many architects, irrespective of the potential benefits, object to this use of renewable energy systems due to this fact alone. It is therefore necessary to develop techniques that better integrate solar collectors within the building envelope and/or structures which should be done in a way that blends into the aesthetic appearance and form of the building architecture in the most cost effective way. In other words, the integration into buildings is the marriage of aesthetics and sustainability (Fig. 1)



Fig. 1. Good and bad solutions.

Integrating a thermal solar collector in a building improves the aesthetics of the building and allows a best social acceptance of the energy system. But we might ask the question whether as a building integration reduces the choice of the inclination and orientation of the BIST, is there an influence on the solar energy available to be converted into thermal energy by the solar collector? The influence of the position of the solar collector is it the same for all latitudes? We will try to reply to that question in this paper.

## 2. COST Action TU1205: Building Integration of Solar Thermal Systems (BISTS)

As we wrote in the introduction, it is necessary to develop techniques that better integrate solar collectors within the building envelope.

But what we mean by Building Integration? A Solar Thermal System (STS) is “building integrated,” if for a building component this is a requirement for the integrity of the building’s functionality. If the BISTS is dismantled, dismantling includes or affects the adjacent building component which will have to be replaced partly or totally by a conventional building component.

What are the Benefits of integration? There are many advantages:

- Building envelope: metal, glass or ceramic used in current BISTS roofing designs can last for more than 50 years.
- Thermal and optical performances: different systems can deliver different levels of thermal energy to match the varying needs of building occupants.
- Costs: Significant savings occur by replacing 2 separate systems (wall and collector) with one system that performs both functions.
- Aesthetics: mimic the existing appearance of traditional roofing systems and apply color collectors on façades.

Thus a European framework was created on this problematic. COST (European Cooperation in Science and Technology) is a unique means for European researchers, engineers and scholars to jointly develop their own ideas and new initiatives across all fields of science and technology through trans-European networking of nationally funded research activities [1]. A COST action (TU1205) has been set up on “Building Integration on Solar Thermal Systems” (BISTS) and 22 European countries participate

to this action. The chairman of the action is Soteris Kallogirou from Cyprus University of Technology [2]. The main objective is to create a platform from which a working environment is developed that generates methods to study the integration of STS in buildings. The COST partners are working on:

- Development of new novel STS solutions suitable for building integration across 3 generic European regions.
- Definition of a set of key parameters for the BISTS characterization taking into consideration the thermal performance, building functionality and aesthetic aspects.
- Development of standardised range of methodologies for evaluating BISTS.
- Modelling and simulation of STS (optical and thermal) for different building integration scenarios and for the developed solutions.
- Application of developed STS solutions for building integration including fabrication, characterisation and demonstration of prototypes to the extent that own research funding allows.
- Dissemination of Action activities (symposium, conference, website and publications).

Some examples of BISTS are presented in Fig. 2 for new buildings and refurbishment [2].



Fig. 2. Some example of BISTS.

Integrating a thermal solar collector in a building improves the aesthetics of the building and allows a best social acceptance of the energy system. But we might ask the question whether as a building integration reduces the choice of the inclination and orientation of the BIST, is there an influence on the solar energy available to be converted into thermal energy by the solar collector? The influence of the position of the solar collector is it the same for all latitudes? We will try to reply to that question in the continuation of this paper.

### 3. Solar Potential for BISTS

We will not develop in this paragraph all the equations describing the sun's path around the Earth and about the incidence angle of the sun 'ray on an arbitrary oriented and tilted solar collector. All these equations are available in [3].

When a solar collector is integrated into a building, its inclination and orientation depend on the structure and the design of this building. Then, these BIST are rarely horizontal and oriented toward the south. In these conditions, the solar incidence angle onto the BIST is different to the zenith angle and influences the solar irradiance (and thus the solar irradiation), the sunshine duration and the solar irradiance profile over the day. This constraint due to building integration has therefore consequences on the BIST performances and production.

The sunset and sunrise hours depend on inclination and orientation of the solar collector; particularly during summer, the sun rises behind the collector (and for some latitudes, it stays behind the wall during its entire path) (see Fig. 3). Obviously, some consequences will occur for the BISTS production.

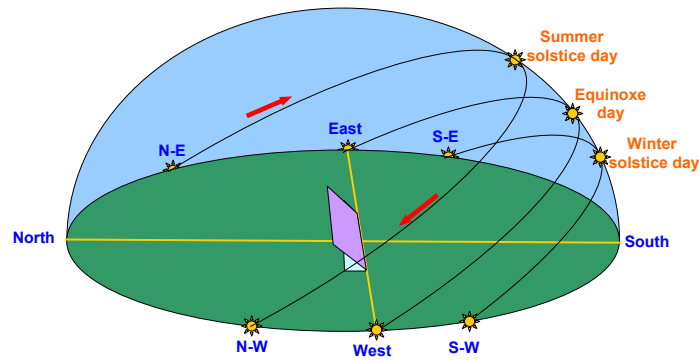


Fig. 3. Illustration of the sun path according to the period of the year.

#### 3.1. First Approach: Extraterrestrial solar radiation: influence of beam radiation

The extraterrestrial radiation is the solar radiation before entering in the Earth's atmosphere (before absorption and scattering by gas and aerosols). This study allows to observe the influence of inclination and azimuth angles on the beam radiation (mainly present by clear skies) but optic length and meteorological conditions are not taken into account.

Fig. 4 shows the influence of the inclination of the solar collector for a site situated at 40° latitude. Similar influences are noted for other latitudes. A 90° inclination (Integration into a wall) improves the energy gain during winter and decreases it during summer, which is interesting for heating purposes because heat is more required in winter, moreover, the overheating is reduced during summer. For cooling purposes with BIST, the integration into a wall is less appropriate.



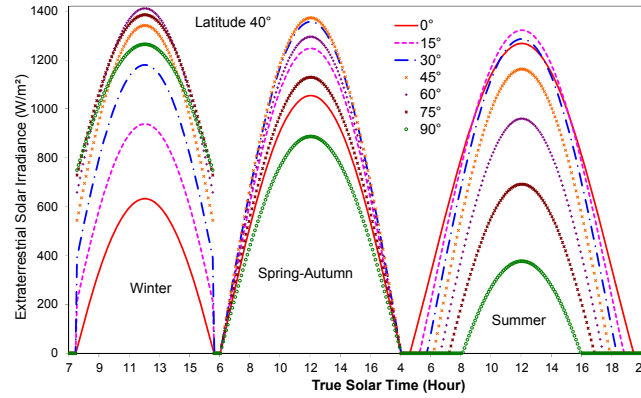


Fig. 4. Influence of STS inclination for a 40° latitude site on extraterrestrial solar irradiance.

Fig. 5 illustrates the influence of orientation toward the South of a STS on the extraterrestrial solar irradiance. As a symmetry exists around midday, we only presented a wall oriented toward East (similar curves are obtained for West façades).

When the solar collector is oriented toward East, the solar irradiance is higher during morning than for a South STS and the sun rises earlier during summer even though the solar day length is reduced; moreover, the daily solar irradiation is lower than for South orientation. But, there may be advantages:

- In an office building, it is more interesting to heat in the morning when the workers arrive than in evening when the desk rooms become empty; then, a partial east orientation is preferred.
- In a hotel, the hot water requirements occur the morning, an east orientation is a good solution.

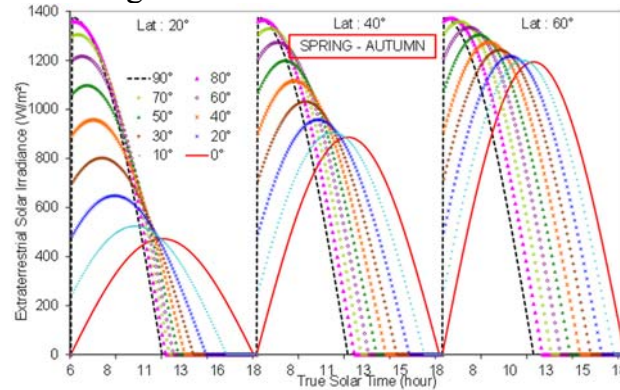


Fig. 5. Influence of STS orientation for 3 latitudes in Spring-Autumn on extraterrestrial solar irradiance.

This study allowed to understand how the solar position influences the energy received directly by the sun, it does not however take into account the meteorological conditions and their variability. For this reason, we extended the study to the solar radiation received at the ground level.

### 3.2. Second Approach: solar radiation at ground level

When solar radiation enters the earth's atmosphere, a part of the incident energy is removed by scattering and a part by absorption. The scattered radiation is called diffuse radiation. A part goes back to the space and another one reaches the ground. The radiation arriving on the ground directly from the solar disk is called beam radiation (Fig. 16).

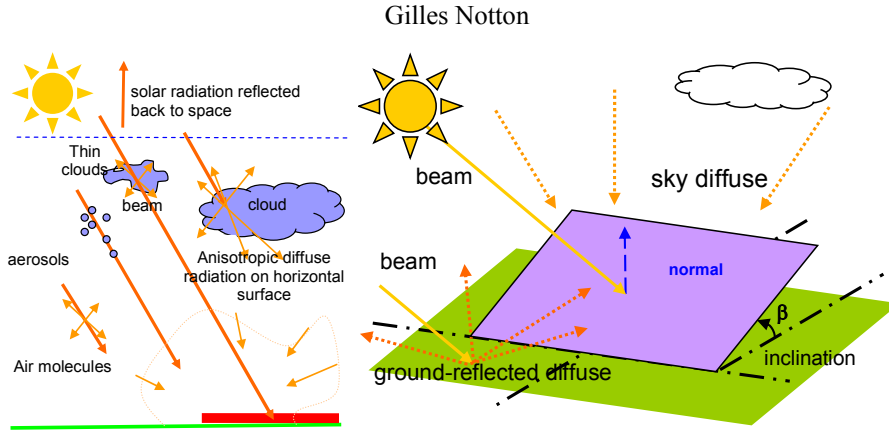


Fig. 6. Radiations arriving on the ground and on a tilted surface.

The total radiation received on a tilted surface is expressed by:

$$I_{\beta} = I_{b,\beta} + I_{r,\beta} + I_{d,\beta} \quad (1)$$

where  $I_{b,\beta}$  is the beam radiation on the tilted surface;

$I_{r,\beta}$  is the diffuse reflected radiation on the tilted surface;

$I_{d,\beta}$  is the sky diffuse radiation on the tilted surface.

The sky diffuse radiation is maximal for a horizontal surface because a horizontal plane sees the totality of the sky dome.

Our objective is to calculate the solar global irradiance on the ground for various inclinations and azimuths of the plane from only the measured horizontal global irradiance. There are numerous models available to estimate global radiation on inclined surface from horizontal radiation, but these models require information at the same time on the global and the beam or diffuse radiation on a horizontal surface. Our method consists in coupling two types of models as illustrated on Fig. 7: a model for the estimation of horizontal diffuse solar radiation from the horizontal global one and a model for computing the global solar radiation on tilted planes from horizontal global and diffuse radiations.

94 combinations were tested from experimental hourly global irradiances in Ajaccio by Notton *et al* [4] using 7 horizontal diffuse solar irradiation models [5] and 15 tilted diffuse solar irradiation models [6]. The RRMSE obtained with these combinations are around 10% and the best combination conduces to a RRMSE of 8.11% for 45° and 10.71% for 60° [7]. Thus, we use the combination of two models:

- The Climed2 model [7] calculates the horizontal diffuse irradiance  $I_d$  from the horizontal global irradiance  $I$ :

$$\left\{ \begin{array}{ll} f = 0.995 - 0.081 M_T & \text{if } M_T \leq 0.21 \\ f = 0.724 + 2.738 M_T - 8.32 M_T^2 + 4.967 M_T^3 & \text{if } 0.21 < M_T \leq 0.76 \\ f = 0.180 & \text{if } M_T > 0.76 \end{array} \right. \quad (2)$$

with  $f = I_d/I$  and  $M_T = I/I_0$   $M_T$  is the clearness index,  $I_0$  is the extraterrestrial irradiance.

- The second step consists in computing the tilted global irradiance from the horizontal global and diffuse ones by equation (1):

$I_{b,\beta}$  is the beam solar radiation on the inclined plane and is calculated by [3]:

$$I_{b,\beta} = (I - I_d) \left( \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \right) \quad (3)$$

$\theta$  is the incidence angle and  $\theta_z$  the zenith angle [3].

$I_{d,gro,\beta}$  is the diffuse solar radiation reflected by the ground [3]:

$$I_{d,gro,\beta} = \frac{I}{2} \rho (1 - \cos \beta) \quad (4)$$

where  $\rho$  is the ground albedo often taken equal to 0.2.

$I_{d,sky,\beta}$  is the diffuse solar radiation coming from the sky and it is the more complicated component to estimate. We chose to use the Klucher's model [5-6,8].

$$I_{d,sky,\beta} = I_d \left[ 0.5 \left( 1 + \cos \left( \frac{\beta}{2} \right) \right) \right] \left[ 1 + F \sin^3 \left( \frac{\beta}{2} \right) \right] \left[ 1 + F \cos^2(\theta) \sin^3(\theta_z) \right] \quad (5)$$

with  $F = 1 - (I_d/I)^2$

The sky diffuse component is maximum when  $\beta = 0$  because when the plane is horizontal, it sees the totality of the sky dome.



Fig. 7. Method for determining the solar radiation on an arbitrary oriented and tilted surface from horizontal one.

Using this model, it is possible to calculate the solar irradiance incident on a tilted surface not facing to South. Fig. 8 illustrates the influence of inclination on the daily profile of solar irradiance for three particular days (clear, partially cloudy and cloudy sky). The data were measured and collected on the site of our laboratory (Ajaccio, France, latitude  $41^{\circ}49'$ ).

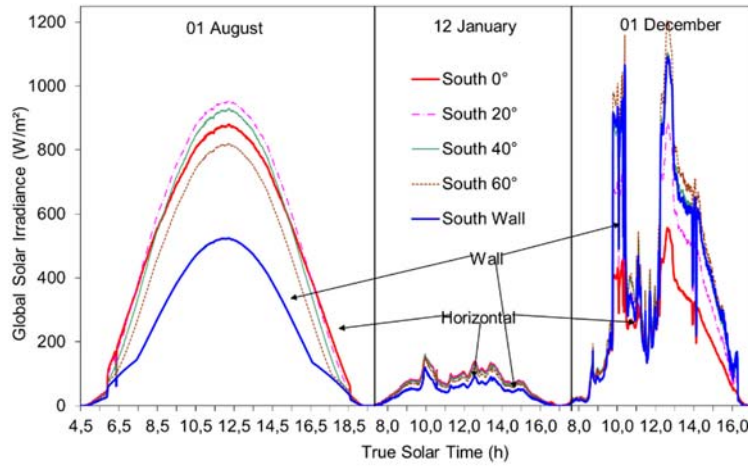


Fig. 8. Influence of the inclination for three typical days in Ajaccio.

The corresponding solar irradiation are given in Table 1.

Table 1

| <b>Influence of BISTS inclination: Daily solar irradiation (kWh/m<sup>2</sup>)</b> |          |           |           |           |            |
|------------------------------------------------------------------------------------|----------|-----------|-----------|-----------|------------|
| Date                                                                               | South 0° | South 20° | South 40° | South 60° | South Wall |
| 01 August                                                                          | 7.17     | 7.61      | 7.15      | 6.12      | 3.83       |
| 12 January                                                                         | 0.68     | 0.69      | 0.66      | 0.59      | 0.45       |
| 01 December                                                                        | 2.02     | 2.93      | 3.53      | 3.78      | 3.38       |

We note that:

- A similar behavior for clear sky and extraterrestrial solar irradiance (01/08)
- For cloudy skies, a small influence as the sky is totally cloudy, the diffuse radiation stays small and decreases a little when the inclination increases.
- For partially cloudy skies, the influence depends partly on beam and diffuse components.
- A similar work was realized for the influence of the orientation (Fig. 9 and Table 2).

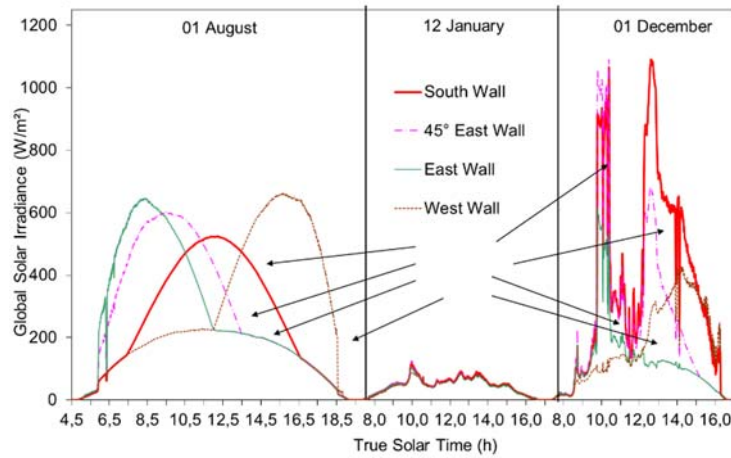


Fig. 9. Influence of the orientation for three typical days in Ajaccio.

Table 2

| <b>Influence of BISTS Orientation: Daily solar irradiation (kWh/m<sup>2</sup>)</b> |            |               |           |           |
|------------------------------------------------------------------------------------|------------|---------------|-----------|-----------|
| Date                                                                               | South Wall | 45° East Wall | East Wall | West Wall |
| 01 August                                                                          | 3.83       | 4.18          | 4.05      | 4.44      |
| 12 January                                                                         | 0.45       | 0.44          | 0.42      | 0.42      |
| 01 December                                                                        | 3.38       | 2.27          | 1.15      | 1.63      |

We see that:

- Clear sky: differences with extraterrestrial irradiance, an East wall receives again solar radiation in the afternoon (sky diffuse and ground reflected). More energy is captured by an East wall in summer because the sun rises earlier (the sun rises behind a south wall).
- Cloudy sky: no influence.
- Partially cloudy sky: the influence depends on the percentage of diffuse and beam radiation and on its repartition over the day

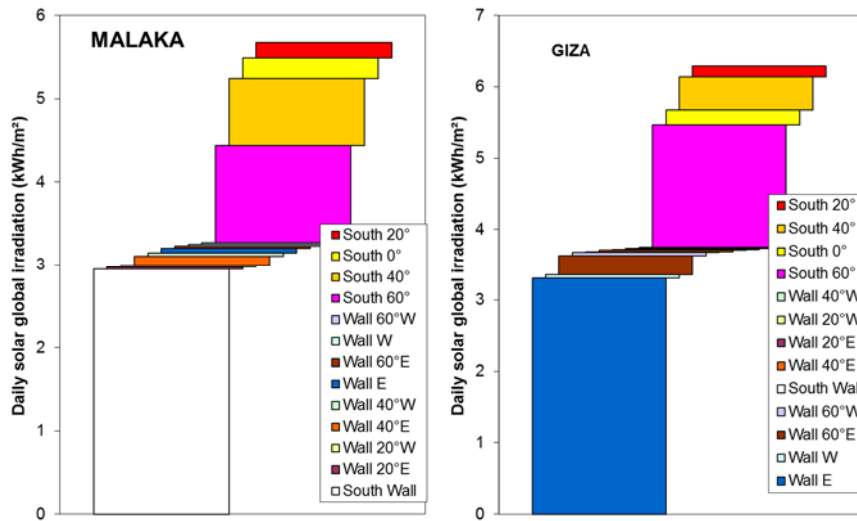
After this analysis of the daily profile of the solar irradiance, we will see the influence on the annual and monthly mean of the daily solar irradiation. We choose four meteorological stations spread over the Earth (Table 3).

Table 3

| <b>Meteorological startions</b> |          |          |           |          |
|---------------------------------|----------|----------|-----------|----------|
| Country                         | Location | Latitude | Longitude | Altitude |
| South Sudan                     | Malakal  | N 09°33' | E 31°39'  | 390 m    |
| Egypt                           | Giza     | N 30°03' | E 31°13'  | 21 m     |
| France                          | Paris    | N 48°49' | E 2°20'   | 75 m     |
| Finland                         | Uttsjoki | N 69°45' | 44°02'    | 101 m    |

The annual mean of the daily solar irradiation for various cases (inclination and orientation) are shown in Fig. 10.

The best annual solar irradiations are always obtained for inclinations other than 90° (wall). The gap in energy between the best and the worst position is around 100% (the solar energy received by the solar collector varies almost by a factor of two); the best position depends on the latitude.



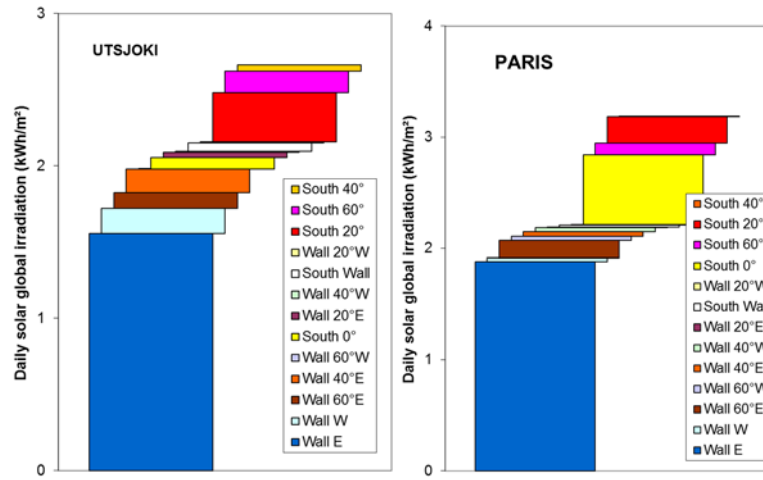


Fig. 10. Annual mean of daily solar irradiation.

The monthly repartition of the solar irradiation is interesting because the heat utilization varies greatly from one month to another. Fig. 11 shows this repartition for the chosen meteorological stations.

The influence of the inclination differs according to the latitude. The day length influences the available energy: two limit cases, the first for equator (Entebbe) with a theoretical sunshine duration constant over the year and the second for a site near the North Pole (Utsjoki) with a permanent night during some months (for Utsjoky 3 months).

The influence of orientation is more important for locations at low latitude. The fact that the sun, during summer, sunsets and sunrises behind a south wall, explains that a wall oriented toward west or east receives more energy because it sees the sun rising earlier for east wall (it sees the sun setting later for west wall).

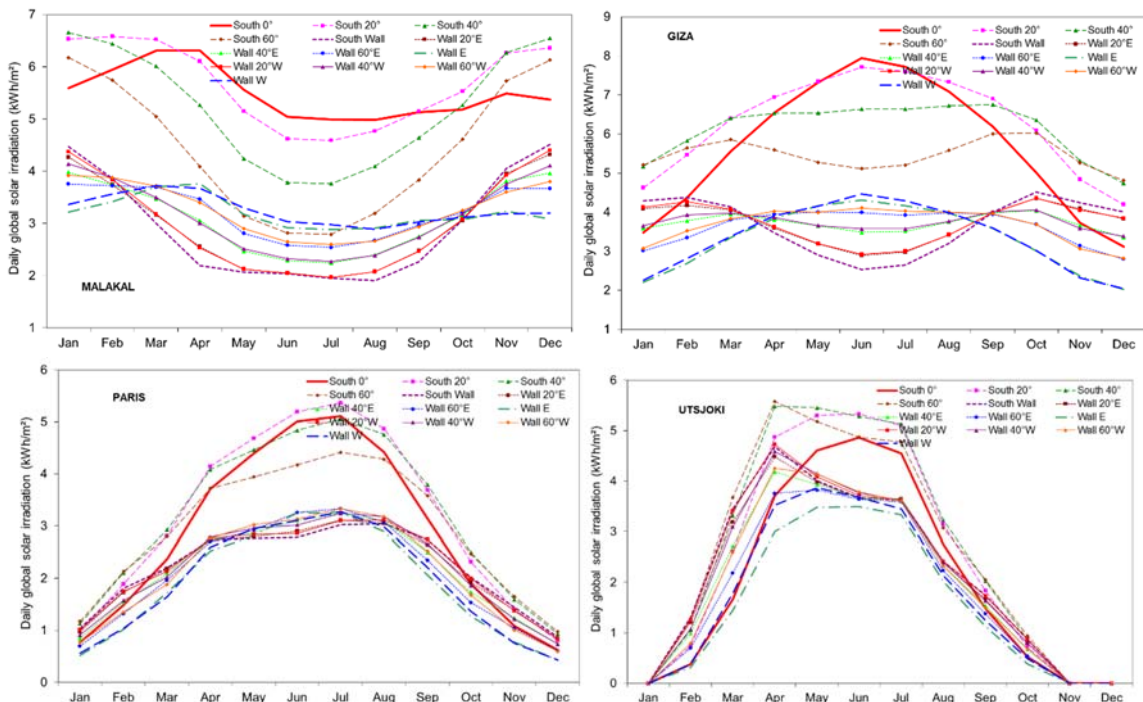


Fig. 11. Monthly mean of daily solar irradiation.



## 6. Conclusion

The main conclusions are:

- No general conclusion because depending on the latitude
- South is not always the best orientation: an office building needs heat when the employees are working (more energy the morning than the evening), then the orientation of the solar collector slightly toward South-east is beneficial.
- In summer, a wall receives less solar energy than a tilted plane but in winter, at high latitudes the solar energy is higher; then, when the building needs heat during winter, the vertical position is a correct position and in summer, when the heat need is small or null, the available solar energy is strongly reduced what can be an advantage.
- For low latitudes, the solar energy on a wall of all orientations is much lower than the energy received by a BISTS into a tilted plane.
- Using a BISTS can have positive or negative impacts on the availability of the solar energy according to the latitude of the application and the inclination of surface integrating the solar collector.
- Specific attention should be paid by architects to this point before deciding to integrate a solar collector into a building; a good compromise must be found between an aesthetic integration and an optimal inclination and orientation. They must take into account the utilization of the heat and the daily profile of utilization which can justify a special orientation.

## Reference

- [1] COST Action website, <http://www.cost.eu>, 2016.
- [2] COST TU1205 BISTS Website, <http://www.tu1205-bists.eu/>, 2016.
- [3] M. Iqbal, „An introduction to solar radiation” Canada: Academic Press, ISBN 0-12-373752-4, 1983.
- [4] G. Nottton, P. Poggi, P., C. Cristofari, C., „Predicting hourly solar irradiances on inclined surfaces based on the horizontal measurements: Performances of the association of well-known mathematical models”, *Energy Conversion Management* 47:1816–29, 2006.
- [5] G. Nottton, C. Cristofari, M. Muselli, P. Poggi, P. Calculation on an hourly basis of solar diffuse irradiances from global data for horizontal surfaces in Ajaccio”, *Energy Conversion Management* 45:2849-66, 2004.
- [6] G. Nottton, C. Cristofari, M. Muselli, P. Poggi, P. „Performance evaluation of various hourly slope irradiation models using Mediterranean experimental data of Ajaccio”, *Energy Conversion Management* 47:147–73, 2004.
- [7] A. De Miguel, J. Bilbao, R. Aguiar, H. Kambezidis, E. Negro, „Diffuse solar irradiation model evaluation in the North Mediterranean belt area”. *Solar Energy*, 70:143–53, 2001.
- [8] T.M. Klucher, „Evaluation of models to predict insolation on tilted surfaces”, *Solar Energy* 23:111–4, 1979.

## Acknowledgement

The author want to acknowledge networking support by the COST Action TU1205 Building Integration of Solar Thermal Systems.

# Estimative analysis of investment payback for industrial spaces heated with radiant tubes

Adriana Tokar<sup>1</sup>, Adrian Retezan<sup>2</sup>, Arina Negoîtescu<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Lecturer, Dr. Eng., University Politehnica Timișoara, Civil Engineering Faculty, Civil Engineering and Building Services Department, e-mail: adriana.tokar@upt.ro, Romania

<sup>2</sup>Professor, Dr. Eng, University Politehnica Timișoara, Civil Engineering Faculty, Civil Engineering and Building Services Department, e-mail: adrian.retezan@upt.ro, Romania

<sup>3</sup>Assoc. Professor, Dr. Eng, University Politehnica Timișoara, Mechanics Faculty, Mechanical Machinery, Equipment and Transport Department, e-mail: arina.negoiturescu@upt.ro, Romania

**Abstract:** Currently, energy consumption reduction can be considered a priority due to high fuel prices used for space heating. Therefore, for industrial buildings where technological processes which are taking place require specific climate conditions, the energy consumption reduction is achievable through the implementation of efficient heating systems in terms of energy. The paper presents an analysis of the radiation heating systems in terms of economic efficiency. In this regard, there are considered two types of radiant tube heating systems powered by three fuel types, in order to assess the investment payback. Thus, there were compared both the annual fuel consumption during the system operation and installation costs. Based on the obtained results, there was revealed the best version of the heating system for the considered industrial space.

**Keywords:** radiant tube, consumption, investment, energy saving

## 1. Introduction

One of the main condition that must be met by a heating installation is the thermal comfort inside the area served by the installation. Simultaneously, there has to be provided a more uniform air indoor temperature, without high temperature differences on vertical direction.

In addition, in order to obtain the global factor of thermal comfort is necessary that the relative humidity and air flow speed values to be within the environmental comfort limits of [1], [2], [3].

On the other hand, in order to provide heating system optimum operation and energy consumption cost reduction, it is required in addition to hydraulic balancing of the network, the adjustment of the thermal load and endowment with measurement and control devices, also to ensure the extension or partial operation. However, heating must meet all quality requirements imposed by law on construction quality [4].

A significant building category that records high consumption and costs is the industrial building. To meet the demands of indoor thermal comfort while reducing energy consumption, it is necessary to implement more efficient heating systems. In this regard,



radiant tube heating systems meet these goals, especially for areas with large heights [5], [6], [7].

## 2. The approach mode

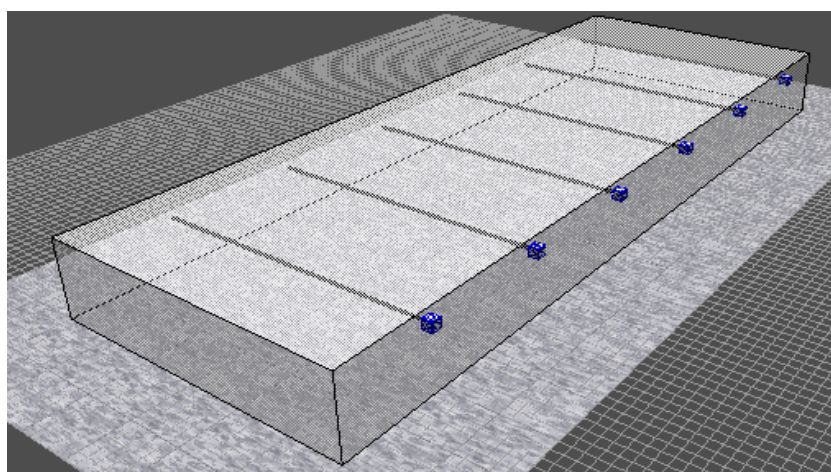
For industrial buildings, the heating system selection is influenced by destination and space dimensions, and also by the activity type. Radiant heating systems are recommended for heating large areas with high and medium height with discontinuous operation mode [8 - 9].

In order to choose the optimal solution in terms of investment and reduced energy consumption there are comparatively analyzed OHA and INFRA radiant tube heating systems. For this purpose, their layout is modeled (Fig. 1) [10] inside an industrial building with the following geometric dimensions: 80m length, 30m width and 8m height, located in Timișoara. The hall walls are made of sandwich panels and the floor of concrete.

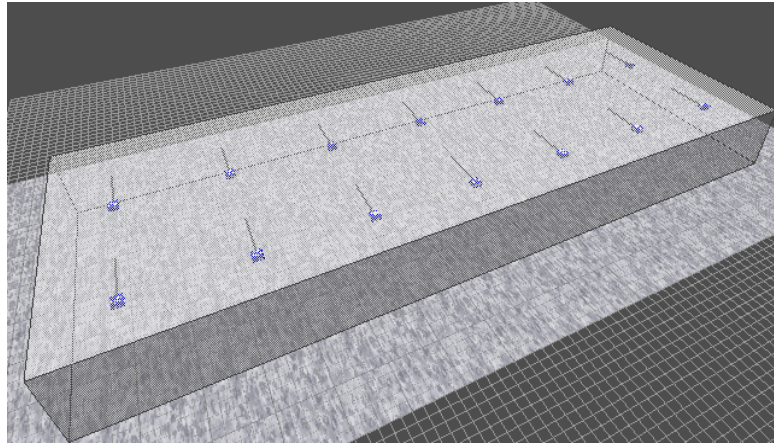
The heating systems constructive solutions are generated based on input data required by the Systema software, as follows:

- the type of construction materials;
- environmental parameters ( $-15^{\circ}\text{C}$  - outdoor air temperature,  $16^{\circ}\text{C}$  - indoor air temperature,  $0,1\text{m/s}$  - indoor air relative speed and  $60\%$  - relative humidity,  $0,5$  air changes/hour);
- the parameters specific to people ( $125\text{W/m}^2$  - metabolic activity,  $0,7$  - activity yeld and  $1$  - cloth resistance).

Modelling was carried out with Systema software and as result, the layout optimum solution to provide global thermal needs of  $128,47\text{kW}$  was obtained [10]. In order to cover this value there are required 6 equipments OHA 100-100U, respectively 14 INFRA 6Plus, placed so that the temperature cones to provide a uniform temperature distribution at ground level.



a)



b)

Fig. 1 - The layout of radiant tubes systems  
a) OHA-U; b) INFRA-6Plus

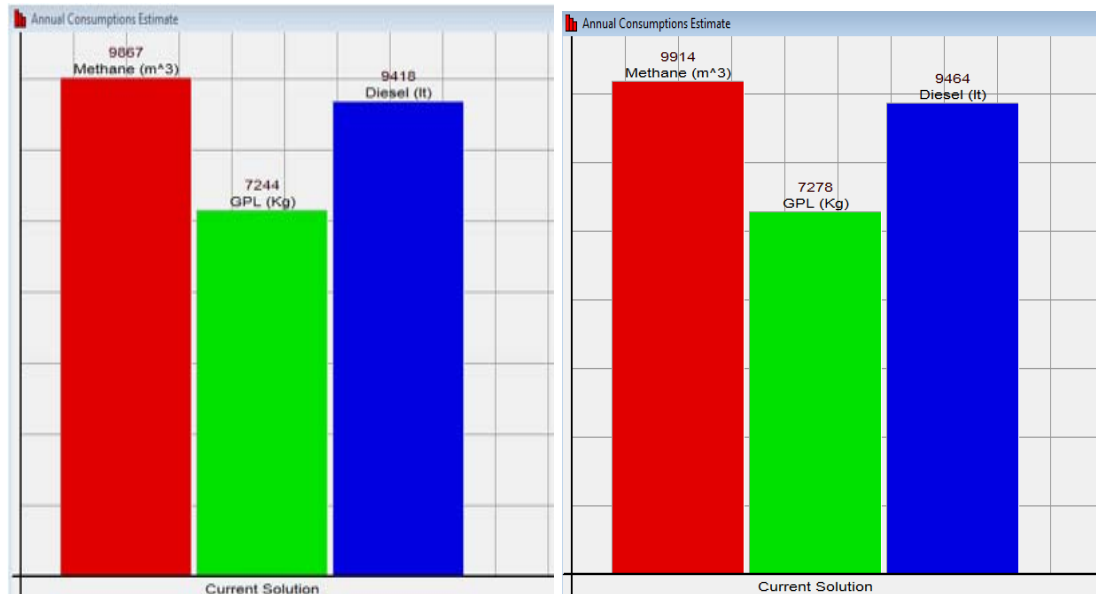
In order to assess the installation economic efficiency there were considered three types of fuel (methane, LPG and diesel).

This analysis aims to choose the most efficient fuel in terms of annual fuel consumption and annual operation costs.

The results of this analysis allow the assessment of fuel consumption and costs savings.

### 3. Results and discussion

For the comparative analysis of the two heating systems, in Fig. 2 [10] are shown consumptions during its operation with three type of fuels.



a)

b)

Fig. 2 - The annual fuel consumption assessment  
a) OHA-U; b) INFRA-6Plus

By analyzing Fig. 2, it is observed that the lowest values in terms of fuel consumption is recorded for heating installations powered by LPG. When using methane and diesel fuel, the differences in consumption are relatively small, but significantly higher compared to LPG.

The operating costs for the two types of systems powered by these three fuels are comparatively shown in Fig.3 [10].

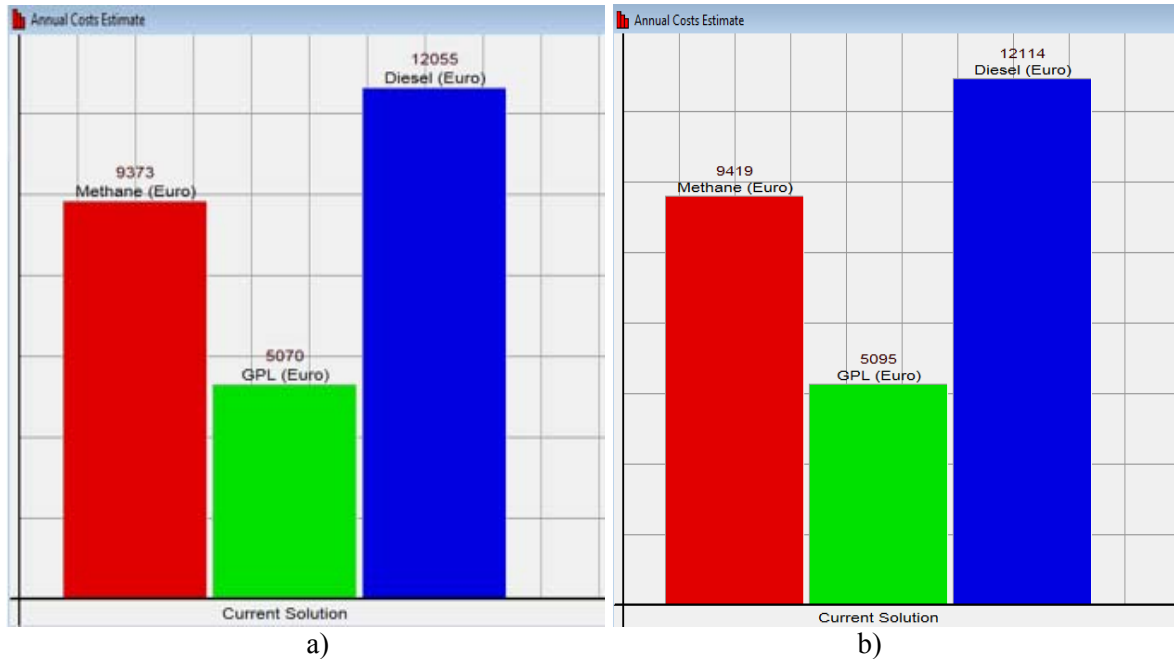
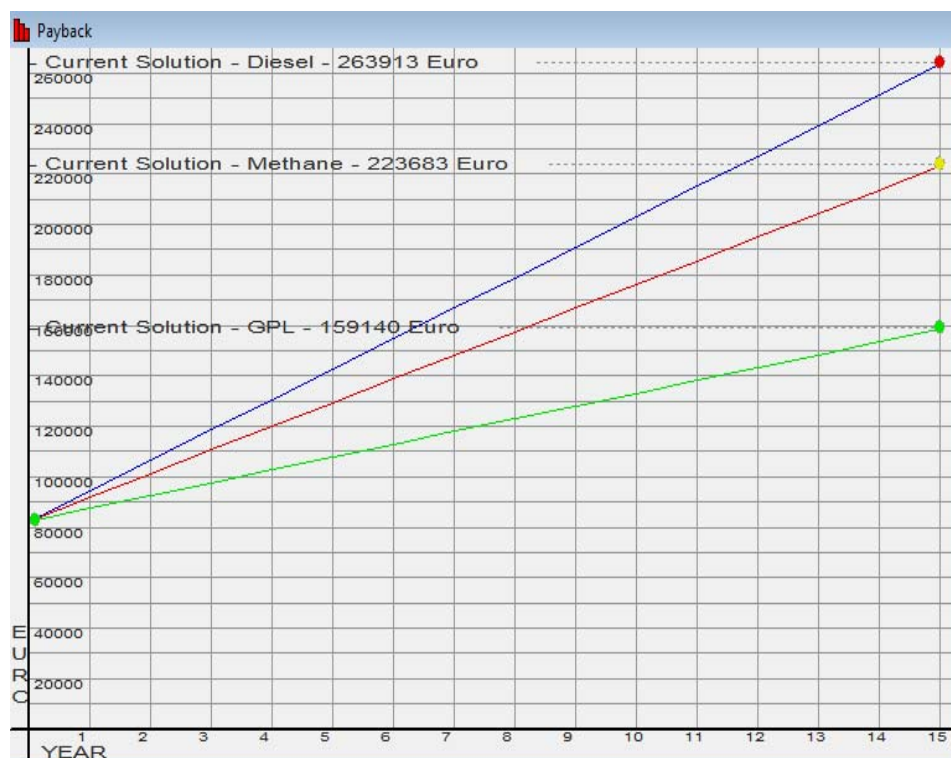


Fig. 3 - Operating annual costs assessment  
a) OHA-U; b) INFRA-6Plus

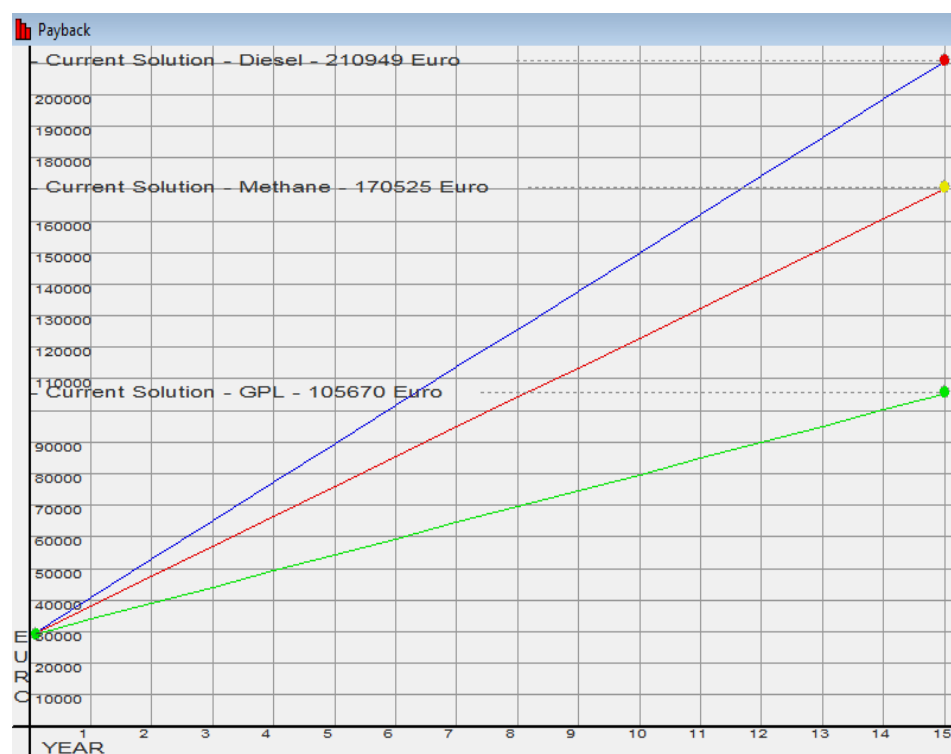
Compared to other fuels, it is noted that the lowest annual cost is recorded for LPG for both heating systems.

Although the differences between the methane and diesel consumption are reduced, the diesel high price determines an annual cost much higher than the methane one. Based on these results, an analysis on investment payback during 15 years was performed (Fig. 4) [10].

Estimative analysis of investment payback for industrial spaces heated with radiant tubes



a)



b)

Fig. 4 - Investment payback  
a) OHA-U; b) INFRA-6Plus

From Fig. 4, it can be observed that there is a long time lag between investment and payback. Thus, the highest lag is recorded when diesel fuel is used and the lowest one for the operation with LPG.

When there are gas supply networks, it will be analyzed the best supply option between methane and LPG.

Comparing the two heating systems in terms of consumption, costs and investment payback, it appears that when choosing the system it is also necessary to take under consideration the system version.

On the other hand, for new buildings, in order to choose the heating system, it is sufficient to consider the total cost of the investment ( $C_{t1}$ ), calculated with equation (1), which includes both the installation cost ( $C_I$ ) and operating costs ( $C_2$ ).

$$C_{t1} = C_I + C_2 \quad (1)$$

The term  $C_I$  includes the entire heating system cost and the assembling one.

For installations operating with LPG, the relation of the total cost will be completed with the supply tank cost,  $C_R$ , according to relation (2):

$$C_{t2} = C_I + C_2 + C_R \quad (2)$$

If installations such those analyzed are used for heating buildings which are equipped with other types of heating systems, the investment total cost ( $C_{t3}$ ) increases with the one for the old installation dismantling,  $C_{Dez}$ .

$$C_{t3} = C_I + C_2 + C_R + C_{Dez} \quad (3)$$

The total cost  $C_{t3}$  may or may not include the  $C_R$  cost depending on the type of the selected fuel.

## Conclusions

The comparative analysis of heating systems with radiant tubes, OHA and INFRA revealed that OHA systems are the best solution for heating industrial buildings, both in terms of costs and investment damping.

The LPG supply of this system is the best choice if the cost of the supply tank is low, so as not significantly affect the total cost  $C_t$ .

## References

- [1]. \*\*\*, SR 1907-2/1997. Heating. Heat demand calculation. Indoor temperature calculation. (Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Temperaturi interioare de calcul).
- [2]. \*\*\*, ISO7730, INTERNATIONAL STANDARD ISO 7730, Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria. Third edition 2005-11-15. <http://ntm.ru>.
- [3]. Duță, Ghe., ș.a. Encyclopedia of Installations Engineering. Ventilation and air conditioning. Second Edition, ISBN978-973-85936-7-1, Publisher Artecno, București, 2010 (Elemente Enciclopedia Tehnică de Instalații. Instalații de ventilare și climatizare. Ediția a II-a, ISBN978-973-85936-7-1, Editura Artecno, București, 2010).
- [4]. \*\*\*, Legea nr. 10 din 18 ianuarie 1995 privind calitatea în construcții, actualizată la 6 iulie 2015 cu Legea 177 /2015 publicată în M.O. nr. 484 din 2 iulie 2015 pentru modificarea și completarea Legii nr. 10/1995 privind calitatea în construcții.
- [5]. Negoțescu A. S., Tokar A. Aspects Regarding the Performance Improvement of Heating Systems with Radiant Tubes, 5th IASME/WSEAS International Conference on Energy&Environment (EE'10), University of Cambridge, UK, 20-22th February, 2010, pp. 205-210 ISBN 978-960-474-159-5, ISSN 1790-5095.
- [6]. D. A Mohammad, R.Masoud, CFD modeling of a radiant tube heater, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 39, Issue 3, 2012.
- [7]. Negoțescu A. S., Tokar A., Efficiency and Economy Solutions Regarding the Industrial Buildings Heating, WSEAS Transactions on Environment and Development, Issue 4, Volume 6, April 2010, pp. 288-297
- [8]. Antonescu N., Caluianu V., s.a., Echipamente termice pentru instalatii de habitat si industriale, Editura BLACK SEA București; 2004.
- [9]. Dan Paul Stănescu, Nicolae N. Antonescu, Aparate Termice Curs, Editura MatrixRom București, CP 16-162, ISBN 978-973-755-878-7, București, 2013.
- [10]. Systema SpA V2.2. Software de proiectare.

## **Instalatii de incalzire centrala. Reglajul termic calitativ centralizat**

Central heating installations. Centralized quality heat setting

Prof. dr. ing. Florin Iordache – UTCB-FII, Romania

### **Rezumat**

Pornind de la bilanturile termice ale instalatiei de incalzire centrala si ale cladirii alimentate cu caldura se stabilesc relatiile de reglaj termic calitativ centralizat, adica relatiile care fac corelatia dintre temperaturile agentului termic vehiculat in instalatia de incalzire si temperatura exterioara. Se descrie si procedura iterativa de lucru pentru determinarea practica a valorilor temperaturilor de agent termic.

Rezultatele obtinute se prezinta si grafic pentru anumite cazuri in care conditiile de dimensionare a instalatiilor de incalzire centrala sunt diferite. De asemenea se discuta si o serie de situatii privind consecintele nerespectarii graficelor de reglaj termic calitativ centralizat.

### **Abstract**

Starting from the thermal balance of the central heating systems and the supplied building with thermal energy, I have established relationships between hot water temperature and the outside temperature. These relationships make the correlation between hot water temperatures circulated to the heating system and outside temperature. It is also describes the iterative procedure for determining practice working in heating system

The results are presented graphically for certain cases in which the conditions for of central heating systems are different. Also discuss a series of statements on the consequences of failure graphs centralized control heat.

## **1. Introducere**

Dupa cum este cunoscut foarte bine, dimensionarea instalatiilor de incalzire centrala are la baza respectarea a 2 conditii : asigurarea necesarului de caldura de calcul al cladirii pentru conditiile nominale de temperatura exterioara, cu respectarea valorilor de calcul ale temperaturilor nominale ale agentului termic pe care proiectantul si le fixeaza. Rezultatul dimensionarii instalatiei de incalzire centrala consta pe de-o parte in stabilirea suprafetei de incalzire iar pe de alta parte in stabilirea debitului nominal de agent termic vehiculat prin instalatie.

Odata stabilite cele 2 marimi de baza ale instalatiei de incalzire, suprafata si debitul nominal urmeaza ca aceasta instalatie sa deserveasca consumatorul pe toata perioada sezonului rece al anului, adica cu instalatia existenta sa se asigure necesarul curent de energie termica al consumatorului. Intrucat acest necesar curent de putere termica al consumatorului este variabil in timpul sezonului rece, datorita variatiei temperaturii exterioare, si instalatia de incalzire centrala va trebui sa livreze catre



cladire o putere termica variabila, egala cu acest necesar de caldura, astfel incat temperatura interioara sa se mentina pe valoarea de confort termic.

Reglarea puterii termice furnizate de catre instalatia de incalzire centrala se poate face in 2 feluri : prin reglarea temperaturii agentului termic (reglaj calitativ) sau prin reglarea debitului de agent termic vehiculat prin instalatia de incalzire (reglaj cantitativ). Reglajul termica calitativ este reglajul termic care se practica in mod obisnuit in instalatiile de incalzire cetrala din Romania, in timp ce reglajul termic cantitativ este mai putin intalnit si intotdeauna in asociatie cu reglajul calitaiv ceea ce conduce de fapt la un reglaj mixt centralizat.

In lucrarea de fata se urmareste stabilirea practica a reglajului termic calitativ, adica a corelatiei care trebuie sa existe intre temperatura agentului termic si temperatura exterioara astfel incat in permanenta sa se asigure in spatiul interior incalzit temperatura de confort termic.

## 2. Stabilirea relatiilor de reglaj termic calitativ centralizat

Asa cum s-a mentionat, la baza dimensionarii unei instalatii de incalzire centrala sta bilantul termic in regim stationar, nominal al cladirii si instalatiei de incalzire :

$$\Phi_0 = G_0 \cdot (\rho c) \cdot (t_{T0} - t_{R0}) = k_0 \cdot S \cdot (t_{ml0} - t_{i0}) = k_0 \cdot S \cdot \Delta t_{ml0} \quad (1)$$

Rezulta :

$$S = \frac{\Phi_0}{k_0 \cdot \Delta t_{ml0}} \quad (2)$$

$$G_0 = \frac{\Phi_0}{(\rho c) \cdot (t_{T0} - t_{R0})}$$

Necesarul de caldura de calcul al cladirii se stabileste conform SR-1907.

In continuare, in vederea stabilirii curbelor de reglaj termic calitativ, se va apela la bilantul termic curent in regim stationar, al instalatiei de incalzire centrala :

$$\Phi = G_0 \cdot (\rho c) \cdot (t_T - t_R) = k \cdot S \cdot (t_{ml} - t_i) = k \cdot S \cdot \Delta t_{ml} \quad (3)$$

Cum :



$$\Delta t_{ml} = \frac{t_T - t_R}{\ln \frac{t_T - t_{i0}}{t_R - t_{i0}}} \quad (4)$$

Rezulta daca inlocuim relatia (4) in (3), si facem cateva prelucrari (vezi [1]) :

$$t_R = E \cdot t_T + (1 - E) \cdot t_{i0} \quad (5)$$

Unde

$$\frac{t_R - t_i}{t_T - t_i} = E = \exp(-NTU) \quad (6)$$

$$NTU = \frac{kS}{G_0 \cdot \rho c} :$$

Relatiile (5) si (6) permit exprimarea puterii termice pierdute de agentul termic vehiculat prin instalatia de incalzire centrala sub forma :

$$\Phi = G_0 \cdot (\rho c) \cdot (t_T - t_R) = G_0 \cdot (1 - E) \cdot (\rho c) \cdot (t_T - t_{i0}) \quad (7)$$

Si a puterii termice transferate prin suprafata de incalzire sub forma :

$$\Phi = k \cdot S \cdot (t_{ml} - t_i) = k \cdot S \cdot F \cdot (t_T - t_{i0}) \quad (8)$$

Unde :

$$F = \frac{1 - E}{-\ln E} \quad (9)$$

In continuare se va include in cadrul acestui bilant termic si necesarul curent de caldura aferent cladirii care se va exprima ca fiind produsul dintre factorul de cuplaj termic transmisie-ventilatie si diferenta de potentiale termice interior – exterior :

$$\Phi = G_0 \cdot (1 - E) \cdot (\rho c) \cdot (t_T - t_{i0}) = k \cdot S \cdot F \cdot (t_T - t_{i0}) = H \cdot (t_{i0} - t_e) \quad (10)$$

Trebuie spus ca in bilantul termic complet in care se considera si fluxul termic disipat de cladirea incalzita, nu se ia in considerare si aporturile interne si externe gratuite. In acest fel puterea termica furnizata de instalatia de incalzire centrala, trebuie sa acopere in totalitate fluxul termic disipat de cladire si in acest fel temperatura agentului termic va fi mai mare decat cea de care va avea nevoie efectiv cladirea cand va fi utilizata.

Daca din ecuatia de bilant termic pusa sub forma relatiei (10) utilizam egalitatea termenilor 2 si 4 rezulta expresia cautata a temperaturii de tur a agentului termic. Astfel relatiile :

$$\begin{aligned} G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1-E) \cdot (t_T - t_{i0}) &= H \cdot (t_{i0} - t_e) \\ t_R &= E \cdot t_T + (1-E) \cdot t_{i0} \end{aligned} \quad (11)$$

Conduc la expresiile curbelor de reglaj termica calitativ centralizat :

$$\begin{aligned} t_T &= \left( 1 + \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1-E)} \right) \cdot t_{i0} - \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1-E)} \cdot t_e \\ t_R &= \left( 1 + \frac{E \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1-E)} \right) \cdot t_{i0} - \frac{E \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1-E)} \cdot t_e \end{aligned} \quad (12)$$

La prima vedere am putea spune ca graficele temperaturii de tur si temperaturii de retur a agentului termic sunt conform curbelor de reglaj termic calitativ, niste drepte descrescatoare in functie de temperatura exterioara. Lucrurile nu stau insa chiar asa, intrucat modulul termic al instalatiei de incalzire, E, contine in structura sa coeficientul global de transfer termic al instalatiei de incalzire, care dupa cum este cunoscut, depinde la randul sau de diferenta medie logaritmica de temperatura conform relatiei :

$$\frac{k}{k_0} = \left( \frac{\Delta t_{ml}}{\Delta t_{mi0}} \right)^{0.3} \quad (13)$$

In consecinta modulul termic, E, al instalatiei de incalzire se poate scrie :

$$\begin{aligned} E &= \exp(-NTU) = \exp\left(-\frac{kS}{G_0 \cdot \rho c}\right) = \\ &= \exp\left(-\frac{k_0 S}{G_0 \cdot \rho c} \cdot \frac{k}{k_0}\right) = E_0^{k/k_0} \end{aligned} \quad (14)$$

Unde :

$$E_0 = \exp(-NTU_0) = \exp\left(-\frac{k_0 S}{G_0 \cdot \rho c}\right) \quad (15)$$

Prelucrând relatiile (12) de maniera aducerii lor la o forma cat mai operativa se obtine :

$$\begin{aligned}
 t_T &= \left( 1 + \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} \right) \cdot t_{i0} - \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} t_e \\
 t_R &= \left( 1 + \frac{E_0 \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} \right) \cdot t_{i0} - \frac{E_0 \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} t_e
 \end{aligned} \quad (16)$$

Punand sub aceasta forma relatiile de reglaj termic calitativ se observa ca in conditii nominale acestea devin :

$$\begin{aligned}
 t_{T0} &= \left( 1 + \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \right) \cdot t_{i0} - \frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot t_{e0} \\
 t_{R0} &= \left( 1 + \frac{E_0 \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \right) \cdot t_{i0} - \frac{E_0 \cdot H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} \cdot t_{e0}
 \end{aligned} \quad (17)$$

Din relatia (17<sub>1</sub>) se observa ca grupul :

$$\frac{H}{G_0 \cdot (\rho c) \cdot (1 - E_0)} = \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \quad (18)$$

Si conform relatiei (112) avem :

$$E_0 = \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{T0} - t_{i0}} \quad (19)$$

Inlocuind expresiile coeficientilor obtinute in relatiile (18) si (19) in functie de rapoartele diferentelor de temperaturi nominale in expresiile curbelor de reglaj termic calitativ (16), acestea devin :

$$\begin{aligned}
 t_T &= \left( 1 + \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} \right) \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} t_e \\
 t_R &= \left( 1 + \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} \right) \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} t_e
 \end{aligned} \quad (20)$$

Relatiile (20) reprezinta forma operativa a relatiilor de reglaj termic calitativ centralizata in care trebuie sa se tina seama si de relatiile (21) care au fost mentionate mai inainte :

$$\frac{k}{k_0} = \left( \frac{\Delta t_{ml}}{\Delta t_{ml0}} \right)^{0.3}$$

$$E = E_0^{k/k_0} \quad (21)$$

Stabilirea efectiva a curbelor de reglaj termic calitativ presupune utilizarea relatiilor (20) printr-un procedeu iterativ in care se reactualizeaza ciclic valoarea modului termic al instalatiei de incalzire, pornind initial cu  $E = E_0$ . Iteratia va inceta in momentul in care  $|\delta k| < \text{eroarea considerata}$ . Mai concret se procedeaza astfel:

- Se considera  $E = E_0$  si se determina cu relatiile (20) temperaturile  $t_T$  si  $t_R$  de prima iteratie;
- Se determina valoarea diferentei medii logaritmice de temperatura pentru instalatia de incalzire utilizand relatia (4);
- Se determina valoarea raportului  $k/k_0$  utilizand relatia (211) si in continuare valoarea modului termic al instalatiei de incalzire,  $E$ , utilizand relatia (212);
- Se recalculeaza valorile temperaturilor agentului termic la intrarea si iesirea din instalatia de incalzire utilizand relatiile (20) cu valoarea obtinuta pentru modulul termic  $E$ ; s.a.m.d. pana cand variatia coeficientului global de transfer termic,  $k$ , al instalatiei de incalzire centrala scade sub o eroare admisibila considerata.

### Studiu de caz cu rezultate numerice si grafice :

$$t_{e0} = -15^\circ\text{C}; t_{i0} = 20^\circ\text{C}; t_{T0} = 90^\circ\text{C} \quad t_{R0} = 70^\circ\text{C}$$

Tabel 1

| $t_e$ ( $^\circ\text{C}$ ) | $t_{T1}$ ( $^\circ\text{C}$ ) | $t_{R1}$ ( $^\circ\text{C}$ ) | $\Delta t_{ml}$ ( $^\circ\text{C}$ ) | $k/k_0$ | $E$  | $t_T$ ( $^\circ\text{C}$ ) | $t_R$ ( $^\circ\text{C}$ ) |
|----------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------------|---------|------|----------------------------|----------------------------|
| -15                        | 90                            | 70.00                         | 59.44                                | 1.00    | 0.71 | 90.00                      | 70.00                      |
| -10                        | 80                            | 62.86                         | 52.79                                | 0.97    | 0.72 | 81.83                      | 64.69                      |
| -5                         | 70                            | 55.71                         | 45.89                                | 0.93    | 0.73 | 73.40                      | 59.11                      |
| 0                          | 60                            | 48.57                         | 38.65                                | 0.88    | 0.74 | 64.64                      | 53.22                      |
| 5                          | 50                            | 41.43                         | 30.98                                | 0.82    | 0.76 | 55.46                      | 46.89                      |
| 10                         | 40                            | 34.29                         | 22.68                                | 0.75    | 0.78 | 45.65                      | 39.94                      |
| 15                         | 30                            | 27.14                         | 13.30                                | 0.64    | 0.81 | 34.78                      | 31.93                      |

In tabelul 1 coloanele colorate cu galben reprezinta varianta graficelor de reglaj termic calitativ obtinute in ipoteza in care nu se tine seama de modificarea coeficientului global de transfer termic in functie de temperaturile agentului termic la bransamentul instalatiei de incalzire centrala, iar coloanele colorate cu verde

reprezinta varianta graficelor de reglaj termic calitativ obtinute in ipoteza in care se tine seama de modificarea coeficientului global de transfer termic in functie de temperaturile agentului termic la bransamentul instalatiei de incalzire centrala.

Rezultatele prezentate numeric in tabelul 1 sunt prezentate grafic in figura 1 unde se observa curbura care apare in cazul considerarii corelatiei dintre coeficientul global de transfer termic al instalatiei de incalzire centrala si temperaturile agentului termic la bransamentul instalatiei de incalzire centrala.

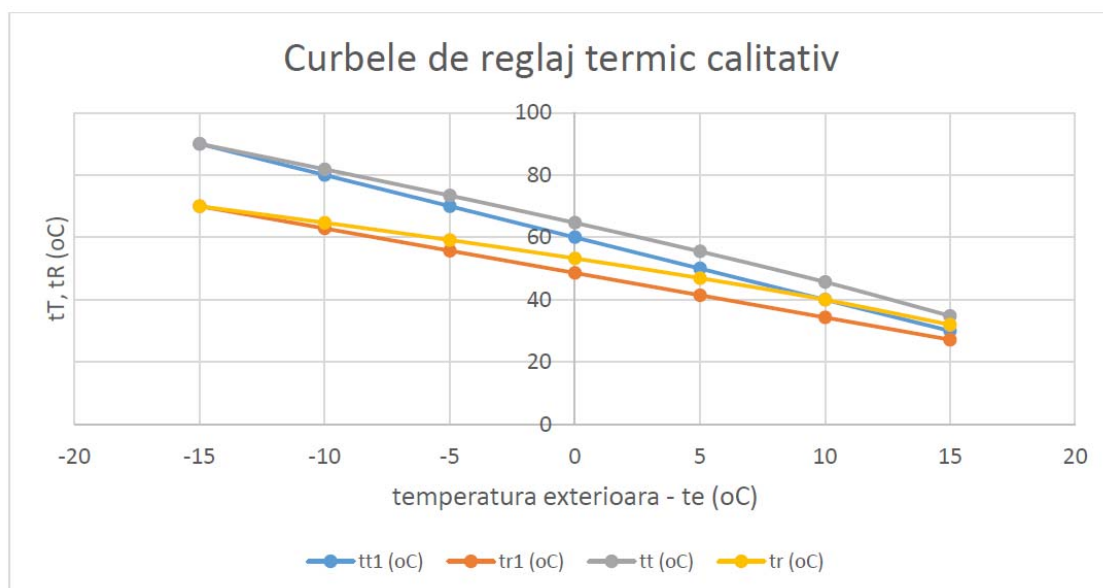


Fig.1

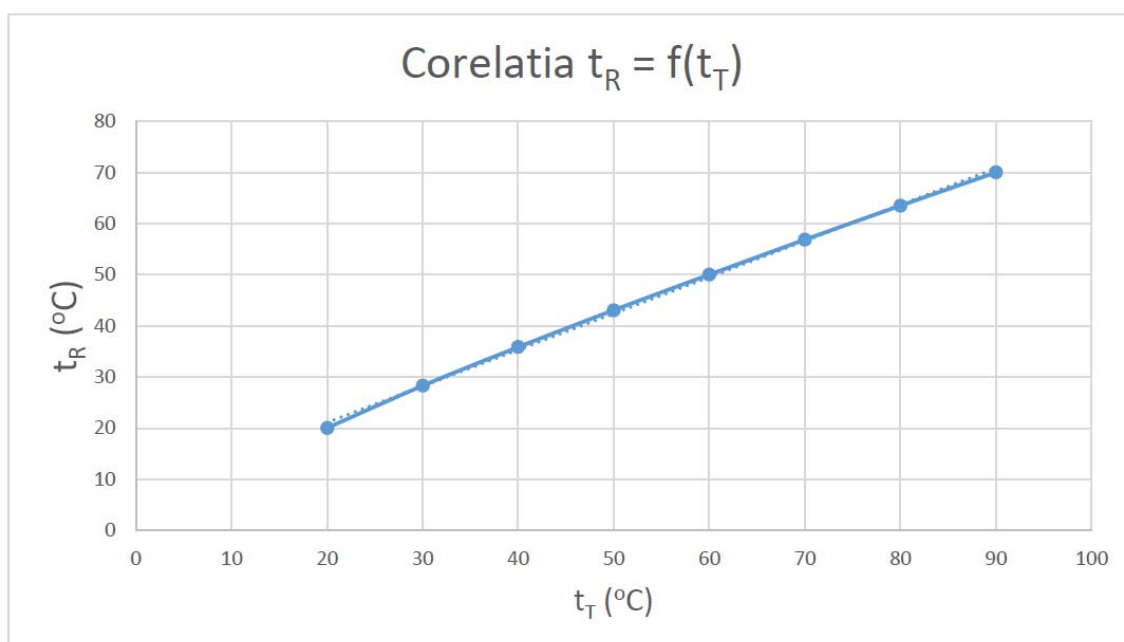


Fig.2

În fig. 2 se prezintă grafic corelația dintre temperatura de retur și temperatura de tur a agentului termic la bransamentul instalației de încălzire centrală. O astfel de corelație este importantă în general pentru verificarea corectitudinii alimentării centralizate cu căldură a consumatorilor din mediul urban.

În fig. 3, 4 și 5, care urmează, se prezintă graficele de reglaj termic calitativ centralizat în diferite ipoteze de dimensionare în ceea ce privește valorile nominale ale temperaturilor agentului termic la bransamentul instalației de încălzire centrală. A treia curbă din fiecare din graficele 3, 4 și 5 reprezintă raportul dintre puterea termică curentă și puterea termică nominală și trebuie citită pe ordonată din partea dreaptă a graficului.

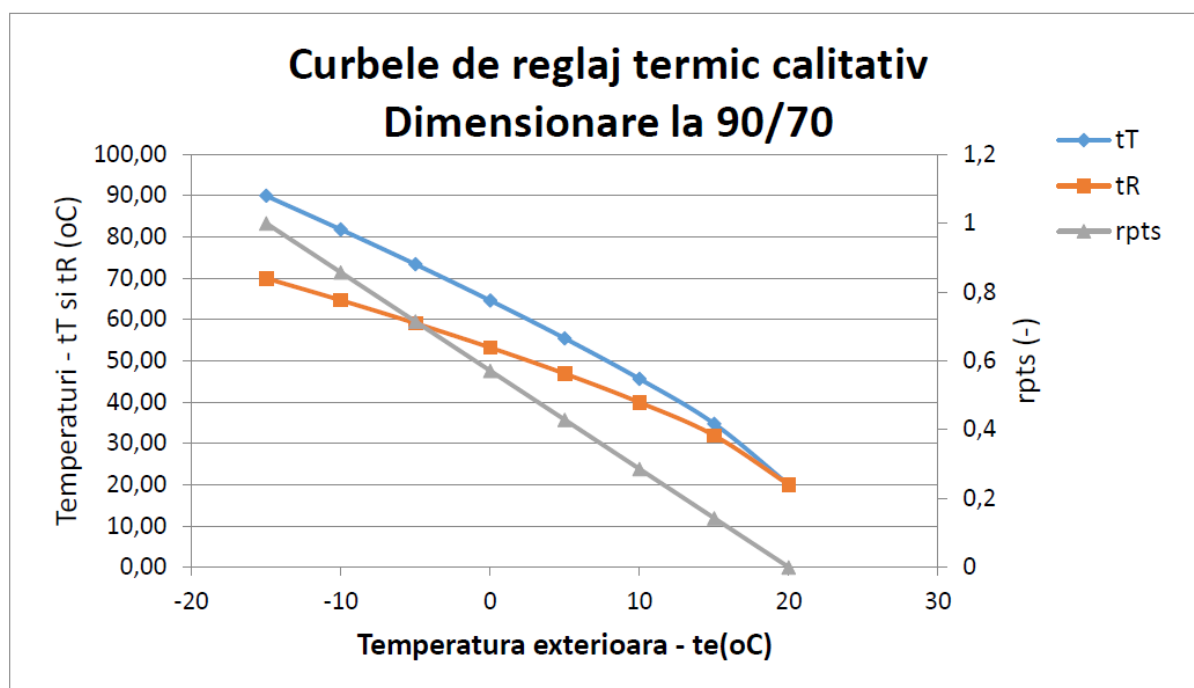


Fig.3

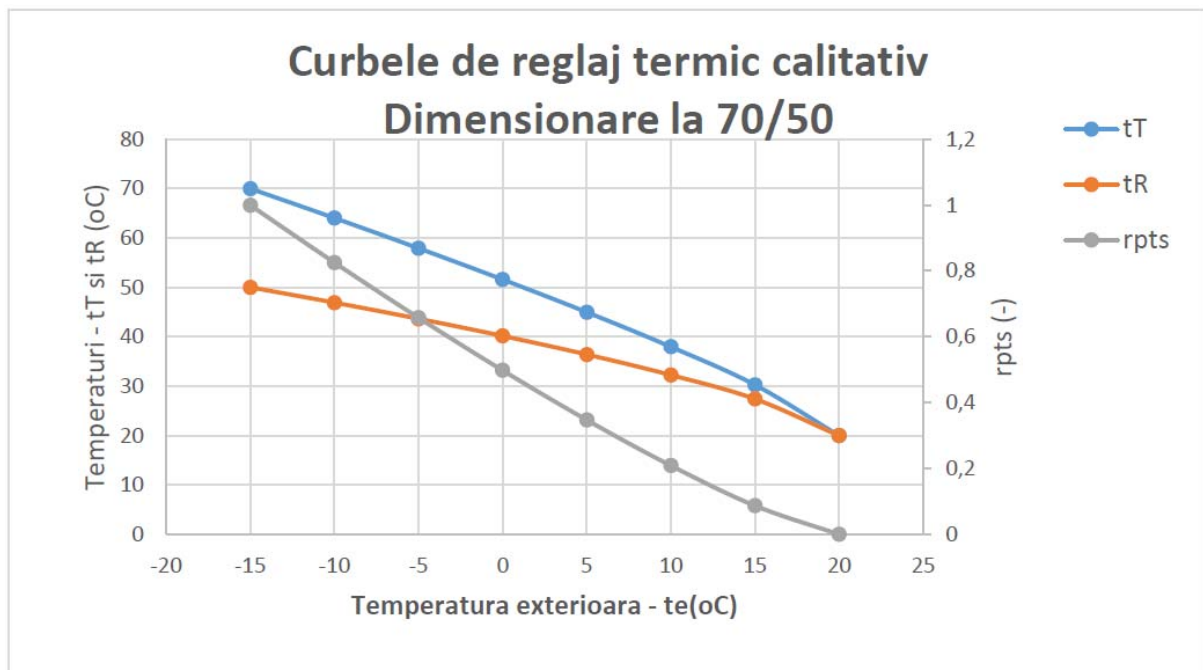


Fig.4

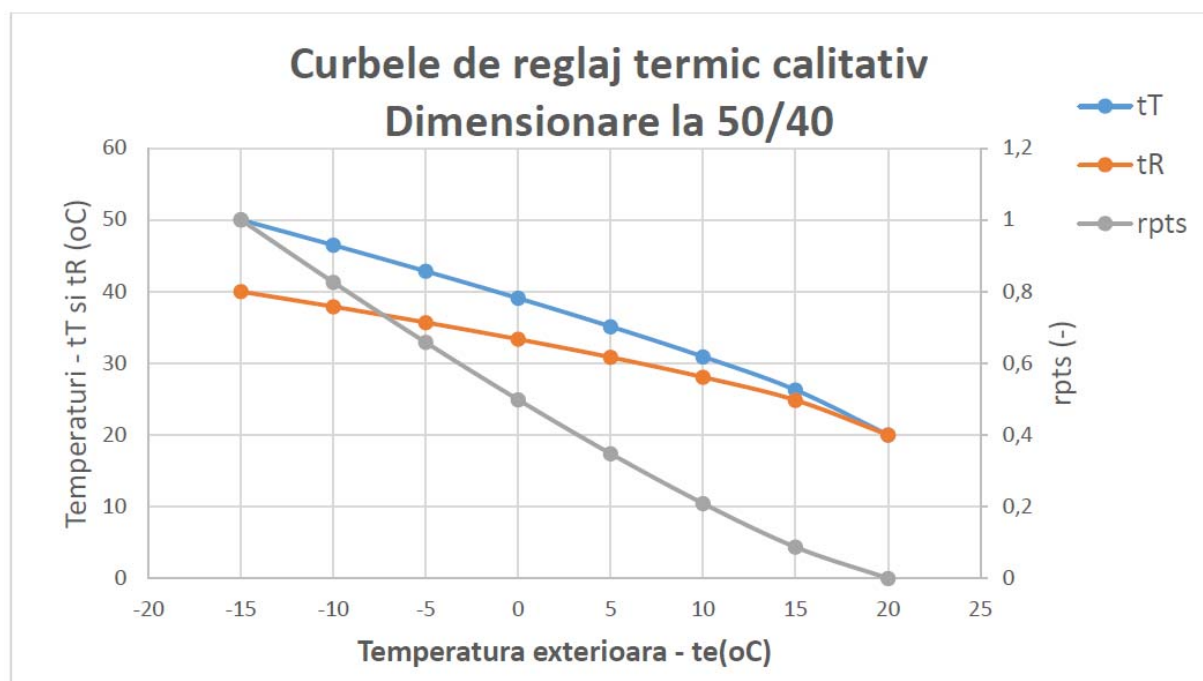


Fig.5

### 3. Discutii privind nerespectarea curbelor de reglaj calitativ

O prima problema care se poate pune in mod firesc este: ce se intampla in situatia in care nu este respectat graficul de reglaj termic calitativ. Raspunsul la aceasta intrebare se va da tot in ipoteza in care nu se iau in considerare aporturile



gratuite interne si externe. Daca temperatura de intrare a agentului termic in instalatia de incalzire nu este conforma graficului de reglaj termic calitativ atunci in relatiile (20) necunoscutele vor fi temperatura interioara si temperatura agentului termic la iesirea din instalatia de incalzire. Din relatia (20<sub>1</sub>) se obtine imediat valoarea lui  $t_i$  iar din relatia (20<sub>2</sub>) se calculeaza valoarea lui  $t_r$ . Si in acest caz trebuie sa avem in vedere procedura de calcul iterativ dupa valoarea coeficientului global de transfer termic al instalatiei de incalzire centrala.

O a doua problema care se poate pune este cea aferenta situatiei blocurilor reabilitate termic, in care suprafata de incalzire a ramas neschimbata iar reglajul termic calitativ se face in conformitate cu blocurile alaturate, racordate la aceeasi retea de distributie si care sunt nereabilitate. Se poate spune ca, pentru cladirea reabilitata se furnizeaza un agent termic cu o temperatura prea ridicata. Se pune intrebarea pe de o parte care sunt consecintele in cladirea reabilitata si care ar trebui sa fie curbele adecvate de reglaj termic pantru cladirea reabilitata.

Raspunsul la cele 2 intrebari formulate mai inainte poate fi dat destul de usor daca apelam la forma extinsa a expresiilor de reglaj termic calitativ, prin adugarea factorului de reabilitare termica :

$$\begin{aligned}
 t_T &= \left( 1 + \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} \cdot \frac{H}{H_0} \right) \cdot t_{i0} - \frac{t_{T0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{1 - E_0}{1 - E} \cdot \frac{H}{H_0} t_e \\
 t_R &= \left( 1 + \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} \cdot \frac{H}{H_0} \right) \cdot t_{i0} - \frac{t_{R0} - t_{i0}}{t_{i0} - t_{e0}} \cdot \frac{(1 - E_0) \cdot E}{(1 - E) \cdot E_0} \cdot \frac{H}{H_0} t_e
 \end{aligned} \tag{22}$$

In relatiile (22). raportul  $H/H_0$  a fost denumit factor de reabilitare, unde  $H$  este factorul de cuplaj termic transmisie-ventilatie rezultat dupa reabilitarea termica iar  $H_0$  este factorul de cuplaj termic transmisie-ventilatie rezultat inainte de reabilitarea termica.

Raspunsul la prima intrebare consta in rezolvarea iterativa a ecuatiei (22<sub>1</sub>), necunoscuta fiind  $t_{i0}$ . Urmeaza in continuare determinarea lui  $t_R$  din relatia (22<sub>2</sub>), cu  $t_{i0}$  de acum stabilit. Raspunsul la a doua intrebare presupune rezolvarea iterativa a sistemului reprezentat de relatiile (22) in care insa necunoscutele sunt  $t_T$  si  $t_R$ ,  $t_{i0}$  fiind fixat pe valoarea de confort termic.

#### 4. Concluzii

Reglaj termic calitativ centralizat prezentat in cadrul lucrarii de fata se refera la cladirile dotate cu instalatii de incalzire centrala si centrale termice proprii sau la cladiri racordate la sistemul de alimentare centralizata cu caldura compus din termocentrale retele termice primare (de transport) puncte termice si retele secundare (de distributie). Relatiile stabilite pentru reglajul termic calitativ centralizat se refera la

circuitul care include instalatiile de incalzire centrala. In cazul alimentarii centralizate cu caldura este insa necesar a se stabili insa si relatiile de reglaj termic calitativ corespunzatoare pentru circuitul primar corespunzator agentului termic din reseaua de transport. Pentru aceasta trebuie sa se apeleze la relatiile de bilant termic in regim stationar corespunzatoare schimbatoarelor de caldura din statiile de transformare (punctele termice). Pentru legatura dintre temperaturile agentului termic din circuitul primar si cel din circuitul secundar se poate consulta [1].

Un alt aspect important este legat de faptul ca in sistemele de termoficare temperatura agentului termic livrat in circuitul instalatiei de incalzire centrala trebuie sa tina seama de o temperatura exterioara prezisa pentru o perioada de timp ce urmeaza, de cca. 6h. In consecinta exista o procedura de elaborare a temperaturii exterioare pe urmatorul interval de timp, functie de evolutia temperaturii exterioare in ziua sau zilele precedente, care va fi luata in calcul.

Se mentioneaza inca o data ca la stabilirea temperaturilor de reglaj termic calitativ nu tine seama de aporturile gratuite de caldura interne sau externe, astfel incat se poate spune ca instalatia de incalzire va face fata asigurarii confortului termic interior, asigurand chiar o temperatura interioara superioara. Scaderea temperaturii interioare se poate face printr-un reglaj cantitativ local cu robineti termostatici pe corpurile de incalzire.

### Lista de Notatii

$t_{i0}$  – temperatura interioara nominala, °C;  
 $t_i$  – temperatura interioara curenta, °C;  
 $t_{e0}$  – temperatura exterioara nominala, °C;  
 $t_e$  – temperatura exterioara curenta, °C;  
 $t_{T0}$  – temperatura nominala a agentului termic pe tur, °C;  
 $t_T$  – temperatura curenta agent termic, pe tur, °C;  
 $t_{R0}$  – temperatura nominala a agentului termic pe retur, °C;  
 $t_R$  – temperatura curenta agent termic, pe retur, °C;  
 $t_{ml0}$  – temperatura medie logaritmica nominala pe instalatia de incalzire centrala, °C;  
 $\Delta t_{ml0}$  – diferenta medie logaritmica de temperatura nominala, pe instalatia de incalzire centrala, °C;  
 $\Delta t_{ml}$  – diferenta medie logaritmica de temperatura, pe instalatia de incalzire centrala, °C;  
 $G_0$  – valoarea nominala a debitului de agent termic, m<sup>3</sup>/s;  
 $G$  – valoarea curenta a debitului de agent termic, m<sup>3</sup>/s;  
 $\Phi_0$  – necesarul de caldura nominal al consumatorului, W;  
 $\Phi$  – necesarul curent de caldura al consumatorului, W;  
 $k_0$  – valoarea nominala a coeficientului global de transfer termic al instalatiei de incalzire centrala, W/m<sup>2</sup>.K;

$k$  – valoarea curentă a coeficientului global de transfer termic al instalației de încălzire centrală,  $W/m^2.K$ ;

$S$  – suprafața instalației de încălzire centrală,  $m^2$ ;

$H$  – factorul de cuplaj termic transmisie-ventilație al clădirii încălzite,  $W/K$ ;

$NTU$  – numărul de unități de transfer termic al instalației de încălzire centrală, -;

$E$  – modulul termic al instalației de încălzire centrală, -;

### **Bibliografie**

1. Florin Iordache – Comportamentul dinamic al echipamentelor și sistemelor termice – ed. Matrixrom, 2008, București;
2. Vlad Iordache – Instalații interioare de încălzire cu agent termic apă caldă – ed. Matrixrom, 2013, București;
3. Sorin Burchiu – Curs instalații de încălzire – ed. Conspress, 2009, București;
4. Rodica Frunzulica – Indrumator de proiectare pentru sisteme de alimentare centralizată cu energie termică – ed. Conspress, 2009, București;

## Sistem centralizat de producere și distribuție a căldurii

Centralized production and distribution of heat

George-Lucian Ionescu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universitatea din Oradea  
Str. Universității nr. 1 – Oradea, Romania  
E-mail: lucian.ionescu1985@yahoo.com

### Rezumat

Conținutul prezentat în cadrul acestei lucrări subliniază avantajele și dezavantajele sistemului centralizat de încălzire și de distribuție a energiei termice prin transformarea cărbunelui în gaz, în timp ce se menționează, de asemenea, eficiența termică, care se obține prin această metodă.

**Cuvinte cheie:** sistem, căldură

### Abstract

The contents presented within this paper outline the advantages and disadvantages of the centralized system for heating and heating distribution by means of converting coal into gas, while also mentioning the thermal efficiency that is obtained through this method.

**Key words:** system, heat

### Preliminarii

În sistemul centralizat de producere a căldurii și de preparare a apei calde de consum, agentul termic este transportat prin rețele la utilizator.

Avantajele asigurate de acest sistem, îndreptățesc obținerea de energie și căldură prin arderea cărbunilor în cazane, ca sursă de energie, dar trebuie avute în vedere și dezavantajele date de problema privind eficientizarea sistemului și mai ales cele legate de prevenirea poluării mediului, care sunt deosebit de importante, cu restricții majore pe viitor.

Centralele cu puteri instalate mari, transmit consumatorilor căldura prin agenți termici, utilizând rețele de termoficare, iar în punctele termice, agenții termici primari sunt transformați în agenți secundari specifici nevoilor de consum de apă caldă și căldură, necesară utilizatorului.

### **Avantajele sistemului**

Sistemul centralizat de producere și distribuție a căldurii prezintă mai multe **avantaje** față de sistemele termice locale, datorită următoarelor aspecte:

- există posibilitatea producerii unor mari cantități de căldură prin cazane care să funcționeze la sarcina nominală și deci la randamente ridicate;
- centralele electrice de termoficare (CET-uri) au posibilitatea de adoptare a unui indice de termoficare corespunzător, care produce energie electrică sau termică în funcție de necesarul consumatorilor;
- consumul variabil de energie termică, de asemenea, poate fi realizat prin reglaj calitativ sau cantitativ, asigurându-se astfel importante economii de combustibil;
- cărbunii inferiori pot fi arși în instalații mari, prin metode adecvate, iar alimentarea cu carbune și evacuarea zgurii și a cenușii poate fi realizată eficient.

Poluarea zonei în care se amplasează centrala poate fi controlată prin măsuri adecvate, aplicate la toate circuitele funcționale ale centralei, care cuprind cazanul, gospodăria de combustibil, evacuarea zgurii și a cenușii, coșul de fum.

### **Dezavantajele sistemului centralizat de producere și distribuție a căldurii**

Evident, producerea centralizată și transportul la distanță a energiei termice, prezintă și **dezavantaje**, dintre care amintim [2], [5]:

- Arderea unor mari cantități de cărbune în centrale este producătoare de mari cantități de noxe, dintre care, este reținută eficient, numai cenușa zburătoare, prin filtrele electrostatice, în timp ce gazele poluante NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, nu pot fi reținute decât prin instalații complexe, care scumpesc mult valoarea de investiție a centralei și complică procesul de exploatare și întreținere. Eficiența centralei se diminuează mult, datorită măsurilor antipoluante ce trebuie luate în astfel de cazuri;
- Transportul la distanță a căldurii prin rețele de termoficare, produce pierderi de căldură și se realizează cu cheltuieli mari necesare pompării agenților termici.

În funcție de condițiile concrete ale consumatorilor cât și de posibilitățile de alimentare cu combustibili sau forme de energie disponibile, au apărut pe parcursul anilor, noi sisteme și metode de alimentare cu căldură a consumatorilor.

### **Gazeificarea cărbunilor**

Deoarece în prezent, centralele de termoficare sunt tot mai mari consumatoare de cărbuni prin ardere directă, este oportună analizarea disponibilităților cărbunilor în producția termică, prin metoda **gazeificării cărbunilor**.

**Gazeificarea cărbunilor** reprezintă transformarea în gaz combustibil a masei solide, datorită unei reacții chimice de ardere incompletă a carbonului din cărbune.

Oxigenul din reacție este preluat din aer sau vapori de apă, iar gazul obținut poate fi diferit în funcție de calitatea cărbunelui.

Eficiența termică a procedeelor de gazeificare a cărbunilor este redată în **tabelul 1**.

Tabelul 1

| Purtător de carbon | Purtător de oxigen | Tipul gazului | Randament rezultat termic (%) |
|--------------------|--------------------|---------------|-------------------------------|
|                    | apă                | gaz de apă    | 60                            |
| cărbuni superiori  | aer                | gaz de aer    | 73                            |
|                    | apa + aer          | gaz mixt      | 80                            |

Prin diverse procedee chimice, cărbunii sunt supuși unor reacții chimice, în prezența unor purtători de oxigen, rezultând gaze combustibile cu puteri calorice diferite, așa cum se prezintă în **tabelul 2**.

Întrucât funcția energetică de perspectivă a cărbunilor este în continuă creștere, rezultă necesitatea și preocuparea pentru găsirea unor metode cât mai eficiente de utilizare sau transformare a cărbunilor într-o formă de energie, ameliorând totodată și problemele de poluare care implică cărbunii, începând cu exploatarea și până la utilizarea lor energetică.

În cazul gazeificării, problemele de poluare a mediului sunt esențial diminuate față de sistemele cu ardere directă a cărbunilor.

Tabelul 2

| Denumirea gazului combustibil | Proveniența                                |                      | Putere calorică (kcal/m³) | Reacții chimice de bază pentru obținere     |
|-------------------------------|--------------------------------------------|----------------------|---------------------------|---------------------------------------------|
|                               | Purtător de carbon                         | Purtător de oxigen   |                           |                                             |
| Gaz de apă                    | cărbune                                    | vapori de apă        | 2500-2700                 | $C + H_2O = CO + H_2$                       |
| Gaz de aer                    | combustibil organic                        | aer oxigen           | 900-1100<br>3050          | $C + 1/2 O_2 = CO$                          |
| Gaz mixt                      | combustibil organic                        | aer și vapori de apă | 1200-1780                 | $C + 1/2 O_2 = CO$<br>$C + H_2O = CO + H_2$ |
| Gaz de cocserie               | huilă                                      | aer                  | 3800-4600                 | Proces de piroliză                          |
| Gaz de lemn                   | lemn                                       | aer                  | sub 1000                  | $C + 1/2 O_2 = CO$                          |
| Gaz de lignit                 | lignit                                     | aer/abur oxigen/abur | 900-1700<br>2000-3000     | $C + 1/2 O_2 = CO$<br>$C + H_2O = CO + H_2$ |
| Gaz de turbă                  | turbă                                      | aer                  |                           | $C + 1/2 O_2 = CO$                          |
| Gaz natural sintetic (SNG)    | cărbune                                    | oxigen+abur          | 7000-9000                 | $CO + 3H_2 = CH_4 + H_2O$                   |
| Gaz dublu                     | gudron cărbune bogat în substanțe volatile | hidrogen             | 7000-9000                 | $C + 2H_2 = CH_4$<br>$C + 1/2 O_2 = CO$     |
|                               |                                            | aer/abur             | 3200                      | $C + H_2O = CO + H_2$                       |
| Gaz de furnal                 | cocs                                       | aer                  | 900                       | $C + CO_2 = 2CO$                            |
| Gaz de convertizor            | fontă                                      | oxigen               | 2100                      | $C + 1/2 O_2 = CO$                          |

Folosind diverse metode cunoscute în prezent, rezultă eficiența (%) conversiei cărbunilor în diverse forme de energie, conform **tabelului 3**.

**Tabelul 3**

| Cărbunele și derivații săi;<br>eficiența conversiei (%)                                      | Vectorul energetic sau<br>utilizarea finală: eficiența<br>conversiei (%)       | Eficiența<br>totală<br>(%) |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|----------------------------|
| Cărbune mărunțit (98)                                                                        | Electricitate (35) Termoficare<br>(75) Electricitate + energie<br>termică (80) | 34<br>74<br>79             |
| Gaz combustibil provenit de la<br>gazeificarea cărbunelui, cu<br>putere calorică redusă (85) | Încălzire (80)                                                                 | 68                         |
| Gaz combustibil provenit de la<br>gazeificarea cărbunelui, cu<br>putere calorică înaltă (35) | Electricitate (30)<br>Încălzire (75)                                           | 10,5<br>26                 |
| Benzină sintetică (55)                                                                       | Transport (25)                                                                 | 13                         |
| Motorină sintetică (65)                                                                      | Electricitate (35)<br>Transport (27)                                           | 23<br>16                   |
| Combustibil sintetic pentru<br>focare (65)                                                   | Electricitate (35)                                                             | 23                         |

Creșterea randamentelor termice, duce implicit la reducerea cantității de cărbune care se gazeifică și la reducerea cheltuielilor de transformare a cărbunelui în gaz.

Din **tabelul 3** se poate observa că la obținerea gazului din cărbune cu putere calorică redusă de exemplu, se poate obține o eficiență totală de 68%, foarte apropiată de eficiența arderii directe locale a cărbunilor.

Trebuie luate însă în considerare și manevrele necesare pentru transportul și arderea cărbunilor, evacuarea cenușii, cât și poluarea rezultată, față de arderea simplă, comodă și eficientă a gazului de cărbune în aceleași instalații termice [2].

Din datele sumare prezentate, rezultă că la arderea directă a cărbunilor în cazane și obținerea căldurii care este transportată la consumatori prin rețele termice, în condiții de transport cu mari pierderi de căldură, există alternativa gazeificării cărbunilor în instalații mari și transportul la consumatori a gazului, unde acesta să ardă direct în instalații termice eficiente.

### **Avantajele sistemului**

Avantajele pe care le reprezintă acest sistem sunt:

- În locul rețelilor de termoficare, care sunt greu de realizat, sunt scumpe și produc inevitabile pierderi de căldură, se prevăd conducte pentru transportul gazului, care nu produc pierderi, sunt ușor de pozat și se realizează cu cheltuieli scăzute.

- Prin gazeificarea cărbunilor cu conținut de sulf, emisiile de oxizi de sulf sunt simplu de controlat și reținut sub formă de sulf; metodele în acest caz sunt eficiente și sigure iar sulful obținut reprezintă o materie de bază foarte utilă eficientizând astfel procesul de gazeificare.
- Producerea căldurii direct la consumatori prin arderea gazelor în instalații eficiente, asigură posibilitatea efectuării reglajelor la consumator, realizându-se astfel un confort sporit și importante economii energetice. Se elimină astfel rețelele tennice exterioare și contoarele de căldură ale sistemului termic, elemente care necesită și costuri ridicate de exploatare.

Rezultatele obținute presupun, ca o alternativă a viitorului, gazeificarea cărbunilor și obținerea energiei termice prin ardere de gaze în cazane eficiente, amplasate direct la consumatori.

În locul rețelelor exterioare de termoficare pentru transportul agenților termici de încălzire și apă caldă de consum, se transportă doar gaze, cu toate avantajele rezultate din acest proces.

Deci, eficiența sistemului propus rezultă din aceea că în prezent, marile centrale de termoficare, constituie surse poluante de mare intensitate datorită arderii directe a cărbunilor, sunt amplasate departe de consumatori (în general la periferia orașelor), impunând rețele lungi de transport a agenților termici, cu diametre mari etc. Gazeificarea cărbunilor presupune alternativa prin care, sursele termice să poată fi amplasate cât mai aproape de consumatori (pe cât posibil în centrul de greutate al acestora), rezultând sisteme eficiente și economii importante.

## Bibliografie

1. COLDEA SPERANȚA, IONESCU, GH. C. – *Elemente de fizica fluidelor și hidraulică*. Editura Matrix Rom București, 2005.
2. GLIGOR E., IONESCU G.L., GAVRIȘ DANIELA – MARIANA, *Instalații pentru construcții – Suport laborator*, Editura Aureo – Oradea, 139 pg., ISBN 978-606-8382-36-4, 2013.
3. SR 1907-1:2014, Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Metodă de calcul
4. I 13- 2015 Normativ privind proiectarea, executarea si exploatarea instalatiilor de incalzire centrala
5. Manualul de instalații – Instalații de încălzire – Editura ARTECNO, București, 2010.



## Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged

Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged

Viktor Petrenko<sup>1</sup>, Kostiantyn Dikarev<sup>2</sup>, Al'ona Skokova<sup>3</sup>, Oleksandra Kuzmenko<sup>4</sup>

<sup>1</sup>Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture  
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 47-59-77  
E-mail: [petrenko@mail.pgasa.dp.ua](mailto:petrenko@mail.pgasa.dp.ua)  
ORCID ID: 0000-0002-4331-6844

<sup>2</sup>Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture  
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 46-98-76  
E-mail: [kdikarev@ukr.net](mailto:kdikarev@ukr.net),  
ORCID ID: 0000-0001-9107-3667

<sup>3</sup>Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture  
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 46-98-76  
E-mail: [a\\_skokova@mail.ru](mailto:a_skokova@mail.ru),  
ORCID ID: 0000-0002-0443-0222

<sup>4</sup>Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture  
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 46-98-76  
E-mail: [aleksandra\\_kuzmenko@i.ua](mailto:aleksandra_kuzmenko@i.ua),  
ORCID ID: 0000-0001-5976-5436

**Abstract.** *The purpose of this paper is to represent inside temperature calculation algorithm provided that building envelope is damaged. Brick wall with erosion area was chosen as the building envelope. We examine one-dimensional thermal transfer in steady-state conditions. The temperatures at both sides of the wall are constant. The derived equation allows calculating the estimated inner temperature of the air on condition that outside wall is damaged by erosion.*

**Keywords:** inner surface temperature, microclimate, thermal transfer, steady state condition

### 1. Introduction

The problem relates to the determination of microclimate parameters in case of wall properties modification and provided that the building envelope is affected by erosion. This topic focuses on items of architectural heritage, widely represented in

Dnipropetrovsk, which require more thorough reconstruction without modifying facade external layers.

Previous researches consider thermal transfer (steady state or non-steady state condition) through a plane wall which has one surface at a high temperature and another one at a lower temperature [1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12]. However there are no investigations devoted to the estimation of indoor air temperature on the assumption of wall erosion impact.

Thereby purpose mentioned above leads to the following tasks:

- to specify the initial data of the problem concerned;
- to derive a mathematical expression for inner air temperature determination provided that the external wall is damaged by a certain area of erosion.;
- to calculate and analyze the results of estimation for particular case.

## 2. Case study and general assumptions

Taking into consideration [9, 10], it seems reasonable to postulate that:

- we examine plane wall containing several construction layers with different thicknesses  $\delta_{1,2,...,n}$ , mm, this solid is infinite in  $y$  and  $z$  direction ( $\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0$  -

the temperature is depending on one variable only in case of one-dimensional heat conduction);

- material properties are constant ( $\lambda_{1,2,...,n} = const$ ,  $\rho_{1,2,...,n} = const$ ,  $c_{1,2,...,n} = const$ );
- the outside surface of the wall is exposed to ambient air with temperature  $t_{ext}$ , °C for the cold season while inside surface has heating air next to it with defined interior temperature  $t_{int}$ , °C according to the building standard [7]

- there are no time dependence of the temperatures for one-dimensional steady state heat transfer ( $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ );

- coefficient of heat-transfer from warm indoor air to the wall denoted by  $\alpha_{int}$ ,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ , from wall to cool outside ambience -  $\alpha_{ext}$ ,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ , (those values have no time dependence as well);

- the heat transfer between plane wall and the outdoor air space can be expressed as equation  $q = \alpha \cdot \Delta t$ .

According to [4], heat flux density  $\frac{W}{m^2}$  through multi-layer plane wall can be defined as:

$$q = \frac{t_{int} - t_{ext}}{\frac{1}{\alpha_{int}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ext}}} \quad (1)$$

Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged

$\frac{1}{\alpha_{int}}$  - thermal resistance on the inner surface of the wall,  $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ ;

$\frac{1}{\alpha_{ext}}$  - thermal resistance on the exterior surface of the wall,  $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ ;

$\sum \frac{\delta}{\lambda}$  - total thermal transfer for multi-layer wall,  $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ .

We can derive expression (2) from (1) :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{int}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{ext}}} \quad (2)$$

$k$  - coefficient of heat transmission, which characterizes the intensity of thermal transfer through the wall from one air ambience to another. It can be calculated as the quantity of heat transmitted through unit area and per unit time provided that the temperature difference between interior and exterior airspaces is 1 degree,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ .

The reciprocal value of this parameter  $k$ ,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ , gives us a total thermal resistance  $R$ ,  $\frac{m^2 \cdot K}{W}$ .

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (3)$$

If we take in consideration mentioned above the expression (1) can be written as:

$$q = k \cdot (t_{int} - t_{ext}), \frac{W}{m^2}. \quad (4)$$

Heat flux through the wall with the surface  $F$ ,  $m^2$ , can be given as:

$$Q = q \cdot F = k \cdot F \cdot (t_{int} - t_{ext}) \quad (5)$$

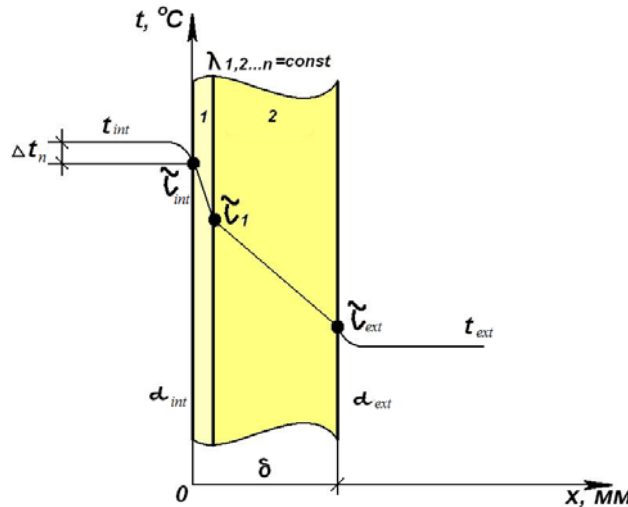


Fig. 1 Heat transfer through the plane multi-layer wall

### 3. Derivation of a formula

According to mentioned above we can postulate that the plane multi-layer wall contains damaged area caused by erosion. The thickness of this area is ranging from 0 to  $\sum \delta_{wall}$  (Fig. 2).

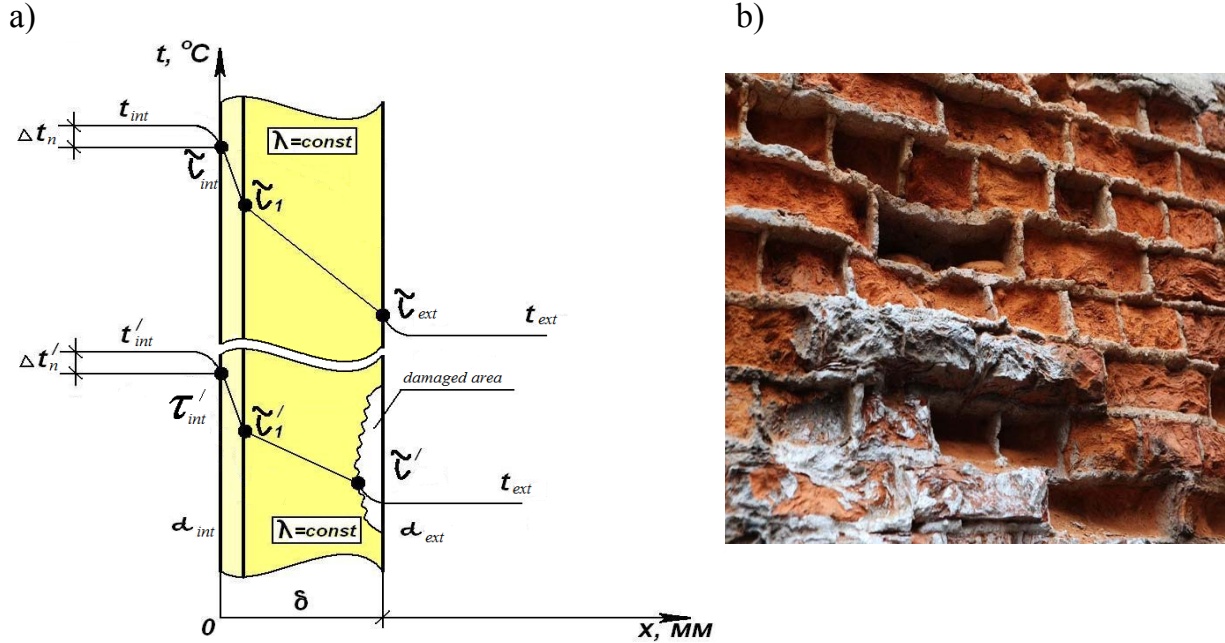


Fig. 2 a) Heat transfer through the plane multi-layer wall containing damaged area; b) The possible severe erosion

It is plausible to assume that the presence of damaged area on the external side of the wall results in the temperature change of the both inner and exterior surfaces ( $\tau'_{int}$ , °C,  $\tau'_{ext}$ , °C), the same phenomenon happens to the temperature between layers  $\tau'_1$ , °C.

If we take into consideration expression (5) the heat transfer through multi-layer damaged wall  $F$ ,  $m^2$ , can therefore be given as :

$$Q' = k_1 \cdot (F - F_{dam}) \cdot (t'_{int} - t_{ext}) + k_2 \cdot F_{dam} \cdot (t'_{int} - t_{ext}), W \quad (6)$$

$k_1$  - coefficient of heat transmission for undamaged wall,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ;

$k_2$  - coefficient of heat transmission for damaged wall,  $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ ;

$F_{dam}$  - area of the affected surface on the wall,  $m^2$ ,

After the transformation we can obtain the following formula :

$$Q' = (k_1 \cdot F + F_{dam} \cdot (k_2 - k_1)) \cdot (t'_{int} - t_{ext}), W. (7)$$

Experience leads us to believe that the heater produces the equal quantity of thermal energy whether the wall contain damaged area or not. The condition  $Q = Q'$  implies that:

$$k_1 \cdot F \cdot (t_{int} - t_{ext}) = (k_1 \cdot F + F_{dam} \cdot (k_2 - k_1)) \cdot (t'_{int} - t_{ext}), W. (8)$$

Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged

The estimated temperature of the interior air can be derivated from (8) :

$$t'_{int} = \frac{k_1 \cdot F \cdot (t_{int} - t_{ext})}{(k_1 \cdot F + F_{dam} \cdot (k_2 - k_1))} + t_{ext}, ^\circ C \quad (9)$$

We can introduce the parameter which characterizes the part of damaged area in whole wall and which can be expressed as:

$$x_{dam} = \frac{F_{dam}}{F}, \quad (10)$$

The value of  $x_{dam}$  is ranging from 0 to 1.

Using the expression (10) we find

$$F_{dam} = x_{dam} \cdot F, \quad m^2. \quad (11)$$

We insert (11) in expression (9) and after transformation we obtain

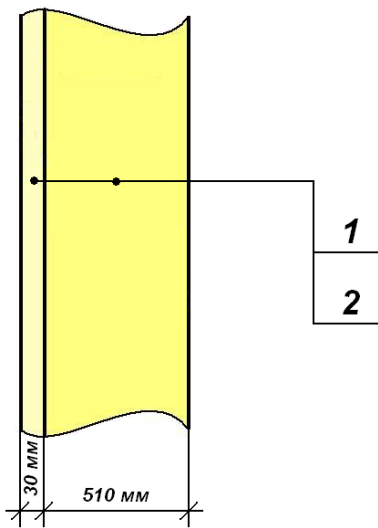
$$t'_{int} = \frac{k_1 \cdot (t_{int} - t_{ext})}{k_1 + x_{dam} \cdot (k_2 - k_1)} + t_{ext}, ^\circ C \quad (12)$$

Or

$$t'_{int} = \frac{k_1 \cdot (t_{int} - t_{ext})}{x_{dam} \cdot k_2 + k_1 \cdot (1 - x_{dam})} + t_{ext}, ^\circ C \quad (13)$$

#### 4. Analysis

The widespad in Dnipropetrovsk composition of multi-layer wall was chosen as an exemple for calculation. Figure 3 shows the cross-section of the wall.



1 – plaster,  $\lambda = 0,81 \frac{W}{m \cdot K}$  ;

2 – masonry of silicate brick on a cement-sand mortar,

$\lambda = 0,87 \frac{W}{m \cdot K}$

Fig. 3 Cross-section of the wall

Using (2) and (3) we can calculate coefficient of heat transmission for the wall and thermal resistance on condition that the thickness of damaged area can take the next values  $\delta_{dam}^1 = 0 \text{ mm}$  ;  $\delta_{dam}^2 = 10 \text{ mm}$  ;  $\delta_{dam}^3 = 20 \text{ mm}$  ;  $\delta_{dam}^4 = 30 \text{ mm}$  . The results of calculation are shown in Table 1 and in Fig. 4.

Table 1

| Characteristics of materials                              |                                                     |          |          |          |
|-----------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|----------|----------|----------|
| Thermal properties of the external wall                   | Thickness of the wall containing damaged area, $mm$ |          |          |          |
|                                                           | 540 $mm$                                            | 530 $mm$ | 520 $mm$ | 510 $mm$ |
| Thermal resistance of the wall, $\frac{m^2 \cdot K}{W}$   | 0,78                                                | 0,77     | 0,76     | 0,75     |
| Coefficient of heat transmission, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$ | 1,28                                                | 1,30     | 1,32     | 1,34     |

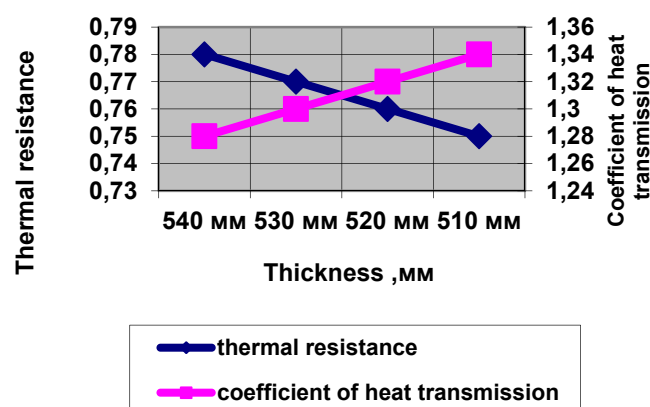


Fig. 4 Thermal properties of the external wall

Coefficient of heat transfer and thermal resistance of the wall varies linearly for 1,3 % per each 10  $mm$  of damaged area thickness.

Taking into consideration (11) or (12) we can calculate estimated temperature of interior airspace  $t'_{int}$ ,  $^{\circ}C$ , provided that external wall contains damaged by erosion area. We take into account the part of damaged area  $x_{dam}$ . The results are shown in Table 2 and in Fig. 5.

Table 2

| Estimated temperatures on each layers surfaces of the damaged wall           |                                                    |          |          |          |
|------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|----------|----------|----------|
| Temperature values on the layers surfaces of the wall                        | Thickness of the wall enclosing erosion area, $mm$ |          |          |          |
|                                                                              | 540 $mm$                                           | 530 $mm$ | 520 $mm$ | 510 $mm$ |
| Temperature on the inner surface of the wall, $\tau'_{int}$ , $^{\circ}C$    | 13,68                                              | 13,58    | 13,49    | 13,39    |
| Temperatures between the layers of the wall, $\tau'_l$ , $^{\circ}C$         | 11,64                                              | 11,51    | 11,39    | 11,25    |
| Temperature on the exterior surface of the wall, $\tau'_{ext}$ , $^{\circ}C$ | -20,61                                             | -21,21   | -21,84   | -22,48   |

Estimation of indoor temperatures on condition that building envelope is damaged

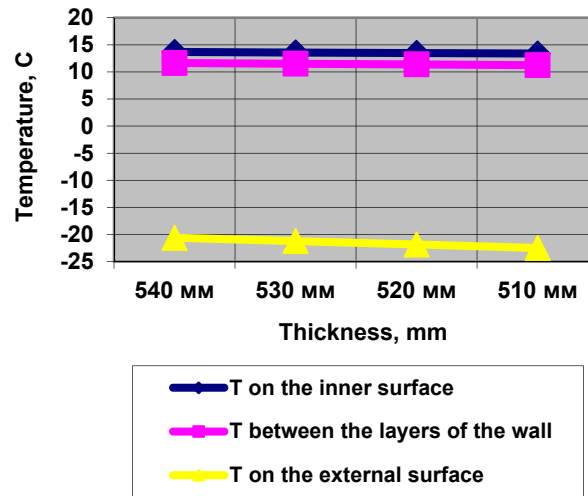


Fig. 5 Distributions of estimated temperature values on the layers surfaces of the wall

Table 3

**Estimation of interior airspace temperature on condition that external wall encloses damaged by erosion area**

| $x_{dam} = \frac{F_{dam}}{F}$ | Thickness of the damaged wall, mm |        |        |        |
|-------------------------------|-----------------------------------|--------|--------|--------|
|                               | 540 mm                            | 530 mm | 520 mm | 510 mm |
| 0                             | 20,00                             | 20,00  | 20,00  | 20,00  |
| 0,1                           | 20,00                             | 19,94  | 19,87  | 19,80  |
| 0,2                           | 20,00                             | 19,87  | 19,74  | 19,61  |
| 0,3                           | 20,00                             | 19,81  | 19,61  | 19,41  |
| 0,4                           | 20,00                             | 19,74  | 19,49  | 19,22  |
| 0,5                           | 20,00                             | 19,68  | 19,36  | 19,03  |
| 0,6                           | 20,00                             | 19,62  | 19,23  | 19,23  |
| 0,7                           | 20,00                             | 19,56  | 19,11  | 18,65  |
| 0,8                           | 20,00                             | 19,49  | 18,98  | 18,47  |
| 0,9                           | 20,00                             | 19,43  | 18,86  | 18,29  |
| 1                             | 20,00                             | 19,37  | 18,74  | 18,10  |

Obtained data reveals the variation of interior airspace temperature values which can change up to:

- 3 % provided the thickness reduces by 10 mm and the part of damaged area varies as well;
- 6,3 % provided the thickness reduces by 20 mm and the part of damaged area varies as well;
- 9,5 % provided the thickness reduces by 30 mm and the part of damaged area varies as well;

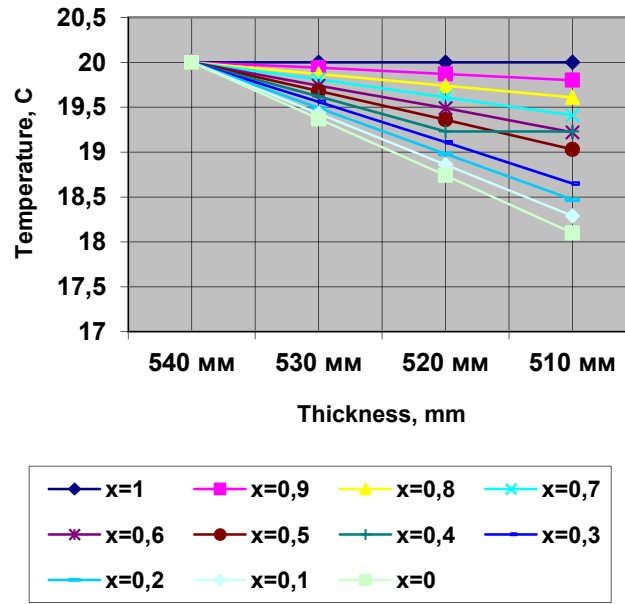


Fig. 6 Evaluation of indoor airspace temperature depending on the damaged area change

Analysis of the results leads to the next statement: damaged area has an important impact on the temperature values for the each layer of the wall.

When dealing with boundary conditions of Dnipropetrovsk we take into account the temperature of the exterior air  $t_{ext} = -23\text{ }^{\circ}\text{C}$  and we observe the next variations:

- Temperature on the inner surface of the wall,  $\tau'_{int}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  changes by 1 % per each 10 mm of damaged area thickness;
- Temperature between the layers of the wall  $\tau'_l$ ,  $^{\circ}\text{C}$  changes by 1,2 ÷ 1,5 % per each 10 mm of damaged area thickness;
- Temperature on the exterior surface of the wall,  $\tau'_{ext}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  changes by 2,9 % per each 10 mm of damaged area thickness.

## Conclusions

This paper is devoted to analytical investigation (for climate conditions of Dnipropetrovsk) of indoor airspace temperature variation provided that the external wall is affected by erosion. The obtained data reveals that the reduction of wall thickness from 0 to 30 mm due to erosion provokes the variation of thermal resistance. This phenomenon leads to decrease of temperature values at the border of each wall layer, therefore we observe the drop of indoor airspace temperature. Presented method allows to estimate indoor airspace temperature if we take into consideration all features of under study building envelope. Presented algorithm offers the possibilities to carry out numerical modeling in order to improve the method of calculation.



## References

- [1] Bogoslovskiy V.N. Engineering heat transfer: manual. – Second revised edition. – Moscow: Academic Press, 1982. – 415 p.
- [2] Andris Auliciems and Steven V. Szokolay. Thermal Comfort. – Second revised edition. PLEA, 2007 - p.66.
- [3] Kuvshinov J.J. Theoretical foundations of the indoor air quality. – Moscow : ACB, 2007. – 212 p.
- [4] Miheev M.A. Introduction to heat transfer / M.A. Miheev, I.M. Miheeva // Moscow: Energy, 1977. – 344 p.
- [5] Tabunshikov, J.A. Thermal insulation of building envelope / J.A. Tabunshikov, D.J. Hromets, J.A. Matrosov.-Moscow.: Stroyizdat, 1986. – 373p.
- [6] Fokin, K.F. Heat transfer through the building envelope - Moscow.: Stroyizdat, 1973.-287p.
- [7] Ministry of Constructions and Architecture. Ukraine.(2006). Building standard of Ukraine. Thermal insulation of buildings. Kiev: Govenment Publishing Service. P 71.
- [8] Bodrov V.I. Microclimate of buildings / V.I. Bodrov, M.V. Bodrov, N.A. Trifonov, T.N. Churmeeva - Novgorod: Arabesk, 2001.-395p.
- [9] Litskevich, V.K. Human living space / V.K. Litskevich, J.D. Gubernskiy. - Moscow.: Stroyizdat, 1991.-227p.
- [10] Mathematical modeling of indoor air parameters / Edited by. N.N. Metlina. -Moscow.: Edition CNTI, 1970. -104p.
- [11] A.S. Belikov, S.Z. Polischchuk, A.O Petrenko, V.O. Petrenko, E. G. Kushnir, A. S. Polischchuk. Modeling and optimization of microclimatic conditions and parameters of life support systems of rooms. - Dnepropetrovsk: ChMP «Economy», 2013. – 176 p.
- [12] A.O Petrenko, V.O. Petrenko, Goliakova I.V., Patonia E.V. Modeling of human body thermal transfer with indoor space. - Dnepropetrovsk: Scientific Herald, Construction Materials Machinery, 2014, №50 – p. 202-207

# Analysis of rod systems under undefined load

## Analysis of rod systems under undefined load

Volchok Denys

Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture  
Dnipropetrovsk, Ukraine, 24-A Chernishevskogo str., tel. +38 (0562) 47-59-77  
E-mail: VolchokDL@yandex.ru  
ORCID ID: 0000-0002-7914-321X

**Abstract.** *The purpose of this paper is to represent influence of undefined data information on the results of rod systems design. We propose to use fuzzy sets as kind of uncertainty. As a calculation method we use the method of forces.*

**Keywords:** rod systems, undefined information, fuzzy numbers, method of forces, system of linear algebraic equations

## 1. Introduction

In problems of design, calculation, forecasting there are often situations when the basic data is presented as incomplete [1-7]. Especially the situation can be observed in design of civil engineering objects and constructive building elements. That is mean that their sizes and various possible combinations are determined randomly, fuzzily [1, 2] and roughly [3].

We will consider a class of problems of rod statically indeterminate systems to whom the right part of the initial equation is presented fuzzily. That is for calculation of a design it is necessary to pass the accurate decision indistinct SLAE, within one of methods, known in building mechanics, which are given above. On the example of three times statically indeterminate frame we will execute search of the bending moments in characteristic sections, passing decisions in the form of a method of forces.

## 2. Case study and general assumptions

In work the algorithm of the decision of the system of the linear algebraic equations (SLAE) with free coefficients which have nature of uncertainty is considered. The theory of indistinct sets (TIS) is applied to realization of this algorithm. To such SLAE were come in construction mechanics by consideration of a method of forces, movements, the mixed method, final differences (MFD) and elements (MFE) [4] when systems in the presence of physical or geometrical characteristics are considered, namely: it is described indistinctly, for example "loading is enclosed approximately in five meters from the left support of a beam", "loading makes about 20 kN", "the support A of a frame has moved vertically somewhere to 15 cm", "the module of elasticity of material makes about  $20 \div 30$  MPa" and other.

### 3. Formulation of the problem

We must resolve this kind of SLAE:

$$AX = d, \quad (1)$$

in which  $n$ -quantity of the unknown  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$ , and the matrix  $A = \{a_{ij}\}$ ;  $i = \overline{1, n}$ ,  $j = \overline{1, n}$ ; consists of determined coefficients. As for the components of the vector  $d = \{d_1, d_2, \dots, d_n\}$ ;  $d_i \in D_i \subseteq R$  we consider that it is fuzzy numbers which is defined on the sets  $D_i$ ;  $i = \overline{1, n}$  [5]. In this case we have a fuzzy SLAE. For each fuzzy numbers  $d_i$ ,  $i = \overline{1, n}$  is given membership function  $\mu_D(x): R[0,1]$ , which has the ability of continuity, convexity and normality.

**Definition 1.** Fuzzy number of (  $L-R$  )-type – is fuzzy value

$$d_i = \{d_i \mid \mu_D(x)\}, \quad (2)$$

membership function which may be made in form and composition of two functions  $L(x)$  and  $R(x)$ , satisfying the conditions [5]

$$\begin{aligned} L(-x) &= L(x) \\ R(-x) &= R(x) \\ L(0) &= R(0) = 1, \end{aligned} \quad (3)$$

$$\mu_D(x) = \begin{cases} L(\frac{m-x}{\alpha}), & x \leq m \\ R(\frac{x-m}{\beta}), & x > m \end{cases} \quad (4)$$

where  $\alpha > 0$ ,  $\beta > 0$  - left and right values of fuzziness. The value  $m$  is a mode value of fuzzy number. (Fig. 1).

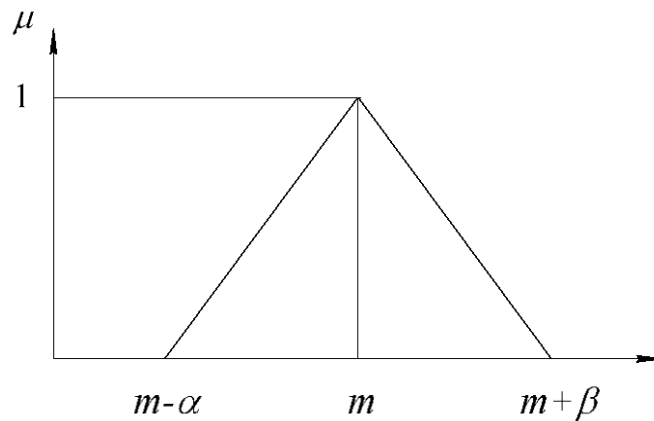


Fig. 1. Fuzzy number of (  $L-R$  )-type

**Definition 2.** For  $n$  given fuzzy sets  $D_i \subseteq X_i$ ;  $i = 1, 2, \dots, n$  with membership functions  $\mu_D(x)$  there is Cartesian product

$$D = D_1 \times D_2 \times \dots \times D_n \quad (5)$$

with membership function

$$\mu_D(d_1, d_2, \dots, d_n) = \min(\mu_{D_1}(d_1), \mu_{D_2}(d_2), \dots, \mu_{D_n}(d_n)). \quad (6)$$

For example: for  $n=3$  when  $M$  gradation values of  $d_i$  ( $i=1,2,3$ ) fuzzy sets  $D_1, D_2, D_3$  according to (2), are written:

$$\begin{aligned} D_1 &= \left\{ \frac{\mu(d_{11})}{d_{11}}, \frac{\mu(d_{12})}{d_{12}}, \dots, \frac{\mu(d_{1M})}{d_{1M}} \right\}, \\ D_2 &= \left\{ \frac{\mu(d_{21})}{d_{21}}, \frac{\mu(d_{22})}{d_{22}}, \dots, \frac{\mu(d_{2M})}{d_{2M}} \right\}, \\ D_3 &= \left\{ \frac{\mu(d_{31})}{d_{31}}, \frac{\mu(d_{32})}{d_{32}}, \dots, \frac{\mu(d_{3M})}{d_{3M}} \right\}. \end{aligned} \quad (7)$$

When  $M=2$  fuzzy set  $D$  is given with definition (6), (7)

$$\begin{aligned} D(d_1, d_2, d_3) &= \left\{ \frac{\min(\mu(d_{11}), \mu(d_{21}), \mu(d_{31}))}{(d_{11}, d_{21}, d_{31})}, \frac{\min(\mu(d_{11}), \mu(d_{21}), \mu(d_{32}))}{(d_{11}, d_{21}, d_{32})}, \right. \\ &\quad \frac{\min(\mu(d_{11}), \mu(d_{22}), \mu(d_{31}))}{(d_{11}, d_{22}, d_{31})}, \frac{\min(\mu(d_{11}), \mu(d_{22}), \mu(d_{32}))}{(d_{11}, d_{22}, d_{32})}, \\ &\quad \left. \frac{\min(\mu(d_{12}), \mu(d_{21}), \mu(d_{31}))}{(d_{12}, d_{21}, d_{31})}, \frac{\min(\mu(d_{12}), \mu(d_{22}), \mu(d_{32}))}{(d_{12}, d_{22}, d_{32})} \right\}. \end{aligned} \quad (8)$$

**Definition 3.** We call the residual value  $Z$  - square difference between solving SLAE with right sides defined by Cartesian product (8), and a clear solution SLAE with modal values (m) of fuzzy value  $d_i$  ( $i=1,2,3$ ), namely:

$$Z(d) = \sum_{j=1}^n (r_{ij} d_j^* - X(m_i))^2, \quad i=1,2,3. \quad (9)$$

Finding the solution SLAE (1) we will execute using the inverse matrix  $A^{-1}$

$$X = A^{-1} d^*, \quad (10)$$

which elements we show like  $r_{ij}$ ,  $A^{-1} = \{r_{ij}\}$ ;  $i, j=1,2,\dots,n$ . Combination of value  $d_i$ ,  $i=1,2,3$ ,  $j=1,2$  with (8) we will write like:

$$d^* = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{11} & d_{11} \\ d_{21} & d_{21} & d_{22} \\ d_{31} & d_{32} & d_{31} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

We formulate the problem:

We need to find and solve  $X^f = \{X_1, X_2, X_n\}$  of fuzzy SLAE (That provide minimum value squared residuals):

$$X^{opt} = \arg \min_X Z(d). \quad (12)$$

#### 4. Algorithm of solving optimization problem

The solution of the problem (12) is made by using statistical modeling procedure:

**Step 0.**  $S = +\infty$ .

**Step 1.** For given  $\varepsilon$  - level according to the given membership function we will determine interval  $= [X_{1i}, X_{2i}]$ ;  $i = 1, 2, 3$  (Fig. 2, 3).

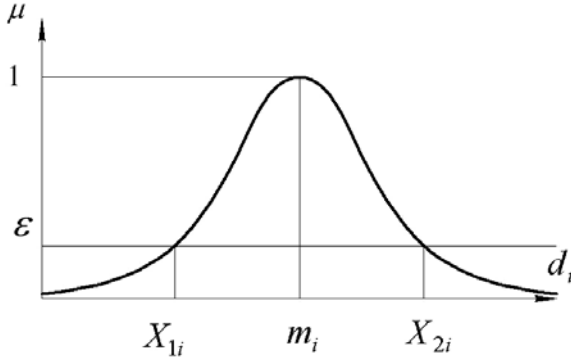


Fig. 2. The membership function of fuzzy Gauss number  $d_i (m_i, \alpha_i, \beta_i)_{L-R}$

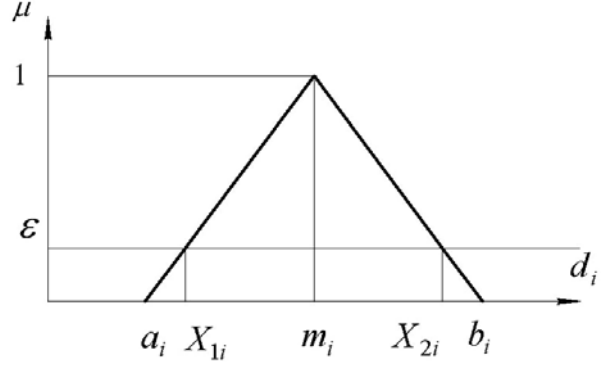


Fig. 3. The membership function of fuzzy numbers of triangle number  $d_i (a_i, m_i, b_i)_{\Delta}$

On Fig. 2, 3 provide possible examples of fuzzy numbers record of type "approximately  $m$ ." For Fig. 2. We have this membership function:

$$\mu(x) = e^{-\frac{(x-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (13)$$

where  $m$  and  $\sigma$  -numeral constants;  $\sigma > 0$ .

For Fig. 3. we have this membership function:

$$\mu(x) = \begin{cases} \frac{x - a_i}{m_i - a_i}, & x \leq m_i \\ \frac{b_i - x}{b_i - m_i}, & x \geq m_i \end{cases} \quad (14)$$

**Step 2.** In the range  $[X_{1i}, X_{2i}]$  randomly select the  $M$ -quantity of points  $X_j = X_{ij} + (X_{2j} - X_{1j})\xi_j$  where  $\xi_j = random$ , which is determined by the uniform law [6], which is calculated by formulas (13) or (14) or by membership function:

$$\mu_j = \mu(x_j); \quad j = 1, 2, \dots, M.$$

**Step 3.** Construct Cartesian product, namely the shape of fuzzy sets  $D$  by definition (5) - (6).

**Step 4.** For each combination of value  $d_j^*$  in the Cartesian product (6) we have to find solution  $X_j^f = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}$  by formula (10).

**Step 5.** By definition (9) to calculate the square deficiency  $Z(d)$ .

**Step 6.** Make minimization: if  $Z(d) < S$ , then we have to consider, that

$$S = Z(d) \text{ i } X^S = X^f.$$

**Step 7.** Repeat steps from 2 to 6  $T$ -times. Where  $T$  - given big number of numeral experiments.

**Step 8.** Provide the minimum value of deficiency  $S$  and appropriate solution  $X^S$ .

**Remark.**

For triangle fuzzy number (Fig. 3) there is possibility to have  $\varepsilon=0$ . The exact solution is obtained with  $\varepsilon=1$ .

If we take the Gaussian membership function (13), the less is  $\varepsilon$  the bigger are fuzziness factors  $\alpha$  i  $\beta$ .

## 5. Analysis of behavior of rod systems

### 5.1. Illustrative example № 1.

Diagram of the frame shown in Fig. 4. Load is given in the form of movements  $a$ ,  $b$ ,  $\phi$  of jamming “3” (Fig. 4). Moving can be submitted in the determined or undefined form.

We will consider a case when in the main system those communications which are receiving movements are rejected (fig. 5). We will replace action of the rejected communications by unknown  $X_1$ ,  $X_2$ ,  $X_3$ , which are subject to further definition.

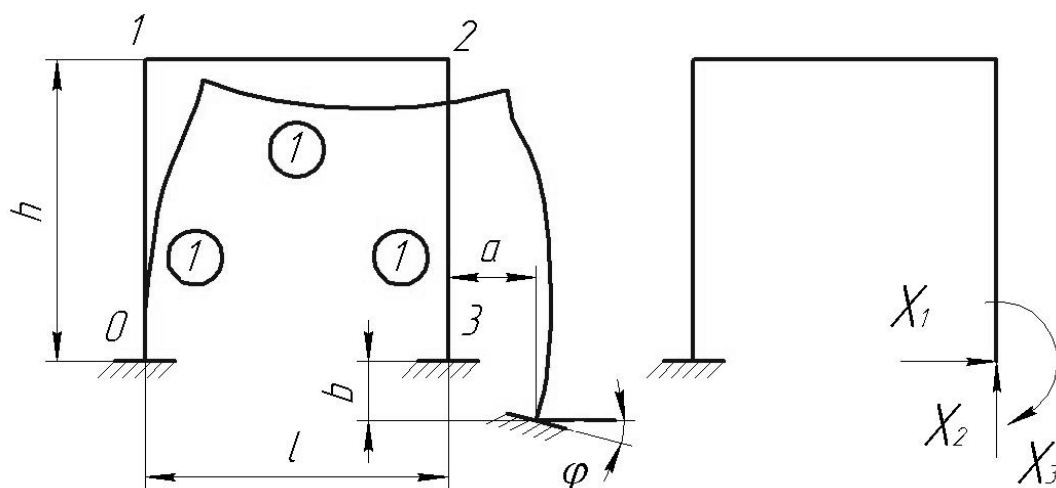


Fig.4. Settlement scheme of a frame Fig.5. Main system of a method of forces

Taking into account the accepted main system the initial equations of a method of forces will look as follows:

$$\begin{cases} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = a \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = -b \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = \phi, \end{cases} \quad (15)$$

where  $\delta_{ij}$ ;  $i, j = 1, 2, 3$  - pliability matrix elements.

Construct a single diagram and present them in general terms (Fig. 6):

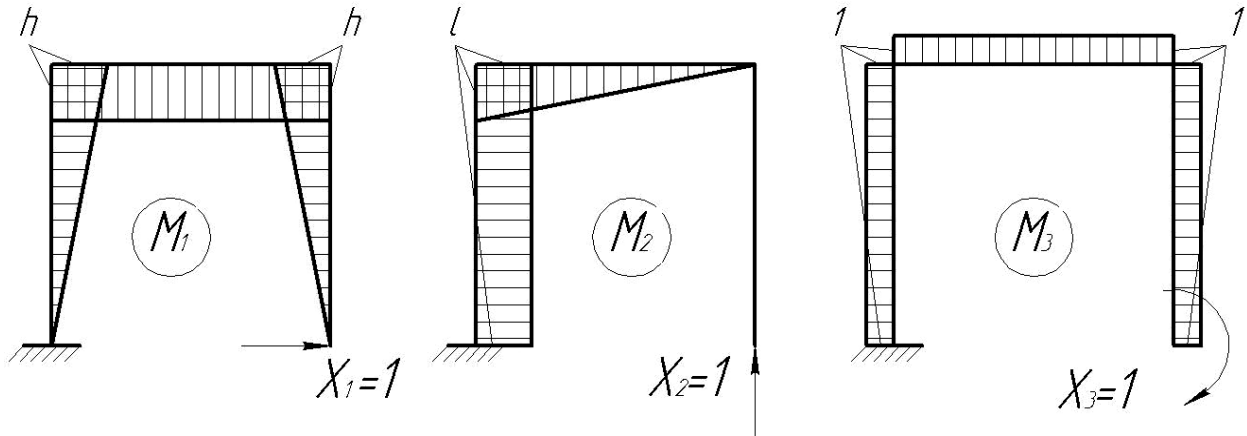


Fig. 6. Single diagram of the force method.

The coefficients of canonical equations we express in general terms:

$$\begin{aligned} \delta_{11} &= \frac{h^2}{3EI}(2h + 3l), \quad \delta_{22} = \frac{l^2}{3EI}(3h + l), \quad \delta_{33} = \frac{1}{EI}(2h + l), \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{hl}{3EI}(h + l), \\ \delta_{13} &= \delta_{31} = \frac{-h}{EI}(h + l), \quad \delta_{23} = \delta_{32} = \frac{-l}{3EI}(2h + l), \end{aligned} \quad (16)$$

where  $EI$  - rigidity of the frame element.

The value of the final moments in the characteristic curves of sections marked by the unknown of the force method and the value of individual points diagram (Fig. 5) will be written, assuming that all the points that lie on a path frames have a minus sign, and inside contour of the frame is plus:

$$\begin{aligned} M_{10} &= M_{12} = hX_1 + lX_2 - X_3 \\ M_{23} &= M_{21} = hX_1 - X_3 \\ M_{01} &= lX_2 - X_3 \\ M_{32} &= -X_3 \end{aligned} \quad (17)$$

### 5.1.1. Deterministic problem statement

For structural design (Fig. 4) we have the following determined input data:

$$h = 5 \text{ m}, \quad l = 5 \text{ m}, \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad I = 833,33 \text{ sm}^4$$

Assume that the load in the form of movement is also represented clearly and is equal to:

$$a = 0.02 \text{ m}, \quad b = 0,02 \text{ m}, \quad \phi = 0,02 \text{ radian}$$

If we substitute these values in (15), (16) we obtain the unknown value of the

force method (Table 1.) And substituting that into (17) we obtain the values of diagrams of moments shown in Fig. 7.

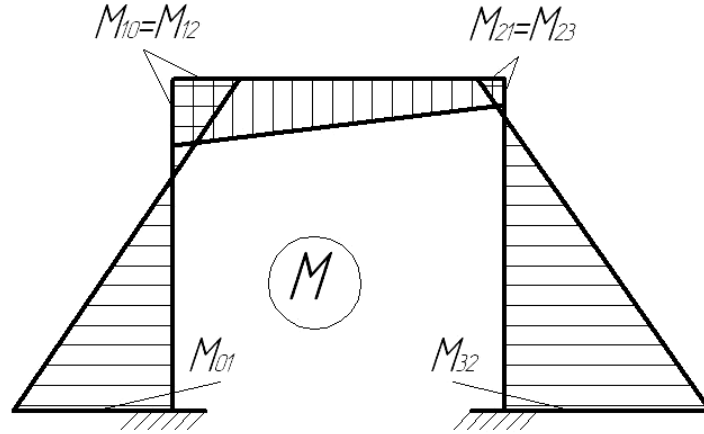


Fig. 7. The final moments diagrams

For verification of the results use the finite element method. Value of the diagram moments in specific sections among PC "Lira" from the load values as determined movement support coincides with the results of solution by force method (Table. 1), which through det and num marked in accordance with the method of forces and the finite element method. The error is calculated by the formula:

$$\Delta = \frac{|df - num|}{df} \cdot 100\%$$

Table 1.

The value of the unknown of method of forces and the corresponding values of the final moments of diagrams

| Type of solution    | Unknown of the force method |       |        | Determination of the final moments of diagrams |                             |                    |                    |
|---------------------|-----------------------------|-------|--------|------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------|
|                     | $X_1$                       | $X_2$ | $X_3$  | $M_{10} = M_{12}$ ,<br>kN·m                    | $M_{23} = M_{21}$ ,<br>kN·m | $M_{01}$ ,<br>kN·m | $M_{32}$ ,<br>kN·m |
| Exact solution (df) | 3,467                       | 0,686 | 15,492 | 5,27                                           | 1,841                       | -12,063            | -15,492            |
| PC "Lira" (num)"    | -                           | -     | -      | 5,27                                           | 1,84                        | -12,1              | -15,5              |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df=num<br>0                                    | Df≈num<br>0,05%             | df≈num<br>0,3 %    | Df≈num<br>0,05%    |

### 5.1.2. Unclear problem statement

Let be such fuzzy data - free terms of the SLAE:  $a \approx 0.02$  m,  $b \approx 0.02$  m,  $\phi \approx 0.02$  rad. Adequate descriptions of these numbers let be fuzzy triangle number and as a Gaussian function.

Consider the number of the triangular type:

$$d_1 = a = (0,018; 0,02; 0,022) \text{ m,}$$

$$d_2 = b = (0,016; 0,02; 0,024) \text{ m,}$$

$$d_3 = \phi = (0,018; 0,02; 0,022) \text{ rad.}$$



The error is calculated by the formula  $\Delta = \frac{|df - fuz|}{df} \cdot 100\%$

Results of numerical experiments for fuzzy triangle number and numbers as a Gaussian function, realized with Monte Carlo simulation, are presented in the Table 2 – Table 5.

Table 2

**The number  $d_i$  of triangular form**

| Residual value $Z$  | Unknown of the force method |       |        | Determination of the final moments of diagrams |                            |                   |                   |
|---------------------|-----------------------------|-------|--------|------------------------------------------------|----------------------------|-------------------|-------------------|
|                     | $X_1$                       | $X_2$ | $X_3$  | $M_{10} = M_{12},$<br>kN*m                     | $M_{23} = M_{21},$<br>kN*m | $M_{01},$<br>kN*m | $M_{32},$<br>kN*m |
| Exact solution (df) | 3,467                       | 0,686 | 15,492 | 5,27                                           | 1,841                      | -12,063           | -15,492           |
| 0,99 (fuz)          | 3,543                       | 0,580 | 15,394 | 5.221                                          | 2.321                      | -12.494           | -15.394           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>0,9%                                 | df<fuz<br>26%              | df<fuz<br>3,5%    | df>fuz<br>0,6%    |
| 1,162               | 3,559                       | 0,554 | 15,368 | 5.197                                          | 2.427                      | -12.598           | -15.368           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>1,3%                                 | df<fuz<br>31%              | df<fuz<br>4,4%    | df>fuz<br>0,8%    |
| 1,291               | 3,552                       | 0,647 | 15,637 | 5.358                                          | 2.123                      | -12.402           | -15.637           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df<fuz<br>1,7%                                 | df<fuz<br>15%              | df<fuz<br>2,8%    | df<fuz<br>0,9%    |
| 1,467               | 3,576                       | 0,524 | 15,336 | 5.164                                          | 2.544                      | -12.716           | -15.336           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>2,0%                                 | df<fuz<br>38%              | df<fuz<br>5,4%    | df>fuz<br>1,0%    |

Table 3

**The number  $d_i$  in the form of Gaussian curve**

$\sigma = 0,1; m = 0,02$

| Residual value $Z$  | Unknown of the force method |        |        | Determination of the final moments of diagrams |                            |                   |                   |
|---------------------|-----------------------------|--------|--------|------------------------------------------------|----------------------------|-------------------|-------------------|
|                     | $X_1$                       | $X_2$  | $X_3$  | $M_{10} = M_{12},$<br>kN*m                     | $M_{23} = M_{21},$<br>kN*m | $M_{01},$<br>kN*m | $M_{32},$<br>kN*m |
| Exact solution (df) | 3,467                       | 0,686  | 15,492 | 5,27                                           | 1,841                      | -12,063           | -15,492           |
| 669,24 (fuz)        | 2,16                        | -0,052 | 7,276  | 3.264                                          | 3.524                      | -7.536            | -7.276            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |        |        | df>fuz<br>38%                                  | df<fuz<br>91%              | Df>fuz<br>37,5%   | df>fuz<br>53%     |
| 952,28              | 4,241                       | -0,454 | 14,591 | 4.344                                          | 6.614                      | -16.861           | -14.591           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |        |        | df>fuz<br>17.6%                                | df<fuz<br>259%             | Df<fuz<br>39,8%   | df>fuz<br>5,8%    |
| 975,787             | 6,774                       | -2,446 | 17,974 | 3.666                                          | 15.896                     | -30.204           | -17.974           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |        |        | df>fuz<br>30%                                  | df<fuz<br>763%             | Df<fuz<br>150%    | df<fuz<br>16%     |
| 1112,425            | 6,084                       | -1,578 | 17,545 | 4.985                                          | 12.875                     | -25.435           | -17.545           |
| $\Delta$ - accuracy |                             |        |        | df>fuz<br>5,4%                                 | df<fuz<br>599%             | Df<fuz<br>111%    | df<fuz<br>13,3%   |

Table 4

**The number  $d_i$  in the form of Gaussian curve** $\sigma = 0,05$  ;  $m = 0,02$ 

| Residual value $Z$  | Unknown of the force method |       |        | Determination of the final moments of diagrams |                             |                    |                    |
|---------------------|-----------------------------|-------|--------|------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------|
|                     | $X_1$                       | $X_2$ | $X_3$  | $M_{10} = M_{12}$ ,<br>kN*m                    | $M_{23} = M_{21}$ ,<br>kN*m | $M_{01}$ ,<br>kN*m | $M_{32}$ ,<br>kN*m |
| Exact solution (df) | 3,467                       | 0,686 | 15,492 | 5,27                                           | 1,841                       | -12,063            | -15,492            |
| 86,105 (fuz)        | 3,039                       | 1,278 | 16,055 | 5.53                                           | -0.86                       | -9.665             | -16.055            |
| $\Delta$ - похибка  |                             |       |        | df<fuz<br>4,9%                                 | df>fuz<br>147%              | Df>fuz<br>19,8%    | df<fuz<br>3,6%     |
| 109,525             | 2,757                       | 1,460 | 15,363 | 5.722                                          | -1.578                      | -8.063             | -15.363            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df<fuz<br>8,6%                                 | df>fuz<br>185%              | Df>fuz<br>33,2%    | df>fuz<br>0,8%     |
| 156,794             | 3,266                       | 0,439 | 13,664 | 4.861                                          | 2.666                       | -11.469            | -13.664            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>7,8%                                 | df<fuz<br>44%               | Df>fuz<br>4,9%     | df>fuz<br>11,8%    |
| 189,917             | 3,44                        | 0,689 | 18,274 | 2.371                                          | -1.074                      | -14.829            | -18.274            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>55%                                  | df>fuz<br>158%              | Df<fuz<br>22,9%    | df<fuz<br>18%      |
| 257,172             | 3,614                       | 0,548 | 15,644 | 5.166                                          | 2.426                       | -12.904            | -15.644            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>2,0%                                 | df<fuz<br>31,8%             | Df<fuz<br>7%       | df<fuz<br>0,98%    |
| 356,316             | 2,272                       | 2,758 | 17,849 | 7.301                                          | -6.489                      | -4.059             | -17.849            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df<fuz<br>38,5%                                | df>fuz<br>453%              | Df>fuz<br>66,4%    | df<fuz<br>15,2%    |

Table 5

**The number  $d_i$  in the form of Gaussian curve** $\sigma = 0,01$  ;  $m = 0,01$ 

| Residual value $Z$  | Unknown of the force method |       |        | Determination of the final moments of diagrams |                             |                    |                    |
|---------------------|-----------------------------|-------|--------|------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------|
|                     | $X_1$                       | $X_2$ | $X_3$  | $M_{10} = M_{12}$ ,<br>kN*m                    | $M_{23} = M_{21}$ ,<br>kN*m | $M_{01}$ ,<br>kN*m | $M_{32}$ ,<br>kN*m |
| 1                   | 2                           | 3     | 4      | 5                                              | 6                           | 7                  | 8                  |
| Exact solution (df) | 3,467                       | 0,686 | 15,492 | 5,27                                           | 1,841                       | -12,063            | -15,492            |
| 5,789 (fuz)         | 3,489                       | 0,598 | 15,220 | 5.215                                          | 2.225                       | -12.23             | -15.22             |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>0,1%                                 | df<fuz<br>20,9%             | Df>fuz<br>1,4%     | df>fuz<br>1,76%    |
| 6,248               | 3,432                       | 0,698 | 15,426 | 5.224                                          | 1.734                       | -11.936            | -15.426            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df<fuz<br>0,87%                                | df>fuz<br>5,8%              | Df>fuz<br>1,1%     | df>fuz<br>0,4%     |
| 7,002               | 3,280                       | 0,796 | 15,098 | 5.282                                          | 1.302                       | -11.118            | -15.098            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df<fuz<br>0,23%                                | df>fuz<br>29%               | Df>fuz<br>7,8%     | df>fuz<br>2,5%     |
| 7,228               | 3,296                       | 0,696 | 14,824 | 5.136                                          | 1.656                       | -11.344            | -14.824            |
| $\Delta$ - accuracy |                             |       |        | df>fuz<br>2,5%                                 | df>fuz<br>10%               | Df>fuz<br>6%       | df>fuz<br>4,3%     |

Continue table 5

| 1                   | 2     | 3     | 4      | 5                   | 6                   | 7                  | 8                  |
|---------------------|-------|-------|--------|---------------------|---------------------|--------------------|--------------------|
| 8,349               | 3,390 | 0,743 | 15,392 | 5.273               | 1.558               | -11.677            | -15.392            |
| $\Delta$ - accuracy |       |       |        | $df < fuz$<br>0,06% | $df > fuz$<br>15%   | $Df > fuz$<br>3,2% | $df > fuz$<br>0,6% |
| 8,466               | 3,638 | 0,583 | 15,790 | 5.315               | 2.4                 | -12.875            | -15.79             |
| $\Delta$ - accuracy |       |       |        | $df < fuz$<br>0,9%  | $df < fuz$<br>30%   | $Df < fuz$<br>6,7% | $df < fuz$<br>1,9% |
| 8,601               | 3,587 | 0,773 | 15,392 | 6.408               | 2.543               | -11.527            | -15.392            |
| $\Delta$ - accuracy |       |       |        | $df < fuz$<br>21,6% | $df < fuz$<br>38%   | $Df > fuz$<br>4,4% | $df > fuz$<br>0,6% |
| 8,936               | 3,299 | 0,973 | 15,771 | 5.589               | 0.724               | -10.906            | -15.771            |
| $\Delta$ - accuracy |       |       |        | $df < fuz$<br>6,1%  | $df > fuz$<br>60,7% | $Df > fuz$<br>9,6% | $df > fuz$<br>1,8% |

## 5.2. Illustrative example № 2.

For structural design (Fig. 8) we will take the basic system of the force method in the form (Fig. 9). Then the single diagrams of the force method will be the same as the previous example (Fig. 6).

Taking into account the accepted main system the initial equations of a method of forces will look as follows

$$\begin{cases} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 = -\Delta_{1p} \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 = -\Delta_{2p} \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 = -\Delta_{3p} \end{cases} \quad (18)$$

where  $d_i = -\Delta_{ip}$ ;  $i = 1, 2, 3$

We build a cargo diagram (Fig.10) which will be expressed through coordinates of the application of loading (Fig. 9)

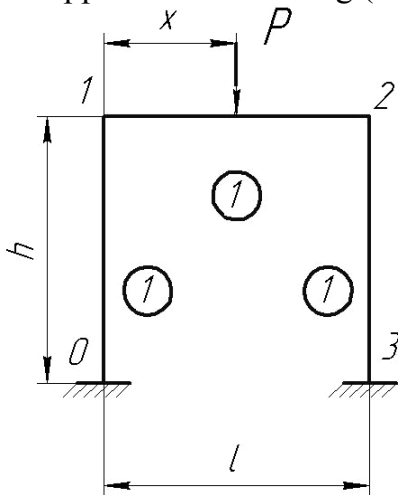


Fig. 8. structural design

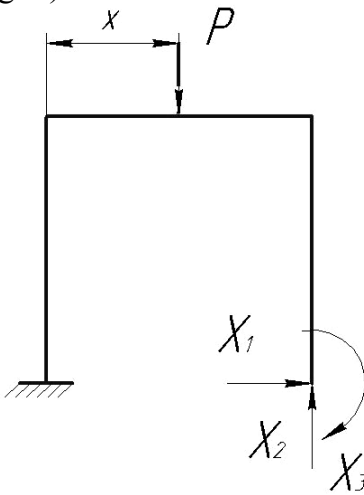


Fig. 9. Main system

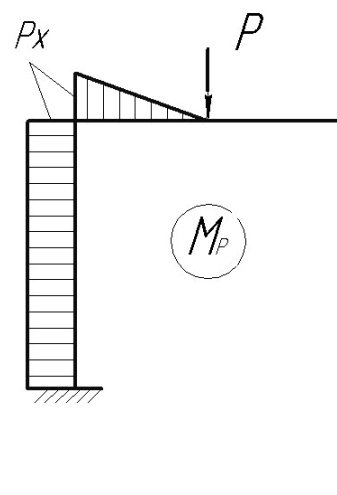


Fig. 10. loading diagram

Cargo movements are expressed through loading and the coordinate of his place of application will register as:

$$\begin{aligned}\Delta_{1p} &= -\frac{Phx(x+h)}{2EI}; \\ \Delta_{2p} &= -\frac{Px}{6EI}(6hl+3lx-x^2); \\ \Delta_{3p} &= \frac{Px}{2EI}(x+2h).\end{aligned}\quad (19)$$

The value of the final moments in the characteristic curves of intersections, expressed by forces unknown method and the value of individual diagram points to specific sections (Fig. 5), taking into account the loading diagrams (Fig.9) will be written assuming for simplicity record, that all moments that lie out of the contour of the frame have a minus sign, and inside contour of the frame - plus:

$$\begin{aligned}M_{10} &= M_{12} = hX_1 + lX_2 - X_3 - Px \\ M_{23} &= M_{21} = hX_1 - X_3 \\ M_{01} &= lX_2 - X_3 - Px \\ M_{32} &= -X_3 \\ M_{p1} &= M_{p2} = hX_1 + (l-x)X_2 - X_3\end{aligned}\quad (20)$$

### 5.2.1. Deterministic problem definition

Suppose for a design scheme (Fig. 8) we have the following determined input data:

$$h = 5 \text{ m}, l = 5 \text{ m}, E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}, I = 833,33 \text{ sm}^4$$

Assume that the load and its coordinates are also clear and equal:

$$P = 10 \text{ kN}, x = 2,5 \text{ m},$$

On the Fig. 11 the final points diagram is submitted, and on Table 6 there are results obtained from the use of PC "Lira."

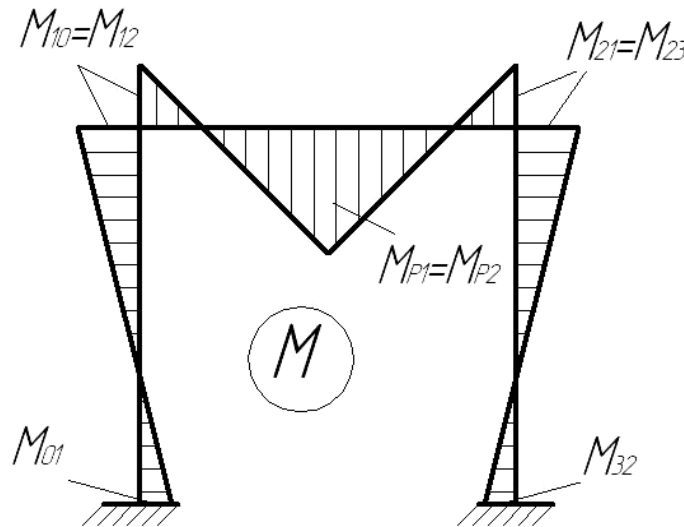


Fig.11. The final moment diagram points

Table 6

**Unknown of the force method and the corresponding  
values of the final moments diagrams**

| Residual value $Z$  | Unknown of<br>the force<br>method | Determination of the final moments of diagrams |                           |                    |                    |                           |
|---------------------|-----------------------------------|------------------------------------------------|---------------------------|--------------------|--------------------|---------------------------|
|                     | $X_1$ ,<br>$X_2$ ,<br>$X_3$       | $M_{10} = M_{12}$<br>kN·m                      | $M_{23} = M_{21}$<br>kN·m | $M_{01}$ ,<br>kN·m | $M_{32}$ ,<br>kN·m | $M_{P1} = M_{P2}$<br>kN·m |
| Exact solution (df) | -1.25<br>5<br>-2.083              | -4.167                                         | -4.167                    | 2.083              | 2.083              | 8.333                     |
| PC “Lira”<br>(num)  | -                                 | -4,17                                          | -4,17                     | 2,08               | 2,08               | 8,33                      |
| $\Delta$            |                                   | df=num                                         | df=num                    | df=num             | df=num             | df=num                    |

### 5.2.2. Fuzzy problem definition

For structural design (Fig. 7) deterministic output data leave unchanged:

$$h = 5 \text{ m}, l = 5 \text{ m}, E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}, I = 833,33 \text{ sm}^4.$$

Coordinate of application of load:  $x = 2,5 \text{ m}$ .

Let load  $P$  be given as: « $P$  equals approximately 10 kN»

Adequate form of image of fuzzy numbers is the membership function (14).

To determine the appropriate points using fuzzy extension principle of theory of indistinct sets we must use formula (19). Adequate record of load will be vague triangular number.

Then the triangle numbers of moments at specific intersections are vague numbers too that are calculated by the formula (19). The result:

$$\begin{aligned} M_{10} &(-3,333; -4,167; -5,417)_{\Delta}; \\ M_{12} &(-3,333; -4,167; -5,417)_{\Delta}; \\ M_{23} &(-3,333; -4,167; -5,417)_{\Delta}; \\ M_{21} &(-3,333; -4,167; -5,417)_{\Delta}; \\ M_{01} &(1,667; 2,083; 2,708)_{\Delta}; \\ M_{32} &(1,667; 2,083; 2,708)_{\Delta}; \\ M_{P1} = M_{P2} &(6,667; 8,333; 10,833)_{\Delta}. \end{aligned}$$

To clear these moments we use the analog of operation defuzzification by expected value model approach (EVM) [7], which mean

$$M_{\text{det}} = \frac{1}{4}(a + 2m + b) \quad (21)$$

Comparative results of exact solution and vague formulation are shown in Table 7.

Table 7

**Comparison of exact solution and vague formulation results**

| Residual value $Z$      | Unknown of the force method | Determination of the final moments of diagrams |                           |                   |                   |                           |
|-------------------------|-----------------------------|------------------------------------------------|---------------------------|-------------------|-------------------|---------------------------|
|                         | $X_1, X_2, X_3$             | $M_{10} = M_{12}$<br>kN·m                      | $M_{23} = M_{21}$<br>kN·m | $M_{01},$<br>kN·m | $M_{32},$<br>kN·m | $M_{P1} = M_{P2}$<br>kN·m |
| Exact solution (df)     | -1.25<br>5<br>-2.083        | -4.167                                         | -4.167                    | 2.083             | 2.083             | 8.333                     |
| Vague formulation (fuz) | -                           | -4.271                                         | -4.271                    | 2.135             | 2.135             | 8.541                     |
| $\Delta$ - accuracy     |                             | df<fuz<br>2,5 %                                | Df<fuz<br>2,5 %           | df<fuz<br>2,4 %   | df<fuz<br>2,4 %   | df<fuz<br>2,5 %           |

**Conclusions**

- 1) Putting information about the source for frames in fuzzy form allows to carry out an analysis of its impact on the final result – values of bending moments.
- 2) Stages of indistinct modeling are executed, namely a fuzzification, the analysis and defuzzification - transformation of indistinct numbers in accurate
- 3) The illustrative examples are shown.

**References**

- [1] Бараненко В.А., Волчок Д.Л. Нечёткое моделирование в задачах синтеза сжатой оболочки в условиях нечёткой неопределённости данных и ограничений несущей способности // Вісник Запорізького національного університету. Математичне моделювання і прикладна механіка. Фізико-математичні науки №1. 2015, Запоріжжя 2015, с. 7 - 12.
- [2] Бараненко В.А., Волчок Д.Л. Геометрична інтерпретація розв'язання задачі синтезу циліндричної оболонки в умовах нечіткої інформації про цілі та дані // Вісник Херсонського національного технічного університету. Математичне моделювання і прикладна механіка. №3. 2015, Херсон 2015, с.
- [3] Baranenko V., Volchok D. Evaluation of the maximum axial force on a cylindrical shell structure in terms of stability and strength using fuzzy quantities of chosen geometric parameters // Roads and Bridges-Drogi i Mosty. – 2016. – T. 15. – №. 1. – P. 71-81.
- [4] Darkov A.V., Shaposhnikov N.N. Structural mechanics. M.: High school, 1986. - 607 p.
- [5] Raskin L.G., Seraya O.V. Fuzzy mathematics. Basic theory. Applications. - H.:Parus, 2008. -352 p.
- [6] Gmurman V.E. Probability theory and mathematical statistics. M.: High school, 1977. – 479 p.
- [7] Liu B. Uncertain programming. Wiley, N-Y, 1999. 430 p.

# Identificarea hidro-termica a retelelor termice

## Identification of hydro-thermal heating networks

Prof. Florin Iordache – UTCB-FII, Romania

### Rezumat

Lucrarea se refera la retelele termice de distributie (secundare) din cadrul sistemelor centralizate de alimentare cu caldura, existente in majoritatea centrelor urbane din tara. Astfel de retele termice proiectate si construite inainte de 1990 au functionat ani de zile si functioneaza si astazi insa performantele lor au inceput sa scada datorita alterarii unor parametrii hidraulici si termici specifici tronsoanelor de conducta din care sunt alcatuite aceste retele.

In lucrare se prezinta justificarea teoretica pentru 2 propuneri de proceduri experimentale de identificare a starii hidraulice si termice a tronsoanelor retelelor termice in vederea compararii cu starea initiala a acestora si remedierea deficientelor in cazul in care aceasta se impune.

**Cuvinte cheie:** retele termice

### Abstract

The paper refers to heating networks distribution (side) of the centralized heat supply systems, existing in most urban centers in the country. Such heating systems designed and built before 1990 have worked for years and still works today but their performance began to drop due to alteration of hydraulic and thermal parameters specific sections of pipe that makes up these networks.

This paper presents the theoretical justification for the two proposals for experimental procedures identifying the condition thermal hydraulic and thermal networks sections for comparison with their initial state on deficiencies if it is necessary.

**Key-words:** heating systems

## 1. Introducere

Retelele termice de distributie din cadrul sistemelor de alimentare centralizata cu caldura au o structura bifilara arborescenta, adica atat reseaua de ducere cat si reseaua de intoarcere a agentului termic catre si respectiv de la consumatori au o structura arborescenta. Baza “arborelui” se afla la distribuitorul din punctual termic iar terminatiile ramificatiilor “arborelui” se afla la bransamentele consumatorilor deserviti. Datorita functionarii retelelor termice, apar in timp o serie de deprecieri constructive cu consecinte asupra performantelor retelelor. Ne referim la cresterea rezistentelor hidraulice pe tronsoanele retelelor ceea ce conduce la scaderea debitelor de agent termic si implicit si la cresterea energiei de pompare, si la scaderea

rezistentelor termice ale tronsoanelor de conducta ceea ce implicit conduce la cresterea pierderilor de caldura pe retea in ansamblu si deci de asemenea la scaderea performantelor retelei.

Lucrarea de fata are ca obiectiv justificarea teoretica a 2 proceduri experimentale de identificare a caracteristicilor hidraulice si termice ale tronsoanelor de retea. Ne referim la modulii de rezistenta hidraulica si modulii termici ai tronsoanelor de conducta.

Daca ne referim la reseaua arborescenta de ducere a agentului termic catre consumatori, s-a considerat ca el este alcatuit din mai multe trasee. Se defineste traseul ca fiind o suita de tronsoane inseriate din cadrul arborelui care face legatura intre punctul termic si unul din consumatorii deserviti. Rezulta ca reseaua este alcatuita din  $n$  trasee,  $n$  fiind numarul consumatorilor deserviti de reseaua termica de distributie. Dupa cum este usor de inteles traseele vor avea o serie de tronsoane comune, aceste fiind in general tronsoanele plasate in partea de jos a arborelui retelei.

In fig. 1, care urmeaza, se prezinta o schema simpla a unei retelei arborescente de conducte care alimenteaza 3 consumatori, C1, C2 si C3. Prezentarea procedurilor teoretice se va face considerand din aceasta retea numai traseul care face legatura intre punctual termic PT si consumatorul C3.

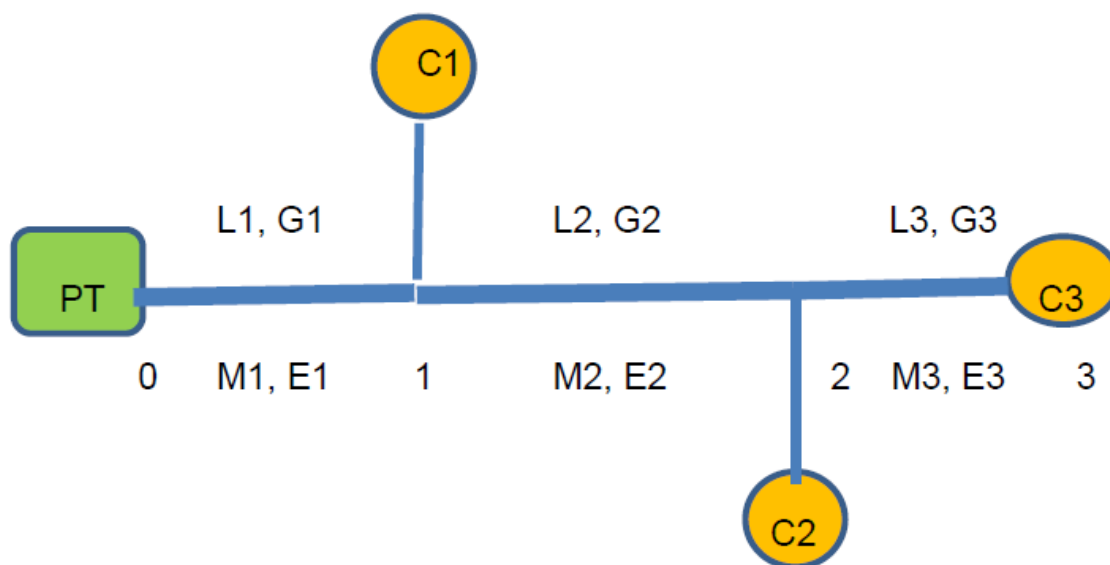


Fig. 1 : Schita Retea Termica

## 2. Identificarea hidraulica a retelei arborescente

Arborele retelei este format dintr-un ansamblu de tronsoane legate intre ele in serie sau/si in derivatie. Din punct de vedere constructiv si functional fiecare din tronsoanele retelei sunt caracterizate de 3 elemente : lungimea tronsonului ( $L(m)$ ),



modulul de rezistenta hidraulica al tronsonului ( $m(s^2/m^5)$ ) si debitul de agent termic circulat prin tronson  $G(m^3/s)$ .

Pentru oricare tronson de conducta din cadru retelei este valabil faptul ca disponibilul de energie amonte-aval (diferenta dintre presiunea statica la capatul amonte al tronsonului ( $p_0$ ) si presiunea statica la capatul aval al tronsonului ( $p_1$ )) este egala cu pierderea de sarcina (energie mecanica) a debitului de agent termic la trecerea prin tronson :

$$\Delta p = p_0 - p_1 = M \cdot G^2 \quad (1)$$

Reteaua termica arborescenta, orizontala, o consideram deocamdata numai in ceea ce priveste arborele constituit de traseul conductei de tur (ducere a agentului termic de la distribuitorul din punctul termic la consumatorii alimentati). Pe acest arbore avem mai multe trasee intre distribuitor si fiecare din consumatori. Fiecare din aceste trasee este la randul sau constituit din mai multe tronsoane si pe fiecare din tronsoane putem scrie relatia (1). Considerand ca exemplu ca avem 3 tronsoane ca in fig. 1, pe traseul 0-1-2-3, putem scrie :

$$\begin{aligned} p_0 - p_1 &= M_1 \cdot G_1^2 \\ p_1 - p_2 &= M_2 \cdot G_2^2 \\ p_2 - p_3 &= M_3 \cdot G_3^2 \end{aligned} \quad (2)$$

Daca adunam intre ele relatiile (2) se obtine :

$$G_1^2 \cdot M_1 + G_2^2 \cdot M_2 + G_3^2 \cdot M_3 = p_0 - p_3 \quad (3)$$

In relatia (3) moduli de rezistenta hidraulica  $M$  aferenti celor 3 tronsoane care alcatuiesc traseul sunt niste constante ale tronsoanelor iar debitele si presiunile niste elemente functionale aferente unei anumite situatii de exploatare a retelei. Se observa ca in situatia de fata trebuie sa facem cel putin 3 experimentari pentru a obtine cel putin 1 sistem de 3 ecuatii cu 3 necunoscute (moduli de rezistenta ai tronsoanelor). Astfel avem :

$$\begin{aligned} G_{11}^2 \cdot M_1 + G_{21}^2 \cdot M_2 + G_{31}^2 \cdot M_3 &= p_{01} - p_{31} = \Delta p_1 \\ G_{12}^2 \cdot M_1 + G_{22}^2 \cdot M_2 + G_{32}^2 \cdot M_3 &= p_{02} - p_{32} = \Delta p_2 \\ G_{13}^2 \cdot M_1 + G_{23}^2 \cdot M_2 + G_{33}^2 \cdot M_3 &= p_{03} - p_{33} = \Delta p_3 \end{aligned} \quad (4)$$

In relatiile (4) la parametrii cu 2 indici, primul indice este aferent tronsonului iar al doilea indice este aferent experimentului. Si abordand forma matriciala se scrie :

$$\begin{Bmatrix} G_{11}^2 & G_{21}^2 & G_{31}^2 \\ G_{12}^2 & G_{22}^2 & G_{32}^2 \\ G_{13}^2 & G_{23}^2 & G_{33}^2 \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Delta p_1 \\ \Delta p_2 \\ \Delta p_3 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} G_{11}^2 & G_{21}^2 & G_{31}^2 \\ G_{12}^2 & G_{22}^2 & G_{32}^2 \\ G_{13}^2 & G_{23}^2 & G_{33}^2 \end{Bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta p_1 \\ \Delta p_2 \\ \Delta p_3 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Vectorul coloana al modurilor de rezistenta este egal cu produsul dintre inversa matricii patrate a debitelor experimentale cu vectorul coloana al valorilor experimentale ale ecarturilor de presiune pe traseul considerat.

### 3. Identificarea termica a retelei arborescente

Si in cadrul descrierii procedurii de identificare termica se considera acelasi arborele al retelei, format din acelasi ansamblu de tronsoane legate intre ele in serie sau/si in derivatie. Din punct de vedere constructiv si functional fiecare din tronsoanele retelei sunt caracterizate de 3 elemente : lungimea tronsonului ( $L(m)$ ), modulul termic al tronsonului ( $E(-)$ ) si debitul de agent termic circulat prin tronson ( $G(m^3/s)$ ).

Pentru oricare tronson de conducta din cadru retelei este valabil faptul ca : modulul termic al tronsonului este raportul dintre diferenta minima de temperatura (intre agentul termic vehiculat si mediul ambiental conductei – adica temperatura la iesirea din tronson si temperatura din canalul termic) si diferenta maxima de temperatura (intre agentul termic si mediul ambiental conductei – adica temperatura la intrarea in tronson si temperatura din canalul termic), adica :

$$E = \frac{t_1 - t_c}{t_0 - t_c} \quad (7)$$

In consecinta, avand in vedere cele 3 tronsoane ale traseului avem :

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{t_1 - t_c}{t_0 - t_c} \\ E_2 &= \frac{t_2 - t_c}{t_1 - t_c} \\ E_3 &= \frac{t_3 - t_c}{t_2 - t_c} \end{aligned} \quad (8)$$

Acum, daca inmultim cele 3 expresii din relatia (8), rezulta :

$$E_1 \cdot E_2 \cdot E_3 = \frac{t_3 - t_c}{t_0 - t_c} \quad (9)$$

Insa dupa cum se stie expresiile modurilor termic sunt :

$$\begin{aligned} E_1 &= \exp(-NTU_1) \\ E_2 &= \exp(-NTU_2) \\ E_3 &= \exp(-NTU_3) \end{aligned} \quad (10)$$

Inlocuind expresiile din relatia (10) in relatia (9) se obtine :

$$\exp[-(NTU_1 + NTU_2 + NTU_3)] = \frac{t_3 - t_c}{t_0 - t_c} \quad (11)$$

Sau logaritmand ambii termini ai egalitatii din relatia (11) se obtine :

$$NTU_1 + NTU_2 + NTU_3 = \ln \frac{t_0 - t_c}{t_3 - t_c} \quad (12)$$

NTU reprezinta numarul de unitati de transfer termic aferent tronsonului si care dupa cum se stie, in cazul tronsoanelor de conducte, are expresia :

$$NTU = \frac{1}{\rho c} \frac{L}{G} \cdot \frac{1}{R} \quad (13)$$

Explicitand in acest fel fiecare din cele 3 valori NTU din relatia (13) se obtine:

$$\frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_1} \cdot \frac{1}{R_1} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_2} \cdot \frac{1}{R_2} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_3} \cdot \frac{1}{R_3} = \ln \frac{t_0 - t_c}{t_3 - t_c} \quad (14)$$

In relatia (14)  $R_1, R_2, R_3$  sunt rezistentele termice al celor 3 tronsoane si ele reprezinta valori constante atasate tronsoanelor indiferent de situatia functionala. La fel ca mai inainte rezulta ca in cazul de fata sunt necesare cel putin 3 experimentari la capetele traseului in conditii de debite diferite, pentru a putea identifica rezistentele termice liniare ale celor 3 tronsoane ale traseului considerat, adica :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{11}} \cdot \frac{1}{R_1} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{21}} \cdot \frac{1}{R_2} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{31}} \cdot \frac{1}{R_3} &= \ln \frac{t_{01} - t_{c1}}{t_{31} - t_{c1}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{12}} \cdot \frac{1}{R_1} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{22}} \cdot \frac{1}{R_2} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{32}} \cdot \frac{1}{R_3} &= \ln \frac{t_{02} - t_{c2}}{t_{32} - t_{c2}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{13}} \cdot \frac{1}{R_1} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{23}} \cdot \frac{1}{R_2} + \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{33}} \cdot \frac{1}{R_3} &= \ln \frac{t_{03} - t_{c3}}{t_{33} - t_{c3}} \end{aligned} \quad (15)$$

In relatiile (15) la parametrii cu 2 indici, primul indice este aferent tronsonului iar al doilea indice este aferent experimentului. Si abordand forma matriciala se scrie:

$$\begin{pmatrix} \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{11}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{21}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{31}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{12}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{22}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{32}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{13}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{23}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{33}} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ln \frac{t_{01} - t_{C1}}{t_{31} - t_{C1}} \\ \ln \frac{t_{02} - t_{C2}}{t_{32} - t_{C2}} \\ \ln \frac{t_{03} - t_{C3}}{t_{33} - t_{C3}} \end{pmatrix} \quad (16)$$

De unde rezulta ca :

$$\begin{pmatrix} R_1 \\ R_2 \\ R_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{11}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{21}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{31}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{12}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{22}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{32}} \\ \frac{1}{\rho c} \frac{L_1}{G_{13}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_2}{G_{23}} & \frac{1}{\rho c} \frac{L_3}{G_{33}} \end{pmatrix}^{-1} \cdot \begin{pmatrix} \ln \frac{t_{01} - t_{C1}}{t_{31} - t_{C1}} \\ \ln \frac{t_{02} - t_{C2}}{t_{32} - t_{C2}} \\ \ln \frac{t_{03} - t_{C3}}{t_{33} - t_{C3}} \end{pmatrix} \quad (17)$$

Vectorul coloana al transmitantelor termice aferente tronsoanelor traseului de conducte este produsul dintre inversa unei matrici patrate continand valori constructive si experimentale si vectorul coloana al unor grupuri de temperaturi continand valori experimentale.

#### 4. Concluzii

Identificarea hidraulica si termica a retelei arborescente presupune analiza experimentală a fiecarui traseu din cadrul rețelei arborescente. Asta inseamna ca pentru ca durata experimentarilor sa fie mai mica trebuie ca de la inceput sa se prevada traductori de presiune, temperatura si debite la baza reței si la fiecare din terminatiile arborelui rețelei (bransamentele consumatorilor). Asta inseamna ca experimentarile trebuie bine pregatite din timp atat in ceea ce priveste dotarea cu aparatura experimentală cat si in ceea ce priveste gestionarea programului experimental.

Rezultatele experimentale privind valorile modulilor de rezistenta hidraulica si modulilor termici ai tronsoanelor rețelei trebuie in final comparati cu valorile lor omoloage corespunzatoare proiectului, pentru a putea decide in ce masura au fost afectati de functionarea indelungata a rețelei.

Este de remarcat faptul ca se poate identifica starea hidro-termica a tronsoanelor de camp ale rețelei arborescente (acolo unde nu se fac experimentari directe), utilizand numai valorile experimentale la capetele rețelei.

### Lista de Notatii

$p_0$  – presiunea la capatul amonte al traseului de conducte, m H<sub>2</sub>O;  
 $p_3$  – presiunea la capatul aval al traseului de conducte, m H<sub>2</sub>O;  
 $p_1, p_2$  – presiunea in nodurile intermediare ale traseului de conducte, m H<sub>2</sub>O;  
 $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3$  – caderea de presiune pe tronsoanele traseului, m H<sub>2</sub>O;  
 $M_1, M_2, M_3$ , – modulii de rezistenta hidraulica ai tronsoanelor, s<sup>2</sup>/m<sup>5</sup>;  
 $G_1, G_2, G_3$  – debitele de agent termic pe tronsoane, m<sup>3</sup>/s;  
 $t_0$  – temperatura la capatul amonte al traseului de conducte, °C;  
 $t_3$  – temperatura la capatul aval al traseului de conducte, °C;  
 $t_1, t_2$  – temperaturile agentului termic in nodurile intermediare, °C;  
 $t_c$  – temperatura in canalul termic, °C;  
 $NTU_1, NTU_2, NTU_3$  – numarul de unitati de transfer termic aferent tronsoanelor traseului de conducte, -;  
 $E_1, E_2, E_3$  – moduli termici ai tronsoanelor traseului, -;  
 $L_1, L_2, L_3$  – lungimile tronsoanelor traseului de conducte, m;  
 $R_1, R_2, R_3$  – rezistentele termice liniare ale tronsoanelor, m.K/W;

### Bibliografie

1. Florin Iordache – Comportamentul dinamic al echipamentelor si sistemelor termice – ed. Matrixrom, 2008, Bucuresti;

# Instalații de încălzire cu emițătoare de unde întunecoase

Heating with dark wave transmitters

George-Lucian Ionescu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universitatea din Oradea

Str. Universității nr. 1 – Oradea, Romania

E-mail: [lucian.ionescu1985@yahoo.com](mailto:lucian.ionescu1985@yahoo.com)

## Rezumat

Radiația termică face parte din criteriile de radiații utile care reprezintă radiații inofensive în spectrul larg de lungimi de undă electromagnetice, în special undele infraroșii care au cel mai mare potențial de încălzire din întregul spectru de lungimi de undă electromagnetice.

**Cuvinte cheie:** *încălzire, emițătoare unde întunecoase*

## Abstract

Heat radiation is part of the useful radiation criteria that represents harmless radiation within the large spectrum of electromagnetic wavelengths, particularly the infrared waves having the biggest heating potential out of the entire electromagnetic wavelength spectrum.

**Key words:** *heating, dark wave transmitters*

## Considerații generale

Sistemele de încălzire uzuale lucrează împotriva legilor fizicii: aerul încălzit se ridică în sus, acumulându-se sub acoperișul halei. Însă, întrucât de caldura este nevoie în spațiul de lucru aflat jos, se „completează” mereu cu altă caldura - pierderile prin convecție cauzând un consum ridicat de energie și implicit de cost. Sistemele eficiente energetic și ecologice de încălzire a halelor, folosesc însă condițiile fizice date, utilizând pentru producerea unei călduri plăcute, gazul metan suportat ușor de către mediu.

Prin radiația dirijată, sunt încălzite suprafețele care la rândul lor cedează o parte din caldura: astfel este evitat în cea mai mare parte fenomenul de răcire al corpului omenesc prin schimbul termic natural cu suprafețele reci absorbante de caldura.

Rezultatul este un climat sănătos în încăperea, perceput ca temperat și plăcut. Încălzirea spațiilor limitate, zonele de temperaturi diferite și timpii scurți de încălzire, reduc consumul de energie și implicit costurile de încălzire. Avem deci un sistem de încălzire eficient prin natura sa [2].

Sistemele eficiente energetic și ecologice de încălzire a halelor produc caldura naturală placută numai în locurile unde este nevoie de aceasta – toate suprafețele fiind încălzite în mod uniform, nu doar aerul. Pardoseala caldă împiedică răcirea picioarelor, prin temperatura uniformă și nivelul de zgomot extrem de redus se creează o stare de confort care permite

desfășurarea unei activități productive calme și atente. În afară de aceasta, sistemele eficiente de încălzire a halelor nu duc la formarea de curenți de aer sau antrenări de praf, ceea ce reduce simțitor manifestările alergice și răcelile.

Producerea căldurii înseamnă costuri curente dependente în cea mai mare măsură de combustibilul consumat. Sistemele eficiente de încălzire a halelor economisesc până la 50% din energie. În plus ele folosesc combustibili economici: gaz metan, propan.

Radiația termică produsă, poate fi dirijată și reglată în mod individual, iar posibilitatea de a încălzi doar anumite porțiuni și a crea zone de temperatură diferite, concură la realizarea unei încălziri eficiente. Timpii scurți necesari pentru încălzire, întreținerea facilă și economia de spațiu – nu este nevoie de spații anume pentru încălzire, deoarece sursele sunt ancorate de tavan, contribuie în plus la amortizarea rapidă a costurilor de investiție avantajoase [2].

Protecția mediului este una dintre sarcinile prioritare ale societății noastre – iar succesele de astăzi în economisirea energiei vor decide și ele asupra viitorului nostru. La realizarea obiectivelor noi, precum și la asanarea celor vechi, statul impune în măsură tot mai mare atât industriei cât și domeniului public, norme de proiectare orientate spre protejarea mediului.

Sistemele eficiente energetic și ecologice de încălzire a halelor, utilizează în mod optim energia – în principiu puțin poluantă, obținută din gaz; astfel sunt menajate resursele naturale valoroase.

Pierderile costisitoare de energie prin convecție sunt diminuate, în timp ce gradul de protecție al mediului și eficiența energetică cresc printr-un climat de muncă optim, economie maximă de energie și reducerea emisiilor de noxe daunătoare mediului.

Pentru încălzirea spațiilor, există trei sisteme de radiație ale căror unde se află în domeniul dintre lumină și microunde:

- radiatoare luminoase și incandescente cu unde scurte, ce au valoarea lungimii de undă în jur de  $0,75\ \mu$ ;
- **emițătoare de unde întunecoase** cu lungimi de undă de cca.  $3\ \mu$ ;
- plăci radiante de unde, având valori mai mari de  $3\ \mu$  ale lungimii de undă.

Radiatoarele luminoase au temperatura de suprafață mare, de aproape  $1000^{\circ}\text{C}$ , cu inconvenientul că mărimea suprafeței de radieră este aproape punctiformă, iar căldura degajată este foarte agresivă.

**Emițătoarele de unde întunecoase au temperatura de suprafață, în funcție de tipul emițătorului, între  $180$  și  $500^{\circ}\text{C}$ , reprezentând o suprafață mare de radiație cu o dispersie uniformă și o căldură ce dă o senzație plăcută.**

Plăcile radiante au temperatura de suprafață între  $80$  și  $130^{\circ}\text{C}$ , astfel că suprafața de radiație este foarte mare, aceasta constituind dezavantajul principal.

Spre deosebire de alte sisteme, la încălzirea prin radiație, aerul nu este încălzit substanțial, undele trecând aproape neîmpiedicate, ele fiind reflectate parțial doar de particulele de praf aflate în suspensie.

La acest tip de instalații undele electromagnetice sunt transformate în căldură, numai la contactul cu corpurile materiale, astfel încât, există un schimb continuu de căldură între suprafețe cu niveluri diferite de temperatură.

Rezultă deci, că aerul din spațiile luate în calcul este încălzit secundar, aspect deosebit de important, ținând seama de stratificarea ce apare mai ales la spațiile cu înălțimi foarte mari [3].

Luând în considerare parametri care definesc senzația de confort, evident că unul dintre aceștia este temperatura aerului, iar altul temperatura medie de radieră a pereților înconjurători, ambii parametri contribuind la susținerea temperaturii spațiului, denumită în continuare temperatura resimțită. În acest context se poate aprecia că temperatura resimțită este un parametru esențial pentru o dimensionare fiziologică a nivelului de căldură într-un spațiu dat.

În practică, datorită interferențelor dintre parametri, la o mărire a intensității de radiație cu efect imediat prin creșterea temperaturii suprafețelor înconjurătoare, se permite o scădere a temperaturii aerului pentru aceeași temperatură resimțită [1].

Ca exemplificare, pentru o temperatură resimțită de  $19^{\circ}\text{C}$  este suficient ca temperatura aerului din încăpere să fie de  $10^{\circ}\text{C}$ , când intensitatea de radiație este de  $110 \text{ W/m}^2$ .

Acest aspect este deosebit de important, deoarece datorită temperaturilor joase ale aerului, la același grad resimțit de confort, pierderea de căldură prin ventilare poate fi redusă substanțial.

### **Exemple de utilizări ale instalațiilor de încălzire cu emițătoare de unde întunecoase**

Ținând seama de faptul că economiile de energie sunt de 60 – 70% față de alte sisteme de încălzire, cel cu aer cald fiind de referință, aplicațiile sunt tot mai diverse în ultima perioadă de timp.

Instalația de încălzire cu unde întunecoase este extrem de simplă, cu mare elasticitate, ea fiind formată din mai multe module. Fiecare modul la rândul său are trei părți componente și anume, tuburile radiante, deflectorul pozat deasupra tuburilor și arzătorul amplasat la unul din capetele tuburilor.

Lungimea ansamblului este de 3,5 -5 m, cu greutate cuprinse între 78 și 120 kg. Presiunea de utilizare a gazelor combustibile variază între 15 și 40 mbar în funcție de tipul gazului.

În funcție de firma furnizoare apar și unele particularități constructive dar care nu sunt semnificative, compunerea modulelor fiind dictată în general de mărimea halei și de destinația acesteia.

În acest context pot exista instalații cu canale de evacuare a gazelor de ardere aferente fiecărui modul, sau cu canale la care sunt racordate două sau mai multe module [1].

În raport cu o configurație sau alta, poate fi prevăzut un exhaustor pentru un singur modul sau pentru mai multe la un loc.

Indiferent de configurație, performanțele superioare energetice și de mediu pot fi susținute tehnologic, fiind astfel justificate numeroasele utilizări.

Pot fi exemplificate depozitele industriale, marile magazine, serele, hangarele pentru avioane, garajele, sălile de sport, halele industriale și multe altele.

Pentru controlul și comanda unor astfel de instalații se folosește senzorul de radiații și programatorul, elemente indispensabile pentru asigurarea unui confort adecvat în cele mai economice condiții.

În concluzie, datorită saltului conceptual și tehnologic, încălzirea prin radiație cu unde întunecoase are numeroase avantaje ce vizează în principal economisirea energiei și ameliorarea cu preponderență a microclimatului incintelor industriale.



## **Influența căldurii de radiație asupra omului**

Suprafața corpului uman are, în situații normale, o temperatură mai ridicată decât suprafețele care îl înconjoară, ceea ce îi permite să cedeze căldura sa suplimentară, într-o mare măsură, prin radiație.

În spații deschise însă, când există soare, acest aspect se modifică în sensul că omul nu cedează ci primește radiații calorice de la soare, situație care se poate menține și în spații închise atunci când omul este înconjurat de suprafețe mai calde. Căldura obținută prin radiație poate fi atât de mare, încât omul să transpire chiar și atunci când aerul este mai rece, sursa de căldură, în astfel de situații, fiind soarele sau suprafețele înconjurătoare și nu aerul.

De partea cealaltă, extrema o reprezintă îmbolnăvirile datorită frigului. Acestea pot fi generate ori de un mediu înconjurător prea rece ori, în spații restrânse, de radiațiile emise de corp către suprafețele reci înconjurătoare [1].

În prima fază apar senzații de disconfort (mâini și picioare reci, dureri de cap etc.) care la un timp mai îndelungat de expunere întăresc simptomele de răceală și împiedică orice activitate intelectuală sau fizică.

Între aceste extreme, care se manifestă mai mult sau mai puțin prin deteriorarea sănătății, există zona de confort care oferă condiția pentru deplina activitate intelectuală sau fizică, zonă în care din punct de vedere matematic acumularea de căldură se compensează cu pierderile.

Confortul termic în sens mai restrâns se poate spune că este expresia armoniei între om și clima care îl înconjoară.

Încălzirea spațiului, indiferent de sistem, are misiunea, în primul rând, să îndeplinească legea echilibrului, prin care trebuie să se înțeleagă echilibrul termic dintre dezvoltarea interioară de căldură și cedarea către exterior a corpului, la temperatura nemodificată a acestuia și a pielii. Ca o nouă cerință impusă sistemului de încălzire, echilibrul termic trebuie să se producă printr-un sistem cât mai economic. Starea de confort termic în locuință și la locul de muncă este determinată, în principal, de temperatura aerului și de temperaturile suprafețelor implicate în schimbul de căldură dintre om și mediu [5].

Aceeași stare de confort în spații încălzite în mod diferit, se poate obține la temperaturi diferite ale aerului și ale suprafețelor radiante, astfel încât, cu cât temperatura suprafețelor radiante este mai mică, cu atât temperatura aerului trebuie să fie mai mare și invers.

Prima situație se găsește în cazul sistemelor convective de încălzire, a doua la sisteme de încălzire cu emițătoare de unde infraroșii; condiția este însă ca omul să fie radiat din toate părțile și cât mai uniform. Soluția tehnică ideală ar fi încălzirea pardoselilor, a pereților, în general a suprafețelor înconjurătoare care este însă legată de costuri foarte mari.

Încălzirea cu emițătoare de unde întunecoase este aici aproape la fel de bună, deoarece ea încălzește pereții, pardoseala și celelalte suprafețe.

## **Studiu comparativ între încălzirea prin unde întunecoase și încălzirea cu aer cald**

Până la apariția sistemului de încălzire cu unde întunecoase, încălzirea cu aer cald a fost cea mai utilizată mai ales pentru spațiile aferente halelor cu volume mari și implicit înălțimi mari.

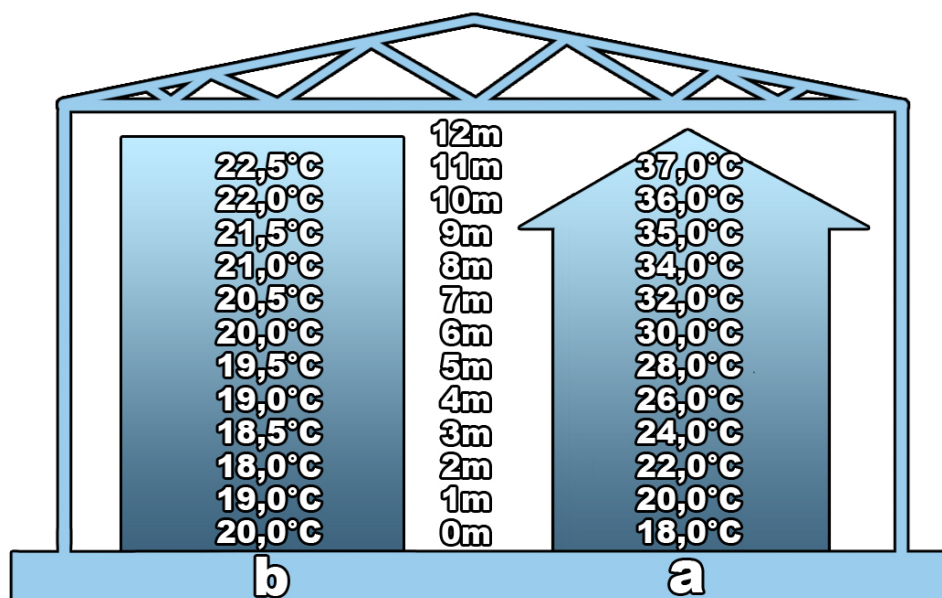
În cazul în care se recomandă încălzirea cu aer cald, cel ce o recomandă trebuie să fie conștient că această soluție are o serie de dezavantaje.

Aerul în mișcare, la interfața cu suprafețele perimetrice ale halei, ca urmare a vitezei mărite, conduce implicit și la pierderi de căldură majore. După unii autori, sau chiar după unele norme (DIN), se apreciază că aceste pierderi ar fi de cca. 60%. Un alt dezavantaj este acela că aerul cald este mai higroscopic, el absorbind o parte din umiditatea exterioară, aspect ce conduce ulterior la apariția condensului la nivelul suprafețelor reci și, implicit la o serie de efecte negative, dintre care preponderent ar fi rugină.

Dintre dezavantajele majore, se poate evidenția stratificarea aerului, care este extrem de prezentă la halele cu înălțimi mari.

Așa cum se observă în **figura 1**, în cazul unei hale cu o înălțime de 12 m, încălzită cu aer cald, temperatura aerului variază de la simplu la dublu, astfel că în timp ce la nivelul planului de lucru, valoarea este de 20°C, la partea superioară a halei, sub acoperiș, ea este 37°C.

Mai mult decât atât, în cazul încălzirii cu aer cald știut fiind faptul că sub acoperișul halelor este cea mai mare temperatură, exact acolo unde pierderile sunt cele mai mari și unde nu se află nimeni: pentru optimizare ar trebui ca ventilatoarele să împingă aerul cald în jos, ceea ce este în contradicție cu circulația normală generată de forța termică.



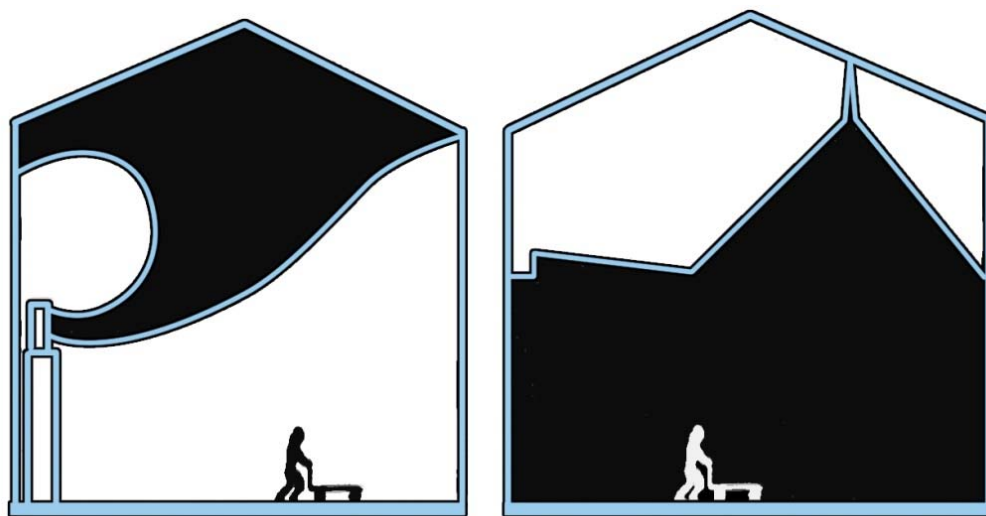
**Figura 1. Variația temperaturii aerului într-o hală încălzită prin:**

- a) Sistem de încălzire cu aer cald;**
- b) Sistem de încălzire cu unde întunecoase.**

Spre deosebire de încălzirea cu aer cald, la cea cu unde întunecoase, variația temperaturii pe verticală este foarte mică. Astfel, în timp ce la nivelul pardoselii valoarea este de 20°C, la acoperiș este de numai 22,5°C.

Datorită temperaturilor joase la același grad resimțit de confort, pierderea de căldură prin ventilare precum și cea transmisă prin pereții halelor, poate să fie redusă substanțial. Undele radiante sunt dirijate către pereții laterali până la înălțimi utile de 1,5-2m și către pardoseală, urmând apoi ca acestea să radieze căldura către oameni. Acest lucru se poate realiza cu cea mai simplă instalație și cu costurile cele mai reduse.

Economiile cele mai mari apar la halele înalte, în special cele cu schimb mare de aer și la halele izolate.



**Figura 2. Distribuția căldurii în cazul sistemelor de încălzire cu aer cald și cu unde întunecoase.**

Dintre **avantajele** instalației de încălzire cu unde întunecoase se mai pot aminti:

- greutate mică a echipamentului și o durată redusă de montare;
- atingerea stării nominale de funcționare într-un timp extrem de redus, de ordinul minutelor;
- posibilitatea încălzirii halelor mari prin sectorizare;
- siguranță la îngheț etc.

Pe lângă aceste numeroase avantaje există și limitări, ele referindu-se în principal la depozitele puternic inflamabile și explozibile și la spațiile cu înălțimi reduse ( $h < 3$  m).

## BIBLIOGRAFIE

1. COLDEA SPERANȚA, IONESCU, GH. C. – *Elemente de fizica fluidelor și hidraulică*. Editura Matrix Rom București, 2005.
2. GLIGOR E., IONESCU G.L., GAVRIȘ DANIELA – MARIANA, *Instalații pentru construcții – Suport laborator*, Editura Aureo – Oradea, 139 pg., ISBN 978-606-8382-36-4, 2013.
3. SR 1907-1:2014, Instalații de încălzire. Necesarul de căldură de calcul. Metodă de calcul
4. I 13- 2015 Normativ privind proiectarea, executarea și exploatarea instalațiilor de încălzire centrală
5. Manualul de instalații – Instalații de încălzire – Editura ARTECNO, București, 2010.

## **Evoluția sistemelor de climatizare de tip VRF**

### **PARTEA I**

### **Evoluția sistemelor VRF HVAC**

Evolution type VRF air conditioning systems

#### **PARTEA I**

VRF HVAC systems evolution

Drd. Ing. Cătălin NEGRUȚIU, Prof. Dr. Ing. Dragoș HERA, Romania

#### **Rezumat**

Sisteme de climatizare pentru clădiri medii și mari sunt o necesitate pentru moment. Sistemele VRF reprezintă o soluție modernă HVAC pentru clădiri rezidențiale și comerciale. Pentru aceste tipuri de aplicații cererea investitorilor este de a avea un consum redus combinat cu un nivel ridicat de confort.

Acest studiu prezintă tehnologia și analizează evoluția sistemelor VRF având în jur de 20 ani perioada de timp. Studiul conține valorile dezvoltării coeficienților de performanță, evoluția tehnologică și a agenților frigorifici.

**Cuvinte cheie:** soluții de răcire, VRF, VRV, eficiență

#### **Abstract**

Air conditioning systems for medium and large building are a necessity for the time being. The VRF systems represent a modern HVAC solution for residential and commercial buildings. For these kinds of applications the investors request is to have a low consumption combined with a high level of comfort

This study presents the technology and analyzes the evolution of the VRF systems considering around 20 years period of time. The study contains the values of the performance coefficients, technological evolution and refrigerants development

**Key words:** cooling solution, VRF, VRV®, efficiency

## **1. CE ESTE UN SISTEM VRF?**

Definiția sistemului VRF derivă de la denumirea VARIABLE REFRIGERANT FLOW, ceea ce în traducere reprezintă Debit Variabil de Agent Frigorific. Această denumire reprezentând sumar tehnologia ce stă la baza acestui sistem și anume un control precis al debitului de agent frigorific pentru un control fin al capacității de răcire/încălzire ale sistemului.

Unitățile interioare vor funcționa în regim de răcire sau în regim de încălzire având posibilitatea controlului individual pentru fiecare unitate interioară în parte. O caracteristică importantă a sistemului VRF o reprezintă prezența ventilului de laminare atât în unitatea exterioară cât și în unitatea interioară.

Dacă analizăm sistemul split în conexiune pereche (o unitate interioară și o unitate exterioară) vom observa prezența ventilului de laminare în unitatea exterioară.

Analizând sistemele clasice multi-split, sisteme ce permit conectarea mai multor unități interioare (maximum 5) la o unitate exterioară vom constata prezența în unitatea exterioară a mai multor ventile de laminare, câte unul pentru fiecare unitate interioară conectată. Astfel, pentru fiecare unitate interioară în parte vom avea un traseu frigorific separat plecând de la unitatea exterioară. Pentru fiecare unitate interioară în parte există posibilitatea controlului individual, dar toate unitățile interioare vor funcționa în același regim (fie regim de răcire, fie regim de încălzire).

O dezvoltare a sistemului multisplit o reprezintă sistemul VRF. Astfel, pentru majoritatea producătorilor, la o unitate exterioară putem conecta maxim 64 de unități interioare ajungând la o capacitate frigorifică maximă de 150 kW.

Tehnologia VRF a fost inventată de firma DAIKIN în anul 1982, realizând primul sistem denumit VRV<sup>®</sup>, denumire ce reprezintă o marcă înregistrată a producătorului.

Majoritatea sistemelor VRF acoperă o capacitate de răcire între 22 kW și 150 kW. Sistemul se pretează pentru clădiri cu multe camere: clădiri de birouri; hoteluri; apartamente (clădiri cu multe zone de control sau zone de climatizat). Aceste zone de control reprezintă acele suprafețe unde dorim să controlăm temperatura separat față de alte suprafețe. Temperatura pe care dorim să o atingem în aceste zone de control este definită prin Set Point. Fiecare zonă are propriul Set Point.

În anii 70 singurele soluții pentru răcire/încălzire erau utilizarea unui cazan pentru preparare agent termic apă caldă și agregat de preparare apă răcită (chiller). Disponibilitatea redusă a spațiilor tehnice în Japonia, lipsa resurselor naturale, lipsa sistemelor de comandă și control pentru ventilație au dus la inventarea de către firma DAIKIN a sistemului VRV<sup>®</sup>.

## **2. FUNCȚIONAREA UNUI SISTEM VRF**

Pentru a defini modul de funcționare al sistemelor VRF vom face o analogie cu un sistem de încălzire.

Astfel, considerând un sistem de încălzire vom avea un cazan și mai multe radiatoare conectate. Fiecare radiator va fi dotat cu un robinet termostatic pentru a controla capacitatea acestuia. În condițiile în care dorim conectarea mai multor radiatoare, la un moment dat, cazanul trebuie dimensionat pentru a livra capacitatea necesară, pompa

trebuie să fie suficient de mare în circuitul de încălzire și, bineînțeles, conductele dimensionate în conformitate cu numărul de radiatoare și cu capacitatea cerută.

Un sistem VRF este compus dintr-o unitate exterioară și mai multe unități interioare. Fiecare unitate interioară este controlabilă independent fiind conectate la diverse tipuri de sisteme de control. Unitățile interioare pot fi disponibile în mai multe mărimi în funcție de capacitatea de răcire/încălzire necesară. Unitățile exterioare și interioare sunt conectate prin conducte de agent frigorific dimensionate în conformitate cu prescripțiile fiecărui producător. În cazul în care se dorește extinderea unui sistem VRF existent se vor adăuga unitățile interioare suplimentare, se va verifica disponibilul de capacitate oferit de unitatea exterioară și în mod obligatoriu se vor redimensiona conductele de agent frigorific.

Analizând funcționarea sistemului VRF este necesar un foarte bun control al capacității datorită faptului că fiecare unitate interioară poate avea cerințe diferite de capacitate în funcționare. O dată cu dezvoltarea tehnologică echipamentele au fost îmbunătățite cu un accent pe partea de control al modulării capacității. La început au fost utilizate compresoare on/off dezvoltându-se apoi noi tehnologii care au dus la optimizarea coeficienților de performanță ai echipamentelor. Vom face o descriere a două tehnologii utilizate de-a lungul timpului asupra compresoarelor:

- Compresoarele cu tehnologie INVERTER – soluție adoptată de majoritatea producătorilor de sisteme VRF;
- Compresoarele cu tehnologie DIGITAL SCROLL – o soluție mai simplă și mai puțin costisitoare, dar nu la fel de eficientă ca și soluția INVERTER (foarte puțin utilizată în acest moment de către producători).

Soluția utilizării compresoarelor INVERTER a fost introdusă de firma DAIKIN în 1990. Compresorul inverter permite o modulare fină a capacității furnizate de unitatea exterioară în condițiile în care funcționează doar o singură unitate interioară din totalul de unități interioare conectate. Utilizând compresoare standard (ON/OFF) capacitatea furnizată va fi, fie 0% fie 100%, iar utilizând compresoare inverter putem avea o variație a capacității între 25% și 100% în mai mulți pași. În condițiile în care unitatea exterioară are mai multe compresoare, modularea capacității va porni de la 5%.

## **2.1. REGIMURI DE FUNCȚIONARE**

Sistemele VRF au posibilitatea de a funcționa fie în regim de răcire, fie în regim de pompă de căldură sau în regim de recuperare de căldură (situație în care unitățile interioare pot funcționa independent în regim de răcire sau în regim de încălzire).

## 1. Funcționarea în regim de răcire

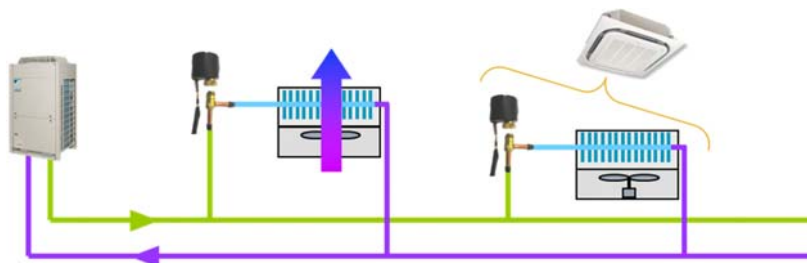
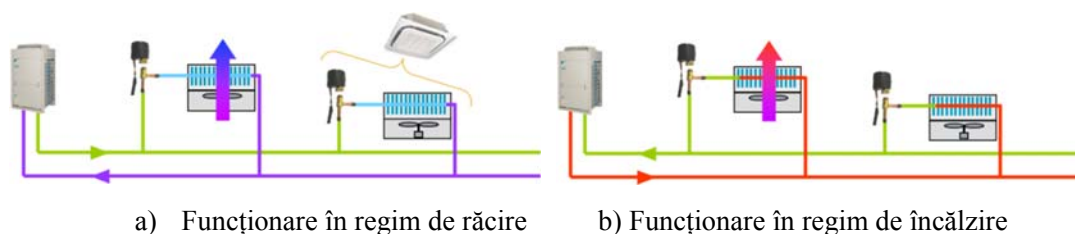


Figura 1. Funcționarea în regim de răcire a unui sistem VRF (analogie cu un sistem de încălzire clasic)

În această situație sistemul va avea posibilitatea doar să răcească spațiul în care a fost instalat. Unitățile interioare vor fi conectate prin două conducte de cupru la unitatea exterioară. Astfel, conducta de agent frigorific lichid la presiune ridicată și temperatură moderată (20°C) și conducta de agent frigorific în stare gazoasă la presiune și temperatură coborâtă (10°C).

Funcționare sistemului depinde de parametrii impuși de producător cu privire la regimul de temperaturi exterioare de funcționare. Astfel, pentru funcționarea în regim de răcire majoritatea producătorilor prezintă următorul domeniu de funcționare: pornind de la o temperatură exterioară de -5°C și ajungând la +43°C.

## 2. Funcționarea în regim de pompă de căldură



a) Funcționare în regim de răcire

b) Funcționare în regim de încălzire

Figura 2. Funcționarea în regim de pompă de căldură a unui sistem VRF (analogie cu un sistem de încălzire clasic)

În această situație sistemul va funcționa fie în regim de răcire, fie în regim de încălzire.

Funcționare sistemului depinde de parametrii impuși de producător cu privire la regimul de temperaturi exterioare de funcționare. Pentru funcționarea sistemului în regim de încălzire majoritatea furnizorilor prezintă domeniul de funcționare începând cu o temperatură exterioară de -20°C ajungând până la o temperatură exterioară de 15°C. Utilizarea a două trepte de comprimare (DAIKIN) sau a unei construcții speciale a

compresorului (ZUBADAN – Mitsubishi) permite extinderea domeniului de funcționare până la temperatura exterioară de  $-25^{\circ}\text{C}$ .

Pentru a fi posibilă funcționarea în regim de pompă de căldură este montată la nivelul unității exterioare o vană cu 4 căi ce permite schimbarea regimului de funcționare.

### 3. Funcționarea în regim de recuperare de căldură

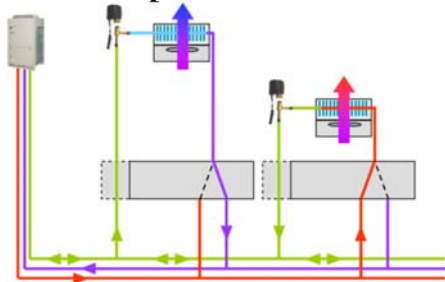


Figura 3. Funcționarea în regim de recuperare de căldură a unui sistem VRF (analogie cu un sistem de încălzire clasic)

În această situație sistemul va putea funcționa în același timp în răcire și în încălzire în două spații climatizate. Majoritatea sistemelor VRF folosesc 3 conducte de agent frigorific pentru acest sistem. Astfel, de la unitatea exterioară vor porni 3 conducte până la un dispozitiv special instalat pe rețeaua de conducte de agent frigorific în care se decide în funcție de cerința utilizatorului regimul de funcționare al unităților interioare conectate după acest dispozitiv. În funcție de producător acest dispozitiv conține elemente de destindere a agentului frigorific, vane cu trei căi și elemente de automatizare. Definim aceste conducte după cum urmează:

- conducta de agent frigorific lichid: agent frigorific lichid la presiune ridicată și temperatură moderată ( $20^{\circ}\text{C}$ ). În funcție de regimul de funcționare răcire/încălzire agentul frigorific "curge" dinspre sau către unitatea exterioară;
- conducta de aspirație: agent frigorific în stare gazoasă la presiune și temperatură coborâte ( $10^{\circ}\text{C}$ ). Întotdeauna "curgerea" este către unitatea exterioară;
- conducta de refulare: agent frigorific în stare gazoasă la presiune și temperatură înaltă ( $75^{\circ}\text{C}$ ). Întotdeauna "curgerea" este către unitățile interioare.

Există pe piață furnizori de sisteme VRF care folosesc două conducte pentru acest sistem.

Vom analiza în cele ce urmează diverse moduri de funcționare pentru sistemul cu recuperare de căldură.

În timpul funcționării sistemului cu recuperare de căldură există mai multe situații:

- când toate unitățile interioare funcționează în regim de răcire se evacuează căldura în totalitate prin intermediul unității exterioare;



- când o parte din unitățile interioare funcționează în regim de răcire și o parte în regim de încălzire (dar cu un regim majoritar de răcire) o parte din căldură va fi evacuată în exterior, iar o parte va fi transportată către unitățile interioare ce funcționează în regim de încălzire;
- când numărul de unități interioare ce funcționează în regim de răcire este egal cu numărul de unități interioare ce funcționează în regim de încălzire (cazul ideal) toată căldura este transportată către unitățile interioare funcționând în regim de încălzire;
- când o parte din unitățile interioare funcționează în regim de încălzire și o parte în regim de răcire (dar cu un regim majoritar de încălzire) majoritatea cantității de căldură va fi preluată din exterior, iar o parte de la unitățile interioare funcționând în regim de răcire;
- când toate unitățile interioare vor funcționa în regim de încălzire atunci căldura va fi preluată din exterioră prin intermediul unității exterioare.

#### 1. Modul de evacuare de căldură:

Toate unitățile interioare vor funcționa în răcire, iar căldura preluată din spațiul climatizat este evacuată în exterior prin intermediul condensatorului unității exterioare.

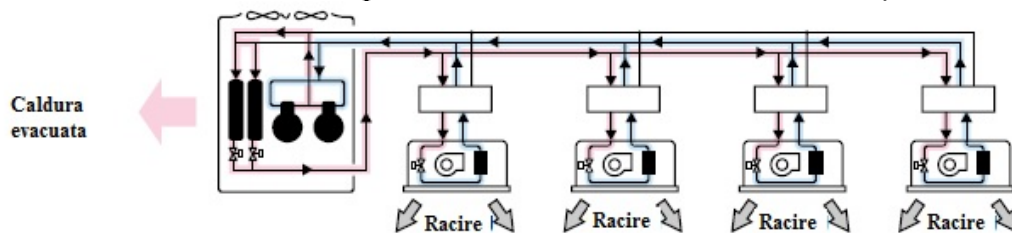


Figura 4. Funcționarea în regim de recuperare de căldură (modul de evacuare de căldură)

#### 2. Modul combinat - evacuare de căldură și recuperare de căldură:

O parte din unitățile interioare vor funcționa în regim de răcire și o parte în regim de încălzire, dar regimul majoritar va fi regimul de răcire.

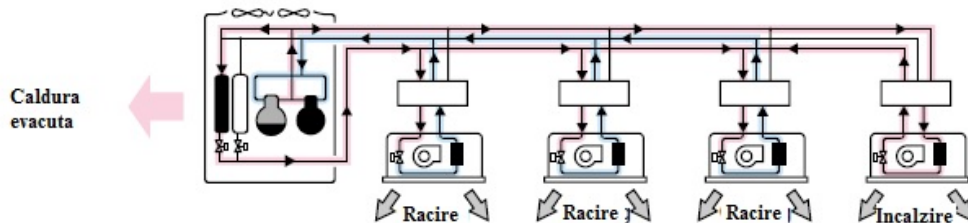


Figura 5. Funcționarea în regim de recuperare de căldură (modul combinat de evacuare de căldură și recuperare de căldură)

### 3. Modul de recuperare de căldură

Numărul unităților interioare ce vor funcționa în regim de răcire va fi egal cu numărul unităților interioare ce vor funcționa în regim de încălzire. Astfel, agentul frigorific în stare lichidă ce va rezulta în urma procesului de condensare din unitățile interioare, ce funcționează în regim de încălzire, va fi transportat către unitățile interioare ce funcționează în regim de răcire unde are loc procesul de vaporizare rezultând astfel agent frigorific în stare gazoasă ce va fi transportat către unitatea exterioară.

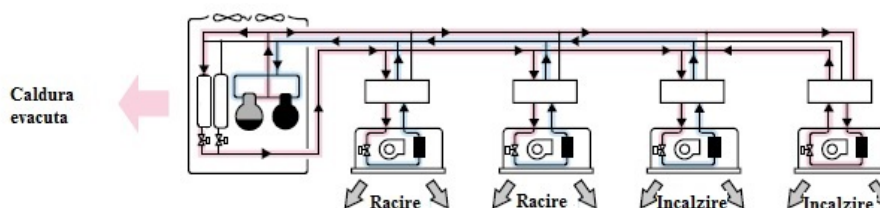


Figura 6. Funcționarea în regim de recuperare de căldură (modul de recuperare de căldură)

### 4. Mod combinat – recuperare de căldură și preluare de căldură din exterior:

O parte din unitățile interioare vor funcționa în regim de răcire și o parte în regim de încălzire, dar regimul majoritar va fi regimul de încălzire.

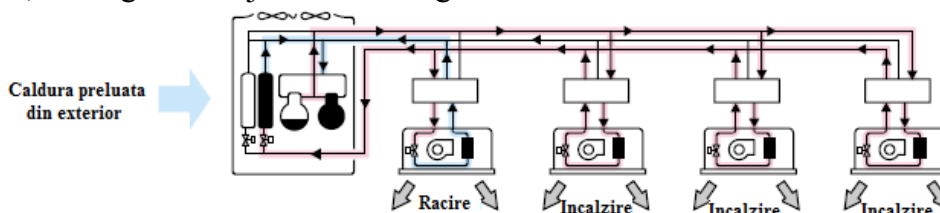


Figura 7. Funcționarea în regim de recuperare de căldură (modul combinat de recuperare de căldură și preluare de căldură din exterior)

### 5. Mod preluare de căldură din exterior

Toate unitățile interioare vor funcționa în regim de încălzire, iar căldura va fi preluată din exterior prin intermediul condensatorului unității exterioare.

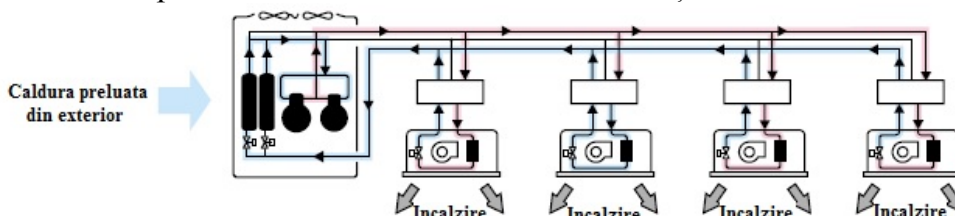


Figura 81. Funcționarea în regim de preluare de căldură (modul preluare de căldură din exterior)

## 2.2. CICLUL FRIGORIFIC, CONTROLUL CAPACITĂȚII ÎN FUNCȚIE DE REGIMUL DE FUNCȚIONARE

În cele ce urmează vom analiza ciclul frigorific cu referire la elementele ce sunt considerate în funcționarea unui sistem VRF. Totodată, vom analiza funcționarea sistemului VRF în funcție de regimurile de funcționare.

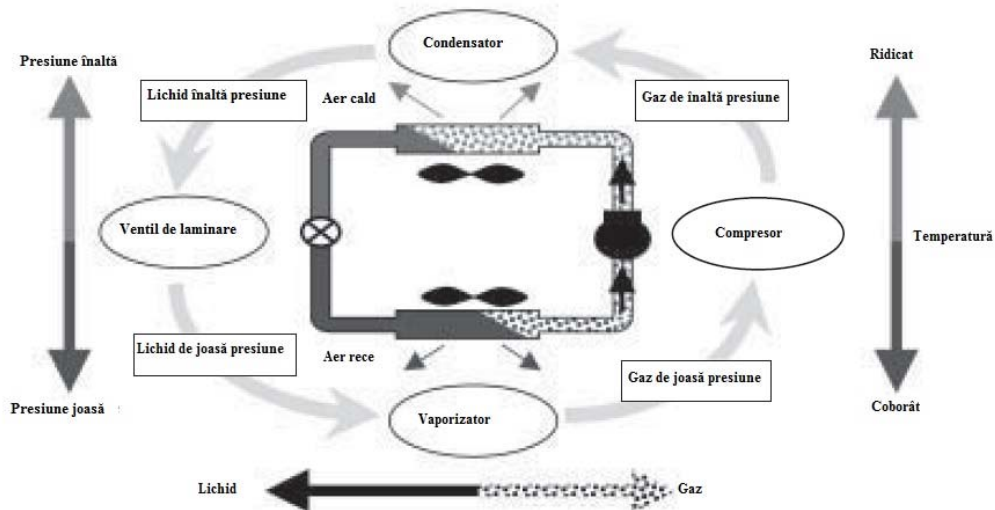


Figura 9. Componente sistem cu detentă directă

Considerăm un ciclu frigorific teoretic, așa cum este desenat mai jos pentru a putea defini diverse marimi necesare controlului funcționării sistemului VRF.

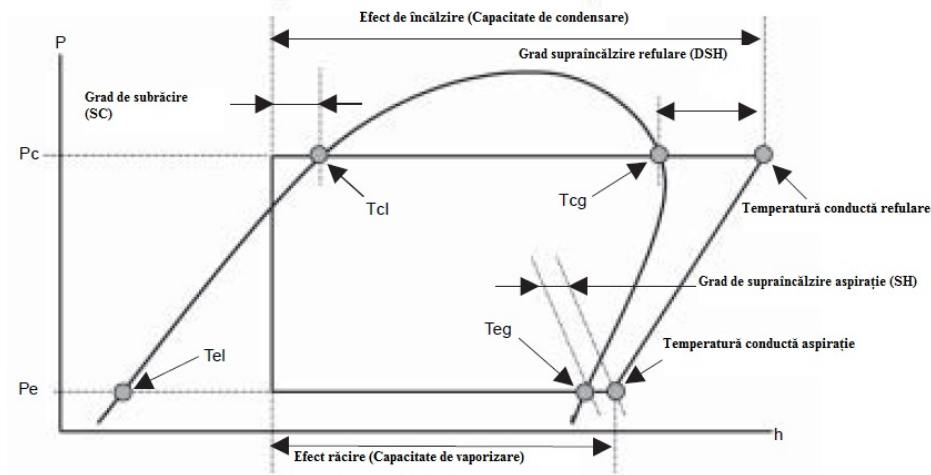


Figura 2. Ciclul frigorific pentru un agent frigorific monocomponent

Astfel, revenind la considerații teoretice, definim următoarele mărimi:

- **DSH** – diferența dintre temperatura conductei de refulare a agentului frigorific, la ieșirea din compresor, și temperatura de condensare poartă numele de grad de supraîncălzire la refulare;
- **SH** – diferența dintre temperatura conductei de aspirație, la intrarea în compresor, și temperatura de vaporizare poartă numele de grad de supraîncălzire pentru aspirație.

Ciclul frigorific de funcționare al unui sistem VRF este un ciclu termodinamic clasic, observând însă procesele de subrăcire lichid și supraîncălzire vapori, care, în funcție de producător au fost optimizate astfel încât să poată fi obținute eficiențe ridicate ale echipamentelor. La anumiți producători procesul de subrăcire se realizează într-un schimbător de căldură special “țeavă în țeavă”, prin întoarcerea unei cantități de agent frigorific. Astfel, subrăcirea agentului se realizează prin vaporizarea agentului frigorific lichid rezultat în urma destinderii prin ventilul de laminare. Procesul de supraîncălzire se realizează în unitățile interioare ale sistemului VRF.

Pentru a defini funcționarea și controlul unui sistem VRF în regim de răcire și încălzire s-a folosit documentația pusă la dispoziție de firma DAIKIN în care sunt prezentate sistemele VRV<sup>®</sup> furnizate de acest producător.

## 1. Funcționarea în regim de răcire

În această situație toate unitățile interioare vor funcționa în regim de răcire.

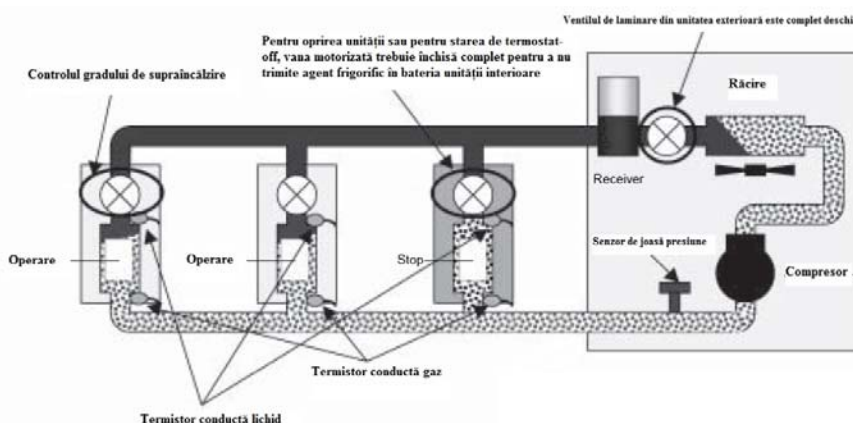


Figura 31. Sistem VRV<sup>®</sup> – funcționare în regim de răcire – procese și componente

Pentru a menține capacitatea de răcire corespunzătoare capacității vaporizatorului și fluctuației sarcinii, pe baza presiunii detectate de senzorul de joasă presiune din unitatea exterioară (Pe) plasat în aspirația compresorului, capacitatea compresorului este astfel controlată pentru a aduce presiunea scăzută

echivalentă temperaturii de saturație (temperatura de vaporizare =  $T_e$ ) cât mai aproape de valoare propusă (valoarea țintă)

Pentru a menține gradul de supraîncălzire în vaporizator și pentru a distribui cantitatea necesară de agent frigorific având în vedere încărcările diferite ale fiecărei unități interioare, pe baza temperaturii detectate de termistorii amplasați pe conducta de agent frigorific lichid și de agent frigorific gazos care este evacuat din vaporizator, ventilul de laminare amplasat în unitatea interioară este astfel controlat încât gradul de supraîncălzire la ieșirea din vaporizator să fie cât mai aproape de valoarea propusă (valoarea țintă)

Având în vedere cele de mai sus și referindu-ne la unitățile interioare vom defini:

- Gradul de supraîncălzire  $SH = (\text{temperatura conductei de agent frigorific gazos} - \text{temperatura conductei de agent frigorific lichid})$

## 2. Funcționarea în regim de încălzire

În această situație toate unitățile interioare vor funcționa în regim de încălzire.

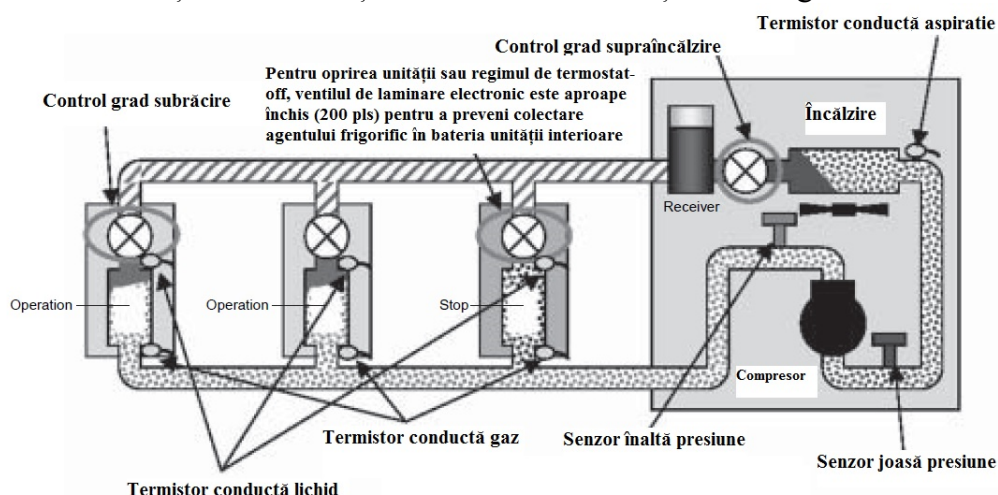


Figura 4. Sistem VRV® – funcționare în regim de încălzire – procese și componente

Pentru a menține capacitatea de încălzire, pe baza presiunii detectate de senzorul de înaltă presiune ( $P_c$ ) plasat în refularea compresorului, capacitatea compresorului este astfel controlată astfel încât înalta presiune echivalentă temperaturii de saturație (temperatura de condensare  $T_c$ ) să fie cât mai aproape de valoarea țintă. Pentru a menține gradul de supraîncălzire în vaporizator, pe baza presiunii detectate de senzorul de joasă presiune ( $T_e$ ) și temperaturii determinate de termistorul de pe conducta de aspirație, ventilul de laminare amplasat în unitatea

exterioară este astfel controlat încât să mențină gradul de supraîncălzire cât mai aproape de valoarea țintă:

- Gradul de supraîncălzire  $SH = (\text{temperatura conductei de aspirație din unitatea exterioară} - \text{temperatura de vaporizare})$

Pentru a distribui cantitatea necesară de agent frigorific, ținând cont de capacitățile unităților interioare, pe baza presiunii măsurate de senzorul de înaltă presiune din unitatea exterioară ( $T_c$ ) și pe baza temperaturii măsurate de termistorul localizat pe conducta de lichid din unitatea interioară, ventilul de laminare din unitatea interioară este astfel controlat încât gradul de subrăcire la ieșirea din condensator să fie cât mai aproape de valoarea țintă:

- Gradul de subrăcire  $SC = (\text{temperatura de condensare} - \text{temperatura conductei de lichid din unitatea interioară})$

## BIBLIOGRAFIE

- [1] G. Duta, Manualul de Instalații - Instalații de ventilare și climatizare, București: Editura ARTECNO, 2002.
- [2] D. Hera, Instalații Frigorifice, volumul I, Agenți Frigorifici, București: Editura Matrix Rom, 2004.
- [3] D. Hera și A. Girip, Instalații frigorifice, volumul II, Scheme și Cicluri Frigorifice, București: Editura Matrix Rom, 2007.
- [4] DAIKIN, Service Manual; Air Conditioning and Refrigeration Equipment - SIE-14C.
- [5] D. Hera, Instalații frigorifice - volumul III - Echipamente Frigorifice, București: Editura Matrix Rom, 2009.
- [6] DAIKIN, HFC Refrigerants - EGHB-3b, 2004.
- [7] DAIKIN, Service Manual; VRV III-S; RXYSQ4.5.6P7Y1B; R410A; Heat Pump 50 Hz - SiBE34-703.
- [8] DAIKIN, Service Manual; VRV II- Basic Training Manual; SiE30-408, 2004.
- [9] DAIKIN, Technical Data - VRV Systems- RSEY, VRV Heat recovery series using R-22, 2001.
- [10] DAIKIN, Technical Data - VRV Systems- RSY(Y), VRV Inverter series using R-22, 2001.
- [11] DAIKIN, Technical Data - VRV Systems- RSXYP, VRV Plus series using R-407C, 2001.
- [12] DAIKIN, Technical Data - VRV Systems- RXY/REY, VRV Plus series using R-22, 2001.
- [13] DAIKIN, Air Conditioning Technical Data 5MXM-M; EEDEN-XXX-04/16, 2016.
- [14] DAIKIN, Technical Data - Concealed ceiling unit FXSQ-M8V3B; EEDE06-2; 06/2006, 2006.
- [15] S. W. Ph.D și A. Majundar, Digital Scroll Technology; Copeland Corporation, 2011.
- [16] S. A. Conditioning, Sinclair Commercial Air Conditioners - Digital Scroll Systems, [www.sinclair-eu.com](http://www.sinclair-eu.com), 2010.
- [17] DAIKIN, Technical Data - 600x600 4-Way Blow Ceiling Mounted Cassette FXZQ-M8V1B; EEDE06-2; 03/2006, 2006.
- [18] DAIKIN, Air Conditioning Technical Data; VRV IV Heat Pump; EEDEN13-200\_1, 2013.
- [19] DAIKIN, Service Manual - VRV III-S- RXYSQ4.5.6P7Y1B; R410A- Heat Pump 50 Hz; SiBE34-703; 06/2007, 2007.