

STROJNIŠKI**VESTNIK 10**

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 657 - 716

ISSN 0039-2480 . Stroj V . STJVAX

cena 800 SIT

1. Vpliv sreženja uparjalnika na rabo energije za hlajenje
The Effects of Evaporator Frosting on the Energy Consumption for Refrigeration
2. Zvečanje učinkovitosti krovnega procesa z zvišanjem tlačnega nivoja uparjanja
Improvement of Topping-Cycle Efficiency with an Increase in Evaporation Pressure Level
3. Termodinamična analiza procesov z bogato nasičenimi raztopinami
voda-amoniak v absorpcijskih toplotnih napravah
A Thermodynamic Analysis of the Strong-Solution-Saturation Process in Water-Ammonia Absorption Thermotransformers
4. Energijska učinkovitost naprav za hlajenje bivalnih prostorov
The Energy Efficiency of Chillers Used for Cooling Living Space
5. Dimenzioniranje in izvedba sodobne dvostopenjske hladilne naprave
Dimensioning and Construction of the Contemporary Two-Stage Cooling Device



Laboratorij za hladilno tehniko

Vsebina

Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 46, (2000), številka - number 10

Uvodnik

Poredoš, A.: Daljinsko hlajenje je del sodobne
energijske oskrbe

658

Razprave

Poredoš, A., Žiher, D.: Vpliv sreženja uparjalnika na
rabo energije za hlajenje

660

Cerkvenik, B., Poredoš, A., Ziegler, F.: Zvečanje
učinkovitosti krovnega procesa z zvišanjem
tlačnega nivoja uparjanja

671

Morosuk, T.: Termodinamična analiza procesov z
bogato nasičenimi raztopinami voda-amoniak v
absorpcijskih toplotnih napravah

683

Kitanovski, A., Poredoš, A., Tuma, M.: Energijska
učinkovitost naprav za hlajenje bivalnih
prostorov

691

Razprave v slovenščini

Dimnik, M., Poredoš, A.: Dimenzioniranje in
izvedba sodobne dvostopenjske hladilne
naprave

697

Poročila

703

Strokovna literatura

707

Osebnosti

712

Navodila avtorjem

715

Editorial

Poredoš, A.: District Cooling is a Part of a Contem-
porary Energy Supply

Papers

Poredoš, A., Žiher, D.: The Effects of Evaporator Frost-
ing on the Energy Consumption for Refrigeration

Cerkvenik, B., Poredoš, A., Ziegler, F.: Improve-
ment of Topping-Cycle Efficiency with an In-
crease in Evaporation Pressure Level

Morosuk, T.: A Thermodynamic Analysis of the
Strong-Solution-Saturation Process in Water-
Ammonia Absorption Thermotransformers

Kitanovski, A., Poredoš, A., Tuma, M.: The En-
ergy Efficiency of Chillers Used for Cooling
Living Space

Papers in Slovenian

Dimnik, M., Poredoš, A.: Dimensioning and Con-
struction of the Contemporary Two-Stage
Cooling Device

Reports

Professional Literature

Personal Events

Instructions for Authors

Uvodnik

Editorial

Daljinsko hlajenje je del sodobne energijske oskrbe **District Cooling is a Part of a Contemporary Energy Supply**

Poleg že dolgo znane in močno razširjene uporabe hlajenja za ohranjanje kakovosti živil in zdravil, pridobiva to vedno bolj tudi veljavo pri vzdrževanju ustreznih bivalnih in delovnih razmer. Sodobne komercialne hladilne naprave za hlajenje živil so zaradi množične ponudbe izpostavljene močnemu konkurenčnemu boju na tržišču, kar zagotavlja njihovo kakovost v pomenu zanesljivosti delovanja in tudi v pomenu majhne porabe energije. Hladilne naprave za hlajenje delovnega in bivalnega okolja so še v splošnem na nižji stopnji razvoja. Na tem področju sta se razvila v glavnem dva načina hlajenja objektov. V prvem primeru se uporabljajo osrednje hladilne naprave, ki lahko samostojno ali tudi v okviru klimatizacije pokrivajo potrebe celotnega objekta. V drugem primeru za pokrivanje toplotnih potreb posameznih ali skupine prostorov namestimo manjše, po objektu razpršene hladilne naprave. Resnica je, da so manjše hladilne naprave energijsko manj učinkovite od večjih enot, njihovo delovanje pa je tudi manj zanesljivo. Zato sodobne, v svetu uveljavljene zamisli oskrbe objektov z energijo vključujejo tudi hlajenje na način, kakor je to primer pri ogrevanju.

V primeru uporabe majhnih hladilnih naprav je edina možnost pogona z dragoceno električno energijo. Večje hladilne sisteme pa lahko poganjajo tudi druge, manj kakovostne energije, kakor je na primer toplota. Številne raziskave v svetu so pokazale, da še posebej dobro energijsko učinkovitost lahko dosegamo s t. i. daljinskimi hladilnimi sistemi.

Daljinski hladilni sistemi so gnani z energijo vroče vode, vodne pare ali plina. So dokazano okolju bolj prijetni od posameznih manjših hladilnih enot. Z njimi zmanjšujemo emisije škodljivih snovi, z uporabo sorpcijske tehnike hlajenja pa lahko povsem izločimo ozonu škodljiva hlajiva. Kadar so hladilne naprave gnane s toploto iz kogeneracije, neposredno zmanjšujemo toplotno obremenitev okolja, z uporabo plina za njihov pogon pa odpadejo vmesna spreminjanja energije in dodatne izgube.

Z razvojem daljinskega hlajenja v podobnem obsegu in na način, kakršen je poznan pri daljinskem ogrevanju, to postane dostopno širši množici ljudi zaradi znižanja cene na enoto hladilne moči, kar izboljša delovne in bivalne razmere. Oskrba s hladilno energijo bo tako zanesljiva in neodvisna od obratovalnih nezanesljivosti cenene in slabo vzdrževane opreme, razpršene med uporabnike.

Cooling is vital for the storage of food and medicines. However, demands for more comfortable living and working conditions are resulting in the expansion of cooling technologies into new areas. A relatively long development time and strong competition in the market mean that modern refrigerators and freezers are very reliable and efficient. In contrast, the cooling equipment for buildings tends to be at a much earlier stage of the development process. Cooling systems for buildings can be divided into two types: centralised cooling equipment which operates as a building-wide air-conditioning system or small dispersed cooling devices which are located in individual rooms. These small coolers are, it seems, less energetically efficient and their reliability has been shown to be inferior to that of centralised systems. The modern approach to energy saving in buildings is to look to combining heating and cooling systems into a single building-environment system.

Small individual cooling systems can only be operated by expensive electricity, but large centralised systems offer the possibility of using alternative energy sources, such as heat. Numerous investigations have shown that high energy efficiency and reduced costs can result from the use of these so-called district cooling systems.

District cooling systems can make use of the energy derived from hot water, steam or gas. They have been proven to be more environmentally friendly than individual coolers and can reduce the emission of hazardous substances. Indeed, by using sorption-cooling techniques ozone-unfriendly refrigerants can be eliminated completely. When cooling devices make use of the heat from cogeneration the thermal burden on the environment is reduced and the use of gas avoids intermediate stages of energy conversion as well as additional energy losses.

The development of district cooling systems to the levels currently enjoyed by district heating systems will mean that people will benefit from a much reduced price for domestic and work-place cooling. The supply of cool air will no longer be dependent on unreliable and expensive individual cooling devices.

Potencialne možnosti za izvedbo daljinskih hladilnih sistemov so predvsem v kombinaciji z daljinskimi ogrevalnimi sistemi. Večina teh sistemov deluje tudi v poletnem obdobju zaradi oskrbe s sanitarno vodo, kar pa pomeni velike relativne izgube glede na dobavljeno količino toplote. V primeru, da povečamo količino dovedene toplote v poletnem obdobju za pogon hladilnih naprav s toplotnimi kompresorji, se relativne izgube toplote bistveno zmanjšajo, zmanjša se pa tudi poraba elektrike za hlajenje. Še posebnega pomena je ta rešitev takrat, kadar izrabljamo odpadno toploto drugih procesov, ki jo sicer moramo odvajati v okolico.

Zaradi naštetih razlogov se kaže tudi v Sloveniji veliko zanimanje za uvedbo daljinskega hlajenja. Zato je treba poiskati optimalne rešitve glede na pozitivne energijske in ekološke učinke ter glede na zmanjšanje investicijskih stroškov v primerjavi z običajno izvedbo ločenih sistemov. Zato mora biti načrtovanje in projektiranje grelnih in hladilnih sistemov v novih poslopih povezano in usklajeno.

The most attractive proposition is a combination of district heating and cooling systems. The former type of system needs to operate throughout the summer in order to supply hot water for sanitation, but this involves a very inefficient use of the heating system as it operates far short of its capacity. If heat were to be supplied to drive compressors for cooling equipment during the summer months, heating efficiency could be increased considerably and at the same time the consumption of electricity could be reduced. Of course this practise becomes even more attractive if waste heat from other sources can be used as well.

There is great interest in district cooling systems in Slovenia, however, many aspects relating to their installation and running have to be looked at closely. Combined heating and cooling systems need to be carefully planned and integrated into new building projects. Such systems require a large initial investment and we need to be sure they are economically attractive. But if district cooling systems are able to offer an economic and environmentally friendly solution to our demands for an improved living and working environment then they must be given serious consideration.

Prof.Dr. Alojz Poredoš

Vpliv sreženja uparjalnika na rabo energije za hlajenje

The Effects of Evaporator Frosting on the Energy Consumption for Refrigeration

Alojz Poredoš · Dejan Žiher

Raba energije za hlajenje se je predvsem v zadnjih nekaj letih močno zvečala. To narekuje, da tudi na področju hlajenja skrbimo za učinkovito rabo energije. Prihranke energije lahko dosežemo predvsem v tistih delih hladilnega sistema, kjer je raba največja. Poleg konstrukcijsko ustreznih komponent hladilnega sistema so pri tem bistvenega pomena obratovalni parametri.

V prispevku je analiziran predvsem vpliv temperature hlajenja oziroma temperature uparjanja na rabo energije za hlajenje. Potrjeno je znano dejstvo, da zniževanje temperature uparjanja zmanjšuje hladilno število. Analiza vpliva temperature uparjanja je pokazala, da njeno zniževanje močno pospeši izločanje vlage iz zraka in sreženje uparjalnika, kar močno vpliva na dodatno rabo energije za odtaljevanje sreža.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: sreženje, odtaljevanje, število hladilno)

In the last few years the energy consumption for refrigeration has increased rapidly. As a consequence, care should be taken to ensure that these are energy-efficient devices. Energy savings can be achieved most easily in those parts of the refrigerating system where the energy consumption is the largest. In addition to a suitable design of the refrigerating system components, the operating parameters also play a significant role.

This paper analyses the impact of refrigerating temperature or evaporating temperature on the energy consumption. It is well known that decreasing the evaporating temperature reduces the coefficient of performance. An analysis of the impact of evaporating temperature has shown that its reduction is rapidly accelerated by water vapor condensation from the air and frosting of the evaporator, resulting in extra energy consumption for defrosting the evaporator.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: frosting, defrosting, coefficient of performance)

0 UVOD

Raba energije v Slovenskih gospodinjstvih za hlajenje pomeni več ko 20 odstotkov celotne rabe energije. Podobno stanje je tudi po svetu. Ta delež se z dvigom ravni delovnih in bivalnih razmer v gospodinjstvih in tudi na drugih področjih človekovega udejstvovanja stalno povečuje.

Navedena dejstva so razlog, da tudi na področju hlajenja skrbimo za racionalno rabo energije, še predvsem zato, ker za pogon hladilnih naprav v pretežni meri uporabljamo električno energijo, ki je energija največje kakovosti, je čista eksergija.

Možnosti za zmanjšanje rabe energije hladilnih naprav je veliko. V prvi vrsti lahko vplivamo na rabo energije z optimalno izbiro in pravilnim dimenzioniranjem komponent hladilnega sistema. Pri tem moramo posebno

0 INTRODUCTION

In Slovenian households refrigeration represents more than 20 % of the total energy consumption. The situation in the rest of the world is very much the same, and this level of energy consumption is set to rise as a consequence of better working and living conditions.

It is important that the energy for refrigeration is used carefully because refrigerating devices use electricity, the highest form of energy – pure exergy.

There are many possibilities for reducing the energy consumption of refrigerating devices. First of all by choosing refrigeration components of the correct size. Particular attention should be paid to correctly adjusting all the elementary parts and se-

pozornost posvetiti usklajenosti vseh osnovnih elementov hladilnega sistema. Druga možnost je pravilna izbira obratovalnih parametrov hladilne naprave, s tem pa že vplivamo na tehnologijo hlajenja.

Pravilna oziroma optimalna izbira komponent hladilne naprave je naloga proizvajalca. Pri tem mora biti upoštevana doba trajanja hladilne naprave in tudi zagotavljanje zelenih delovnih parametrov. Najmočnejši vpliv na delovanje hladilne naprave ima vsekakor kompresor. Njegova karakteristika mora biti usklajena predvsem s karakteristiko dušilnega elementa. Uparjalnik in kondenzator morata pokrivati območje delovanja kompresorja. Krmilni elementi morajo biti izbrani tako, da prilagajajo delovanje hladilnika trenutnim potrebam po hlajenju. Torej hladilna naprava bo delovala učinkovito z vidika najmanjše porabe energije takrat, ko bodo vsi navedeni elementi med seboj usklajeni, tako da bomo dosegli čim boljše prilagajanje pridobljene hladilne toplote dejanskim potrebam skozi ves čas delovanja [1].

Z obratovalnimi parametri hladilnega sistema, ki so zahteva tehnologije hlajenja, lahko močno vplivamo na rabo energije za hlajenje. Splošno je znano, da povečana razlika med temperaturo kondenzacije in temperaturo uparjanja zmanjšuje hladilno število, kar neposredno pomeni povečano rabo energije na enoto pridobljenega hladu. Zato moramo predvsem poskrbeti za to, da je med obratovanjem temperatura kondenzacije čim nižja in da je temperatura uparjanja čim višja. Znižanje temperature kondenzacije je omejeno s temperaturo ponora toplote. Višanje temperature uparjanja pa je omejeno s temperaturo hlajenja. Zmanjševanje razlike med temperaturo hlajenja in temperaturo uparjanja pomeni sicer dvig druge, vendar obenem pomeni povečevanje površine oziroma velikosti uparjalnika. Nizka temperatura hlajenja in s tem povezana nizka temperatura uparjanja pomeni intenzivno izločanje vlage iz zraka. Posledica tega je povečano sreženje površine uparjalnika, če je njena temperatura nižja od 0 °C. Zaradi tega se skrajša čas obratovanja hladilne naprave in se poveča čas odtaljevanja uparjalnika, s tem pa tudi raba energije za odtaljevanje sreža. Poleg tega je negativni učinek sreženja tudi zmanjšanje toplotne moči uparjalnika in v tem primeru hladilna naprava ne dosega več imenske zmogljivosti. Po podatkih nekaterih raziskav se na začetku sreženja toplotna moč uparjalnika celo začasno nekoliko poveča [2], vendar se kmalu potem začne naglo zmanjševati.

V pričujočem prispevku je prikazan vpliv temperature hlajenja oziroma temperature uparjanja na rabo energije za odtaljevanje sreža ter na celotno energijsko učinkovitost delovanja hladilne naprave.

1 VPLIV OBRATOVALNIH PARAMETROV NA HLADILNO ŠTEVILO

Energijsko učinkovitost kompresorskih hladilnih naprav ocenjujemo s hladilnim številom. Po definiciji je to:

lecting appropriate working parameters for the refrigerator. In this way we can influence the technology of refrigeration.

The correct choice of components for refrigerators is the job of the producers. They must take into consideration the lifetime of the device and the assurance of the desired working parameters. The main component in any refrigerating device is the compressor, its characteristics must be adjusted to those of the expansion element. The evaporator and condenser must cover the area of activity of the compressor. Control elements must be chosen so that we can adjust the working of the refrigerator to the refrigeration requirements. A refrigerating device will work efficiently, with the minimum energy consumption, when all the elements are adjusted to achieve the cooling requirements throughout the whole period of operation [1].

It is possible to lower the energy consumption for refrigeration with the working parameters. A large difference between the temperature of condensation and the temperature of evaporation reduce the coefficient of performance, which means increased energy consumption per unit of acquired cold. For this reason, it is important to ensure that the condensing temperature is as low as possible and that the evaporating temperature is as high as possible. Lowering the condensing temperature is limited by the temperature of the heat sink. Increasing the evaporating temperature is limited by the refrigerating temperature. Reducing the difference between the refrigerating temperature and condensing temperature means a rise in the latter, and at the same time it means a larger evaporator. A low cooling temperature and an associated low evaporating temperature lead to a rapid elimination of humidity from the air. This results in increased evaporator frosting if the temperature is lower than 0 °C. A consequence of this is a shortening of the operating time for the refrigerating device and an increase in the time for defrosting: the result, a rise in energy consumption. Another negative influence of frosting is the reduced thermal power of the refrigerator and the inability of the device to reach its nominal capacity. Some research has shown that the initial capacity of the evaporator begins to rise for a short period of time [2], but soon after that the capacity starts falling.

This paper looks at the influence of refrigerating temperature or evaporating temperature on the energy consumption for defrosting and on the overall energy efficiency of refrigerating-device operation.

1 INFLUENCE OF WORKING PARAMETERS ON THE COEFFICIENT OF PERFORMANCE

We estimate the energy efficiency of compression refrigerating devices with the coefficient of performance. By definition this is:

$$\varepsilon = \frac{Q_R}{W} \quad (1)$$

Za idealni ali teoretični proces ga lahko zapišemo tudi z razmerjem temperatur:

For an ideal or theoretical process we can also write it with a temperature ratio:

$$\varepsilon = \frac{T_R}{T_C - T_R} \quad (2)$$

Ob nespremenljivi temperaturi kondenzacije je hladilno število odvisno predvsem od temperature uparjanja.

At the constant temperature of condensation the coefficient of performance depends first of all on the evaporating temperature.

Z analizo enačb (1) in (2) ugotovimo zmanjševanje hladilnega števila z nižajočo se temperaturo uparjanja. Zveza med teoretičnim hladilnim številom in temperaturo uparjanja je čista in dana z enačbo (2), medtem ko je dejansko hladilno število odvisno predvsem od izmerjenega izkoristka kompresorja, na katerega poleg temperature uparjanja vplivajo še številni drugi parametri.

An analysis of equations (1) and (2) suggests a lower coefficient of performance with decreasing evaporating temperature. The relationship between the theoretical coefficient of performance and the evaporating temperature is given by equation (2), the actual coefficient of performance depends mainly on compressor efficiency, which is influenced by evaporating temperature as well as other parameters.

2 VPLIV TEMPERATURE UPARJANJA NA RABO ENERGIJE ZA ODTALJENJE SREŽA

2 INFLUENCE OF EVAPORATING TEMPERATURE ON ENERGY CONSUMPTION FOR DEFROSTING

Srež na zunanji površini uparjalnika pomeni zaradi svoje razmeroma majhne toplotne prevodnosti znaten upor proti prenosu toplote. Med delovanjem hladilne naprave debelina sreža narašča, kar močno zmanjšuje toplotno moč uparjalnika oziroma celotne hladilne naprave. Zato je treba po določenem času nastali srež odtaliti. To pomeni, da moramo v uparjalnik dovajati dodatno energijo.

Frost on an external surface of the evaporator represents a high resistance to heat flux because of frost's relatively low heat conductivity. The thickness of the frost increases with operating time and significantly reduces the thermal power of the evaporator and, as a consequence, the refrigerating device. Because of this it is necessary to defrost periodically the refrigerator and this means that additional energy must be brought into the evaporator.

2.1 Nadomestna toplotna prevodnost sreža

2.1 Effective heat conductivity of frost

Kadar obstaja temperaturni gradient v plasti sreža, poteka prenos toplote z naslednjimi mehanizmi: molekularno prevodnostjo, difuzijo vodne pare, sevanjem in občasno z naravno konvekcijo. Model preračuna je povzet po Auracherju [4].

When there is a temperature gradient in the layer of frost, heat transfer involves the following mechanisms: molecular conductivity, diffusion of water vapor, radiation and sometimes natural convection. The model for the calculation is a simplified model first introduced by Auracher [4].

Posamezne prenosne procese bomo razčlenili in jih skupaj popisali z nadomestno toplotno prevodnostjo:

We will analyse individual transport processes and list them together with substitutional heat conductivity:

$$\lambda = -\frac{\dot{q}}{dT/dx} \quad (3)$$

Difuzija

Gostota toplotnega toka q_D zaradi difuzije vodne pare je:

Diffusion

The density of heat flux q_D because of the diffusion of water vapor is:

$$\dot{q}_D = \dot{m}_{\text{eff}} \cdot \Delta h_f \quad (4)$$

Glede na splošno definicijsko enačbo za toplotno prevodnost lahko zapišemo nadomestno difuzijsko prevodnost sreža:

Considering the general definition equation for heat conductivity we can write down the effective diffusion conductivity of frost as:

$$\lambda_D = -\frac{\dot{m}_{\text{eff}} \cdot \Delta h_f}{dT/dx} \quad (5)$$

Gostoto difuzijskega masnega toka vodne pare računamo po Fickovem zakonu:

$$\dot{m}_{\text{eff}} = - \frac{D}{\mu \cdot R_w \cdot T} \cdot \frac{dp_w}{dT} \cdot \frac{dT}{dx} \quad (6.)$$

Vrednost difuzijske upornosti μ dobimo iz literature [4].

Difuzijski koeficient izrazimo s temperaturo in tlakom, za tlak nasičenja vodne pare vzamemo temperaturno funkcijo in ob upoštevanju izraza za difuzijsko upornost dobimo naslednjo enačbo:

$$\lambda_D = \frac{\rho_i - \rho_f}{\rho_i - C_0 \cdot \rho_f} \cdot \Delta h_s \cdot C_4 \cdot \frac{p_0}{p} \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{-1,28} \cdot e^{(C_2 - C_3/T)} \quad (7.)$$

kjer so vrednosti konstant: $C_2 = 24,02$, $C_3 = 6145 \text{ K}$, $C_4 = 1,958 \cdot 10^{-9} \text{ kg/msK}$.

Molekularna prevodnost

Molekularno prevajanje ima največji vpliv na celotni toplotni tok. Toplotna prevodnost sreža ne more biti izračunana zanesljivo s čistim teoretičnim postopkom. Zapleten mehanizem prenosa toplote v porozni snovi zahteva uporabo polempiričnih modelov.

Toplotna prevodnost ni samo funkcija oblike sreža, ampak tudi funkcija gostote in temperature ter tudi notranje zgradbe. To se časovno spreminja s pogoji formiranja sreža in z metamorfnimi procesi.

Celotna molekularna prevodnost sreža je:

$$\lambda_{\text{cd}} = \frac{1}{\frac{c_i}{\lambda_v} + \frac{1-c_i}{\lambda_p}} \quad (8.)$$

Prečna λ_v in vzporedna toplotna prevodnost λ_p sta izračunani po enačbah v [4]. Konstanta c_i je rezultat meritev molekularne prevodnosti sreža in je dana v [4].

Pri večjih gostotah sreža je temperaturna odvisnost λ_{cd} prav nasprotna kakor pri majhnih gostotah. To je razumljivo, saj se prevodnost ledu zvečuje z nižanjem temperature.

Nadomestna toplotna prevodnost sreža

Iz raziskav [4] izhaja, da sta prevod in difuzija edina pomembna učinka na prenos toplote v srežu. Celotna toplotna prevodnost je torej:

$$\lambda = \lambda_{\text{cd}} + \lambda_d \quad (9.)$$

2.2 Gostota sreža

V enačbah za toplotne prevodnosti je navzoča tudi gostota sreža. Analitičnih modelov za izračun gostote sreža v literaturi ne najdemo.

We can calculate the density of the diffusion mass flow of water vapor by Fick's law:

We can obtain the value of the diffusion resistance μ from the reference [4].

We can express the diffusion coefficient in terms of temperature and pressure. For the saturation pressure of water vapor we take the temperature function and if we then take into consideration the diffusion resistance we get the following equation:

where the values of the constants are: $C_2 = 24,02$, $C_3 = 6145 \text{ K}$, $C_4 = 1,958 \cdot 10^{-9} \text{ kg/msK}$.

Molar conduction

Molar conductivity is by far the most important effect exerted on the total heat flux. The thermal conductivity of frost cannot be calculated reliably using a purely theoretical approach. The complex mechanism of heat transfer in a porous material requires the use of semi-empirical models.

The thermal conductivity of frost is not only a function of the form of the frost, but also a function of density, temperature and internal structure. This in turn varies with time, frost formation conditions and metamorphous processes.

The total molar conductivity of frost is:

Transverse λ_p and parallel λ_p thermal conductivities are calculated from equations in [4]. The constant c_i is the result of measurements of the molar conduction of frost and can be found in [4].

At higher frost densities the temperature dependence λ_{cd} is the opposite to that at low densities. This is quite logical because the conductivity of ice increases with falling temperature.

Effective thermal conductivity of frost

From the research done by Auracher [4] it follows that conduction and diffusion are the only relevant effects on heat transfer in frost. The effective thermal conductivity is thus given by:

2.2 Density of frost

The density of frost is present in equations for heat conductivities, but in the available literature we could not find any analytical models for the calculation

Obstaja nekaj empiričnih obrazcev, ki so rezultat meritev. V splošnem je znano, da je gostota sreža odvisna od hitrosti in temperature zraka, debeline sreža in gradienta koncentracij vodne pare v zračnem toku.

Lotz [2] navaja za gostoto sreža naslednji empirični izraz:

$$\rho_f = 343,86 \cdot \ln \left(1 + \frac{13,45}{1+F} \right) \quad (10).$$

Faktor F zajema vse vplivne veličine na gostoto sreža:

$$F = \frac{81,7 \cdot \Delta p_w \cdot c_1 \cdot (1-t_f)^{0,5}}{\left[(0,225 + \delta_f) \cdot c_2 - 0,1 \cdot t_f \right] \cdot v_a^{c_3}} \quad (11).$$

Pomožne veličine c_1 do c_3 so odvisne od hitrosti zraka, debeline sreža ter od temperature sreža in jih dobimo v [4].

2.3 Toplotna moč osreženega uparjalnika

Toplotna moč, ki se prenaša skozi steno uparjalnika, je zmnožek toplotne prehodnosti, zunanje površine uparjalnika in razlike med temperaturo zunanjega zraka ter med temperaturo uparjanja:

$$\dot{Q} = k \cdot A_o \cdot (t_a - t_R) \quad (12).$$

Toplotno prehodnost, ki je sestavljena iz toplotne prestopnosti na notranji strani, toplotne prevodnosti skozi cev, skozi srež ter toplotne prestopnosti na zunanji strani, lahko zapišemo [5]:

$$k = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i \cdot \alpha_i} + R_0} \quad (13),$$

kjer je:

where:

$$R_0 = \left(\frac{1}{\alpha_{a,i}} + \frac{\delta_f}{\lambda_f} \right) \cdot \frac{A_o}{A_f \cdot (\eta_R - 1) + A_o} + \frac{\delta_t}{\lambda_t} \quad (14).$$

Pri tem toplotno prestopnost na zunanji strani $\alpha_{a,i}$ dobimo iz empirične enačbe [3]:

Based on this, the thermal coefficient on the outer side $\alpha_{a,i}$ can be obtained from the empirical equation [3]:

$$k' = \varphi \cdot \Delta t^{0,5} \cdot S_f^{0,5} \cdot (65 \cdot 10^3 \cdot \delta_f + 14) \cdot e^{-1100 \cdot \delta_f} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{a,i}} + \frac{\delta_f}{\lambda_f}} \quad (15).$$

V enačbah za gostoto sreža in toplotno moč uparjalnika je navzoča tudi debelina sreža δ_f . To izračunamo na podlagi masnega toka izločenega sreža in površine uparjalnika.

Sreženje je proces izločanja vodne pare iz vlažnega zraka. Masni tok izločenega sreža izračunamo iz masne bilance v zraku in je:

of frost density. There are some empirical accessories, however, which are the results of measurements. In general it is known that the density of frost depends on air velocity and temperature, frost thickness and on the gradient of concentrations of water vapor in the air flow.

Lotz [2] mentions the following empirical expression for frost density:

Faktor F includes all the influential parameters for frost density:

Auxilliary parameters c_1 to c_3 depend on the air velocity, frost thickness and the frost temperature and can be obtained in [4].

2.3 Thermal capacity of frosted evaporator

The heat flow, which is transferred through the wall of the evaporator, is a product of the thermal conductivity, the external surface of the evaporator and the difference between the temperature of the outer air and the evaporating temperature:

The overall heat-transfer coefficient, which comprises the heat-transfer coefficient on the inner side, the heat conductivity through the wall, through the frost and the heat-transfer coefficient on the outer side, can be written as [5]:

where:

Based on this, the thermal coefficient on the outer side $\alpha_{a,i}$ can be obtained from the empirical equation [3]:

In equations for the density of frost and the thermal capacity of the evaporator, the thickness of the frost δ_f is also present. This can be calculated on the basis of the mass flow of the eliminated frost and the area of the evaporator.

Frosting is a process of desublimation of water vapor from the moist air. We can calculate the mass flow of eliminated frost from the mass balance in the air:

$$\dot{m}_f = \dot{V}_a \cdot \rho_a (x_{a,i} - x_{a,o}) \quad (16).$$

Absolutne vlažnosti preračunamo iz temperatur in relativnih vlažnosti po znanih enačbah ali pa jih preberemo iz diagrama $h-x$.

Na podlagi poznane masnega toka sreža, lahko izračunamo možni čas obratovanja hladilnika, v katerem se nabere toliko sreža m_f da smo ga sposobni odtaliti v predpisanem času 30min:

$$\tau_o = \frac{m_f}{m_f} \quad (17)$$

Toplota, potrebna za odtaljevanje uparjalnika, je sestavljena iz toplote za segrevanje uparjalnika in sreža na 0°C ter iz toplote za taljenje ledu:

$$Q_{m,f} = m_R c_R (0 - t_R) + m_f c_f (0 - t_R) + m_f q_m \quad (18)$$

Dejansko sliko energijske učinkovitosti delovanja hladilne naprave dobimo, če k energiji za pogon kompresorja prištejemo še energijo za odtaljevanje sreža, oziroma če definiramo celotno hladilno število:

$$\varepsilon = \frac{Q_R}{W + Q_{mf}} \quad (19)$$

3 PRIMER PARAMETRIČNE ANALIZE

Parametrično analizo porabe energije za hlajenje smo opravili na konkretnem primeru uparjalnika z naslednjimi podatki:

Zunanji zrak Outer air	Geometrijska oblika uparjalnika Geometrical shape of the evaporator
vstopna temperatura input temperature	$t_{a,i}: 5^\circ\text{C}$
vstopna relativna vlažnost input relative humidity	$\phi_i: 80\%$
izstopna relativna vlažnost output relative humidity	$\phi_o: 95\%$
hitrost velocity	$v_a: 3\text{ m/s}$
volumski tok volume flow	$\dot{V}_a: 0,44\text{ m}^3/\text{s}$
	zunanja površina external surface
	notranja površina inside surface
	učinkovitost lamel fin efficiency
	razdalja med lamelami distance between fins
	masa uparjalnika mass of the evaporator

Za izvedbo analize smo uporabili že izdelani računalniški program za simuliranje preračun lamelnih hladilnikov zraka [5], v katerega smo dodatno vgradili na podlagi zgoraj predstavljenega modela sreženja izdelani računski modul.

Izkušnje iz podobnih analiz kažejo, da je upor prenosa toplote od hladiva v cevi do zunanje površine uparjalnika praktično zanemarljiv. Zato smo pri preračunu enačili zunanjo temperaturo površine uparjalnika s temperaturo uparjanja.

We can calculate the absolute humidity from the temperature and the relative humidities from known equations or we can read them from the $h-x$ diagram.

On the basis of the known mass flow of frost we can calculate the working time of the refrigerator, which has accumulated frost m_f which can be defrosted in 30 min:

The heat needed for defrosting the evaporator is made up of the heat needed to heat the evaporator and frost to 0°C and the heat needed for melting the ice:

We can get a real picture of the energy efficiency of the refrigerating device if the energy necessary for driving the compressor is added to the energy for defrosting, or if we define the total coefficient of performance as:

3 AN EXAMPLE OF PARAMETRIC ANALYSIS

We conducted a parametric analysis of the energy consumption for refrigeration on a real example of an evaporator with the following data:

For the analysis we used an existing computer program for the simulation and calculation of the air cooling coils [5]. Into this program we put an additional calculation module based on the above-described model of frosting.

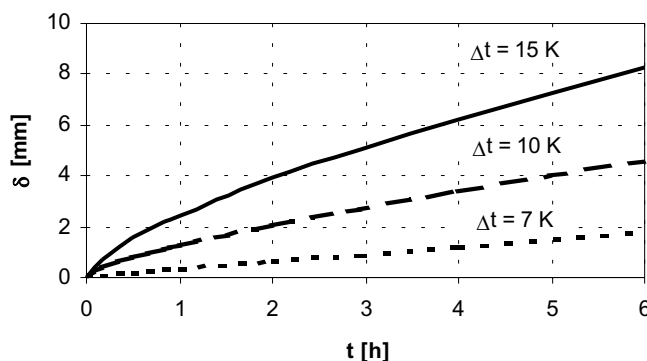
Experiences from a similar analysis have shown that the heat-transfer resistance from the refrigerant in the tube to the external surface of the evaporator is practically negligible. For this reason, in the calculation, the external temperature of the surface of the evaporator was equated with the evaporating temperature.

3.1 Rezultati analize

Za navedene parametre zraka in geometrijsko obliko uparjalnika smo izvajali analizo vpliva različnih vplivnih veličin na rabo energije za odtaljevanje sreža. V prvi vrsti smo ugotovili, da je najpomembnejši vplivni dejavnik debelina sreža. Ta je odvisna predvsem od temperature uparjanja. Zato smo v nadaljevanju vzeli to kot odločujočo veličino rabe energije.

3.1 Results of the analysis

We performed an analysis of the influence of different parameters on the energy consumption for defrosting for the stated conditions of the evaporator, air and geometry. The first point we established was that the most important factor is the thickness of the frost. This thickness depends mainly on the evaporating temperature. In the subsequent steps this was considered as the main factor in terms of energy consumption.



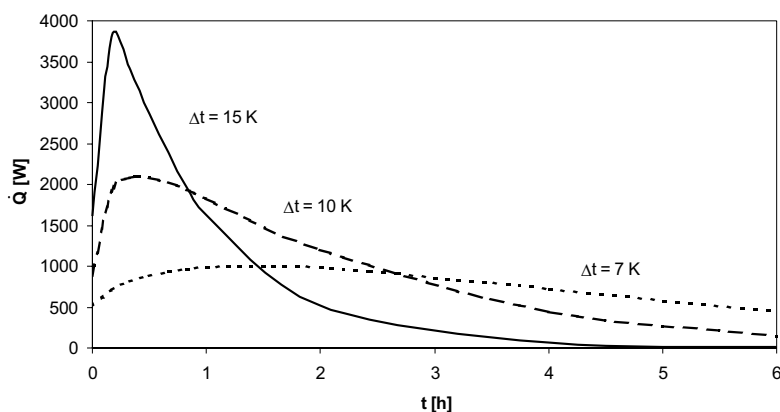
Sl. 1. Naraščanje debeline sreža s časom
Fig. 1. Increase in frost thickness with time

S slike 1 lahko ugotovimo, da pri večjih temperaturnih razlikah Δt (razlika med temperaturo uparjanja in temperaturo zraka) debelina sreža δ hitreje narašča in je zato treba uparjalnik prej odtaljevati oziroma je potrebnih več odtaljevalnih obdobj.

Primer časovne odvisnosti padanja moči uparjalnika vidimo na sliki 2. Na začetku delovanja lahko opazimo celo delno zvečanje moči uparjalnika in nato naglo zmanjšanje. Vzrok za začetno povečanje moči uparjalnika je v tem, da se na začetku sreženja pojavi močno povečana hrapavost površine, kar povzroči močno turbulenco zraka in s tem povečano toplotno prestopnost. V nadaljevanju delovanja debelina sreža narašča in se močno poveča upornost prenosa toplote.

We can determine from Figure 1, that at higher temperature differences Δt , the difference between evaporating temperature and air temperature, the frost thickness δ increases faster and for this reason the evaporator has to be defrosted first or we need several defrosting periods.

We can see an example of the time dependence of the falling power of the evaporator in Figure 2. At the beginning of the operation there is an increase in the evaporating power and then a sharp fall. The reason for initial sharp rise in the evaporator capacity is that the frost increased the roughness of the surface causing strong air turbulence and an increased heat-transfer coefficient between the air and the frosted area. If the refrigerator continues to work the frost layer thickens and the resistance to heat transfer increase.



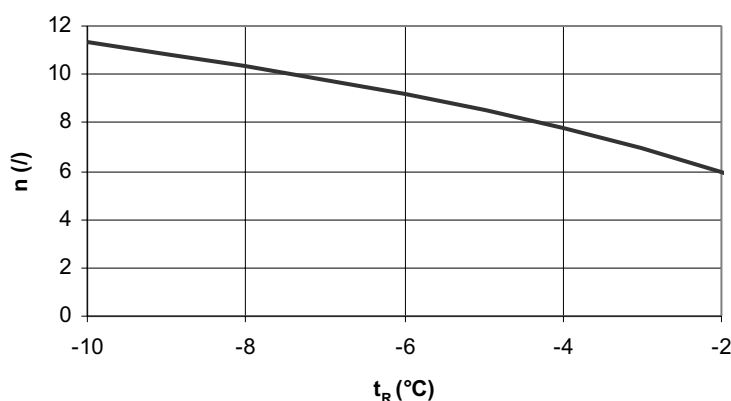
Sl. 2. Časovni potek spreminjanja toplotne moči uparjalnika zaradi sreženja [2]
Fig. 2. Time dependence of evaporator performance due to frosting [2]

V postavljenem modelu je neposredno ali posredno navzoča temperatura uparjanja. Zato smo poiskali njen vpliv na pomembnejše kazalce učinkovite rabe energije pri hlajenju.

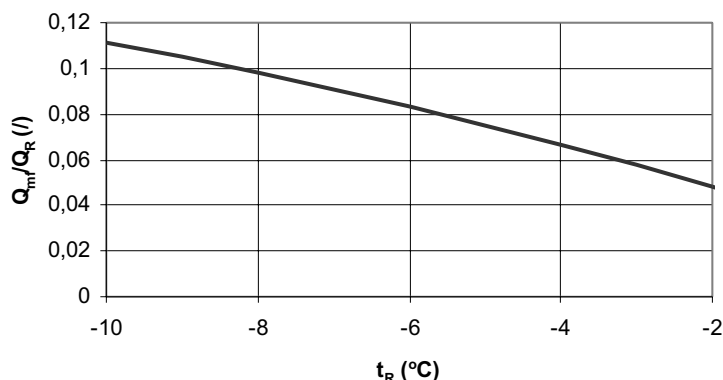
S slike 3 lahko vidimo, da se z nižanjem temperature uparjanja močno povečuje število odtaljevalnih obdobj, s tem pa se zmanjšuje čas obratovanja, v katerem se odtaljeni srež obnovi. Vzroka za to sta dva. Prvi vzrok je v tem, da se del dodatne energije porabi za segrevanje sreža in uparjalnika in se ta količina energije ne more uporabiti za taljenje, drugi in poglavitni vzrok za to pa je, da se z zniževanjem temperature uparjanja znižuje temperatura površine uparjalnika, ki povzroči močno povečanje izločanja vlage iz zraka in večji masni tok nastalega sreža, s tem pa krajši čas za obnovo sreža.

In the model the evaporating temperature is present either explicitly or implicitly. For this reason we have investigated its influence on the important indicators for the effective use of energy in refrigeration.

From Figure 3 we can see that with decreasing evaporating temperature the number of defrosting periods increases, and the working time for the melted frost to be restored is reduced. There are two reasons for this. First reason is that an additional amount of energy is spent for heating the frost and the evaporator, and this energy cannot be used for defrosting, the second and most important reason is that with a falling evaporating temperature the surface temperature of the evaporator is falling too. This causes a large rise in the moisture elimination from the air and a higher mass flow of the created frost and with that a shorter time for the renewal of the frost.



Sl. 3. Število odtaljevalnih obdobj na dan v odvisnosti od temperature uparjanja
Fig. 3. Number of defrosting periods per day versus the temperature of evaporation



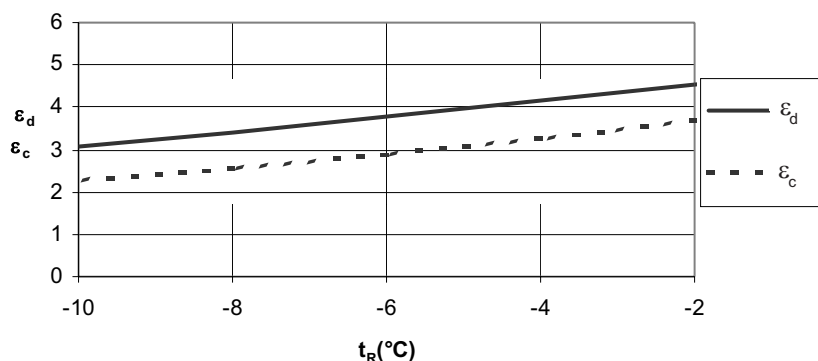
Sl. 4. Razmerje energije za odtaljevanje in hladilne energije v odvisnosti od temperature uparjanja
Fig. 4. Ratio of energy for defrosting and refrigeration capacity versus the temperature of evaporation

Slika 4 prikazuje, da pri temperaturi uparjanja 0 °C pomeni raba energije za odtaljevanje nekaj manj ko 3% energije, potrebne za pogon hladilne naprave, in da se ta odstotek pri temperaturi uparjanja -10 °C poveča na nekaj več ko 11%.

S primerjavo običajno definirane hladilnega števila po (1) in hladilnega števila z upoštevanjem energije za odtaljevanje uparjalnika

Figure 4 shows that at an evaporating temperature of 0°C the energy consumption for defrosting accounts for less than 3% of the energy needed for driving the refrigerating device and that at the temperature of evaporation -10°C it rises to more than 11%.

By comparing the traditionally defined coefficient of performance according to (1) with the coefficient of performance defined by taking into consideration the energy needed for the defrosting of the evapo-



Sl. 5. Dejansko in celotno hladilno število v odvisnosti od temperature uparjanja
Fig. 5. Actual and total coefficient of performance versus evaporation temperature

po en. (19) s slike 5 vidimo, da je celotno hladilno število manjše za okrog 20% pri temperaturi uparjanja $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ in da ta razlika znaša več ko 30% pri $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

4 SKLEP

S pričujočim prispevkom smo želeli prikazati, kakšen vpliv ima temperatura uparjanja na rabo energije za delovanje hladilne naprave. Iz parametrične analize lahko ugotovimo, kje so možnosti za zmanjšanje porabe energije za hlajenje. Neizogibno dejstvo je negativni vpliv zniževanja te temperature na hladilno število.

Pogoji za začetek nastajanja sreža na uparjalniku se vzpostavijo v odvisnosti od geometrijske oblike uparjalnika ter parametrov zraka. Parametrično analizo vpliva sreža na porabo energije smo opravili pri temperaturi uparjanja pod $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, ker smo ugotovili, da se pri tej temperaturi uparjanja zagotovo pojavijo pogoji za začetek sreženja.

Rezultati analize kažejo, da pri temperaturi uparjanja malo pod $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ srež le malo vpliva na nadomestno toplotno prevodnost in posledično na toplotno moč uparjalnika. Medtem je pri nižjih temperaturah uparjanja ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) vpliv sreža zelo velik, saj po določenem času močno zmanjša toplotno moč uparjalnika. Kakor je razvidno s slik 1 in 2, bi lahko srež po določenem času zapolnil prostor med rebri in bi se toplotna moč uparjalnika zmanjšala na 0.

Poleg tega smo z analizo ugotovili, da zniževanje temperature uparjanja močno skrajša morebitni čas obratovanja hladilne naprave, v katerem se oddaljeni srež obnovi. To pomeni večjo porabo energije za oddaljevanje, kar bistveno zmanjšuje celotno hladilno število.

Dejanska raba energije za oddaljevanje sreža je v bistvu še večja, ker pri oddaljevanju voda odteka pri nekaj višji temperaturi od $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (naša predpostavka).

Iz rezultatov analize lahko povzamemo, da ima zniževanje temperature hlajenja večkratni negativni učinek na rabo energije. Zato moramo biti

rator, see equation (19), we can see that the total coefficient of performance is lower by around 20% at the temperature of evaporation $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ and that this difference rises to more than 30% at $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, see Figure 5.

4 CONCLUSION

The purpose of the paper was to show what kind of effect the evaporating temperature has on the energy consumption of a refrigerating device. From a parametric analysis we can find the possibilities for reducing the energy consumption. An inevitable fact is the negative influence a drop in the evaporating temperature has on the coefficient of performance.

The conditions for frost formation on the evaporator depend on the evaporator geometrical shape and air parameters. We conducted a parametric analysis of the influence of frost on the energy consumption at an evaporating temperature under $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, because at this temperature the conditions are suitable for frost formation.

The results of the analysis show that at an evaporating temperature under $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ frost has only a minor influence on effective thermal conductivity, and as a result, on the evaporator's thermal power. On the other hand, at lower temperatures of evaporation ($-10\text{ }^{\circ}\text{C}$) the influence of frost is very strong, because after a certain time it greatly reduces the evaporator's thermal power. From Figures 1 and 2 it is clear that after a certain time frost could fill the space between the fins and the evaporator's thermal power would vanish.

This analysis has also established that lowering the evaporating temperature significantly reduces the time available for defrosting, which effectively reduces the total coefficient of performance.

The real energy consumption for defrosting is, in reality, even bigger, because in the process of defrosting, the water flows away at a slightly higher temperature than $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (our presumption).

On the basis of the results we can conclude, that lowering the refrigerating temperature has a negative effect on energy consumption. Because of this

pri izbiri temperature hlajenja zelo pazljivi in izbirajmo najvišjo mogočo, ki jo dopuščata tehnologija hlajenja in dimenzioniranje prenosnikov toplote.

we must be very careful in choosing the refrigerating temperature. We should choose the maximum possible temperature that is allowed by the refrigerating technology and the heat exchanger's dimensions.

5 OZNAKE VELIČIN

5 SYMBOLS USED

površina	A	m^2	surface
specifična toplota	c	J/kgK	thermal capacity
difuzijski koeficient	D	-	diffusion coefficient
entalpija	h	J/kg	enthalpy
masa	m	kg	mass
tlak	p	Pa	pressure
gostota toplotnega toka	$\dot{q}$	W/m ²	density of heat flow
toplotni tok	$\dot{Q}$	W	heat flow
plinska konstanta	R_v	J/kgK	gas constant
temperatura	T	K	temperature
temperatura	t	°C	temperature
hitrost	v	m/s	velocity
volumski tok	$\dot{V}$	m ³ /s	volume flow
delo	W	W	work
absolutna vlažnost	x	kg/kg	absolute humidity
debelina	δ	mm	thickness
toplotna prevodnost	λ	W/mK	thermal conductivity
učinkovitost	η	-	efficiency
difuzijska upornost	μ	-	diffusion resistance
gostota	ρ	kg/m ³	density

Indeksi

Index

zrak	a	air
kondenzacija	C	condensation
srež, rebro	f	frost, fin
notranji, vstop	i	inside, input
talilni	m	melt
zunanj, izstop	o	outside, output
vzporedno	p	parallel
uparjanje, uparjalnik	R	evaporation, evaporator
sublimacijski	s	sublimative
cev	t	tube
para	v	vapour
voda	w	water

6 LITERATURA

6 REFERENCES

- [1] Sand, J.R. at al. (1994) Investigation of design options for improving the energy efficiency of conventionally designed RFs ASHRAE paper no. 94-20-4.
- [2] Lotz, H. (1971) Wärme- und Stoffaustauschvorgänge in bereifenden Lamellenrippen-Luftkühlern im Zusammenhang mit deren Betriebsverhalten. *Kältetechnik-Klimatisierung*, vol. 23, no 1.
- [3] Gatchilov, T.S., V.S.Ivanova (1983) Finned air coolers at natural convection dimensioning method. *Proceedings of the XVth international congress of refrigeration*, Paris, 891-896.

- [4] Auracher, H. (1981) Effective thermal conductivity of frost. Seminar on Advancement in Heat Exchangers. *International Centre for Heat and Mass Transfer*; Dubrovnik.
- [5] Poredoš, A. (1990) Generalized model for extended surfaces heat exchangers calculating. *Faculty of Mechanical Engineering*, Ljubljana.

Naslov avtorjev: prof.dr. Alojz Poredoš
Dejan Žiher
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Authors' Address: Prof.dr. Alojz Poredoš
Dejan Žiher
Faculty of Mechanical Eng.
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 21.7.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Zvečanje učinkovitosti krovnega procesa z zvišanjem tlačnega nivoja uparjanja

Improvement of Topping-Cycle Efficiency with an Increase in Evaporation Pressure Level

Boštjan Cerkvenik - Alojz Poredoš - Felix Ziegler

Zahteve po klimatizaciji poslopij so iz leta v leto večje. Ponavadi se za pripravo hladu uporabljajo kompresorske hladilne naprave, za katere je značilna zgoščenost in ugodne cene. Sorpcijske hladilne naprave se uporabljajo samo v posebnih primerih in pokrivajo le manjši tržni delež na področju hlajenja.

V našem prispevku je predlagan tristopenjski kaskadni sorpcijski hladilni proces, sestavljen iz osnovnega absorpcijskega procesa z dvojnimi učinkom in delovnim parom $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ ter krovnega procesa, ki deluje z delovnim parom $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}$. Zaradi uporabe vode kot hladiva v krovnem procesu je tlačna raven uparjanja nizka, kar ima za posledico nezadostno intenzivnost faze sinteze glede na fazo razpada. Za rešitev sta predlagani dve spremembi krovnega procesa, pri katerih z dvigom tlačne ravni uparjanja pospešimo proces sinteze v reaktorju. Ugotovili smo, da lahko dosežemo hladilno število (H_S - COP, Coefficient of performance) do 1,6 kljub temu, da s spremenjenim krovnim procesom ne moremo več pridobivati hladu. Ta vrednost pomeni izboljšanje za približno 30 odstotkov glede na učinkovitost industrijskih $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ absorpcijskih hladilnih naprav na trgu.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: sorpcija, hlajenje, procesi kaskadni, procesi krovni, učinkovitost)

The demand for better air conditioning in buildings is increasing from year to year. Compression machines are normally used for cold-air production, due to their compactness and favourable price. Sorption machines are used in special cases only, covering small niches of the cooling market.

In our paper a three-stage cascading sorption cycle is proposed, consisting of a bottoming double-effect absorption cycle with a $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ working pair and a topping solid-gas cycle with $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}$ as the working pair. Because water is used as the refrigerant in the topping cycle the evaporation pressure level is low, what results in the insufficient intensity of the synthesis phase relative to the decomposition phase. As a solution, two modifications of the topping cycle are proposed in which the evaporation pressure level is increased to intensify the synthesis phase. It is shown that coefficient of performance (COP) values of 1.6 could be reached, despite the fact that the topping cycle is not used as a cooling cycle anymore. This COP value represents an improvement of about 30% compared to industrial double-effect $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ absorption chillers currently on the market.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: sorption, cooling, cascading cycles, topping cycles, efficiency)

0 UVOD

Komercialne, na trgu dostopne absorpcijske naprave z dvojnimi učinkom lahko dosežejo hladilno število (H_S) okoli 1,25. To pa dostikrat ni dovolj za konkurenčnost kompresorskim hladilnim napravam. Ob uporabi visokotemperaturne toplote, npr. zgorevanja plina, za pogon naprave lahko H_S absorpcijske hladilne naprave izboljšamo z dodajanjem dodatnih absorpcijskih stopenj. Kapljeviti delovni pari, ki se trenutno uporabljajo v absorpcijskih napravah, povzročajo pri

0 INTRODUCTION

Commercial double-stage absorption chillers can reach a cooling COP of about 1.25, which is often not high enough to compete with compression chillers. Using high-temperature driving heat, i.e. the combustion of gas, the COP of absorption chillers can be improved by multi-staging. But the currently used liquid working pairs tend to cause heavy corrosion of the construction materials at high temperatures. These corrosion problems can

visokih temperaturah močno korozijo vgrajenih materialov. Problemom s korozijo se lahko izognemo z uporabo sorpcijskih procesov s trdnimi sorbenti kot visokotemperaturnimi krovni procesi. S pojmom krovni proces je označen del kaskadnega sorpcijskega procesa, ki je postavljen nad osnovni del procesa glede na temperaturno raven delovanja. Za razliko od osnovnega dela naprave, ki je ponavadi absorpcijska hladilna naprava, so krovne naprave navadno enostopenjske, trdno - plin sorpcijske naprave ali v določenih primerih absorpcijske naprave z delovnimi pari, ki so bolj odporni proti koroziji.

Poleg teoretičnega dela o kaskadnih procesih ([1] in [2]) je bilo na področju sorpcijskih kaskadnih naprav opravljeno tudi eksperimentalno delo. Pri kaskadnih napravah se za pogon osnovne sorpcijske naprave uporabi vsaj del toplote, ki jo odvedemo krovni napravi. Prva kaskadna eksperimentalna naprava je bila dvostopenjska hladilna naprava [3]. Sestavljena je bila iz enostopenjske LiBr/H₂O hladilne naprave in adsorpcijske hladilne naprave z delovno dvojico zeolit/H₂O. Dosegala je HŠ okoli 1,2, kar se je v tistih časih štelo za veliko. V zadnjem času je bila v nemško-francoskem sodelovanju razvita in preskušena nova kaskadna naprava ([4] do [6]). V tem primeru je osnovna naprava LiBr/H₂O absorpcijska naprava z dvojnimi učinkom in kot krovna naprava hladilna naprava s trdnim sorbentom in delovno dvojico NiCl₂/NH₃. Uporaba amoniaka kot hladiva v krovnem procesu je bila ugodna, zato ker visok tlak uparjanja NH₃ zmanjša probleme prenosa toplote in snovi v sorpcijskem procesu s trdnim sorbentom.

V primeru uporabe vode kot hladiva v krovnem procesu postane problem nizkega tlaka v reaktorju pomembnejši pri omejevanju moči krovne procesa kakor v primeru amoniaka. Po drugi strani pa lahko v primeru, da uporabimo vodo v osnovnem in krovnem procesu, sistem deluje samo z enim skupnim uparjalnikom, kar pomeni zmanjšanje stroškov. Še več lahko dosežemo s pametno združitvijo med obema procesoma [7].

V tem prispevku nadaljujemo delo pri zelo učinkovitih kaskadnih procesih, z LiBr/H₂O absorpcijsko napravo z dvojnimi učinkom kot osnovno napravo in krovni procesom s trdnim sorbentom CaO/H₂O [8]. Prejšnje delo je bilo namenjeno kot izhodišče za vrednotenje možnosti uporabe kovinskih soli v kaskadnih sorpcijskih napravah. Da lahko uporabimo vodo v krovnem procesu s trdnim sorbentom, moramo fazo sinteze, ki poteka pri tlaku uparjanja hladiva, pospešiti. To lahko storimo z dvigom tlaka v reaktorju ali z dvigom celotnega uparjalnega tlačne ravni. V nadaljevanju želimo temeljiteje predstaviti dve rešitvi z dvigom tlačne ravni uparjanja, ki ju lahko v praksi izvedemo.

1 KASKADNI SORPCIJSKI PROCES Z VODO KOT HLADIVOM

V našem prejšnjem delu [8] smo predstavili tri mogoče LiBr/CaO/H₂O kaskadne sorpcijske

be avoided by the use of solid sorption cycles as the high-temperature topping cycles. With the topping cycle we refer to the part of the cascading sorption cycle which is set above the bottoming cycle in terms of operational temperature levels. In contrast to bottoming cycles, where absorption cycles are usually appropriate, topping cycles are usually single-stage solid-gas cycles, or in some cases, absorption cycles with corrosion-resistant working pairs.

In addition to the theoretical work on cascading cycles ([1] and [2]), experimental work in the field of sorption cascading cycles has also been undertaken. In such a cascade at least a part of the heat rejected from the topping cycle is used as driving heat for the bottoming sorption cycle. The first experimental two-stage cascading cycle [3] was a combination of a single-effect LiBr/H₂O chiller and a zeolite/H₂O adsorption cooling device. It had a COP of around 1.2, which was considered high at that time. In recent years a new cascading chiller has been developed and tested in a French/German co-operation ([4] to [6]). In this case a double-effect LiBr/H₂O chiller is the bottoming cycle with a NiCl₂/NH₃ solid sorption chiller working as the topping cycle. The use of ammonia as the refrigerant in the topping cycle was favourable, because the high evaporation pressure of NH₃ alleviates the problems with heat and mass transfer in the solid sorption cycle.

In the case of using water as the refrigerant in the topping cycle the problem of low pressure in the reactor becomes more significant in restricting the power of the topping cycle, as in case of ammonia. On the other hand, when water as the refrigerant is utilised in both, bottoming and topping stages, the whole system can operate with only one evaporator, which brings about a reduction in the initial costs. Moreover, there are other opportunities to increase performance by intelligent integration [7].

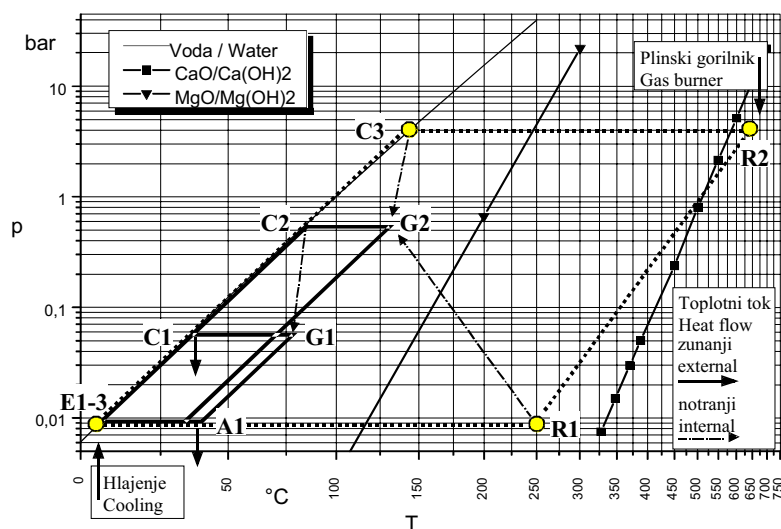
In this paper we continue our work on highly efficient cascading cycles with a bottoming LiBr/H₂O double-effect cycle and CaO/H₂O topping cycle [8]. Our previous study served as a starting point for the evaluation of possibilities for the application of metal salts in our cascading sorption cycles. To enable the application of topping cycles with water as the refrigerant its synthesis phase, which runs at the evaporation pressure, has to be intensified. This can be done with a rise in the reactor pressure or a rise in the whole evaporation pressure level. In the following we want to elaborate on two solutions involving a rise in the evaporation pressure level which can be practically realised.

1 CASCADING SORPTION CYCLE WITH WATER AS A REFRIGERANT

In our recent paper [8] three possible LiBr/CaO/H₂O cascading sorption cycles were presented.

proces. Hladilni proces je označen kot kaskadni proces, kadar poteka med obema deloma naprave samo notranji prenos toplote. Notranji prenos snovi je omejen na oba posamezna dela naprave. Kakor smo omenili, je naša kaskadna hladilna sorpcijska naprava sestavljena iz osnovne LiBr/H₂O absorpcijske naprave z dvojnimi učinkom (polna črta na sliki 1) ter krovnim procesom s trdnim sorbentom CaO/H₂O (črtkasta črta na sliki 1). Zaradi istega hladiva v obeh delih naprave (sl. 1) obstaja možnost združitve obeh uparjalnikov. Kljub temu bomo naš proces označevali kot kaskadni proces.

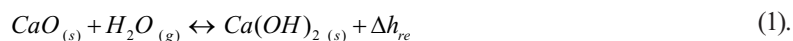
The cooling cycle is denoted as the cascading cycle in the case where there is only internal heat transfer between both parts of the cycle. The internal mass transfer is limited to separate parts of the cycle. As mentioned before, our cascading sorption cycle consists of a bottoming double-effect absorption LiBr/H₂O cycle (solid line in Fig.1) and a topping solid-gas CaO/H₂O reaction cycle (dashed line in Fig.1). Because the same refrigerant is used in both parts of the cycle, presented in (Fig.1), there is a possibility of integrating both evaporators. Nevertheless, we will denote our cycle as a cascading one.



Sl. 1. Tristopenjski LiBr/CaO/H₂O proces (E1,3 - uparjalnika, A1 - absorber, G1,2 - generatorja, C1,2,3 - kondenzatorji, R1,2 - reaktorja)

Fig. 1. Three-stage LiBr/CaO/H₂O cycle (E1,3 - evaporators, A1 - absorber, G1,2 - generators, C1,2,3 - condensers, R1,2 - reactors)

Proces na sliki 1 je sorpcijski, gnan s toploto zgorevanja plina. Pogonska toplota je dovedena v sistem pri visoki temperaturi 650 °C in se uporablja za razpad Ca(OH)₂ v reaktorju R2 po reakciji:



Pri reakciji sproščena vodna para kondenzira pri dovolj visoki temperaturi, da lahko toploto kondenzacije prenesemo v generator G2 osnovnega procesa. Podobno se zgodi v reaktorju R1, kjer poteka sinteza Ca(OH)₂ pri 250 °C. Toplota reakcije, ki se sprošča med fazo sinteze, se tudi prenese v G2 osnovnega procesa. Na strani hladiva se v uparjalniku, pri zadostnem tlaku za proizvodnjo hladu, uparja voda. Osnovni proces je standardni dvostopenjski absorpcijski proces z dvojnimi učinkom, pri katerem se toplota kondenzacije iz kondenzatorja C2 uporabi znotraj procesa za pogon generatorja G1.

HŠ tristopenjskega kaskadnega procesa (sl. 1) lahko določimo z metodo superpozicije [2]. Metoda da možnost določitve približka HŠ zapletenih

The cycle in Fig.1 is a gas-driven sorption cycle. Driving heat is brought into the system at high temperature of 650°C and is used to decompose the Ca(OH)₂ in reactor R2 following the reaction:

Water vapour released from the reactor condenses at a temperature high enough to transfer the heat of condensation into the generator G2 of the bottoming cycle. A similar situation occurs in reactor R1, where the synthesis of Ca(OH)₂ occurs at 250°C. The heat of reaction, which is released during the synthesis phase is also transferred to the G2 of the bottoming cycle. On the side of the refrigerant the water evaporates in the evaporator at a pressure low enough for cold production. The bottoming cycle is a standard two-stage double-effect absorption cycle, where the heat of condensation in condenser C2 is used internally to drive the generator G1.

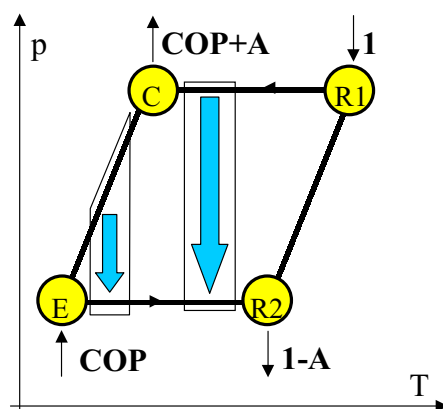
The COP of the three-stage cascading cycle (Fig.1) can be estimated with the superposition method [2]. It gives us the possibility to approximate

sorpcijskih naprav s superpozicijo učinkovitosti elementarnih enostopenjskih procesov ζ , ki so znani iz meritev ali izračunov. Učinkovitost enostopenjskih absorpcijskih procesov ζ je ponavadi okoli 0,75.

Na sliki 2 je prikazan elementarni enostopenjski absorpcijski proces. Štirje glavni prenosniki toplote, uparjalnik E, absorber A, generator G in kondenzator C so vrisani v diagram odvisnosti tlaka in temperature. Smeri toplotnih in masnih tokov so označene s puščicami. Če dovedemo enoto toplote generatorju G, proizvedemo ζ enot hladu v uparjalniku E. Toplota, ki jo iz procesa odvajamo v absorberju A in kondenzatorju C, znaša $1+\zeta$. Širšo razlago in analizo metode lahko najdemo v literaturi [2].

the COP of a complex sorption cycle by the superposition of elementary single-stage cycle efficiencies ζ , which are known from experiments or calculation. The efficiencies of single-stage absorption cycles (ζ) are usually around 0.75.

In Fig.2 an elementary single-stage absorption cycle is presented. The four main heat exchangers, evaporator E, absorber A, generator G and condenser C, are drawn in a pressure-temperature diagram. The heat flows and the refrigerant mass flow direction are denoted with arrows. If we supply one unit of heat to generator G, we produce ζ units of cold in evaporator E. Heat is rejected from the cycle in absorber A and condenser C and amounts to $1+\zeta$. Further explanation and analysis can be found in the reference [2].



Sl. 2. Shematski prikaz elementarne sorpcijske stopnje [2]

Fig. 2. Schematic representation of the elementary sorption stage [2]

Metodo superpozicije bomo predstavili na primeru kaskadnega procesa na sliki 1. Ena enota pogonske toplote je dovedena v sistem prek reaktorja R2 krovnege procesa. Posledično se pridobi ζ_{TC} hladu v uparjalniku E3. Toplota, odvedena iz krovnege procesa ($1+\zeta_{TC}$), se prenaša v osnovni proces. Tako je za pogon osnovnega procesa na voljo več ko ena enota toplote, kar lahko prispeva k večjemu HŠ kaskadne naprave.

Za določitev približka HŠ osnovnega procesa, moramo le-tega deliti v dve elementarni stopnji [2]. Zgornja stopnja osnovnega procesa je sestavljena iz uparjalnika E1, absorberja A1, generatorja G2 in kondenzatorja C2 ter spodnja iz uparjalnika E1, absorberja A1, generatorja G1 in kondenzatorja C1 (sl. 1). Zgornja stopnja pridobi ζ_2 hladu ob ($1+\zeta_{TC}$) dovedene toplote v generator G2. Kondenzacijska toplota zgornje stopnje ζ_2 se znotraj procesa prenaša v spodnjo stopnjo, kjer rabi kot pogonska toplota. S spodnjo stopnjo tako pridobimo $\zeta_1 \cdot \zeta_2$ hladu. Celotno hladilno toploto, ki jo pridobimo z osnovnim procesom kaskadne naprave ζ_{BC} , lahko ocenimo z naslednjo enačbo:

The superposition method will be presented on the cascading cycle in Fig.1. One unit of driving heat is brought into the system in reactor R2 of the topping cycle. As a result, ζ_{TC} of cold is produced in evaporator E3. The heat rejected from the topping cycle ($1+\zeta_{TC}$) is transferred into the bottoming cycle. Therefore, for driving the bottoming cycle, more than one unit of heat is available, which could bring a higher COP for the cascading cycle.

To approximate the COP of the bottoming cycle, it has to be divided into two elementary stages [2]. The upper stage of the bottoming cycle consists of evaporator E1, absorber A1, generator G2 and condenser C2 and the lower stage consists of evaporator E1, absorber A1, generator G1 and condenser C1 (Fig.1). The upper stage gains ζ_2 amount of cold, at the ($1+\zeta_{TC}$) brought to the generator G2. Further, the heat of condensation in the upper stage ζ_2 is transferred internally to the lower stage of the bottoming cycle. This heat serves as the driving heat for the lower stage, which produces $\zeta_1 \cdot \zeta_2$ of cold. Thus the cold produced with the bottoming cycle ζ_{BC} can be estimated with the equation:

$$\zeta_{BC} = (1 + \zeta_1) \cdot \zeta_2 \quad (2).$$

HŠ kaskadne sorpcijske naprave je seštevek celotne hladilne toplote, ki jo pridobimo v treh stopnjah kaskadne naprave (3):

$$COP_{CS} = \zeta_{TC} + (1 + \zeta_{TC}) \cdot \zeta_{BC} \quad (3).$$

Ocena učinkovitosti krovne procesa je bolj zapletena zaradi dejstva, da so tovrstni sistemi še v razvojni fazi. Z uporabo termodinamične analize procesa lahko določimo učinkovitost povračljivega sorpcijskega procesa z enojnim učinkom, podobno kakor je to storjeno v primeru absorpcijskega procesa [9]:

$$COP_{\max} = \frac{q_{ev}}{\Delta h_{re}} \quad (4).$$

Učinkovitost povračljivega procesa je določena kot razmerje med uparjalno in reakcijsko toploto ter je odvisna od lastnosti delovnega para, ki je uporabljen v krovnem procesu, npr. razdalje ravnotežne krivulje od krivulje nasičenosti hladiva (sl. 1) ter hladiva, uporabljenega v procesu.

Razlike v $COP_{\max}$ med različnimi delovnimi pari so predstavljene v preglednici 1. Nedvomno je, da sistemi z vodo kot hladivom dosegajo višje $COP_{\max}$ kakor sistemi z amoniakom. Kljub večji reakcijski toploti Δh_{re} kakor pri delovnih parih z amoniakom, dosegamo zaradi večje uparjalne toplote vode višje vrednosti $COP_{\max}$.

The COP of the cascading cycle is the total amount of cold which is produced in the three stages of the device:

The estimation of the efficiency of the topping cycle is more complex because they are still in the development phase. With a thermodynamic analysis of the cycle, a reversible efficiency for the single-effect device can be determined, similar to the absorption cycle [9]:

The efficiency of the reversible cycle is defined as the ratio of the heat of evaporation to the heat of reaction and it depends on the properties of the working pair used in the cycle, e.g. the distance of the equilibrium line from the refrigerant saturation line (Fig. 1) and the refrigerant used.

Differences in the $COP_{\max}$ between the working pairs are presented in Table 1. It is obvious that the systems with water as the refrigerant can reach higher $COP_{\max}$ values, than those with ammonia. Despite the higher heat of reaction (Δh_{re}) for ammonia working pairs, the higher heat of evaporation for water leads to the higher $COP_{\max}$ values.

Preglednica 1. Primerjava učinkovitosti povračljivega krovne procesa z različnimi delovnimi pari. Uparjalna toplota hladiv q_{ev} je bila vzeta pri 20°C.

Table 1. Comparison of the reversible efficiency of the topping cycle with different working pairs. Heat of evaporation q_{ev} for refrigerants at 20°C

Sol Salt	Hladivo Refrigerant	Δh_{re} (kJ/kg)	$COP_{\max}$ $COP_{\max}$
Mg(OH) ₂ / MgO	H ₂ O	4500	0,55
Ca(OH) ₂ / CaO	H ₂ O	6070	0,40
Sr(OH) ₂ / SrO	H ₂ O	6940	0,35
NiCl ₂ *(NH ₃) ₆ / NiCl ₂ *(NH ₃) ₂	NH ₃	3480	0,34
NiCl ₂ *(NH ₃) ₂ / NiCl ₂ *NH ₃	NH ₃	4680	0,25
NiCl ₂ *NH ₃ / NiCl ₂	NH ₃	5280	0,22

V našem prispevku se bomo omejili na procese s CaO in MgO solmi in z vodo. Za njih smo ugotovili, da so zaradi primerne delovne temperature območja najbolj primerni za uporabo v reakcijskih hladilnih procesih [8].

Za določitev mejnih učinkovitosti plinsko gnanih kaskadnih procesov moramo gledati prek porabe primarne energije. Primarna energija je v našem primeru energija, dovedena v sistem z zgorevanjem plina. V primeru plinskega sorpcijskega hlajenja je zelo pomembno, da vključimo učinkovitost zgorevanja plina v plinskem gorilniku, ko določamo učinkovitost plinsko gnanega procesa. Razmernik primarne energije (RPE - PER) upošteva izgube pri zgorevanju in je

In our paper we will focus on topping cycles with CaO and MgO as salts and water. They have been found to be the most interesting for use in reaction cooling cycles due to their operating temperature range [8].

To define the efficiency limits for a gas-driven cascading cycle we have to look at the consumption of primary energy. Primary energy is, in our case, energy brought into the system by the combustion of gas. In the case of gas-cooling sorption cycles it is very important to include the efficiency of the gas combustion in a gas burner for the gas-fired cycle performance. The primary energy ratio (PER) considers the losses due to gas consumption and it

določen kot poraba primarne energije za pridobivanje hladu [10]:

$$PER = \frac{Q_{gb}}{Q_{ev}} = \frac{1}{COP \cdot \eta_{gb}} \quad (5).$$

To omogoča primerjavo sorpcijskih hladilnih procesov s kompresorskimi na nivoju porabe primarne energije.

V našem primeru smo bolj zainteresirani za HŠ, ki je reducirano na porabo primarne energije kakor za standardno HŠ procesa. Zato moramo uvesti reducirano HŠ (RHŠ - $COP^{\#}$), ki ga izračunamo po enačbi (6):

$$COP^{\#} = \frac{1}{PER} \quad (6).$$

RHŠ predstavlja učinkovitost hladilnega procesa na enoto energije, dovedene v plinski gorilnik. V primeru idealnega zgorevanja plina $\eta_{gb}=1,0$ in učinkovitosti krovnega procesa $COP_{TC}=0,2$ do $0,4$, COP_{CS} kaskadnega procesa lahko doseže vrednosti do $2,0$. Z realističnimi učinkovitostmi plinskega gorilnika ($0,7$ do $0,9$) lahko dosežemo vrednosti $COP^{\#}$ prek $1,5$.

Učinkovitost plinskega gorilnika je v veliki meri odvisna od uporabe grelnika zraka za predgretje vstopnega zraka. V primeru brez predgrevanja zraka (polne črte na sliki 3) se RHŠ z višjimi temperaturami pogonske toplote T_{eg} izrazito zmanjša. S slike 3 je razvidno, da je uporaba krovnega procesa z višjimi temperaturami odveč. Celoten RHŠ je lahko pri višjih temperaturah v določenih primerih celo manjši od COP_{BC} osnovnega procesa (črtkasta črta na sliki 3). Pozitivni učinek je neizkoriščena toplota, ki zapišča reaktor R2 in jo lahko uporabimo v osnovnem procesu kot dodatno pogonsko toploto.

V primeru uporabe predgretja zraka [11] so vrednosti RHŠ blizu vrednosti učinkovitosti kaskadnega procesa COP_{CS} . Z učinkovitimi plinskimi

is defined as the consumption of primary energy for cold production [10]

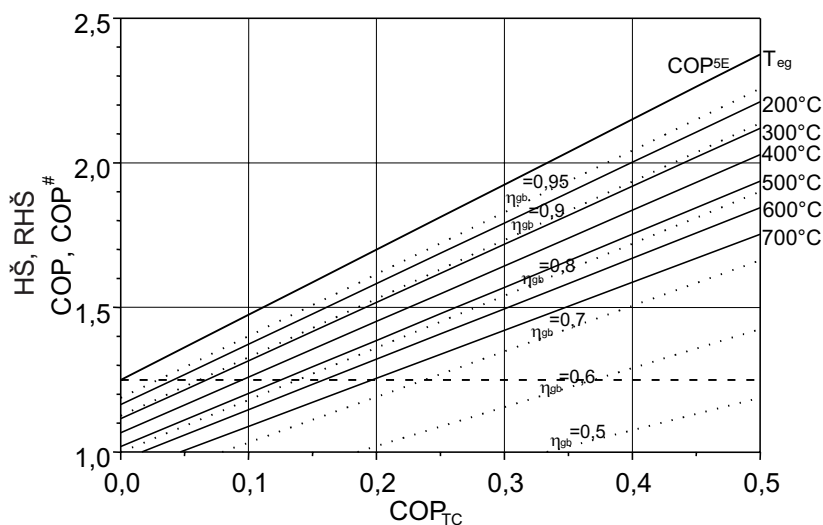
It makes it possible for as to compare the sorption cooling cycles with the compression cycle on a primary energy consumption level.

In our case we are more interested in the COP value reduced to the primary energy consumption than in the standard cycle COP. Therefore, the reduced $COP^{\#}$ has to be introduced, which is calculated as:

It represents the efficiency of the cooling cycle per unit of energy supplied to the gas burner. In the case of ideal gas burning $\eta_{gb}=1,0$ and $COP_{TC}=0,2$ to $0,4$, the COP_{CS} of the cascading cycle could reach values as high as $2,0$. With realistic burner efficiencies ($0,7$ to $0,9$), $COP^{\#}$ values over $1,5$ can be reached.

The burner efficiency depends to a great extent on whether a preheater is used for warming the inlet air. In the case of no air-preheating (solid lines in Fig.3) the $COP^{\#}$ reduces drastically with a higher driving heat temperature level T_{eg} . It can be seen in Fig.3 that the use of the topping cycle reduces with higher temperatures. At high temperatures the total $COP^{\#}$ could be, in some cases, as high as the COP_{BC} of the bottoming cycle (dashed line in Fig.3). A positive effect is the unused heat of the hot exhaust air leaving the reactor R2, which can be further used as additional driving heat in the bottoming cycle.

In the case where an air-preheater is used [11], values of the $COP^{\#}$ are close to the COP_{CS} of the cascading cycle. Gas burners with efficiencies of $0,9$ to $0,95$ (dotted lines in Fig.3) bring about a rise in the



Sl. 3. HŠ in reducirani RHŠ kaskadnih sorpcijskih procesov
Fig.3. COP and reduced $COP^{\#}$ for cascading sorption cycles

gorilniki $\eta_{\text{gb}}=0,9$ do 0,95 (pikčaste črte na sliki 3) vplivamo na dvig RHŠ celotnega kaskadnega procesa na vrednosti med 1,5 in 1,9.

Samo približek učinkovitosti kaskadnega procesa ni dovolj, kadar želimo narediti korak dlje k praktični izvedbi naprave. V prejšnjem prispevku [8] problema nezadostne reakcijske kinetike pri nizkem tlaku uparjanja vode nismo upoštevali.

Problem je bil že opazen pri analizi meritev na majhni sorpcijski napravi s trdnim sorbentom in delovnim parom $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}$ [12]. Meritve so bile izvedene v različnih tlačnih in temperaturnih razmerah v reaktorju. Pokazano je bilo, da je trajanje faze odvisno od razdalje od ravnotežne krivulje reakcije, ki poteka v napravi. Na sliki 1 je vidno, da se temperatura reakcije ne ujema z ravnotežno temperaturo pri tlaku v reaktorju. Za začetek reakcije je potrebna sprožilna energija, ki jo moramo dovesti oz. odvesti v ravnotežnem stanju. Sprožilno energijo si lahko predstavljamo kot majhno temperaturno razliko glede na ravnotežno stanje reakcije. Vsako nadaljnje povečanje temperaturne razlike pospeši reakcijo. Zaradi majhne intenzivnosti pri nizkih tlakih uparjanja je temperaturna razlika v reaktorju R1 večja kakor v reaktorju R2 (sl. 1). Kljub temu je največja mogoča temperaturna razlika premalo za krožno delovanje krovne procesa [12].

Notranje temperature v reaktorju R1 na sliki 1 morajo med fazo sinteze ostati razmeroma nespremenljive, zaradi prenosa reakcijske toplote v G2 osnovnega procesa. Za pospešitev faze sinteze lahko zato spremenimo le tlak uparjanja. Na drugi strani je med fazo razpada v reaktorju R2 tlak določen s temperaturo kondenzacije v kondenzatorju C3. Zato lahko fazo razpada pospešimo le z dvigom temperature pogonske toplote. V našem delu se bomo omejili le na fazo sinteze.

2 DVGUPARJALNE TLAČNE RAVNI

Hitrost reakcije sinteze lahko izboljšamo z dvigom:

- tlaka v reaktorju ali
- celotne uparjalne tlačne ravni.

Prvi način lahko izvedemo z uporabo mehanskega kompresorja, s katerim stisnemo vodno paro v reaktor. Podobno je bilo že raziskano pri absorpcijskih procesih, pri katerih dvig tlaka v absorberju povzroči padec temperaturne ravni pogonske toplote ([13] do [15]). Zaradi preobširnosti tega načina dviga tlačne ravni v nadaljevanju ne bomo obravnavali.

Drugi način je, zaradi preprostosti potrebnih sprememb na začetnem procesu (sl. 1), zanimivejši. Z dvigom tlačne ravni uparjanja krovne procesa pospešimo reakcijski proces v reaktorju R1. Ker je

COP[#] of the total cascading system to between 1.5 and 1.9.

Only an estimation of the cascading cycle efficiency is not enough, when we want to go one step further to the practical realisation of a device. In the earlier paper [8], the problem of insufficient reaction kinetics at the low evaporation pressure of water was not considered.

The problem was already observed in the analysis of measurements on a small-scale solid-gas reaction device with $\text{CaO}/\text{H}_2\text{O}$ as the working pair [12]. Measurements were performed under different pressure and temperature conditions in the reactor. It was shown that the duration of the phase depends on the distance from the reaction equilibrium line. This fact is also included in our study. It can be seen from Fig.1 that the reaction temperature does not coincide with the equilibrium temperature at pressure in the reactor. To start the reaction an activation energy is needed which has to be brought or rejected at the equilibrium state. The activation energy can be presented with a small temperature difference with respect to the reaction equilibrium state. Any additional increase in temperature difference intensifies the reaction. Due to the low intensity at low evaporation pressures the temperature difference in reactor R1 is bigger than in R2 (Fig.1). Still, the temperature difference is not enough for the cyclic operation of the topping cycle [12].

For our cycle in Fig.1 internal temperatures have to be sufficiently constant during the synthesis phase, because the heat of reaction is transferred to the G2 of the bottoming cycle. Therefore, only pressure can be changed to speed up the synthesis reaction. On the other hand, the pressure during the decomposition phase is fixed with the condensation temperature in condenser C3, so that the decomposition can be intensified with an increase in the temperature level of the driving energy. In our work we will focus only on the synthesis phase.

2 INCREASE IN THE EVAPORATION PRESSURE LEVEL

An improvement of the synthesis reaction rate can result from an increase in:

- the pressure in the reactor only,
- the whole evaporation pressure level.

The pressure in the reactor can be increased with the inclusion of a mechanical compressor to compress the water vapour into the reactor. A similar situation has already been studied in absorption cycles, where an increase in the absorber pressure causes a decrease in the driving heat temperature level ([13] to [15]). This method is beyond the scope of our work and will not be discussed further.

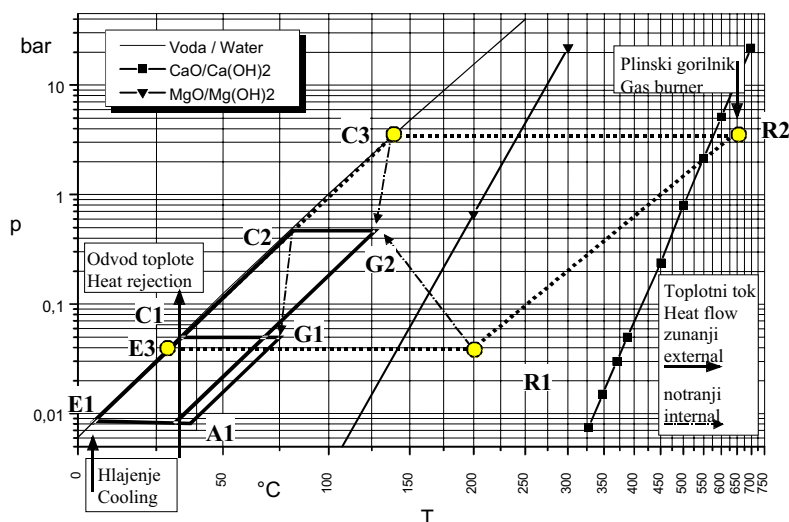
The increase in the evaporation pressure level is more interesting because of the simplicity of the changes which have to be made to the basic cycle presented in Fig.1. With an increase in the evaporation

tlačna raven višja, krovni proces ne pridobiva več hladu. V tem primeru je krovni proces namenjen kot prenosnik toplote za osnovni del kaskadnega procesa. Da je dvig tlačnega nivoja mogoče izvesti, potrebujemo dodaten vir toplote za uparjalnik krovnega procesa. V našem primeru bomo obravnavali dva vira toplote znotraj procesa, toploto kondenzacije iz kondenzatorja C1 in podobno iz C2. Drugih možnosti, na primer dodaten zunanji vir toplote ali proces zgorevanja plina brez predgrelnika zraka, ne bomo obravnavali.

2.1 Primer 1 – Uparjanje na tlačnem nivoju C1

Analiza meritev [12] je pokazala, da je pri 30 mbar in 200 °C dolžina faze sinteze primerljiva z dolžino faze razpada Ca(OH)_2 . Če torej povišamo tlak na isto tlačno raven kakor v kondenzatorju osnovnega procesa C1, lahko toploto, odvedeno iz C1 in A1, delno uporabimo v uparjalniku krovnega procesa E3 (sl. 4). Ker krovni proces v tej postavitvi ne more pridobivati hladu, predstavlja COP_{TC} razmerje med dovedeno toploto v uparjalnik E3 in pogonsko toploto. COP_{CS} kaskadnega procesa lahko določimo z naslednjo enačbo:

$$\text{COP}_{\text{CS},1} = (1 + \zeta_{\text{TC}}) \cdot \zeta_{\text{BC}} \quad (7).$$



Sl. 4. Kaskadni sorpcijski hladilni proces – Primer 1: (polna črta – osnovni proces, črtkasta – krovni proces)
Fig.4. Cascading sorption cooling cycle – Case 1. (solid line – bottoming cycle, dashed line – topping cycle)

2.2 Primer 2 – Uparjanje na tlačni ravni C2

Če uparjalno tlačno raven dvignemo še višje na tlačno raven kondenzacije v C2, lahko za uparjalnik krovnega procesa E3 uporabimo kondenzacijsko toploto C2 (sl. 5). Zaradi dejstva, da toploto kondenzacije že uporabljamo za pogon generatorja G1, njena delitev na G1 in E3 povzroči znižanje COP_{CS} . Za določitev COP_{CS} moramo uporabiti metodo superpozicije, tako za zgornjo kakor tudi za spodnjo stopnjo osnovnega procesa.

pressure level of the topping cycle, the reaction in reactor R1 is intensified. Because the pressure level is higher the topping cycle does not produce cold anymore, it serves as a heat transformer for the bottoming cycle only. To make the increase in pressure possible we need an additional heat source for the topping cycle evaporator. In our case we will discuss the two internal heat sources, the heat of condensation from condensers C1 and C2. Other possibilities, e.g. additional external heat sources or the gas-burning process without air-preheater, will be excluded from the discussion.

2.1 Case 1 – Evaporation at C1 pressure level

An analysis of the measurements showed that the length of the synthesis phase at 30 mbar and 200°C is comparable with the length of the Ca(OH)_2 decomposition phase [12]. Therefore, if the pressure is increased to the same level as it is in the C1 condenser of the bottoming cycle, heat rejected from C1 and A1 could be partly used in the topping cycle evaporator E3 (Fig.4). Because the topping cycle cannot produce cold in this case, COP_{TC} represents the heat ratio between the heat evaporator E3 and the driving heat. The COP_{CS} of the cascading cycle can easily be estimated as follows:

2.2 Case 2 – Evaporation at C2 pressure level

If the evaporation pressure level is further increased to the condensation pressure level of C2, the heat of condensation can be transferred to the evaporator E3 (Fig.5). Because this heat is already used to drive the generator G1, its division between the E3 and G1 brings about to a lower COP_{CS} . To determine the COP_{CS} we have to use the superposition method for both upper and lower stages in the bottoming cycle.

Prispevek zgornje stopnje 2 h COP_{BC} osnovnega procesa je zmnožek pogonske toplote za generator G2 in učinkovitosti zgornje stopnje $(1 + \zeta_{TC}) \cdot \zeta_2$.

Podobno lahko storimo za spodnjo stopnjo osnovnega procesa. Pogonska toplota za generator G2 je zmanjšana za del toplote, ki je prenesena v uparjalnik E3 krovnega procesa ζ_{TC} . COP_{CS} kaskadnega procesa zato zapišemo z enačbo:

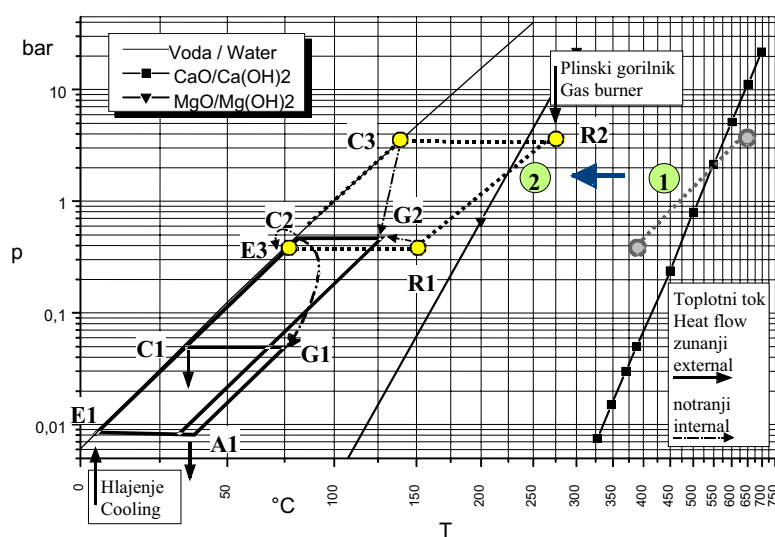
$$COP_{CS,2} = (1 + \zeta_{TC}) \cdot \zeta_2 + ((1 + \zeta_{TC}) \cdot \zeta_2 - \zeta_{TC}) \cdot \zeta_1 \quad (8).$$

Pozitiven vpliv je viden na sliki 5. Z dvigom tlaka na tlačno raven C2 je omogočeno, da namesto CaO uporabimo MgO kot delovno snov krovnega procesa. V tem primeru delujeta oba reaktorja blizu ravnotežne krivulje reakcije MgO/H_2O (točka 2 na sliki 5). Velika prednost pred procesom CaO/H_2O je ta, da je temperaturna raven pogonske toplote opazno nižja ($300^\circ C$). Zaradi tega je tudi učinkovitost gorilnika večja. Dodatno lahko v primeru MgO v krovnem procesu, zaradi manjše reakcijske toplote MgO/H_2O kot v primeru CaO/H_2O (preglednica 1), dosegamo večja HŠ.

The contribution of the upper stage 2 to the COP_{BC} of the bottoming cycle is a product of driving the heat for the generator G2 and the efficiency of the upper stage $(1 + \zeta_{TC}) \cdot \zeta_2$.

The same can be done for the lower stage in the bottoming cycle. Driving heat for generator G1 is decreased by the part of the heat used in evaporator E3 of the topping cycle ζ_{TC} . Therefore, the COP_{CS} of the cascading cycle can be written as:

The positive effect is shown in Fig.5, with the increase in pressure to the C2 pressure level there is the possibility of using the MgO salt instead of CaO in the reaction with water. In this case both reactors would operate near the equilibrium line for the MgO/H_2O reaction (Position 2 in Fig.5). The major advantage over the CaO/H_2O cycle is that the driving temperature level is noticeable lower ($300^\circ C$) which also brings about a higher burner efficiency. Further more, by using MgO in the topping cycle a higher COP can be obtained because of the lower heat of reaction than in the case of CaO (Table 1).



Sl. 5. Kaskadni sorpcijski hladilni proces – Primer 2: točka 1 - CaO/H_2O kot delovni par; točka 2 - MgO/H_2O kot delovni par (polna črta – osnovni proces, črtkasta črta – krovní proces)

Fig.5. Cascading sorption cooling cycle – Case 2. Positions: 1. CaO/H_2O working pair; 2. MgO/H_2O working pair: (solid line – bottoming cycle, dashed line – topping cycle)

3 PRIMERJAVA REZULTATOV

Rezultati učinkovitosti obeh primerov, ki smo ju obravnavali zgoraj, so predstavljeni na sliki 6. Kot izhodišče je vključena tudi učinkovitost začetnega kaskadnega procesa s slike 1. Primerjava je narejena za učinkovitosti krovnega procesa $COP_{TC}=0,35$.

Vidimo lahko, da se ocenjena vrednost učinkovitosti v primeru 1 zniža z 2,0 na 1,7 v primerjavi z izhodiščnim procesom na sliki 1. V primeru 2 je mogoče doseči učinkovitosti okoli 1,4. Vrednosti RHS (pikčaste

3 COMPARISON OF THE RESULTS

The values of the efficiencies for both cases discussed above are presented in Fig.6. As a starting point the efficiency of the basic cycle COP_{CS} (Fig.1) is included also. The comparison will be made for the efficiency of the topping cycle $COP_{TC}=0.35$.

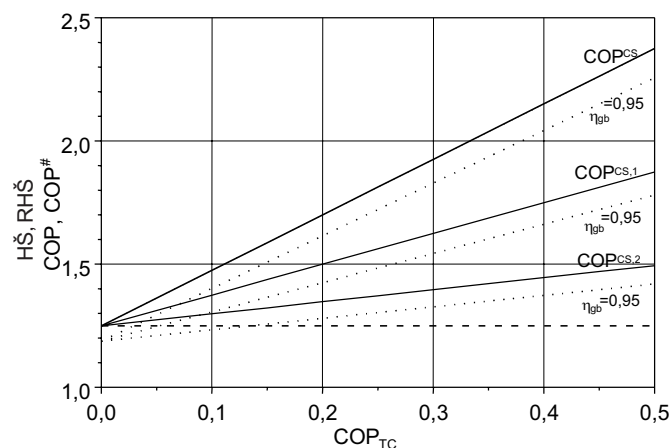
It can be seen that the estimated efficiency in Case 1 lowers from an ideal 2.0 to 1.7. In Case 2 it is possible to reach an efficiency of about 1.4. Values of the reduced $COP^{\#}$ (dotted lines in Fig.6) are a little bit

črte na sliki 6) so malo nižje, zaradi upoštevanja učinkovitosti plinskega gorilnika $\eta_{gb}=0,95$.

Pri manjših učinkovitostih krovnega procesa so ocenjene vrednosti COP_{CS} blizu vrednostnim COP_{BC} (črtkasta črta na sliki 6) osnovnega procesa. Zato je uporaba krovnega procesa pri nizkih COP_{TC} tako s praktičnega kakor tudi gospodarnega vidika že vprašljiva.

lower due to the consideration of the burner efficiency $\eta_{gb}=0.95$.

At lower efficiencies of the topping cycle the estimated COP_{CS} values are close to the COP_{BC} (dashed line in Fig.6) of the bottoming cycle. Therefore, the application of the topping cycle at lower COP_{TC} is already questionable from both the practical and economic point of view.



Sl. 6. Primerjava ocenjenih vrednosti $H\dot{S}$ in $R\dot{H}\dot{S}$ za različne izvedbe kaskadnih procesov
Fig.6. Comparison of estimated COP and $COP^\#$ values for different cases of the cascading cycle

4SKLEP

Iz rezultatov meritev [12] je bilo povzeto, da moramo za uporabo CaO v krovnem delu kaskadnega sorpcijskega procesa [8] upoštevati še eno dodatno omejitev. Zaradi nizkega tlaka uparjanja v krovnem procesu je faza sinteze opazno počasnejša od faze razpada in tako preprečuje stabilno in optimalno dinamiko procesa. Rezultat je nižji COP_{TC} krovnega procesa in posredno tudi COP_{CS} kaskadnega procesa. Za rešitev problema počasne faze sinteze smo predstavili dve spremembi procesa, pri katerem smo dvignili tlak uparjanja krovnega procesa na različna tlačna nivoja, odvisna od razmer v osnovnem procesu.

Iz rezultatov na sliki 6 je razvidno, da lahko s spremembo krovnega procesa kakor v primeru 1 dosežemo 10 do 30 odstotno povečanje učinkovitosti v primerjavi z industrijsko absorpcijsko napravo z dvojnimi učinkom. Slabše je v primeru 2, zaradi delitve toplote kondenzacije iz C2 med uparjalnik E3 in generator G1. Termodinamično je primerno graditi krovno napravo kakršna je predstavljena v primeru 2, ker lahko dosežemo do 10% večje učinkovitosti kakor v primeru standardne absorpcijske naprave. Z gospodarnega vidika pa je dvig učinkovitosti premajhen za dejansko izvedbo kaskadne naprave.

Dejansko je dodatek krovnega procesa standardni absorpcijski napravi upravičen v primeru 1, vendar le pod pogojem zadostne učinkovitosti

4CONCLUSION

It can be concluded from the experimental results [12] that in order to use CaO in the topping cycle of a cascading sorption cycle [8] an additional limitation has to be considered. Due to the low evaporation pressure in the topping cycle the synthesis phase is noticeably slower than the decomposition phase and this prevents stable and optimum process dynamics. As a result, the COP_{TC} of the topping cycle is lowered and, as a consequence of this, also the COP_{CS} of the cascading cycle. To solve the problem of a slow synthesis phase, two modifications were presented which increase the evaporation pressure of the topping cycle to different levels dependent on the conditions in the bottoming cycle.

It can be seen from the results in Fig.6 that with the modification of the topping cycle as described in Case 1, efficiencies of about 10-30% higher than those of the industrial double-effect absorption machines can be reached. The values are not as good for Case 2 due to the division of the heat of condensation in C2 to the evaporator E3 and generator G1. Thermodynamically, it does make sense to build the topping machine as described in Case 2, because up to 10% higher efficiencies than for standard absorption machines can be attained. But from the economic point of view the rise in efficiency is too small for the actual construction of the cascading device.

Therefore, to add a topping cycle to the standard absorption device is justified in Case 1, but

krovnega procesa. Učinkovitost krovnega procesa je trenutno majhna v primerjavi s povračljivim procesom (pregl. 1), tako da bo treba še veliko storiti na področju dinamike toplotnih reakcijskih procesov in notranjega prenosa toplote.

Ocena učinkovitosti ni dovolj za potrditev primernosti krovnega procesa s solmi kovinskih oksidov za aplikacijo v kaskadnih procesih. Zaradi specifičnih lastnosti delovnih parov mora biti vsaka reakcija testirana s preskusi, da se določijo različne lastnosti reakcije, na primer kinetika, stabilnost, ponovljivost ipd.

only for the condition of sufficient topping cycle efficiency. The efficiency of the topping cycle is low in comparison with the reversible cycle (Table 1) so that a lot still has to be done, especially in the field of reaction cycle dynamics and internal heat transfer.

The estimation of the efficiency is not enough if we want to verify the suitability of the topping cycle with metal-oxide salts for application in a cascading cycle. Due to the specific properties of the working pair each reaction has to be experimentally tested to measure different characteristics of the reaction, e.g. kinetics, stability, repeatability, etc.

5 OZNAČBE 5 NOMENCLATURE

hladilno število	HŠ-COP	-	coefficient of performance
reducirano hladilno število	RHŠ-COP [#]	-	reduced coefficient of performance
specifična toplota	q	J/kg	specific heat
toplota	Q	J	heat
tlak	p	bar	pressure
razmernik primarne energije	PER	-	primary energy rate
temperatura	T	°C	temperature
specifična entalpija	h	J/kg	specific enthalpy
učinkovitost	η	-	efficiency
HŠ elementarne, enojne sorpcijske stopnje	ζ	-	COP of elementary, single sorption stage
razlika	Δ		difference
Podpisi			
spodnja in zgornja stopnja procesa z dvojnimi učinkom	1,2		lower and upper stage of double-effect cycle
osnovni, krovn in kaskadni proces	BC, TC, CS		bottoming cycle, topping cycle and cascading cycle
izpušni plini	eg		exhaust gases
uparjanje	ev		evaporation
plinski gorilnik	gb		gas burner
največji	max		maximum
Subscripts			

6 LITERATURA 6 REFERENCES

- [1] Alefeld, G. (1982) Regeln für den Entwurf von mehrstufigen Absorptionswärmepumpen. *Brennstoff-Wärme-Kraft*, Vol. 34, No. 2, 64-73.
- [2] Ziegler, F., Kahn, R., Summerer, F., and G. Alefeld (1993) Multi-effect absorption chillers. *International Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No. 5, 301-311.
- [3] Ziegler, F., Brandl, F., Völkl, J., and G. Alefeld (1985) A cascading two-stage sorption chiller system Consisting of a water-zeolite high-temperature stage and a water-LiBr low-temperature stage. *Proceedings, Absorption Heat Pumps Congress*, Paris, 231-238.
- [4] Berlitz, T., Lemke, N., Satzger, P., and F. Ziegler (1996) Absorption chiller with integrated cold storage. *Proceedings, International Ab-sorption Heat Pump Conference, Montreal*, Vol. 1, 187-192.
- [5] Spinner, B., Stitou, D., and P.G. Grini (1996) Cascading sorption machines: new concepts for the power control of solid-gas thermochemical systems. *Proceedings, International Ab-sorption Heat Pump Conference, Montreal*, 531-538.
- [6] Stitou, D., Mazet, N. and B. Spinner (1999) Experiments on a direct gas fired thermochemical pilot: continuous and simultaneous production of cold and heat at high temperature level. *Proceedings, International Ab-sorption Heat Pump Conference, Munich*, 639.

- [7] Ziegler, F., Feuerecker, G., and G. Alefeld (1993) Evaluation of complex energy conversion systems by advanced thermodynamic analysis. *Proceedings, International Energy Systems and Ecology Conference*, Cracow, 449-456.
- [8] Cerkvnik, B., Satzger, P., Ziegler, F. and A. Poredoš (1999) High efficient cycles using CaO/H₂O and LiBr/H₂O for gas cooling. *Proceedings, 6th Renewable and Advanced Energy Systems for the 21st Century Conference*, Maui, Hawaii.
- [9] Ziegler, F. (1997) Sorptionswärmepumpen. *Habilitationsschrift*, DKV.
- [10] Demmel, S. (1995) Analyse von Systemen zur Versorgung mit Strom, Wärme und Kälte", *PhD Thesis*, München.
- [11] Satzger, P., Berlitz, T., Ziegler, F., Stitou, D., and B. Spinner (1996) Improvement of energy efficiency of cascading sorption machines. *Proceedings, International Ab-sorption Heat Pump Conference*, Montreal, 121-128.
- [12] Cerkvnik, B. (1998) Research on heat compressor for cooling, *M.Sc. Thesis, University of Ljubljana, Faculty of Mechanical Engineering*, Ljubljana.
- [13] Berlitz, T., Cerkvnik, B., Hellmann, H.M., and F. Ziegler (1999) A basis for the energetic assessment of hybrid compression sorption cycles. *Proceedings, International Ab-sorption Heat Pump Conference*, Munich, 471.
- [14] Kim, J.S. and H. Lee (1999) Cycle simulation of the low-temperature tripple-effect absorption chiller with vapor compression unit. *Proceedings, 6th Renewable and advanced energy systems for the 21st century conference*, Maui, Hawaii.
- [15] Berlitz, T., Cerkvnik, B., H.-M. Hellmann and F. Zieger (2001) The impact of work input to sorption cycles, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 24, No. 1, pp. 88-99

Naslova avtorjev: mag. Boštjan Cerkvnik
prof.dr. Alojz Poredoš
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Felix Ziegler
ZAE Bayern
Walther-Meissner-Str.6
85748 Garching, Nemčija

Authors' Addresses: Mag. Boštjan Cerkvnik
Prof.Dr. Alojz Poredoš
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Felix Ziegler
ZAE Bayern
Walther-Meissner-Str.6
85748 Garching
Germany

Prejeto: 21.7.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Termodinamična analiza procesov z bogato nasičenimi raztopinami voda-amoniak v absorpcijskih toplotnih napravah

A Thermodynamic Analysis of the Strong-Solution-Saturation Process in Water-Ammonia Absorption Thermotransformers

Tatjana Morosuk

Rektifikacijski proces pri absorpcijskih toplotnih napravah voda – amoniak je energijsko in snovno potraten. Cilj raziskave je vodenje rektifikacijskega procesa na način, ki zagotavlja zmanjšanje porabe energije.

Povečanje področja razplinjanja v toplotnem kompresorju je eden od načinov, kako doseči zgoraj navedeni cilj. To ima za posledico povečevanje koncentracije bogate raztopine. Del bogato nasičene raztopine je izpostavljen dodatnemu nasičenju. Ta del teče v deflegmator skozi raztopinski prenosnik toplote. Proces nasičenja poteka v dodatnem absorberju ali v inverznem rektifikatorju. Z dodatno nasičeno bogato raztopino močno intenziviramo proces rektifikacije v deflegmatorju.

V prispevku je avtorica raziskovala procese nasičenja v pomenu termodinamične analize procesov na temelju različnih procesov dodatnega nasičenja raztopine. S to metodo je logično razvrstila področje uporabe dodatnega absorberja in inverznega rektifikatorja. Poleg tega je shematično prikazala idejne rešitve toplotnega kompresorja, ki so odvisne od možnosti enega ali več hladilnih sredstev. To dovoljuje široko uporabo zraka kot hladilnega sredstva.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: pretvorniki toplotni, raztopine voda – amoniak, rektifikacija, absorpcija)

The rectification process in water-ammonia absorption thermotransformers is both energy and material consuming. The aim of this research is to conduct the rectification process with reduced energy consumption.

Expansion of the thermochemical compressor's degazation zone is one way in which we can achieve lower energy consumption; but the process requires an increase in the strong-solution concentration. A part of the strong solution is exposed to full saturation, and this part goes into the dephlegmator, beyond the solution heat exchanger. The process of saturation occurs in an additional absorber or inverse rectifier. The use of a fully saturated strong solution greatly enhances the rectification process in the dephlegmator.

The processes of saturation were investigated by thermodynamic analyses of the cycles and schemes. This method arranged the rational fields so as to be able to use the additional absorber or inverse rectifier. In addition, it is shown that the schematic solutions of the thermochemical compressor depend on the presence of one or several cooling media. This means we can use air as a cooling medium.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: thermotransformer, water-ammonia, rectification, absorption)

0 UVOD

V sedanjem času je prehod k naravnim delovnim snovem življenjska resničnost. Zato so absorpcijske hladilne naprave vedno pogostejše predlagane za uporabo kot toplotne črpalke različnih zmogljivosti in temperaturnih ravni. Zasnova optimalnih delovnih razmer pri procesih in oblik konstrukcij naprav za izvedbo teh procesov pridobiva vedno bolj na veljavi.

0 INTRODUCTION

The transition to natural working fluids is a reality. As a result, absorption machines are increasingly being used as heat pumps of various capacities and with various temperature levels. Consequently, the definition of the optimum conditions for the processes and the construction of equipment corresponding to these processes has become important.

Konstrukcija novih generacij absorpcijskih naprav voda – amoniak temelji na povečanju delovnega področja in posebno na izvedbi inverznega rektifikacijskega postopka ([1]) ter na uporabi zraka kot hladilnega sredstva.

Eden od osnovnih parametrov postopka v absorpcijskih toplotnih pretvornikih je obtočno razmerje f . Glede na sliko 1 ga lahko zapišemo:

$$f = \frac{\xi_D - \xi_A}{\xi_R - \xi_A} \quad (1),$$

kjer imenoalec pomeni razliko koncentracij v absorpcijski hladilni napravi:

$$\Delta\xi = \xi_R - \xi_A \quad (2).$$

Koncentracija hlada na vstopu v kondenzator absorpcijskega toplotnega pretvornika dosega vrednosti $\xi_D = 0,995$ do 1,000 ter tako v osnovi ne vpliva na f . Koncentracija revne raztopine ξ_A je določena s temperaturo toplotnega vira in je torej konstantna za določen temperaturni režim (T_{heat} je podana). Koncentracija bogate raztopine ξ_R se lahko spreminja v širokem področju, odvisno od izbrane sheme. Primerno je torej analizirati samo področje razplinjanja $\Delta\xi$.

Povečanje področja razplinjanja v absorpcijski napravi pomeni povečanje koncentracije bogate raztopine ξ_R . Znano je, da je zračno hlajenje naprav manj učinkovito kot vodno, zato je pomen ξ_R toliko večji. Torej je nujno, da zagotovimo možnost umetne širitve delovnega področja v absorpcijskih napravah, kjer uporabljamo zračno hlajenje.

Rektifikacija je eden od temeljnih procesov v absorpcijskih toplotnih pretvornikih z delovno dvojico voda – amoniak. Popolnost obratovanja ter učinkovitost naprave je odvisna od izbire rektifikacijskega sistema.

Altenkirch [2] je predlagal hlajenje deflegmatorja z delom nasičene bogate raztopine, ki je dovedena neposredno iz absorberja. V tem primeru sta deflegmator in rektifikator združena v eno napravo. Posredno se poveča učinkovitost raztopinskega prenosnika toplote.

Legi točke 3 kot hladne točke in točke 1 kot točke nasičene kapljavine (sl. 1 do 4) sta optimalni stanji raztopine prenosnika toplote.

Blier [3] je nadaljeval Altenkirchovo zamisel in je tudi predlagal uporabo dela bogate raztopine za hlajenje deflegmatorja, s tem da to raztopino prej dodatno nasitimo s paro iz ločevalnika. Dokazal je, da se optimalni delovni režim rektifikatorja prikazuje z razmerjem kroženja nasičene bogate raztopine v rektifikatorju ϕ , ki je razmerje količin raztopine stanja 10 in dobljene čiste pare, ki teče v kondenzator stanja 5. Primer $\phi=1$ se nanaša na $q_D = \Delta h$ (sl. 2 do 4).

The creation of a new generation of water-ammonia absorption machines is based on the expansion of the degazation zone and, in particular, on the realization of the inverse rectification processes ([1]) and the use of air as a cooling medium.

One of the basic characteristics of the thermodynamic cycle of absorption thermotransformers is the solution-circulation ratio:

where the denominator represents difference of concentrations in a degazation zone:

The concentration of refrigerant on the inlet of the condenser of the absorption thermotransformer reaches $\xi_D = 0.995$ to 1.000, and therefore it does not have an influence on f . The concentration of the weak solution, ξ_A , is determined by the temperature of the heat source, as a result, it is constant for a certain temperature range (T_{heat} is given). The concentration of the strong solution, ξ_R , can change over a wide range, depending on the chosen scheme. Thus, it is only necessary to analyze the degazation zone, $\Delta\xi$.

The expansion of the degazation zone is the increase in the concentration of the strong solution, ξ_R . It is known that the air cooling of devices is less effective than water cooling, and therefore the value of ξ_R is more important. So it is necessary to provide ways for the artificial expansion of the degazation zone in the absorption machines which use air as the cooling medium.

Rectification is one of the basic processes of absorption water-ammonia thermotransformers, and the efficiency of the operation and the effectiveness of the machine depends on the choice of the rectification system.

Altenkirch [2] proposed cooling the dephlegmator with the part of the strong solution that is supplied directly from the absorber. In this case the dephlegmator and rectifier are joined in a single unit. At the same time, the efficiency of the solution heat exchanger is raised.

The positions of point 3, for the cold liquid, and point 1, for the saturated liquid, (in Figs. 1 to 4) are in the optimum range for a solution regeneration heat exchanger.

Blier [3] continued Altenkirch's idea and proposed that the part of the strong solution used for cooling the dephlegmator be additionally saturated with the vapor from the separator. He proved that the optimum working range of the rectifier consists of the circulation ratio of the strong solution in the rectifier ϕ (where ϕ is the ratio of the quantities of the solution (10 in Figure 1) and the obtained cleared vapor going into the condenser (5 in Figure 1)). The case of $\phi=1$ corresponds to $q_D = \Delta h$ (Figs. 2 to 4).

Povezava procesa rektifikacije in deflegmacije ob dodatnem nasičenju bogate raztopine izhaja iz avtorjevih prejšnjih del [4] in [5].

1 NASIČENJE V DODATNEM ABSORBERJU

1.1 Prvi primer (Slika 1)

Nasičenje bogate raztopine v dodatnem absorberju se lahko izvede, če je ne hladimo v osnovnem absorberju. V tem primeru je tlak nasičene raztopine višji od tlaka v osnovnem absorberju ($p_s \equiv p_A'$, kjer je $p_A' > p_A$).

Če izvedemo nasičenje bogate raztopine v dodatnem absorberju, lahko zapišemo toplotno bilanco i tega absorberja po enačbi:

$$q_{Ai} = (f - 1)(h_{Ai} - h_{Ri}) + x_i(h_D - h_{Ri}) \quad (3),$$

kjer so:

x_i – največji delež pare hladiva, ki se lahko absorbira v i -tem absorberju,

h_{Ai} – entalpija revne raztopine na vstopu v i -ti absorber,

h_{Ri} – entalpija bogate raztopine na izstopu iz i -tega absorberja,

h_D – entalpija pare hladiva na vstopu v i -ti absorber, ki prihaja iz uparjalnika ali i -tega separatorja.

Para hladiva, nastala v uparjalniku, se absorbira v osnovnem absorberju. Točka 4 na sliki 1 pomeni konec absorpcijskega procesa. Specifični masni tok raztopine je enak f . Tega razdelimo na dva dela ($f - \varphi$) in φ . Količina ($f - \varphi$) v celoti (ali delno po Altenkirchu [2]) teče v rektifikator, delež bogate raztopine φ pa vodimo v dodatni absorber, kjer jo dodatno nasitimo.

Dodatno nasičenje bogate raztopine se izvaja s paro hladiva, ki nastane ob ekspanziji v ventilu na i -tem tlačnem nivoju. Količina pare, ki nastane pri ekspanziji v ventilu, je enaka:

$$z_i = (h_{(i-1)}^l - h_i^l)(h_i^v - h_i^l)^{-1}[1 - (x_i + x_{ii} + \dots + x_{i-1})] \quad (4),$$

kjer sta:

h_i^v – entalpija nasičene pare i -te dušilne stopnje hladiva,

h_i^l – entalpija nasičene kapljevine i -te dušilne stopnje hladiva.

Obstajajo tri možnosti razmerja med absorbirano količino pare z_i in količino x_i , ki je potrebna za popolno nasičenje:

- $z_i < x_i$ – proces nasičenja ni končan;
- $z_i = x_i$ – proces nasičenja je končan;
- $z_i > x_i$ – proces nasičenja je končan, poleg tega so potrebni dodatni ukrepi za absorpcijo preostale pare ($z_i - x_i$).

The correlation of the rectification-dephlegmation process with the additional saturation of the strong solution from the absorber has already been presented [4] and [5].

1 SATURATION IN AN ADDITIONAL ABSORBER

1.1 The first case (Figure 1)

The additional saturation of the strong solution in the additional absorber can be carried out if the second source of the cooling medium is absent in the basic absorber. In this case the process of additional saturation of the solution is carried out at a pressure above that of the basic absorber ($p_s \equiv p_A'$, where $p_A' > p_A$).

If the saturation of a strong solution occurs in the additional absorber the thermal balance for i -th absorber can be expressed as:

where:

x_i – is the quantity of refrigerant vapor that can be absorbed in the i -th absorber;

h_{Ai} – is the enthalpy of the weak solution on the inlet of the i -th absorber;

h_{Ri} – is the enthalpy of the strong solution on the outlet of the i -th absorber;

h_D – is the enthalpy of the refrigerant vapor on the inlet of the i -th absorber, coming from the i -th separator.

Thus the refrigerant vapor formed in the evaporator is absorbed in the basic absorber. The end of the absorption process is at point 4 in Figure 1. The specific solution flow is equal to f (point 4). Further, the specific flow f is divided into two parts: ($f - \varphi$) and φ . The quantity ($f - \varphi$) participates in the regenerative heat exchange completely (or partially according to Altenkirch [2]). The specific flow of the strong solution φ is directed to the additional absorber for further saturation.

Additional saturation of the strong solution is carried out with the refrigerant vapor formed in the throttle to the i -th level of pressure ($p_k < p_i < p_0$). The quantity of vapor formed in the throttle is equal to:

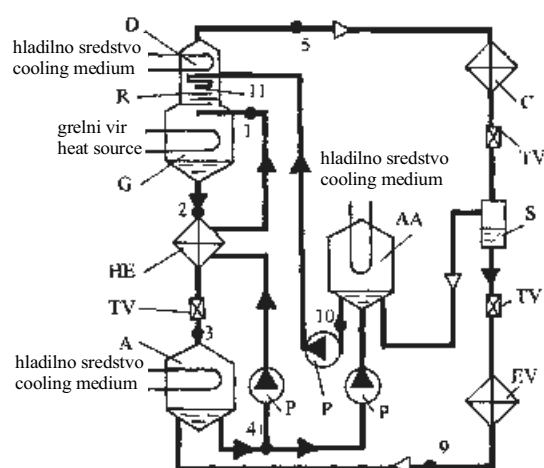
where:

h_i^v – is the enthalpy of the saturated vapor of the i -th refrigerant throttling stage,

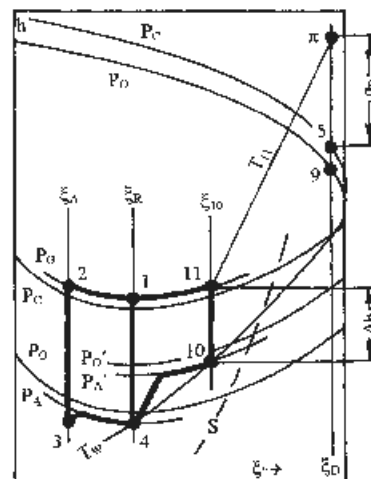
h_i^l – is the enthalpy of the saturated liquid of the i -th refrigerant throttling stage.

There are three possibilities for the ratio between the quantity of received vapor z_i and the quantity x_i , which is necessary for saturation:

- $z_i < x_i$ – the saturation process is not complete;
- $z_i = x_i$ – the saturation process is complete;
- $z_i > x_i$ – the saturation process is complete and additional measures are also required for the absorption of the rest of the vapor ($z_i - x_i$).



Sl. 1. Shema in obtok sistema z dodatnim absorberjem - prvi primer
Fig. 1. Scheme and cycle of the system with additional absorber - first case



Točka 10 pomeni konec procesa nasičenja bogate raztopine (ξ_R) v dodatnem absorberju, ki je v našem primeru hlajen s hladilnim sredstvom pri temperaturi okolice.

Proces med točkama π -5 (desno na sliki 1) je postopek deflegmacije. Odstraniti je treba toploto $q_D = h_\pi - h_5$ za izvedbo deflegmacijskega procesa, kar naj bi po Blierju [3] storili z nasičeno raztopino. Zaradi prenosa toplote se bogata nasičena raztopina segreje v deflegmatorju do točke 11 (nasičena kapljevina), zaradi prenosa snovi pa se odvije proces deflegmacije - rektifikacije. Optimalni režim procesa nasičenja je dosežen ob enakosti $h_\pi - h_5 = h_{11} - h_{10}$. Z 1 kg pare, nastale v generatorju (π -5), dobimo $\phi = q_D / \Delta h$ (kg) nasičene bogate raztopine 11.

V tem primeru je celotna toplota za deflegmacijski proces odvedena z bogato raztopino. Iz procesa je razvidno, da krivulja S povezuje točke, ki ustrezajo popolni pokritosti tokov ($\phi = 1$).

Če prihaja do neenakosti $h_\pi - h_5 > h_{11} - h_{10}$, je količina pare hlajiva pri srednjem tlaku ($p_s = p_A'$) omejena. Ta količina pare ne daje možnosti doseganja koncentracije bogate raztopine (točka 10) na krivulji S. To nas sili k uporabi dodatnega hlajenja deflegmatorja. Hlajenju z bogato raztopino je dodano še hlajenje z okolico (T_w) (na primer hladilno vodo).

Izbira optimalnega števila absorpcijskih stopenj in primernega srednjega tlaka je navedena v literaturi [6].

1.2 Drugi primer (Slika 2)

Del pare iz deflegmatorja vodimo nazaj do dodatnega absorberja, kjer jo pred vstopom dušimo do tlaka (P_A'). Tako dosežemo pogoj

Point 10 represents the end of the saturation process (ξ_R) in the additional absorber, which in this case is cooled by a cooling medium.

The process π -5 (on the right in Figure 1) is a dephlegmation process. It is necessary to remove the heat $q_D = h_\pi - h_5$ for realization of the dephlegmation process. This heat should be removed with a saturated solution [3]. Thus a strong saturated solution will be heated up in the dephlegmator to point 11 (saturated liquid) owing to heat transfer, and the rest of the dephlegmation-rectification process will be carried out by mass transfer. The dephlegmation heat, q_D , as part of the generation heat, will be removed to the generator. The optimum regime of the saturation process is described by the equation $h_\pi - h_5 = h_{11} - h_{10}$. If 1 kg of vapor is formed in the generator (π -5) we gain $\phi = q_D / \Delta h$ kg of saturated strong solution at point 11.

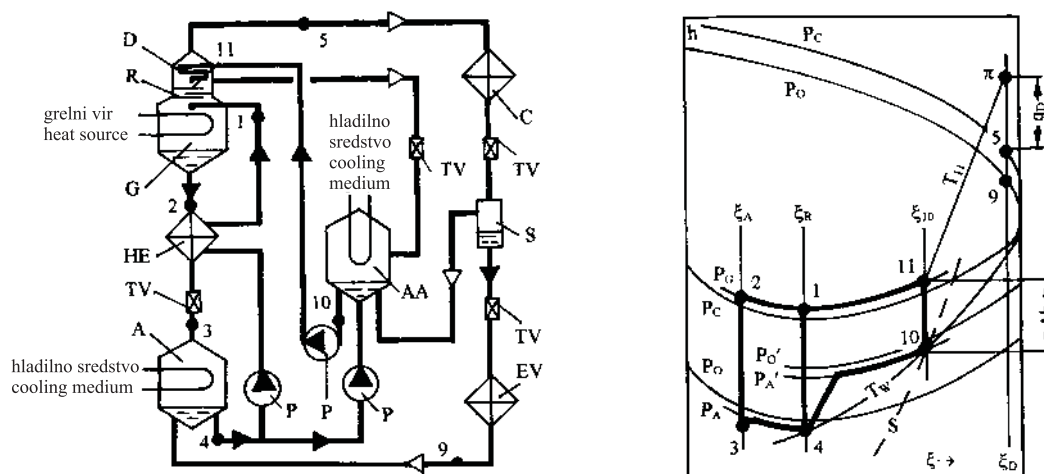
In this case the full dephlegmation heat is removed by a strong solution. It is clear from the cycle that the curve S determines the points set which satisfies the equation of full heat capacities of the flows ($\phi = 1$).

If the inequality: $h_\pi - h_5 > h_{11} - h_{10}$ is present in the process the quantity of the refrigerant vapor at intermediate pressure ($p_s = p_A'$) limited. This quantity of vapor does not provide the possibility of finishing the concentration of saturated solution (point 10) on the curve S. These facts force us to use two cooling processes in the dephlegmators: cooling with a strong solution and cooling with the environment (T_w) (cooling water, for example).

The choice of the optimum number of absorption stages and the appropriate intermediate pressure were reported previously [6].

1.2 The second case (Figure 2)

The high-pressure vapor (p_G) part is selected on the inlet of the dephlegmator and is throttled to the intermediate pressure (p_A') and further directed to the additional



Sl. 2. Shema in obtok sistema z dodatnim absorberjem - drugi primer
Fig. 2. Scheme and cycle of the system with additional absorber - second case

$z_1 = x_1$, kar pomeni da se koncentracija nasičene raztopine poveča do pogojev, ki jih označuje krivulja S. V tem primeru ne nastopa okoljsko hlajenje deflegmatorja.

absorber. In this case the condition $z_1 = x_1$ is executed. The concentration of the saturated solution is increased up to a condition characterized by the curve S. Cooling of the deflegmator by the environment is absent.

2 UPORABA INVERZNEGA REKTIFIKATORJA

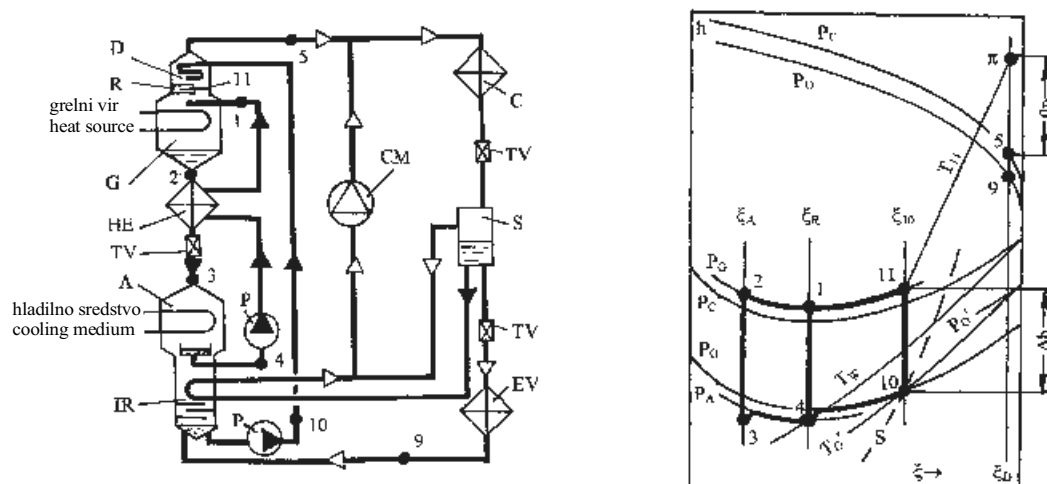
2 USE OF AN INVERSE RECTIFICATOR

Absorpcijski toplotni pretvornik voda – amoniak z inverznim rektifikatorjem je predstavljen na sliki 3. V tem primeru je celotni tok pare usmerjen iz uparjalnika v inverzni rektifikator. Dodatni proces nasičenja bogate raztopine poteka v inverznem rektifikatorju pri tlaku uparjanja ($p_A \equiv p_{IR} \equiv p_O$).

The absorption water-ammonia thermo-transformer with inverse rectifier is presented in Fig.3. The additional saturation process of the strong solution is carried out at the evaporation pressure ($p_A \equiv p_{IR} \equiv p_O$) in the inverse rectifier. The full vapor flow is directed from the evaporator to the inverse rectifier.

Stopnja nasičenja bogate raztopine v inverznem rektifikatorju je odvisna od tipa termodinamičnega postopka. Proces nasičenja je lahko adiabatni ali z odvedom toplote, katere količina je odvisna od termofizikalnih lastnosti delovne zmesi. Adiabatni proces v inverznem

The saturation degree of the strong solution in the inverse rectifier depends on the type of thermodynamic process. The saturation process can be adiabatic or with the removal of heat, depending on the thermophysical properties of the working mixture. The adiabatic process in the inverse rectifier



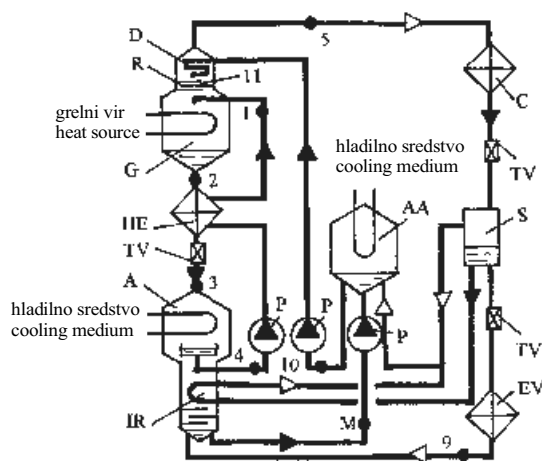
Sl. 3. Shema in cikel sistema z inverznim rektifikatorjem
Fig. 3. Scheme and cycle of the system with inverse rectifier

rektifikatorju je omejen s cono adiabatne stabilizacije. Nadaljnje nasičenje je v primeru voda - amoniak mogoče samo z odvodom toplote. Tako se lahko pojavi odvod toplote v inverznem rektifikatorju samo pri temperaturah pod temperaturo okolice [4]. Para, ki ni absorbirana v procesu nasičenja, je usmerjena neposredno k osnovnemu absorberju. V tem sistemu ne potrebujemo dveh virov hlajenja. V tej shemi je predvidena stopnja vmesnega dušenja hladiva, ki uporablja del hladilne kapacitete za hlajenje inverznega rektifikatorja. Hladivo, ki se pri tem upari pri p_o' , tlačimo nazaj v kondenzator z mehanskim kompresorjem CM (sl. 3).

3 BOLJŠI SISTEM

Boljši sistem (sl. 4) združuje prednosti inverznega rektifikatorja in dodatnega absorberja. Del bogate raztopine, ki se uporablja za hlajenje deflegmatorja, je najprej izpostavljen nasičenju v inverznem rektifikatorju pri tlaku uparjanja (p_o) ter nadalje v dodatnem absorberju, pri srednjem tlaku - $p_A = p_{AA}$.

S shemo na sliki 4 je predstavljena toplotna kompresija pare hladiva (nastale v inverznem rektifikatorju hladilnega procesa) v dodatnem absorberju.



Sl. 4. Shema in obtok boljšega sistema

Fig. 4. Scheme and cycle of the complex system

4 PRERAČUN

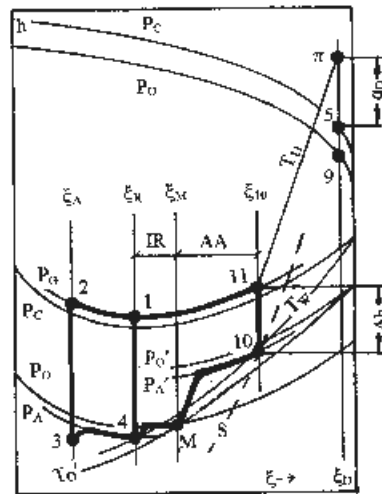
Karakteristike vseh predloženih shem v tem prispevku so bile računan pri pogoju, da je kapaciteta hlajenja nespremenljiva ($Q_o = \text{konst}$) (sl. 5). Izračun je bil opravljen v širokem temperaturnem razponu uparjanja in kondenzacije, ki je običajen za tovrstne toplotne transformatorje in toplotnega vira $T_2 = 120$ do 140°C . Toplotni pretvornik brez inverznega rektifikatorja in dodatnega absorberja [2] je bil

is limited to the zone of adiabatic stabilization. Further saturation is possible only in the case of a water-ammonia solution with heat rejection. Thus the heat rejection in the inverse rectifier should occur at temperatures below the temperature of the environment [4]. Vapor not absorbed in the saturation process is directed to the basic absorber. Two cooling sources are missing in this system if we compare it with the previous systems. The refrigerant throttling stage is stipulated in this scheme, i.e. use of a part of the useful cold capacity for cooling of the inverse rectifier. It is necessary to direct to the condenser the refrigerant vapor formed at p_o' . In the scheme (Figure 3) this device is shown as a mechanical compressor.

3 COMPLEX SYSTEM

The complex system (Figure 4) can be created using the advantages of inverse rectifier and additional absorber. The part of the strong solution directed for the cooling of the dephlegmator is exposed to saturation: first in the inverse rectifier at the evaporation pressure (p_o) and then in the additional absorber at intermediate pressure - $p_A = p_{AA}$.

In Figure 4 the thermal compression of the refrigerant vapor (formed in the inverse rectifier cooling process) takes place in the additional absorber.



4 CALCULATED CHARACTERISTICS

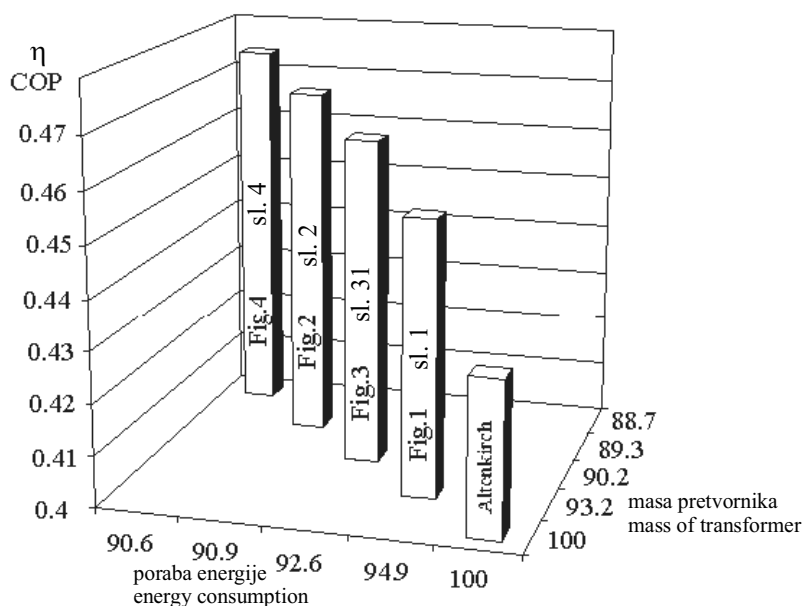
In this paper the characteristics of all the schemes presented were calculated with the condition of constant cold capacity ($Q_o = \text{konst}$). The calculation is carried out over a wide temperature interval of evaporation, and heat source $T_2 = 120$ to 140°C . The thermotransformer, without inverse rectifier and additional absorber, presented in the reference [2] was also calculated as a comparison. It was taken

izračunan za primerjavo z rezultati sistemov, predstavljenih v tem prispevku, ter vzet kot referenčna vrednost za primerjavo. Za primerjavo porabe energije smo uporabili enake zunanje temperaturne razmere. Rezultati izračunov so predstavljeni v odstotkih, relativno glede na izhodiščni postopek.

Rezultati izračuna (sl. 5) predstavljajo termoekonomska analizo obravnavanih primerov. Predstavljeni so v tridimenzionalnem diagram "izkoristek η – masa – poraba energije". Geslo "masa" pomeni celoten investicijski strošek toplotnih pretvornikov, medtem ko geslo "porabljena energija" pomeni obratovalne stroške toplotnih pretvornikov.

as a comparison starting point (at 100%) for the other systems presented in this paper. For the comparison the energy consumption the same external temperature levels were used.

The results are presented in %, relative to the starting point. The results of the calculation (Fig. 5) can be explained as a simple thermoeconomic analysis of the considered cases. They are presented in the three-dimensional diagram: "COP – mass - energy consumption". The term "mass" refers to the "capital costs of the thermotransformer" and the term "energy consumption" is the operational costs of the thermotransformer.



Sl. 5. Termoekonomska analiza shem na slikah 1 do 4 ter izhodiščne sheme iz literature [2]
Fig. 5. Thermoeconomic analysis of schemes in Fig.1 to 4 and scheme from the reference [2]

Celotna termoekonomska analiza je pokazala, da je mogoče povečati učinkovitost toplotnih pretvornikov z uporabo zapletenih shem. V tem primeru se procesi bolj približajo povračljivim procesom ($\eta_{\text{dejanski}}/\eta_{\text{max}} = 0,6$ do $0,7$, kjer je $\eta_{\text{max}} \approx 0,7$ po Stierlinu [7]). Z zapletenostjo sistema se zvečuje število elementov, toda investicijski in obratovalni stroški se znižujejo.

A full thermoeconomic analysis has shown that it is possible to raise the efficiency of the thermotransformer by the use of complex schemes. In this case the processes come nearer to reversible ones ($\text{COP}_{\text{real}}/\text{COP}_{\text{max}} = 0.6$ to 0.7 , where $\text{COP}_{\text{max}} \approx 0.7$ by Stierlin [7]). With the increasing complexity of the system the number of elements increases, but the capital and operational costs decrease.

5 SKLEPI

1. Rektifikacijski sistemi z vrnitvijo dela bogate raztopine so bolj gospodarni kakor sistemi brez vračanja.
2. Sistemi z dodatnim nasičenjem dela raztopine so bolj gospodarni kakor sistemi brez nasičenja.
3. S približevanjem koncentracij nasičene raztopine do vrednosti ($\varphi=1$) se učinkovitost postopka zvečuje. Potreba po uporabi dodatnega hlajenja deflegmatorja odpade.
4. Sistem z inverznim rektifikatorjem je uporaben ob navzočnosti dveh hladilnih sredstev pri različnih

5 CONCLUSIONS

1. Rectification systems involving the rejection of part of the strong solution are more economic than systems without this rejection.
2. Systems with the additional saturation of part of the solution are more economic than systems without additional saturation.
3. With a finishing concentration of the saturated solution up to a magnitude of ($\varphi=1$) the effectiveness of the cycle rises. The necessity for using environmental cooling of the dephlegmator disappears.
4. A system with an inverse rectifier is suitable

temperaturah.

5. Uporaba dodatnega absorberja je ugodna ob navzočnosti samo enega hladilnega sredstva.
6. Zapletenost rešitev povečuje η sistema in razmerja $\eta_{\text{real}}/\eta_{\text{maks}}$ pri manjših investicijskih in obratovalnih stroških. Uporaba absorpcijskih toplotnih pretvornikov z inverznim rektifikatorjem je upravičena v primeru velikih hladilnih moči naprave.

for two cooling media at different temperatures.

5. The use of the additional absorber is recommended when there is only one medium.
6. The complication of the solutions promotes an increase in the COP of the machine and of $\text{COP}_{\text{real}}/\text{COP}_{\text{max}}$, with the decrease in capital and operational costs. Absorption thermotransformers with an inverse rectifier are best suited to machines with a large cooling capacity.

6 UPORABLJENI SIMBOLI

A - absorber, AA - dodatni absorber, C - kondenzator; CM - kompresor, D - deflegmator, EV - uparjalnik, HE – raztopinski prenosnik toplote, G - generator, IR – inverzni rektifikator; P - črpalka, R - rektifikator, S - separator, TV – dušilni ventil.

6 NOMENCLATURE

A - absorber, AA - additional absorber, C - condenser, CM - compressor, D - dephlegmator, EV - evaporator, HE – solution heat exchanger, G - generator, IR - inverse rectifier, P - pump; R - rectifier, S - separator, TV - throttle valve.

7 LITERATURA

7 REFERENCES

- [1] Le Goff, P., Labidi, J., J. Paris (1994) Une thermofrigopompe à absorption pour la production simultanée de fraîcheur et de chaleur utiles. *Proc. of the International Conference IIR/IIF «L'après CFC»*, Padova, Italy, Sept., 21-23, 693-700.
- [2] Altenkirch, E. (1954) Absorptionskältemaschinen. *VEB Verlag Technik*, Berlin.
- [3] Blier, B. M., A. V. Vurgaft (1971) Theoretical bases of the absorbing thermotransformers design, Moscow, USSR.
- [4] Morosuk, T.V., Minkus, B.A., L.I. Morosuk (1995) Intensification des processus dans les thermotransformateurs d'absorption par la saturation du mélange riche. *Proc. of the 19-th Congress IIR/IIF*. The Haag. The Netherlands, vol.IIIa, 161-168.
- [5] Minkus, B.A., T.V. Morosuk (1996) Absorption thermotransformers with the extended zone degazation. *Chemical and oil and gas machines engineering* (Russia). N.5, 40-42.
- [6] Morosuk, T.V. (1997) Une méthode de calcul du nombre optimal de degrés dans le cycle thermodynamique des machine frigorifiques à absorption. *Proc. of the Séminar EURO THERM-53*. Advanced concepts and techniques in thermal modelling. Mons, Belgium.
- [7] Stierlin, H. (1964) Beitrag zur Theorie der Absorptionskältemaschinen, *Kältechnik*, 16, 1964.

Avtorjev naslov: Tatjana Morosuk
Odessa State Academy of
Refrigeration

Author's Address: Tatjana Morosuk
Odessa State Academy of
Refrigeration

Prejeto: 18.10.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Energijska učinkovitost naprav za hlajenje bivalnih prostorov

The Energy Efficiency of Chillers Used for Cooling Living Space

Andrej Kitanovski · Alojz Poredoš · Matija Tuma

Za hlajenje objektov se uporabljajo različni hladilni sistemi. Najbolj pogosta je uporaba električno gnanih kompresorskih hladilnikov, v zadnjem času pa pridobiva vse večjo veljavo tudi uporaba absorpcijskih hladilnikov. Ti hladilniki omogočajo uporabo različnih vrst energij. V prispevku so predstavljene različne vrste hladilnih naprav. Kot alternativna rešitev hlajenja v objektih in izboljšanja izkoristka kogeneracijskih sistemov v poletnem obdobju so obravnavani absorpcijski hladilniki v sistemih daljinskega hlajenja. Prikazan je postopek določitve eksergetske učinkovitosti posamezne vrste hladilnikov. Analizirana je možnost hlajenja objektov Fakultete za strojništvo v Ljubljani z uporabo absorpcijskih in električno gnanih kompresorskih hladilnikov.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: prostori bivalni, hlajenje prostorov, učinkovitost energijska, naprave hladilne)

Cooling in buildings can be performed with different cooling systems. Electrically driven compressor chillers are the most commonly used devices, but in the last decade the use of absorption chillers has increased rapidly. These types of chillers can use different kinds of energy sources for their operation. In this paper, different kinds of chillers are presented. As an alternative solution for meeting the cooling demands of the buildings and improving the cogeneration efficiency, absorption chillers are introduced. A method for exergetic efficiency determination for different kinds of chillers is described. The possibilities of introducing absorption or electrically driven compressor chillers at the Faculty of Mechanical Engineering in Ljubljana are analysed.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: living rooms, cooling, energy efficiency, chillers)

0 UVOD

S povečanjem zahtev po prostorskem ugodju močno naraščajo tudi potrebe po hlajenju objektov. Problem hlajenja se pogostokrat rešuje delno, z namestitvijo okenskih hladilnih naprav. Te naprave so večinoma zračno hlajene, predimenzionirane za prostore, ki jih hladijo, poleg tega pa uporabljajo okolju škodljiva hladiva. Temu primerna je večja in nenadzorovana raba električne energije, še posebej ob največjih hladilnih obremenitvah objektov. Po drugi strani se v poletnem obdobju v kogeneracijskih sistemih soočajo s problemom majhnega odjema toplotne energije, saj se ta večinoma uporablja le za ogrevanje sanitarne vode in za razne tehnološke procese. Posledica tega je tudi zmanjšanje izkoristka kogeneracijskega sistema. Kot alternativna rešitev obeh problemov se ponuja možnost uporabe toplotne energije za pogon absorpcijskih hladilnikov v sistemu

0 INTRODUCTION

The desire for improved living comfort has resulted in a need for better systems of cooling. This cooling problem is frequently solved by partial solutions, with the use of small cooling devices in windows. These chillers are usually air cooled, and overdimensioned for the rooms they are designed to cool. They also tend to use environmentally non-friendly refrigerants. The result is a high and unchecked consumption of electrical energy, especially during peak periods. During the summer, cogeneration systems are meeting their requirements with a low heat consumption. The heat from the cogeneration plant is mainly used for preparing sanitary water or water for some industrial processes. The consequence of a lower heat consumption is a decreased cogeneration efficiency. A solution to both these problems is the possibility of introducing a trigeneration system,

daljinskega hlajenja kot delu trigeneracijskega sistema. Uporaba s paro in vročo vodo gnanih absorpcijskih hladilnikov je upravičena samo v primeru, ko imamo na voljo toploto iz kogeneracije ali odpadno toploto iz raznih tehnoloških procesov.

1 EKSERGIJA IN HLAJENJE

Hladilne naprave delujejo na temelju levega krožnega procesa. Ločimo parne in sorpcijske hladilne procese. Eksrgerijski izkoristek nepovračljivega parnega procesa je definiran z razmerjem med eksrgerijskim tokom hladu in eksrgerijskim tokom vložene energije [1]:

$$\zeta_R = \frac{\left| \dot{E}_R \right|}{\left| P \right|} = \frac{\left| \dot{E}_R \right|}{\left| \dot{E}_R \right| + \left| \dot{E}_{IZG} \right|} \quad (1).$$

Parni hladilni proces se odvija v kompresorskih hladilnih napravah, ki so gnane z električno energijo, ta pa pomeni čisto eksrgerijo. Izračun eksrgerijskega izkoristka sorpcijskega hladilnega procesa je podoben kakor pri parnem. Razlika je le v tem, da pri sorpcijskem hladilnem procesu dovajamo v proces toploto in je tako dovedeni eksrgerijski tok del te toplote.

Za ocenitev hladilnih procesov se uporablja tudi hladilno število, ki pomeni razmerje med hladilno močjo ter celotno dovedeno močjo v hladilno napravo. V primeru kompresorskih hladilnikov je dovedena moč enaka kar električni moči kompresorja ([1] in [2]):

$$\varepsilon_{RK} = \frac{\dot{Q}_R}{\left| P \right|} \quad (2).$$

Pri sorpcijskih hladilnih napravah je hladilno število enako razmerju med pridobljeno hladilno močjo in vloženo toplotno močjo. Vrednosti hladilnih števil se zato pri parnih in sorpcijskih hladilnih procesih razlikujejo, saj dovajamo v primeru sorpcijskih hladilnih procesov eksrgerijsko revno toploto, prav eksrgerija pa je tista, ki rabi za odvod toplote iz hlajenega sistema.

$$\varepsilon_{RA} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{gr}} \quad (3).$$

Pri kompresorskih hladilnih napravah je dovedeni eksrgerijski tok enak kar električni priključni moči kompresorja. Pri sorpcijskih hladilnih napravah je razlika med vstopno in izstopno eksrgerijo entalpije ([1] in [2]):

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_{ok}(s_2 - s_1) \quad (4),$$

$$\dot{E}_{dov} = \dot{m}(e_2 - e_1) \quad (5).$$

using the absorption chillers in a district cooling system. The use of hot-water and steam-driven absorption chillers is justified only in the case when the heat from the cogeneration plant or from some industrial process is obtained as waste heat.

1 EXERGY AND COOLING

The operation of cooling devices is based on the reversed cyclic process. There are two kinds of commonly used cooling process: the steam process and the sorption process. The exergy efficiency of an irreversible steam-cooling process is defined as the ratio of the cooling exergy flow to the exergy flow supplied to the process [1]:

The steam-cooling process takes place in the compressor chillers, normally driven by electrical energy, which represents pure exergy. The calculation of the sorption-cooling process exergy efficiency is similar to the calculation for the steam-cooling process. The difference is that heat is supplied in the sorption process, and therefore the supplied exergy flow is only a part of that heat.

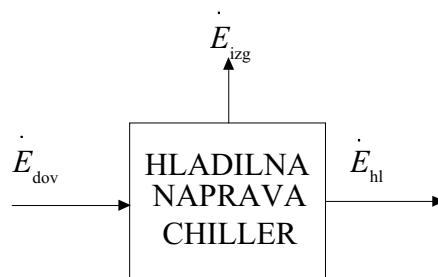
For the cooling-process estimation the chillers' coefficient of performance (COP) is also used. The COP is defined as the ratio of the cooling capacity obtained to the power supplied to the cooling device. In the case of compressor chillers, the power supplied equals the electrical power ([1] and [2]):

For sorption chillers, the COP is defined as the ratio of the cooling power to the heat supplied to the chiller. Consequently, the COP values for the steam-cooling process differ from those of the sorption process. In the sorption-cooling process, exergy weak heat is supplied to the process and only exergy is needed for the heat extraction from a cooling system.

In compressor chillers, the input exergy flow equals the compressor's electrical power, while for sorption chillers it equals the difference between the input and output exergy enthalpy ([1] and [2]):

$$e_2 - e_1 = h_2 - h_1 - T_{ok}(s_2 - s_1) \quad (4),$$

$$\dot{E}_{dov} = \dot{m}(e_2 - e_1) \quad (5).$$



Sl.1. Vstopajoči in izstopajoči eksergijski tokovi v hladilni napravi
Fig.1. Input and output exergy flows in a cooling device

Pretok $\dot{m}$ posameznega energenta (plin, para, vroča voda) lahko določimo z znanim hladilnim številom in hladilno močjo hladilnika:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_R}{(h_2 - h_1) \varepsilon_{RA}} = \frac{\dot{Q}_{gr}}{(h_2 - h_1)} \quad (6).$$

Eksergijski tok hladilne moči je analogen kakor pri dovedenem eksergijskem toku tako za kompresorske kakor za sorpcijske hladilne naprave:

$$\dot{E}_{hl} = \dot{m}_{hl} (e_{2hl} - e_{1hl}) \quad (7).$$

Eksergijski izkoristek lahko definiramo kot razmerje:

$$\zeta_R = \frac{\dot{E}_{hl}}{\dot{E}_{dov}} \quad (8).$$

The mass flow $\dot{m}$ of each energy carrier (gas, steam, hot water) can be determined by the COP and the cooling capacity of the chiller:

The exergy flow of the cooling capacity is defined in the same way as the input exergy flow for the compressor and sorption chillers:

Exergy efficiency may be determined as the ratio:

2 EKSERGIJSKI IZKORISTKI RAZLIČNIH HLADILNIKOV

Analiziramo eksergijski izkoristek vodno hlajenih kompresorskih in absorpcijskih hladilnikov.

V analizi smo upoštevali, da se za hlajenje parnih absorpcijskih hladilnikov izkoristi entalpija pare do temperature okolice, saj v parovodnem omrežju običajno ni povratnega voda za odvod kondenzata. Pri plinsko gnanih absorpcijskih hladilnikih smo predpostavili, da je eksergija plina enaka spodnji kurilnosti.

Iz preglednice 1 je razvidno, da se hladilna števila različnih hladilnikov pri enakih obratovalnih parametrih med seboj precej razlikujejo. Hladilno število hladilnika ne daje prave slike o porabi primarne energije. To da eksergijski izkoristek.

Na sliki 2 vidimo, da so električno gnani kompresorski hladilniki eksergijsko najučinkovitejše hladilne naprave. Z vročo vodo gnani absorpcijski hladilniki dosegajo za okrog 15% manjšo eksergijsko učinkovitost. S paro gnani absorpcijski hladilniki dosegajo za okrog 25 do 30 odstotkov manjšo eksergijsko učinkovitost v primerjavi s kompresorskimi hladilniki. Eksergijsko najslabše hladilne naprave so s plinom gnani absorpcijski hladilniki.

2 EXERGY EFFICIENCIES OF CHILLERS

In this analysis, the exergy efficiencies for the water-cooled compressor and the absorption chillers are discussed.

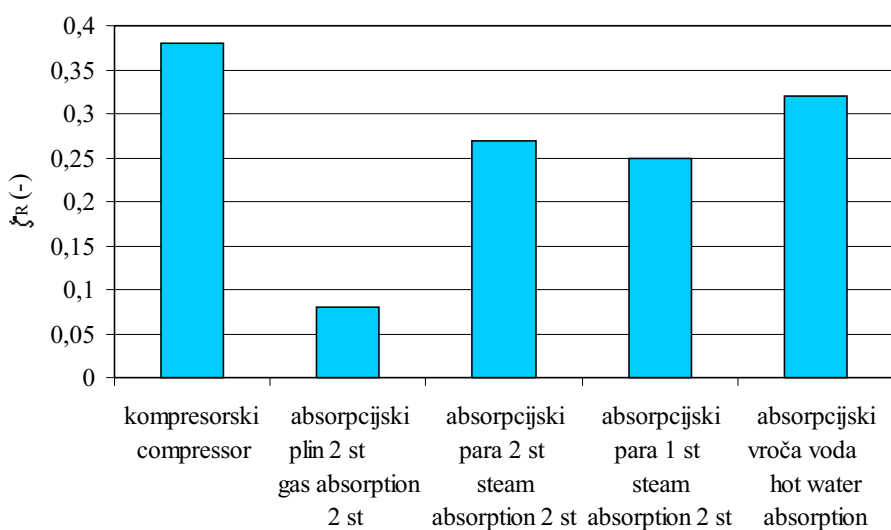
The analysis took into account that the enthalpy of the steam for the steam-driven absorption chillers is exploited to the ambient temperature, because steam pipelines do not usually have return pipelines for the condensed steam. For the gas-driven absorption chillers it was supposed, that the exergy of the gas equals the net caloric value.

Table 1 shows the large differences between the COPs for different chillers. The COP of a chiller does not show the real primary energy consumption. This can be obtained from the exergy efficiency.

Figure 2 shows that the electrically driven compressor chillers are the most exergetically efficient chillers. Hot-water-driven absorption chillers have an approximately 15% lower exergy efficiency. Steam-driven absorption chillers have an approximately 25 to 30 percent lower exergy efficiency when compared to the compressor chillers. Gas driven absorption chillers have the lowest exergy efficiency.

Preglednica 1. Parametri obratovanja hladilnika ($\dot{Q}_R = 1\text{MW}$) [3]
 Table 1. Operational parameters of the chiller ($\dot{Q}_R = 1\text{MW}$) [3]

Tip hladilnika Type of the chiller	Hlajena voda Chilled water °C	Hladilna voda Cooling water °C	Pogonska energija Power	ϵ_R
Električni kompresorski Electric compressor	7/13	25/30	Elektrika Electricity	5,4
Absorpcijski plinski (2 st) Gas absorption (2 st)	7/13	25/30	Hi=36 MJ/m ³	1,06
Absorpcijski parni (1 st) Steam absorption (1 st)	7/13	25/30	1 bar, nasičena 1 bar, saturated	0,73
Absorpcijski parni (2 st) Steam absorption (2 st)	7/13	25/30	7,5 bar, nasičena 7.5 bar, saturated	1,2
Absorpcijski vročevodni Hot water absorption	7/13	25/30	90 / 75°C	0,73



Sl.2. Eksergijski izkoristki hladilnikov

Fig. 2. Exergy efficiency of the chillers

3 MOŽNOSTI UVEDBE OSREDNJEGA HLAJENJA NA FAKULTETI ZA STROJNIŠTVO V LJUBLJANI

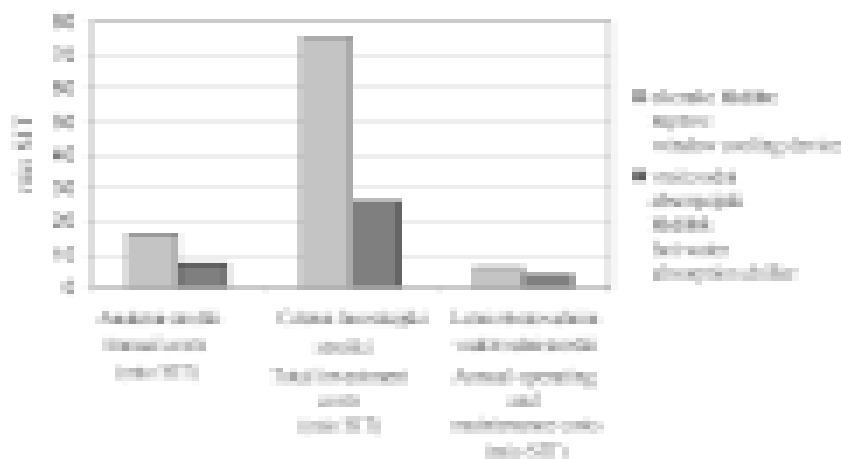
Kot primer bomo analizirali možnosti osrednjega hlajenja na Fakulteti za strojništvo (FS) v Ljubljani. Sedanje stanje je takšno, da hlajenje poteka v nekaterih prostorih s pomočjo okenskih ali kompaktnih hladilnih naprav.

Okvirne hladilne obremenitve vseh objektov FS v Ljubljani pomenijo 900 kW [4]. Ker je FS oskrbovana, poleg električne energije, s plinom iz plinovodnega omrežja ter vročo vodo iz vročevodnega omrežja, se za hlajenje ponuja možnost postavitve s plinom ali vročo vodo gnanih absorpcijskih hladilnikov. Z gospodarnega vidika pomenijo s plinom in vročo vodo gnani absorpcijski hladilniki v primerjavi s kompresorskimi večje investicijske stroške. Da bi bili absorpcijski hladilniki konkurenčni kompresorskim, bi morali biti temu ustrezno razmerje med cenama električne in toplotne energije. V našem primeru smo se usmerili na uporabo vročevodnih absorpcijskih hladilnikov (s pripadajočimi hladilnimi stolpi in črpalkami).

3 THE POSSIBILITIES OF INTRODUCING A CENTRAL COOLING SYSTEM TO THE FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING IN LJUBLJANA

As an example, the possibility of a central cooling system at the Faculty of Mechanical Engineering (FS) in Ljubljana has been considered. The present situation involves cooling some offices with either window or compact cooling devices.

The cooling needs of the FS in Ljubljana are estimated to be approximately 900 kW [4]. Because the FS is supplied with both electricity and natural gas from conventional networks as well as with hot water from a district heating network, there is a possibility of introducing a local district cooling system with gas- or hot-water-driven absorption chillers. From the economic point of view absorption chillers represent a higher investment cost, when compared to compressor chillers. For absorption chillers to be competitive the appropriate price ratio for heat and electrical energy should be selected. In our case the use of hot-water-driven absorption chillers (including the cool-



Sl. 3. Primerjava stroškov okenskih in absorpcijskih hladilnih naprav

Fig. 3. A comparison of the costs between window chillers and absorption chillers

V analizi smo izračunali anuitetne stroške posamezne vrste hladilnih naprav ob povprečni ceni električne energije (17 SIT / kWh)[7] na FS v poletnem obdobju in pri predpostavljenih 600 urah obratovanja letno (opazovano obdobje 20 let). Utežena medbančna obrestna mera je bila v analizi enaka 5%, temeljna obrestna mera (TOM) pa 9%. Na podlagi enakih anuitetnih stroškov kompresorskih in absorpcijskih hladilnikov je bila določena konkurenčna cena vroče vode [3], in sicer okrog 2,6 SIT / kWh. Cena vroče vode je zaradi različnih kriterijev pri izračunu anuitet (možnost popusta pri investiciji s strani proizvajalca, drugačna TOM, možnosti subvencij itn.) spremenljiva. Dejansko bi bila ta cena med 2 in 3 SIT/kWh. Če bi za pokrivanje hladilnih obremenitev FS uporabljali samo okenske hladilne naprave, bi to pomenilo precej večje investicijske in obratovalne stroške v primerjavi z osrednjo pripravo hladu. Slika 3 prikazuje primerjavo anuitetnih stroškov za primer osrednje priprave (absorpcijski hladilnik, hladilni stolp, črplaka) hladu in primer lokalnega hlajenja z okenskimi hladilnimi napravami, skupne hladilne moči 900 kW. V analizi je bila upoštevana cena vroče vode 2,6 SIT / kWh.

Uporaba osrednjega hladilnika bi pomenila precej nižje investicijske stroške na enoto hladu. Ti se namreč z manjšanjem naprave močno povečujejo. Pri okenskih hladilnih napravah s hladilno močjo okrog 3 kW bi v primerjavi z osrednjim absorpcijskim hladilnikom dosegali kar trikrat večje investicijske stroške na enoto hladu. Prav tako so obratovalni stroški zaradi nizkega hladilnega števila ($\epsilon_R < 3$) pri okenskih hladilnih napravah skoraj dvakrat večji. Temu primerno so veliki tudi anuitetni stroški.

4 SKLEP

Delne rešitve hlajenja v objektih je mogoče rešiti na ustrezen način le z uvedbo lokalnega sistema daljinskega hlajenja. V primeru FS v Ljubljani se število okenskih hladilnih naprav in s tem tudi poraba električne energije stalno povečuje, zato bi bilo nujno razmisliti o postavitvi osrednjega hladilnega sistema. Predlagamo

ing towers and pumps) was analysed. In the analysis, the costs of each cooling system for an average summer season's electrical energy price (17 SIT / kWh) at the FS and an assumed annual 600 operating hours were calculated. Interest rates of 5% per annum and an inflation rate of 9% (TOM) were considered in the analysis. A competitive price for the hot water was determined, based on equal costs for the compressor and absorption chillers. The price was approximately 2.6 SIT / kWh. The hot-water price is variable because of different criteria in the calculation of costs (the possibility of discount investment costs for the cooling system, different TOM, the possibility of a subsidy etc.). The real competitive price of the hot water is therefore between 2 and 3 SIT/kWh. If window cooling devices, rather than central chillers were used for cooling the FS, this would represent much higher investment and operating costs. Figure 3 presents a comparison of the costs for the case of local cooling and for the case of central cooling (absorption chiller, cooling tower, pump) at the FS, (the cooling capacity was 900 kW). In the analysis a hot-water price of 2.6 SIT / kWh was considered.

By using a central chiller, much lower investment costs per unit of cooling capacity could be obtained. These increase when the cooling capacity of the chiller is lower. For the window cooling devices with a cooling capacity of 3 kW, the specific investment costs are 3 times higher, when compared to the central absorption chiller. Because of the low COP ($COP < 3$), the operational costs are almost 100% higher for the window chillers.

4 CONCLUSION

The problem of cooling a building can best be solved only by the introduction of a local district cooling network. In the case of the FS in Ljubljana, the number of the window chillers and therefore the electrical energy consumption is rapidly increasing. Consequently, it is necessary to consider

uporabo z vročo vodo gnanih absorpcijskih hladilnikov. Ker bi to pomenilo referenčni objekt kot primer lokalnega sistema daljinskega hlajenja, bi bilo mogoče uveljaviti določene popuste oz. subvencije ter tako doseči gospodarno in energijsko upravičeno postavitev z vročo vodo gnane absorpcijske hladilnike.

the introduction of a central cooling system. This could represent a reference building and an example of local district cooling system. If some discounts and subsidies could be introduced, a hot-water-driven absorption chiller, as an energetically and economically justified cooling system, could be introduced.

5 SIMBOLI 5 SYMBOLS

eksergijski tok	$\dot{E}$	W	exergy flow
specifična eksergija	e	kJ / kg	specific exergy
entalpija	h	kJ / kg	enthalpy
masni tok	$\dot{m}$	kg / s	mass flow
moč	P	W	power
toplotni tok	$\dot{Q}$	W	heat flow
specifična entropija	s	kJ / kg	specific entropy
temperatura	T	K	temperature
hladilno število hladilnika	ε		coefficient of performance (COP) of the chiller
eksergijski izkoristek	ζ		exergy efficiency

INDEKSI

absorpcijski
dovod
grelna
hlajenje
izgube
kompresorski
okolica
hladilna

INDEX

A
dov
gr
hl
IZG
K
ok
R
absorption
supply
heating
cooling
losses
compressor
ambient
cooling

6 LITERATURA 6 REFERENCES

- [1] Baehr, H.D. (1978) *Thermodynamik*. Springer Verlag.
- [2] Poredoš, A. (1994) Eksergijska analiza parnih in sorpcijskih hladilnih procesov. *Strojniški vestnik*, letn.40, št. 7-8, 263-272.
- [3] Kitanovski, A., Remec, J., A. Poredoš (1999) Ekonomsko tehnično primerjalni izračun kompresorskih in absorpcijskih hladilnikov. Računalniški program, *Projekt za Energetiko Ljubljana*.
- [4] Kitanovski, A., Remec, J., A. Poredoš (1998) Možnosti nadgradnje daljinskega ogrevanja in plinovodnega sistema z daljinskim hlajenjem. *Projekt za Energetiko Ljubljana*.

Naslov avtorjev: mag. Andrej Kitanovski
prof.dr. Alojz Poredoš
prof.dr. Matija Tuma
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana

Authors' Address: Mag. Andrej Kitanovski
Prof. Dr. Alojz Poredoš
Prof.Dr. Matija Tuma
Faculty of Mechanical Eng.
University of Ljubljana
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 21.7.2000
Received:

Sprejeto: 20.12.2000
Accepted:

Dimenzioniranje in izvedba sodobne dvostopenjske hladilne naprave

Dimensioning and Construction of the Contemporary Two-Stage Cooling Device

Marjan Dimnik - Alojz Poredoš

V prispevku je predstavljena metodologija dimenzioniranja in izvedbe dvostopenjske hladilne naprave, ki lahko deluje tudi kot enostopenjska. Poudarjene so posebnosti preračuna sestavnih elementov v primerjavi z običajno enostopenjsko izvedbo. Opisan je postopek izdelave, zagona in meritev na napravi, ki uspešno deluje v eni ali dveh stopnjah. Na koncu je z rezultati meritev dokazana pravilna odločitev za dvostopenjsko izvedbo v primeru večjih razlik tlakov uparjanja in kondenzacije.

© 2000 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: procesi hladilni, moč hladilna, moč grelna, naprave hladilne)

In the paper the methodology for the dimensioning and construction of two-stage cooling device, which could operate as a single-stage also, is presented. Emphasis is laid on the calculation of the component parts in comparison with standard single-stage device. Furthermore a construction process, testing and measurements on experimental device, which successfully operates with single- or two stages, are described. At the end it is proofed that in case of higher differences between evaporation and condensation pressure it is reasonable to decide on two-stage cooling device.

© 2000 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: cooling process, cooling capacity, heating capacity, cooling devices)

0 UVOD

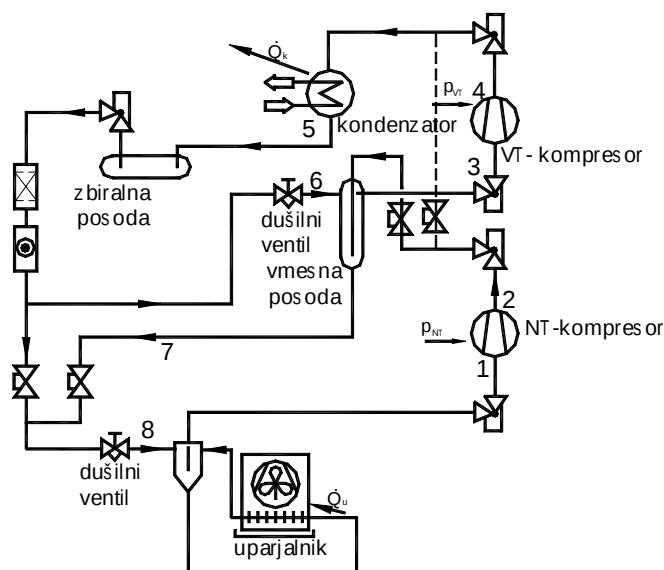
Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani v Laboratoriju za hladilno tehniko smo izdelali hladilno napravo, ki je namenjena za demonstracijo delovanja v enostopenjski in dvostopenjski izvedbi.

Z zvečanim razmerjem tlakov kondenzacije in uparjanja pri parnih hladilnih napravah se močno zmanjšuje dobavno število in s tem izkoristek kompresorja. Vsi koeficienti dobavnega števila $\lambda = \Pi \lambda_i$ se namreč pri obrabljenih kompresorjih bolj ali manj zmanjšujejo, poleg tega pa je pri kompresiji v eni stopnji pri velikih tlačnih razmerjih temperatura hladiva na izstopu iz kompresorja visoka in lahko presega mejo kemične stabilnosti, tako hladiva kakor olja za mazanje kompresorja. Zato se pri razmerju tlakov $p_k/p_u > 5$ do 9 odločamo za dvostopenjske in pri višjih tlačnih razmerjih za več stopenjske hladilne naprave. Nižja mejna vrednost velja za amoniak, višja vrednost

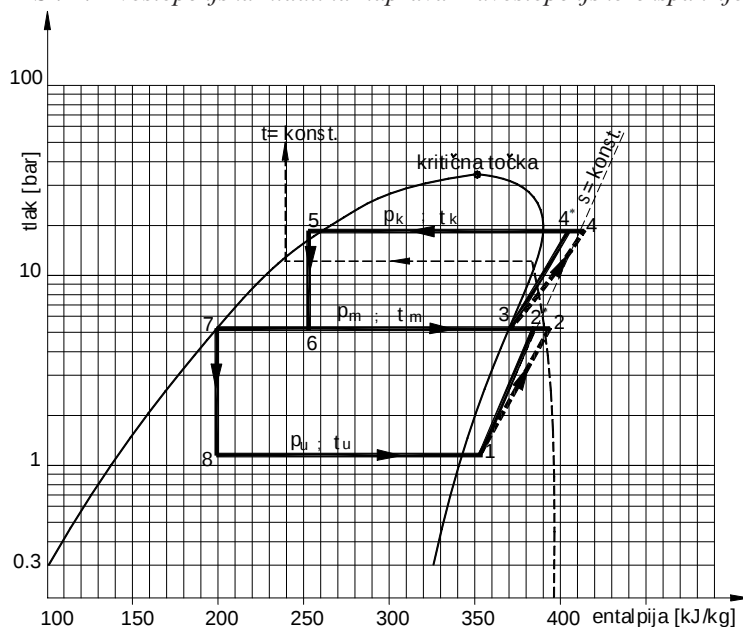
pa za preostala hladiva. Za ekstremno visoke razlike tlakov lahko uporabimo tudi kaskadne izvedbe hladilnikov.

1 DVOSTOPENJSKA HLADILNA NAPRAVA Z VMESNO POSODO

Nizkotlačni (NT) kompresor (sl.1) sesa uparjeno hladivo stanja 1 (sl.2) iz uparjalnika in ga komprimira na tlak p_m v vmesni posodi (stanje 2), kjer se ohladi blizu rosilne krivulje (stanje 3). Visokotlačni VT kompresor stiska paro hladiva na tlak kondenzacije p_k . V kondenzator vstopa pregreta para hladiva stanja 4 in se ohlaja do temperature nasičenja ter kondenzira do stanja 5. Kondenzat teče skozi zbiralno posodo, sušilno patrono, pokazna stekla in prvi dušilni ventil v vmesno posodo (stanje 6). Od tukaj odteka kapljevina stanja 7 skozi drugi dušilni ventil v uparjalnik (stanje 8), od tukaj pa pregreto paro ponovno sesa NT kompresor.



Sl. 1. Dvostopenjska hladilna naprava z dvostopenjsko ekspanzijo



Sl. 2. Krožni proces v dvostopenjski hladilni napravi z dvostopenjsko ekspanzijo v diagramu log p-h

2 PRERAČUN, IZBIRA IN DIMENZIONIRANJE ELEMENTOV

Opisano hladilno napravo smo dimenzionirali za naslednje podatke:

hladilna moč $\dot{Q}_u = 2,5 \text{ kW}$,

temperatura uparjanja $t_u = -40^\circ \text{C}$,

tlak uparjanja $p_u = 1,37 \text{ bar}$,

temperatura kondenzacije $t_k = 40^\circ \text{C}$,

tlak kondenzacije $p_k = 18,3 \text{ bar}$.

Za preračun hladilne naprave moramo najprej določiti proces v diagramu log p-h. Zato potrebujemo srednji tlak, ki ga izračunamo po enačbi:

$$p_m = \sqrt{p_k \cdot p_u} \quad (1)$$

in pomeni geometrično srednjo vrednost obeh tlakov. V praksi se je izkazal tako določen srednji tlak bolj ustrezen kakor pa aritmetična srednja vrednost.

Tlak uparjanja p_u in tlak kondenzacije p_k ter izračunani srednji tlak p_m vrišemo v diagram log p-h za hladivo R404A in iz njega preberemo entalpije v točkah, ki so v nadaljevanju namenjene za termodinamični preračun.

2.1 Preračun uparjalnika

Uparjalnik v našem primeru odvzema toploto zmesi vode in etilenglikola v posodi s prostornino $0,14 \text{ m}^3$. Narejen je iz gladkih bakrenih cevi z zunanjim premerom 16 mm . Za potek uparjanja hladiva v uparjalniku in s tem povezano ohlajanje okolice smo izbrali

Preglednica 1. Vrednosti entalpij (kJ/kg) v posameznih točkah

h_1	h_2^*	h_3	h_4^*	$h_5=h_6$	$h_7=h_8$
352	378	371	395	255	192

temperaturno razliko 10 K med hladivom in hlajeno kapljevino.

Na temelju znane moči uparjalnika izračunamo površino oziroma dolžino cevi uparjalnika po enačbi:

$$\dot{Q}_u = Ak\Delta t \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}_u}{k\Delta t} \Rightarrow l = \frac{A}{d \cdot \pi} \quad (2).$$

Rezultat izračuna je dolžina cevi $l=13\text{m}$.

Vrednost za toplotno prehodnost k smo povzeli po [2] in znaša $348\text{ W/m}^2\text{K}$.

2.2 Izbira NT kompresorja

Na podlagi izkoristka:

$$\eta_i = \frac{h_2^* - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3),$$

ki znaša za tovrstne kompresorje okrog 0,8, izračunamo entalpijo pare hladiva na izstopu iz kompresorja:

$$h_2 = \frac{h_2^* - h_1}{\eta_i} + h_1 \quad (4)$$

in nadalje masni tok nizkotlačnega kompresorja:

$$\dot{m}_{NT} = \frac{P_{NT}}{(h_2 - h_1)} \quad (5)$$

ter moč nizkotlačnega kompresorja:

$$P_{NT} = \dot{m}_{NT} (h_2 - h_1) \quad (6).$$

Iz kataloga Danfoss izberemo kompresor SC15DLX

2.3 Izbira visokotlačnega kompresorja

Podobno kakor za nizkotlačni kompresor tudi v tem primeru vzamemo enako vrednost izkoristka ter analogno enačbi (4) izračunamo entalpijo h_4 .

Masni tok hladiva v VT kompresorju izhaja iz masne bilance vmesni posodi.

Torej lahko zapišemo bilančne enačbe:

$$\dot{m}_{NT}h_2 + \dot{m}_{VT}h_6 = \dot{m}_{VT}h_3 + \dot{m}_{NT}h_7 \quad (7),$$

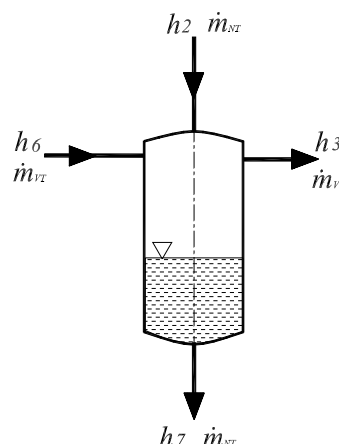
$$\dot{m}_{NT}(h_2 - h_7) = \dot{m}_{VT}(h_3 - h_6) \quad (8),$$

$$\dot{m}_{VT} = \dot{m}_{NT} \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad (9).$$

Moč VT kompresorja je:

$$P_{VT} = \dot{m}_{VT} \cdot (h_4 - h_3) \quad (10).$$

in znaša 730 W.



Sl. 3. Bilančna shema vmesne posode

Iz kataloga Danfoss izberemo kompresor SC18CLX 220-240/50

2.4 Preračun kondenzatorja

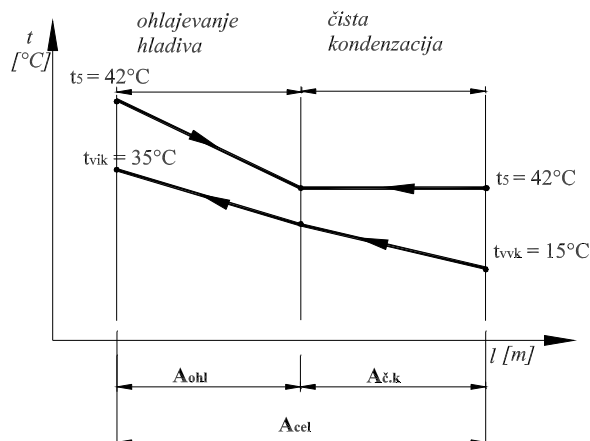
Skozi kondenzator teče masni tok $\dot{m}_{VT}$, zato je toplotna moč kondenzatorja določena z enačbo:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{VT} \cdot (h_4 - h_5) \quad (11).$$

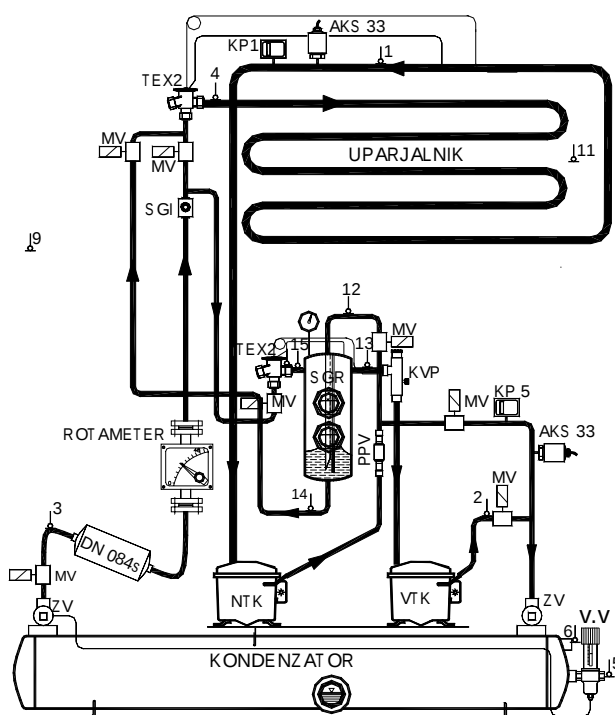
Na podlagi $\dot{Q}_k$, računan po tej enačbi znaša 3,76 kW, določimo potrebno površino vodnega kondenzatorja. V kondenzatorju se hladivo najprej ohladi do temperature nasičenja in nato kondenzira. Pri ohlajanju pare hladiva je toplotna prestopnost v cevi relativno majhna ($150\text{ W/m}^2\text{K}$), zato potrebujemo za ta proces razmeroma veliko površino. Na podlagi poznanih enačb iz prenosa toplote [3] smo izračunali površino $A_{ohl} = 0,162\text{ m}^2$. Podobno smo izračunali površino kondenzatorja, potrebno za čisto kondenzacijo hladiva, ki znaša $A_{ck} = 0,284\text{ m}^2$. Tako znaša celotna potrebna površina kondenzatorja $A_{cel} = 0,446\text{ m}^2$. Po podatkih proizvajalca tovrstnih kondenzatorjev LTH smo izbrali tip kondenzatorja VZ – 0,75.

3 IZDELAVA IN ZAGON NAPRAVE

Pri izdelavi naprave smo posebno pozornost posvetili čistosti vseh sestavnih elementov. Glavne, v prejšnjih poglavjih opisane elemente smo povezali z bakrenimi cevmi. Premer cevi smo določili na podlagi najmanjših hitrosti, ki so potrebne za pretok olja skozi elemente hladilnega sistema. V nasprotju z grelnimi sistemi, pri katerih cevi ponavadi predimenzioniramo zato, da se izognemo velikim tlačnim izgubam, v tem



Sl. 4. Potek temperatur v kondenzatorju



Sl.5. Izvedena eno- in dvostopenjska hladilna naprava z zaznavali

primeru lahko prevelik premer cevi povzroči zaostajanje in nabiranje olja v delu sistema in zato nastajajo poškodbe kompresorja. Poleg tega smo vgradili še elemente krmiljenja in varovanja ter elemente za preklon med enostopenjskim in dvostopenjskim načinom delovanja.

Po sestavi naprave (sl.5) smo opravili preskus tesnosti pri tlaku 18 bar. Napravo smo nato napolnili s hladivom R404A. Posebnih zagonskih težav ni bilo, tudi preklon iz enostopenjskega delovanja v dvostopenjski režim je uspel brez zapletov.

3.1 Zagon

Pri načrtovanju naprave smo se odločili, da vgradimo elektromagnetne ventile, s katerimi smo

lahko vzpostavili ustrezne cevne povezave in na ta način dosegli želena obratovanja. V fazi testiranja naprave se je izkazala potreba po dodatni vgraditvi protipovratnih ventilov (elektromagnetni ventili tesnijo samo enosmerno). Pred polnjenjem naprave s hladivom R404A smo napravo temeljito testirali na tesnost (vakuum).

4 MERITVE NA IZVEDENI NAPRAVI

Z meritvami želimo potrditi, v kolikšni meri smo napravo pravilno načrtovali in izdelali. Posebno skrb smo posvetili nameščanju in umerjanju zaznaval. Merilna zaznavala smo namestili v karakterističnih točkah hladilnega procesa. Merili smo: temperature, tlake, masni pretok hladiva in porabljeno električno moč na sponkah motorjev visoko- in nizko-tlačnega

Preglednica 2: Rezultati meritev dvostopenjske naprave

h_1 kJ/kg	h_2^* kJ/kg	h_4 kJ/kg	h_8 kJ/kg	$\dot{m}_{NT}$ kg/h	$T_{f_{vu}}$ °C	$T_{f_{fu}}$ °C	P_{NT} W	P_{VT} W
371	434	248	187	39,83	-34	-9,4	370	730

Preglednica 3: Rezultati meritev enostopenjskega delovanja

h_1 kJ/kg	h_2^* kJ/kg	h_2 kJ/kg	h_4 kJ/kg	P_{dj} W
371	434	448,77	248	370

kompresorja, ki je namenjen za določitev hladilnega števila.

4.1 Rezultati meritev dvostopenjskega delovanja

Izmerili smo parametre hladiva (p , T) v vseh značilnih točkah hladilnega sistema v primeru eno- in dvostopenjskega delovanja. Na podlagi teh smo iz diagrama log p – h za hladivo R 404A razbrali vrednosti entalpij (preglednica 2).

S podatki iz preglednice 2 lahko izračunamo hladilno število ε_{dej} dvostopenjske hladilne naprave. Dejansko hladilno število hladilnega sistema je razmerje med dejansko hladilno močjo za pogon kompresorjev (priključna moč na sponkah kompresorja).

$$\varepsilon_{2,dej} = \frac{\dot{Q}_u}{P_{NT} + P_{VT}} \quad (12).$$

in znaša 1,85.

Na temelju podatkov iz preglednice 3 izračunamo hladilno število enostopenjske hladilne naprave.

$$\varepsilon_{1,dej} = \frac{\dot{Q}_u}{P_{dej}} \quad (13)$$

in znaša 1,58.

5 SKLEP

V zadnjem času lahko na podlagi pregleda literature ugotovimo, da se večstopenjske hladilne naprave vse bolj uporabljajo. Po natančni proučitvi hladiv smo se odločili za freon R404A. Preračun in dimenzioniranje dvostopenjske hladilne naprave poteka podobno kakor običajne enostopenjske z nekaterimi posebnostmi. Te smo v tem prispevku posebej poudarili, kar velja predvsem za vmesno posodo in oba kompresorja. Izdelava nestandardnih elementov ter montaža celotne naprave je v celoti potekala v Laboratoriju za hladilno tehniko na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani. Po manjših začetnih težavah hladilna naprava sedaj uspešno deluje in dosega želene parametre. V dokaz uspešnega delovanja smo opravili tudi meritve na napravi v vlogi

enostopenjskega in dvostopenjskega hladilnika. Po analizi meritev smo ugotovili, da je hladilno število v primeru dvostopenjske kompresije za 15 % večje kakor v primeru enostopenjske. Torej lahko povzamemo, da je primerno graditi dvostopenjske naprave v primeru, ko je razmerje kondenzacijskega in uparjalnega tlaka večje od 9 (v našem primeru 12,3). Preklop iz eno- v dvostopenjsko funkcijo je izveden z magnetnimi ventili. Izdelana hladilna naprava bo zanesljivo prispevala h kakovostnejšemu študiju strojništva v smeri Hladilna in ogrevalna tehnika.

Zahvala

Večino elementov smo dobili kot darilo sponzorja Danfoss tovarne kompresorjev iz Črnomlja, za kar se jim najlepše zahvaljujemo.

6 UPORABLJENI SIMBOLI

A	površina v m ²
d	premer cevi v m
d_z	zunanj premer cevi v m
h	specifična entalpija v kJ/kg
k	toplotna prehodnost v W/m ² K
l	dolžina cevi v m
$\dot{m}$	masni tok v kg/s
P	moč v W
p	srednji tlak v Pa
t	temperatura v °C
T	temperatura v K
$\dot{V}$	prostorninski tok v m ³ /s
v	hitrost v m/s
$\dot{Q}$	hladilna moč v W
λ	dobavno število
ε	hladilno število
η_i	izkoristek

Indeksi

č	čista
d	dušenje
dej	dejanski
f	freon
f _{fu}	freon, izstop iz uparjalnika
f _{vu}	freon, vstop v uparjalnik

k	kondenzacija	skupni	skupni
k, č	kondenzacija, čista	šp.	škodljivi prostor
k, oh	kondenzacija, ohlajevalna	t	termometrični
m	merjeno	u	uparjanje
n	notranji, netesnost	u, dej	uparjalna, dejanska
NT	nizkotlačni kompresor	vik	voda, izstop iz kondenzatorja
oh	ohlajevalna	v, sr	voda, srednja
ok	okolica	v	voda, vstop
R	hladivo	VT	visokotlačni kompresor
sr	srednja	vvk	voda, vstop v kondenzator
sr, č	srednja, čista	z	zunanj

7 LITERATURA

- [1] Breidert, H.-J. (1995) Projektierung von Kälteanlagen, *C.F. Müller Verlag*, Heidelberg.
- [2] Breidenbach, K. (1990) Der Kälteanlagenbauer, Band 1. *C.F. Müller Verlag*, Karlsruhe.
- [3] Breidenbach, K. (1990) Der Kälteanlagenbauer, Band 2. *C.F. Müller Verlag*, Karlsruhe.
- [4] Breidert, H.-J. (1996) Formeln, Tabellen und Diagramme für die Kälteanlagenbauer, *C.F. Müller Verlag*, Heidelberg.
- [5] Kraut, B. (1981) Strojniški priročnik, 6. izdaja. *Strojniški vestnik*, Ljubljana.
- [6] VDI Wärmeatlas (1993) 7. Erweiterte Auflage. *VDI Verlag*, Düsseldorf.
- [7] Poredoš, A. (1998) Zapiski predavanj in vaj.
- [8] Vujić, S. (1988) Rashladni uređaji. *Mašinski Fakultet*, Beograd.
- [9] Veith, H. (1995) Grundkurs der Kältetechnik, 7. überarbeitete, aktualisierte Auflage. *C.F. Müller*, Heidelberg.
- [10] Danfoss (1996) Katalog RK. 00. H5. 03, 9/96.
- [11] Heinrichs, *Messgeräte GmbH*, Katalog Nr. 2.310, Köln.
- [12] Zbornik predavanj (1984) Osnove vakuumске tehnike, Ljubljana, druga izdaja.

Naslov avtorjev: Marjan Dimnik
 prof.dr. Alojz Poredoš
 Fakulteta za strojništvo
 Univerze v Ljubljani
 Aškerčeva 6
 1000 Ljubljana

Prejeto: 21.7.2000

Sprejeto: 20.12.2000

Poročila

Reports

Tehnološki center v Zasavju

Uvod

Znano je, da se Slovenija pri svojem približevanju Evropski skupnosti sooča s tehnološkim zaostajanjem gospodarstva, ki se izraža v dodani vrednosti izdelkov (komaj tretjino manjši od evropskega povprečja). Razkorak se še povečuje, saj se raven tehnološke zahtevnosti izdelkov, ki jih slovenska podjetja izvažajo, celo zmanjšuje. Zato je pomembno strateško razvojno vprašanje in eden od ključnih interesov tako Slovenije kakor posamezne regije: *kako dvigniti raven uporabe novih tehnologij in posodobiti sedanje tehnologije*.

Tudi gospodarstvo zasavske regije ima tipično industrijski značaj, saj je v tej vrsti industrije zaposlenih 75 odstotkov prebivalstva, prevladujejo pa predvsem velika podjetja. S postopnim opuščanjem energetske dejavnosti je zapadel v krizo velik del z rudarstvom povezane industrije, poleg tega pa je prehod prizadel mnoga, prej uspešna podjetja. Zastopanost razvojnih jeder v podjetjih je zelo slaba, odsotnost razvojnega mišljenja je posebej kritična pri majhnih in srednjih podjetjih. Nosilec tehnološko zahtevne in inovativne proizvodnje v regiji je le podjetje ETI iz Izlake.

Te ugotovitve so predstavljene tudi v objavi o strategiji razvoja *Zasavje 2000+*, ki je nastala na pobudo Regionalnega centra za razvoj iz Zagorja (v nadaljevanju RCR). Center je bil ustanovljen leta 1995 za koordiniranje razvojnih dejavnosti, spodbujanje podjetništva ter pospeševanje zaposlovanja v regiji. Strategija v svojih ciljnih načrtuje tudi okrepitev razvojne dejavnosti v podjetjih in ustanavljanje malih in srednjih podjetij, katerih dejavnost bo slonela predvsem na znanju in najnovejših tehnologijah.

Ukrepi vlade RS v smeri tehnoloških vspodbud v gospodarstvu

Predlog za ustanovitev tehnološkega centra se ujema s pobudo slovenske vlade za povečanje konkurenčne zmožnosti slovenskih podjetij. Ugotovljeno je, da brez vlaganj v nove tehnologije, znanje in nenehni razvoj (od izdelkov do tehnologij in postopkov) ne bo mogoče razviti izdelkov z večjo dodano vrednostjo, ne glede na boljšo organizacijo in vodenje, davčno politiko ali bančni sistem. Do teh ugotovitev so prišle mnoge študije, tega se je že leta

1994 zavedla tudi vlada, ko je sprejela *Tehnološko politiko vlade Republike Slovenije*.

Vendar se vsi programi, ki so iz tega izhajali, niso izvajali v takšnem obsegu, kakor je bilo načrtovano. Glede na to, da so bila sredstva, ki jih je vlada namenjala za spodbujanje tehnološkega razvoja, daleč premajhna za pomembnejše premike v gospodarstvu, je bil leta 1999 sprejet *Zakon o podpori gospodarskim družbam pri razvoju novih tehnologij in postavljanju in delovanju razvojnih enot od leta 2000 do 2003*. Ena od dejavnosti, predvidenih z zakonom, so tudi vzpodbude regijam in gospodarskim panogam za uveljavljanje skupnih razvojnih enot, predvsem tehnoloških centrov in tehnoloških parkov.

Tako je *pravilnik o infrastrukturnih razvojnih centrih* iz oktobra 1999 na novo opredelil postopek in merila za tehnološke centre. Centri so namenjeni zagotavljanju infrastrukturnih razmer na področni ali regionalni ravni za prenos znanj, rezultatov raziskav in tehnologij v podjetja. Center je po pravilniku pravna oseba, ki izvaja naslednje dejavnosti:

- raziskovalno-razvojno dejavnost za potrebe posamezne gospodarske panoge, ali naročnike,
- pomoč pri prijavljanju na domače in mednarodne raziskovalne in druge projekte,
- izvajanje meritev in raznih testiranj,
- spremljanje novosti s področja raziskav in tehnologij in pomoč pri njihovem uvajanju v podjetja,
- publicistično dejavnost in strokovno izpopolnjevanje za potrebe panog ali regij.

Podpora do dostopa novih tehnologij in raziskovalnih rezultatov, ki naj bi jo dajali tehnološki centri, je predvsem pomembna za mala in srednja podjetja, ki težje sledijo novostim in imajo omejena sredstva za razvoj. Vendar so ta podjetja prilagodljiva in lažje izkoristijo prednosti vrhunskih tehnologij. Takšen način je vpeljan tudi v EU, saj je temu namenjen eden od treh programov v mejah 5. *okvirnega programa*. Delovanje tehnoloških centrov je bilo doslej sofinancirano tudi od bivšega Ministrstva za znanost in tehnologijo, seveda pod določenimi pogoji, objavljenih v razpisu.

Trenutno deluje, ali je v postopku registracije, v Sloveniji 31 tehnoloških centrov, pri šestih (med katerimi je že omenjeni regionalni tehnološki center v Zasavju) pa še potekajo postopki za definiranje skupnega razvojnega interesa.

Dosedanje dejavnosti pri ustanavljanju tehnološkega centra v Zasavju

Glede na smernice strategije Zasavje 2000+ je bil v okviru RCR-a v letu 1999 izdelan tudi *Razvojno-aplikativni projekt za ustanovitev tehnološkega parka v Zasavju*. Tehnološke parke običajno ustanavljajo v bližini univerz in razvojnih institutov, v glavnem so namenjeni kot infrastruktura za ustanavljanje in delovanje podjetij ter lažji dostop do znanj in opreme. Glede na to, da v Zasavju za zdaj ni pričakovati zadostne kritične mase podjetij, ki bi jih lahko vključili v takšen park, je bila v začetku leta 2000 od Fakultete za strojništvo, Univerze v Ljubljani (ki se je s svojo strokovno podporo formalno priključila projektu ustanovitve tehnološkega centra) predstavljena zamisel o **Tehnološkem centru za izdelovalne tehnologije**.

Zamisel je bila ugodno sprejeta tudi od možnih soustanoviteljev centra, to je zainteresiranih podjetij iz Zasavja, vključeni pa naj bi bili tudi obe univerzi in en inštitut. Glede na ta idejni osnutek je bilo ustanavljanje centra predlagano tudi v *Programu razvojnega prestrukturiranja zasavske regije zaradi postopne opustitve energetske dejavnosti* kot eden od podprogramov v predlogu tako imenovanega Zasavskega zakona.

V tem programu je kot izhodišče navedena usmeritev zasavskega gospodarstva v smeri vgrajevanja rezultatov lastnega znanja v mednarodno konkurenčne izdelke. Tehnološki center naj bi sedanjim podjetjem dajal podporo pri razvoju kakovostnih izdelkov visoke tehnološke ravni, ki vsebujejo veliko dodano vrednost. Prvi ukrep naj bi bil oblikovanje tehnološkega centra, najprej s področja strojništva, kasneje pa še z nekaterih drugih dejavnosti. Kot rezultat delovanja centra so poudarjene vzpostavitev razvojne in tehnološke povezave med podjetji, večje prepoznavnosti regije, nova delovna mesta, priliv kapitala v regijo in omejitvev bega "možganov" iz regije.

S sprejetjem *Zakona o postopnem zapiranju Rudnika Trbovlje-Hrastnik* je tehnološki center vključen tudi v delu vspodbud za vzpostavlanje in delovanje tehnološko-inovacijskih centrov ter pospeševanje zaposlovanja strokovnih kadrov na področju razvoja in raziskav. V podprogramu *Razvojne infrastrukture in podjetništva* od 2000 do 2004 so predlagana vlaganja v tehnološki center v znesku 800 milijonov tolarjev. Na ta način so bili poleg formalnih okvirov postavljeni tudi določeni finančni in časovni okviri za ustanovitev Tehnološkega centra v Zasavju, RCR pa je določen kot izvajalec projekta.

Razvoj izdelavnega inženirstva in nove izdelovalne tehnologije

V tehnološko razvitem svetu se dogajajo velike spremembe pri modernizaciji in prenovitvi

proizvodnje, saj je le tako mogoče zagotavljati sedanje položaje na svetovnem trgu, pa tudi osvajati nove trge. Vse te dramatične spremembe so posledica tako imenovane tretje tehnološke revolucije, ki je temeljito spremenila dosedanje razumevanje in razmerja v industrijski proizvodnji. Poglavitni temelji razvoja izdelavnega inženirstva so zato danes: trg, nove izdelovalne tehnologije in tehnike, nova proizvodna filozofija, informacijske tehnologije in interdisciplinarnost.

Trg oziroma vključevanje kupca v **razvoj in oblikovanje izdelka** je prvi korak in glavno vodilo za kasnejše projektiranje tehnološkega in izdelavnega postopka. Od konstrukcije izdelka so odvisne vse kasnejše tehnološke in ekonomske značilnosti izdelave (izdelovalna tehnologija, kakovost, stroški...). Tradicionalne inženirske postopke razvoja izdelka vse več zamenjuje hkratni inženiring, kjer se vse faze razvoja izdelka opravljajo hkrati. S tem je mogoče sproti popravljati konstrukcijske rešitve, sočasno pregledovanje različnih rešitev in prikazovanje modelov v vseh fazah razvoja. Takšni postopki omogočajo znatne prihranke pri stroških razvoja, skrajšanje časov razvoja in s tem hitrejši vstop na tržišče.

Moderne tehnologije, ki podpirajo takšne inženirske postopke so tehnologije RPN/RPI (CAD/CAM), obrnjeni inženiring in hitra izdelava prototipov izdelkov ali orodij. Vse te tehnologije bodo vsekakor v najvišjem tehnološkem vrhu v tem stoletju. Poleg tega vpliva na ceno izdelka tudi vrsta materiala, pri novih inženirskih postopkih ima ta lahko od 20 do 80 % deleža pri končni ceni izdelka. Svetovna predvidevanja so, da 80% izdelkov in storitev, ki bodo na voljo leta 2020, še ni izumljenih, velik delež pri tem se nanaša tudi na nove, doslej tržno še neuporabljene materiale, ki pa se jim cena značilno znižuje (jeklo npr. zamenjujejo kompoziti). Hkrati se razvijajo **nove izdelovalne tehnologije in tehnike** (laserska, abrazivna, ultrazvočne, z velikimi hitrostmi obdelave, elektroerozijska obdelava, zelo natančne in mikro obdelave, tehnologije površinske obdelave in podobno).

Najznačilnejši pokazatelj tehnološke razvitosti nekega naroda ali regije znotraj države pa je **tehnološka prepletenost izdelkov**, ki jih je industrija zmožna izdelati. Tehnologije visoke ravni imajo večje izdelovalne stroške, vendar vgrajeno znanje zagotavlja večje dodane vrednosti in s tem veliko večje dohodke. Izdelki niso več rezultat dela samo npr. strojnih inženirjev, današnji izdelki so zapleteni in zahtevajo interdisciplinarno delo strokovnjakov iz različnih področij.

Povzamemo lahko, da običajna znanja, zastareli izdelki in tehnologije ne morejo zagotavljati obstoja, še manj pa prodor na zahtevnem, zvrtnem svetovnem tržišču. Podjetja se morajo usposobiti tako, da izdelujejo več izdelkov vrhunske zahtevnosti,

kakovosti, v čim krajšem času in s čim manjšimi stroški. To lahko vključuje tako oživitev sedanjih izdelkov ali tehnološko zaostalih podjetij ali pa iskanje in uvajanje novih izdelkov ter ustanavljanje novih, tehnološko vrhunsko usposobljenih podjetij.

Vse to pa zahteva nove tehnološke postopke, od snovanja do konstrukcije izdelkov, hitre izdelave prototipov do modernih ter prilagodljivih zelo razvitih izdelovalnih sistemov. Poleg vlaganj v drago opremo najvišje tehnološke ravni in ukrepov za prenos modernih tehnologij pa so potrebna tudi izdatna vlaganja v inženirska znanja. Po vseh svetovnih ocenah bo stoletje, v katerega smo stopili, inženirsko obdobje.

Strateški cilji in program dela centra

Tehnološki center v Zasavju naj bi bil predvsem raziskovalno tehnološka podpora vsem tistim podjetjem v Zasavju, v katerih so v zadnjih letih zaradi različnih okoliščin osiromašili ali popolnoma odpravili razvojne oddelke. Vsa tovrstna proizvodna podjetja, pa tudi tista najbolj uspešna v regiji (ETI Izlake, Kovina Šmartno, Pirnar&Savšek Zagorje, Varnost Elektronik Zagorje, STT Strojgradnja Trbovlje, Kalmer Trbovlje, Livarna Trbovlje, Forstek Hrastnik) podpirajo zamisel centra in so pripravljena pristopiti kot soustanovitelji centra.

Glede na izkušnje (lažje investiranje, možnost prijavljanja za subvencije, vključevanje v mednarodne projekte) in vladna priporočila je najbolj primerna organizacijska oblika tovrstnih centrov privatni zavod z neprofitno dejavnostjo. Soustanovitelji sestavljajo svet zavoda in jamčijo le z ustanovitvenim kapitalom, dodatna strokovna podpora je mogoča tudi prek strokovnega sveta (kjer so lahko vključeni tudi zastopniki univerz, inštitutov ali ministrstev). Center ne bi bil panožno (branzno) usmerjen tako kakor večina že delujočih centrov v Sloveniji, vseeno pa bi bilo za začetek delovanje usmerjeno v področje izdelovalnih tehnologij. Ta gospodarska panoga v Zasavju tudi prevladuje, čeprav sloni tradicija tudi na elektronski in kemični industriji.

Za uspešno izvajanje raziskovalne in razvojne dejavnosti mora center ustanoviti svojo raziskovalno ali razvojno skupino v skladu z navodili ministrstev, imeti pa mora tudi jasen program dela in realen poslovni načrt. Predlagan okvir dela centra oziroma njegovo poslanstvo, je:

- priprava in izdelava skupnih podpornih projektov za zasavsko industrijo,
- iskanje in razvoj novih izdelkov najvišje tehnološke ravni,
- prenos znanja in novih tehnologij,
- na praktičnih, uporabnih primerih predstavljati pomen vpeljave vrhunskih tehnologij,
- izobraževanje tehničnega in inženirskega kadra.

Z možnimi soustanovitelji bo treba najprej poenotiti vizijo, poslanstvo in vodilna načela centra, kar bo osnova za izdelavo strateškega načrta. Načrtovano je, da bodo tovrstne dejavnosti tekale v okviru ustreznega projekta, ki bo obsegal tako vsebino kakor delovanje centra. V izvedbenem delu programov ukrepov glede na zakon o zapiranju rudnika je za ta namen tudi že določena poraba sredstev.

Sklep

V programu ukrepov za reševanje specifičnih problemov regije zaradi pospešenega opuščanja energetske dejavnosti v Zasavju je v okviru ukrepa za uvajanje razvojne infrastrukture načrtovana tudi ustanovitev tehnološko-inovacijskega centra. Glede na predstavljeni predlog naj bi center s svojo raziskovalno razvojno dejavnostjo najprej pokrival področje najnaprednejših **izdelovalnih tehnologij s področja strojništva**, v nadaljevanju pa se bo usmeril tudi v razvoj in izdelavo **mehatronskih komponent in sistemov**.

Znanja s področja proizvodnega strojništva, obdelovalnih tehnik, nekovinskih in kompozitnih materialov, tehnologij RPN/RPI, hitre izdelave prototipov, tehnologij s RŠK (CNC), obdelav z velikimi hitrostmi, zelo natančnih obdelav, orodjarstva, vsekakor spadajo v področje najnovejših tehnologij. Vsa ta znanja, ki jih imajo raziskovalci tako na univerzah kakor tudi po različnih inštitutih, bi bilo mogoče najpreprosteje prenesti v proizvodna podjetja v Zasavju prek ustreznega **regionalnega tehnološko-razvojnega centra**.

Vizija centra je postati eden od vodilnih v Sloveniji na svojem področju delovanja in na ta način dejavno sodelovati pri pospeševanju tehnološkega razvoja regije. Organiziranost centra bo v obliki **privatnega zavoda z neprofitno dejavnostjo**, projekti centra pa bodo predvsem usmerjeni v podporo **majhnim in srednjim podjetjem** v Zasavju.

Center bo s svojo infrastrukturo (prostor, oprema, stroji, komunikacijske povezave) ter visokokvalificiranimi kadri s področja tehnike in vodenja skrbel za prenos posameznih projektov novih tehnologij, pospeševal njihov nadaljnji razvoj s poudarkom na neposredni uporabi v podjetja, pomagal pri iskanju novih izdelkov, pospeševal povezovanje sedanjih tehnoloških rešitev, izobraževal kadre, praktično demonstriral nove tehnologije in nudil znanja pri zagonu posamezne tehnologije. Vse to bo teklo po znanih načelih porazdeljene proizvodnje.

Uspešno delo **Tehnološkega centra v Zasavju** je vsekakor ena od perspektivnih podpor za razvoj regije. Za izvedbo njegovega poslanstva potrebujemo ustrezna **kapitalska vlaganja** (začetni viri bodo predvidoma iz sredstev programa zapiranja

rudnika, mednarodnih projektov PHARE za razvoj regije, projektov ministrstev), **znanje** (ki je na fakultetah, inštitutih, raziskovalnih in razvojnih centrih) ter **strokovnjake**, ki bodo sposobni delati z najnovejšimi tehnologijami.

Po vsej verjetnosti bo za zagon centra še najtežje pridobiti strokovne in neobremenjene kadre, ki bodo zmožni uvajati nova inženirska znanja in uporabljati nove informacijske tehnologije. Določen inženirski potencial v Zasavju že obstaja, vendar bo treba vključiti tudi zunanji znanstveno-raziskovalni kader. Prihodnost je le na **vklučevanju mladih iz Zasavja**, ki se bodo prek dela centra navdušili za inženirski študij. Brez novih, inovativnih kadrov ter

njihovega stalnega izobraževanja bodo vsi načrti o tehnoloških spremembah, ki bi lahko značilno vplivale na razvitost zasavske regije, ostali na papirju kot neuresničljive sanje.

Na žalost pa se je izvajanje ukrepov zakona prestavilo v leto 2001, poleg tega pa so na regijskem nivoju nastala tudi določena nesoglasja med RCR in posameznimi občinami. Tako doslej kljub zanimivem programu dela, za katerem stoji tudi izkazan interes podjetij v regiji, do ustanovitve Tehnološkega centra v Zasavju še ni prišlo.

doc. dr. Slavko Dolinšek
Fakulteta za strojništvo, Univerze v Ljubljani

Strokovna literatura

Professional Literature

Nove knjige

Springer for Science, AM Ijmuiden

Beitz, W., Grote K.-H.: DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau, 1800 str., 159 DEM;
Dorner, J., Schünemann, M.: Industrielle Mikrosystemtechnik, ca. 300 str., 129 DEM;
Fischer, W., Dangelmaier, W.: Produkt- und Anlagenoptimierung, 271 str., 89 DEM;
Luczak, H., Eversheim, W.: Produktionsplanung und -steuerung, 773 str., 249 DEM;

John Wiley & Sons Limited, Chichester

Groß, H., Hamann, J. and Wiegärtner: Electrical Feed Drives in Automation, ca. 320 str., 45.00 GBP;
Balabanian, N., Carlson, B.: Digital Logic Design Prin-

ciples, ca. 432 str., 28.50 GBP;
Nazaroff, W., Alvarez-Cohen, L.: Environmental Engineering Science, ca. 752 str., 22.50 GBP;
Montgomery, D.: Introduction to Statistical Quality Control (4th edition), ca. 816 str., 29.95 GBP;
Ferguson, C., Kirkpatrick, A.: Internal Combustion Engines (2nd edition), ca. 400 str., 32.50 GBP;
Harris, T.A.: Rolling Bearing Analysis, (4th edition), ca. 1000 str., 96.95 GBP;
Welty, J., Wicks, C., Wilson, R.: Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer (4th edition), ca. 768 str., 34.95 GBP;
Shah, R., Sekulic, D.: Fundamentals of Heat Exchanger Design, ca. 750 str., 71.95 GBP.

Iz revij

IZ DOMAČIH REVIJ

Les, Ljubljana

Butala, V., Valenčič, M.: Biomasa kot alternativni vir energije

Materiali in tehnologije, Ljubljana

Vitez, I., Sebastijanović, S., Baličević, P.: Predpisi za zagotovitev zanesljivosti tlačnih posod
Gliha, V.: Dinamična trdnost materiala na prehodu temena vara pri zvarnem spoju na visokotrdnem konstrukcijskem jeklu
Grešovnik, F.: Vpliv kemijske sestave in toplotne obdelave na lastnosti feritnega nerjavnega jekla za magnetne ventile
Požun, K., Koller, L., Praček, B.: Vpliv stopnje zamreženja na karakteristike kapacitivnega polimernega senzorja relativne vlažnosti zraka

Organizacija, Maribor, Kranj

2000, 8

Skulj, T., Čampelj, B., Mavrič, F.: Računalniško opismenjevanje pedagoških delavcev
Gerlič, I.: Didaktična analiza pripomočkov za pripravo in obdelavo učnih gradiv pri učenju na daljavo

Sonce, Ljubljana

2000, 10

Novak, P.: Novi slovenski predpisi o toplotni zaščiti stavb
Stritih, U.: Sončne elektrarne v stavbah

Sporočila Urada za standardizacijo in meroslovje, Ljubljana

2000, 9

Štibler, A.: Akreditacija laboratorija za metrologijo na Zavodu za gradbeništvo Slovenije

IZ TUJIH REVIJ

ASHRAE Journal, Atlanta

2000, 9

Kruse, H.: Refrigerant Use In Europe
Paarporn, S.: Local Pumping System
Taylor, S.T.: Comparing Economizer Relief Systems
Geary, D.F.: New Guidelines On Legionella

CDA

Condizionamento dell'aria Riscaldamento Refrigerazione, Milano

2000, 9

Ayr, U., Cirillo, E., Martellotta, F.: Disturbo da rumore – Verifica sperimentale di una scala per la valutazione soggettiva
Cavallini, A.: Il contenimento della trasmissione di vibrazioni

Forum - Technische Mitteilungen Thyssen Krupp, Düsseldorf

2000, 7

Engl, B., Eisdohr, J., Feindt, J.-A., Heller, T., Köhler, K., Stich, G.: Passenger car side impact beams made of multi-phase steels
Schmidt, K.: Innovative air spring damper modules for the S-Class from DaimlerChrysler

Thielert, H.: Automation and optimization of gas treatment systems with GasControl™

HLH

Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Düsseldorf 2000, 9

Meier-Wiechert, G.: Das Heizsystem der Zukunft
Erb, C.: Effizienter Einsatz bivalenter Wärmepumpen – Teil 2
Glück, B.: Wärmephysiologische Bewertung von Kühlsystemen zur Raumklimatisierung
Kasche, J.: Das VDI-Verfahren als Messverfahren für die Innenraumluftqualität

2000, 10

Detzer, R.: Mechanische Entrauchung von Sondergebäuden im Brandfall
Sodec, F.: Geschichte der Luftführungssysteme

IDR, Industrie Diamanten Rundschau, Willich 2000, 3

Friemuth, T., Becker, J.C., Hannebauer, A.: Kontakterosives Konditionieren von metallgebundenen cBN-Schleifscheiben

IDR, Industrial Diamond Review, Ascot 2000, 3

Brookes, E.J., Ingleby, c., Shutt, C.: The "quick-stop" technique applied to milling with a single point cutter
Hoffmeister, H.-W., Timmer, J.H.: Laser conditioning of superabrasive grinding wheels
Klocke, F., Rübenach, O.: Ultrasonic-assisted diamond turning of glass and steel

Renewable Energy World, London 2000, 9-10

Overend, R.P.: Biomass gasification: the enabling technology

Ocene knjig

J. Grosch in 8 soavtorjev: Schadenskunde im Maschinenbau

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malsheim, 3. pred. izd. 1999.
Obseg: format 15 x 21 cm, 351 strani, 353 slik, 7 pregl., 134 navedb literature.
Cena je 98 DEM.

Uvodno poglavje obravnava pojme, pomen, vzroke in postopke posameznih analiz poškodb, ki so pogoste v tehniki. Podrobno poda pomen makroskopskih in mikroskopskih analiz materialov.

Preostala poglavja pa so namenjena razlagi posameznih primerov, ki se v praksi pogosto pojavijo in je njihov vzrok za nastanek in širjenje poškodbe težko raziskati. Za te primere avtorji podajo celovito analizo nastanka poškodbe in vse posledice, ki bi lahko nastale v primeru nadaljnje uporabe analiziranih elementov.

Vzroki za poškodbe so pogosto v preobremenitvi objekta, neustrezni izbiri materialov (jeklo, lahke kovine, polimeri itn.) in nenatančni izdelavi, kar pogosto povzroča neustrezne ohlapnosti, oblike stika itn. Uspešne raziskave na tem področju vodijo do razumevanja nastanka poškodb, kasneje pa so pridobljena znanja v pomoč konstrukterjem in v proizvodnji. To je tudi pogoj za tehnično in gospodarno optimiranje, povečano nosilnost in varnost izdelkov. Obvladovanje znanja na področju nastanka poškodb je pomembna podrobnost pri razvoju gradnje strojev in v upravljanju kakovosti izdelka. Predstavljena je metodika dela, podani so protokoli raziskovanja poškodb, analize rezultatov in predstavitev posameznega primera poškodbe.

Knjiga je namenjena vsem, ki želijo dopolniti svoje znanje, raziskovati na tem področju in rezultate na predstavljen način uvajati na praktičnih problemih. Področje je zelo zapleteno zato zahteva razvoj osebnega znanja v duhu skupinskega dela.

I. Prebil

H. R. Reichel: Gebrauchsmuster- und Patentrecht – praxisnah

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malsheim, 4. pred. izd. 1999.
Obseg: format 15 x 21 cm, 133 strani, 6 slik.
Cena je 49 DEM.

V knjigi želi avtor poudariti, kako pomembna je zaščita izumov ter znanja in ne le vrhunskih izdelkov.

Knjigo je predstavil kot zbirko podrobnosti, ki vplivajo na prijavo patenta in pomagajo avtorju razjasniti, npr.: kako se izogniti težavam pri prijavi patenta; ali mora biti vsaka prijava patent; kako nam pomaga že prijavljeni primer; kakšno pomoč pri odločitvi potrebujemo itn. Vse razlage so vezane na vrsto dejanskih problemov, ki se pojavijo v praksi, npr.: kdaj smemo dograditi že zaščiten prijav; kako izvedemo pritožbo na zlorabo patenta itn. Avtor skozi posamezne primere pokaže, kako nedorečena je na tem področju zakonodaja in kako pomembna je povezava med tehničnimi in pravnimi razmišljanji.

Avtor se ne spušča v teoretične presoje, ampak je knjigo napisal v obliki praktičnih priporočil, ki so razumljivo zapisana in so namenjena vsem, ki želijo zaščititi svoje izdelke itn.

I. Prebil

P. Kairies: Professionelles Management für die Investitionsgüterindustrie

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen –
Malmsheim, 3. pred. izd. 1999.
Obseg: format 15 x 21 cm, 162 strani, 81 slik.
Cena je 59 DEM.

Knjiga opisuje impulze, sugestije, praktične nasvete in zamisli o poklicnem vodenju izdelka.

Uvodno poglavje je namenjeno razlagi postopka vpeljave vodenja izdelka v podjetje. Sledi poglavje o zbiranju, predstavitvi in vrednotenju informacij, inovativnem iskanju idejnih rešitev proizvoda in načinu krajšanja časa uvajanja proizvoda (simultani ali vzporedni inženiring).

Zadnje poglavje je namenjeno razlagi korakov postopka uvedbe novega izdelka na domači oziroma tuji trg.

Knjigo svetujem delavcem služb trženja, prodaje in razvoja.

M. Starbek

G. Hausmann – H. Stürmer: Zielwirksame Moderation

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen –
Malmsheim, 2. pred. izd. 1999.
Obseg: format 15 x 21 cm, 105 strani, 30 slik.
Cena je 36 DEM.

Moderiranje kot metoda je namenjeno za krmiljenje delovnih procesov in delovnih pogovorov. Cilj moderiranja je skupni cilj.

Knjiga opisuje postopke moderiranja, načrtovanje in izvedbo seje, uporabo tehnik moderiranja ter morebitne napake in učinke pri moderiranju.

Knjigo priporočam vsem, ki vodijo skupinsko delo, in to v vseh fazah uvajanja novega izdelka.

M. Starbek

W. Krause: Gerätekonstruktion in Feinwerktechnik und Elektronik

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien, 3. pred.
izd. 2000.
Obseg: format 17 x 24 cm, 614 strani, 505 slik, 230
preglednic.
Cena je 148 DEM.

Na funkcionalnost, tehnično ekonomsko upravičenost in kakovost finomehanskih in elektronskih izdelkov vplivajo nove zahteve in tehnološke možnosti za njihovo izdelavo. Za doseg

želenega cilja se zahteva posebno znanje za snovanje, konstruiranje in oblikovanje finomehanskih in elektromehanskih elementov, podsestavov in končnih izdelkov. S povečanim številom razpoložljivih raziskovalnih uporabniških dognanj je omogočeno, da se zmanjšata čas in cena, ki sta pomembna parametra pri konstrukcijski in proizvodni dejavnosti. To sili k nadaljnji racionalizaciji dela, hitrejši in zanesljivejši pripravi informacij in podatkov ter vključevanja visoko kvalificiranih sodelavcev za izvedbo določenega projekta. Zaradi hitro razvijajoče se finomehanike in elektronike imajo velik pomen učinkovitost, znanstveno razvojno delo in avtomatizacija v proizvodnem procesu na tem področju.

Vsebina knjige prispeva k reševanju problemov na področju konstruiranja naprav in aparatov. S prejšnjimi knjigami istega avtorja sestavlja pričujoča knjiga sklenjeno celoto kot pomoč pri konstruiranju finomehanskih, mikromehanskih, optoelektričnih in elektronskih naprav. V mehatronskem problemu so finomehanske, elektromehanske, mikromehanske, optične in optoelektrične funkcijske skupine, zato moramo sistematično razvijati funkcijo izdelka z upoštevanjem vseh strokovno znanstvenih področij z namenom, da dosežemo želene rešitve na podlagi najnovejših tehničnih dosežkov. Znanje na področju konstruiranja finomehanskih in mikromehanskih elementov ima zelo velik vpliv na razvoj mikroelektronske in računalniške tehnike.

Knjiga ima osem poglavij, ki se po vsebini sistematično dopolnjujejo in vodijo snovalca in konstrukterja k sintezi najboljše rešitve problema.

Razvojne usmeritve finomehanskih naprav in literatura so navedeni v prvem poglavju. Drugo poglavje obravnava konstrukcijski razvojni proces z upoštevanjem postopkov konstruiranja, strukturne sinteze, kombinacij, variant in iskanja zamisli za razvoj izdelka. Izdelava naprav z upoštevanjem funkcionalnih parametrov, geometrijskega snovanja in montaže je obravnavana v tretjem poglavju.

V četrtem poglavju so napotki za zagotavljanje točnosti in zanesljivosti delovanja naprav.

Zaščita naprav pred vplivi okolice kakor tudi zaščita okolice sta opisani v petem poglavju.

V šestem poglavju so obravnavane funkcijske skupine in elementi kot nepogrešljivi deli in podsestavi pri snovanju konstrukcije in izvedbe sinteze finomehanskih, mikromehanskih in elektronskih komponent, ki so potrebni za doseg funkcionalnega cilja izdelka. Oblikovanje elementov, podsestavov in naprav, ki morajo zadostiti pogojem obratovanja, videzu in ceni izdelka, ter pakiranje in transport občutljivih naprav je z navedbno ustreznih standardov obravnavano v sedmem in osmem poglavju.

Knjiga je primerna za inženirje, ker vsebuje veliko podatkov za prakso, kakor tudi za študente na univerzitetnem in visokostrokovnem študiju kot temelj v razvojno-konstrukcijskem procesu.

I. Janežič

H. J. Mair in 9 soavtorjev: Kunststoffe in der Kabeltechnik

Zal.: Expert Verlag, GmbH, Renningen – Malsheim, 1999.

Obseg: format 15 x 21 cm, 271 strani, 173 slik, 34 preglednic, 36 lit. pod.

Cena je 88 DEM.

Kabelska tehnika je eno izmed področij, na katerem so se polimerni materiali najprej uveljavili in posredno pomembno prispevali k razvoju elektrotehnike. Polimeri se odlikujejo po dobrih elektroizolacijskih lastnostih in hkrati omogočajo ceneno oplaščenje električnih vodnikov s tehnologijo brizganja. Predvsem slednje je imelo pomemben ekonomski učinek na razvoj kabelske tehnike, ki seže nazaj v daljne leto 1900, ko so bili že postavljeni prvi standardi VDI na tem področju.

Pričujoča knjiga podaja pregled problematike, povezane s to pomembno tehnično panogo. Knjiga je razdeljena na deset poglavij. Prvo poglavje podaja kratek zgodovinski pregled razvoja kabelske tehnike in predvsem standardov, ki se nanašajo na preskušanje električnih, mehanskih in ognjevzdržnih lastnosti oplaščenja. Zelo sistematično, v obliki preglednice, je podan seznam najbolj razširjenih materialov na tem področju iz skupine termoplastov, termo elastomerov in zamreženih elastomerov.

Drugo poglavje knjige je v celoti posvečeno poliolefinom, tj. polipropilenu in polietilenu, ki sta najbolj razširjena termoplastična materiala v kabelski tehniki. Na kratko je predstavljena struktura materialov in lastnosti, ki so pomembne v gradnji oplaščenja električnih vodnikov.

Tretje poglavje obravnava termoplastične poliuretane – TPU, katerih mehanske lastnosti so nekje med termoplasti in zamreženimi elastomeri. Materiale skupine TPU uporabljamo za aplikacije, pri katerih je vodnik izpostavljen nizkim temperaturam, ker imajo temperaturo fazne premene globoko pod 0 °C, običajno okrog –50 °C. Podobno kakor termoplasti tudi materiali skupine TPU omogočajo recikliranje. Temu vprašanju je posvečeno zadnje poglavje.

Kabelske povezave so dobile novo dimenzijo z razvojem telekomunikacij, pri katerih so zahteve precej ostrejšje od tistih za prenos električne energije. Tem vprašanju je namenjeno četrto poglavje. V posebnem podpoglavju je obravnavana

zaščita optičnih kablov, ki na področju telekomunikacij nezadržno izpodrivajo električne kable. Uporaba termoplastov za zaščito optičnih kablov je vsebina petega poglavja

Šesto poglavje obravnava časovno odvisne električne lastnosti polietilena-PE. Posebna pozornost je posvečena spreminjanju elektroprebojnih lastnosti v odvisnosti od časa, ki jih pospešuje difundirana voda in proces oksidacije. Na koncu poglavja je podanih nekaj empiričnih postopkov napovedovanja dobe trajanja oplaščenja. V nasprotju z drugimi poglavji, pri katerih ni seznama literature, je v tem poglavju navedenih 37 referenc, kar je lep skupek dodatne strokovne literature na tem področju.

Podzemeljska izvedba visokonapetostnih omrežij zahteva kable s posebno kakovostnim oplaščenjem. Na tem področju se zmeraj bolj uveljavljajo zamreženi polietileni – VPE. Tej problematiki je posvečeno razmeroma kratko sedmo poglavje.

Osmo poglavje posega na področje digitalnih in video komunikacij, tj. področje medmrežja in kabelske televizije, ki se počasi združujeta. Za izvedbo komunikacijskih povezav se zato uveljavljajo hibridni kabelski sistemi, sestavljeni iz optičnih in električnih vodnikov.

Vzdržnost v ognju pri visokih temperaturah in nestrupenosti odpadnih snovi pri sežigu, sta dve izmed najpomembnejših zahtev, ki jih morajo izpolnjevati materiali za oplaščenje vodnikov. Ta problematika je tema devetega poglavja. Osmo podpoglavje obravnava standardizirane postopke preskušanja gorljivosti materialov, ki jih uporabljamo za oplaščenje vodnikov.

Zadnje, deseto poglavje je posvečeno predstavitvi opreme za visokonapetne vodnike. Predstavljeni so izolatorji, ozemljitveni elementi in priključna stikala.

Knjigo priporočam vsem, ki se pri svojem delu srečujejo s polimernimi materiali, še posebej dodiplomskim študentom in tistim inženirjem elektro in strojne stroke, ki delajo v elektroindustriji.

I. Emri

J. Winkler - H. Aurich: Taschenbuch der Technischen Mechanik

Zal.: Fachbuchverlag Leipzig / Carl Hanser Verlag München, Wien, 7. izd. 2000.

Obseg: format 12,5 x 19,5 cm, 443 strani, 327 slik, 32 preglednic.

Cena je 39,80 DEM.

Tehnična mehanika je pomemben temeljni predmet vsakega tehniškega izobraževanja na vseh ravneh od poklicnega do univerzitetnega. Predloženi priročnik tehnične mehanike je predvsem namenjen

študentom višješolskega, visokošolskega strokovnega in univerzitetnega študija strojništva. Vsekakor je tudi dobrodošel pripomoček inženirjem v praksi, ki se z reševanjem strokovnih nalog srečujejo s problemi, povezanimi z mehaniko.

V priročniku so v strnjeni besedni in slikovni obliki razloženi pojmi in zakoni s področja mehanike, ki so ponazorjeni s tipičnimi numeričnimi primeri. Prav zaradi slednjega menim, da publikacija že kar presega naslov priročnika. Zaradi rešenih primerov je razumljivost formul sicer večja, poveča pa se obseg publikacije. Besedni del je toliko obsežen, da omogoča osvežiti že morda nekoliko pozabljeno učno snov mehanike. Zato ga v nekem pomenu lahko štejemo za repertorij mehanike.

V zadnjem poglavju, imenovanem dodatek, so v številnih preglednicah podane številčne vrednosti veličin, ki so nujno potrebne za konkretno reševanje problemov, povezanih z mehaniko.

Celotna snov je razdeljena v naslednja poglavja: statika, trdnost, kinematika in kinetika ter mehanska nihanja.

Da je priročnik resnično dobro sprejet pri uporabnikih, potrjuje tudi tokratna sedma izdaja.

Poglobljeno znanje lahko uporabnik pridobi v literaturi, ki je navedena ob koncu priročnika. Kakor je za priročnike običaj, ga končuje stvarno kazalo, ki omogoča lažje iskanje posameznih vsebin.

Priročnik je primeren za vse, ki so pri svojem izobraževanju in delu kakorkoli povezani z mehaniko.

J. Stropnik

M.Mayr: Mechanik Training

Zal.: Carl Hanser Verlag München, Wien, 2 pred.
izd. 2000.

Obseg: format 16 x 23 cm, 220 strani, 305 slik.
Cena je 29,80 DEM

K učbeniku Tehnična mehanika je avtor M.Mayer pripravil še zbirko nalog. Ta druga izdaja, imenovana urjenje mehanike, je krepko predelana in vsebuje skupaj 125 nalog. Vse naloge so v celoti

rešene in pojasnjene z obširno razlago. V zbirki avtor razlikuje primere za vajo od primerov, ki so bili na izpitih. Tako študent lahko oceni, kakšne zahtevnostne ravni bodo naloge na izpitu. Primere izpitnih nalog je avtor razvrstil v štiri zahtevnostne stopnje. Ob koncu vsakega poglavja iz mehanike so tako podane izpitne naloge, in sicer za vsako zahtevnostno stopnjo po nekaj nalog. Naloge prve zahtevnostne stopnje so sorazmerno kratke in zahtevajo izračunavanje osnovnih zadev, pri katerih so postopki praviloma znani. Z višanjem zahtevnostne stopnje se večata tudi zahtevnost in obseg naloge. Tako so naloge četrte zahtevnostne stopnje sorazmerno zahtevne in terjajo od študenta celovito znanje, kakor je vrednotenje dobljenih rezultatov, njihovo analizo in načrtovanje.

Naloge so v zbirki razvrščene v tri področja: statiko z 48 nalogami, kinematiko, kinetiko in nihanja s 37 nalogami in nauk o trdnosti s 40 nalogami.

Skupna značilnost obravnavanih nalog iz mehanike je, da so iz neposredne tehnične prakse ali v povezavi s preživljanjem prostega časa. Na ta način je nalogam zagotovljena aktualnost, kar je nedvomno spodbuda za bolj zavzeto reševanje posameznih nalog. Naloge so zasnovane že kot majhni projekti, iz katerih si mora študent znati pripraviti računski model, ga nato matematično popisati in konkretno ovrednotiti. Zaradi te praktične naravnosti nalog bo zbirka koristila tudi praktikom, saj je s potekom reševanja posamezne naloge podan tudi vzorec za reševanje enakih ali podobnih praktičnih nalog. Zbirko končuje tematsko kazalo, ki omogoča iskanje nalog po posameznih temah.

Zaradi opisane konkretnosti nalog je zbirka namenjena v prvi vrsti študentom strojništva visokih strokovnih šol, prav pa bo prišla tudi študentom univerzitetnega študija in praktikom. Predvsem naloge najnižje zahtevnostne stopnje so primerne tudi za študente višjih šol in dijake strojnih srednjetehtniških šol.

J. Stropnik

Osebnosti

Personal Events

Prof. Boris Černigoj - 85 let

Dne 2. oktobra 2000 je praznoval svojo 85-letnico prof. Boris Černigoj. Jubilant se je rodil v Innsbrucku, maturiral v Ljubljani, prva dva letnika univerzitetnega študija opravil v Ljubljani, nadaljeval študij na zagrebškem Vseučilišču, kjer je ob izbruhu druge svetovne vojne diplomiral za strojnega inženirja. Kmalu po diplomi leta 1941 ga je za rednega asistenta izbral prof. Feliks Lobe, predstojnik tedanjega Zavoda za strojništvo Tehnične fakultete Univerze v Ljubljani. S tem je bila začrtana slavljenčeva uspešna pot visokošolskega pedagoga. Ena od njegovih prvih nalog je bila pomagati predstojniku prof. Lobetu novo zgrajeno in še ne povsem opremljeno stavbo Zavoda za strojništvo čim bolj nepoškodovano spraviti skozi viharna leta druge svetovne vojne.

Takoj po koncu vojne je bil v Ljubljani uveden popolni študij strojništva, stavba Zavoda za strojništvo (sedanja "stara stavba Fakultete za strojništvo") je bila dokončno opremljena in slovesno odprta leta 1946; kmalu za tem je bil prof. Černigoj imenovan za docenta za predmet "Parni batni stroji in parne turbine". Tej usmeritvi je ostal zvest vse svoje življenje. Za izrednega profesorja je bil imenovan leta 1957, za rednega profesorja Fakultete za strojništvo Univerze v Ljubljani pa leta 1968. Na Fakulteti za strojništvo je bil večkrat prodekan in v letih 1971 do 1973 njen dekan. V okviru fakultete in v okviru univerze je vrsto let opravljal tudi druge pomembne funkcije. Zveza strojnih in elektrotehničnih inženirjev in tehnikov tedanje Jugoslavije ga je leta 1956 imenovala za zaslužnega člana, Zveza inženirjev in tehnikov Slovenije pa leta 1972 za svojega častnega člana. Leta 1980 je odšel v pokoj in za svoje delo prejel visoko državno odličje "Red dela z zlatim vencem". Odlikovanje je prišlo v prave roke, za prof. Černigoja je mogoče napisati, da ga je s svojim vzornim delom in s svojim osebnim zgledom vsekakor zaslužil.

Prof. Boris Černigoj pripada pionirski generaciji slovenskih visokošolskih pedagogov, ki so vzgajali prve generacije diplomiranih strojnih inženirjev in jih zelo dobro pripravili za hiter razvoj slovenske termoelektrotehnike po drugi svetovni vojni. Jubilant je to nalogo izpolnil vzorno, znal je poklic



visokošolskega učitelja v pravi meri povezati s svojim znanstvenim in svojim zelo kakovostnim strokovnim delom. Prof. Černigoj je v svojem času projektiral, konstruiral in izvedel več konstrukcij zelo raznovrstnih strojev in naprav, vendar pa je njegova ljubezen veljala predvsem toplotnim pogonskim strojem. Strokovno je pomagal skoraj pri vseh slovenskih termoelektrotehnah in aktivno sodeloval pri postavitvi prvih plinskih postrojev v Sloveniji. Kot visokošolski učitelj je napisal

vrsto učbenikov in drugih strokovnih ter znanstvenih publikacij. Tu naj bodo omenjeni le knjiga "Parni turbine", ki je izšla leta 1956 pri Državni založbi Slovenije, članek o plinskih turbinah, ki je izšel leta 1958 v reviji Strojniški vestnik, in knjiga "Osnove plinskih turbin" je bila tiskana leta 1967 pri Univerzitetni založbi. Njegova posebna ljubezen je veljala prav plinskim turbinam, in to že tedaj, ko so bile plinske turbine ne samo pri nas, ampak tudi v svetu še redek pojav. Zelo aktivno je bilo tudi njegovo sodelovanje na področju slovenske strokovne terminologije pri Splošnem tehničnem slovarju in pri Slovarju slovenskega knjižnega jezika.

Prof. Boris Černigoj je ostal tudi po upokojitvi leta 1980 zvest svojim toplotnim strojem. V pokoju je napisal nekaj nadaljnjih učbenikov s tega področja, ki so še dandanes v uporabi med študenti na univerzi in med inženirji - energetiki v industriji. V zadnjih letih je v slovenščino prevedel najpomembnejše mednarodne standarde na področju parnih kotlov in parnih turbin. Sočasno je pripravljala in izdal nemško-slovenski in slovensko-nemški strojniški slovar, oba sta doživela več ponatisov. Letos, ko jubilant praznuje svojo 85-letnico, je izšel na 190 straneh njegov zelo uporaben angleško-slovenski slovar za študente strojništva. S tem slovarjem šteje njegova bibliografija 51 tiskanih enot.

Prof. Černigoj je rojen pedagog širokih pogledov in bogatega strokovnega znanja. Študentom je bil strog, vendar odličen učitelj, inženirjem v industriji pa vedno dobrodošel strokovni sogovornik in svetovalec. Jubilant je ostal kljub visokim letom čil in prožen. Ne zahaja več v svoje tako ljube mu planine, večkrat tedensko pa ga je mogoče srečati na dolгих sprehodih v ljubljanskem

Tivoliju. Še vedno prihaja na svojo "almo mater" na kavo ali čaj, ki se pogosto spremeni v pravo strokovno debato.

Spoštovanemu visokošolskemu učitelju, priznanemu strokovnjaku in pionirju toplotnih

turbinskih strojev v Sloveniji voščijo "še na mnoga leta" njegovi številni učenci iz slovenske industrije in iz obeh slovenskih univerz!

prof.dr. Matija Tuma

In memoriam prof. Miroslav Pečornik

Dne 9. februarja 2000 je umrl redni profesor Miroslav Pečornik, dipl.inž. upokojeni prof. Tehnične fakultete Univerze na Reki.

Rodil se je leta 1908 v Varaždinu, tam je tudi maturiral in se leta 1926 vpisal na elektrotehnično smer strojnogradbenega oddelka Tehniške fakultete Univerze v Zagrebu, kjer je diplomiral leta 1932. Najprej je delal kot volonter v tekstilni tovarni v Varaždinu, kjer se je po odsluženju vojaščini leta 1933 tudi redno zaposlil kot obratni inženir in aktivno sodeloval pri gradnji novih tovarniških obratov. Leta 1935 se je zaposlil v Tovarni vžigalic Drava v Osijeku, leta 1949 je prišel na Inštitut za turbinske stroje Šentvid pri Ljubljani. V letu 1958/59 se je vpisal na podiplomski študij iz predmeta Osnove hidrodinamike na Fakulteti za arhitekturo, gradbeništvo in geodezijo Univerze v Ljubljani. Leta 1959 se je habilitiral na Fakulteti za rudarstvo, metalurgijo in kemično tehnologijo Univerze v Ljubljani z delom "Hidravlične karakteristike cevovodov s posebnim ozirom na prehodno območje". Leta 1960 je bil izbran za izrednega profesorja na Strojni fakulteti v Sarajevu, toda tega dela ni nastopil, ker ga je na novo

ustanovljena Strojna fakulteta na Reki, sedaj Tehniška fakulteta Univerze na Reki, sprejela za izrednega profesorja za predmeta Hidrodinamika in Osnove hidravličnih strojev. Na Reki je postal redni profesor leta 1968, deloval je v različnih pedagoških, strokovnih in fakultetnih (kot prodekan, dekan) funkcijah do svoje upokojitve leta 1978.

Znanstveno-raziskovalna, pedagoška in strokovna dejavnost prof. Pečornika je zelo obsežna in bogata, posebej na področju hidromehanike in termodinamike. Njegov pomemben prispevek je npr. enačba za ugotavljanje koeficienta trenja v prehodnem območju med laminarnim in turbulentnim tokom (Pečornikova enačba, glej Strojniški priročnik – 1981, stran 158). Bil je tudi izvrsten voditelj, ki je deloval v vseh dejavnostih na fakulteti, odličen predavatelj in zelo priljubljen med študenti in kolegi. Napisal je dva univerzitetna učbenika, a zelo se je trudil tudi s prevajanjem in urejevanjem Krautovega Strojniškega priročnika za hrvaško izdajo. Bil je tudi prizadeven sodelavec naše revije.

prof.dr. Peter Novak

Magisteriji, diplome

MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je dne 8. septembra 2000 **Zoran Pšeničnik** z uspehom zagovarjal svoje magistrsko delo z naslovom: "Prispevek k razvoju sistema za diagnostiko elementov zobniškega pogona viličarja".

S tem je navedeni kandidat dosegel akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

DIPLOMIRALI SO

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so pridobili naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 11. septembra 2000: Robert BERGANT, Aleš BREZOVAR, Mihael DEBEVEC, Dušan DROBNIČ, Matija JEZERŠEK, Jure KLEMENČIČ, Mitja MORI, Branko PODEŠVA, Matevž SEDEJ, Boštjan STOPAR, Viktor ZALETELJ;

dne 28. septembra 2000: Vlado DREKONJA, Peter MEŽNAR, Gregor PODLIPNIK, Aljaž PODRŽAJ, Natalija ZUPAN;

dne 29. septembra 2000: Maja ČANŽEK, Primož KAVČIČ, Janez PARADIŽ, Primož TORI, Miha VILHAR, Matjaž ŽAGAR.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv univerzitetni diplomirani inženir strojništva:

dne 31. avgusta 2000: David GERŠAK, Tomaž JUREČKO;

dne 21. septembra 2000: Boris ČUJEŽ, Aleš OSRAJNIK, Boštjan TAŠNER, Darko TIČIČ, Božidar VELIKONJA;

dne 28. septembra 2000: Simon CIGUT, Aleš JUG.

*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 7. septembra 2000: Dean COTIČ, Tomaž DEMŠAR, Uroš DOLINAR, Roman HEUFFEL, Fran KODRE, Tomaž LENARČIČ, Stojan MIHELJ, Marjan POGRAJC, Marino PRODAN, Damijan SEGULIN, Janez ŠILC, Boštjan ZUPANC;

dne 8. septembra 2000: Igor CIMPERMAN, Janko ERKLAVEC, Bojan GORJANC, Tomaž HABINC, Marko KOS, Klemen KRALJ, Marijan PAVLIČ, Božidar RUSTJA, Mitja SKOK, Janez STRAŽIŠČAR.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv diplomirani inženir strojništva:

dne 31. avgusta 2000: Aleksander MESARIČ, Zvonko ROZMANIČ, Franc SMERKOLJ;

dne 21. septembra 2000: Dušan BOSILJ,

Drago CAPL, Borut GODEC, Silvo JOST, Mihael KUKOVEC, Danijel MAJCENOVIC, Peter MAJHENIČ, Kristian MARKO, Luka SIMONČIČ, Boštjan ŠTIGLIC;

dne 28. septembra 2000: Marko KLINC, Aleksander MAVER, Matej SEVČNIKAR, Maks VREČER.

*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani je pridobil naziv inženir strojništva:

dne 8. septembra 2000: Boštjan DEMŠAR.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so pridobili naziv inženir strojništva:

dne 21. septembra 2000: Peter COKAN, Srečko FRUMEN, Miha JURJOVIČ, Zlatko PASKA, Bernard PRAPERTNIK;

dne 28. septembra 2000: Rok DOLINŠEK, Jože MANDL.

Navodila avtorjem

Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

- naslov, povzetek, besedilo članka in podnaslove slik v slovenskem in angleškem jeziku,
- dvojezične preglednice in slike (diagrami, risbe ali fotografije),
- seznam literature in
- podatke o avtorjih.

Strojniški vestnik izhaja od leta 1992 v dveh jezikih, tj. v slovenščini in angleščini, zato je obvezen prevod v angleščino. Obe besedili morata biti strokovno in jezikovno med seboj usklajeni. Članki naj bodo kratki in naj obsegajo približno 8 tipkanih strani. Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini, vsebovati pa morajo angleški povzetek.

Vsebina članka

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

- Naslov, ki primerno opisuje vsebino članka.
- Povzetek, ki naj bo skrajšana oblika članka in naj ne presega 250 besed. Povzetek mora vsebovati osnove, jedro in cilje raziskave, uporabljeno metodologijo dela, povzetek rezultatov in osnovne sklepe.
- Uvod, v katerem naj bo pregled novejšega stanja in zadostne informacije za razumevanje ter pregled rezultatov dela, predstavljenih v članku.
- Teorija.
- Eksperimentalni del, ki naj vsebuje podatke o postavitvi preskusa in metode, uporabljene pri pridobitvi rezultatov.
- Rezultati, ki naj bodo jasno prikazani, po potrebi v obliki slik in preglednic.
- Razprava, v kateri naj bodo prikazane povezave in posplošitve, uporabljene za pridobitev rezultatov. Prikazana naj bo tudi pomembnost rezultatov in primerjava s poprej objavljenimi deli. (Zaradi narave posameznih raziskav so lahko rezultati in razprava, za jasnost in preprostejše bralčevo razumevanje, združeni v eno poglavje.)
- Sklepi, v katerih naj bo prikazan en ali več sklepov, ki izhajajo iz rezultatov in razprave.
- Literatura, ki mora biti v besedilu oštevilčena zaporedno in označena z oglatimi oklepaji [1] ter na koncu članka zbrana v seznamu literature. Vse opombe naj bodo označene z uporabo dvignjene številke¹.

Oblika članka

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledkom med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, prosimo, da besedilo konvertirate v navadno ASCII (tekstovno) obliko. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosim, da ne uporabljate urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata. V urejevalniku LaTeX oblikujte grafe, preglednice in enačbe in jih stiskajte na kakovostnem laserskem tiskalniku, da jih bomo lahko presneli.

Enačbe naj bodo v besedilu postavljene v ločene vrstice in na desnem robu označene s tekočo številko v okroglih oklepajih

Enote in okrajšave

V besedilu, preglednicah in slikah uporabljajte le standardne označbe in okrajšave SI. Simbole fizikalnih veličin v besedilu pišite poševno (kurzivno), (npr. v , T , n itn.). Simbole enot, ki sestojijo iz črk, pa pokončno (npr. ms^{-1} , K, min, mm itn.).

Papers submitted for publication should comprise:

- Title, Abstract, Main Body of Text and Figure Captions in Slovene and English,
- Bilingual Tables and Figures (graphs, drawings or photographs),
- List of references and
- Information about the authors.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published bilingually, in Slovenian and English. The two texts must be compatible both in terms of technical content and language. Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 typed pages. In exceptional cases, at the request of the authors, speciality papers may be written only in Slovene, but must include an English abstract.

The format of the paper

The paper should be written in the following format:

- A Title, which adequately describes the content of the paper.
- An Abstract, which should be viewed as a miniversion of the paper and should not exceed 250 words. The Abstract should state the principal objectives and the scope of the investigation, the methodology employed, summarize the results and state the principal conclusions.
- An Introduction, which should provide a review of recent literature and sufficient background information to allow the results of the paper to be understood and evaluated.
- A Theory
- An Experimental section, which should provide details of the experimental set-up and the methods used for obtaining the results.
- A Results section, which should clearly and concisely present the data using figures and tables where appropriate.
- A Discussion section, which should describe the relationships and generalisations shown by the results and discuss the significance of the results making comparisons with previously published work. (Because of the nature of some studies it may be appropriate to combine the Results and Discussion sections into a single section to improve the clarity and make it easier for the reader.)
- Conclusions, which should present one or more conclusions that have been drawn from the results and subsequent discussion.
- References, which must be numbered consecutively in the text using square brackets [1] and collected together in a reference list at the end of the paper. Any footnotes should be indicated by the use of a superscript¹.

The layout of the text

Texts should be written in A4 format, with double spacing and margins of 3 cm to provide editors with space to write in their corrections. Microsoft Word for Windows is the preferred format for submission. If you use another word processor, please convert to normal ASCII (text) format. One hard copy, including all figures, tables and illustrations and an identical electronic version of the manuscript must be submitted simultaneously.

Please do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering. Graphs, tables and equations in LaTeX may be supplied in good quality hard-copy format, so that they can be copied for inclusion in the Journal.

Equations should be on a separate line in the main body of the text and marked on the right-hand side of the page with numbers in round brackets.

Units and abbreviations

Only standard SI symbols and abbreviations should be used in the text, tables and figures. Symbols for physical quantities in the text should be written in Italics (e.g. v , T , n , etc.). Symbols for units that consist of letters should be in plain text (e.g. ms^{-1} , K, min, mm, etc.).

Vse okrajšave naj bodo, ko se prvič pojavijo, napisane v celoti, npr. časovno spremenljiva geometrija (ČSG).

Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Za pripravo diagramov in risb priporočamo CDR format (CorelDraw), saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi preprosto povečujemo ali pomajšujemo.

Pri označevanju osi v diagramih, kadar je le mogoče, uporabite označbe veličin (npr. t , v , m itn.), da ni potrebno dvojezično označevanje. V diagramih z več krivuljami, mora biti vsaka krivulja označena. Pomen oznake mora biti pojasnjen v podnapisu slike.

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvirne fotografije ali kakovostno narejen posnetek. V izjemnih primerih so lahko slike tudi barvne.

Preglednice

Preglednice morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot preglednica 1, preglednica 2 itn. V preglednicah ne uporabljajte izpisanih imen veličin, ampak samo ustrezne simbole, da se izognemo dvojezični podvojitvi imen. K fizikalnim veličinam, npr. t (pisano poševno), pripišite enote (pisano pokončno) v novo vrsto brez oklepajev.

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

Seznam literature

Vsa literatura mora biti navedena v seznamu na koncu članka v prikazani obliki po vrsti za revije, zbornike in knjige:

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) *Praktische Wirtschaftskyrbernetik*. Carl Hanser Verlag, München.

Podatki o avtorjih

Članku priložite tudi podatke o avtorjih: imena, nazive, popolne poštne naslove, številke telefona in faksa ter naslove elektronske pošte.

Sprejem člankov in avtorske pravice

Uredništvo Strojniškega vestnika si pridržuje pravico do odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovno oceno recenzentov in morebitnem predlogu za krajšanje ali izpopolnitev ter terminološke in jezikovne korekture.

Avtor mora predložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvirno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Z objavo preidejo avtorske pravice na Strojniški vestnik. Pri morebitnih kasnejših objavah mora biti SV naveden kot vir.

Rokopisi člankov ostanejo v arhivu SV.

Vsa nadaljnja pojasnila daje:

Uredništvo
STROJNIŠKEGA VESTNIKA
p.p. 197/IV
1001 Ljubljana
Telefon: (061) 1771-428
Telefaks: (061) 218-567
E-mail: strojnikski.vestnik@fs.uni-lj.si

All abbreviations should be spelt out in full on first appearance, e.g., variable time geometry (VTG).

Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Figures may be saved in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, the use of CDR format (CorelDraw) is recommended for graphs and line drawings, since vector images can be easily reduced or enlarged during final processing of the paper.

When labelling axes, physical quantities, e.g. t , v , m , etc. should be used whenever possible to minimise the need to label the axes in two languages. Multi-curve graphs should have individual curves marked with a symbol, the meaning of the symbol should be explained in the figure caption.

All figure captions must be bilingual.

Good quality black-and-white photographs or scanned images should be supplied for illustrations. In certain circumstances, colour figures may be considered.

Tables

Tables must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Table 1, Table 2, etc. The use of names for quantities in tables should be avoided if possible: corresponding symbols are preferred to minimise the need to use both Slovenian and English names. In addition to the physical quantity, e.g. t (in Italics), units (normal text), should be added in new line without brackets.

All table captions must be bilingual.

The list of references

References should be collected at the end of the paper in the following styles for journals, proceedings and books, respectively:

- [1] Tarng, Y.S., Y.S. Wang (1994) A new adaptive controller for constant turning force. *Int J Adv Manuf Technol* 9(1994) London, pp. 211-216.
- [2] Čuš, F., J. Balič (1996) Rationale Gestaltung der organisatorischen Abläufe im Werkzeugwesen. *Proceedings of International Conference on Computer Integration Manufacturing*, Zakopane, 14.-17. maj 1996.
- [3] Oertli, P.C. (1977) *Praktische Wirtschaftskyrbernetik*. Carl Hanser Verlag, München.

Author information

The following information about the authors should be enclosed with the paper: names, complete postal addresses, telephone and fax numbers and E-mail addresses.

Acceptance of papers and copyright

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to decide whether a paper is acceptable for publication, obtain professional reviews for submitted papers, and if necessary, require changes to the content, length or language.

Authors must also enclose a written statement that the paper is original unpublished work, and not under consideration for publication elsewhere. On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The JME must be stated as a source in all later publications.

Papers will be kept in the archives of the JME.

You can obtain further information from:

Editorial Board of the
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING
P.O.Box 197/IV
1001 Ljubljana, Slovenia
Telephone: +386 (0)61 1771-428
Fax: +386 (0)61 218-567
E-mail: strojnikski.vestnik@fs.uni-lj.si