

STROJNIŠKI**VESTNIK 6**

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 301 - 344

ISSN 0039-2480 . Stroj V . STJVAX

cena 800 SIT

1. Raziskava zdrsa v mehanizmu med valjem in trakom
An Investigation of Slipping in Rolamite-Type Mechanisms
2. Primerjava trigeneracijskih sistemov
Comparison of Trigeneration Systems
3. Analiza vetrnega potenciala na Primorskem z vidika možnosti za proizvodnjo električne energije
An Analysis of Wind Energy in the Coastal Region from the Point of View of Electricity Production
4. Shranjevanje toplote z geosondami in testi za ugotavljanje toplotnih lastnosti zemlje - Primer uporabe v Turčiji ter stanje v Sloveniji
Borehole Thermal Energy Storage Applications and In-Situ Thermal Response Test - Example from Turkey and Situation in Slovenia



Vsebina

Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 50, (2004), številka - number 6

Razprave

- Ulozas, R.V.: Raziskava zdrsa v mehanizmu med valjem in trakom 302
Žiher, D., Poredoš, A.: Primerjava trigeneracijskih sistemov 310
Peršolja, K. P.: Analiza vetrnega potenciala na Primorskem z vidika možnosti za proizvodnjo električne energije 318
Stritih, U., Rajver, D., Turgut, B., Paksoy, H.: Shranjevanje toplote z geosondami in testi za ugotavljanje toplotnih lastnosti zemlje - Primer uporabe v Turčiji ter stanje v Sloveniji 328

Osebne vesti

Navodila avtorjem

Papers

- Ulozas, R.V.: An Investigation of Slipping in Rolamite-Type Mechanisms 302
Žiher, D., Poredoš, A.: Comparison of Trigeneration Systems 310
Peršolja, K. P.: An Analysis of Wind Energy in the Coastal Region from the Point of View of Electricity Production 318
Stritih, U., Rajver, D., Turgut, B., Paksoy, H.: Borehole Thermal Energy Storage Applications and In-Situ Thermal Response Test – Example from Turkey and Situation in Slovenia 328

Personal Events

Instructions for Authors

Raziskava zdrsa v mehanizmu med valjem in trakom

An Investigation of Slipping in Rolamite-Type Mechanisms

Ričardas Viktoras Ulozas

V tem prispevku obravnavamo dve vrsti zdrsa v natančnem mehanizmu med valjem in trakom, imenovanim "Rolamite" tračni mehanizem (oblikovno in vzmetno drsenje).

Dva valja sta povezana s prilagodnim trakom v mehanizmu, tako da je povezava med njima le preko prilagodnega traku, katerega konca sta pritrjena na usmerjevalni ravnini.

V mehanizmu pride do oblikovnega zdrsa, ki zavisi od debeline traku. Izravnavo oblikovnega drsenja dosežemo z uporabo dodatnih valjev, katerih usmeritev je nasprotna usmeritvi obeh glavnih valjev.

Obravnavamo tudi vpliv prostih koncev prilagodnega traku na natančnost nastavitve mehanizma. Podane so računske enačbe za odmero in izračun vzmetnega drsenja "Rolamite" tračnega mehanizma. Dokazana je povezava med raztezkom prostih koncev in odpornimi silami gibanja. Vrednost vzmetnega zdrsa je neposredno odvisna od odpornih sil, amplitude gibanja in lege nihajnega središča. Podana je shema izravnave zdrsa. Izpeljane so računske zveze, ki dovoljujejo določanje parametrov vzmetne izravnave z izločitvijo vzmetnega drsenja.

© 2004 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: mehanizmi Rolamite, zdrsanje, drsenje oblikovno, drsenje vzmetno, kompenzatorji)

This paper looks at two variants of slipping that exist in precision roller-band mechanisms (PRBM), such as a Rolamite-type mechanism (geometric and springy slipping).

The rollers are wrapped by a flexible band in the mechanisms and contacted between themselves only through a flexible band, the ends of which are attached to the directing planes of the rolamite type mechanism (RTM).

In the PRBM there is geometric sliding, the value of which is influenced by the thickness of the flexible band. Compensation of the geometric sliding can be achieved by introducing additional band-wrapping rollers, the direction of which is opposite to the main band's direction.

The influence of the flexible band's free ends on the accuracy of the positioning of the mechanism is reviewed. The calculation scheme of the mechanism for the measurement and calculation of springy slipping of RTM units is presented and described by equations. It is established that the springy slipping in the RTM is connected to the strain of the free band's pieces from the resistance forces of motion. The value of springy slipping directly depends on the resistance force, the amplitude of motion and the value of the coordinate of the swinging centre. The scheme of a compensator of the springy slipping is presented. The calculation relations permitting us to define the parameters of spring-compensator, eliminating springy slipping, are deduced.

© 2004 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: Rolamite type mechanisms, geometrical slipping, springy slipping, compensators)

0 INTRODUCTION

Donald F. Wilkes invented the precision roller-band mechanism, called the Rolamite (roller + mite) type mechanism (RTM) in 1967 ([1] and [2]). The RTM rollers are wrapped around by a flexible band with high tension at a large angle (usually $>180^\circ$); the contact is made through a flexible band, which is at-

tached by stretching the ends to two direct surfaces.

Papers [1] to [3] indicate that the RTM is a precision mechanism, the elements of which are moving without slipping with respect to one another. However, the authors of the paper [4] indicate that the rollers in a RTM slip under some particular conditions, but they do not present a theoretical explanation for it.

The band wraps around all the rollers (such as the RTM or scroller) in precision roller-band mechanisms (PRBM). Thus, possible geometrical slipping is stipulated by the presence of a flexible transmission element (a band with finite thickness). Geometrical slipping, i.e., relative displacement of the touching spots in friction mechanisms, depends on the form of the interacting bodies in the zone of their contact.

The purpose of the paper is to find out how the slipping can be compensated in precision roller-band mechanisms.

1 THEORETICAL RESEARCH OF GEOMETRICAL SLIPPING IN ROLLER-BAND MECHANISMS

Let us research a component characteristic of a Rolamite mechanism and that of a scroller, which consists of two cylindrical rollers and a flexible band that is wrapped around them from the opposite sides (Fig. 1).

It is assumed that the band with the rollers, affected by external force, form a roller mechanism with a very tight geometry; elements of the mechanism contact in the line of the centres of the rollers. The contact load of the rollers and the bands affects the kinematics of the mechanisms discussed, because movement is performed in the points of contact transfer.

Let the band *l* move from the “feeding” roller 2, with radius \tilde{R}_2 , to the “receiving” roller 3, with

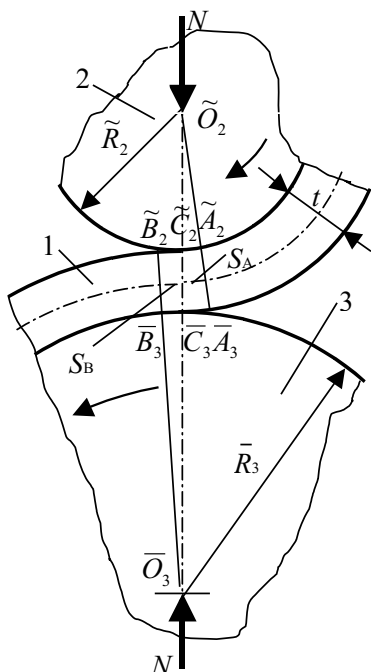


Fig. 1. Schematics of the PRBM mechanism discussed to determine the geometrical slipping of the elements

radius \bar{R}_3 . The “feeding” elements of the roller-band mechanism (the roller or the deflective plane) are marked as “~”, and the “receiving” elements are marked as “-”.

The section $\tilde{A}_2 \bar{A}_3$ moves to position $\tilde{B}_2 \bar{B}_3$ over their contact zone and becomes a natural extension of the lines $\tilde{O}_2 \tilde{A}_2$ and $\bar{O}_3 \bar{B}_3$.

Let us examine the movement of band *l* in the contact zone of elements 2 and 3.

The distance of the sections from the centre line $\tilde{O}_2 \bar{O}_3$ to the border of the contact zone is marked $S_A + S_B$, the thickness of the band 1 is marked as *t*. The value of the expression $S_A + S_B$ depends on the material flexibility of the contacting elements 2-1-3, the radius \tilde{R}_2 and \bar{R}_3 of the elements 2 and 3, and the value of the normal load *N*. Moreover, compression deformations occur when an external load influences the contact zone of the elements, and their resultant force passes through the rolling axis of the rollers. Redistribution of the deformations occurs in the contact points when the mechanism loaded with force *N* is rolling. As a result, the point where the resultant force operates moves towards the rolling side by a distance *k*. The reason for such redistribution of the deformations is the elastic ridges on the bodies’ surface. Rolling damping forces perform the work, used for their formation.

Then, according to Fig. 1 it is assumed that

$$S_A = S_0 + k; S_B = S_0 - k; S_A + S_B = 2 S_0 \quad (1),$$

k - coefficient of rolling damping,
 $2S_0$ - contact’s width.

It is assumed that

$$\min(\tilde{R}_2; \bar{R}_3) \gg t; \min(\tilde{R}_2; \bar{R}_3) \gg S_0 > k \quad (2).$$

Satisfactorily reliable values $\tilde{B}_2 \tilde{C}_2, \tilde{C}_2 \tilde{A}_2, \bar{B}_3 \bar{C}_3, \bar{C}_3 \bar{A}_3$, and the displacement sector of each roller 2 and 3 in the contact zone, were found from the quadrangle $\tilde{A}_2 \tilde{B}_2 \bar{B}_3 \bar{A}_3$ after evaluating the smallness row of the accessed values:

$$\begin{aligned} \tilde{B}_2 \tilde{C}_2 &= S_B \frac{\bar{R}_3 + t}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; & \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 &= S_A \frac{\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \\ \bar{B}_3 \bar{C}_3 &= S_B \frac{\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}}; & \bar{C}_3 \bar{A}_3 &= S_A \frac{\tilde{R}_2 + t}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \end{aligned} \quad (3).$$

When section $\tilde{A}_2 \bar{A}_3$ moves over into position $\tilde{B}_2 \bar{B}_3$, the roller 2 surface will move over \tilde{x} , and the roller 3 surface will move over \bar{x} :

$$\begin{aligned} \tilde{x} &= \tilde{B}_2 \tilde{C}_2 + \tilde{C}_2 \tilde{A}_2 = \frac{(S_0 - k)(\bar{R}_3 + t)}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \\ \bar{x} &= \bar{B}_3 \bar{C}_3 + \bar{C}_3 \bar{A}_3 = \frac{(S_0 - k)\bar{R}_3}{\bar{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)(\tilde{R}_2 + t)}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \end{aligned} \quad (4).$$

The flexible band l will move over:

$$2S_0 = \frac{\tilde{x} + \bar{x}}{2} \quad (5)$$

The band l is moved over an infinitively small value ds and the rollers 2 and 3 are moved over $d\tilde{x}$ and $d\bar{x}$ respectively.

Considering that:

$$d\tilde{x} = \tilde{x} \frac{ds}{2S_0}; \quad d\bar{x} = \bar{x} \frac{ds}{2S_0} \quad (6)$$

the movements of the rollers 2 and 3 ($d\tilde{x}$ and $d\bar{x}$) conform to the movement of the flexible band l (ds) when:

$$\frac{t}{R} \ll 1 \quad (7)$$

can be expressed like:

$$d\tilde{x} = \left[\frac{(S_0 - k)(\tilde{R}_3 + t)}{\tilde{R}_3 + \frac{t}{2}} + \frac{(S_0 + k)\tilde{R}_2}{\tilde{R}_2 + \frac{t}{2}} \right] \frac{ds}{2S_0} = \frac{1}{2} \left[\frac{(1 - \frac{k}{S_0})(1 + \frac{t}{\tilde{R}_3})}{1 + \frac{t}{2\tilde{R}_3}} + \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{1 + \frac{t}{2\tilde{R}_2}} \right] ds \quad (8)$$

Accordingly, Equation (7) can be written as

$$\frac{t}{2\tilde{R}_3} \ll 1; \quad \frac{t}{2\tilde{R}_2} \ll 1 \quad (9)$$

After a variation of these small values the following equation is derived:

$$d\tilde{x} = \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1}{\tilde{R}_3} - \frac{1}{\tilde{R}_2} - \frac{k}{\tilde{R}_3 S_0} - \frac{k}{\tilde{R}_2 S_0} \right) \right] ds \quad (10)$$

Disregarding the squares of the small values it becomes:

$$d\tilde{x} \cong \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1 - \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds \quad (11)$$

Analogously

$$d\bar{x} \cong \left[1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1 - \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_3} - \frac{1 + \frac{k}{S_0}}{\tilde{R}_2} \right) \right] ds \quad (12)$$

It can be marked

$$m = \frac{k}{S_0} \text{ - coefficient of contact} \quad (13)$$

and changes with the conversion of signs are performed:

$$d\tilde{x} = \left[1 - \frac{t}{4} \left(\frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\tilde{R}_3} \right) \right] ds \quad (14)$$

$$d\bar{x} = \left[1 + \frac{t}{4} \left(\frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\tilde{R}_3} \right) \right] ds \quad (15)$$

If it is assumed that

$$\delta = \frac{t}{4} \left(\frac{1+m}{\tilde{R}_2} - \frac{1-m}{\tilde{R}_3} \right) \quad (16)$$

then the measurable displacement of the respective rollers in the contact zone is

$$d\tilde{x} = (1 - \delta) ds; \quad d\bar{x} = (1 + \delta) ds \quad (17)$$

where δ represents the kinematical coefficient of slipping.

Equations (17) show that the rollers, in relation to the band, slip to the opposite direction (Fig. 1). The slipping of both rollers, if viewed from an absolute point, is single-sided, but the movement of the band "feeding" roller 2 (with \tilde{R}_2) becomes slower, because slipping is oriented to a direction opposite to the rolling, meanwhile the "receiving" roller 3 (with \tilde{R}_3) - speeds up. When the moving is in the opposite direction, the roller "feeding" band becomes the "receiving" band, and the "receiving" band become the "feeding" band, their slipping direction does not change. It can be concluded that there exists kinematically irreversible geometrical slipping of the elements of the PRBM mechanism when the radii of the rollers are freely chosen.

The kinematical coefficient of slipping δ is different for opposite displacements of the rollers, because the radii values of the band "feeding" and "receiving" the rollers in Equation (16) exchange. It can be seen (16) that δ is determined by the geometrical characteristics of the mechanism discussed, but the thickness t of the flexible band essentially influences the geometrical slipping value of its elements

Equation (16) for identical rollers would be:

$$\delta = \frac{mt}{2R} \quad (18)$$

2 COMPENSATION OF GEOMETRICAL SLIPPING IN ROLLER-BAND MECHANISMS

A straight-line reversionary movement of a roller wrapped with a flexible band and rolling over a plane without slipping in the zone of contact is

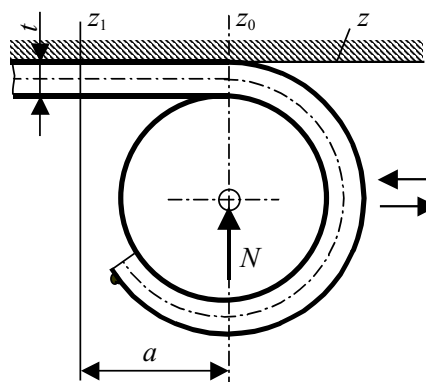


Fig. 2. Schematic diagram of a roller-band mechanism used to examine geometrical slipping

examined using theoretical conclusions about the causes of the geometrical slipping of PRBM elements (Fig. 2)

The roller with the band displaces from position z_1 into position z_0 and “feeds” the band. The flat joint of the mechanism will become the “receiving” band, and according to Equations (17), when $dz > 0$, the equation of the roller displacement depending on the band displacement is:

$$dz = (1 + \delta_1)ds \quad (19),$$

- z – longitudinal displacement of the roller;
- s – displacement of the band;
- δ_1 – kinematical coefficient of slipping (rightward movement)

When $dz < 0$, the flat joint becomes the “feeding” band and the dependence will be :

$$dz = (1 - \delta_2) ds' \quad (20),$$

- δ_2 – kinematical coefficient of slipping (leftward movement)

Taking into account that δ_1 and δ_2 are small values, the dependences of displacement of the band (in each case) will be:

$$ds = (1 - \delta_1)dz; \quad ds' = (1 + \delta_2)dz \quad (21).$$

After integrating:

$$s_1 - s_0 = (1 - \delta_1)(z_1 - z_0) \quad (22),$$

$$s'_0 - s_1 = (1 + \delta_2)(z_0 - z_1) \quad (23).$$

After the completion of Equations (22) and (23) it is found:

$$s'_0 - s = (z_1 - z_0)(-\delta_1 - \delta_2) \quad (24),$$

$$\Delta s = -a(\delta_1 + \delta_2) \quad (25),$$

- a – amplitude of displacement of the roller;
- Δs – magnitude of the band displacement in one cycle of roller rolling;
- “–” indicates that the direction of displacement is opposite to the direction of z

The values of δ_1 and δ_2 in Equation (16), taking into account that the radius of one roller $R = \infty$ (plane) are:

$$\delta_1 = \frac{t}{4} \cdot \frac{1+m}{R}; \quad \delta_2 = -\frac{t}{4} \cdot \frac{1-m}{R} \quad (26),$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \frac{tm}{2R}; \quad \Delta s = -\frac{atm}{2R} \quad (27).$$

The irreversibility of the geometrical slipping of the PRBM elements towards the direction of the movement and to compensate such slipping was evaluated and it was suggested to use an addi-

onal flexible joint in the mechanism – a band – which would wrap the roller from the opposite side. That would make it possible to get constant transfer dependences between the angular and linear displacements of the elements and thus to compensate for the geometrical slipping between the elements of the mechanism.

The schematics of a mechanism in which geometrical slipping between the elements is compensated is given in Fig. 3. The roller wrapped with two bands from the opposite sides is moving on the plane z . The bands are stretched with force T , and the roller is loaded with force N , and that ensures tight contact of the contacting elements.

Taking into account that the roller is wrapped with two bands, there exists a possibility to examine the contact of the kinematical pair “roller–plane” as “band-feeding” and “band-receiving” at the same time.

According to the direction of the movement such dependences are:

$$\Delta s_1 = -a(\delta_1 + \delta_2) \quad (28),$$

$$\Delta s_2 = a(\delta_1 + \delta_2) \quad (29).$$

The total result of the dependences (28) and (29) will be zero:

$$2\Delta s = \Delta s_1 + \Delta s_2 = 0$$

which proves that it is possible to compensate for the geometrical slipping between the elements by wrapping the roller with two bands of opposite direction.

Dependences (28) and (29) may differ not by their sign only, but also by the values of kinematical coefficients, according to different conditions of forward and backward movement. In this case the values of deviation may be different from zero, they are equal to the absolute magnitude, and are opposite in sign.

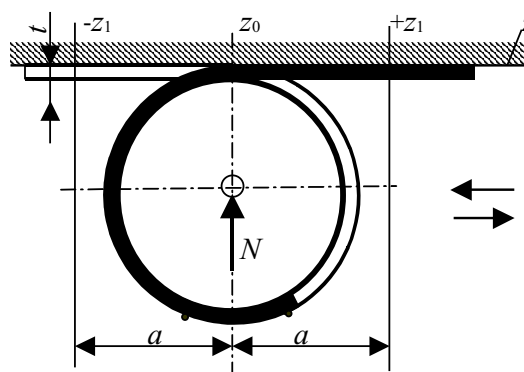


Fig. 3. Compensation of geometrical slipping in roller – band mechanisms

The original roller-band mechanisms with compensation of the geometrical slipping were invented ([5] and [6]), and designed on the grounds of the conclusions in the work about existing geometrical slipping between the elements of the roller-band mechanisms, together with a theoretical study about the possibility to compensate for such slipping.

3 SPRINGY SLIPPING IN RTM

Geometrical slipping is stipulated by the presence of a flexible transmission element (the band with finite thickness). As a compensating link that eliminates the geometrical slipping in RTM, using a complementary band and wrapping the measurement roller at the opposite side from the main band is proposed and motivated.

Considering the complex nature of the interaction of elements of RTM ([1] to [6]), it is reasonable to consider the nature of influence of the free ends of the springy band on which the Rolamite unit moves, on the positioning precision of the mechanism.

The calculations scheme of the mechanism, which consists of the rigid frame 1 and stretch band 3 attached to it (by its pieces), is presented in Fig. 4.

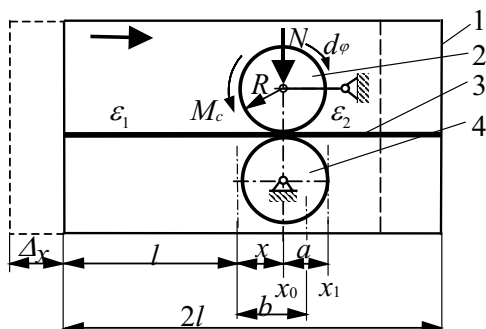


Fig. 4. Calculation scheme of a mechanism for the motivation and calculation of the springy slipping of its elements

Rollers 2 and 4 are revolving on the bearings and have a possibility to roll along the band 3 without slipping. The normal force N connects rollers 2 and 4 with the band 3. Let frame 1 go along band 3 to the left. Rollers 2 and 4 inevitably will resist the motion, and the pieces of the band 3, till both sides from the roller unit deform. The relative strain of the band's pieces is equal according to ε_1 and ε_2 .

According to Fig. 4, it is possible to set up a system of differential equations:

$$\left. \begin{aligned} d\varepsilon_1 &= \frac{dx - Rd\varphi(1 + \varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{l + x} \\ d\varepsilon_2 &= \frac{Rd\varphi - dx}{l - x} \\ \varepsilon_2 - \varepsilon_1 &= \mu = \frac{M_c}{Rc} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

- x – value of the frame's motion;
- R – radius of a roller;
- φ – angle of a roller turn;
- l – half length of the band;
- μ – non-dimensional value of the mechanism resistance – the difference of the relative strains of the band's pieces;
- M_c – moment of resistance to motion;
- c – relative stiffness of the band (equal to ES)
- E – modulus of elasticity;
- S – cross-section of the band.

The first equation of the system (30) characterizes the relative deformation of a piece $d\varepsilon_1$ by the difference of strain (ε_1 , ε_2 and x) corresponds to the frame motion with regard to the middle of a band.

An analogous equation for $d\varepsilon_2$ corresponds to the difference between the actual motion of the roller and the frame; then, x is included with opposite sign, because the length of the band's piece decreases.

The equations are constructed with an assumption that $dx > 0$, $d\varphi > 0$ (the frame goes from left to right). The given condition is receivable for an arbitrary system, and an additional calculation is required only for μ .

According to (30) $d\varepsilon_1 = d\varepsilon_2$ as $\varepsilon_1 - \varepsilon_2 = const$. Then:

$$\frac{dx - Rd\varphi(1 + \varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{l + x} = \frac{Rd\varphi - dx}{l - x} \quad (31).$$

After the transformation it is obtained:

$$\begin{aligned} 2l dx &= [2Rl + R\mu(l - x)]d\varphi \\ d\varphi &= \frac{dx}{R \left[1 + \frac{\mu}{2} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \right]} \end{aligned} \quad (32).$$

As $\mu \ll 1$, Equation (32) goes to linear form and decomposes in a power series; it neglects higher orders:

$$d\varphi = \left(1 - \frac{\mu}{2} + \frac{\mu x}{2l} \right) \frac{dx}{R} \quad (33).$$

If it is assumed that $x = x_0$; $\varphi = \varphi_0$, then, it is obtained (by integrating) $x_1 > x_0$:

$$\varphi - \varphi_0 = \frac{x_1 - x_0}{R} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) + \frac{\mu(x_1^2 - x_0^2)}{4Rl} \quad (34).$$

The turning, when exists alternating motion of the rigid frame from x_1 up to x_0 , ($dx < 0$ and $d\varphi < 0$) is studied

$$\left. \begin{aligned} d\varepsilon_1 &= \frac{-Rd\varphi + dx}{l + x} \\ d\varepsilon_2 &= \frac{-dx + Rd\varphi(1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1)}{l - x} \\ \varepsilon_2 - \varepsilon_1 &= \mu \end{aligned} \right\} \quad (35).$$

After analogous transformations there exists:

$$\varphi_0' - \varphi_1 = \frac{x_0 - x_1}{R} \left(1 - \frac{\mu}{2} \right) - \frac{\mu(x_0^2 - x_1^2)}{4Rl} \quad (36).$$

If Equations (34) and (36) are summed, it is found that the value of an angle of slipping of the roller in one movement's cycle of the frame is:

$$\Delta\varphi = \varphi'_1 - \varphi_0 = \frac{\mu}{2Rl}(x_1^2 - x_0^2) \quad (37),$$

$\Delta\varphi$ – value of the slipping angle of the roller;
 $x_1 - x_0 = a$ – amplitude of the swinging rollers;

$\frac{x_1 + x_0}{2} = b$ – coordinate of the swinging centre.

Finally,

$$\Delta\varphi = \frac{\mu ab}{Rl} \quad (38).$$

Equation (38) allows an estimation of the situation of rollers from the deformation of the band that is influenced by the resistance to the motion; it is possible to assert about the availability of rollers slipping in RTM, bound with the elastic deformation of free pieces of the band. Below, this kind of slipping is named springy slipping.

According to relation (38), the value of springy slipping directly depends on the resistance force, the amplitude of motion and the value of the swinging centre coordinate.

The maximum values of springy slipping will take place at unilateral swinging RTM with the maximum amplitude at $a \rightarrow l$, i.e., the rollers should not be transferred over limits l of the band's middle. Thus, the springy slipping will concentrate from cycle to cycle. During symmetrical swinging (moving) the springy slipping of the rollers is compensating: if $b = 0$, then $\Delta\varphi = 0$.

4 COMPENSATION OF SPRINGY SLIPPING IN RTM

Springy slipping between the elements of the RTM depends on the strain of free band's pieces; this strain is influenced by the forces of resistance to motion to a greater degree.

The value of springy slipping of the elements is determined by the following equation:

$$\Delta x = \frac{\mu_0 ab}{l_0} \quad (39)$$

Δx – value of springy slipping;
 μ_0 – non-dimensional value of the resistance force;
 a – motion amplitude of the mechanism;
 b – coordinate of the centre of motion;
 l_0 – half length of the band.

Consistent patterns of the change of errors from the strain of free pieces of the RTM band are considered. According to the positions of the unit 4 in this paper (Fig.4), the difference between the relative strains of the band's pieces depends on the non-dimensional resistance force of μ_0 .

$$\varepsilon_2 - \varepsilon_1 = \mu_0 = \frac{P}{ES} \quad (40)$$

P – resistance force to motion;
 E – modulus of elasticity of material of the band;

Allowing a preliminary band tension, and also that the sum of the deformations of the branches of the band is equal to zero, it is possible to consider the following expressions:

$$\Delta\varepsilon_2 - \Delta\varepsilon_1 = \mu_0 \quad (41),$$

$$(l_0 + z)\Delta\varepsilon_2 + (l_0 - z)\Delta\varepsilon_1 = 0 \quad (42).$$

Then, on the basis of these relations it is possible to record the formulae reflecting the changes of the relative strains of the band's pieces with allowance for the preload

$$\Delta\varepsilon_1 = -\mu_0 \frac{l_0 + z}{2l_0}; \quad \Delta\varepsilon_2 = \mu_0 \frac{l_0 - z}{2l_0} \quad (43),$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_0 - \mu_0 \frac{l_0 + z}{2l_0}; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_0 + \mu_0 \frac{l_0 - z}{2l_0} \quad (44).$$

The graphs of changes of ε_1 and ε_2 of z for the cycle of the mechanism movement can be plotted according to the relations (43) and (44) (Fig. 5). The values of the strain leaps during the transition moment from the moving rightwards to the moving leftwards at the point z_{max} are expressed by:

$$\Delta\varepsilon_1 = \mu_0 \frac{l_0 + z_{max}}{l_0}; \quad \Delta\varepsilon_2 = -\mu_0 \frac{l_0 - z_{max}}{l_0} \quad (45)$$

and vice versa, in the point z_{min} by:

$$\Delta\varepsilon_1 = \mu_0 \frac{l_0 + z_{min}}{l_0}; \quad \Delta\varepsilon_2 = -\mu_0 \frac{l_0 - z_{min}}{l_0} \quad (46).$$

So, knowing the length of the free piece of the band, one can define the error of the roller positioning band mechanism from springy slipping of the elements. During symmetrical swinging with respect to the centre of the band length the error will not have a tendency to accumulate, but will be compensated during the cycle of the movement. The maximum error with an accumulative effect (slipping)

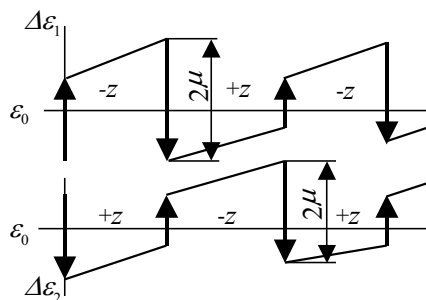


Fig. 5. Graphs of the strains' changes in the free band's pieces of RTM during forwarding and returning motion

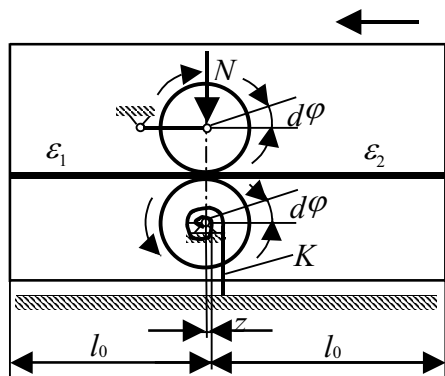


Fig. 6. Calculation scheme of the springy slipping compensator

will appear only during uni-directional motion of the mechanism with maximum amplitude at $a \rightarrow l_0$.

The most advisable is the compensation of springy slipping by a spring-compensator.

A simple model is explored in Fig. 6.

The spring-compensator K loads the axle of the measurement or the auxiliary roller so that the tension of the roller of the longer band's piece was greater, i.e., $\varepsilon_1 > \varepsilon_2$ when $x > 0$. Or else: if $\varphi = 0$ when $x = 0$, and the frame is stable, then the difference in the tension is proportional to φ (with a coefficient A). The spring tries to return the roller back to the position $\varphi = 0$, wherever it is skewed. The necessary springing force is calculated when the frame is moving leftwards:

$$\left. \begin{aligned} d\varepsilon_1 &= \frac{dx - Rd\varphi(1 + \varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{l_0 + x} \\ d\varepsilon_2 &= \frac{Rd\varphi - dx}{l_0 - x} \\ \varepsilon_1 - \varepsilon_2 &= \mu_0 + A\varphi \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

$\mu_0 = \frac{M_c}{h_c} = \frac{M_c}{REF}$ – nondimensional resistance of the mechanism, where

M_c – moment of motion resistance.

If M_1 stands for the moment caused by the spring that is turned by 1 rad, then

$$A = \frac{M_1}{REF} \quad (48)$$

It can be concluded that:

$$d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2 = Ad\varphi \quad (49)$$

If appropriate equations are inserted, such an equation is derived:

$$dx = R \left[1 + \frac{1}{2}(\mu_0 + A\varphi) \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) + \frac{A(l_0^2 - x^2)}{2Rl_0} \right] d\varphi \quad (50)$$

Taking into account that μ_0 and A are of the same order ($\leq 10^{-3}$) and $\mu_0 \ll 1, A \ll 1$, Equation (50) is as follows:

$$R \frac{d\varphi}{dx} = 1 - \frac{1}{2}(\mu_0 + A\varphi) \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) - \frac{A(l_0^2 - x^2)}{2Rl_0} \quad (51)$$

If Equation (51) is reduced to the standard form of a linear differential equation the following expression is obtained:

$$\frac{d\varphi}{dx} + \frac{A}{2R} \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) \varphi = \frac{1}{R} \left[1 - \frac{\mu_0}{2} \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) - \frac{A(l_0^2 - x^2)}{2Rl_0} \right] \quad (52)$$

When symbols are used:

$$P_0 = \frac{A}{2R} \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) \quad (53)$$

$$Q_0 = \frac{1}{R} \left[1 - \frac{\mu_0}{2} \left(1 - \frac{x}{l_0} \right) - \frac{A(l_0^2 - x^2)}{2Rl_0} \right] \quad (54)$$

then Equation (52) is rewritten as:

$$\frac{d\varphi}{dx} + P_0\varphi = Q_0 \quad (55)$$

The solution to (50), corresponding to the initial conditions $\varphi = \varphi_0$, when $x = x_0$, is:

$$\varphi = e^{-\int_{x_0}^x P_0 dx} \left[\varphi_0 + \int_{x_0}^x Q_0 e^{\int_{x_0}^x P_0 dx} dx \right] \quad (56)$$

After transformation and reduction, Equation (51), integrating from x_0 to x_1 , is:

$$\varphi_1 = \varphi_0 \left(1 - \int_{x_0}^{x_1} P_0 dx \right) + \int_{x_0}^{x_1} Q_0 dx - \int_{x_0}^{x_1} \left(\int_{x_0}^{x_1} Q_0 dx \right) P_0 dx \quad (57)$$

When the frame is moving rightwards, then:

$$\left. \begin{aligned} d\varepsilon_1 &= \frac{-Rd\varphi + dx}{l_0 + x} \\ d\varepsilon_2 &= \frac{-dx + Rd\varphi(1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_1)}{l_0 + x} \\ \varepsilon_2 - \varepsilon_1 &= \mu_0 - A\varphi \end{aligned} \right\} \quad (58)$$

Similarly to the previous case the following relations are obtained:

$$\varphi'_0 = \varphi_1 \left(1 - \int_{x_0}^{x_1} P_1 dx \right) + \int_{x_0}^{x_1} Q_1 dx - \int_{x_0}^{x_1} \left(\int_{x_0}^{x_1} Q_1 dx \right) P_1 dx \quad (59)$$

$$P_1 = -\frac{A}{2R} \left(1 + \frac{x}{l_0} \right) \quad (60)$$

$$Q_1 = \frac{1}{R} \left[1 - \frac{\mu_0}{2} \left(1 + \frac{x}{l_0} \right) - \frac{A(l_0^2 - x^2)}{2Rl_0} \right] \quad (61)$$

After summing Equations (28) and (30), integrating and rejecting $\mu_0^2, A^2, \mu_0 A$ because of their low importance, it is found:

$$\varphi_0' + \varphi_1 = -\frac{A(\varphi_0 - \varphi_1)(x_1 - x_0)}{2R} + \frac{A(\varphi_0 - \varphi_1)(x_1^2 - x_0^2)}{4Rl_0} + \frac{\mu_0(x_1^2 - x_0^2)}{2Rl_0} + \frac{A}{4R^2}(x_1^2 - x_0^2)\frac{x_1 - x_0}{l_0} \quad (62)$$

Let $a = x_1 - x_0$ stand for the amplitude, the position of the middle point of swinging being $b = \frac{x_1 + x_0}{2}$. Then

$$ab = \frac{x_1^2 - x_0^2}{2} \quad (63),$$

$$\varphi_0 + \varphi_1 = \frac{x_0 + x_1}{R} = \frac{2b}{R}; \quad \varphi_1 - \varphi_0 = \frac{x_1 - x_0}{R} = \frac{a}{R} \quad (64).$$

Inserting Eqns. (63) and (64) into Eqn. (62), finally it is derived:

$$\varphi_0' - \varphi_0 = \frac{ab}{R} \left(\frac{\mu_0}{l_0} - \frac{A}{R} \right) \quad (65).$$

This is a turning after the movement from x_0 to x_1 and vice versa, but to make it zero, one needs $A = M_1 R / l_0$, where the moment M_1 , needed for turning by 1 rad, is found from the resistance moment M_c :

$$M_1 = M_c \frac{R}{l_0} \quad (66).$$

Thus, the accounting dependence (46) allows us to find the parameters of the compensating spring, that eliminates the springy slipping of one of the RTM rollers.

5 CONCLUSIONS

The presence of a springy link in the structure of the RTM imposes limitations on the kinematics of the RTM. The influence of the deviation from the rollers' diameter to the kinematic precision of the RTM shows up while changing the roller's wrapping angle with the band. Theoretical research proved:

1. There exists kinematically irreversible geometrical slipping of the elements of PRBM. Its magnitude is influenced by the thickness of the flexible band.
2. Geometrical slipping between the elements of the PRBM can be compensated, if an additional flexible band, wrapping the rollers from the opposite side, complements the design.
3. In spite of the design, technological and operational errors of the RTM, the main influence on the kinematic precision is made by geometrical and springy slipping of the elements because of the imperfection of the structural links.
4. A compensator can eliminate the springy slipping. The springing force is calculated according to the analytical relation that was derived.

6 REFERENCES

- [1] Wilkes, D., F. Rolamite (1967) A new mechanical design concept. Research report SC-RR-67-656 A, Sandia Laboratories, December, 1967, 223p.
- [2] Wilkes, D., F. Rolamite (1968) A new mechanism. *Mechanical Engineering*. April, v.90, No 4, 11-29.
- [3] Cadman, R., V. Rolamite (1969) Geometry and force analysis. *Journal of Engineering for Industry. Trans. ASME, Series B*, Feb., v.91, No 1, 185-191.
- [4] Percival, C.M., F.R. Norwood (1969) A theoretical and experimental investigation of the dynamic response of Rolamite. *Trans. ASME, Ser.B*, v.91, No 1, 235-239.
- [5] SU invention No 1516348. Int. Cl.⁴ B25J 15/02; B25J 11/00.
- [6] SU invention No 1566851. Int. Cl.⁴ F16H 19/06; H02N 2/00.

Authors Address: Prof.Dr. Ričardas Viktoras Ulozas
Šiauliai University
Vilniaus 141
Šiauliai, LT-5400
Lithuania
ulozas@tf.su.lt

Prejeto:
Received: 30.6.2003

Sprejeto:
Accepted: 18.6.2004

Odrpto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Primerjava trigeneracijskih sistemov

Comparison of Trigeneration Systems

Dejan Žiher - Alojz Poredoš

Pri kogeneraciji (sočasni proizvodnji električne energije in toplote) je osnovna težava pokrivanje časovno neuskkljenih potreb po različnih vrstah energije. Največje potrebe po toploti se pojavljajo v zimskem obdobju, najmanjše pa poleti. Za hlajenje velja nasprotno, medtem ko je poraba električne energije večja pozimi in manjša poleti. Kombinirani energetski postroj, ki ga z drugo besedo lahko imenujemo tudi trigeneracija, omogoča sočasno proizvodnjo električne energije, toplote in hladu. V primerjavi z ločenim načinom proizvodnje naštetih vrst energij se v večini primerov porabi manj primarne energije, tako da so tudi z ekološkega (nizka emisija CO₂) in gospodarskega vidika takšni postroji primernejši.

V prispevku je opravljen pregled tehničnih možnosti trigeneracije ter izkoristkov tovrstnih sistemov.

© 2004 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: kogeneracija, hlajenje, trigeneracija, izkoristek sistemov)

A cogeneration system is one that produces electricity and heat energy simultaneously. The main problem with such system is covering the different time needs of different types of energies. The largest requirements for heating are in winter, and the lowest are in summer. For cooling the situation is the opposite, while the needs for electrical energy are higher in the winter and lower in the summer. A combined energetic system, known as trigeneration system, produces simultaneously electrical, heating and cooling energy. Compared to separate production a trigeneration system requires less energy, so these systems are better from an ecological (low emission of CO₂) and economic point of view.

A review of the technical possibilities and the efficiencies of trigeneration systems is presented in this paper.

© 2004 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: cogeneration plant, cooling, trigeneration, system efficiency)

0 UVOD

Sočasna proizvodnja električne energije in toplote ali kogeneracija prihaja v današnjih časih vse bolj do izraza, saj narašča ekološka ozaveščenost ljudi in spoznanje, da je zaloga primarnih goriv omejena, zato je nujno, da jih uporabimo na čim bolj gospodaren način. Poleg manjše porabe energije pri sočasni proizvodnji električne energije in toplote v primerjavi z ločeno proizvodnjo energije je manjše tudi onesnaževanje ozračja, potrebujemo manj prostora kakor pri običajnem energetskem sistemu (ni potrebna dodatna kotlarna za proizvodnjo toplote). Sočasna proizvodnja električne energije in toplote pride v poštev tudi v manjših energetskih sistemih majhnih moči.

Kogeneracijski postroji niso vedno povezani v centralizirano ogrevalno mrežo, ampak se jih lahko uporabi za lokalno oskrbo s toploto in za proizvodnjo električne energije, ki se uporabi za kritje lokalnih potreb oziroma se presežek pošilja v električno omrežje. Postroje se lahko uporabi kot

0 INTRODUCTION

The simultaneous production of electrical and heat energy is becoming more and more important because of the increased ecological awareness of people and a recognition that the resources of primary fuels are limited and that it is vital that we use them in the most economical way. Besides lower energy consumption, cogeneration systems also produce less air pollution, as well as needing less space than ordinary energetic systems (an additional boiler room for heat production is not necessary). Cogeneration is also interesting for small energetic systems with small power outputs.

Cogeneration units are not always connected to a centralized heating net; however, we can use them for a local heat supply and for the production of electrical energy, which we use for covering local consumption or we sell the surplus to the public electricity network. We can use these units as a substitute for existing boiler rooms or to

nadomestilo sedanjih toplarn ali pa le kot njihovo dopolnilo. Celotni izkoristek kogeneracijskih postrojev je tudi do 90 %, ker pa so običajno nameščeni v porabnikovi bližini, so prenosne in razdelilne izgube manjše kakor v primeru osrednjene sočasne proizvodnje električne energije in toplote.

Učinkovitost sistema kogeneracije še dodatno izboljšamo z nadgradnjo s kompresorskimi ali pa z absorpcijskimi hladilniki. Tako dobimo trigeneracijo, torej proizvodnjo električne energije, toplote in hladu hkrati. Trigeneracijski postroji so uporabni predvsem tam, kjer obstaja dovolj velika poraba vseh treh vrst energije. Časovno neuskladenost med potrebami in proizvodnjo toplote pokrivamo z dodatnimi kotli in hranilnikom toplote (lahko tudi hranilnikom hladu). V primeru presežka električne energije se ta pošilja v električno omrežje. V času večjih potreb po električni energiji kot je trigeneracijski postroj lahko proizvede, se ta prevzema iz javnega električnega omrežja. Odvečna toplota, ki nastaja predvsem v poletnem in v prehodnem obdobju, pa se uporablja za pogon absorpcijske hladilne naprave.

Pri izbiri določene vrste kogeneracije moramo upoštevati predvsem možnost dobave pogonske energije, velikost sistema ter količino porabljene energije in nenazadnje mnogokrat odločujoč ekonomski vpliv.

Temelj trigeneracijskega energetskega postroja je kogeneracijski postroj in hladilna naprava. Obstajajo različne vrste trigeneracijskih postrojev, ki se med seboj razlikujejo po vrsti pogonskih enot kogeneracijskega postroja in tipu hladilne naprave. Pogonska enota kogeneracijskega modula je lahko *parna turbina, plinska turbina, motor z notranjim zgorevanjem ali pa gorivne celice*. Hladilna naprava pa je običajno kombinacija *absorpcijskega ter kompresorskega hladilnika*. Odločitev katero varianto bomo izbrali, je odvisna od zelene izhodne moči ter od režima obratovanja.

I POVEZAVA SOČASNE PROIZVODNJE ELEKTRIČNE ENERGIJE IN TOPLOTE TER HLAJENJA

Primerjava energijskih izkoristkov različnih variant sočasne proizvodnje električne energije in toplote (kogeneracije) ter hlajenja neposredno ni mogoča, ker bo vsaka različica v danih razmerah proizvajala različno količino električne energije, toplote in hladu. Primerjava izkoristkov, ki bi temeljila na seštevku količine teh treh tipov energij, bi bila zavajajoča, ker ne upošteva različne kakovosti električne energije, toplote in hladu.

V tem poglavju je podana primerjava izkoristkov sistemov hlajenja/kogeneracija glede na proizvodnjo hladilne energije na podlagi znanih tehnologij. Primerjave energijskih izkoristkov niso narejene na podlagi letnih količin električne

energije. The overall efficiency of cogeneration stations can be up to 90%; and because they are installed close to the consumer, transport and distribution losses are lower than in the case of the centralized, combined production of electrical and heat energy.

The efficiency of a cogeneration system can be further improved with the addition of compression and absorption chillers. In this way we get trigeneration, i.e., the production of electrical, heat and cool energy simultaneously. Trigeneration systems are especially useful where there exists a sufficient demand for all three kinds of energies. Time differences between needs and heat production is covered with additional boilers and heat storage (as well cool storage). In the case of surplus of electrical energy, this can be sold to the public electricity network. During times of greater demand for electrical energy, more than the trigeneration system can produce, the extra is taken from the public electricity network. We use the excess heat, which occurs during the summer and in the transitional period, for driving the absorption chiller.

During the selection of a particular system for cogeneration we must take into consideration how to deliver the of driving energy, the size of the system, the quantity of spent energy and the economic factors.

The basis of a trigeneration energetic system is the cogeneration unit and the cooling device. There are different kinds of trigeneration systems, with different kinds of driving units and cooling devices. The driving unit of a cogeneration module can be *a steam turbine, a gas turbine, a reciprocating engine or a fuel cell*. The cooling device is usually a combination of *an absorption and a compression chiller*. The decision about which variant to choose depends on the required output power from the system.

I INTEGRATING COGENERATION AND COOLING

A comparison of the energetic efficiencies of the different variants of cogeneration and cooling is not directly possible because each variant will produce different quantities of electrical, heat and cooling energy in given circumstances. A comparison of efficiency, which would be based on the sum of the quantities of these three types of energies, would be misleading, because it would not take into consideration the different quality of electrical, heat and cooling energy.

This section presents a comparison of the efficiencies of cooling/cogeneration systems to produce cooling energy on the basis of known technologies. The comparison of energetic efficiencies is not done on the basis of annual quantities of

energije, toplote in hladu, zaradi zgoraj navedenih razlogov. V izračunih je upoštevano, da se vsa električna energija in toplota predelata v hladilno energijo. Predpostavimo, da imamo na voljo toplo vodo, ki ima 120 °C na dovodu ter 75 °C na povratku.

Za nadaljnjo analizo bi bilo treba definirati tudi hladilno število za kompresorske ter absorpcijske hladilne naprave. Hladilno število (HŠ - COP) pri kompresorski hladilni napravi je razmerje med pridobljeno hladilno energijo $q_{o,k}$ ter vloženim električnim delom kompresorja w_{el} [1]:

$$COP_k = \frac{q_{o,k}}{w_{el}} \quad (1).$$

Hladilno število pri absorpcijski hladilni napravi je definirano kot razmerje med pridobljeno hladilno energijo $q_{o,a}$ ter vloženo toploto v generatorju absorpcijske hladilne naprave q_t [1]:

$$COP_a = \frac{q_{o,a}}{q_t} \quad (2).$$

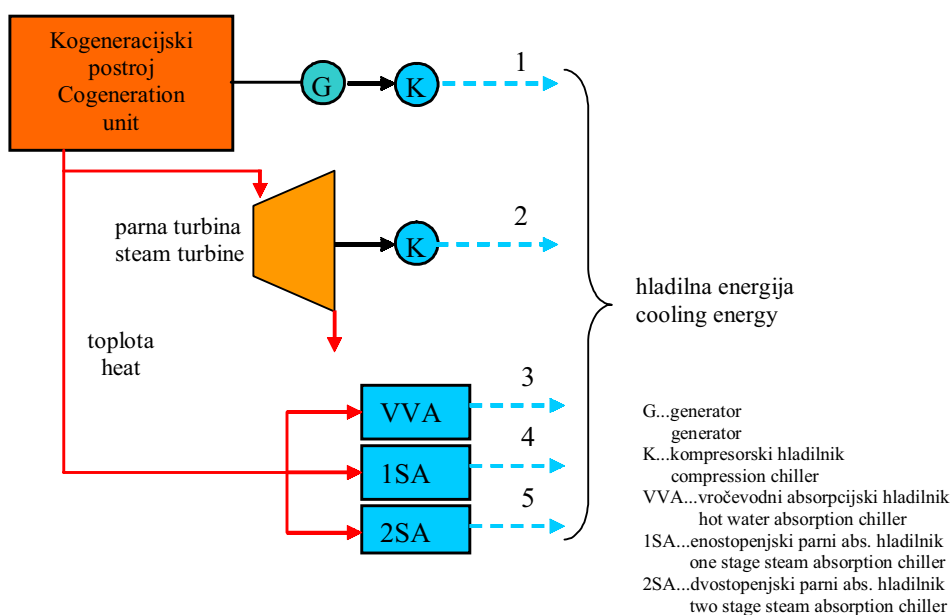
Hladilno energijo iz trigeneracijskih sistemov lahko pridobivamo v osnovi na dva načina, to je s kompresorskim ali pa z absorpcijskim hladilnikom. Kompresorski hladilnik je lahko gnan z električno energijo, pridobljeno na gredi generatorja turbine ali motorja. Obstaja pa tudi različica, da je kompresorski hladilnik priključen neposredno na gred parne turbine. Druga različica je v praksi sicer manj pogosta, vendar jo vseeno obravnavamo zaradi primerjave. V primeru uporabe absorpcijskih hladilnikov smo upoštevali tri različne variante, in sicer je to lahko enostopenjski vročevodni absorpcijski hladilnik ali pa parni absorpcijski hladilnik (enostopenjski ali dvostopenjski).

electrical, heating and cooling energy, because of the above-mentioned reasons. In calculations we consider that all the produced electrical and heating energy is converted into cooling energy. We suppose that we have all the hot water at our disposal at a temperature of 100 °C in the feed pipe and at 75 °C in the return pipe.

For a further analysis it would be necessary to define the coefficient of performance (COP) for compression and absorption chillers. The COP for a compression chiller is the coefficient between the acquired cooling energy $q_{o,k}$ and the input electric energy of compressor w_{el} [1]:

We define the COP at the absorption chiller as the coefficient between the acquired cooling energy $q_{o,a}$ and the input heat in the generator q_t [1]:

The cooling energy from trigeneration systems is mainly produced on two ways, i.e., with a compression chiller or with an absorption chiller. A compression chiller is driven with electrical energy, produced on the generator shaft of a turbine or motor. There is also a variant where the compression chiller is connected directly to a steam turbine shaft. This second variant is, in practice, rarely used, but we will still discuss it, just for the comparison. In the case of the absorption chillers, we considered three different variants: a single-stage hot-water absorption chiller, a single-stage steam absorption chiller and a two-stage steam absorption chiller.



Sl. 1. Različne variante pogonov hladilnih agregatov v trigeneracijskem sistemu
 Fig. 1. Different possibilities of cooling chiller drives in a trigeneration system

Različne variante pogonov hladilnih agregatov v trigeneracijskem sistemu so prikazane na sliki 1.

Different variants of cooling chiller drives in a trigeneration system are shown in Figure 1.

2 IZKORISTKI SISTEMOV TER PARAMETRI SREDSTEV

2 EFFICIENCIES OF SYSTEMS AND MEDIUM PARAMETERS

Na začetku primerjave izkoristkov različnih trigeneracijskih sistemov je treba najprej definirati izkoristke kogeneracijskih sistemov. Tipični električni η_{el} in toplotni η_t izkoristki različnih kogeneracijskih sistemov so zbrani v preglednici 1.

At the start of any comparison of the efficiencies of different trigeneration systems we need to define the efficiencies of cogeneration systems. Typical electrical (η_{el}) and heat (η_t) efficiencies of different cogeneration systems are shown in Table 1.

Preglednica 1. Primerjava električnih in toplotnih izkoristkov kogeneracijskih sistemov
Table 1. Comparison of the electrical efficiencies of cogeneration systems

Sistem System	Električni izkoristek (%) Electrical efficiency (%)	Toplotni izkoristek (%) Heat efficiency (%)
plinska turbina gas turbine	35	55
plinski motor gas motor	35	50
parna turbina steam turbine	40	50
plinsko parna turbina gas steam turbine	50	40

Za nadaljnji izračun izkoristkov trigeneracijskih postrojev je treba poznati tudi parametre energijskih virov za pogon hladilnikov ter hladilna števila za posamezne vrste hladilnikov (pregl. 2).

For a further calculation of the efficiencies of trigeneration systems it is essential to know all the parameters of the energetic sources for driving the chillers and the coefficients of performance for each type of chiller (table 2).

Električno energijo w_{el} in toploto q_t iz kogeneracijskega postroja dobimo kot zmnožek izkoristka spremembe ter vložene energije goriva (enačbi 3 in 4).

The electrical energy (w_{el}) and the heat energy (q_t) from the cogeneration system is a product of the transformation efficiency and the fuel input energy (Equations 3 and 4).

$$w_{el} = \eta_{el} \cdot q_g \quad (3)$$

$$q_t = \eta_t \cdot q_g \quad (4)$$

Preglednica 2. Parametri sredstev za pogon hladilnikov ter HŠ [1]
Table 2. Medium parameters for chiller drives and COP [1]

	Parametri Parameters	HŠ COP
1. Kompresorski hladilnik (K) 1. Compression chiller (K)		5,87
2. Hladilnik, gnan s parno turbino (P) 2. Chiller driven with steam turbine (P)	para 11 bar steam 11 bar	1,04
3. Absorpcijski hladilnik na vročo vodo (VVA) 3. Absorption chiller on hot water (VVA)	95/85 °C	0,67
4. Enostopenjski parni absorpcijski hladilnik (1SA) 4. Single-stage steam absorption chiller (1SA)	para 2 bar steam 2 bar	0,67
5. Dvostopenjski parni absorpcijski hladilnik (2SA) 5. Two-stage steam absorption chiller (2SA)	para 8 bar steam 8 bar	1,20

Hladilna energija iz kompresorske hladilne naprave izhaja iz enačbe (1):

The cooling energy from a compression-chiller device follows from Equation (1):

$$q_{0,k} = COP_k \cdot w_{el} \quad (5).$$

Hladilna energija iz absorpcijske hladilne naprave izhaja iz enačbe (2):

The cooling energy from an absorption-chiller device follows from Equation (2):

$$q_{0,a} = COP_a \cdot q_t \quad (6).$$

Glede na sliko 1 je pri kombinaciji hladilnih agregatov upoštevan vedno hladilnik, gnan z električno energijo, in hladilnik, gnan s toploto. Celotna največja pridobljena hladilna energija iz trigeneracijskega postroja je torej vsota pridobljenih hladilnih energij iz kompresorske in iz absorpcijske hladilne naprave:

With regard to Figure 1, for a combination of cooling units we always consider one chiller to be driven with electrical and one with heat energy. Overall, the maximum produced cooling energy from a trigeneration system is the sum of the produced cooling energies from the compressor and from the absorption cooling device:

$$q_{0,c} = q_{0,k} + q_{0,a} \quad (7).$$

Tudi toplote v celoti ni mogoče porabiti za pridobivanje hladu (odvisno od vrste absorpcijske hladilne naprave), ker deluje absorpcijska hladilna naprava na določeni najnižji temperaturni ravni.

All the heat cannot be spent for cold production (depending on the absorption cooling device type), because the absorption cooling device works on a defined minimum temperature level.

3 REZULTATI PRIMERJAVE

3 RESULTS OF THE COMPARISON

Primerjava izkoristkov trigeneracijskih sistemov je temeljila na predpostavki, da iz celotne pridobljene električne energije proizvajamo hladilno energijo (največja proizvodnja hladu). Ob upoštevanju, da vložimo 100 enot goriva (q_g) ter izkoristkov pretvorbe energije (ob največji proizvodnji hladu), podanih v preglednicah 1 in 2, dobimo deleže energije za hlajenje in preostale energije za ogrevanje. Pri izračunu izkoristkov smo uporabili enačbe od (3) do (7). Pri tem smo pri deležu električne energije, ki ga porabimo za pridobivanje hladu, odšteli še električno energijo, ki je potrebna za pogon pomožnih naprav (4 do 6%).

A comparison of the efficiencies of trigeneration systems based on a hypothesis that from all the produced electric energy cooling energy is produced (maximum cold production). Considering that we input 100 units of fuel and the transformation efficiencies of energy (at maximum cold production) given in Tables 1 and 2 we get the shares of cooling and rest heating energy. During the calculation of efficiencies we used Equations from 3 to 7. From the total produced electrical energy, that we use for the cold production, we subtracted the energy that is needed for driving the auxiliaries (4-6%).

Podroben potek izračuna izkoristkov trigeneracijskih sistemov v tem prispevku, zaradi preobširnosti izračunov, ni obravnavan. Na sliko 2 so prikazani le rezultati primerjave izkoristkov različnih trigeneracijskih sistemov [2].

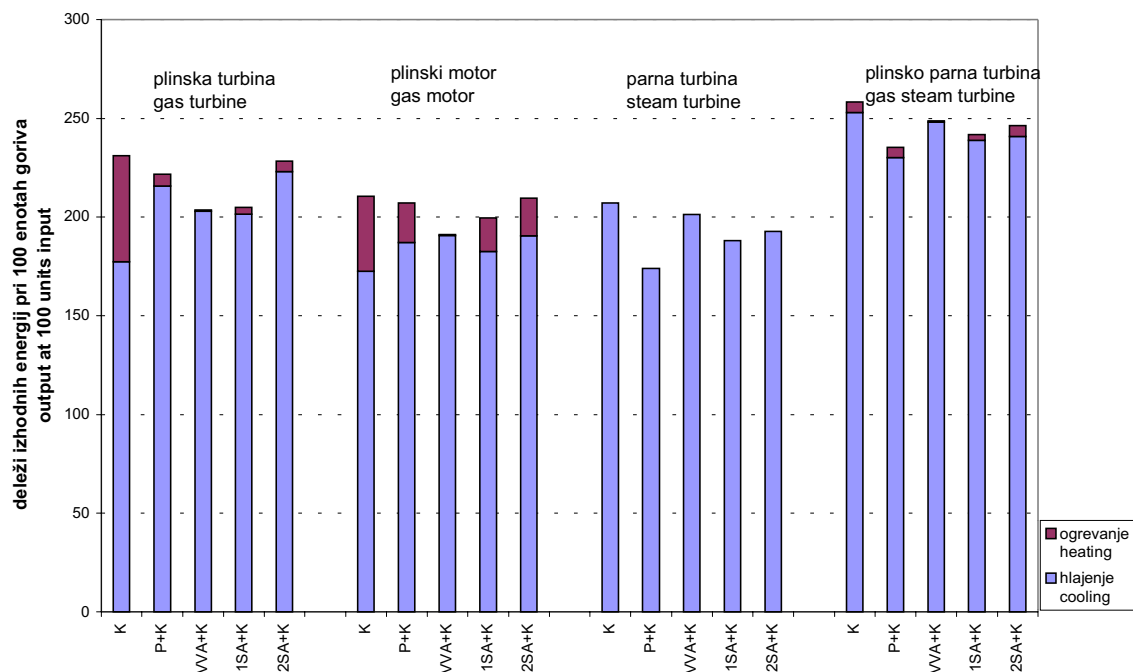
A detailed calculation of the efficiencies of trigeneration systems is not presented here because it is beyond the scope of this paper. Figure 2 presents only the results of comparison of the efficiencies of trigeneration systems [2].

Razvidno je, da največjo količino hladilne energije dobimo iz kogeneracije s plinsko-parno turbino. Pri kombinaciji hladilnikov daje kompresorski hladilnik največ hladilne energije. Razlike med različnimi tipi hladilnikov so mnogo manjše kakor recimo pri kogeneraciji s parno turbino. Pri termodinamično optimiranem kogeneracijskem postrojenju (z uporabo izpušnih plinov plinske turbine v kombiniranem krogu) hladilniki, ki obratujejo pri nižjih temperaturah, dajo večjo izhodno moč od tistih pri višjih temperaturah.

It is clear that the maximum quantity of cooling energy comes from cogeneration with a gas steam turbine. For a combination of chillers the maximum cooling energy comes from a compression chiller. The differences between the different types of chillers are less for cogeneration with a steam turbine. A thermodynamically optimized cogeneration system (with the use of the exhaust gases of the gas turbine in a combined cycle) gives us chillers that are working at lower temperatures, and with higher output power.

Pri kogeneraciji s plinsko turbino kombinacija dvostopenjskih absorpcijskih in

For cogeneration with a gas turbine the combination of two-stage absorption and compression chillers gives us the maximum cooling



Sl. 2. Deleži pridobljenih energij za različne vrste trigeneracijskih sistemov

Fig. 2. Shares of produced energies for different types of trigeneration

kompresorskih hladilnikov daje največ hladilne energije. Pri tej kombinaciji absorpcijski hladilniki, gnani s toploto z višjo temperaturo, dajejo večjo količino izhodne toplote kakor pri nižji temperaturi dovedene toplote v primerjavi s količino hladilne energije, ki jo lahko zagotavljajo kompresorski hladilniki.

Pri kogeneraciji s plinskim motorjem je izhodna hladilna moč največja pri kombinaciji vročevodnih absorpcijskih in kompresorskih hladilnikov, čeprav je izhodna hladilna moč le malo nad kombinacijo parnih dvostopenjskih absorpcijskih in kompresorskih hladilnikov. Izvedbe s toploto na nižji temperaturni ravni pridejo bolj v poštev pri kogeneraciji s plinskimi motorji kakor pri kogeneraciji s plinskimi turbinami, ker je izhodna toplotna moč pri plinskem motorju bolj omejena kakor pri plinski turbini. Če analiziramo razlike med različnimi možnostmi proizvodnje hladu, so te majhne. Kakor pri plinski turbini tudi tu dobimo najmanj hladilne energije s kompresorskimi hladilniki, toda ta sistem zagotavlja več toplote za daljinsko ogrevanje.

Obratovanje parne turbine prilagodimo največjemu pridobivanju hladu, kar pomeni, da v tem primeru ne dobimo toplote za ogrevanje. Med različnimi kombinacijami hladilnikov, da največ hladilne energije kompresorski hladilnik. Druge kombinacije hladilnikov dajo manj hladilne energije, zaradi manjše proizvodnje električne energije pri povečanem odjemu toplote za pogon absorpcijskih hladilnikov. Na splošno gledano je količina dobljene hladilne energije obratno sorazmerna s temperaturo odvzema toplote, kar je v nasprotju s kogeneracijo s plinsko turbino ali s plinskim motorjem.

energy. For this combination, absorption chillers driven with heat at higher temperature give us a larger quantity of output heat, for a lower temperature of input heat, compared to the quantity of cooling energy, which we obtain from the compression chillers.

For cogeneration with a gas motor the output cooling power is the highest for a combination of hot-water absorption and compression chillers, although it has the highest cooling power, slightly above that of the combination of two-stage steam absorption and compression chillers. The possibilities of using heat at a lower temperature come into consideration more for cogeneration with gas motors than with cogeneration with gas turbines, because of the limited output heat power from a gas motor more than from a gas turbine. The differences between the different possibilities of cold production are slight. As with the gas turbine, we also get here the least cooling energy with the compression chillers, but this system does produce more hot water at a temperature of 100 °C for district heating.

The operation of the steam turbine is adapted to maximum cooling production, which means that in such a case no heat for district heating is produced. Between the different combinations of chillers, the compression chiller gives us the most cooling energy. This happens because of the lower production of electrical energy at increased consumption of heat for driving the absorption chillers. Generally, the quantity of produced cooling energy, is inversely proportional to the heat temperature consumed, which is the opposite to the situation for cogeneration with a gas turbine or with a gas motor.

4 SKLEP

V prispevku je opravljen pregled tehničnih možnosti kombinirane proizvodnje električne, toplotne in hladilne energije, ki jo z drugo besedo imenujemo tudi trigeneracija. Navedena je tehnična primerjava različnih načinov trigeneracije.

S kombiniranim plinsko-parnim postopkom dosežemo večji izkoristek osnovnega kogeneracijskega sistema. S postavitvijo parne turbine pridobimo namreč dodatno količino električne energije, pa tudi toploto dimnih plinov iz plinske turbine lahko bolje izkoristimo. Tudi količina hladilne energije je, kakor je razvidno iz primerjave izkoristkov trigeneracijskih sistemov, pri kombinirano plinsko parnem postopku največja.

Primerjava izkoristkov različnih kombinacij kogeneracijskih oziroma trigeneracijskih sistemov je bila narejena na teoretični ravni. V praksi je največkrat potrebna kombinacija tako kompresorskih kakor tudi absorpcijskih hladilnikov, kar zagotavlja večjo zanesljivost obratovanja.

Odločanje o tem, kdaj bo kateri od obeh hladilnikov obratoval, je odvisno od različnih dejavnikov, ki niso nujno tehničnega značaja. V primeru neodvisne proizvodnje električne, toplotne in hladilne energije se lahko odločimo tudi za prodajo presežkov električne energije. V tem primeru, v času višje sezone oziroma višje cene, raje električno energijo prodajamo v omrežje po višji ceni in hladilno energijo pridobivamo z absorpcijskim hladilnikom. V času nižje cene pri prodaji električne energije v javno omrežje pa bomo del pridobljene električne energije raje porabili za proizvodnjo hladilne energije s kompresorskimi hladilniki.

Daljinsko hlajenje, kombinirano daljinsko hlajenje in ogrevanje ter trigeneracijski sistemi so zagotovo dokazano zanesljiva tehnologija, ki lahko zagotavlja ekonomsko ugodne, energijsko učinkovite in za okolje primerne rešitve.

4 CONCLUSION

This paper reviews the technical possibilities for the combined production of electrical, heat and cool energy, which we call trigeneration. We also make a technical comparison of the different ways of trigeneration.

With a combined gas steam process we achieve higher efficiency for the base cogeneration system. By setting up a steam turbine we get additional electrical energy and we can better take advantage of the exhaust gases from the gas turbine. The quantity of cool energy is also, as can be seen from the comparison of the efficiencies of trigeneration systems, the largest for the combined gas steam process.

A comparison of the efficiencies of the different combinations of cogeneration or trigeneration systems is done on a theoretical level. In practise it is mainly a combination of compression and absorption chillers that is needed, this gives us a higher reliability of operation.

Deciding when which chiller will work is dependent on different factors, which are not always necessarily technical by nature. In the case of the autonomous production of electrical, heat and cool energy we can also decide to sell the surplus of electric energy. In this case, during high season or times of higher tariff, we would rather sell the electrical energy to the public network at a higher price and we would produce cool energy with the absorption chiller. In times of lower tariff, when selling electrical energy to the public network, we would sell part of the produced electrical energy rather than consume it for the production of cool energy with the compression chillers.

District cooling, combined district cooling, heating, and trigeneration systems are proved to be the technology that can provide us with economically satisfactory, energy efficient and environmentally friendly solutions.

5 OZNAKE VELIČIN 5 SYMBOLS USED

hladilno število	COP		coefficient of performance
specifično delo	w	J/kg	specific work
specifična toplota	q	J/kg	specific heat
izkoristek	η		efficiency
Indeksi			Indexes
absorpcijski	a		absorption
celotni	c		overall
električna	el		electric
goriva	g		fuel
kompresorski	k		compression
hladilni	o		cooling
toplotna	t		heat

6 LITERATURA

6 REFERENCES

- [1] Spurr, M., I. Larsson (1996) IEA district heating and cooling, Programme of research, development and demonstration on district heating and cooling, Integrating district cooling with combined heat and power, *International Energy Agency*.
- [2] Žiher, D. (2003) Kombinirana proizvodnja električne, toplotne in hladilne energije, magistrsko delo, *Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo*, Ljubljana.

Naslov avtorjev: mag. Dejan Žiher
prof. dr. Alojz Poredoš
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
dejan.ziher@fs.uni-lj.si
alozj.poredos@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Mag. Dejan Žiher
Prof. Dr. Alojz Poredoš
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia
dejan.ziher@fs.uni-lj.si
alozj.poredos@fs.uni-lj.si

Prejeto: 5.1.2004
Received:

Sprejeto: 18.6.2004
Accepted:

Odprto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Analiza vetrnega potenciala na Primorskem z vidika možnosti za proizvodnjo električne energije

An Analysis of Wind Energy in the Coastal Region from the Point of View of Electricity Production

Karlo Peter Peršolja

Današnja družba v veliki meri temelji na uporabi električne energije. Električni mrki, kakršnim so bili priča v nekaterih državah v zadnjem času, so še posebej očitno prikazali odvisnost družbe od električne energije. Nepredvidljivost cene nafte in dejstvo, da bodo ta in razni drugi fosilni viri v doglednem času postopno izčrpani, silijo človeštvo k iskanju drugih, nadomestnih energijskih virov, ki naj bodo trajnejši, cenejši in primernejši za okolje. Primer takšnega, navidez neizčrpnega vira, je veter. Izkoriščanje energije vetra za proizvodnjo električne energije je tehnološko izvedljivo. Vetrne elektrarne so že vključene v elektroenergetske sisteme na Danskem, v Nemčiji, ZDA, Španiji in številnih drugih državah. V Sloveniji električne energije še ne pridobivamo z uporabo vetra. Namen tega prispevka je preveriti, ali je na področju Primorske, kot najbolj vetrovnem območju Slovenije, dovolj vetrnega potenciala za ekonomsko upravičeno naložbo v proizvodnjo električne energije z uporabo vetrnih elektrarn.

© 2004 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: elektrarne na veter, hitrost vetra, potencial vetra, porazdelitev Weibullova)

Modern society is based on the use of electrical energy. Electricity blackouts, which have occurred in some countries in recent years, have revealed how dependent society is on electrical energy. The unpredictability of oil prices and the fact that fossil fuels will be exhausted in the future, force mankind to investigate new energy sources, which must be sustainable, cheap and environmentally friendly. Wind is an example of such an apparently inexhaustible energy source. The exploitation of wind energy is technologically possible. Wind power plants are already included in the electro-energy systems of Denmark, Germany, the USA, Spain and many other countries. In Slovenia, electricity is not yet produced from wind energy. The purpose of this article is to examine whether the wind energy available in the windiest part of Slovenia, the Coastal region, is sufficient to allow economical electricity production using wind power plants.

© 2004 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: wind power plants, wind speed, wind energy potential, Weibull distribution)

0 UVOD

Primorska leži na skrajnem zahodu Slovenije. Ima razgiban relief, od goratega na severu in severovzhodu do ravninskega v njenem jugozahodnem delu. Posledica takšnega reliefa je različno podnebje, ki je ponekod zmerno zaradi vpliva morja, drugje celinsko in celo alpsko.

Geografska lega, relief in bližina morja ustvarjajo razmere, ki pokrajino naredijo vetrovno bogato predvsem z zahodnimi vetrovi, občasno pa se oblikujejo tudi posebni zračni vrtinci, ki se gibljejo v smeri urnega kazalca ali nasprotno. Razgibanost je pogosto tudi vzrok za nastanek lokalnih vetrov, s

kopnega na morje v nočnem času in z morja na kopno čez dan. Najpomembnejši vetrovi na Primorskem so: jugo, burja ter severni in južni fen, ki lahko dosežejo tudi velike hitrosti. Zato nas je zanimalo, ali so ti vetrovi zadosten vetrni potencial za proizvodnjo električne energije z uporabo vetrnih elektrarn.

Dolgoletnih analiz, daljših od 20 let, ki bi lahko ovrednotile možnosti izrabe vetra za proizvodnjo električne energije pri nas, žal nimamo. Prve tovrstne analize na Primorskem smo se lotili predstavniki podjetja Elektro Primorska, d.d. (EP) in Agencije za prestrukturiranje energetike, ob strokovni pomoči podjetja EHN iz Španije ([1] do [3]). V ta namen smo leta 1999 pričeli meriti hitrosti in smeri vetra v

naslednjih krajih: Bate v Banjšicah, Sinji vrh nad Predmejo, Nanos, Trstelj na Krasu, Tabor pri Pivki, Volovja Reber, Vremščica, Selivec nad Senožčami, Golič nad Rakitovcem, Kokoš pri Lipici ter na dveh krajih na Pohorju in v Prekmurju. Za določitev merilnih točk smo najprej preučili znane lokalne informacije, kartografijo in strokovno literaturo. Na tej podlagi smo izdelali analizo najbolj primernih območij z vidika virov energije, topografije, vegetacije, naravnih in kulturnih vrednot. Nato smo izvedli terenske ogledе poprej izbranih krajev. Postavili smo merilne stolpe; najprej na višini 15 m, kasneje pa na nekaterih krajih tudi na višini 41 m.

V letih 1999 in 2000 smo k sodelovanju pritegnili tudi Katedro za meteorologijo Fakultete za matematiko in fiziko Univerze v Ljubljani ter Urad za meteorologijo Agencije Republike Slovenije za okolje (UM-ARSO) z namenom, da bi ugotovili značilnost naših meritev za daljše obdobje. Naloga je bila opravljena v treh fazah ([4] in [5]).

- a) Najprej je bila ocenjena relativna razlika glede vetrovnosti po posameznih področjih. Pri tem sta bila uporabljena dva fizikalna modela. Z obema lahko napovemo polje vetra v odvisnosti od splošnih, širših pogojev, ki opredeljujejo vetrovnost.
- b) V naslednji fazi smo preverili, ali sta bili leti 1999 in 2000 vetrovno značilni za daljše obdobje.
- c) V zadnji fazi smo ocenili potencial vetra za pridobivanje električne energije.

Rezultate naštetih faz podrobneje predstavljamo v nadaljevanju.

1 ANALIZA VETROVNOSTI PO PODROČJIH

Vetrovne razlike med posameznimi področji lahko preučujemo z dvema modeloma: z meteorološkim in masno konsistentnim. Z meteorološkim modelom ALADIN/SI napovedujemo dinamični potek meteoroloških spremenljivk nad območjem velikosti 800 km × 800 km s središčem v osrednji Sloveniji. Vodoravna ločljivost modela je 11 km. Njegovi rezultati so najbolj natančen vsakodnevni vir podatkov o trirazsežnem polju vetra v Sloveniji. Pomanjkljivost modela je v tem, da ne upošteva gorskih gmot Trnovskega gozda in Nanosa ter kraške planote, ki v precejšnji meri vplivajo na razmere na izbranih lokacijah. Z modelom izračunano polje vetra je zato primerno le kot začetni približek za kasnejšo natančnejšo simulacijo s t.i. masno-konsistentnim modelom.

Masno-konsistentni model poskuša napovedano polje vetra čim bolje prilagoditi izmerjenim vetrovom. Vodoravna ločljivost modela je 500 m. Absolutne vrednosti napovedane hitrosti vetra niso dovolj zanesljive, če nam ne uspe primerno nastaviti parametrov modela, npr. stabilnost ozračja v odvisnosti od gibalne količine ipd. Pomanjkljivost

tega modela se med drugim kaže v tem, da je vetrovnost ob povsem enakomernem vetru v višinah popolnoma enaka, če veter piha iz ene ali druge strani, saj je vseeno, ali tok teče naprej ali nazaj, ker so tokovnice v obeh primerih identične. Z masno-konsistentnim modelom prav tako ne moremo zajeti lokalnih toplotno povzročenih pojavov, kakršen je npr. burja. Zanj je značilno spuščanje hladnega zraka na sredozemsko stran alpsko-dinarske gorske pregrade v področje toplejšega zraka nad Jadrantom. Pritekajoči zrak nad planotami Notranjske je dovolj hladen, da je kljub segrevanju ob spustu proti morju na dnu še vedno hladnejši od zračne mase, kar pomeni, da pri spuščanju zračni tok ves čas pospešuje. Masno konsistentni model predvideva možnost, da nad obravnavanim območjem predpišemo splošni veter v višinah ter z ekstrapolacijo ocenimo veter po višini navzdol po enem od primernih navpičnih profilov vetra. Z osnovno različico modela, ki vključuje samo podatek o vetru v višinah, lahko zadovoljivo simuliramo jugozahodni in jugovzhodni veter.

Napovedi polja vetra z nobenim od uporabljenih modelov niso dovolj zanesljive. Namenjene so lahko kot osnova za oceno relativnih razlik v vetrovnosti med posameznimi geografskimi področji ali med posameznimi časovnimi obdobji znotraj izbranega področja.

2 OCENA ZNAČILNOSTI VETRA V LETIH 1999 IN 2000 ZA DALJŠE ČASOVNO OBDOBJE

Da bi ocenili značilnost vetra v letih 1999 in 2000 za daljše časovno obdobje, smo meritve za ti dve leti želeli primerjati z dolgoletnimi meritvami. V preteklih letih je obsežnejše meritve vetra pri nas opravljal le UM-ARSO. Žal stojijo merilne postaje UM-ARSO in EP na povsem različnih krajih. Postaje UM-ARSO so v neposredni bližini mest in pomembnejših prometnic, kar v našem primeru niso kraji, primerni za pridobivanje električne energije, medtem ko so postaje EP nameščene na vetrovno izpostavljenih mestih, to so hribi, grebeni ipd. Neposredna primerjava meritev zato ni bila mogoča. Oceno značilnosti vetra v letih 1999 in 2000 za daljše časovno obdobje smo tako opravili na podlagi mesečnih povprečnih hitrosti vetra na višini 5 km nad Slovenijo [6]. Pri tem predpostavljamo, da podobni sklepi o značilnosti omenjenih let veljajo tudi za merilna mesta, za katera dolgoletnih meritev nimamo na voljo.

V preglednici 1 so prikazane nekatere statistične mere mesečnih povprečnih hitrosti po desetletjih od 1948 do 1997 ter za leti 1999 in 2000. Podatki o hitrosti vetra veljajo za področje Slovenije na višini 5 km. Posredovali so nam jih iz Nacionalnega centra za atmosferske raziskave (NCAR) iz Bouldra v Coloradu (ZDA) [6]. Iz preglednice lahko razberemo,

Preglednica 1. Nekateri statistične lastnosti mesečnih povprečnih hitrosti vetra nad Slovenijo na višini 5 km v letih od 1948 do 1997 in 1999 ter 2000 [6].

	od 1948 do 1957	od 1958 do 1967	od 1968 do 1977	od 1978 do 1987	od 1988 do 1997	od 1948 do 1997	1999	2000	od 1999 do 2000
povprečje (m/s)	7,89	7,58	7,48	8,05	7,92	7,80	8,20	9,72	8,96
std. deviacija (m/s)	3,39	3,33	3,41	3,40	3,45	3,39	3,61	3,40	3,52
minimum (m/s)	1,29	0,14	1,27	2,25	2,21	0,14	2,90	5,16	2,90
maksimum (m/s)	18,04	16,57	16,28	17,84	17,90	18,04	13,95	15,23	15,23

da sta bila povprečje in standardna deviacija mesečnih povprečnih hitrosti vetra skoraj nespremenljiva v desetletjih od 1948 do 1997. Nekaj več spremenljivosti opazimo pri največjih in najmanjših hitrostih vetra, kar je razumljivo. Če leti 1999 in 2000 primerjamo z obdobjem 1948–1997, opazimo večji povprečni in najmanjši hitrosti vetra, posebej v letu 2000, podobni vrednosti standardne deviacije ter precej manjši največji hitrosti, posebej v letu 1999. Statistično preverjanje enakosti povprečij s testom t pokaže [7], da se povprečna hitrost vetra v letu 1999 značilno ne razlikuje od povprečja v letih 1947 do 1997 (vrednost p testa je $p=0,35$), medtem ko je povprečje v letu 2000 značilno večje od dolgoletnega ($p=0,04$). Če leti 1999 in 2000 obravnavamo skupaj, sicer ugotovimo povečanje povprečne hitrosti vetra glede na obdobje 1947 do 1997 ($p=0,06$), ki pa ne presega meje statistično značilnega povečanja ($p=0,05$).

Sklepamo torej lahko, da je bilo leto 2000 v povprečju izrazito bolj vetrovno kakor prejšnja leta, medtem ko je bilo leto 1999 v tem pogledu podobno prejšnjim. Tudi povprečje dveletnega obdobja 1999 do 2000 je precej večje od dolgoletnega povprečja, predvsem na račun leta 2000. Zanimivo je, da so kljub večjima povprečni in najmanjši hitrosti vetra največje hitrosti bistveno manjše od tistih v prejšnjih letih. To nakazuje, da se je porazdelitev hitrosti vetra v letih 1999 in 2000 glede na obdobje 1947 do 1997 nekoliko spremenila. Da bi lahko podali zanesljivejše sklepe o spremembah vetrovnosti, bi morali primerjati porazdelitve hitrosti vetra in ne samo povprečij in ekstremnih vrednosti. Primer takšne analize porazdelitve hitrosti vetra predstavljamo v razdelku 5.

Kljub izrazito večjim povprečnim hitrostim vetra v letu 2000 ne moremo trditi, da se je povprečna hitrost vetra dolgoročno povečala, saj lahko bolj vetrovnemu letu 2000 sledijo manj vetrovna leta. Za takšne sklepe potrebujemo meritve, ki trajajo več let.

3 OCENA VETRNEGA POTENCIALA

S pojmom vetrni potencial označujemo električno moč, ki bi jo lahko pridobili z izbrano vetrnico. Do izraza za moč zračnega toka pridemo takole.

Energija toka zraka s hitrostjo v in maso m je:

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \quad (1).$$

To je teoretično največja mogoča kinetična energija vetra, ki velja, če je hitrost vetra za vetrnico enaka nič. Upošteva odvisnost mase od gostote ρ in prostornine V , $m=\rho V$, lahko energijo zračnega toka zapišemo kot:

$$E = \frac{1}{2}\rho Vv^2 \quad (2).$$

Največja moč P , ki jo lahko prestreže vetrnica, ki pri vrtenju zajema ploskev s prerezom S , je odvisna od prostornine zraka, ki v času t steče skozi prerez S :

$$V = vSt \quad (3).$$

Upošteva zvezo med močjo P in energijo E , $P=E/t$, dobimo moč zračnega toka pri prerezu vetrnice S :

$$P = \frac{1}{2}S\rho v^3 \quad (4),$$

ki jo običajno podajamo z gostoto moči (v W/m^2):

$$\frac{P}{S} = \frac{1}{2}\rho v^3 \quad (5).$$

Hitrost vetra na izbranem kraju se nenehno spreminja, zato jo je treba opisati statistično. Temelj statističnega opisa je verjetnostna porazdelitev, ki za poljubni korak hitrosti vetra, npr. med 3 in 4 m/s, podaja njegovo verjetnost oziroma pogostost. Po evropski metodologiji se porazdelitev hitrosti vetra opisuje z Weibullovo verjetnostno porazdelitvijo, katere gostota verjetnosti je [7]:

$$f(v; \beta, \delta) = \frac{\beta}{\delta} \left(\frac{v}{\delta}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-(v/\delta)^\beta} \quad (6).$$

$$\text{za } v > 0, \beta > 0, \delta > 0$$

Pri tem sta β (brez enote) in δ (v m/s) parametra, s katerima določamo obliko oziroma velikost porazdelitve. Parametra β in δ sta odvisna od lokalnih vetrnih razmer in ju moramo oceniti na podlagi

izmerjenih hitrosti vetra za vsak kraj posebej. Ko poznamo ta dva parametra za izbrani kraj, lahko napovemo, kako pogosto bo pihal veter s hitrostjo v določenem obdobju, kolikšna bo povprečna hitrost vetra ipd. Povprečno hitrost vetra tako izračunamo po enačbi:

$$\langle v \rangle = \delta \Gamma \left(1 + \frac{1}{\beta} \right) \quad (7),$$

kjer $\Gamma()$ označuje t.i. gama funkcijo, katere vrednost je treba določiti numerično [8].

Za napoved gostote moči zračnega toka (en. (5)) potrebujemo vrednost hitrosti na tretjo potenco. Pri Weibullovi porazdelitvi je povprečje hitrosti na tretjo potenco določeno z izrazom:

$$\langle v^3 \rangle = \delta^3 \Gamma \left(1 + \frac{3}{\beta} \right) \quad (8).$$

Povprečna gostota moči zračnega toka oziroma vetra je tedaj:

$$\left\langle \frac{P}{S} \right\rangle = \frac{1}{2} \rho \langle v^3 \rangle \quad (9).$$

Na ta način lahko napovemo povprečno gostoto moči vetra, če porazdelitev hitrosti ustreza Weibullovi in če poznamo parametra porazdelitve β in δ . Če pa porazdelitve hitrosti vetra ne moremo opisati z Weibullovo porazdelitvijo, moramo povprečje hitrosti na tretjo potenco izračunati neposredno iz vzorca izmerjenih hitrosti vetra po enačbi:

$$\langle v^3 \rangle = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i^3 \quad (10),$$

kjer v_i označuje i -to izmerjeno hitrost vetra iz vzorca, medtem ko je n število vseh meritev v vzorcu. Z dobljeno vrednostjo lahko nato po en. (9) izračunamo povprečno gostoto moči vetra.

Pri tem je pomembno poudariti, da vetrnica z idealnim izkoristkom izrablja 59,3% kinetične energije vetra, pri tem pa se hitrost vetra skozi vetrnico zmanjša za dve tretjini. Dejanski izkoristek vetrnice je bistveno manjši, saj je treba upoštevati tudi notranji izkoristek stroja, ki pri vetrnicah ni velik. Ker je vetrnica osni turbinski stroj, se notranji izkoristek pri delnih obremenitvah močno poslabša [9].

Izračun vetrnega potenciala torej temelji na hitrosti vetra na višini vetrne turbine, t.j. približno 60 m. Ker so meritve vetra na tej višini le redko dostopne, jih je treba oceniti na podlagi meritev, izvedenih na manjših višinah, v našem primeru 15 in 41 m. V ta namen se običajno uporablja metoda, ki so jo razvili na Oddelku za vetrno energijo danskega državnega laboratorija Riso, in je namenjen za izdelavo evropskega vetrnega atlasa [10]. Pri tej metodi do hitrosti vetra na željeni višini pridemo z ekstrapolacijo hitrosti, izmerjenih na površinskih merilnih postajah. Zahtevani izračun

izvedemo z računalniškim programom WASP (Wind Atlas Analysis and Application Program). Predpostavlja se, da tak postopek daje dovolj dobro oceno povprečne hitrosti vetra na višini vetrnih turbin.

3.1 Metoda WASP in njene omejitve

Metoda WASP sestoji iz dveh delov: izdelave vetrnega atlasa in mreže vetrnih virov. Vetrni atlas vsebuje splošne značilnosti krajevnih vetrov, izračunane na podlagi podatkov z referenčne merilne postaje, topografskega opisa neposredne okolice, hrapavosti terena na polmeru 5 do 10 km in ovir na terenu. Vetrni atlas je podlaga za izračun mreže vetrnih virov in vsebuje podatke o lastnostih vetra na določeni višini. Regionalne mreže virov so kvadratne s stranico 1 km, medtem ko je pri območnih mrežah stranica dolga 100 m.

Za izdelavo vetrnega atlasa in mreže vetrov potrebujemo več ko desetletne podatke o vetru za izbrano merilno postajo in natančen topografski opis območja. Kakovost podatkov seveda pomembno vpliva na natančnost in zanesljivost atlasa ter mreže vetrov. Pri podatkih o vetru je najtežje pridobiti časovno dovolj dolg niz enako zbiranih podatkov. Dolgi nizi podatkov običajno niso na voljo za tista merilna mesta, ki so zanimiva z vidika pridobivanja vetrne energije. Pri nas so za takšna mesta na voljo dveletni nizi meritev. Nadalje je pomembna višina, na kateri so merjene hitrosti vetra. Mi smo pretežni del meritev izvajali na višini 15 m, na kateri ne moremo zanemariti vplivov neposredne topografske okolice (hrapavost terena, ovire ipd.). Da bi se tem vplivom izognili, smo na nekaterih mestih (Bate, Golič, Nanos, Selivec, Volovja Reber) postavili 41 m visoke merilne stolpe z merilnima postajama na višinah 15 in 41 m. Natančni izračuni porazdelitve hitrosti vetra po višini sicer še niso dokončani, vendar že lahko sklepamo, da je razlika v hitrosti vetra med obema višinama približno 10 %. Pri topografskih podatkih za izbrano območje ali regijo je glavna omejitev njihova natančnost. Podati je treba ne le profil temveč tudi vrsto zemljišča (mesto, vas, polje, voda ipd.), po možnosti na podlagi zemljevidov s čim manjšim merilom.

Tudi metoda WASP ima nekatere omejitve, ki jih je pri pojasnjevanju in uporabi njenih rezultatov treba upoštevati. Osnova metode je namreč fizikalni model, s katerim ne moremo zajeti vseh zapletenih postopkov, ki vplivajo na hitrost vetra na izbranem območju. Ugotovljeno je, da je največjo napako pri izračunu zračnega toka mogoče pričakovati na območjih z razgibano topografijo in strmimi pobočji. V vsakem primeru je napovedi metode treba primerjati z meritvami na preučevanem območju.

4 ANALIZA MERITEV VETRA ZA TRI KRAJE

V tem razdelku predstavljamo primer analize meritev vetra za tri izbrane kraje, ki jih imenujemo A, B in C. Analiziramo enoletne nize, ki vsebujejo po 8760 parov povprečnih urnih hitrosti in smeri vetra, izmerjenih na višini 15 m. Na podlagi analize nato za vsak kraj ocenimo vetrni potencial. Na koncu izračunamo še količino pridobljene električne energije, ki bi jo na teh treh krajih lahko pridobili z vetrnicami treh različnih tipov, ki jih označimo z U, V in Z.

4.1 Rože vetra

Smer in hitrost vetra običajno prikazujemo skupaj v diagramu, ki ga imenujemo roža vetra. Diagram prikazuje povprečne hitrosti vetra v letu za tipične nebesne smeri. Odločili smo se za 32 nebesnih smeri, enakomerno razporejenih po krogu. Krožna ločljivost rož vetra je tako $360^\circ/32=11,25^\circ$. Rože vetra za kraje A, B in C so prikazane na sliki 1. Na kraju A je največja povprečna hitrost vetra približno iz smeri JVV, medtem ko je na krajih B in C najmočnejši veter približno iz smeri SVV. Na kraju C ima veliko povprečno hitrost tudi veter iz smeri JJV. Velika povprečna hitrost vetra v določeni smeri še ne zagotavlja velike pogostosti vetra. Kot primer navedimo burjo, ki je sicer močan veter, a piha le občasno. Tako smo ugotovili, da skupna letna energija burje na območju, kjer dosega največje hitrosti, ne dosega energije, ki jo imajo nekoliko šibkejši, a enakomerni vetrovi na grebenih gorskih pregrad.

Za pridobivanje električne energije je poleg hitrosti pomembna tudi pogostost vetra. Relativno pogostost vetra za tipične nebesne smeri prikazujejo krožni histogrami, ki so prav tako vidni na sliki 1. Iz histogramov lahko razberemo, da na kraju A veter najpogosteje piha približno iz smeri V, kar je blizu smeri največje povprečne hitrosti vetra ne tem kraju

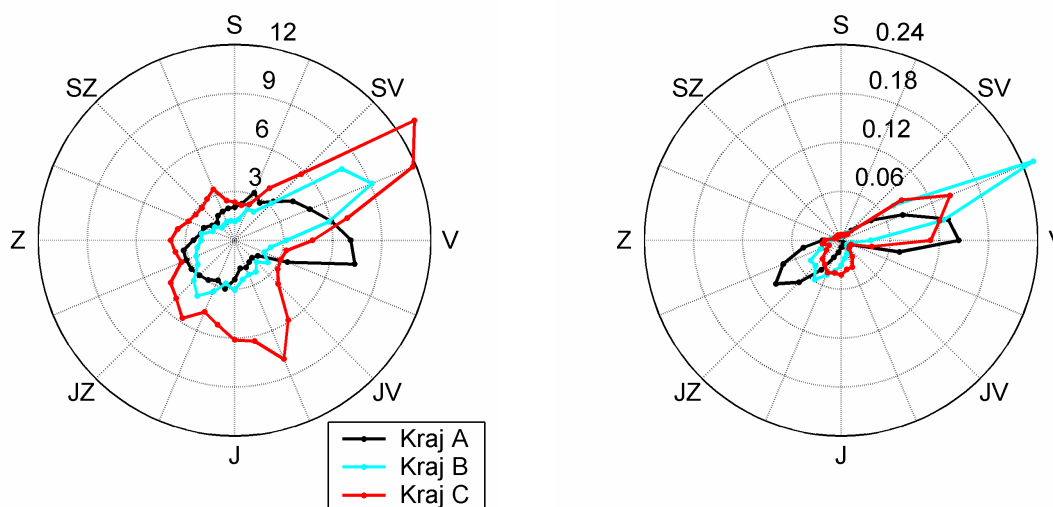
(približno JVV). Pogosta je tudi smer približno JZ, v kateri pa je povprečna hitrost vetra majhna. Na krajih B in C je najpogostejša smer vetra SVV, kar se dobro ujema s smerjo najhitrejšega vetra za oba kraja. Za kraj B je značilna izrazito stalna usmerjenost vetra, saj v več kot 24 % ur letno veter piha iz smeri SVV. Na kraju C je velika povprečna hitrost vetra značilna tudi za smer JJV, iz histograma pa vidimo, da veter le redko piha v tej smeri. Za pridobivanje električne energije iz vetra je seveda ugodno, če se smeri največje hitrosti vetra ujemajo z najpogostejšimi smermi vetra.

Za izračun vetrnega potenciala je pomembna le hitrost vetra, medtem ko je smer vetra zaradi vrtljivih vetrnic lahko poljubna. Zato se pri podrobnejši analizi v nadaljevanju omejimo na hitrost vetra na izbranih krajih.

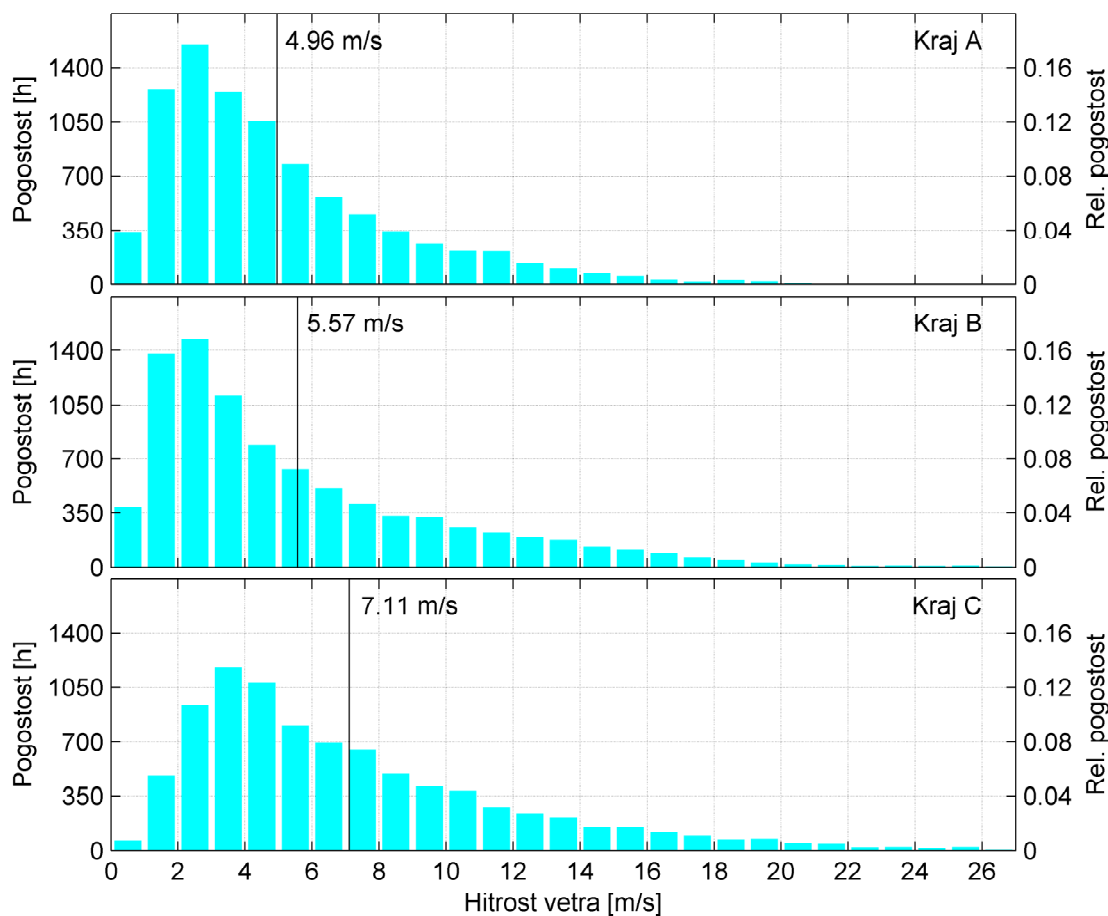
4.2 Porazdelitev hitrosti vetra

Porazdelitev hitrosti vetra na krajih A, B in C je na sliki 2 prikazana s histogrami. Na navpični osi sta pogostost v urah (levo) in relativna pogostost (desno), ki je brez enot. Širina korakov hitrosti vetra na vodoravni osi je lahko poljubna. Zaradi usklajenosti s podatki proizvajalcev vetrnic smo se odločili za korake širine 1 m/s.

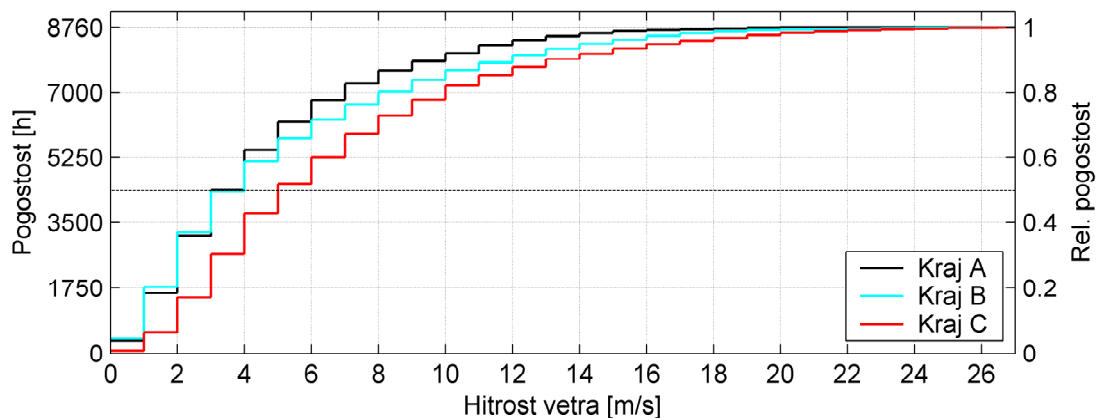
Iz histogramov lahko razberemo, da sta porazdelitvi hitrosti vetra na krajih A in B podobni: veter najpogosteje piha s hitrostjo med 2 in 3 m/s, medtem ko se pogostost pri hitrostih nad 4 m/s hitro zmanjšuje. Za kraj C so najpogostejše hitrosti med 3 in 4 m/s, pogostost pri hitrostih nad 4 m/s pa se zmanjšuje počasneje kakor pri krajih A in B. Da na kraju C veter dosega v povprečju večje hitrosti kakor na krajih A in B, potrjujejo tudi letne povprečne vrednosti hitrosti, ki so na histogramih prikazane z navpično črto. Največja povprečna hitrost vetra je na kraju C (7,11 m/s), sledita kraja B (5,57 m/s) in A (4,96 m/s).



Sl. 1. Rože vetra (levo, v m/s) ter relativna pogostost smeri vetra (desno) za kraje A, B in C



Sl. 2. Porazdelitve hitrosti vetra na krajih A, B in C, prikazane s histogrami



Sl. 3. Zbirni histogrami porazdelitve vetra za kraje A, B in C. Vodoravna črtkana črta označuje relativno pogostost 0,5

Do podobnih ugotovitev pridemo tudi na podlagi zbirnih histogramov (sl. 3), v katerih je prikazana zbirna relativna pogostost. Iz zbirnih histogramov lahko razberemo, da je na krajih A in B v 50 % ur letno hitrost vetra manjša (ali večja) od 3,5 m/s, medtem ko je pri kraju C meja 50% pomaknjena k večjim hitrostim, k skoraj 5,5 m/s.

Porazdelitev hitrosti vetra običajno opisujemo z Weibullovo porazdelitvijo en. (6). S

spreminjanjem vrednosti parametrov β in δ lahko obliko porazdelitve precej spreminjamo in s tem prilagajamo zelo različnim porazdelitvam. Da bi Weibullovo porazdelitev prilagodili izmerjeni porazdelitvi hitrosti vetra, je treba na podlagi meritev oceniti vrednosti parametrov β in δ . Pri tem si lahko pomagamo s katerim od statističnih programskih paketov. Mi smo uporabili statistični paket programa Matlab [8]. Ocenjene vrednosti parametrov za

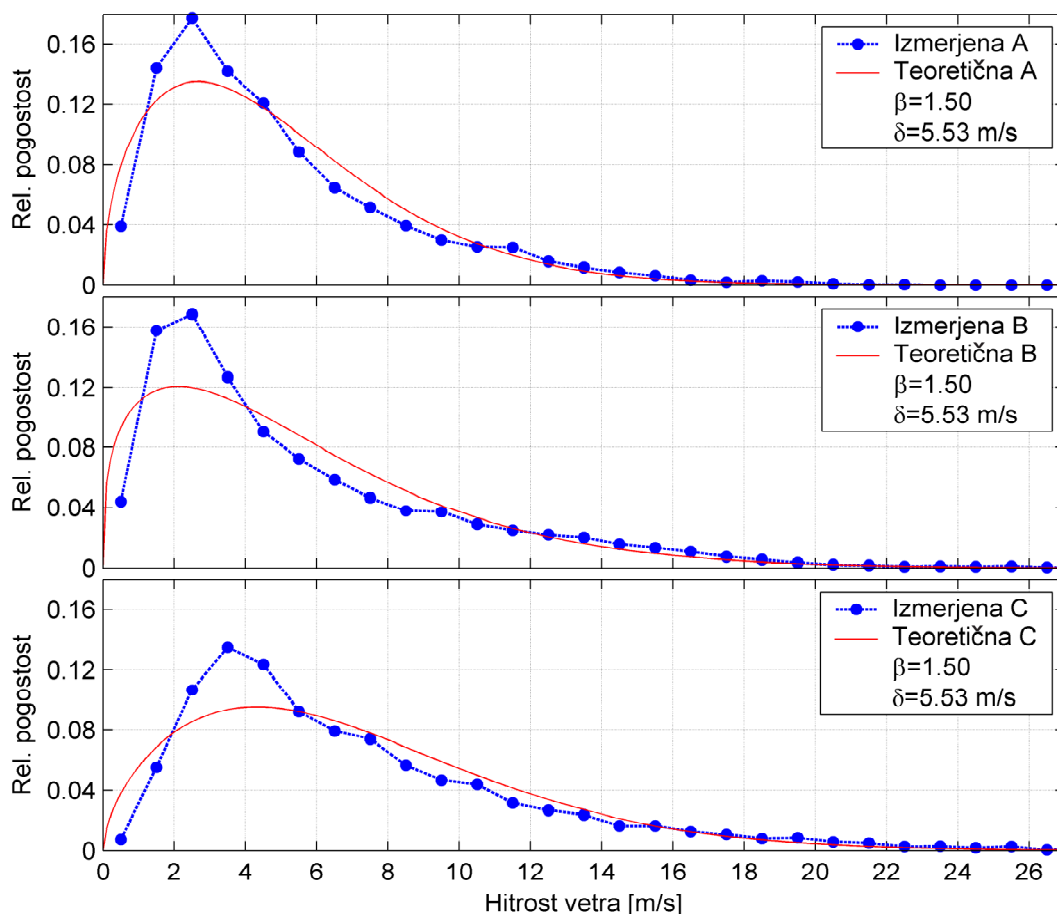
porazdelitve hitrosti vetra na krajih A, B in C so navedene na sliki 4, ki prikazuje izmerjene porazdelitve hitrosti vetra (povezani vrhovi histogramov s slike 2) skupaj s prilagojenimi Weibullovimi porazdelitvami. S slike vidimo, da sta parametra b in d za izbrane kraje različna, kar smo glede na različno obliko porazdelitev na sliki 2 tudi pričakovali. Nadalje je s slike 4 tudi očitno, da se teoretična in izmerjena porazdelitev za noben kraj povsem ne ujemata. V vseh treh primerih so opazne izrazite razlike predvsem pri majhnih hitrostih vetra, pod 4 oziroma 5 m/s, medtem ko je ujemanje med porazdelitvama pri hitrostih, večjih od 5 m/s, precej dobro. Razlike med izmerjenimi in teoretičnimi verjetnostnimi porazdelitvami so v praksi običajne, vendar je s katerim od statističnih prilagoditvenih testov treba preveriti, ali so razlike tudi statistično značilne [7]. V našem primeru je bila za vse tri kraje vrednost p prilagoditvenega testa praktično enaka 0. To pomeni, da so opažene razlike med izmerjeno in teoretično porazdelitvijo statistično značilne, zato porazdelitve hitrosti vetra na krajih A, B in C načeloma ne moremo opisati z Weibullovo verjetnostno porazdelitvijo. Zaradi tega je pri izračunih, kakršen je npr. izračun vetrnega potenciala, smiselno uporabljati izmerjeno porazdelitev hitrosti vetra in ne prilagojene Weibullove.

4.3 Ocena vetrnega potenciala

Vetrni potencial merimo s povprečno gostoto moči vetra na prerezu vetrnice, en. (9). Za izračun povprečne moči potrebujemo gostoto zraka in povprečje hitrosti vetra na tretjo potenco. Slednji podatek lahko izračunamo po en. (8), pri čemer predpostavimo, da je porazdelitev hitrosti Weibullova, ali po en. (10) neposredno iz meritev in brez omenjene predpostavke. Za naš primer v en. (10) za v_i vstavljamo povprečne izmerjene urne hitrosti vetra in $n=8760$ za število vseh urnih meritev v letu.

V preglednici 2 so navedene povprečja tretje potence hitrosti vetra $\langle v^3 \rangle$ za kraje A, B in C, izračunane na oba načina, po en. (8) in (10). Ugotovimo lahko, da se vrednosti $\langle v^3 \rangle$, dobljene pri obeh načinih izračuna, razlikujejo za približno 8 %. Zanesljivejšo oceno $\langle v^3 \rangle$ daje en. (10), saj smo v prejšnjem razdelku pokazali, da predpostavka, na kateri temelji izračun pri en. (8), za noben kraj ni izpolnjena.

Ker je $\langle v^3 \rangle$ sorazmerna povprečni gostoti moči vetra en. (9) in ker se gostote zraka ρ na krajih A, B in C predvidoma ne razlikujejo, podatki v preglednici 2 lahko rabijo tudi za primerjavo potencialov vetra na krajih A, B in C. To pomeni, da je vetrni potencial na



Sl. 4. Primerjava izmerjenih in prilagojenih Weibullovih porazdelitev hitrosti vetra na krajih A, B in C. Podane so tudi ocenjene vrednosti parametrov porazdelitve, β in δ

Preglednica 2. Povprečja tretje potence hitrosti vetra $\langle v^3 \rangle$ (v m³/s³) na krajih A, B in C, izračunana po en. (8) in (10)

	Kraj A	Kraj B	Kraj C
po en. (8)	336,48	582,39	910,23
po en. (10)	366,68	632,46	992,92

kraju C bistveno večji od potencialov na krajih B in A. Potenciala na krajih C in B sta približno 2,7-kratnik in 1,7-kratnika potenciala na kraju A.

4.4 Izračun pridobljene električne energije

Omenili smo, da vetrnica ne more spremeniti vse vetrne energije v električno. Količina električne energije, ki jo pridobimo z vetrnico na izbranem kraju, je odvisna od značilnice moči vetrnice, t.j. električne moči, ki jo pridobiva vetrnica, v odvisnosti od hitrosti vetra. Značilnico moči poda izdelovalec vetrnice.

Za nazorni prikaz pridobivanja električne energije smo izbrali tri vetrnice pomembnih evropskih proizvajalcev, ki jih bomo označili s črkami U, V in Z. Vetrnica U je izdelek španskega proizvajalca Gamesa z oznako G58-850 kW s premerom rotorja 58 m, ki opiše površino 2.642m² [11]. Vetrnico V izdeluje nemško podjetje Nordex z oznako N50/800kW s premerom rotorja 50 m, ki opiše površino 1.964m² [12]. Vetrnica Z pa je izdelek danskega proizvajalca Vestas z oznako V52-850 kW s premerom rotorja 52 m, ki opiše površino 2.124 m² [13].

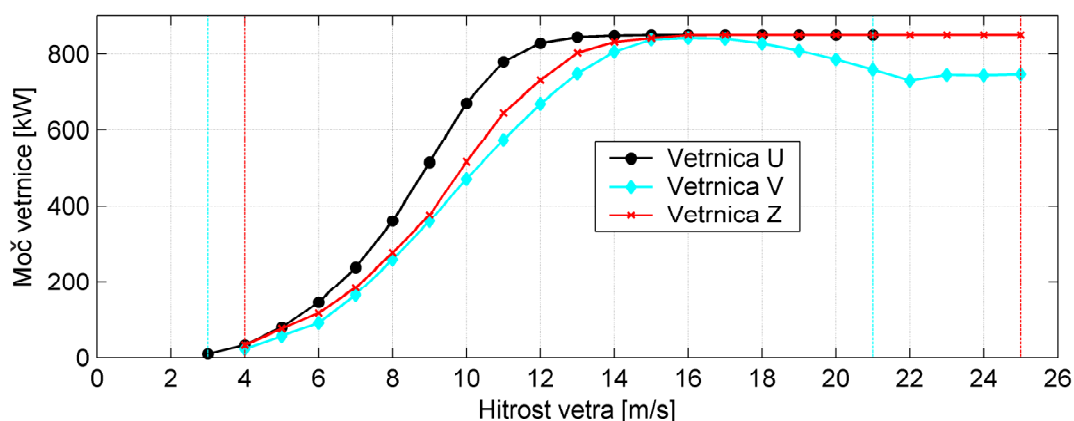
Na sliki 5 so prikazane značilnice za omenjene vetrnice U, V in Z z imenskimi močmi 850 (U in Z) in 800 kW (V). S slike lahko razberemo, da so vklopne hitrosti vetra 3 (U) oziroma 4 m/s (V in Z), izklopne hitrosti 21 (U) oziroma 25 m/s (V in Z), medtem ko imensko moč vetrnice dosežejo pri 15 (U), 14 (V) oziroma 16 m/s (Z). Značilnica moči vetrnice U je najbolj strma, kar pomeni, da ta vetrnica pridobiva večjo električno moč od vetrnic V in Z na celotnem

svojem območju delovanja, ki pa je krajše od območij delovanja vetrnic V in Z.

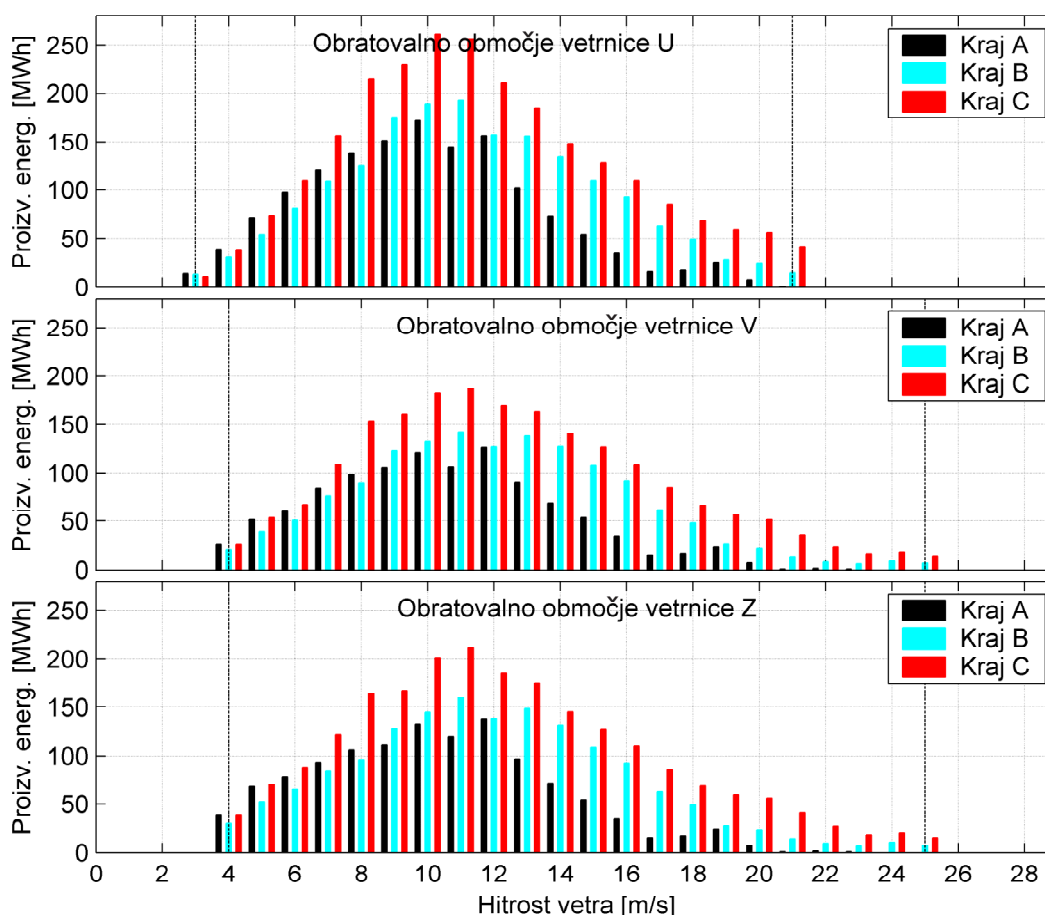
Pridobljeno električno energijo pri določeni hitrosti vetra izračunamo kot zmnožek električne moči vetrnice pri tej hitrosti in pogostosti te hitrosti. Odvisnost pridobljene električne energije z vetrnicami U, V in Z od hitrosti vetra na krajih A, B in C je prikazana s histogrami na sliki 6. Vse tri vetrnice pridobijo največ električne energije na kraju C, sledita kraja B in A. Za vse tri kraje je najučinkovitejša vetrnica U, ki ji sledita vetrnici Z in V.

Skupna letna količina pridobljene električne energije za preučevane kraje in vetrnice je podana v preglednici 3. Največ električne energije lahko z vsemi vetrnicami pridobimo na kraju C, kar je pričakovano, saj smo zanj ocenili tudi največji vetrni potencial. Iz preglednice lahko razberemo, da ni vseeno, katero vetrnico postavimo na določenem kraju, saj je količina pridobljene energije na enem kraju odvisna od porazdelitve hitrosti vetra in značilnice moči vetrnice. Razlika med najbolj in najmanj primernima vetrnicama je največja na kraju A in znaša 30 %. Z vidika pridobivanja električne energije je najučinkovitejša kombinacija vetrnica U na kraju C, ki bi v opazovanem letu pridobila 2,44 GWh energije.

Poudarimo, da smo vse izračune izvedli s hitrostmi vetra, izmerjenimi na višini 15 m. Hitrosti na višinah vetrnih turbin (60 m), ki bi jih izračunali z metodo WASP, bi bile zanesljivo vsaj za 10 % večje, zato bi bile ustrezno večje tudi količine pridobljene električne energije. Nadalje bi se z višino lahko spremenile tudi porazdelitve hitrosti



Sl. 5. Značilnice moči vetrnic U, V in Z. Navpične črtkaste črte označujejo vklopne in izklopne hitrosti vetra.



Sl. 6. Pridobljena električna energija z vetrnicami U, V in Z v odvisnosti od hitrosti vetra na krajih A, B in C

Preglednica 3. Letna količina pridobljene električne energije (v GWh) z vetrnicami U, V in Z na krajih A, B in C

	Kraj A	Kraj B	Kraj C
vetrnica U	1,43	1,80	2,44
vetrnica V	1,09	1,47	2,02
vetrnica Z	1,21	1,59	2,20

vetra, tako da kombinacija kraja C in vetrnice U ne bi bila več najučinkovitejša za pridobivanje električne energije.

5 SKLEP

V prispevku smo predstavili nekatere rezultate študije vetrovnosti na Primorskem z vidika možnosti pridobivanja električne energije iz vetra. Študija je bila razdeljena na tri faze. V prvi fazi smo s pomočjo dveh fizikalnih modelov napovedovali veter na različnih območjih. Ugotovili smo, da so napovedi modelov nezanesljive, še posebej na Primorskem, kjer na značilnosti vetra izrazito vpliva razgiban relief pokrajine, ki ga z modeloma ne moremo dobro opisati. Modela sta uporabna za oceno relativnih razlik v vetrovnosti med posameznimi območji.

V drugi fazi smo izmerjene hitrosti vetra v letih 1999 in 2000 primerjali z rezultati dolgoletnih meritev, da bi ugotovili, ali lahko omenjeni leti obravnavamo kot značilni za daljše časovno obdobje. Zaradi pomanjkanja dolgoletnih meritev na krajih, primernih za pridobivanje električne energije iz vetra, smo statistično primerjavo izvedli za kraj, za katerega so takšni podatki bili na voljo. Ugotovili smo, da je leto 1999 v povprečju podobno prejšnjim, medtem ko je bila povprečna hitrost vetra v letu 2000 značilno večja od dolgoletnega povprečja. Povečane najmanjše in zmanjšane največje hitrosti vetra v letih 1999 in 2000 glede na dolgoletne vrednosti tudi kažejo na določene spremembe porazdelitve hitrosti vetra, česar pa zaradi pomanjkanja podatkov nismo mogli podrobneje preveriti.

V zadnji fazi smo natančneje analizirali meritve vetra na treh izbranih krajih. Primerjava rož vetra in pogostosti smeri vetra za značilne nebesne smeri je pokazala, da se smeri najmočnejšega vetra dobro ujemajo z najpogostejšimi smermi vetra, kar je ugodno za pridobivanje električne energije. Nadalje smo izmerjene porazdelitve hitrosti vetra primerjali s prilagojenimi Weibullovimi porazdelitvami in ugotovili statistično značilne razlike, ki kažejo, da je vetrni potencial smiselno ocenjevati neposredno iz meritev in ne iz parametrov Weibullove porazdelitve. Ocene vetrnega potenciala izbranih treh krajev se precej razlikujejo. Razlika med potencialoma najbolj in najmanj vetrovnih krajev je kar 2,7-kratna. Na koncu smo za izbrane tri tipe vetrnic izračunali količino električne energije, ki bi jo v preučevanem letu pridobili na izbranih treh krajih. Zaradi različnih porazdelitev hitrosti vetra na izbranih krajih in različnih značilnic moči izbranih tipov vetrnic je količina pridobljene energije na določenem kraju močno odvisna od tipa vetrnice. Razlika v količini pridobljene energije med najbolj in najmanj primerno vetrnico je lahko tudi 30 %. Z najprimernejšo kombinacijo kraja in tipa vetrnice bi v preučevanem letu pridobili 2,44 GWh električne energije.

Glede na ugotovljeno sklepamo, da je na Primorskem v povprečju dovolj vetrnega potenciala za pridobivanje električne energije. Vetrni potencial se od kraja do kraja lahko precej razlikuje, zato so pred postavitvijo vetrnic nujne dolgoletne meritve vetra na vsakem od možnih krajev, izbor tipa vetrnice pa mora temeljiti na podrobni analizi izmerjene porazdelitve hitrosti vetra.

6 SEZNAM SIMBOLOV

E	energija vetra
f	porazdelitvena funkcija
m	masa
n	število meritev v vzorcu
P	moč vetra
p	vrednost statističnega testa p
S	prez vetrnice
V	prostornina
v	hitrost vetra
β	parameter oblike Weibullove verjetnostne porazdelitve
δ	parameter velikosti Weibullove verjetnostne porazdelitve
Γ	gama funkcija
ρ	gostota

7 LITERATURA

- [1] Elektro Primorska (2003) Interna gradiva o meritvah vetra 1999–2003. Nova Gorica.
- [2] Peršolja, K. P. (2003) Pilotski projekt vetrnih elektrarn v Sloveniji. Specialistična naloga, *Fakulteta za management*, Koper.
- [3] WEP1 – Wind energy potential (2003) Study of wind potential in five European regions. EHN, Spain.
- [4] Rakovec, J., G. Gregorič (2001) Veter na Primorskem. Univerza v Ljubljani, *Fakulteta za matematiko in fiziko; Oddelek za fiziko*, Ljubljana.
- [5] Bertalanič, R., M. Dolinar, T. Cegnar, B. Zupančič (2001) Veter na Primorskem. *Ministrstvo za okolje in prostor, Agencija Republike Slovenije za okolje*, Ljubljana.
- [6] NCEP/NCAR reanalysis 1948–1997 monthly means. <http://dss.ucar.edu>
- [7] Montgomery, D. C., G.C. Runger (1994) Applied statistics and probability for engineers. *John Wiley & Sons, Inc.*, New York, ZDA.
- [8] Jones, B. (1996) Statistics toolbox for Matlab, *The Mathworks Inc.*, Massachusetts, ZDA
- [9] Novak, P., S. Medved (2000) Varstvo okolja in obnovljivi viri energije, Univerza v Ljubljani, *Fakulteta za strojništvo*, Ljubljana.
- [10] Wind atlas analysis and application program (WAsP). <http://www.wasp.dk>
- [11] <http://www.gamesa.es>
- [12] <http://www.nordex-online.com>
- [13] <http://www.vestas.com>

Avtorjev naslov: Karlo Peter Peršolja
Elektro Primorska, d.d.
5000 Nova Gorica
Karlo.Persolja@elektro-primorska.si

Prejeto:
Received: 20.1.2004

Sprejeto:
Accepted: 18.6.2004

Odprto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Shranjevanje toplote z geosondami in testi za ugotavljanje toplotnih lastnosti zemlje - Primer uporabe v Turčiji ter stanje v Sloveniji

Borehole Thermal Energy Storage Applications and In-Situ Thermal Response Test - Example from Turkey and Situation in Slovenia

Uroš Stritih - Dušan Rajver - Bekir Turgut - Halime Paksoy

V prispevku je predstavljena metoda sezonskega shranjevanja toplote z geosondami ter test toplotne odzivnosti, ki se uporablja za določanje parametrov tal. Predstavljene so analize metode za dejanski izračun toplotne prevodnosti tal ter določevanje njene negotovosti. V nadaljevanju so predstavljene meritve, ki so jih opravili med raziskavami tal v Turčiji, ter stanje na področju sezonskega shranjevanja toplotne energije v Sloveniji.

© 2004 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: shranjevanje toplote, shranjevanje podzemno, geosonde, prevodnost toplotna)

In the paper we present a method of seasonal heat storage with boreholes and thermal response test for determination of ground parameters. Analysis methods for concrete calculations of thermal conductivity as well as error determination are explained. In the continuation measurements made in research of the ground in Turkey and situation in a field of seasonal thermal energy storage in Slovenia are presented.

© 2004 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: underground thermal energy storage, borehole heat exchangers, thermal conductivity)

0 UVOD

Podzemno shranjevanje toplotne energije (PSTE - UTES) je zanesljiva in energetska varčna tehnologija shranjevanja toplote in je namenjena hlajenju in ogrevanju v stavbnih objektih in industrijskih postopkih ter je sedaj že široko razširjena po vsem svetu.

Gre za tehnologijo shranjevanja toplote v zemlji pod površjem ali v vodonosnikih oz. podzemnih jezerih. V poletnih mesecih se odpadna toplota ali toplota, pridobljena s sončno energijo, na različne načine shranjuje, v zimskih mesecih jo lahko uporabimo za ogrevanje. Podobno poteka tudi hlajenje.

V zadnjih dvajsetih letih je bila ta metoda uporabljana že v več različicah. Na podlagi Mednarodne agencije za energijo (IEA) ter ohranitvi energije s shranjevanjem energije (OESE - ECES) je bila temu namenu strokovno razvita znanstvena oprema. V splošnem se za metodo podzemnega shranjevanja toplotne energije uporablja kratica PSTE,

0 INTRODUCTION

Underground thermal energy storage (UTES) is a reliable, sustainable, and energy-saving technology for the cooling and heating of buildings and industrial processes all over the world. In the past 20 years, various applications of UTES have been introduced. Within the IEA Implementing Agreement, Energy Conservation through Energy Storage (ECES) program, much of the expertise on UTES has developed.

UTES is a technology for storing energy in the ground, in aquifers or in underground pools. In the summer time waste heat or heat from solar energy is saved in different ways, in the winter time this heat is used for heating. Cooling is performed in similar way.

In the past twenty years this method was applied in many applications. Scientific equipment has been developed in the frame of International Energy Agency (IEA) and Energy conservation through energy storage (ECES). The acronym UTES

ki je pogosto razdeljena na podskupine glede na tip uporabljenega sredstva za shranjevanje energije. Ena takšnih je metoda z vrtinami za shranjevanje toplotne energije (VSTE - BTES), ki se nanaša na sistem shranjevanja energije z uporabo vrtnice v zemlji in vanjo nameščenih cevi.

Toplotna prevodnost zemlje in toplotna upornost prenosnika toplote v vrtini (PTV - BHE) sta dva najbolj pomembna sestavna parametra sistema VSTE. Njuno vrednost je mogoče določiti prek merilnih instrumentov, katerih podatki naj bi bili dovolj natančni. Takšni testi so ekonomsko upravičeni le takrat, če imamo zgrajenih že več takšnih sistemskih enot z vrtinami. Merilno metodo pa so v zadnjem desetletju naglo razvijali in dopolnjevali in se danes navadno omenja kot "test toplotne odzivnosti" (TTO).

1 POTEK TESTA TOPLOTNE ODZIVNOSTI

Za pravilno dimenzioniranje toplotnega sistema je odločilnega pomena, poleg zadovoljivega vira energije, naše znanje in vedenje o toplotni prevodnosti tal. Oceno takšne učinkovite toplotne prevodnosti tal, primerne za naš sistem, pridobimo z meritvijo toplotne odzivnosti vira energije v tleh, ki jo izvajamo na terenu s premično napravo, v kateri je nameščen sistem za merjenje toplotne odzivnosti (sl. 1).

Test toplotne odzivnosti je prvič javno predstavil danski raziskovalec Palne Mogensen na mednarodni konferenci za »shranjevanje energije« v Stockholmu leta 1983 [1]. Prvo takšno premično napravo za izvajanje meritev so samostojno razvili na Švedskem na Univerzi za tehnologijo v Luleå in tudi na ameriški državni univerzi v Oklahomi v letih 1995-96. Takšne vrste meritev se sedaj že izvajajo v ZDA, Kanadi, Norveški, Nemčiji, Nizozemski, Angliji in Turčiji.

Naprava za TTO sestavlja črpalka z močjo 1 kW, ki poganja grelna sredstvo prek hranilnika toplote



Sl. 1. Naprava za merjenje TTO
Fig. 1. In-situ TRT apparatus

refers to underground thermal energy storage in general, and is often divided into subgroups according to the type of storage medium that is used. The acronym BTES (Borehole Thermal Energy Storage) refers to storage systems using boreholes or ducts and pipes in the ground.

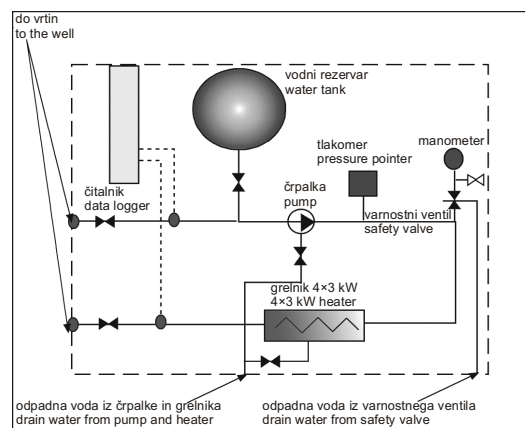
The thermal conductivity of the ground and the thermal resistance of the borehole heat exchanger (BHE) are the two most important design parameters for BTES systems. The two parameters may be determined from in-situ measurements, which give reliable design data. Such tests are usually economically feasible when designing BTES systems comprise more than just a few boreholes. The measurement method has rapidly developed in the past decade, and is now usually referred to as the Thermal Response Test (TRT).

1 THE HISTORY OF THE THERMAL RESPONSE TEST

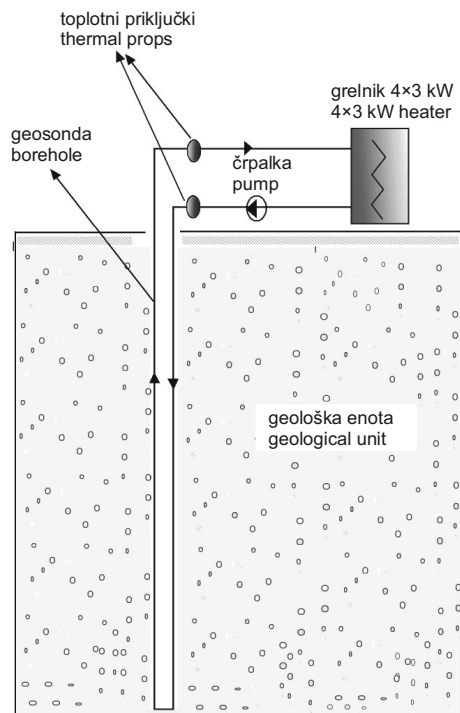
Knowledge of the thermal conductivity of the ground surrounding an energy well is crucial for the appropriate dimensioning of an underground thermal energy system. By measuring the ground thermal response of a well, the effective in-situ thermal conductivity for the system can be estimated. Field tests are done with a mobile thermal response test (TRT) apparatus (Figure 1).

The thermal response test was first proposed by the Danish researcher Palne Mogensen at an international conference on energy storage in Stockholm, in 1983 [1]. The first mobile measurement devices for thermal response tests were developed independently at Luleå University of Technology, Sweden, and at Oklahoma State University, USA, in 1995-96. These types of measurements are now used in the USA, Canada, Norway, Germany, the Netherlands, England and Turkey.

The TRT apparatus consists of a 1-kW pump circulating the heat through the borehole



Sl. 2. Načrt merilne naprav
Fig. 2. TRT flow diagram



Sl. 3. Osnovna zamisel TTO
Fig. 3. Basic concept of TRT

v vrtini naprej v prenosnik toplote s prilagodljivo in stabilno toplotno močjo v razponu od 3 do 12 kW. Temperatura vode se meri na vstopu in izstopu iz vrtine s termistorji, katerih točnost je $\pm 0,2$ K. Stanja teh temperatur se nato hkrati shranjujejo v podatkovni pomnilnik. Celotna naprava je dimenzionirana za električni tok 16 A (sl. 2).

Načelo delovanja TTO je v tem, da v naš iskani vir energije v zemlji vnašamo znano toplotno moč v časovnem obdobju, ki je večje od 50 ur, z uporabo tekočega sredstva, ki kroži po cevnem sistemu, medtem ko se mu dovaja stalna toplotna moč. Temperaturni odziv tal merimo nato posredno prek vstopne in izstopne temperature ogrevalnega sredstva, pri čemer so toplotne značilnosti tal in pa vgrajenega hranilnika toplote sorazmerne temperaturni spremembi tal med meritvijo (sl. 3).

Slika 3 predstavlja sistem shranjevanja energije TTO, pri katerem se temperatura v vrtini spreminja zaradi shranjevanja ali črpanja toplotne energije iz nje. Zaradi tega se zemlja, ki obdaja vrtino, bodisi ohlaja ali segreva. Matematičen popis takšne temperaturne funkcije v snovi so razvili Hellström (1994) [2], Mogensen (1983) [1] in Eskilson (1987) [3].

2 ANALIZNE METODE

Splošno znane metode za oceno toplotnih lastnosti talne sestave je mogoče razdeliti v neposredne metode, kakršna je metoda enocevne

collector and through a cross-flow heater with an adjustable and stable heating power in the range 3-12 kW. The fluid temperature is measured at the inlet and the outlet of the borehole with thermistors that have an accuracy of ± 0.2 K. The temperatures are recorded at a set time interval by a data logger. The equipment is installed for 16A electricity (Figure 2: In-situ thermal response test system scheme).

The principle of the thermal response test is to inject a known amount of power into the energy well over a certain period of time (>50 hours), by circulation of the heat-carrier fluid through the energy well piping system while a certain power rate is transferred to the fluid. The temperature response of the ground is measured by recording the inlet and outlet temperatures. The thermal properties of the ground and collector installation are proportional to the temperature change in the ground over the measurement period (Figure 3).

The thermal response test of a BTES borehole is described by the temperature change in the boreholes when heat is injected or extracted. The transfer of the heat to/from the boreholes causes a change in the temperature in the surrounding ground. The mathematics are described by Hellström (1994) [2], Mogensen (1983) [1] and Eskilson (1987) [3].

2 ANALYSIS METHODS

Currently used methods to estimate the thermal properties of the ground formation may be divided into direct methods, such as line source and

kače za prenos grelnega sredstva ali valjna sestava cevi v cevi, ter metode določitve parametra z našo oceno. Na podlagi tega je bilo predstavljenih šest vrst metod:

1. teorija črtnega vira, kakor sta jo uporabila Eklöf in Gehlin (1996) [4] ter Gehlin in Nordell (1998) [5];
2. črtna teorija vira, ki jo je uporabil Smith (1999a) [6];
3. črtna teorija vira, ki jo je uporabil Curtis (2001) [7];
4. valjni model, uporabila sta ga Kavanaugh in Rafferty (1997) [8];
5. ocena parametra z enorazsežnim modelom končnih prostornin, uporabila sta ga Shonder in Beck (1999) [9];
6. ocena parametra z dvorazsežnim modelom končnih prostornin vrtine z znano prostornino, ki ga je uporabil Austin (2000) [10].

V nadaljevanju sta predstavljeni metodi črtnega vira in valjni model.

2.1 Teorija črtnega vira

Za izračun porazdelitve temperature (T^q) v odvisnosti od časa (t) in polmera (r) okoli enocevne sistema s stalnim toplotnim tokom (q) lahko vzamemo približek na podlagi računске izpeljave toplotnega toka v sistemu prenosnika toplote v tleh [11]:

$$T^q(r, t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \int_{\frac{r^2}{4at}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4\pi\lambda} E_1\left(\frac{r^2}{4at}\right) \quad (1.)$$

S povečevanjem časa se bo povečal tudi mejni polmer segrevanja tal okoli cevi. Ingersoll in Plass [12] sta leta 1948 pokazala, kako je takšna enačba koristna za preračun valjnega grelnika v kanalu vrtine, pri katerem se pojavi napaka, manjša od 2 %, če ob tem velja pogoj:

$$t > \frac{20r_b^2}{a} \quad (2.)$$

Pri običajnih meritvah v vrtinah je čas merjenja dolg in znaša med 10 do 20 ur.

E_1 je tako imenovani eksponentni integral. Za večje vrednosti parametra at/r^2 je E_1 lahko približan s preprosto funkcijsko odvisnostjo:

$$E_1\left(\frac{r^2}{4at}\right) = \ln\left(\frac{4at}{r^2}\right) - \gamma \quad \frac{at}{r^2} \geq 5 \quad (3),$$

kjer je $\gamma = 0,5772$ Eulerjeva konstanta. Največja napaka za vrednosti $at/r^2 \geq 20$ znaša 2,5 %, za vrednosti $at/r^2 \geq 5$ pa 10 %.

Merjena temperatura med izvajanjem TTO je temperatura tekočine, medsebojno povezavo med temperaturo tekočine (T_f) in temperaturo sten vrtine (T_b) pa tako zapišemo v odvisnosti:

$$T_f^q(t) = T_b^q(t) + q \cdot R_b \quad (4),$$

cylinder source approaches, and methods that use formal parameter-estimation techniques. The following six methods are based on four theoretical approaches and methods that use formal parameter-estimation techniques.

1. Line source theory, as used by Eklöf in Gehlin (1996) [4], ter Gehlin in Nordell (1998) [5],
2. Line source theory, as used by Smith (1999a) [6],
3. Line source theory, as used by Curtis (2001) [7],
4. Cylinder source theory, as used by Kavanaugh and Rafferty (1997) [8],
5. Parameter estimation with a 1D finite-volume borehole model, as used by Shonder in Beck (1999) [9],
6. Parameter estimation with a 2D finite-volume borehole model, as used by Austin (2000) [10].

In the rest of the paper the line-source and cylinder-source models are presented.

2.1 Line source

The equation for the temperature field as a function of time and radius around a line source with constant heat-injection rate can be used as an approximation for the heat injection from a BHE [11]:

With increasing time, the radius of influence will increase. Ingersoll and Plass (1948) [12] showed that the equation can be used for cylindrical heat-injection ducts with an error of less than 2% if:

For a normal borehole, t is in the range 10-20 hours.

E_1 is the so-called exponential integral. For large values of the parameter at/r^2 , E_1 can be approximated with the following simple relation:

where the term $\gamma = 0.5772$ is Euler's constant. The maximum error is 2.5% for $at/r^2 \geq 20$ and 10 % for $at/r^2 \geq 5$.

The measured temperature during a response test is the fluid temperature, and the relationship between the fluid temperature and the temperature at the borehole wall (T_b at R_b) is:

kjer R_b pomeni toplotno upornost med sredstvom za prenos toplote v cevi in pa steno vrtnice, ki obdaja cev. Temperaturni indeks q pomeni, da se je v toplotnem sunku q spremenila temperatura za točno določeno vrednost. Tako se temperatura tekočine kot funkcija časa lahko zapiše v obliki:

$$T_f(t) = \frac{q}{4\pi\lambda} \cdot \left(\ln\left(\frac{4at}{r^2}\right) - \gamma \right) + q \cdot R_b + T_o \quad (5),$$

kjer je T_o nespremenljiva temperatura tal.

Raziskovalci so v praksi sproti razvijali lastne postopke metod, vendar se niso bistveno oddaljevali od teorije Mogensena, ki jo je razvil leta 1983.

Teoretikom, kakršni so bili Eklöf, Gehlin, Nordell, Sanner in Cruickshanks [13], je v preteklih letih uspelo dognati bistvo, kako opredeljevati toplotno prevodnost tal v preračunih metode shranjevanja toplote energije. Razvili so metodo, pri kateri padanje povprečne temperature tekočine oziroma njeno strmino krivulje podamo z naravnim logaritmom časa:

$$T_f(t) = k \cdot \ln t + m \quad (6)$$

$$k = \frac{q}{4\pi\lambda} \quad (7),$$

kjer k pomeni faktor strmine krivulje.

Toplotno prevodnost zemlje določimo praktično takole: na geosondo priključimo grelnik znane moči in zapisujemo temperature vode. Narišemo diagram poteka temperature v odvisnosti od časa. Če na osi časa izberemo naravni logaritem, lahko iz strmine premice določimo k po enačbi (6). Nato pa še toplotno prevodnost λ iz enačbe (7).

2.2 Valjni model

Takšen model, ki sestoji iz sistema cev v cevi, je poenostavljena različica sistema toka grelnega sredstva po eni cevi. Njegov namen je pridobivanje približkov parametra PTV, kar mu omogoča njegovalnost velikost ter zagotavljanje stalnega toplotnega toka. Navadno je notranji premer toplotnega prenosnika enakomeren po vsej dolžini. Matematično lahko takšen stalen tok toplote, ki ga dovajamo v tla, popišemo kot:

$$T^q(r, t) = \frac{q}{\lambda} \cdot G(z, p) \quad \begin{cases} z = \frac{at}{r^2} \\ p = \frac{r}{r_o} \end{cases} \quad (8),$$

kjer je $G(z, p)$ funkcija, ki popisuje valjno sestavo grelnika po metodi Ingersolla (1954) [14]:

$$G(z, p) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} f(\beta) d\beta \quad (9)$$

$$f(\beta) = \left(e^{-\beta^2 z} - 1 \right) \cdot \frac{[J_0(p\beta)Y_1(\beta) - Y_0(p\beta)J_1(\beta)]}{\beta^2 [J_1^2(\beta) + Y_1^2(\beta)]} \quad (10),$$

where R_b is the thermal resistivity between the fluid in the pipes and the borehole wall. The index q in the temperatures denotes that it is the temperature change due to the heat pulse q . Thus the fluid temperature as a function of time can be written as:

where T_o is the undisturbed ground temperature.

In practice, researchers have made use of this approach in somewhat different ways, although they essentially follow Mogensen (1983).

Gehlin and Eklöf, Gehlin and Nordell, Sanner et al. and Cruickshanks et al. [13] have applied the line source solution to determine the thermal conductivity of the ground formation for an underground thermal energy storage system. The implementation is done by determining the slope of the curve of the average fluid temperature development versus the natural log of time:

where k is the slope of the curve.

The thermal conductivity of the ground is practically determined in the following way: on the borehole the heater is connected and the temperatures of water are collected. The diagram of temperature changes versus time is produced. If the natural logarithm is used on the time axis, the parameter k can be determined from Eq. 6. Then we can easily calculate the thermal conductivity λ from Eq. 7.

2.2 Cylindrical model

The cylinder-source model, of which the line-source model is a simplified variation, can be used for an approximation of the BHE as an infinite cylinder with a constant heat flux. The heat-exchanger pipes are normally represented by an "equal diameter" cylinder. The cylindrical-source solution for a constant heat flux is as follows:

where $G(z, p)$ is the cylindrical-source function as described by Ingersoll (1954) [14]:

kjer so J_o , J_1 , Y_o , Y_1 Besselove funkcije prvega in drugega reda.

Deerman, Kavanaugh in Rafferty ([8] in [15]) so predlagali iterativni postopek reševanja valjne metode kot obratno določevanje toplotne prevodnosti tal. Dejanska prevodnost (in difuzivnost) talne sestave je računana z reverzibilno matematično operacijo, ki vsebuje preračun dolžine cevne zanke toplotnega prenosnika v vrtini. Če gledamo naš test kratkoročno, potem je postopek tak, da našo toplotno prevodnost tal in pa dnevni toplotni sunek, ki sta preračunana s Fourierjevim številom (z) in funkcijo valjnosti $G(z,p)$, primerjamo s pričakovano vrednostjo toplotne prevodnosti in difuzivnosti talne sestave toliko časa, dokler med sabo niso izenačene.

2.3 Analize napak

Merilna negotovost določanja toplotne prevodnosti je posledica več vzrokov. Prvi so naključne in pa sistemske eksperimentalne napake, uporabljeni približki v analitičnem ali numeričnem modelu, groba ocena pričakovane temperature v preračunih ter doba trajanja testa. To negotovost so razložili Austin leta 1998 [16], Austin s sodelavci 2000 [17] ter Witte in Van Gelder leta 2002 [18]. Celotna negotovost, ocenjena z različnimi analiznimi postopki, se giblje v razponu 10 %. Austin je tako leta 1998 pokazal, da je napaka pri meritvi prenosa toplote v sorazmerju s odstotno napako storjeno pri oceni toplotne prevodnosti tal. Potemtakem mora biti pozornost usmerjena na pravilno meritev obeh različnih temperatur natančno na vходу in izhodu vrtine, te namreč nastanejo zaradi prenosa toplote na izvrtino, v primeru ko je merilno mesto oddaljeno stran od vхода v izvrtino, je treba cevi dobro izolirati za preprečitev morebitnih toplotnih izgub skozi stene cevi v okolico.

Negotovost približkov, dobljenih v analiznih postopkih, je primerna za predpostavljjanje stopnje ustaljenega prenosa toplote. Austin je med drugim leta 1998 tudi pokazal, kako veliko je nihanje dobljene toplotne prevodnosti pri črtnem modelu, za kar je mogoče iskati vzrok v velikem nihanju stopnje prenosa toplote na vrtino. Za doseg bolj natančnih ocen se uporablja v ta namen metoda ocenitve parametra.

3 IZKUŠNJE IZ TURČIJE

3.1 Švedska aparatura, namenjena meritvam v Turčiji

Takšno vrsto merilne naprave za izvajanje testa toplotne odzivnosti (Eklöf in Gehlin 1996 [4], Gehlin in Nordell 1998 [5]) so razvili na Univerzi za tehnologijo Luleå v letih 1995-1996. Med samim razvijanjem tehnološke opreme pa sta intenzivno in učinkovito začeli med seboj sodelovati prav Univerza

where J_o , J_1 , Y_o , Y_1 are Bessel functions of the first and second kind.

Deerman, Kavanaugh and Rafferty ([8] and [15]) suggested an iterative procedure that uses the cylinder-source method to inversely determine the ground's thermal conductivity. The effective thermal conductivity (and diffusivity) of the ground formation is computed by reversing the process used to calculate the length of the ground-loop heat exchanger. Based on a short-term in-situ test, the effective thermal resistivity of the ground of a daily heat pulse is compared to a value computed from the Fourier number (z) and the cylinder-source function $G(z,p)$ with an assumed value for the thermal conductivity and the diffusivity of the ground formation until the ground resistance values are the same.

2.3 Error Analysis

Uncertainties in the estimated ground thermal conductivities come from several sources: random and systematic experimental error, approximations made in the analytical or numerical model, estimates of the far field temperature, and the length of test. These uncertainties have been discussed by Austin in 1998 [16], Austin et al. 2000 [17] and Witte and Van Gelder 2002 [18]. The overall uncertainties of the estimations made by different analysis procedures with different test equipment are of the order of $\pm 10\%$. Austin has shown that the error in the measurement of heat-transfer rate to the borehole results in a similar percentage error in the estimation of the ground's thermal conductivity. Therefore, care must be taken to either measure the heat-transfer rate using a temperature difference at the borehole inlet and outlet or, if the heat rate is measured elsewhere, to minimize any unmeasured heat losses or gains.

Uncertainties due to an approximation in the analysis procedure may be due to an assumption of a constant heat-transfer rate. Austin showed very variable thermal conductivity predictions made with the line-source procedure, when there were significant variations in the heat-transfer rate to the borehole. In this situation, the parameter-estimation procedure, which does not assume a constant heat-transfer rate, can provide more accurate estimates.

3 EXPERIENCES FROM TURKEY

3.1 Application of the Swedish Apparatus for the Thermal Response Test in Turkey

The Swedish mobile thermal response test equipment, TRT (Gehlin and Nordell 1998 [5], Eklöf and Gehlin 1996 [4]), was constructed at Luleå University of Technology in 1995-1996. During this period, Luleå University of Technology and Çukurova University Centre for Environmental Research began

v Lulei ter Univerzitetni center za okoljske raziskave Çukurova v Turčiji z izmenjavo študentov ter združitvijo nekaterih projektov, vse v okviru Mednarodne agencije za energijo na področju shranjevanja energije. Kot rezultat dobrega sodelovanja je Univerza v Lulei nato v novembru leta 2000 podarila eno takšnih merilnih enot Univerzitetnemu centru Çukurova, eden od konstrukterjev merilne opreme (Singhild Gehlin) pa je tudi obiskal ta center v Turčiji.

3.2 Opravljene meritve

TTO je bil izvajan od leta 2000 na dveh različnih lokacijah v Turčiji (sl. 4) [19]. Tako so v mestih Istanbul in Adana v vrtine vstavili posamič enkrat 100 m dolgo dvojno cev U ter 75 m enojno cev U. Meritve toplotne prevodnosti in pa toplotne upornosti so bile ocenjene na podlagi črtnega modela (1) z namenom poiskati primeren talni vir energije. Ta test se je v Adani ponavljal vsak mesec v časovnem obdobju od julija 2001 do februarja 2002, pri čemer so sproti določali učinke spreminjanja okoliških razmer na umerjanje meritve.

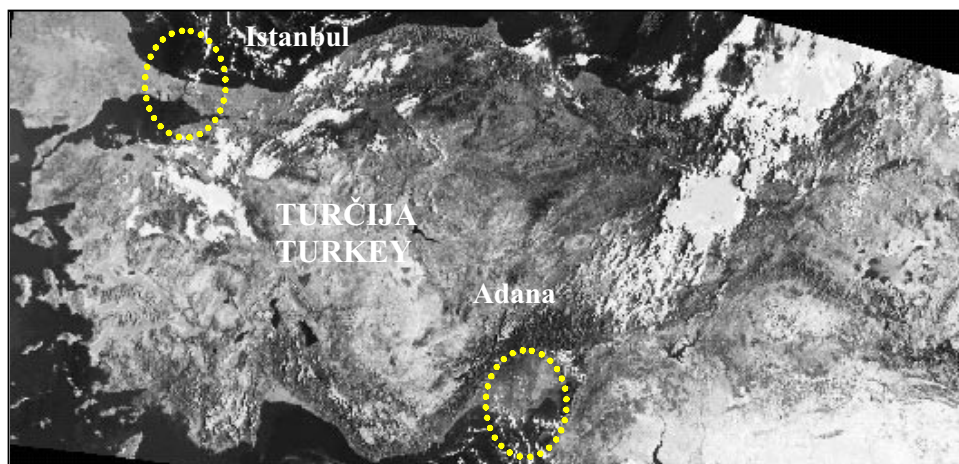
Meritve so se izvajale v vrtini z geosondo, ki so jo povezali s toplotno črpalko na primerni lokaciji v pokrajini Marmara v okolici Istanbula. Geološko sestavo površinskih plasti te pokrajine sestavljajo predvsem sedimentne kamnine, ki sestojijo iz glinovca ter gline v menjavanju z apnencem. Vrtina je približno 100 m globoka, vodostaj v njej pa 80 m pod površjem. Vanjo so namestili dve cevi U dolžine 100 m in notranjega premera 2,4 mm. Da bi preprečili prožnost cevi, ki so iz nerjavnega jekla in tehtajo skoraj 50 kg, so jih obdali poprej s plastičnimi cevmi. Po koncu vgradnje cevi v vrtino so le-to zasuli in zalili z naravnim granulatom zemlje ter vodo. Konca cevi so med seboj mehansko ločili med črpalko, nameščeno v prikolicici ter glavnim grelnikom tekočine. Nato so zagnali

an effective and efficient cooperation (exchange of students, some projects partnership, etc) within the frame of the International Energy Agency, Energy Conservation through Energy Storage Implementing Agreement. As a result of this successful cooperation, Lulea University of Technology donated TRT equipment to the Çukurova University in November, 2000. One of the TRT developers, Singhild Gehlin, visited Çukurova University Centre for Environmental Research for technology transfer.

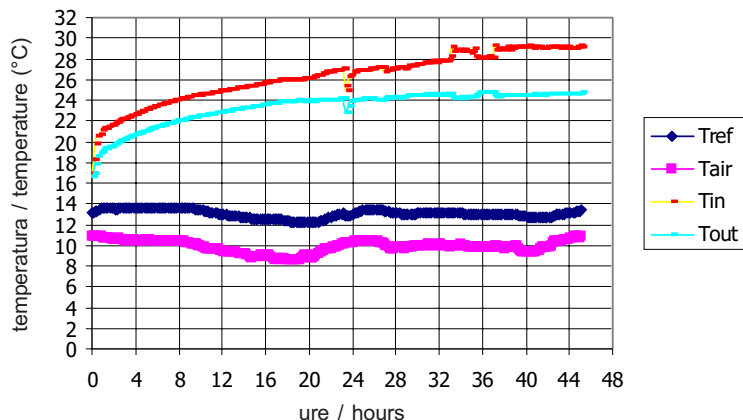
3.2 Measurements Performed

TRT has been used at two different locations in Turkey (Figure 4) since 2000 [19]. The depth and configuration for Istanbul and Adana are 100-m double U-pipe and 75-m single U-pipe, respectively. For these two sites, thermal conductivity and thermal resistance values are evaluated using the line-source model (1). The thermal response tests in Adana have been repeated every month during the period July 2001-February 2002 to evaluate the effect of the change in ambient conditions on the measurements matching.

Measurements are made in the boreholes drilled to be used with GSHP in a new residential area in the Marmara region Ýstanbul-Hadýmköy, Turkey. The research area is geologically mostly characterized by sediments: claystone, clay with limestone and marl succession, known as Sazlýdere Formation. The borehole is approximately 100-m deep. The water level in the borehole was 80 m from the surface. Two U-pipes, 100-m long with an inner diameter of 2.4 mm, were installed in the borehole. To counteract the flexibility, approximately 50 kg of stainless-steel weight was strapped to the plastic pipe assembly. When the U-piping was completely installed, the borehole was grouted with the natural geological formation and water. The two ends of U-pipe were insulated between the pump trailer and the fluid heater. The pump was



Sl. 4. Satelitski posnetek Turčije
Fig. 4. Satellite picture of Turkey



Sl. 5. Izmerjeni časovni diagram temperature tekočine v kraju Istanbul-Hadýmkyö
Fig. 5. Istanbul-Hadýmkyö fluid temperature profile measurements

črpalko, ki je potisnila ogrevalno sredstvo po cevnem sistemu, pri tem pa je bilo treba paziti na pravilen tlak, ki se je meril na sekundarni strani črpalke in se je gibal v mejah od 1,5 do 2 barov.

Merjenje vstopne in izstopne temperature sredstva je potekalo v rednih časovnih korakih po 10 min, pri čemer so njegov tlak v cevi sprotno spremljali na monitorju. Podatki so se hkrati s tem shranjevali v podatkovni pomnilnik.

Registriranih je bilo 273 ločenih meritev temperatur z 10 minutnimi koraki v časovnem obdobju dveh dni, 2. in 4. decembra leta 2000. Na sliki 5 je grafično izrisana meritev vhodne temperature (T_{in}) in izhodne (T_{out}), temperature zraka (T_{air}) ter referenčne temperature (T_{ref}).

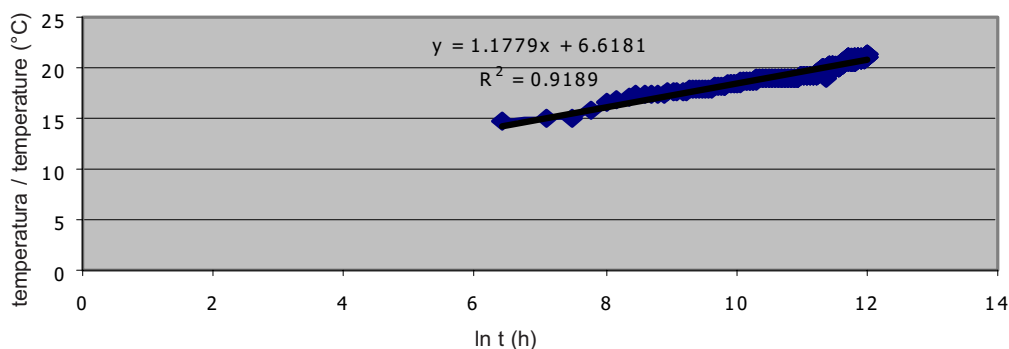
Naraščanje temperature v odvisnosti od časa v urah, kakor je prikazano na sliki 6, je sorazmerno spreminjanju toplotne prevodnosti geološke plasti med njenim segrevanjem. Glede na dobljene rezultate v Hadýmkyö so toplotno prevodnost (λ) in toplotno upornost (R_b) izračunali s uporabo iterativnega približka, kjer je λ podana kot začetna ocena, R_b pa izračunana na podlagi enačbe (5). Iteracijo so ponavljali toliko časa, dokler se izračunana vrednost temperature tekočine ni ujemala z izmerjeno

then turned on and the fluid was circulated in the tubing system. Attention was paid to the pressure in the system. During the pumping, the water pressure measured at the outlet of the pump was 1.5-2 bar.

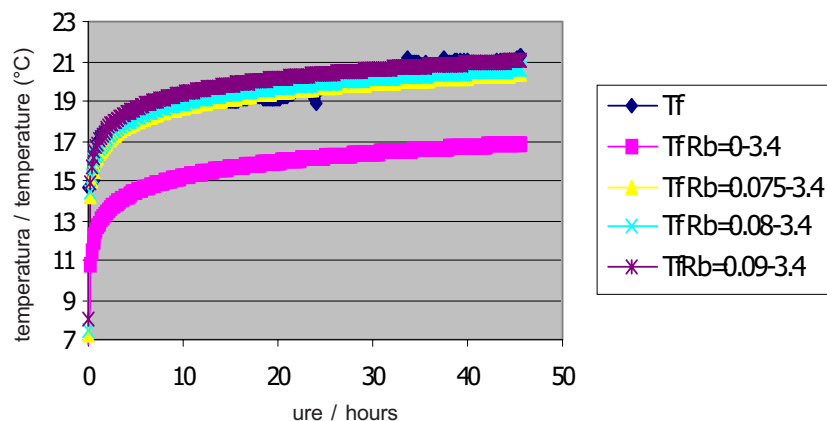
Measurements of the inlet (T_{in}) and outlet (T_{out}) temperatures were made at regular intervals of 10 minutes. The pressure of fluid circulation was also monitored. Data were recorded on a data logger.

A total of 273 separate measurements of temperature were recorded at 10 minute intervals over a period of two days, December 2-4th, 2000. Figure 5 shows the measured temperatures of T_{in} , T_{out} , T_{air} and T_{ref} .

The slope of the mean temperature data versus the natural log of time in hours, given in Figure 6, is proportional to the thermal conductivity of the rock and filled material through which the heat is transferred. According to this model for Hadýmkyö, thermal conductivity (λ) and thermal resistance (R_b) are calculated with an iterative approach, where λ is given an initial estimated value and R_b is calculated from Eq. 5. The iteration is continued until the calculated fluid temperature distribution fits the experimental distribution for 2 days in December 2-4,



Sl. 6. Odvisnost srednje temperature tekočine od časa, strmina premice k je 1,1779 in se uporabi v enačbi (6)
Fig. 6. Mid to late stage time / temperature data. Slope (k) of linear relationship is 1.1779. This value is substituted into Eq. 6



Sl. 7. Srednja temperatura tekočine dobljena iz TTO zbiralnika toplote v cevi U, ki se je ujemala s preračuni po enačbi 5, kjer so bile vrednosti spremenljivk $\lambda = 3,4 \text{ W/mK}$ in $R_b = 0,075 - 0,08 - 0,09 \text{ K/(W/m)}$.

Fig. 7. Mean fluid temperature from the response test on the U-pipe collector fitted to Eq. 5 with $\lambda = 3.4 \text{ W/mK}$ and $R_b = 0.075 - 0.08 - 0.09 \text{ K/(W/m)}$

Preglednica 1. Mesečni izmerki TTO, dobljeni v Adani

Table 1. Monthly TRT results from measurements carried out in Adana

Mesec Month	Toplotna prevodnost Thermal conductivity $\lambda \text{ (W/mK)}$	Toplotna upornost Thermal resistance $R \text{ (W/mK)}^{-1}$	Trajanje testa Duration of the test (h)
junij June	-	-	-
julij July	2,5	0,09	50
avgust August	2,1	0,05	76
september September	2,2	0,06	72
oktober October	2,2	0,06	53

temperaturo v dneh meritev od 2. do 4. decembra 2000. Slika 7 prikazuje najboljši iterativni približek za prevodnost λ in upornost R_b .

V nadaljevanju so predstavljeni izmerjeni podatki, dobljeni na podlagi meritev v Istanbulu, ki so podani v preglednici 1 in predstavljajo toplotno prevodnost in pa toplotno upornost konglomerata in glin v časovnih korakih meritev.

4 STANJE V SLOVENIJI

Popis o stanju izkoriščanja geotermalne energije za neposredno uporabo v Sloveniji je bil izveden leta 1999 za Zbornik svetovnega geotermalnega kongresa leta 2000. Pri tem je bilo treba zbrati, kolikor se je pač dalo, tudi podatke o izrabi energije iz podtalnice in plitvega podpovršja za geotermalne (talne) toplotne črpalke. Tu gre za število enot geotermalnih toplotnih črpalk, ki delujejo v odprtem ali zaprtem sistemu (obtoku). Kot odprti sistem je mišljena vgradnja na vodni vir, recimo podtalnico, ki je zajeta z vrtino (vodnjakom) ali tudi jezersko vodo. Kot zaprti sistem so mišljene vgradnje naslednjih dveh tipov: vodoravni zbiralni sistem v tleh in navpični sistem z energetske vrtine. Ker je tovrstne podatke zelo težko pridobiti, smo zvedeli le za

2000. Figure 7 shows the best iterative approaches for the thermal conductivity (λ) and the thermal resistivity (R_b)

The same evaluation based on the line-sources model for Istanbul was used here. The monthly TRT results (thermal conductivity and borehole resistance) in a conglomerate and clay formation are given in Table 1.

4 PRESENT STATUS IN SLOVENIA

A description of geothermal energy use in Slovenia was made in 1999 for the proceedings of the World Geothermal Congress in 2000. At this point, data for geothermal (ground-source) heat pumps was also collected. These heat pumps operate in an open or closed system. As an open source it is an installation that operates with the aquifer or lake water. Closed installations are as follows: a horizontal system in the ground or a vertical system with an energy well. As those data are difficult to obtain we have collected approximate data from three manufacturers in Slovenia for the period to 1992. Data for the period

približne številke izdelanih enot takih geotermalnih toplotnih črpalk pri treh izdelovalcih v Sloveniji, za obdobje do leta 1992. Pridobili pa smo še podatke o vgrajenih enotah v zadnjem obdobju do leta 2000 od instalaterja švedskih toplotnih črpalk in nekaterih posameznikov po državi. Ob koncu leta 1999 je bilo pri nas torej vsaj 63 enot geotermalnih toplotnih črpalk, delujočih v odprtem sistemu na vodni vir (iz vrtnice), ter vsaj 7 enot geotermalnih toplotnih črpalk, delujočih v zaprtem vodoravnem zbiralnem sistemu (Kralj in Rajver, 2000) [20]. Tipična imenska moč ali zmogljivost črpalk je različna, pri tistih v odprtem sistemu se giblje med 8 in 25 kW, pri tistih v zaprtem sistemu pa med 3,4 in 11 kW. Dosežen koeficient izkoristka (COP) je za oba tipa med 2,4 in 3,85. Omenjenih 63 enot na vodni vir izrablja skoraj 20 TJ letno, 7 enot v zaprtem sistemu pa še 2 TJ letno (sl. 8).

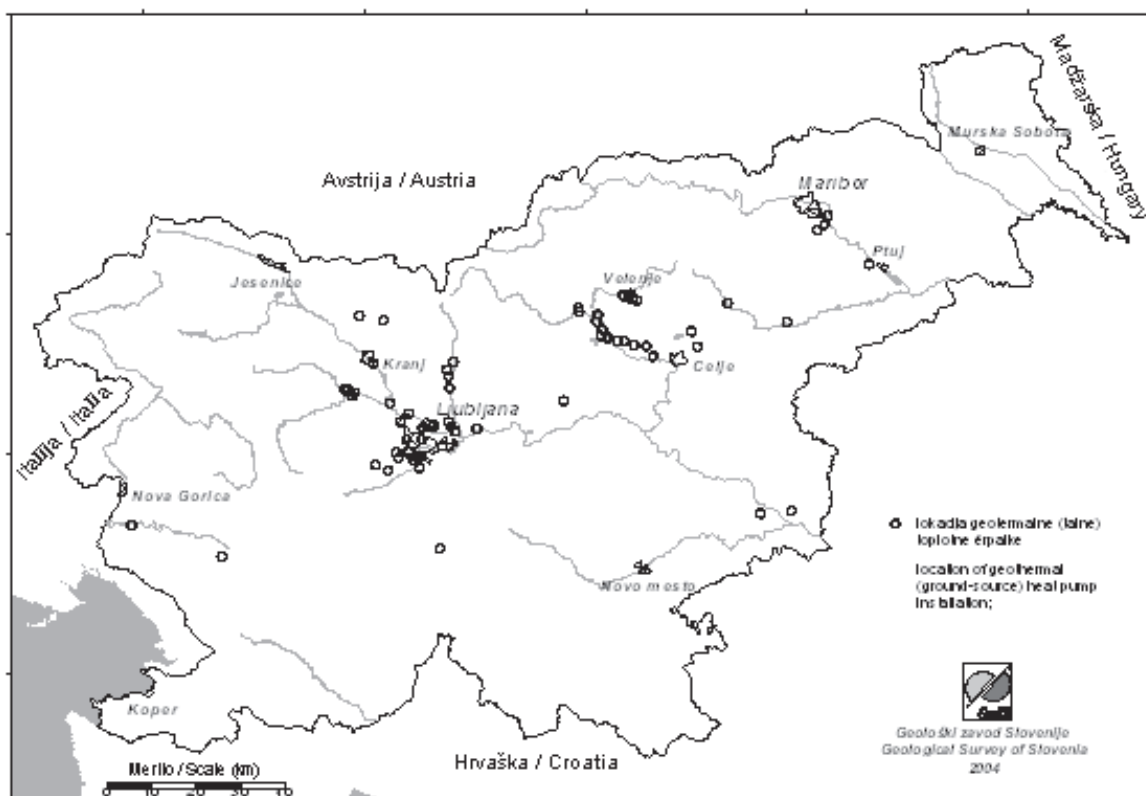
Tu seveda niso upoštevane geotermalne toplotne črpalke večjih zmogljivosti, ki se uporabljajo v sedmih naših termah in/ali rekreacijskih središčih v odprtem sistemu za dvig temperature termalne vode za nadaljnjo izrabo v bazenih in balneologiji ter za ogrevanje prostorov. Te toplotne črpalke izrabljajo 27 TJ geotermalne energije letno.

Po informacijah Škantelja (ustno sporočilo) se je v zadnjih letih število vgrajenih geotermalnih toplotnih črpalk za odprti sistem voda/voda in vodoravni zaprti kolektorski sistem precej povečalo, vendar za zdaj niti njihovo približno število ni znano. V letih 1990 do 2000 se je zanimanje zanje nekoliko zmanjšalo zaradi nizkih cen nafte

to 2000 have been obtained from the installer of Swedish heat pumps and from other installers in Slovenia. At the end of 1999 there were 63 units of geothermal heat pumps operating in open system (with water) and 7 units of geothermal heat pumps operating in closed horizontal systems (Kralj and Rajver, 2000) [20]. Typical nominal powers and the capacities of the pumps are different, the open systems have from 8 to 25 kW, and the closed systems from 3.4 to 11 kW. The coefficient of performance (COP) is for both types from 2.4 to 3.85 kW. The 63 pumps used 20 TJ of energy per year, and the other 7 units 2TJ per year (Figure 8).

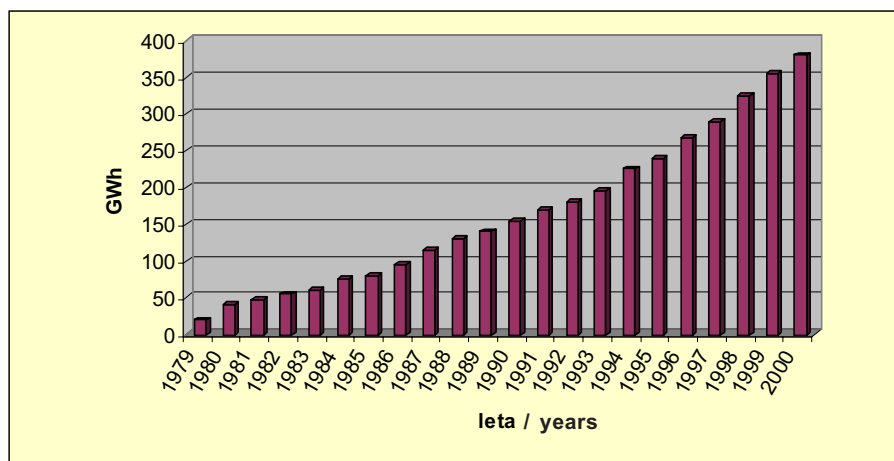
The geothermal pumps with larger capacities that are used in our seven spas and/or recreation centers for use in the swimming pools and for space heating are not included. These heat pumps use 27 TJ of geothermal energy per year.

Based on information from Škantelj (oral information) the number of installed heat pumps on open or closed systems has been increasing in recent years, but the actual number is not known. In the years 1990 to 2000 the level of interest has decreased because of the lower prices of oil and gas and the high price of



Sl. 8. Porazdelitev enot geotermalnih toplotnih črpalk na energijo plitvega podpovršja v Sloveniji po popisu leta 1999. Geotermalne toplotne črpalke večjih zmogljivosti v termah in rekreacijskih centrih niso upoštevane.

Fig. 8. Units of geothermal heat pumps in Slovenia from the year 1999. Geothermal heat pumps of higher capacities in spas and recreation centers are not included.



Sl. 9. Vrednost pridobljene toplote v Švici
Fig. 9. Geothermal heat production in Switzerland

in plina ter visokih začetnih stroškov in visoke cene električne energije. Vendar pa kaže, da so postali ti sistemi toplotnih črpalk spet nekoliko bolj zanimivi in privlačni.

electrical energy. But it seems that these systems have become interesting again.

5 SKLEP

Shranjevanje toplote z uporabo geosond se v svetu izjemno širi. Tako lahko na sliki 9 vidimo vrednost pridobljene toplote z geosondami v Švici [21].

V Sloveniji imamo vgrajenih zelo malo enot. Uporaba je odvisna od geotermalnih razmer zemlje do globine 100 m. Kot perspektivna območja so za postavitev geosond in drugih tipov zaprtih sistemov zanimive večinoma vse kotline z ugodno geološko sedimentacijo: Panonska nižina, Kranjsko polje, Ljubljanska kotlina v celoti, Celjska kotlina, Krško-Brežiško polje, Mariborsko-Ptujsko polje, Vipavska dolina, območje Slovenj Gradca in Raven na Koroškem. Tu je mišljeno, da površinski sedimenti nimajo prenizke toplotne prevodnosti, torej da so vsaj nekoliko peščeni ali prodnati in ne samo glinasti. Za večjo uporabo bi bile potrebne predvsem raziskave tal na področju, kjer želimo namestiti geosonde. Podatke lahko dobimo s testi za ugotavljanje toplotne odzivnosti zemlje, ki se v nekaterih državah v Evropi že nekaj let uporabljajo.

5 CONCLUSION

Geothermal heat storage is rapidly increasing in the world. Figure 9 shows the BHE systems in Switzerland [21].

Only small number of units are installed in Slovenia. The utilization depends on the geothermal conditions of the earth to a depth of 100m. The best areas for boreholes and other types of closed systems are basins with suitable geological sedimentation: Pannonian basin, Kranj plain, Ljubljana valley, Celje valley, Krško basin, Maribor-Ptuj plain, Vipava valley, the area around Slovenj Gradec and Ravne na Koroškem. We suppose that the thermal conductivity is not too low in these places, which means that they include sand and gravel and not only clay. For greater utilizations investigations should be made in the place where we would like to install the heat pumps. Data could be collected with tests for the thermal response of the earth, which in some European countries have been used for some years.

6 SIMBOLI 6 SYMBOLS

toplotna difuzivnost	a	m^2/s	thermal diffusivity
eksponentni integral	E_1	-	exponential integral
strmina premice	k	K/h	slope of the line
konstanta (začetna temp.)	m	K	constant (begin temp.)
gostota toplotnega toka	q	W/m^2	heat flux
toplotna upornost	R_b	mK/W	thermal resistivity
polmer	r	m	radius
čas	t	s	time
temperatura	T	k	temperature
integracijska spremenljivka	β	-	integral parameter
Eulerjeva konstanta	$\gamma=0,5772$		Euler constant
toplotna prevodnost tal	λ	W/mK	ground thermal conductivity

7 LITERATURA

7 REFERENCES

- [1] Mogensen, P. (1983) Fluid to duct heat transfer in duct system heat storages. *Proc. Int. Conf. On Subsurface Heat Storage in Theory and Practice*. Stockholm, Sweden, June 6-8, 1983, .652-657.
- [2] Hellström, G. (1994) Fluid-to-ground thermal resistance in duct ground heat storage. *Proc. 6th International Conference on Thermal Energy Storage Calorstock '94 Espoo*, Finland, August 22-25, 1994, 373-380
- [3] Eskilson, P. (1987) Thermal analysis of heat extraction boreholes, Lund-MPh-87/13 Dept. Of Mathematical Physics, *Lund Institute of Technology*, Sweden.
- [4] Eklof, C. and S. Gehlin (1996) TED – A mobile equipment for thermal response test. Master's Thesis 1996, *Lulea University of Technology*, Sweden.
- [5] Gehlin, S. and B. Nordell (1998) Thermal response test of boreholes – result from in situ measurements. *Proc. Second International Stockton Geothermal Conference*. 15-16 March 1998- Richard Stockton College of New Jersey, Pomana, USA.
- [6] Smith, M. D. (1999) Directory of ground source heat pump research at International ground source heat pump association, *Oklahoma State University*.
- [7] Curtis, R. (2001) GeoScience, *Falmouth Cornwall*, United Kingdom.
- [8] Kavanaugh, S.P., K. Rafferty (1997) Ground source heat pumps: design and geothermal systems for commercial and institutional buildings, Atlanta, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*.
- [9] Shonder, J.A., J.V. Beck (1999) Determining effective soil formation properties from field data using a parameter estimation technique. *ASHRAE Transactions* 105(1):458-466.
- [10] Austin III, W.A., C. Yavuzturk, J.D. Spitler (2000) Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties. *ASHRAE Transactions* 106(1): 356-379
- [11] Carslaw, H.S. and J.C. Jaeger (1959) Conduction of heat and solids, Second ed., *Oxford University Press*, Great Britain.
- [12] Ingersoll, L.R. and H.J. Plass (1948) Theory of the ground pipe heat source for the heat pump. *ASHVE Transactions* vol. 54, 339-348.
- [13] Cruickshanks (2000) In situ measurement of thermal properties of Cunard formation in a borehole, Halifax, Nova Scotia, *8th International Conference on Thermal Energy Storage*, Stuttgart, Germany.
- [14] Ingersoll, L. R. At al. (1954) Heat conduction with engineering, geological and other applications. New York, *McGraw-Hill*.
- [15] Deerman, J.D. and S. P. Kavanaugh (1991) Simulation of vertical U-tube ground-coupled heat pump systems using the cylindrical heat source solution. *ASHRAE Transactions* 1991, Vol. 97 (1), 287-295.
- [16] Austin III, W.A. (1998) Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties. Master's thesis. *Oklahoma State University*.
- [17] Austin III, W.A., C. Yavuzturk, J.D. Spitler (2000). Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties. *ASHRAE Transactions* 106(1): 365-379.
- [18] Witte, H.,G. Van Gelder (2002) In-situ thermal conductivity testing: a Dutch perspective.
- [19] Turgut, B., D. Dikici, H. Paksoy (2003) In-situ thermal response test – experiences in Turkey, *9th International Conference on Thermal energy Storage*, Warsaw, Poland. P 417-422.
- [20] Kralj, P., D. Rajver (2000) State of the art of geothermal energy use in Slovenia (country update). V: E. Iglesias, D. Blackwell, T. Hunt, J. Lund and S. Tamanyu (Eds.), *Proc. World Geothermal Congress 2000*, Kyushu-Tohoku, Japan, 267-275.
- [21] Sanner, B. (2003) Current status of ground source heat pumps in Europe, Futurestock 2003, *9th International Conference on Thermal Energy Storage*, Warsaw, Poland.

Naslovi avtorjev: dr. Uroš Stritih
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
uros.stritih@fs.uni-lj.si

mag. Dušan Rajver
Geološki zavod Slovenije
Dimičeva 14
1000 Ljubljana

mag. Bekir Turgut
Univerza Çukurova
Center za okoljske raziskave
01130 Balcalý Adana, Turčija

prof.dr. Halime Paksoy
Univerza Çukurova
Fakulteta za umetnost in znanost
Oddelek za kemijo
01130 Balcalý Adana, Turčija

Authors' Addresses: Dr. Uroš Stritih
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana, Slovenia
uros.stritih@fs.uni-lj.si

Mag. Dušan Rajver
Geological Survey of Slovenia
Dimičeva 14
1000 Ljubljana, Slovenia

Mag. Bekir Turgut
Çukurova University
Centre for Environ. Research
01130 Balcalý Adana, Turkey

Prof. Dr. Halime Paksoy
Çukurova University
Art and Science Faculty
Department of Chemistry
01130 Balcalý Adana, Turkey

Prejeto: 13.4.2004
Received:

Sprejeto: 18.6.2004
Accepted:

Odrto za diskusijo: 1 leto
Open for discussion: 1 year

Osebnosti

Personal Events

Ob sedemdesetletnici prof. dr. Bogomila Pertota

Skoraj bi se zgodilo, da bi ne opazili lepega življenjskega jubileja našega upokojenega profesorja dr. Bogomila Pertota. Glede na njegov optimistični pogled naprej in brezkompromisno borbo z boleznijo mu ne bi prisodili sedemdeset let. Čeprav malo z zamudo, mu iskreno voščimo in želimo, da bi ohranil zanj tako značilno živahnost in delavnost.

Rojen je bil 31. avgusta 1933 v Ljubljani in Ljubljana je bila mesto, kjer se je zgodilo vse, kar je zaznamovalo njegovo življenjsko pot. Leta 1951 je končal Tehniško srednjo šolo in bil z dekretom zaposlen v Litostruju. Za vpis na Univerzo je moral opraviti leta 1952 dodatno maturo na gimnaziji in istega leta se je vpisal na strojni oddelek Tehnične visoke šole Univerze v Ljubljani. Študij strojništva je zaključil 1961 in bil istega leta izvoljen za rednega asistenta za področje mehanike ter se vpisal na podiplomski študij. Navduševal se je nad predavanji mehanikov prof. A. Kuhlja in prof. E. Preloga ter matematika prof. F. Križaniča, ki mu je poglobil njegovo ljubezen do uporabe matematike v tehniki. V tem obdobju so se pojavili računalniki in intenzivno se je razvijala numerična matematika. Še danes lahko občudujemo njegovo zagnanost pri pisanju računalniških programov na okornih računalnikih Zuse, Wang in IBM 1130. Koliko noči in praznikov je preživel v računskem centru na Fakulteti za naravoslovje in tehnologijo in na Fakulteti za strojništvo in koliko kolegom je pomagal numerično rešiti zahtevne tehnično-matematično-numerične probleme ve le on. Leta 1968 je magistriral s temo: "Male elasto-plastične deformacije pri ravninskih problemih" in nato je leta 1972 uspešno zagovarjal doktorsko delo: "Problemi elasto-plastičnih deformacij pri ravninskih elementih s posebnim ozirom na stabilnostne razmere". Obe deli sta med prvimi, pri katerih so uspešno uporabljene numerične metode za reševanje zahtevnih matematičnih modelov v tehniki.

Leta 1973 je bil izvoljen v naziv docenta in leta 1979 za izrednega profesorja. Na dodiplomskem

študiju je predaval numerične metode, numerične metode in programiranje, računalništvo, statiko in kinematiko ter trdnost. Na podiplomskem študiju pa je bil nosilec predmetov numerične metode, metoda končnih elementov in plastomehanika. Skrbel je, da je bila učilnica za računalništvo vedno opremljena z moderno strojno in programsko opremo.

Njegova skromnost je bila vzrok, da je sodeloval na podiplomskem študiju predvsem kot učitelj in somentor. Mentor je bil trem magistratom strojništva, komentor trem doktorandom in dvema magistrandoma. Bil je tudi cenjen mentor diplomantom študija strojništva. Poleg tega je sodeloval v veliko komisijah za oceno in zagovor doktorskih in magistrskih del. Njegovo raziskovalno delo je bilo pretežno usmerjeno v uporabo numeričnih metod v tehniki. Tisti, ki poznamo njegovo vsakdanje delo, vemo, da je rešil ogromno zahtevnih tehničnih problemov, vendar je sam malo objavljal, zato je na videz njegov raziskovalni opus skromen.

Kot cenjen kolega in profesor je bil leta 1979 izvoljen za prodekana za vzgojo in izobraževanje. Bil je tudi član fakultetnega sveta, podiplomske in računalniške komisije ter vodja študija ob delu v Ljubljani. Na univerzi je deloval v odboru za vprašanja vzgojno-izobraževalnega dela in v strokovnem svetu za računalništvo. Ob 65-letnici začetka študija in 40-letnici popolnega visokošolskega študija je prejel svečano listino.

Ko danes iz zrele življenjske razdalje gleda nazaj na prehojeno pot, mu ne more biti težko, saj je tlakovana s trdim delom tako na fakulteti kakor v širši skupnosti in prijaznim odnosom do kolegov. Tisti, ki nam je bil učitelj, mentor ali predstojnik, ga poznamo kot razgledanega in razumevajočega človeka in smo mu zato hvaležni. Ob življenjskem jubileju mu predvsem želimo čim več lepih trenutkov in da bi še dolgo prijateljeval z nami.

izr. prof. dr. Jože Petrišič

Doktorati, magisteriji, specializacije, diplome

DOKTORATI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoje doktorske disertacije:

dne 10. junija 2004: **mag. Blaž Nardin**, z naslovom: "Model dinamične porazdelitve dela v povezanih orodjarnah";

dne 14. junija 2004: **mag. Janko Tomc**, z naslovom: "Vloga površinske napetosti taline pri varjenju A-TIG in vpliv na trdnostne lastnosti zvarnega spoja";

dne 18. junija 2004: **mag. Marjan Suban**, z naslovom: "Razvoj naprave in tehnologije varjenja s tremi žicami s skupnim virom varilnega toka" in

dne 28. junija 2004: **mag. Gašper Gantar**, z naslovom: "Povečanje stabilnosti in optimizacija postopkov globokega vleka";

dne 30. junija 2004: **mag. Tomaž Videnič**, z naslovom: "Ovirana povračljivost v konstrukcijskih elementih iz materiala z oblikovnim spominom".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo doktorja znanosti.

MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so z uspehom zagovarjali svoja magistrska dela:

dne 21. junija 2004: **Martin Lesjak**, z naslovom: "Razvoj avtomatskega letališkega meteorološkega sistema";

dne 22. junija 2004: **Blaž Florjanič**, z naslovom: "Odločitveni model za izbiro dolivnih sistemov v orodjih za injekcijsko brizganje termoplastičnih materialov";

dne 28. junija 2004: **Matej Petrič**, z naslovom: "Določitev termomehanskih stanj in konstrukcija termooljnih peči za peko kruha".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je z uspehom zagovarjal svoje magistrsko delo:

dne 14. junija 2004: **Bojan Vohar**, z naslovom: "Dinamična analiza manipulatorja z nezveznostmi v strukturi".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra znanosti.

SPECIALIZACIJE

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je z uspehom zagovarjal svoje specialistično delo:

dne 8. junija 2004: **Martin Kodrič**, z naslovom: "Zasnova univerzalnega hidravličnega vinogradniškega obdelovalnega stroja".

S tem je navedeni kandidat dosegel stopnjo specialista.

DIPLOMIRANISO

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

dne 22. junija 2004: Oki BLATNIK, Jure PETKOVŠEK, Jernej POVŠIČ, Luka ŠTRUBELJ;

dne 24. junija 2004: Jaka OGRIC, Aleš PETEK, Andrej PUKŠIČ, Jure SMREKAR.

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

dne 24. junija 2004: Matjaž ČERNEC, Marjan FEKONJA, Boris GOJKOŠEK, Matjaž KLENOVŠEK, Albin LESKOVAR.

*

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

dne 11. junija 2004: Stanko MAROLT, Martin POTOČNNIK, Branko LEBAN, Izidor PREVODNIK;

dne 14. junija 2004: Gregor FLERIN, Peter BRUNŠEK, Aleš REMŠKAR, Matija SVRŠINA;

dne 15. junija 2004: Boštjan PERČIČ, Jernej RODE, Drago OSTANEK, Zdravko BOGATAJ;

dne 16. junija 2004: Mirko SMOLIČ, Janez HOČEVAR, Jani JAKŠA.

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

dne 24. junija 2004: Boris JANČIČ, Boris KOSELJ, Matej MAURIČ, Marko MORETTI, Andrej SOTELŠEK, Rok SREBOTNJAK, Borut ŠVAJKER, Damjan ŽERDIN;

dne 28. junija 2004: Robert KURNIK.

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 preprostejšo 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 presledki med vrstami in s 3 cm širokim robom, da je dovolj prostora za popravke lektorjev. Najbolje je, da pripravite besedilo v urejevalniku Microsoft Word. Hkrati dostavite odtis članka na papirju, vključno z vsemi slikami in preglednicami ter identično kopijo v elektronski obliki.

Prosimo, 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.).

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

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. 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.).

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

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 podnaslovu slike.

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvorne 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] Tamg, 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 Wirtschaftskybernetik. *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
1001 Ljubljana
Telefon: (01) 4771-757
Telefaks: (01) 2518-567
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si

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] Tamg, 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 Wirtschaftskybernetik. *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
1001 Ljubljana, Slovenia
Telephone: +386 (0)1 4771-757
Fax: +386 (0)1 2518-567
E-mail: strojniksi.vestnik@fs.uni-lj.si