

**STROJNIŠKI****VESTNIK 11**

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

strani - pages 401 - 488

ISSN-0039-2480 . Stroj V . STJVAX

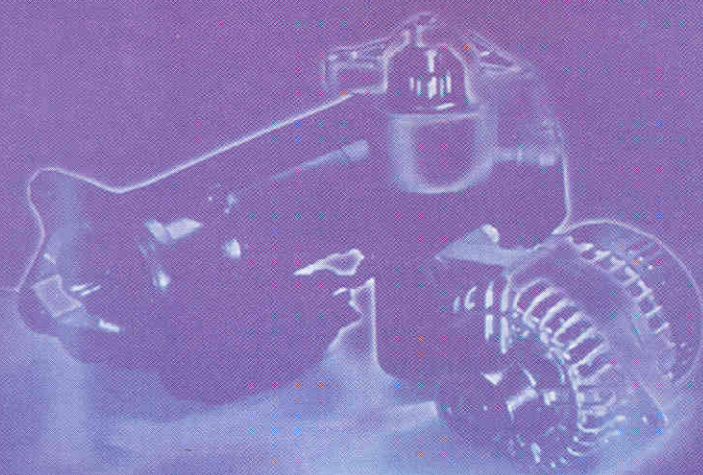
cena 800 SIT

1. Lega svečke v simetričnem  
zgorovalnem prostoru  
Position of the Spark Plug in  
Symmetrical Combustion Chamber
2. Ugotavljanje nosilnosti materialov  
za aluminijaka platišča  
Load Carrying Capacity Analysis of  
Materials for Aluminium Rims
3. Simuliranje prehodnih režimov  
delovanja motorja z notranjim  
zgorevanjem  
Simulation of the Transient Operation  
of an Internal Combustion Engine
4. Ugotavljanje dinamičnih karakteristik sklopa  
radialnega rotorja in vleženja ventilatorja  
hladilnega sistema borbenih vozil M 84 in  
T 72  
Study of Radial Rotor and Bearing  
Arrangement Dynamic Properties of the  
Combat Vehicles M 84 and T 72 Cooling  
System Fan
5. Računalniško preverjanje ustreznosti zaščitne naprave pred podletom motornih tovornih vozil  
Computational Safety Inspection of a Rear Underrun Protection Device for Loadcarrying Vehicles
6. Analiza laserskega rezanja hladno valjane pločevine za zahteven globoki vlek  
Analysis of Laser Cutting of Cold-Rolled Plate for Demanding Deep Draw
7. Avtomobilizacija srednjeevropskih držav in usmeritve  
Automobilization of Central European Countries and Trends
8. Homologacija vozila na Hrvaškem - zasnova sistema in prvi rezultati  
Motor Vehicle Approval in Croatia - System Design and First Results



4. konferenca in razstava  
4<sup>th</sup> Conference and Exhibition

**Inovativna Avtomobilska Tehnologija**  
**Innovative Automotive Technology**



**Nova Gorica, Slovenija 8. - 9. april 1999**



Organizacija/Organization:

ZSITS SVM in Fakulteta za strojništvo - LAVEK, Ljubljana  
AMETS AG and Faculty of Mechanical Engineering - LAVEK, Ljubljana

Glavni pokrovitelj:  
General sponsor:



Častni pokrovitelj:  
Honorary Patronage:



## Vsebina

### Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering  
letnik - volume 45, (1999), številka - number 11

#### Uvodnik

Trenc, F.: 4. konferenca IAT (Inovativna avtomobilska tehnologija)

402

#### Razprave

Bizjan, F.: Lega svečke v simetričnem zgorevalnem prostoru

403

Čižman, J., Fajdiga, M.: Ugotavljanje nosilnosti materialov za aluminijška platišča

412

Hribernik, A.: Simuliranje prehodnih režimov delovanja motorja z notranjim zgorevanjem

423

Širok, B., Hočevar, M., Zupan, S., Prebil, I.: Študija dinamičnih karakteristik sklopa radialnega rotorja in vleženja ventilatorja hladilnega sistema borbenih vozil M 84 in T 72

432

Ren, Z., Prašnički, M., Glavač, M.: Računalniško preverjanje ustreznosti zaščitne naprave pred podletom motornih tovornih vozil

442

Grum, J., Zuljan, D.: Analiza laserskega rezanja hladno valjane pločevine za zahteven globoki vlek

451

Lešinský, J.: Avtomobilizacija srednjeevropskih držav in usmeritve

463

Mahalec, I., Lulić, Z., Bjelovučić, D., Jeras, D.: Homologacija vozila na Hrvaškem - zasnova sistema in prvi rezultati

470

#### Poročila

480

#### Strokovna literatura

481

#### Osebnosti

484

#### Navodila avtorjem

487

#### Editorial

Trenc, F.: 4th Conference IAT (Innovative Automotive Technology)

#### Papers

Bizjan, F.: Position of the Spark Plug in Symmetrical Combustion Chamber

Čižman, J., Fajdiga, M.: Load Carrying Capacity Analysis of Materials for Aluminium Rims

Hribernik, A.: Simulation of the Transient Operation of an Internal Combustion Engine

Širok, B., Hočevar, M., Zupan, S., Prebil, I.: Study of Radial Rotor and Bearing Arrangement Dynamic Properties of the Combat Vehicles M 84 and T 72 Cooling System Fan

Ren, Z., Prašnički, M., Glavač, M.: Computational Safety Inspection of a Rear Underrun Protection Device for Loadcarrying Vehicles

Grum, J., Zuljan, D.: Analysis of Laser Cutting of Cold-Rolled Plate for Demanding Deep Draw

Lešinský, J.: Automobilitization of Central European Countries and Trends

Mahalec, I., Lulić, Z., Bjelovučić, D., Jeras, D.: Motor Vehicle Approval in Croatia - System Design and First Results

#### Reports

#### Professional Literature

#### Personal Events

#### Instructions for Authors

## Uvodnik

### Editorial

#### 4. konferenca IAT (Inovativna avtomobilska tehnologija) 4<sup>th</sup> Conference IAT (Innovative Automotive Technology)

Skupina za Vozila in motorje pri Zvezi strojnih inženirjev in tehnikov Slovenije je letos v aprilu skupaj s Fakulteto za strojništvo iz Ljubljane organizirala četrto, sedaj že tradicionalno znanstveno in mednarodno konferenco "Inovativna avtomobilska tehnologija – IAT'99". Konferenca, ki poteka vsaki dve leti pod okriljem mednarodnega svetovnega združenja FISITA (Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile) in evropskega združenja EAEC (European Automotive Engineers Cooperation) je že zdavnaj presegla raven domače konference z mednarodno udeležbo. Zbornik je uvrščen med serijske publikacije z mednarodno oznako ISSN, ima pa tudi oznako za monografijo ISBN.

Letos je bilo objavljenih 54 člankov v štirih tematsko različnih skupinah: Življenjski krog avtomobila, Gradiva, tehnike in tehnologije, Okolje, energija in reciklaža ter Varnost, kakovost, gospodarnost. Poglavitni poudarek objavljenih člankov naj bi nakazal reševanje problematike povezave med finalisti in dobavitelji v avtomobilski stroki.

Posebna strokovna komisija programskega odbora je v skladu z ustaljeno prakso in ob upoštevanju strogih meril ocenila in izbrala 16 prispevkov in jih predlagala za objavo v Strojniškem vestniku. Izbrani prispevki so bili prevedeni in urejeni v skladu z zahtevami Strojniškega vestnika in bodo predstavljeni v dveh zaporednih zvezkih.

Branost in pomembnost zvezkov Strojniškega vestnika, ki obravnavajo problematiko vozil in motorjev, se kaže tudi v zanimanju ustrezne mednarodne strokovne javnosti; tematsko zaokrožene številke že več let sledijo in uvajajo v tako pomembnih knjižnih bazah, kakršna je SAE Global Mobility Database.

Prof.dr. Ferdinand Trenc

In April of this year, the Vehicles and Motors Group of the Slovenian Association of Mechanical Engineers and Technicians together with the Faculty of Mechanical Engineering in Ljubljana organised the fourth, now traditional international scientific conference "Innovative Automobile Technology – IAT '99". The conference, which is held every two years under the auspices of FISITA (Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile) and the EAEC (European Automotive Engineers Cooperation) has for many years been much more than just a local conference with international participation. The proceedings are listed among the regular publications with ISSN designation, as well as the ISDN designation for monographs.

This year 54 papers were published in four thematically different groups: The Life-Cycle of the Car; Materials, Techniques and Technology; The Environment, Energy and Recycling; and Safety, Quality, Economy. The basic emphasis of the papers is to highlight the solution of problems in the link between end-user and supplier in the automotive profession.

A special expert commission of the Programme Committee, in accordance with established practice and following strict guidelines, evaluated and selected 16 papers and recommended their publication in the Journal of Mechanical Engineering. The selected papers were translated and edited in accordance with the standards of the Journal of Mechanical Engineering and will be published in two consecutive issues.

The popularity and importance of issues of the Journal of Mechanical Engineering which deal with vehicles and motors is also reflected in the interest of our international professional colleagues; our thematic issues have been followed for many years and published in such important databases as the SAE Global Mobility Database.

Prof.Dr. Ferdinand Trenc

## Lega svečke v simetričnem zgorevalnem prostoru

### Position of the Spark Plug in a Symmetrical Combustion Chamber

Francišek Bizjan

*Svečka pri majhnih dvotaktnih motorjih leži pogosto v sredini glave motorja. Sredinska postavitev svečke je razmeroma ugodna glede na dogajanja v valju in na tehnološke rešitve. Meritve širjenja čela plamena v valju pa kažejo, da se plamen ne širi simetrično glede na lego svečke, ampak v odvisnosti od temperature in tokovnih razmer v valju. Preskusi so pokazali, da sredinska lega svečke ni vedno upravičena, še posebej z vidika sestave izpušnih plinov. Nadalje se je pokazalo, da se s spremembo lege ene svečke ali pa z dodajanjem druge svečke lahko doseže ugodnejša sestava plinov v izpuhu, ne da bi se pri tem spremenile druge značilnosti motorja. Pri preskusih je bil uporabljen tiristorski vžigalni sistem z dvojnimi izhodom visoke napetosti z možnostjo brezstopenjskega spreminjanja predvžiga med obratovanjem motorja. Rezultati meritev kažejo, da je središčna lega svečke le cenovno ugodna rešitev, kar pa v današnjem času ni več vedno sprejemljivo.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji z notranjim zgorevanjem, motorji dvotaktni, prostor zgorevalni, svečke)**

*The spark plug in a small two stroke engine is often positioned in the middle of the cylinder head. The central position is comparatively favorable with respect to the activity in the cylinder, as well as from the technological point of view. Measurements of the flame front speed in a cylinder established that the flame does not spread symmetrically with respect to the spark plug position but depends on the temperature and current conditions in the cylinder. Experiments have shown that the central position of the spark plug is not always the best solution, especially not with respect to the composition of the exhaust gas. Further, it was established that the change of the spark plug's position, or the addition of a second spark plug, results in a more favorable composition of the exhaust gasses without changing the characteristics of the engine. A double outlet thyristor ignition system of high voltage with the possibility of adjusting the preignition during engine operation, was used. The results show that the central position of the spark plug is a low-priced solution which nowadays is not always acceptable.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: internal combustion engines, two-stroke engines, combustion chamber, spark plugs)**

#### 0 UVOD

Sredinska postavitev svečke je pri simetričnem zgorevalnem prostoru običajna, kar velja posebej za majhne in cenene dvotaktne motorje. Taka izvedba pomeni v tehnološkem pomenu preprosto rešitev, pri tem pa je doseženo tudi razmeroma zanesljivo delovanje motorja. Zaradi spremenjenih pogledov, glede na lastnosti oziroma značilnosti motorja, je bil namen raziskave tudi preverjanje že ustaljenih rešitev.

Predstavljena raziskava se ukvarja z opazovanjem vplivov lege svečke (ene ali dveh, ki vžigata hkrati) na značilnosti motorja. Poudarek je v tem primeru predvsem na opazovanju vpliva pri spremembi lege svečke na sestavo izpušnih plinov pri pogoju, da ostane večina značilnosti motorja

#### 0 INTRODUCTION

The central position of the spark plug in a symmetrical combustion chamber is usual in small and cheap two-stroke engines. Such a solution represents, in a technological sense, a simple solution. In addition, the operation of the engine is relatively reliable. Due to the change of views regarding the characteristics of the engine, the intention of this research is to verify the established solutions.

The paper deals with the effect of the spark plug (one or two that spark simultaneously) on the engine characteristics. The emphasis in this case, is first of all, on observing the influence of the spark plug position on the composition of the exhaust gasses, under the condition that the majority of the engine characteristics remain unchanged [1]. Of course

nespremenjenih [1]. Seveda so se uveljavila tudi druga pričakovanja, posebej še v primeru dveh svečk, saj mnogi primeri kažejo, da se lahko pri tem opazno spremeni tudi moč motorja.

Posebej pripravljene glave motorja so bile uporabljene za merjenje temperature stene zgorevalnega prostora in za merjenje hitrosti čela plamena. Poleg tega so bile prirejene še glave motorja z različnimi razporeditvami izvrtin za svečke. Zaradi razmeroma majhnih izmer glave so bile uporabljene manjše svečke, toda z enako toplotno vrednostjo, kakršna je predpisana. Ta sprememba je povzročila manjši padec moči oziroma moment motorja, glede na nespremenjen motor s predpisanimi deli. Preskusi pri različnih legah svečke oziroma svečk so pokazali, da se močneje spreminjata le dve značilnosti, in sicer temperatura glave motorja in sestava izpušnih plinov. Najbolj poudarjen učinek prestavitve svečke iz središča ali postavitve dveh svečk je bila v večini primerov višja temperatura glave. Pri tem je zanimivo, da kljub višji temperaturi glave motor ni kazal značilnih znakov pregrevanja. Prav tako sestava izpušnih plinov ni sledila pričakovanjem; višja temperatura, višja koncentracija  $\text{NO}_x$ , nižja koncentracija CH.

Pri teh spremembah karakteristik je imela druga svečka močan vpliv tako na sestavo plinov kakor tudi na vrtilni moment in deloma na porabo goriva. Prav tako je zanimivo, da se je osnovni vzorec časov preleta čela plamena do roba valja ohranil (glede na lego svečke v sredini) tudi v primeru dveh delujočih svečk.

Preskušanje je nazadnje tudi dokazalo, da je mogoče kljub nekaterim nepričakovanim rezultatom postaviti dve svečki pri razmeroma majhnem premeru valja. Pri tem se je pokazalo, da ni mogoče doseči bistvenih sprememb značilnosti motorja, če sta svečki zelo blizu skupaj ali zelo oddaljeni. V teh primerih je mogoče pričakovati le zanesljivejši vžig, nihanje najvišjega tlaka v valju pa se praktično ne spremeni.

## 1 PRIPRAVA PREIZKUSA

Za raziskavo je bil uporabljen majhen dvotaktni motor s prostornino  $80 \text{ cm}^3$  (premer bata  $48 \text{ mm}$ , gib bata  $42 \text{ mm}$ ). Zaradi omejenega prostora na glavi so bile uporabljene svečke z manjšim premerom glede na izhodiščno svečko, vendar z ustrezno toplotno vrednostjo.

Izvrtine v glavah motorja za svečke so bile postavljene v smeri vstop - izstop hladilnega zraka in sesanje - izpuh (sl. 1). Vseh izvrtin oziroma leg za svečke je bilo 21, na sliki 1 so prikazane le lege, kjer so bile izmerjenosti značilnosti motorja dobre ali še sprejemljive. V vseh legah, ki jih prikazuje slika 1 so bile narejene meritve s kombinacijami ene ali druge svečke ali obeh hkrati.

there were also other expectations, particularly in the case of two spark plugs, since many examples have shown that the engine power can be considerably changed.

Specially prepared cylinder heads were used to measure the temperature of the combustion chamber walls as well as the speed of the flame front. Cylinder heads with different arrangements of borings for spark plugs were used. Due to the relatively small dimensions of the cylinder head, smaller spark plugs were used, but with the prescribed heat values. This change caused a small fall in engine power and torque with respect to the unchanged engine with the prescribed parts. Experiments with different spark plug positions show that only two characteristics of the engine changed: the temperature of the engine head and the composition of the exhaust gasses. The most significant effect of spark plug transfer from the central position or the use of two spark plugs, proved to be an increase in cylinder head temperature. It was interesting that in spite of higher temperatures, the engine did not show signs of overheating. The composition of the exhaust gasses was not as expected, higher temperatures did not result in a higher concentration of  $\text{No}_x$  and a lower concentration of CH.

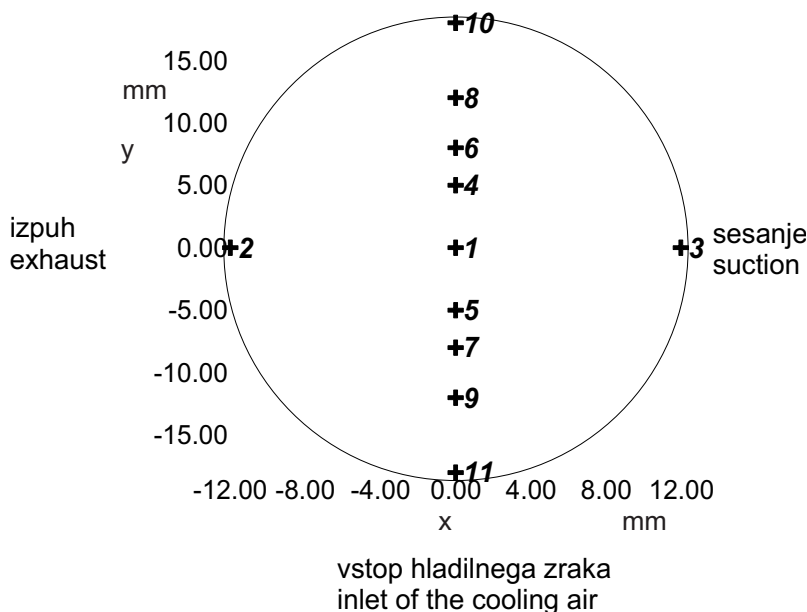
The second spark plug had a strong influence on the gas composition as well as on the torque and to some extent on the fuel consumption. It is also interesting that the basic time pattern of the flame front travel to the cylinder edge was preserved (with respect to the spark plug central position) also in the case of two active spark plugs.

Experiments proved that in spite of some unexpected results it was possible to place two spark plugs in a relatively small cylinder diameter. It is to a large extent true that no essential changes in the engine characteristics were observed when two spark plugs were mounted very near to each other or very far apart. In such cases it is possible to expect reliable ignition while the oscillation of the highest pressure remains practically unchanged.

## 1 PREPARATION OF THE EXPERIMENT

A small two stroke engine with the capacity of  $80 \text{ cm}^3$  (cylinder diameter  $48 \text{ mm}$ , stroke  $42 \text{ mm}$ ) was used for the research. Due to restricted space in the cylinder head, spark plugs with smaller diameters compared to the initial ones were used. These smaller spark plugs were, however, of the appropriate heat value.

Borings in the cylinder heads were made in the direction inlet - outlet of the cooling air and suction - exhaust ; Figure 1. Altogether there were 21 borings for spark plugs. Figure 1 shows only the positions where the measured characteristics of the engine were either good or at least still acceptable. All the measurements shown in figure 1 were carried out in combinations with either one spark plug or both of them.



Sl. 1. Označene lege izvrtin za svečke na glavi motorja (št. 1 - izhodiščna lega)  
 Fig. 1. Marked positions of the spark plug borings in the cylinder head (no.1 – initial position)

Izbrani vžigalni sistem [2] je imel proženje toka na primarni strani z uporabo tuljave in tiristorja (kondenzatorski vžig), ker se je pri primerjavi z drugimi sistemi pokazal kot razmeroma najbolj učinkovit. Sistem je imel možnost nastavljanja brezstopenjskega prvega vžiga v območju  $\pm 30^\circ$  zavrtitve ročične gredi glede na statično nastavev kota. S tem je bilo mogoče nastavljanje vedno največji moment, ki ga je motor zmož pri določeni obratovalni točki. To pomeni, da je bilo edino pravilo pri nastavljanju motorja največji doseženi oziroma mogoč moment motorja ne glede na preostale značilnosti.

Čas preleta čela plamena od svečke na sredini do stene valja pri izhodiščnem motorju prikazuje slika 2. Prikazane vrednosti na sliki kažejo, da čas, potreben od svečke do stene valja, ni v vseh smereh enak, kljub temu, da leži svečka na sredini zgorevalnega prostora. Časi so daljši v smereh, kjer se pojavlja višja temperatura glave (izpuh, izstop hladilnega zraka) in nasprotno, krajši časi so v smeri hladnejših delov glave oziroma prostora. Vzrok tega je področje, bogato z zgorelimi izpušnimi plini, ki se pri izpiranju le deloma razredči.

Podobni časi se pojavljajo tudi na strani izstopa hladilnega zraka, kar pomeni, da je v tem predelu zmes slabše vnetljiva zaradi prebogate zmesi, ki pride v valj. Zmes je v tem delu bogatejša zaradi višje temperature valja in še posebej obtočnega kanala, poleg tega pa je lahko vzrok še daljši čas dogorevanja zmesi, kar povzroča tudi višjo temperaturo. Nasprotno so časi preleta čela plamena na hladnejši strani valja krajši; to je na vstopu hladilnega zraka in na strani sesalnega kanala. Iz prikazane slike je deloma že mogoče določiti

The chosen ignition system [2] had the current trigger on the primary side by means of a coil and thyristor (condensed ignition) since, in comparison with other systems, it has proved to be the most effective. The system had the possibility of adjusting the setting of the pre-ignition in the range of  $\pm 30^\circ$  of the lever shaft with respect to the static setting of the angle. It was therefore always possible to set the highest torque of which the engine was capable at any particular operation point. This implies that the assessment was based on the highest achievable engine torque, regardless of the other characteristics of the engine.

The time for the flame front to travel from the centrally located spark plug to the cylinder wall in the case of the initial engine is shown in figure 2. The values show that the required time is not equal in all directions in spite of the fact that the spark plug is fixed in the middle of the combustion chamber. Times are longer in directions where the temperature of the cylinder head is higher (exhaust, outlet of the cooling air) and times are shorter in the direction of the cooler parts of the cylinder head or chamber. This is due to an area rich in combusted exhaust gasses where scavenging can only be partly diluted.

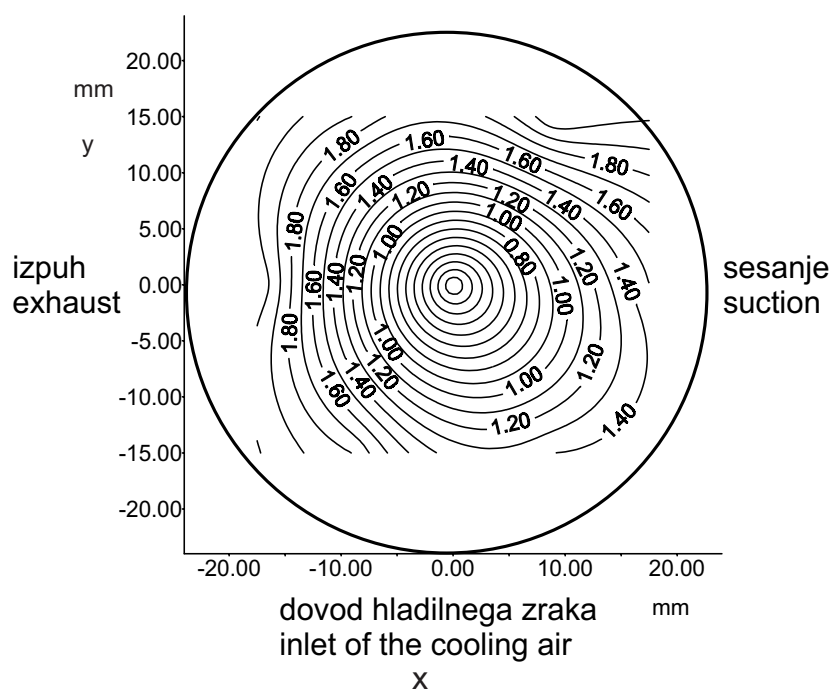
Similar times appear at the cooling air outlet, which means that due to the rich mixture that enters the cylinder the mixture is less inflammable. The mixture in this section is richer due to higher cylinder temperatures and especially the circulation canal temperature, besides the possible cause at longer combustion times, and accordingly higher temperatures. In contrast, the speed of the flame front travel faster on the cooler side of the cylinder, that is on the cooling air inlet side of the suction canal. An area suitable for the mounting of the spark plug can

območje, ki je primerno za postavitev svečk. To območje zajema neko srednjo temperaturo stene zgorevalnega prostora v glavi motorja.

Pri dvotaktnem motorju se pojavljajo v razmeroma velikih količinah ogljikovodiki (CH), kar je posledica nepopolnega zgorevanja zaradi prevelike količine zaostalnih plinov, pobega zmesi zaradi kratkostičnega izpiranja in običajno prevelikih količin mazalnega olja (v primeru mešanice goriva in olja). Razmeroma laže rešljiv problem je koncentracija ogljikovega monoksida (CO), saj je v največji meri odvisna od razmernika zraka. Tudi dušikovih oksidov ( $\text{NO}_x$ ) je razmeroma malo zaradi vpliva zaostalnih plinov, prav zato pa se nadaljnje zmanjšanje koncentracije precej težje doseže.

be roughly defined from the figure itself. The area covers the average temperature of the combustion chamber wall in the cylinder head.

Two stroke engines produce hydrocarbons (CH) in relatively large quantities. This is the result of incomplete combustion due to large quantities of lagged gasses, escape of the mixture due to the short cut scavenging and significant amounts of lubricating oil (in the case of fuel and oil mixture). It is comparatively easy to solve problems related to the concentration of carbon monoxide (CO) which is very dependent on the air to fuel ratio. Because of the small influence of the remaining gasses there are few nitrogen oxides (NOx), and that is the reason why further concentration can hardly be achieved.



Sl. 2. Čas v ms, ki ga potrebuje čelo plamena do določene točke zgorevalnega prostora  
Fig. 2. The time in ms of flame front travel to the certain points of a combustion chamber

Poleg strupenih komponent sta bila izmerjena še kisik in ogljikov dioksid, kar je omogočilo neposreden izračun razmernika zraka, ki pa v tem primeru nima takšnega pomena kakor pri štiristaktnem motorju. Koncentracije CH, CO in  $\text{CO}_2$  so bile izmerjene po metodi NDIR, medtem ko sta bili koncentraciji  $\text{NO}_x$  in  $\text{O}_2$  izmerjeni po kemični metodi.

Časi preleta čela plamena so bili izmerjeni z ionskimi sondami, ki zaznajo tok v trenutku, ko pride čelo plamena do elektrod. Izrabljeno je dejstvo, da sta električno neprevodni tako zmes goriva in zraka kakor tudi zgoreli plini.

## 2 REZULTATI MERITEV

**Zunanje značilnosti:** spremenjena lega ene svečke lahko vpliva v nekaterih primerih opazno na

In addition to the toxic components, the oxygen and carbon dioxide were also measured, which enabled direct calculation of the air to the fuel ratio, however, this is not so important as in the case of the four stroke engines. The concentrations of CH, CO, and  $\text{CO}_2$  were measured according to the NDIR method and the concentrations of NOx and  $\text{O}_2$  according to the chemical method.

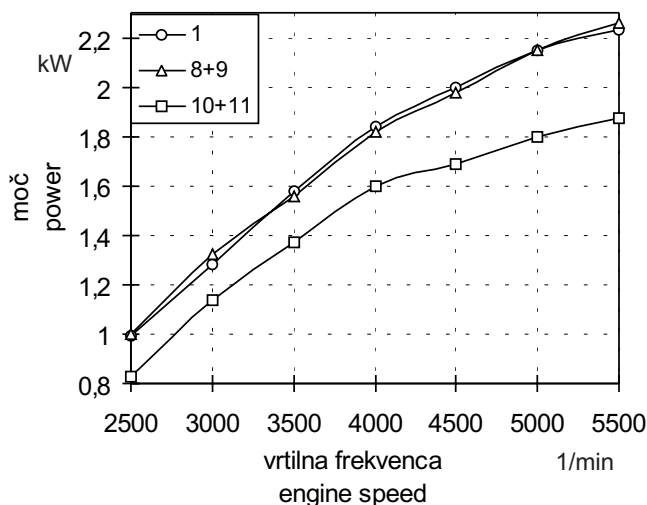
The flame front travel times were measured by means of ionic probes, which detect current at the moment when the flame front reaches the electrode. The fact that the mixture of fuel and air as well as the exhaust gasses are electrically nonconductive can be exploited.

## 2 RESULTS OF THE MEASUREMENTS

**External characteristics:** Changing the position of one spark plug can, in some cases, result

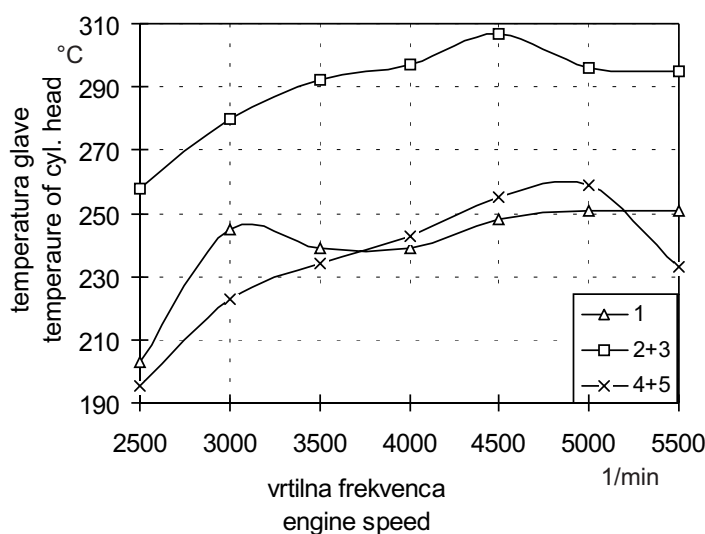
manjšo moč motorja, kar pa se da do določene mere uravnesiti s postavitvijo druge svečke. Razlike v moči motorja, če delujeta dve svečki, prikazuje slika 3. Slika prikazuje skrajnosti, ki so bile dosežene pri preskusih glede na izhodiščno stanje. Posledica spreminjanja lege svečke je bila pogosto tudi višja temperatura glave in deloma valja. Vzrok tega sta lega svečke oziroma zgorevanje zmesi na mestih, ki so že toplotno bolj obremenjena ali razmeroma dolgo dogorevanje zmesi pri ekspanziji ali razmeroma daljše poti plamena glede na pogoje vnetljivosti zmesi ali pa kombinacija omenjenih pojavov.

in a reduction in engine power, which can, in some cases, be offset by the addition of a second spark plug. The difference in power, in cases where two spark plugs are used, is shown in figure 3. The figure shows the extreme situations reached compared to the initial situation. The consequence of spark plug position is often also a higher cylinder head temperature and to some extent the cylinder temperature. The reason is the spark plug position, the combustion of the mixture in places which are thermally heavily charged or relatively long combustion of the mixture at the expansion or longer flame paths with regards to the inflammability of the mixture or the combination of the above phenomena.



Sl. 3. Značilnica moči pri legah svečke 1 (izhodišče), 8, 9 (obe svečki delujoči) in 10, 11 (obe svečki delujoči)

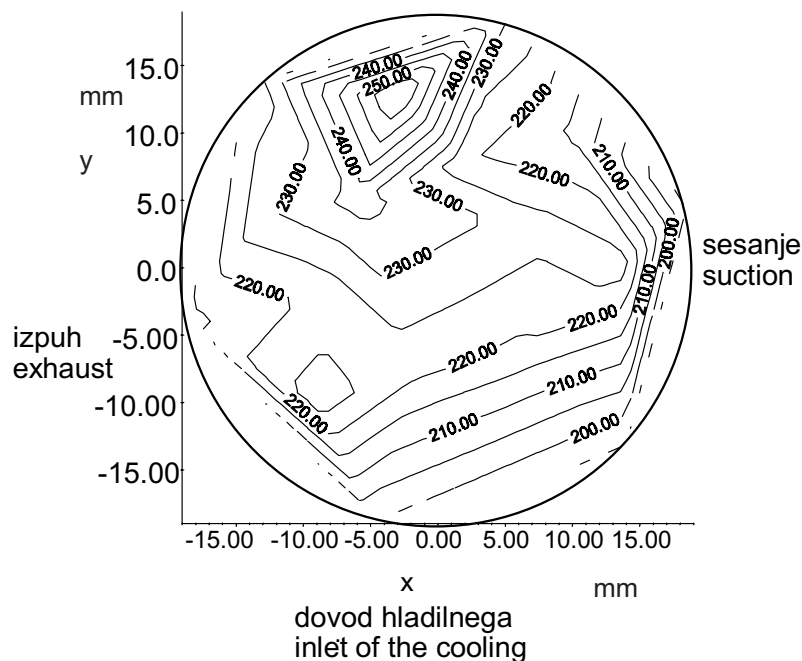
Fig. 3. Power characteristics at spark plug position 1 (initial position), 8,9,(both spark plugs active) and 10,11 ( both spark plugs active)



Sl. 4. Temperatura glave motorja pri različnih postavitvah svečke; 1 (izhodiščna lega), 2, 3 (obe svečki delujoči) in 4, 5 (obe svečki delujoči)

Fig. 4. Cylinder head temperature at different spark plug positions ; 1 (initial position), 2,3, (both spark plugs active) and 4,5 (both spark plugs active )





Sl. 5. Temperaturno polje stene zgorevalnega prostora v glavi valja  
Fig. 5. Temperature field of the combustion chamber wall in the cylinder head

Prav zaradi različnih pojavov v valju motorja, ki postanejo bolj izraziti pri uporabi dveh svečk, se temperatura glave lahko močno spreminja glede na različno lego svečk, kar prikazuje slika 4.

Z izmerjenimi temperaturami glave motorja se prikažejo, podobno kakor na sliki 2, mesta, ki so oziroma niso primerna za postavitev svečke. Slika 5 prikazuje temperaturo glave motorja tik pod površino na strani zgorevalne komore v primeru izhodiščne lege svečke. Pri podrobnejšem pregledu lahko to sliko deloma primerjamo s sliko 2.

Izkazalo se je, da obstaja povezava med visoko temperaturo in daljšim časom potovanja čela plamena in nasprotno. S temi in še drugimi rezultati je mogoče določiti približno smer ali območje, kjer je primerno postavljati svečko. Približno območje leg svečk, kjer se dosegajo dobri rezultati, je narisano na sliki 5 - črtkana črta.

**Emisija CH in  $\text{NO}_x$ :** Skoraj pri vseh postavitvah svečke se pojavlja padec koncentracije obeh komponent, kar je presenetljivo predvsem za  $\text{NO}_x$ . Zaradi nekoliko višje temperature glave (zgorevalnega prostora) je sicer pričakovana nižja emisija CH, kar v nekaterih primerih pomeni tudi 10 odstotkov in več. Seveda je glede na metodo (NDIR) merjenja spekter različnih CH ožji, toda kljub temu so spremembe očitne, kar prikazuje slika 6.

Emisija  $\text{NO}_x$  se je znižala tudi za 50 odstotkov ali več. Tako dogajanje je težko pojasniti, posebno še, ker je bil motor razmeroma vroč. Razumljivo pojasnilo bi bilo, da se je hitrost čela plamena povečala zaradi vpliva dveh svečk. S tem se je čas zgorevanja skrajšal in tudi čas, ki

Because of different events taking place in the cylinder, which become more distinctive with the use of two spark plugs, the head temperature can vary considerably with respect to different positions of the spark plugs, see figure 4.

As a result of measuring cylinder head temperatures it becomes clear that there are places (similar to figure 2) which are more or less suitable for the mounting of the spark plug. Figure 5 shows the cylinder head temperature immediately under the surface on the side of the combustion chamber with the initial position of the spark plug. With accurate analyses it can be compared to figure 2.

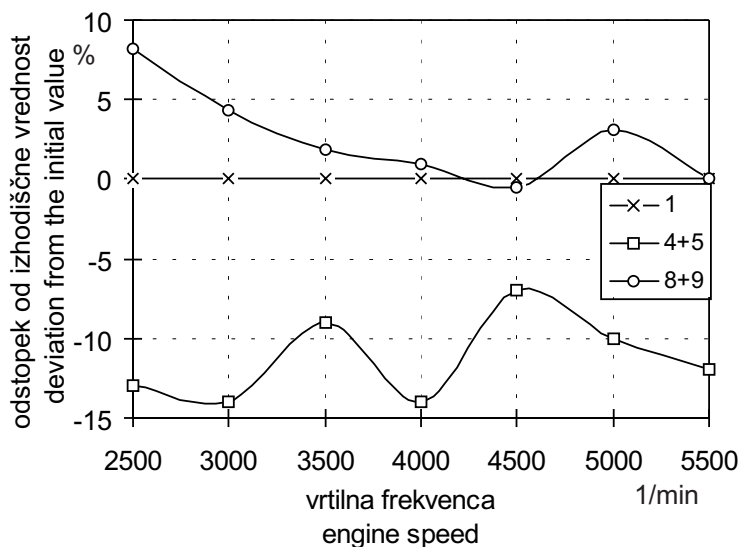
It is clear that there is a link between the high temperature and longer times of the flame front travel. In combination with other results this helps to establish the approximate direction or area where it is reasonable to place the spark plug. The approximate spark plug positions, where the results are favorable, are shown in figure 5 - dotted line.

**Emission of CH and  $\text{NO}_x$ :** With nearly all the spark plug positions there appears a reduction in the concentration of CH and  $\text{NO}_x$ . This is rather surprising, especially for  $\text{NO}_x$ . Due to the higher temperature of the cylinder head (combustion chamber) a lower CH emission is expected, which in some cases means 10 or more percent. The scope for different CH is narrower due to the measuring method (NDIR). Nevertheless the changes are clear, as it can be seen in figure 6.

The emission of  $\text{NO}_x$  fell by 50 percent or more. This phenomenon is difficult to explain, especially because the engine was comparatively hot. It is conceivable that the speed of the flame front increased because there were two spark plugs; the

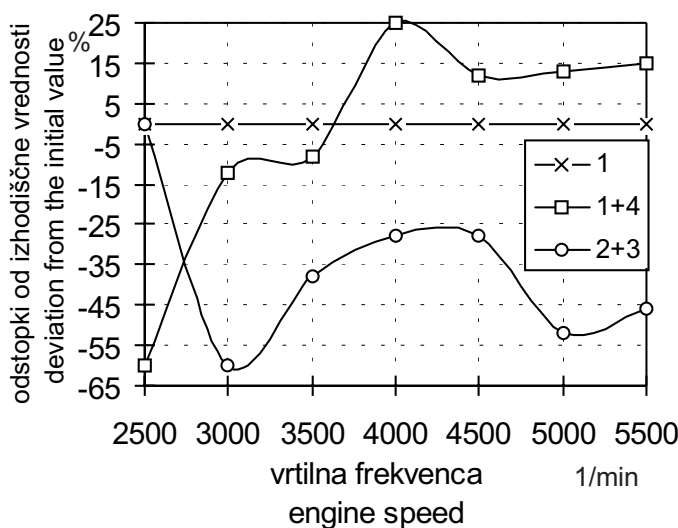
je potreben za nastanek  $\text{NO}_x$ , je bil krajši. Posredna posledica hitrejšega zgorevanja je lahko tudi nižja temperatura izpušnih plinov, kar pa predvsem pomeni, da je krajše tudi dogorevanje zmesi pri ekspanziji. Seveda je mogoča tudi kombinacija omenjenih vzrokov, ki posredno ali neposredno vplivajo na nastanek emisije  $\text{NO}_x$ . Na sliki 7 so prikazane karakteristike oziroma odstopki emisije  $\text{NO}_x$  glede na izhodiščno stanje (0 %). V obeh primerih emisij, to je na slikah 6 in 7, je prikazano razmerje med največjimi in najmanjšimi doseženimi odstopki v emisiji pri določeni legi svečk.

combustion time was shorter for this reason as well as the time necessary for the formation of  $\text{NO}_x$ . The indirect consequence of quicker combustion can also be a lower temperature of the exhaust gasses, which means that the combustion of the mixture at the expansion is shorter. Of course a combination of the mentioned causes is possible, which directly or indirectly influences the formation of the  $\text{NO}_x$  emission. Figure 7 shows the characteristics and deviations of the  $\text{NO}_x$  emission compared to the initial conditions. In the case of both emissions, figures 6 and 7, the ratio of the highest and the lowest achieved deviations of emission for certain spark plug positions is shown.



Sl. 6. Odstopki emisije CH (NDIR) od izhodiščne lege svečke (1), lega 4 in 5 (svečki sta skupaj in obe delujoči) in lega 8 in 9 (obe svečki sta delujoči)

Fig. 6. Deviations of CH emission (NDIR) from the initial spark plug position (1), position 4 and 5 (both spark plugs are near to each other and active, and position 8 and 9 (both spark plugs are active))



Sl. 7. Odstopki emisije  $\text{NO}_x$  glede na izhodiščno vrednost (1), lega 1, 4 (obe svečki delujoči) in lega 2, 3 (obe svečki delujoči)

Fig. 7. Deviations of the  $\text{NO}_x$  emission from the initial position (1), position 1,4 (both spark plugs are active) and position 2,3, (both spark plugs are active).

## 3 SKLEP

Raziskava različnih postavitev svečk v glavi motorja je pokazala, da različna postavitev svečk v simetričnem zgorevalnem prostoru lahko močno vpliva na sestavo izpušnih plinov. V primeru, da se ohrani samo ena svečka, je področje lege svečke močno omejeno na bližino izhodiščne lege. Druga možnost je vključitev dodatne svečke, tako da sta obe svečki delujoči. V tem primeru se področje postavitve svečk poveča (sl. 5). Na podlagi temperaturnega polja v glavi motorja in časovnega polja preleta čela plamena je mogoče zanesljivo določiti področje, primerno za postavitev svečke. Z nadaljnjimi preskusi je potem mogoče določiti končno postavitev. V primeru, da ostane sistem zamenjave snovi nespremenjen, se tudi moč motorja opazno ne spremeni. To je po eni strani razumljivo, saj se količina zaostalih plinov ne spreminja, po drugi strani pa se nekoliko spremeni hitrost zgorevanja. Toda izkušnje kažejo, da tudi pri drugih dvotaktnih motorjih z večjo prostornino in ob podobnih predpostavkah ne dosežemo občutne spremembe moči. Zato lahko predpostavimo, da je motor z dvema svečkama in nespremenjenim sistemom zamenjave snovi bolj zanesljiv glede vžiganja oziroma uporabe.

Drugi pomembnejši vidik vgradnje para svečk je opazno zmanjšanje emisije škodljivih plinov v izpuhu. S tega vidika je upravičeno tudi vprašanje o stroških, ki so lahko razmeroma majhni v primerjavi z doseženim rezultatom. Sprememba emisije CH je deloma predvidljiva glede na pričakovana dogajanja v valju. Povprečno zmanjšanje za 10 odstotkov je bilo doseženo samo z uporabo dodatne svečke.

Sprememba emisije  $\text{NO}_x$  je bolj opazna, saj se zmanjša za polovico. Za tako dogajanje je težko dati enopomensko pojasnilo, ker se pojavljajo nasprotujoči si dejavniki. Tako se kljub približno enaki temperaturi, kakršna je izhodiščna, ali celo nekoliko višji, emisija zmanjša. Glede na izmerjene podatke je za tako stanje razumljiva razlaga le razmeroma krajši čas zgorevanja zmesi.

Iz doseženih rezultatov se je pokazala upravičenost vgradnje dveh svečk pri majhnem dvotaktnem motorju, predvsem z vidika emisije, deloma pa, glede na uporabo, tudi zaradi zanesljivosti obratovanja. Pričakovanega povečanja moči motorja pa pri tako majhnih prostorninah ni mogoče doseči samo z dodano svečko. To je mogoče doseči z dodatno svečko šele pri večjih prostorninah (opazno šele pri  $200 \text{ cm}^3$  in več) in pa zanesljivo v primeru, če se spremeni kakovost zamenjane zmesi.

## 3 CONCLUSION

The investigations of different spark plug positions in the cylinder head have shown that different positions in a symmetrical combustion chamber can strongly influence the composition of the exhaust gasses. In the case of one spark plug, the area of the spark plug position is strongly restricted to the vicinity of the initial position. The second possibility is the use of a second spark plug, so that both are active. In this case, the area of the spark plug position is widened (see figure 5). On the basis of the temperature field in the cylinder head and the time span for the travelling flame front, it is possible to reliably define the area suitable for the placing of a spark plug. With further experiments it is possible to establish the final position. In case the system of the substance replacement remains unchanged, the power of the engine does not change considerably. This can be understood since the quantity of the remaining gasses does not change, but on the other hand the combustion speed is slightly changed. Experience has shown that other two stroke engines with larger capacities and under similar conditions do not exhibit a considerable change in power. For this reason, we can presume that an engine with two spark plugs and an unchanged system of substance exchange is more reliable from the viewpoint of ignition and use.

The second important point of introducing another spark plug is the reduced emission of harmful gasses in the exhaust. Here, the question of expense is also justifiable, the expenses are low compared to the achieved results. The change of CH emission can partly be foreseen with respect to the activity in the cylinder. An average cut of 10% was achieved, only by means of a second spark plug.

The change of  $\text{NO}_x$  emission is more obvious, since it dropped as much as by half. It is difficult to give a uniform explanation, since there appear to be opposing factors. In spite of the temperature being similar to that of the initial case or even a bit higher, the emissions are observed to decrease. A reasonable explanation is the comparatively short time for mixture combustion.

The achieved results justify the use of two spark plugs in small two stroke engines, first of all from the viewpoint of emission, and partly because of reliable operation. The expected increase in the engine power can not be achieved only by adding one spark plug for such a small volume. This is possible only for greater capacities ( $200 \text{ cm}^3$  and above) and under conditions where the quality of the mixture exchange is changed.

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] Plint, M., A. Martyr (1995) Engine Testing Theory and Practice. I., *Butterworth-Heinemann*, Oxford, ISBN 0 7506 1668 7.
- [2] Bizjan, F., I. Dolenc (1988) Primerjava elektronskih vžigalnih sistemov. Raziskava po naročilu ISKRA-AET Tolmin.

Avtorjev naslov: dr. Frančišek Bizjan  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Author's Address: Dr. Frančišek Bizjan  
Faculty of Mechanical Eng.  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 25.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Ugotavljanje nosilnosti materialov za aluminijška platišča

### Load Carrying Capacity Analysis of Materials for Aluminium Rims

Jure Čižman - Matija Fajdiga

*V prispevku je prikazano eksperimentalno simuliranje obratovalne trdnosti vpetja aluminijških platišč, ki poteka z uporabo numeričnega modeliranja s postopkom končnih elementov (MKE), s katerim je opravljena napetostno-deformacijska analiza zasnovanega modela detajla upogibnega vpetja. Gradnja in analiza modela potekata interaktivno s snovanjem integriranega računalniško vodenega namenskega preskuševališča za preskušanje obratovalne trdnosti upogibnih vpetij. Simuliranje je ovrednoteno na podlagi rezultatov preskusov obratovalne trdnosti.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: trdnost obratovalna, aluminij, simuliranje numerično, krivulje vzdržljivosti)**

*In this contribution we present an experimental simulation of the fatigue strength of clamped aluminum rims. This is supported by numerical modelling using the Finite Element Method (FEM), which was used for stress-strain analyses of a model representing a clamped detail during bending. The design and analysis of the model are made simultaneously on an integrated computer controlled test rig for testing the fatigue strength of clamped parts subjected to bending. The simulation is evaluated on the basis of results of operational strength tests.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: operational strength, aluminium, numerical simulation, durability curves)**

#### 0 UVOD

V praksi imamo pogosto opravka z dinamično obremenjenimi nosilnimi konstrukcijami (npr. vozila) ali elementi, ki so še posebej izpostavljeni različnim oblikam utrujanj, te pa praviloma zmanjšujejo zdržljivost nosilnega elementa oziroma skrajšujejo njegovo življenjsko dobo ([2], [8] in [11]). Ker je obratovalna trdnost konstrukcijskega elementa lastnost, na katero vpliva več naključnih parametrov (obremenitve, geometrijske karakteristike, izdelava, pogoji uporabe) in je ni mogoče natančno analitično vrednotiti, je za zanesljivejšo oceno življenjske dobe oziroma obratovalne trdnosti za specifične primere uporabe treba opraviti ustrezne eksperimentalne analize ([1], [2], [3], [6] in [8]).

Postopek ugotavljanja nosilnosti Al zlitin poteka z uporabo numeričnega modeliranja ([3], [5] in [7]). To omogoča napetostno-deformacijske analize modela zasnovanega detajla upogibnega vpetja in s tem oceno napetostnih in drsnih razmer v vpetju, ki so pomembne za tribološke analize [10]. Interaktivno z numerično analizo poteka preskušanje na namenskem računalniško vodenem preskuševališču obratovalne trdnosti.

#### 0 INTRODUCTION

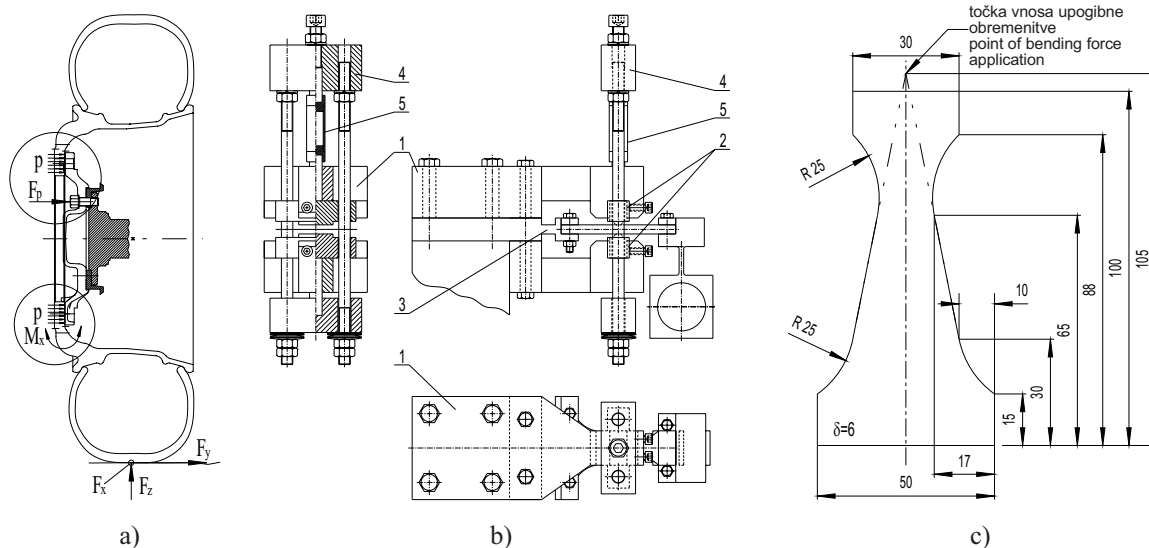
In practical situations, dynamically loaded structures (e.g. vehicles) and elements that are subject to different forms of fatigue tend to suffer a reduction in endurance and a shortening of their lifetime ([2], [8] and [11]). As the service fatigue strength of a component is a property influenced by different parameters (loading, design, material behaviour, manufacturing, environmental service conditions) and is difficult to evaluate analytically, suitable experimental analyses for a more reliable estimation of the fatigue life in specific applications are required ([1], [2], [3], [6] and [8]).

The process of load carrying capacity assessment of Al-alloys is performed by numerical modelling ([3], [5] and [7]). Modelling allows the stress-strain analyses of a fabricated clamping detail subjected to bending, and thus it is possible to estimate the stress, deformation and slip conditions during clamping, which is significant for tribological analyses [10]. Operational strength testing, on an integrated computer controlled testing facility, runs at the same time as the numerical analysis.

1 MODELIRANJE IN NUMERIČNO  
SIMULIRANJE

Pod vplivom osnovnih delovnih dinamičnih obremenitev se na mestu vpetja pogosto pojavljajo majhni relativni premiki, ki praviloma pospešijo proces utrujanja. Obseg vplivov je odvisen od specifičnih razmer v taki zvezi (korozija, mikro zdrsi). Izkušnje ([1], [3], [4], [5], [7] in [11]) kažejo, da je prav detalj vpetja eno od najpogostejših kritičnih mest, saj se razpoke v materialu pojavljajo prej, kakor bi bilo pričakovati na podlagi analiz preskusov obratovalne trdnosti za primer osnovne delovne obremenitve.

Na sliki 1-a je prikazan dejanski sklop platišče - os, za analizo katerega je bil oblikovan preskusni model ter zasnovan preskušane (sl. 1-c), ki je v modelu nosilni element. Obremenitev, ki izhaja iz stika med kolesom in vozno površino, se prek pnevmatike prenese na platišče in v njem povzroči večosno napetostno stanje, katerega največji delež zaradi razmeroma majhne upogibne togosti (v primerjavi s torzijsko togostjo) predstavljajo upogibne napetosti. Poleg njih so na mestih vijčnih spojev zaradi spenjalne sile tudi lokalne tlačne napetosti.



Sl. 1. Obremenitve sklopa platišče – os (a), sklop čeljusti s spenjalnimi kladicami (b) in preskušane za ravninski upogibni preskus (c)

Fig. 1. Loading of rim – axle joint (a), rigid frame and clamping pads (b) and specimen for plane-reverse bending test (c)

Najprej je bil pripravljen model dejanskega stanja na kolesnem sklopu, vključujoč vse parametre, ki imajo bolj ali manj pomemben vpliv na obratovalne razmere. Oblikovan model simuliranja vpetja je predstavljen na sliki 1-b. Najpomembnejši elementi so toge čeljusti (1), spenjalni kladici (2), fiksno vpenjalo (3), jarem (4) ter sonda za merjenje spenjalnega tlaka (5).

Spenjalni kladici imata plosko oblikovano pritiskno površino z zaobljenim robom, narejeni pa

1 MODELLING AND NUMERICAL  
SIMULATION

Under the influence of operational dynamic loading small relative displacements, that as a rule advance fatigue process, frequently appear at the point of clamping. The extent of the influence depends on the actual conditions at the connection (corrosion, micro slip). Previous studies ([1], [3], [4], [5], [7] and [11]) have shown that the clamping detail is commonly the most critical area on the wheel, as cracks occur there earlier than is expected on the basis of fatigue tests for the elementary loading state.

In Figure 1-a an actual rim – axle joint is shown. In order to analyse the joint an experimental model was created and a specimen (Fig. 1-c), which is a load carrying element in the model, was designed. The loading, originating from the contact between the wheel and the cart surface, transfers through the pneumatic tyre to the rim, where a multiaxial stress state occurs. The most significant of which are bending stresses, owing to the relatively small bending stiffness in comparison with the torsional stiffness. Additional local compressive stresses are due to the clamping force also present at the location of the screw-joints.

First, a realistic condition of the wheel was modelled so that the simulation model included all the parameters which have an influence on the operational conditions. The designed model of the clamping simulation is presented in Figure 1-b. Its main parts are a rigid frame (1), clamping pads (2), fixing of the specimen (3), clamping yoke (4) and a probe for measuring the clamping force (5).

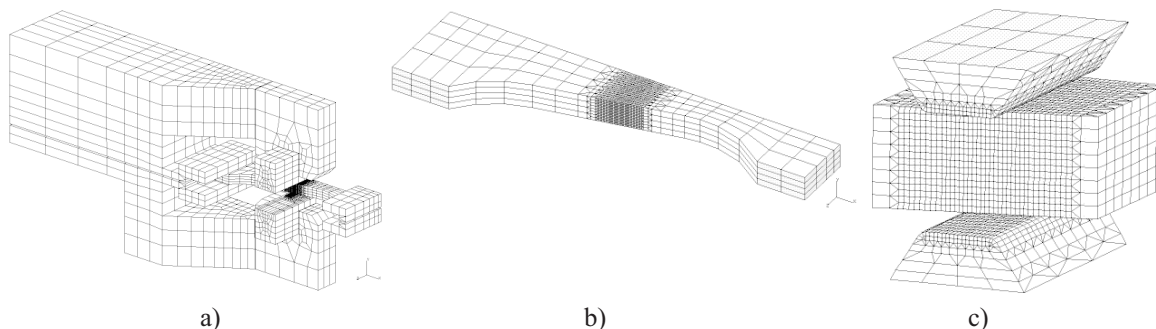
The clamping pads have a flat clamping surface with a rounded edge and are made from St

sta iz jekla St 37-3 (DIN). Preskušavec je oblikovan kot telo enakih upogibnih napetosti in je izdelan iz enakih materialov (AlSi7Mg0,6wa ali AlSi11MgSr) in po enakih postopkih (litje, frezanje, peskanje) kot platišče.

### Oblikovanje numeričnega modela

Numerična analiza upogibnega vpetja je bila opravljena z metodo končnih elementov (I-DEAS Master Series 4.0 / SDRC) na delovni postaji Indigo 2 (Silicon Graphics).

Cilj analize napetosti in relativnih pomikov v stiku je čimboljša ocena dejanskih obratovalnih razmer v simuliranem vpetju za preliminarno ovrednotenje pričakovanega dejanskega stanja med preskusom. Model je sestavljen iz 16864 linearnih prostorskih elementov (sl. 2-a), mreža pa je najgostejša na mestu stika med spenjalnima kladicama in preskušancem (sl. 2-b).



Sl. 2. Model vpetja (a) in preskušanca (b) ter detajl stika (c)  
Fig. 2. Clamping model (a), specimen (b) and contact detail (c)

Povezava med vozlišči v stiku je opravljena z uporabo t.i. “režnih” (“gap”) elementov, ki omogočajo vzpostavitev modela stika. Vrednost koeficienta trenja je bila pridobljena interaktivno s tribološkimi analizami [10], pri katerih je bil ugotovljen tudi vpliv velikosti površinskih tlakov in relativnih premikov na izmerjen koeficient trenja in znaša  $\mu = 0,14$ . Meritve so bile opravljene le za kombinacijo materialov AlSi7Mg0,6wa (preskušavec) in St37-3 (spenjalna kladica). Zaradi ocene vpliva površinskega (spenjalnega) tlaka na porazdelitev napetosti in relativnih premikov v stiku med spenjalnima kladicama in preskušancem je bila opravljena numerična analiza za tri karakteristične (srednje) vrednosti spenjalnega tlaka (20, 40 in 100 MPa).

Zahtevana velikost relativnih premikov izhaja iz dejanskih razmer v vijačni zvezi obravnavanega konstrukcijskega sklopa pri pogojih delovne obremenitve. Največja amplituda relativnega premika (zdrsa) mora biti med 5  $\mu\text{m}$  in 15  $\mu\text{m}$ , odvisno od velikosti spenjalnega tlaka.

Na preskušavec delujeta upogibna sila ( $F_b = 120\text{ N}$ ) na strani prostega krajišča in površinski

37-3 (DIN) steel. The specimen is shaped as an equal bending stress body and is manufactured from the same material (AlSi7Mg0,6wa or AlSi11MgSr) and by same processes (casting, milling and shot peening) as the rim.

### Numerical modelling

Numerical analysis of the bending clamping was executed using the Finite Element Method (I-DEAS Master Series 4.0 / SDRC) on an Indigo 2 (Silicon Graphics) work station.

The aim of the stress and relative displacement (slip) analysis in the contact was to be an as exact as possible estimation of the actual operational conditions in the simulated clamping for preliminary evaluation of an expected actual state during an experiment. The model was made of 16864 solid linear brick elements (Fig. 2-a), in which the mesh is the most compact in the connection between the clamping pads and the specimen (Fig. 2-b).

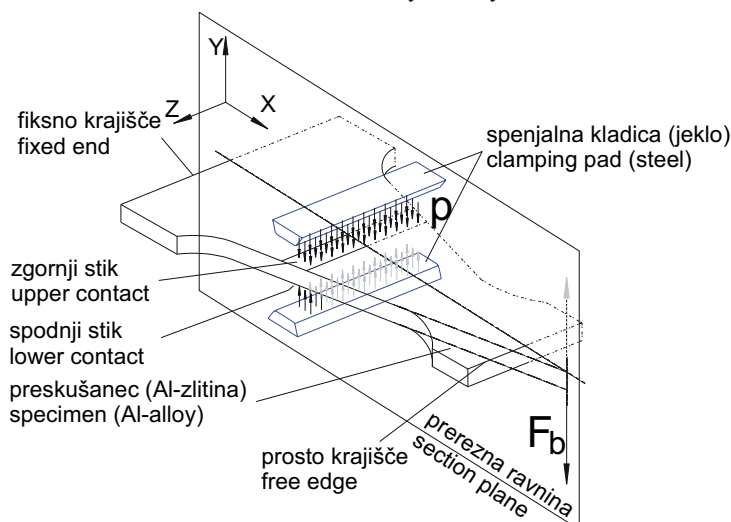
The connection between nodes in the contact is achieved by gap elements which enable contact modelling. The coefficient of friction was acquired by means of tribological analyses. The influence of the surface pressure and relative displacements on the measured coefficient of friction was determined and found to be 0.14. Measurements were performed only for the material combination AlSi7Mg0,6wa (specimen) and St37-3 (clamping pad). Owing to an assessment of the influence of the surface (clamping) pressure magnitude on the stress and relative displacement distribution in the contact between clamping pad and specimen, numerical analyses for three characteristic (mean) values of the clamping pressure: 20, 40 and 100 MPa were carried out.

The required relative displacement magnitude originates from the actual conditions in the screw joints of the treated structure under operational loading. The maximum relative displacement (slip) amplitude should be between 5  $\mu\text{m}$  and 15  $\mu\text{m}$ , depending on the selected clamping pressure value.

The bending force ( $F_b = 120\text{ N}$ ) acts upon the specimen at the end of the movable edge, the

tlak ( $p_1 = 20$  MPa,  $p_2 = 40$  MPa ali  $p_3 = 100$  MPa) na mestu stika, kar je prikazano na sliki 3. Podprtje in drugi robni pogoji so izvedeni v skladu z dejansko zasnovo detajla vpetja, upoštevajoč simetričnost modela na prerezni ravnini.

clamping pressure ( $p_1 = 20$  MPa,  $p_2 = 40$  MPa or  $p_3 = 100$  MPa) is introduced in the contact, as is shown in Figure 3. Constraints and other boundary conditions are accomplished in accordance with the actual design of the clamping detail, taking into account the symmetry of the model on the section plane.



Sl. 3. Simetričnost modela preskušanca  
Fig. 3. Symmetry of the model of the specimen

## 2 REZULTATI ANALIZE NAPETOSTNIH IN DRSNIH RAZMER V STIKU

## 2 RESULTS OF ANALYSIS OF STRESS AND SLIP CONDITIONS IN THE CONTACT

### Relativni premiki

Analiza relativnih premikov v stiku omogoča sklepe o izbiri ustrezne velikosti spenjalnega tlaka pri preskusih.

V preglednici 1 je prikazano stanje relativnih premikov in ocena največjega skupnega relativnega premika po vozliščih v stiku za različne spenjalne tlake ter največje vrednosti relativnih premikov glede na srednji tlak v kontaktu.

Iz diagramov, v katerih sta komponenti relativnih premikov v smeri osi X in Y obravnavani ločeno (sl. 4), je razvidno, da je obseg območja naleganja spenjalne kladice in preskušanca odvisen od velikosti spenjalnega tlaka.

### Napetosti

Napredovanje utrujenostne poškodbe je odvisno predvsem od največje izmenične glavne napetosti, poteka pa pravokotno na smer njenega delovanja, zato so te pomembne za oceno lokacije poškodb v odvisnosti od obremenitvenega stanja. Porazdelitev napetosti, pravokotnih na stično površino (Y), kaže na neke vrste zarezni vpliv in je prav tako pomemben parameter za analizo vpliva zdrsa na utrujanje. Primerjava napetosti Y kaže značilne konice napetosti na zunanem robu spodnje

### Relative displacements

Analysis of the relative displacements in the contact enables decisions about the selection of a suitable clamping pressure during testing.

Relative displacement conditions and their estimated maximum total size over the nodes in the contact for different clamping pressures and maximum magnitudes of relative displacements with regard to the mean clamping pressure in the contact are shown in Table 1.

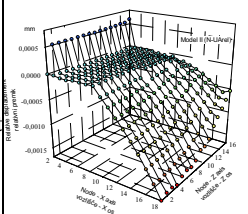
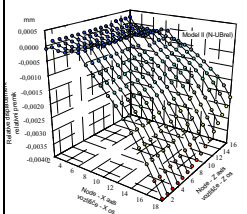
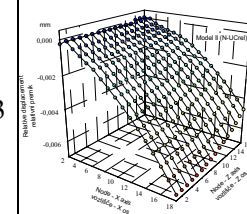
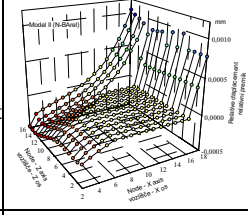
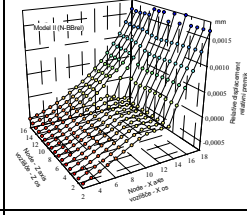
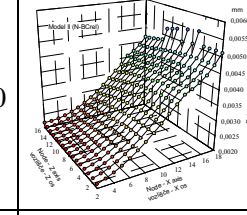
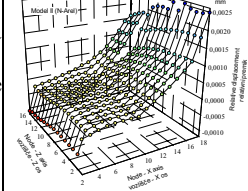
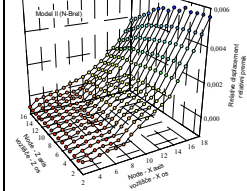
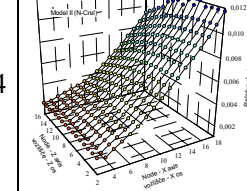
From the diagrams in Fig. 4 showing the X and Y displacement components of each contact node it is evident that the range of connection between contacting parts depends upon the size of the clamping force.

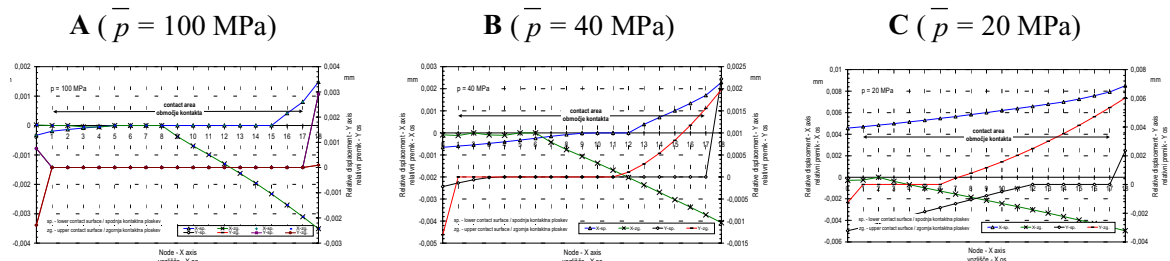
### Stresses

The growth of fatigue damage, after crack initiation, depends mostly on the maximum alternating principal stresses and progresses perpendicularly to their direction. As a result, they are important for the estimation of the relationship between damage location, and the operating conditions. The distribution of stresses, acting perpendicularly to the contact surface (Y) direction, shows the presence of a kind of notch effect and is also an important parameter for the analysis of slip influence on fatigue. The comparison of Y-stresses



Preglednica 1. Največji delni in skupni (ocenjeni) relativni premiki v stiku  
 Table 1. Maximum partial and estimated total relative displacements in the contact

primer / case	A		B		C	
$\bar{p}$ (MPa)	100		40		20	
	porazdelitve in najv. vrednosti / distribution and max. value ( $\mu\text{m}$ )					
relativni premiki na zgornji stični ploskvi / relative displacement on upper contact surface		1.70		3.93		6.66
relativni premiki na spodnji stični ploskvi / relative displacement on lower contact surface		1.27		1.80		5.51
ocena največjega skupnega relativnega premika v stiku / estimated max. value of relative displacement in contact		2.53		5.64		12.07



Sl. 4. Komponenti relativnih premikov v smeri X in Y za stičnico 1 (vzdolž osi X)  
 Fig. 4. Relative displacement components in X and Y directions for contact line 1 (along X axis)

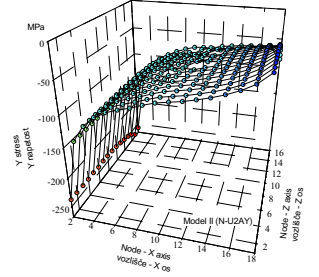
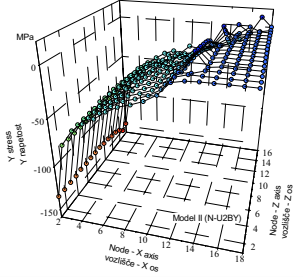
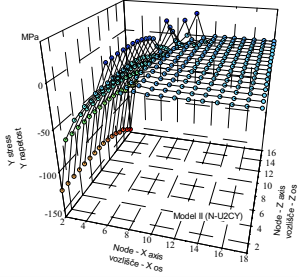
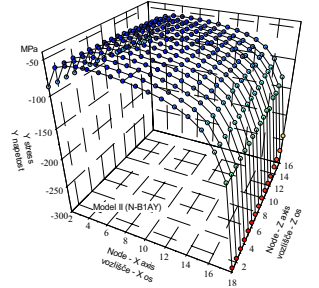
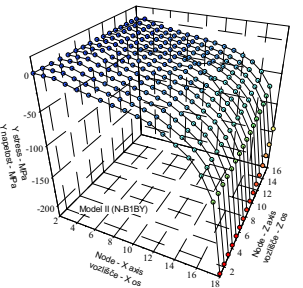
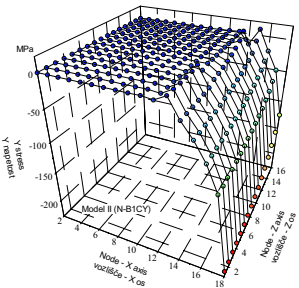
stične površine in na notranjem robu zgornje. Skoki napetosti so jasneje izraženi pri manjših spenjalnih tlakih (pregl. 2), pri katerih se celotna upogibna obremenitev s preskušanca na spenjalno kladico prenese le prek zelo omejene stične površine.

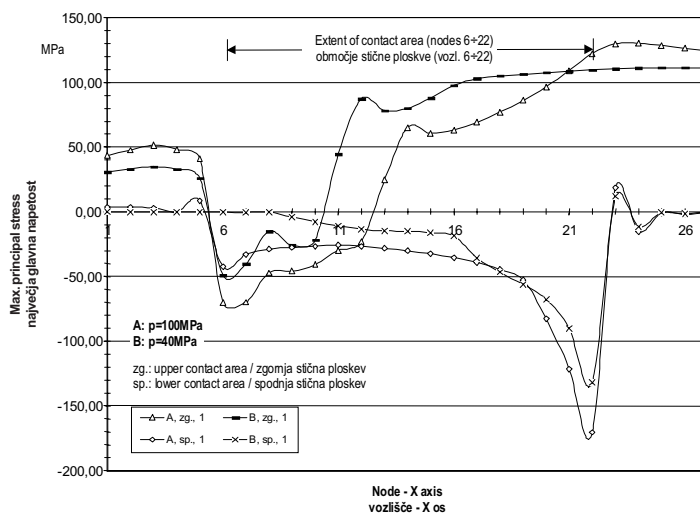
Rezultati analize največjih glavnih napetosti (sl. 5) in nateznih oziroma tlačnih napetosti v smeri osi X (sl. 6-a in 6-b) kažejo, da kritična točka ne leži v območju stične ploskve, ampak je od njenega zunanega roba odmaknjena navzven (proti prijemališču upogibne sile) za 0,5 do 2 mm. Velikost odmika je odvisna od velikosti spenjalnega tlaka. Natezne (X) napetosti in največje glavne napetosti v območju, kamor sodi ocenjena kritična točka in v katerem je pričakovati porušitev preskušanca (vozlišče - X os: 22 do 27), se malodane ujemajo.

shows the distinctive stress peaks on the outer edge of the lower contacting area and on the inner edge of the upper one. Stress peaks are more evident if the clamping pressure is lower (Tab. 2), where the total bending load transfers from the specimen to the clamping pad over very limited contact area.

Results of the maximum principal (Fig. 5) and normal stress (X axis) analyses (Figs. 6-a and 6-b) indicate that the position of the critical point is not within the contact area, but is shifted by 0.5 to 2 mm from the outer edge (towards the bending force acting-point). The size of the shift depends on the magnitude of the clamping stress. Normal (X) and maximum principal stresses in the area where an estimated critical point is located and where fracture of the specimen is expected (nodes in X axis: 22 to 27) nearly coincide.

Preglednica 2. Porazdelitev napetosti Y na zgornji in spodnji stični ploskvi  
Table 2. Y-stress distribution on the upper and lower contact surfaces

primer / case	A	B	C
$\bar{p}$ (MPa)	100	40	20
Y napetosti na zgornji stični ploskvi / Y stresses on upper contact surface			
Y napetosti na spodnji stični ploskvi / Y stresses on lower contact surface			



Sl. 5. Največje glavne napetosti na zg. in sp. stični ploskvi (stičnica 1 - vzdolž osi X)  
Fig. 5. Maximum principal stresses on upper and lower contact surface (contact line 1 – along X axis)

Rezultati ovrednotenja vpliva spenjalnega tlaka na velikost največje glavne napetosti in lego kritične točke na preskušancu so zbrani v preglednici 3.

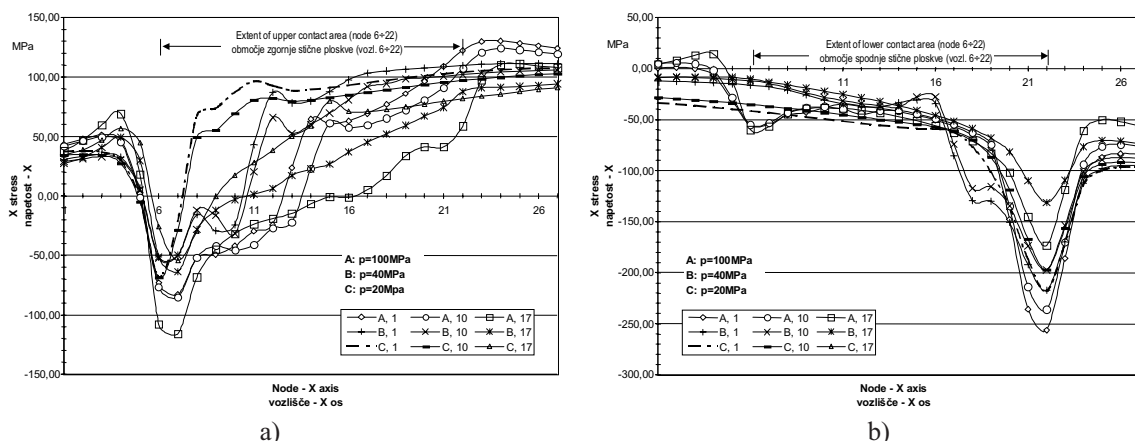
### Ugotovitve na podlagi numerične analize z MKE

Na podlagi rezultatov numerične analize je mogoče sklepati, da velikost spenjalnega tlaka močno vpliva na velikost relativnih premikov med spenjalno kladico in preskušancem ter na porazdelitev napetosti v stiku, ki sta bistveno vplivni veličini pri pojavu

The results of the evaluation of the clamping pressure influence on the magnitude of the maximum principal stress and the position of the critical point on the specimen are shown in Table 3.

### Ascertainments following from FEM analyses

On the basis of the results of the numerical analysis, it is possible to conclude that the magnitude of the clamping pressure strongly influences the size of the relative displacements between the clamping pad and the specimen. The magnitude of the clamping pressure also influences the stress distribution in the



Sl. 6. Natezne (tlačne) napetosti (X) na zgornji (a) in spodnji (b) s. pl. (stičnice 1, 10 in 17 - v smeri osi X)  
 Fig. 6. Normal stresses (X) on upper (a) and lower (b) contact surface (contact lines 1, 10 and 17 – along X axis)

Preglednica 3. Največje glavne napetosti v preskušancu pri največji upogibni obremenitvi  
 Tab. 3. Maximum principal stresses in the specimen at maximum bending load

obremenilni primer loading case	$\bar{p}$ MPa	največja glavna napetost max. principal stress MPa	odmik kritične točke od roba sp. kladice offset of the critical point from the edge of clamping pad mm
A	100	130,2	~ 0,5
B	40	111,3	~ 1,5
C	20	107,4	~ 2,0

zmanjšanja obratovalne trdnosti oziroma zmanjšanja zdržljivosti konstrukcijskega elementa.

Iz porazdelitve glavnih napetosti v preskušancu je moč oceniti območje, v katerem je največja verjetnost porušitve. Ocenjeni obseg te cone je do 2 mm pred zunanjim robom spenjalnih kladic. Ker je površinski tlak v stiku izrazito neenakomeren, je mogoče posledično pričakovati poškodbe na preskušancu tudi na mestih konic površinskih tlakov in relativno velikih zdrsov. Ti pogoji so izpolnjeni v glavnem le na zunanjem robu čeljusti.

Z numerično analizo so bila pridobljena tudi izhodišča za nastavitve parametrov (velikost relativnih pomikov, površinski tlak) pri analizah površinske hrapavosti in tornih koeficientov za parjena materiala ter podatki za izhodiščne nastavitve testnih pogojev na preskuševališču obratovalne trdnosti.

### 3 EKSPERIMENTALNO SIMULIRANJE OBRATOVALNE TRDNOSTI

#### Preskuševališče obratovalne trdnosti

Integrirano preskuševališče je zasnovano kot računalniško voden mehatronski sistem (sl. 7), ki dodatno omogoča trdnostno analizo dinamično obremenjenih upogibnih vpetij.

contact. Both of these factors strongly influence the decrease in the operational strength and the reduction in durability of a structural element.

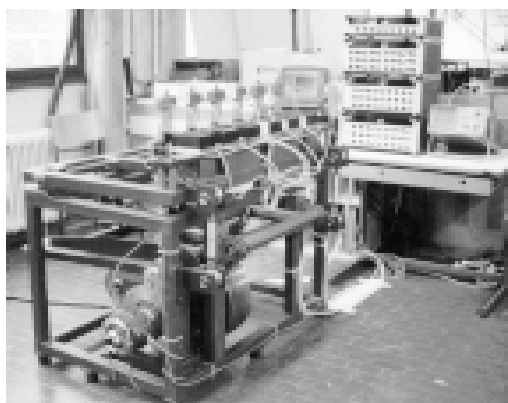
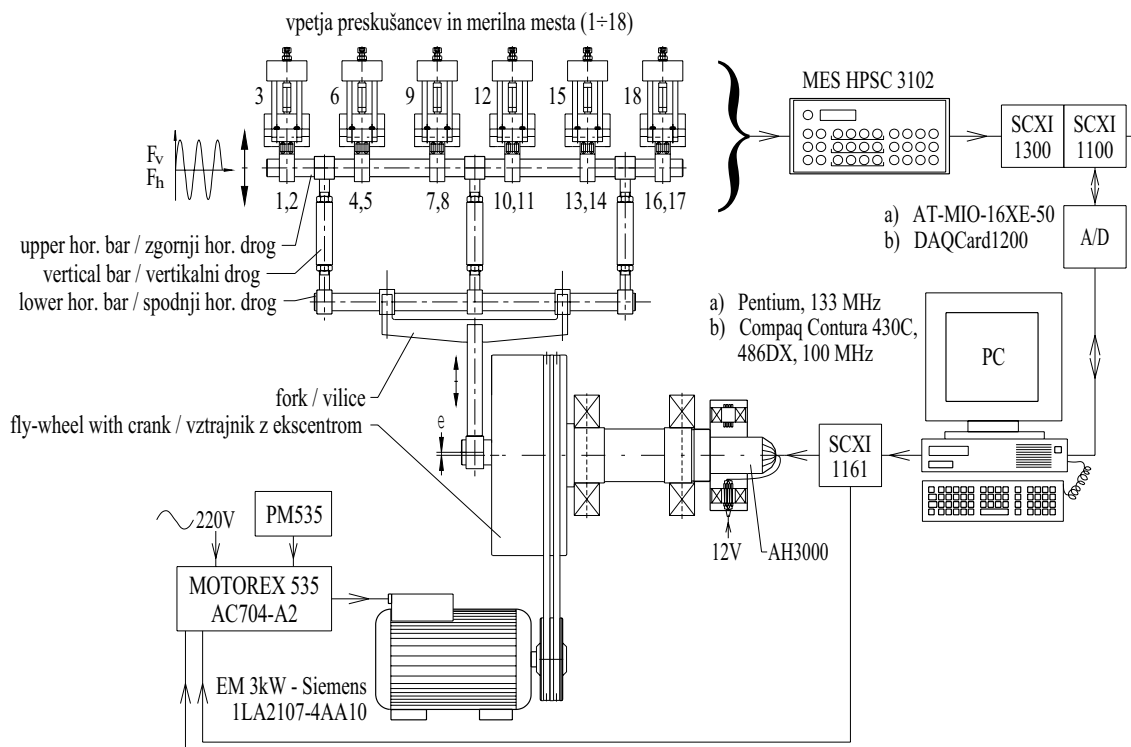
From the main principal stress distribution it is possible to estimate the region which contains the highest probability of fracture. An estimation of the extent of this region, suggests that it stretches up to 2 mm outside the outer edge of the clamping pads. Owing to an exceptionally non-uniform distribution of the surface pressure, it is possible to anticipate damage in the specimen where the surface pressure peaks occur and in the region of maximum slip. These conditions are fulfilled, only on the outer edge of the clamping pads.

Starting points for the set-up of parameters (relative displacement magnitude, surface pressure) for analyses of surface roughness, and coefficients of friction for matched materials, and also data for initial testing conditions set-up on the testing facility for operational strength, were obtained by means of numerical analysis.

### 3 EXPERIMENTAL SIMULATION OF OPERATIONAL STRENGTH

#### Testing facility for analysis of operational strength

An integrated testing facility was designed as a computer controlled mechatronic system (Fig. 7), which additionally enables strength analysis of dynamically loaded bendings.



Sl. 7. Preskuševališče za analizo obratovalne trdnosti upogibnih vpetij v laboratoriju LAVEK  
Fig. 7. Testing facility for analysis of operational strength of bending clamping in LAVEK laboratory

Vpliv spenjalnega tlaka na obratovalno trdnost simulirnega upogibnega vpetja preskušancev iz aluminijevih zlitin se ugotavlja s preskusi pri različnih nivojih in načinih obremenjevanja (Wöhlerjevi in blokovni preskusi) ter različnih vrednostih površinskih tlakov v stiku.

Obremenitveni nivoji oziroma največje amplitude napetosti so (za vse preskuse) izbrani glede na pričakovano življenjsko dobo, ki naj bo za Wöhlerjeve preskuse med  $10^5$  in  $2 \times 10^6$  obremenitvenih ponovitev, za preskuse obratovalne trdnosti, ki se izvajajo po 8-stopenjskem (Gassnerjevem) programu, pa naj bo življenjska doba največ  $2 \times 10^7$  ponovitev.

Na preskuševališču je mogoče hkrati preskušati največ šest preskušancev, vendar pri enakih upogibnih obremenitvah. Zasnova

The influence of clamping pressure on the operational strength of simulated bending clampings of an Al-alloy specimen is established by tests at various loading levels and different loading programmes (Wöhler and block tests) and also at various surface pressures in the contact.

Loading levels or maximum stress amplitudes are (for all tests) selected with respect to an expected fatigue life which should be between  $10^5$  and  $2 \times 10^6$  loading cycles for Wöhler tests. For durability tests, which are performed according to the 8-stage (Gassner) loading programme, the fatigue life should not be greater than  $2 \times 10^7$  cycles.

On the testing facility it is possible to test up to 6 specimens simultaneously, but under identical bending loading conditions. The design of the facility

preskuševališča omogoča sinusno obremenjevanje ter nemoteno delovanje tudi po poružitvi večjega dela preskušancev. Preskusi se izvajajo pri nadzoru pomika gibljivega krajišča preskušanca, upogibne napetosti v preskušancu pa so v neposredni zvezi s pomikom krajišča.

Pojav razpoke se kaže v zmanjšanju amplitude napetosti, ki je merilo za ugotavljanje dobe trajanja preskušanca. Frekvenčno območje obremenjevanja je od 1 Hz do 15 Hz, največja dovoljena amplituda upogibne sile pa 1000 N.

**Analiza rezultatov preskusov obratovalne trdnosti**

Analiza obratovalne trdnosti je opravljena na podlagi časovnega poteka obremenitve, ki je za vsak prekušanec posebej natančno poznan (stalno zapisovanje stanja v primernih časovnih korakih na disk). Primera dobljenih časovnih potekov obremenitve za Wöhlerjev in 8-stopenjski Gassnerjev preskus sta prikazana na sliki 8. Morebitna odstopanja eksperimentalne oblike obremenitvenih kolektivov od idealne (ciljne) se upoštevajo z uporabo hipoteze o akumulaciji poškodbe. Dobljene življenjske dobe izkazujejo določen raztros, z dodatnimi analizami pa se izkaže, da je njihova porazdelitev normalna (Gaussova).

Rezultati preskusov so prikazani v obliki Wöhlerjevih krivulj oziroma krivulj zdržljivosti, z vrisanimi mejami zanesljivosti (sl. 9).

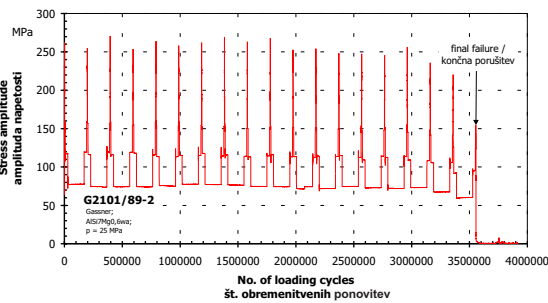
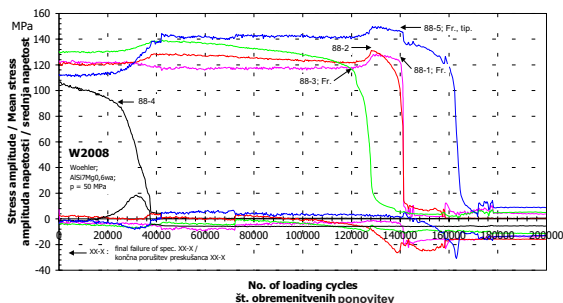
enables sinusoidal loading and undisturbed operation after fracture of the greater part of the specimen. Tests are carried out under conditions of controlled displacement of the movable end of the specimen, but bending stresses in the specimen are in direct relation to the displacement of the movable end.

The occurrence of a crack results in a decrease of the stress amplitude, which is the measure for assessment of the fatigue life of the specimen. The loading frequency ranges from 1 Hz to 15 Hz, the maximum allowed bending force is 1000 N.

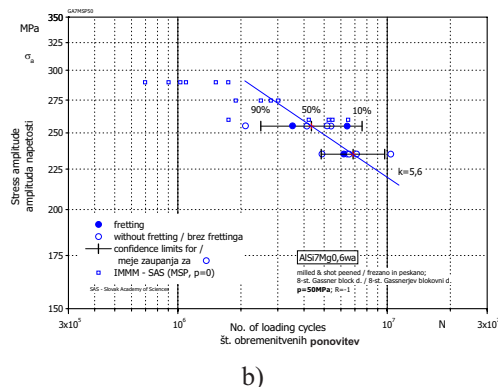
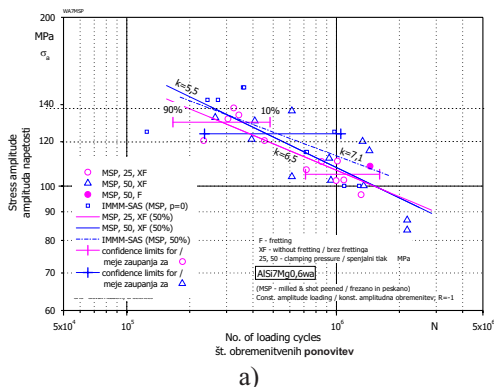
**Analysis of operational strength tests results**

The analysis of the operational strength is carried out on the basis of the loading history, which is precisely known for each specimen (permanent recording of the loading state in suitable time intervals to the disk). Examples of obtained loading histories for the Wöhler and 8-stage block (Gassner) test are presented in Figure 8. Possible deviations of the shape of the experimental loading spectra from ideal (target) shape are considered by damage accumulation hypothesis. The obtained fatigue lives show a degree of scatter, using additional analyses it can be proved that their distribution is normal (Gaussian).

Test results are presented in the form of Wöhler or durability curves with traced probability limits (Fig. 9).



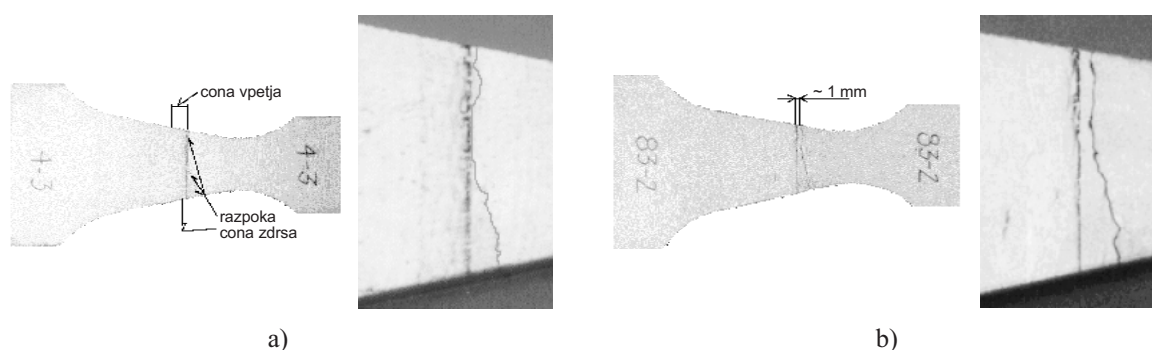
Sl. 8. Časovni potek obremenitve za Wöhlerjev (enostopenjski) in 8-stopenjski Gassnerjev preskus  
Fig. 8. Loading history for Wöhler (single-stage) and 8-stage (Gassner) testing



Sl. 9. Wöhlerjeve krivulje (a) in krivulje zdržljivosti (b) za material AISi7Mg0,6wa  
Fig. 9. Wöhler (a) and durability (b) curves for AISi7Mg0,6wa material

Poleg določitve dobe trajanja je na preskušancih opravljena tudi analiza lomne cone, ki pokaže da se v primeru dinamično obremenjenega upogibnega vpetja aluminijastih preskušancev pojavita najmanj dva različna načina utrujanja oziroma nastanka in širjenja razpoke.

Tako je mogoče opaziti, da se je del preskušancev zlomil na zunanjem robu spenjalnih kladic oziroma, da sega razpoka do zunanjega roba cone vpetja (sl. 10-a), del preskušancev je počil v coni od 1 do 2 mm pred zunanjim robom (sl. 10-b), izjemoma pa je prišlo do poškodbe drugeje. Delež posameznih primerov lokacij lomnih con je odvisen tako od materiala in površinske obdelave, kakor tudi od načina preskušanja.



Sl. 10. Značilne poškodbe na preskušancih (AlSi7Mg0,6wa)  
Fig. 10. Characteristic damage on specimen (AlSi7Mg0,6wa)

#### 4 SKLEP

Pri preskusih obratovalne trdnosti se je izkazalo, da se zaradi utrujanja obravnavanega upogibnega vpetja pojavljata dva različna tipa poškodbe preskušanca. Prvi tip poškodbe, ki se pojavi na robu spenjalne kladice, je na podlagi analize površinskih poškodb in numerično dobljenih ocen relativnih premikov mogoče pojasniti kot posledico drsnega utrujanja. Poškodba v coni 1 do 2 mm pred zunanjim robom spenjalne kladice pa se pojavi na mestu največjih glavnih napetosti, ki so odločilne za širjenje začetne razpoke in končno porušitev. Na podlagi rezultatov preskusov je mogoče sklepati, da je tip utrujenostne poškodbe v upogibnem vpetju odvisen od velikosti spenjalnega tlaka, vrste materiala in površinske obdelave ter nenazadnje tudi od načina obremenjevanja, t.j. od vrste obremenitve in frekvence obremenjevanja. Rezultati preskusov se v pretežni meri ujemajo z ugotovitvami in napovedmi analiz modela vpetja z MKE.

Predlagani postopek ugotavljanja življenjske dobe upogibnega vpetja se izkaže uporaben in učinkovit, saj je iz zgodovine obremenitev mogoče odkriti nastanek razpoke in določiti faze napredovanja utrujenostne poškodbe, kar je temelj za pravilno določitev življenjske dobe preskušanca in krivulj zdržljivosti. Izvedeno računalniško krmiljenje

#### 4 CONCLUSION

Using operational strength tests, it was shown that two different types of specimen failure occurred as a result of the fatigue of the treated bending clamping. The first type, which occurs at the edge of the clamping pad can be explained in terms of surface damage analysis and numerically acquired estimations of the relative displacement, as a result of fretting fatigue. The fracture in the zone 1 to 2 mm in front of the outer edge of the clamping pad occurs at the point of maximum principal stresses, which are decisive for initial crack propagation and final fracture. On the basis of the test results, it is possible to conclude that the type of fatigue damage in the bending clamping depends on the magnitude of the clamping pressure, the type of material and the surface treatment as well as on the manner of testing i.e. on the shape of the loading spectra and loading frequency. The obtained test results are mainly in agreement with the findings and predictions of the FEM analyses of the clamping model.

The proposed procedure of fatigue life assessment of the bending clamping is proved as applicable and efficient, because it is possible to detect crack initiation and to determine the phases of fatigue damage progress, which is the basis for accurate determination of the fatigue life of the

omogoča simuliranje raznovrstnih oblik obremenitvenih kolektivov, kar pomeni, da je preskuševališče uporabno ne le za Wöhlerjeve oziroma Gassnerjeve preskuse, temveč tudi za laboratorijsko preskušanje zdržljivosti malodane poljubno obremenjenih konstrukcijskih elementov.

specimen and durability curves. The realised computer control enables simulation of various shapes of loading spectra, which indicates that the testing facility is not only applicable to Wöhler or Gassner tests but also to laboratory testing of endurance of a wide variety of loaded structure elements.

## 5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] ASM International Handbook Committee: Fatigue and fracture (1996), *ASM Handbook-Volume 19*, 1<sup>st</sup> Ed., Materials Park, OH.
- [2] Buxbaum, O. (1986) Betriebsfestigkeit. *Verlag Stahleisen mbH*, Düsseldorf.
- [3] Čižman, J., Klemenc, J., M. Fajdiga (1997) Simulation of actual fatigue at aluminium components under conditions of fretting and plane-reverse bending. *Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Congress of Croatian Society of Mechanics*, Supetar na Braču.
- [4] Faanes, S., U.S. Fernando (1994) Influence of contact loading on fretting fatigue behaviour. *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.* 17, No. 8, s. 939-947.
- [5] Fajdiga, M. (1999) Improvement of strength properties at aluminium components by manufacturing procedures. *University of Ljubljana*, 3rd Report.
- [6] Goss, G. L., D.W. Hoepfner (1974) Normal load effects in fretting fatigue of titanium and aluminium alloys. *Wear* 27, 153-159.
- [7] Grubišič, V., U. Wessling (1997) Improvement of strength properties at aluminium components by manufacturing procedures. *Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit (LBF)*, Darmstadt, 24-Months Progress Report.
- [8] Haibach, E. (1989) Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung. *VDI-Verlag GmbH*, Düsseldorf.
- [9] Nowell, D., D.A. Hills (1987) Mechanics of fretting fatigue tests. *Int. J. Mech. Sci.* 29, No. 5, 355-365.
- [10] Pukl, B., F. Vodopivec (1997) The fretting behaviour of AlSi7Mg-T6. *Wear* 212, 173-182.
- [11] Waterhouse, R. B. (1992) Fretting fatigue. *International Materials Reviews* 37, No. 2, 77-97.

Naslov avtorjev: mag. Jure Čižman  
prof. dr. Matija Fajdiga  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Authors' Address: Mag. Jure Čižman  
Prof. Dr. Matija Fajdiga  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 20.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Simuliranje prehodnih režimov delovanja motorja z notranjim zgorevanjem

### Simulation of the Transient Operation of an Internal Combustion Engine

Aleš Hribernik

*V prispevku sta predstavljena nelinearni model enovaljnega dizelskega motorja za preračun prehodnih delovnih režimov motorja in napoved spremenljivega momenta in vrtilne frekvence motorja. Model je razvit iz modela za simuliranje termodinamičnega krožnega procesa motorja v ustaljenih razmerah, razširjen z modelom dinamike ročičnega mehanizma predstavlja motor kot nelinearni dinamični sistem. Spremenljiva vrtilna frekvenca motorja je rezultat reševanja enačbe dinamike zveze motor - breme, pri čemer je spremenljivi moment motorja določen v odvisnosti od lege (kota) ročične gredi. Model smo preverili z rezultati meritev enovaljnega dizelskega motorja. Primerjava računskih in izmerjenih vrtilnih frekvenc je pokazala zelo dobro ujemanje ponavljajočih se sprememb vrtilne frekvence in odziva motorja med naglim pospeševanjem.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: motorji z notranjim zgorevanjem, modeli termodinamični, dinamika motorjev, simuliranje)**

*A non-linear, transient, single-cylinder Diesel engine simulation has been developed to predict the instantaneous engine speed and torque. The basis of the model is a thermodynamic, steady state diesel engine cycle simulation. The transient extension of the original model represents the Diesel engine as a non-linear, dynamic system. The instantaneous crankshaft speed is determined from the solution of the engine-external load dynamic equation, where the engine torque is tracked on the crank-angle basis. Validation of the transient model during rapid engine acceleration shows that both the cyclic fluctuations in the instantaneous engine speed line and the overall engine response are in good agreement with experimental measurements.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: internal combustion engines, thermodynamic models, engine-dynamic, simulation)**

#### 0 UVOD

Motorji z notranjim zgorevanjem so v osnovi nelinearni mehanski sistemi. Zato je mogoče pričakovati natančne rezultate simuliranja le, kadar so fizikalni modeli zasnovani kot povsem nelinearni sistemi. Simulirni modeli termodinamičnih krožnih procesov motorjev z notranjim zgorevanjem se z izpopolnjevanjem pojavnega popisa procesov vse bolj izpopolnjujejo in so zelo uspešni in dandanes že neizogibni za napoved karakteristik delovanja motorja v ustaljenih razmerah. Zato je povsem naravna pot razvoja nelinearnega modela motorja z notranjim zgorevanjem razširitev in dograditev modela termodinamičnega krožnega procesa motorja z upoštevanjem dinamike motorja. To je bilo tudi naše vodilo pri razvijanju nelinearnega modela motorja. Uporabili smo preskušeni programski paket za simuliranje termodinamičnih in tokovnih procesov v motorju z notranjim zgorevanjem [1] in ga dogradili z modelom dinamike motorja.

#### 0 INTRODUCTION

Since the internal combustion engine is a highly non-linear mechanical system, truly predictive capabilities can only be attained if purely non-linear simulations are developed. Thermodynamic engine simulations have been refined with phenomenological process descriptions over the years and have been used very successfully for the prediction of steady-state engine operation. Consequently, the natural approach to the development of a non-linear engine simulation is by building on and extending such steady-state thermodynamic models to consider the engine dynamics. The development of our non-linear engine model was undertaken by taking into account these factors. The foundation for the transient model was the successfully tested thermodynamic simulation of an internal combustion engine [1] which was upgraded by the engine dynamics model.



## 1 TERMODINAMIČNI MODEL MOTORJA

Uporabili smo brezdimenzijski, termodinamični model za simuliranje dizelskega motorja v ustaljenih razmerah, ki je zasnovan na metodi "polnjenje-praznjenje". Model smo v zadnjih desetih letih razvijali in testirali na Fakulteti za strojništvo v Mariboru, ga obširno predstavili [1] in z njegovo uporabo izvedli številne raziskave delovnih karakteristik sesalnih in tlačno polnjenih motorjev [2], [3]. Osnovne značilnosti modela so na kratko povzete v nadaljevanju.

Pretok plinov v motorju je v modelu ponazorjen s pretokom snovi med nadzornimi prostorninami. Te predstavljajo polnilne in izpušne zbiralnike ter valje motorja. Pretok mase in energije med nadzornimi prostorninami določajo robni pogoji, ki so zapisani z izrazi pretoka skozi zaslonko. Predpostavljeno je, da je stanje plina v nadzorni prostornini enotno, zato ga določata že diferencialni enačbi o ohranitvi mase in energije. Z robnimi pogoji povežemo dvojice diferencialnih enačb posameznih nadzornih prostornin v sistem navadnih nelinearnih diferencialnih enačb prvega reda. Rezultat reševanja tega sistema diferencialnih enačb v času (kotu zavrtitve ročajne gredi) pa so potek tlaka, temperature in sestave delovne snovi v posamezni nadzorni prostornini.

## 2 DINAMIKA ROČIČNEGA MEHANIZMA MOTORJA

Slika 1 prikazuje poenostavljen dinamični sistem enovaljnega motorja. Lega ročice za dobavo goriva in z njim količina vbrizganega goriva ter stanje okolice sta osnovna podatka za simuliranje motorskega krožnega procesa. Rezultat te je indicirani moment motorja, iz katerega sledi po odbitju momenta trenja v motorju dejanski moment na motorski gredi. Razlika med dejanskim momentom in momentom zunanje bremena je rezultirajoči moment, katerega posledica

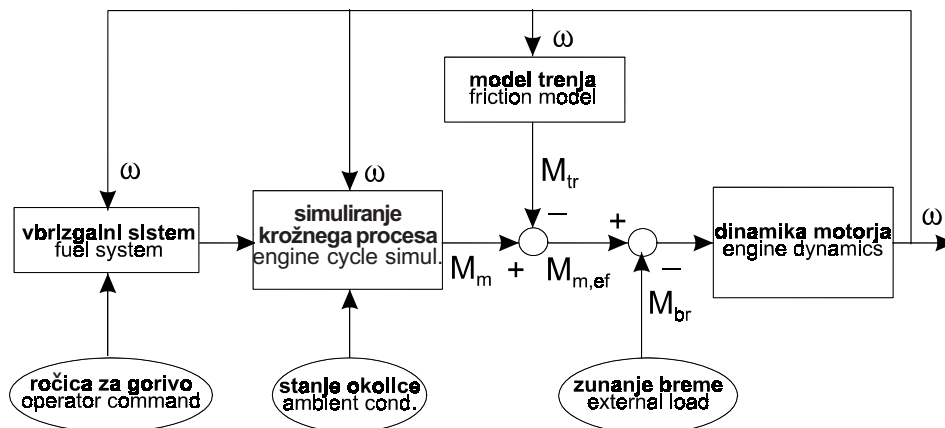
## 1 THERMODYNAMICS MODEL OF THE ENGINE

The thermodynamic, zero-dimensional, steady state Diesel engine simulation based on the "Filling-Emptying" method was used. The model has been developed and tested at the Faculty of Mechanical Engineering in Maribor over the last ten years. The parent simulation has been fully presented [1] and used to study operational characteristics of several naturally aspirated and turbocharged Diesel engines [2], [3]. The basic characteristics of the model will be briefly presented.

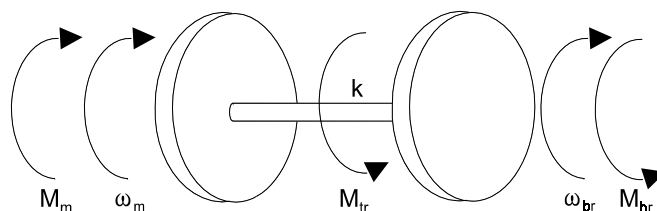
The flow of gases within the engine is presented by the flow of mass and energy between the control volumes. These represent intake and exhaust manifolds and the cylinders of the engine. The flow of mass and energy into and out of the control volume are determined by boundary conditions based on the analogy of convergent nozzle flow. It is assumed, that the thermodynamic state within the control volume is uniform. As a result, it may be predicted by solving the mass and energy conservation equations. Differential equations of each control volume are connected into a system of ordinary, non-linear differential equations of the first order by boundary conditions. The solution of this system yields pressure, temperature and gas composition variation with time (crank angle) within each control volume.

## 2 ENGINE DYNAMICS

Figure 1 shows a schematic representation of the single-cylinder engine dynamic system. At a given instant in time, the operator command, i.e. fuelling rate, and the ambient conditions are key inputs to the Diesel engine cycle simulation. The indicated engine torque is the output required for the engine dynamics equation. The friction torque is subtracted from the indicated torque to produce brake torque at the shaft. Subsequently, the resistance torque



Sl. 1. Blokovni diagram enovaljnega motorja  
Fig. 1. Block diagram for the single-cylinder engine



Sl. 2. Model dinamike sistema motor-zunanje breme  
Fig. 2. Equivalent system for engine-external load dynamics

je zvečanje ali zmanjšanje vrtilne frekvence motorja. Zaradi ponavljajočega se delovanja motorja je vrtilna frekvenca motorja neustaljena, tudi kadar je srednje število vrtljajev motorja konstantno, kar je posledica hitrih sprememb tlaka v valju in z njimi sil, ki delujejo na ročni mehanizem.

Kakor prikazuje slika 2, lahko sistem motor - zunanje breme ponazorimo s sistemom dveh diskov, povezanih z elastično gredjo. Pri tem je polarni vztrajnostni moment prvega diska ekvivalent polarnega vztrajnostnega momenta rotirajočih delov motorja. Podobno je vztrajnostni polarni moment drugega diska ekvivalent vztrajnostnega polarnega momenta zunanjega bremena, ki je lahko vozilo, delovni stroj ali zavora v preskušalšču motorjev. V primeru elastične gredi popišeta dinamiko sistema s slike 2 naslednji enačbi:

$$I_m \dot{\omega}_m + M_{tr} + k(\theta_m - \theta_{br}) = M_m \quad (1)$$

$$I_{br} \dot{\omega}_{br} + M_{br} = k(\theta_m - \theta_{br}) \quad (2)$$

Z dovolj veliko natančnostjo lahko predpostavimo, da je gred toga in da lahko zasuk ( $\theta_m - \theta_{br}$ ) med diskoma zanemarimo. Iz tega torej izhaja, da sta kotni hitrosti motorja in zunanjega bremena enaki:

$$\omega_m = \omega_{br}$$

In ker zato velja:

$$\theta_m = \theta_{br}$$

lahko sistem enačb zapišemo kot:

$$\dot{\omega}_m = \frac{M_m - M_{tr} - M_{br}}{I_m + I_{br}} \quad (3)$$

Enačbo (3) smo uvrstili v sistem diferencialnih enačb prvega reda, s katerim smo popisali termodinamični model motorja in razširjeni sistem enačb numerično integrirali po metodi Runge-Kutta 4+. Ker se integracija izvaja po kotu zavrtitve ročišne gredi in ne po času, je treba v sistem diferencialnih enačb vključiti še enačbo za spremembo časa po kotu:

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{\pi}{180\omega} \quad (4)$$

is subtracted from the brake torque and the net value calculated. If the net value is positive the engine will accelerate and vice versa. The instantaneous rotational speed of the crankshaft is unsteady during any engine cycle, even if the mean engine speed is constant, due to rapid changes in cylinder pressure and the consequent changes in forces acting on the crank during the cycle.

As shown in Fig. 2, the engine/load system can be modelled as two disks connected by a weightless shaft, one disk having the equivalent polar moment of inertia of the engine moving parts, and the other having the equivalent polar moment of inertia of the load (vehicle or dynamometer in the test cell). The following two equations describe the dynamic system in the case of an elastic shaft:

The power transmission shaft can usually be considered sufficiently rigid, and consequently the twist ( $\theta_m - \theta_{br}$ ) between the two disks can be neglected. Hence, the rotational velocity of engine is equal to one of the external load:

Thus there is no phase shift:

and the system dynamic equation becomes:

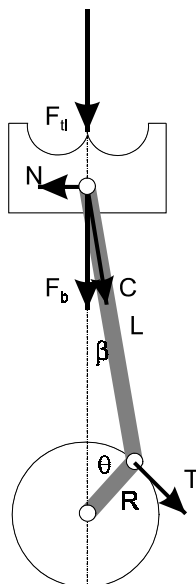
Equation (3) was incorporated into a system of differential equations of the first order that form the engine thermodynamic cycle simulation. This extended system was numerically integrated by the Runge-Kutta 4+ method. The engine cycle simulation uses the angular position of the crank shaft in degrees crank-angle and not explicitly the time. Hence, the following equation:

saj zaradi spremenljive kotne hitrosti ročične gredi časovni korak ni več sorazmeren integracijskemu koraku, podanim s kotom ročične gredi.

## 2.1 Določitev trenutnega indiciranega momenta in polarnega vztrajnostnega momenta motorja

was added to the system of differential equations in order to determine the crank-angle time interdependence, since the time step is no longer proportional to the crank-angle integration step when the rotational engine speed is not constant.

## 2.1 Instantaneous indicated engine torque and polar moment of inertia of the engine



Sl. 3. Diagram sil na ročičnem mehanizmu  
Fig. 3. Forces on the slider-crank mechanism

Ročični mehanizem prikazuje slika 3. Trenutna lega bata in razmerje sil določata kot zavrtitve ročične gredi in geometrijske oblike ročičnega mehanizma: dolžina ojnice  $L$  in ročiča gredi  $R$ . Poenostavljeno delujeta na bat dve osnovni sili. To sta tlačna sila:

A schematic of the piston (slider) – crank mechanism is shown in Fig. 3. The instantaneous piston position and the relationship between the acting forces are determined by the crank shaft angular position and the geometrical parameters of the slider-crank mechanism: connecting rod length  $L$  and crank radius  $R$ . There are two forces acting on the piston, i.e. the pressure force:

$$\bar{F}_{tl} = (p_v - p_{s,k}) \frac{\pi D_b^2}{4} \quad (5),$$

ki je posledica razlike tlakov v valju in karterju motorja ter vztrajnostna sila:

which is the result of the pressure difference in the cylinder and in the crank case, and the inertial force:

$$\bar{F}_{vztr} = -(m_b + m_{ojn}') a_b \quad (6)$$

Pri tem je  $m_{ojn}'$  masa dela ojnice, katerega gibanje lahko približno označimo s translatorskim gibanjem bata (običajno  $1/3 m_{ojn}$  [4]),  $a_b$  pa je linearni pospešek bata, ki ga natančno določa izraz:

where  $m_{ojn}'$  is the reciprocating part of the connecting rod mass (usually  $1/3 m_{ojn}$  [4]), and  $a_b$  is the linear acceleration of the reciprocating parts. The acceleration can be calculated using the following exact expression:

$$a_b = R\omega^2 \left[ \cos\theta + \frac{\lambda(\cos 2\theta + \lambda^2 \sin^4 \theta)}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{3/2}} \right] + R\dot{\omega} \sin\theta \cdot \left[ 1 + \frac{\lambda \cos\theta}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \quad (7),$$

pri čemer je  $\lambda$  definiran z razmerjem:

where  $\lambda$  is defined by the ratio:

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (8).$$

Rezultirajoča sila, ki deluje na bat, je torej:

The resultant force on the piston is therefore:

$$\bar{F}_b = \bar{F}_{tl} + \bar{F}_{vztr} \quad (9).$$

Njena komponenta v smeri osi ojnice je:

The component force in the direction of the connecting rod axis is:

$$\bar{C} = \bar{F}_b \frac{1}{\cos \beta} \quad (10)$$

Ta deluje na ležaj ojnice in ročične gredi, pri čemer je njena komponenta v tangentialni smeri:

and the component of the force on the crank journal in the tangential direction is:

$$\bar{T} = \bar{C} \sin(\theta + \beta) = \bar{F}_b \frac{\sin(\theta + \beta)}{\cos \beta} \quad (11).$$

Moment, ki se z ročičnega mehanizma prenaša na motorsko gred, je torej:

The torque on the shaft can be calculated therefore by:

$$M_m = RT \quad (12).$$

Pri nižjih vrtilnih frekvencah motorja, ki so značilne za večino dizelskih motorjev, lahko z dovolj veliko natančnostjo predpostavimo, da je polarni vztrajnostni moment motorja konstanten. Sestavljajo ga prispevki vztrajnika in rotirajočih delov ročičnega mehanizma, to je motorske gredi z ročico in dela ojnice, katerega gibanje lahko označimo za rotacijo (običajno  $2/3 m_{ojn}$  [4]). Pri velikih vrtilnih frekvencah, ki so značilne predvsem za bencinske motorje in manjše hitro tekoče dizelske motorje pa je vpliv spreminjajočega polarnega vztrajnostnega momenta že tako velik, da ga je v dinamičnem modelu motorja treba upoštevati [5].

Under low and medium engine speeds, characteristic for most Diesel engines, it can be assumed that the polar moment of inertia of the engine is constant. It consists of the moment of inertia of the flywheel and of the rotating parts of the slider-crank mechanism, i.e. the engine crankshaft and the rotating part of the connecting rod (usually  $2/3 m_{ojn}$  [4]). However, under high engine speeds, characteristic for gasoline engines and high speed Diesel engines, the influence of the fluctuating part of the polar moment of inertia becomes very high, and it has to be considered in the engine dynamics model [5].

## 2.2 Navor trenja in zunanje bremena

## 2.2 Friction torque and external load torque

Notranje trenje v motorju običajno določamo na podlagi meritev delovnih karakteristik gnanega motorja. Značilni izraz za določitev izgub srednjega indiciranega tlaka dizelskega motorja je oblike [6]:

Engine friction is usually estimated from experiments by using motoring tests. A typical correlation for the frictional losses of the mean indicated pressure of a Diesel engine has the following form [6]:

$$p_r = C_1 + \frac{48n}{1000} + 0,4A_b^2 \quad (13),$$

pri čemer je  $C_1$  koeficient, ki ga dobimo na podlagi meritev. Srednji moment trenja pa izhaja iz izraza:

where  $C_1$  is a coefficient that can be determined by experiment. The friction torque can be calculated from:

$$M_r = \frac{p_r V_h}{2\pi n} 1000 \quad (14).$$

Moment zunanje bremena kakor tudi njegov polarni vztrajnostni moment pa sta odvisna od tipa gnanega stroja. Tako ju za primer motornih

The torque of an external load and its moment of inertia depend on the engine application. If the model is to be used to simulate engine transients

vozil določimo z ustreznim dinamičnim modelom, ki popiše prenos momenta od motorske gredi, prek sklopke, menjalnika in diferenciala na pogonska kolesa vozila. Pri tem je moment obremenitve določen z upori vožnje, polarni vztrajnostni moment pa s prispevki rotirajočih delov, ki sodelujejo pri prenosu momenta od motorja in prek pogonskih koles na cestišče. Precej preprostejši pa je primer motorja na preskušališču, kjer moment bremena uravnava zavora, katere polarni vztrajnostni moment je tudi vztrajnostni moment zunanjega bremena.

### 3 REZULTATI SIMULACIJ IN PRIMERJAVE Z MERITVAMI

Model smo uporabili za simuliranje razmer med pospeševanjem enovaljnega, zračno hlajenega, 4-taktnega dizelskega motorja z direktnim vbrizgom goriva. Osnovni podatki o motorju so zbrani v preglednici 1.

Na sliki 4 je prikazan spremenljivi moment obravnavanega enovaljnega motorja, izračunan po enačbi (12) in pri ustaljenih obratovalnih razmerah, tj.  $n_{sr} = \text{konst.}$  Kljub ustaljenim delovnim razmeram so spremembe navora v toku motorskega ciklusa zelo velike. V začetni fazi (zgorevanje – 0 do 180°RG) in končni fazi (kompresija – 540 do 720°RG) prevladuje

within the vehicle, an additional model of vehicle dynamics that represents the transmission of torque from the engine shaft, over a clutch, gear box, and differential onto the driving wheels is necessary. The load torque is then determined by the driving resistance, while the moment of inertia consists of contributions from all of the rotating parts that help to transmit the torque from the engine to the road. However, if the model is intended to simulate an engine on a transient test bed, the load is applied and controlled by the dynamometer and the polar moment of inertia of the load is simply equal to the dynamometer inertia.

### 3 RESULTS OF SIMULATION AND EXPERIMENTAL VALIDATION

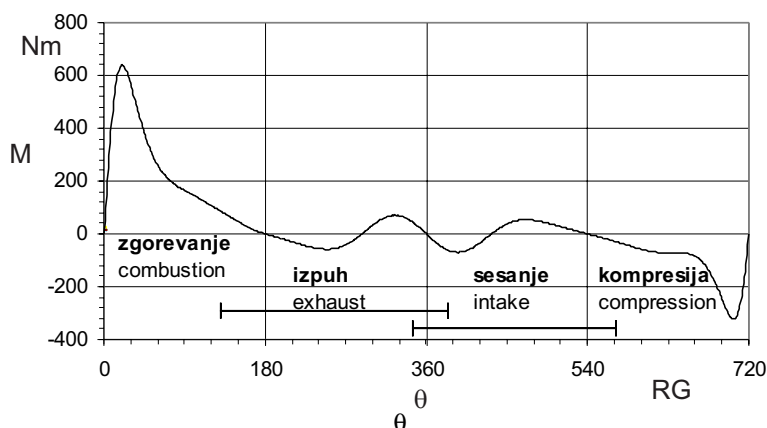
A model has been used for the simulation of transient operation of an air-cooled, direct-injection, 4-stroke, single-cylinder Diesel engine. Basic engine data are specified in Table 1.

The instantaneous engine torque of a single cylinder engine, calculated using Eq. (12) under steady-state operation, i.e.  $n_{sr} = \text{const.}$ , is shown in Fig. 4. Despite steady-state engine operation huge fluctuations of engine torque are observed. In the 1<sup>st</sup> period (combustion – 0 to 180°CA) and in the 4<sup>th</sup> one (compression – 540 to 720°CA) dominates the pressure force, while the inertial force dominates

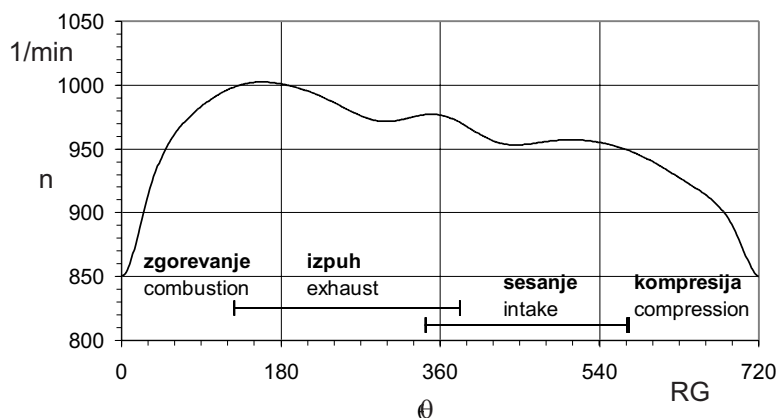
Preglednica 1. Podatki o motorju Deutz MAG FIL 210 D

Table 1. Deutz MAG FIL 210 D engine specification

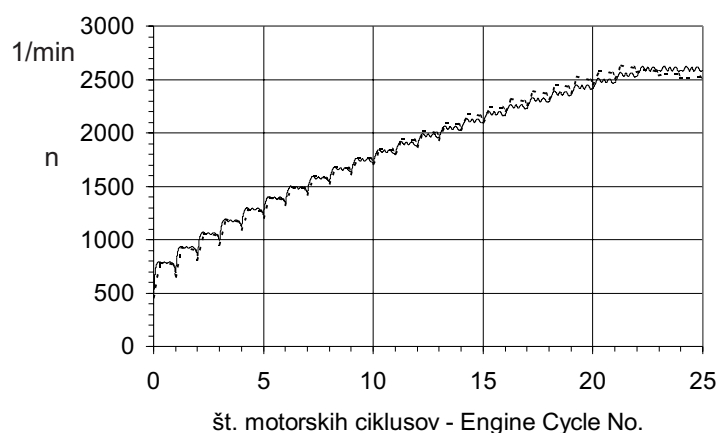
premer valja bore	m	0,095
gib stroke	m	0,095
dolžina ojnice connecting rod length	m	0,160
kompresijsko razmerje compression ratio	-	17
največja dobava goriva maximum fuel per cycle	mm <sup>3</sup>	40



Sl. 4. Sprememba navora motorja v odvisnosti od kota ročične gredi pri ustaljenem režimu  $n_{sr} = 960 \text{ min}^{-1}$   
Fig. 4. Fluctuations of the engine torque with crank angle under steady state operation  $n_{sr} = 960 \text{ rpm}$



Sl. 5. Sprememba vrtilne frekvence motorja v odvisnosti od kota ročične gredi pri ustaljenem režimu  $n_{sr} = 960 \text{ min}^{-1}$   
 Fig. 5. Fluctuations of the engine speed with crank angle under steady state operation  $n_{sr} = 960 \text{ rpm}$



Sl. 6. Primerjava izmerjenega (.....) in izračunanega (—) števila vrtljajev motorja v odvisnosti od števila krožnih procesov motorja med pospeševanjem ( $M_{br} = 0 \text{ Nm}$ ,  $40 \text{ mm}^3/\text{proces}$ )

Fig. 6. Comparison of predicted (—) and measured (.....) instantaneous engine speed during acceleration ( $M_{br} = 0 \text{ Nm}$ ,  $40 \text{ mm}^3/\text{cycle}$ )

vpliv tlačne sile, medtem ko je v toku izmenjave delovne snovi (180 do 540 °RG) prevladujoč vpliv vztrajnostnih sil, prispevek tlačnih sil pa je zaradi majhnih razlik tlaka v prostoru nad batom in pod njim neznamenit. Posledica tako velikih sprememb momenta je nihanje vrtilne frekvence motorja (slika 5). To je še posebej izrazito pri enovaljnem motorju. V obravnavanem primeru dosega razlike v vrtilni frekvenci motorja do  $150 \text{ min}^{-1}$ , oziroma prek 15% srednje vrednosti.

Na sliki 6 je prikazana primerjava izračunanih in izmerjenih vrednosti vrtilnih frekvenc motorja v prehodnem obratovalnem režimu. Razbremenjen motor pri največji dobavi goriva pospešuje od prostega teka do mejne vrtilne frekvence, pri katerem krmilnik ustavi dobavo goriva in prepreči nadaljnje pospeševanje. Pri tem preide motor skozi celoten spekter vrtljajev. Značilno zanj je, da se amplitude variacij vrtilne frekvence zmanjšujejo z večanjem hitrosti motorja. Ugotovimo lahko, da je ujemanje izmerjenih in izračunanih vrednosti vse do  $2000 \text{ min}^{-1}$  zelo dobro, nato pa začne

during the gas exchange process (180 to 540 °CA) when the pressure force is insignificant, because of the small difference of pressures above and below the piston. As a consequence of the huge fluctuations in engine torque, the variations in the instantaneous engine speed are also very pronounced (Fig. 5). This is especially characteristic for a single cylinder engine. In the presented example these variations exceed  $150 \text{ rpm}$ , i.e. more than 15% of the nominal (mean) engine speed.

A comparison of measured and predicted values of the instantaneous engine speed during an engine transient is presented in Fig. 6. The engine accelerates from idle under full load, defined as a 100% fuelling rate, and goes through the whole speed range until it reaches its maximum speed. From that point on, the controller cuts off the fuel in order to prevent the engine from over speeding. The amplitudes of cyclic speed fluctuations tend to decrease as the mean engine speed increases. The agreement between calculated and measured values below  $2000 \text{ rpm}$  is very good. After that point the

izračunana hitrost vse bolj zaostajati, tako da je računsko potreben celotni motorski krožni proces več, da motor doseže največje vrtilne frekvence pri 2500  $\text{min}^{-1}$ . Vzrokov za to je lahko več. Med osnovnimi pa so gotovo pomanjkanje podatkov o spremembi temperature mazalnega olja in njenem vplivu na trenje motorja, kakor tudi natančnejši podatki o dobavi goriva, ki je odvisna od vrtilne frekvence motorja.

#### 4 SKLEP

Ustaljeni, fenomenološki, brezdimenzijski model je bil uporabljen kot podlaga za razvoj modela za popis prehodnih delovnih režimov enovaljnega dizelskega motorja. Razširitev modela z zasledovanjem spremenljivega momenta motorja po kotu ročične gredi in z reševanjem enačb dinamike motorja je omogočila popis neustaljenih razmer in prehodnih pojavov. Natančnost modela smo preverili na podlagi primerjave računskih rezultatov z meritvami. Napovedi fluktuacije vrtilne frekvence med krožnim procesom se zelo dobro ujemajo z izmerjenimi vrednostmi. Tudi pospeševanje razbremenjenega motorja pri največji dobavi goriva je pravilno napovedano. Pri manjših hitrostih motorja so variacije števila vrtljajev znotraj procesa tudi do 200  $\text{min}^{-1}$ , medtem ko se zaradi povečanja vztrajnostnih sil ročičnega mehanizma vpliv plinskih sil med zgorevanjem nekoliko omili in so zato variacije vrtilne frekvence precej manjše, delovanje motorja pa precej bolj stabilno.

model underpredicts the engine speed and it takes the model one extra cycle to reach the maximum engine speed at 2500 rpm. The minor discrepancies at very high speed can be attributed to insufficient model inputs that are difficult to measure during a transient, such as the change of oil temperature and friction, and the effect of engine speed on the cyclic amount of fuel injected.

#### 4 CONCLUSION

A steady-state, phenomenological zero-dimensional model has been used as the basis for the development of a transient, single-cylinder, Diesel engine model. Its extension has involved an instantaneous engine torque and engine dynamics model. Subsequently, the transient simulation has been validated against experimental results from a single-cylinder engine. Simulation predictions of the cyclic fluctuations in the instantaneous crankshaft speed characteristic are in good agreement with the experiment. The overall engine response during free acceleration with the maximum amount of fuel injected also agrees well with the measured data. The amplitude of the fluctuation in the rotational speed of the crankshaft can be as high as 200 rpm, at low speed. However, increased inertia forces on the reciprocating components at higher speeds causes a reduction of the peak instantaneous pressure force during combustion. Hence, instantaneous fluctuations in the crankshaft angular velocity are significantly reduced at higher speeds, where the engine operation is much more uniform.

#### 5 LITERATURA

#### 5 REFERENCE

- [1] Hribernik, A.: *Primerjava brez- in eno-dimenzionalnih metod za simulacijo procesov v tlačno polnjenem dieselskem motorju*, Strojniški vestnik, 41, Štev. 7-8, 1995, str. 229-238, ISSN-0039-2480
- [2] Dobovišek, Ž., Černež, A., Hribernik, A.: *Napovedni brezdimenzijski enoconski model za simuliranje zgorevanja v dieselskem motorju*, Strojniški vestnik, 39, Štev. 5-8, 1993, str. 137-160, ISSN-0039-2480
- [3] Hribernik, A.: *Primerjava izvedb 4-valjnega tlačno polnjenega motorja z dvojnimi in enojnim natokom turbine*, Strojniški vestnik, 43, Štev. 9-10, 1997, str. 373-382, ISSN-0039-2480
- [4] Tuccillo, R., Arnone, L., Bozza, F., Nocera, R., Senatore, A.: *Experimental correlations for heat release and mechanical losses in turbocharged Diesel engines*, SAE TRANSACTIONS, Journal of Engines, Vol. 102, 1993, SAE Paper 932459, p.p. 2073-2086, ISSN-0096-736X
- [5] Shiao, Y., Pan, C., Moskwa, J.J.: *Advanced dynamic spark ignition engine modelling for diagnostic and control*, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 15, No. 6, 1994, p.p. 578-596
- [6] Heywood, J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, 1988

**Uporabljeni simboli**  
**Nomenclature**

površina	$A$	area
pospešek	$a$	acceleration
komponenta sile v smeri osi ojnice	$C$	component force in the direction of the connecting rod axis
premer	$D$	diameter
sila	$F$	force
polarni vztrajnostni moment	$I$	polar moment of inertia
togost gredi	$k$	shaft rigidity
dolžina ojnice	$L$	connection rod length
moment	$M$	torque
masa	$m$	mass
vrtilna frekvenca motorja	$n$	engine speed
tlak	$p$	pressure
komponenta sile v smeri tangente na ročico	$T$	component of the force on the crank journal in the tangential direction
čas	$t$	time
gibna prostornina	$V_h$	swept volume
kot nihanja ojnice okoli osi bata	$\beta$	angle of swing of the connecting rod from the cylinder axis
razmerje med ročico in dolžino ojnice	$\lambda$	ratio of crank radius and connecting rod length
kot zavrtitve ročične gredi	$\theta$	angular position of crankshaft in degrees
		crank-angle
kotna hitrost	$\omega$	angular velocity
<b>Indeksi:</b>		<b>Subscripts:</b>
bat	b	piston
breme	br	load
dejansko	ef	effective
motor	m	engine
sesalni zbiralnik	s,k	intake manifold
srednji	sr	mean
tlačni	tl	pressure
trenje	tr	friction
valj	v	cylinder
vztrajnost	vztr	inertia

Naslov avtorja: doc.dr. Aleš Hribernik  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Mariboru  
Smetanova 17  
2000 Maribor

Author's Adress: Doc. Dr. Aleš Hribernik  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Maribor  
Smetanova 17  
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 1.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:



## Študija dinamičnih karakteristik sklopa radialnega rotorja in vležajenja ventilatorja hladilnega sistema borbenih vozil M 84 in T 72

**Study of Radial Rotor and Bearing Arrangement Dynamic Properties of the Combat Vehicles M 84 and T 72 Cooling System Fan**

-----  
**Brane Širok - Marko Hočevar - Samo Zupan - Ivan Prebil**  
-----

*Borbena vozila, kakršne je tank M 84, so izpostavljena skrajnim mehanskim obremenitvam pri vožnji in bojevanju, zato so vsi mehanski sklopi konstruirani za mejne obremenitve. Poznavanje teh je vedno povezano s poznavanjem dinamičnih karakteristik obremenitev na opazovanih podsklopih. Na novo razvitem rotorju hladilnega ventilatorja smo na preskušališču simulirali osnovne mehanske obremenitve rotorja z vležajenjem in analizirali dinamične obremenitve. V prispevku predstavljamo potek eksperimentalnega dela in analizo dinamike sklopa rotor - vležajenje. V sklepu smo podali kriterije dopustnih obremenitev ventilatorja in izbrali funkcionalno najugodnejše vležajenje.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: ventilatorji, uležajenje rotorjev, analize dinamične, karakteristike)**

*Combat vehicles like the M 84 tank are exposed to extreme mechanical loading when driving and shooting. All the mechanical parts are therefore designed for extreme loading. Loading determination is strongly connected to determination of its dynamic properties in the examined components. With a newly developed rotor for a cooling fan with bearings, mechanical loading was tested and analyzed on a test rig. Experimental work and dynamic analysis are presented in the paper. The most suitable bearing type is selected and criteria of allowed loading of the fan are presented in the conclusion.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: fans, bearing arrangements, dynamic analysis, characteristics)**

### 0 UVOD

Povečanje moči pogonskih motorjev z notranjim zgorevanjem zahteva od hladilnega sistema povečano odvajanje toplote v okolico. To povečanje hladilnih zmogljivosti je pri nespremenjenih termodinamičnih karakteristikah hladilnega sistema mogoče le s spremembo hladilnih ventilatorjev. V ta namen smo v Turboinštitutu v Ljubljani razvili nov rotor hladilnega ventilatorja za oklepni vozili M 84 in T 72 [1]. Z novim rotorjem se je pri istih integralnih - geometrijskih in kinematičnih - karakteristikah, pretočna količina povečala. Na sliki 1 je prikazana primerjava med izvirno in modificirano izvedbo rotorja [2] in [3].

Povečano zmogljivost hladilnega ventilatorja smo dosegli s spremenjeno geometrijsko obliko pretočnega dela v rotorju ventilatorja in s spremenjeno tehnologijo izdelave. Profilirane lopatice so nadomestile stare krivljene lopatice, tehnologija litja Al-Mg-litine pa je zamenjala tehnologijo kovičenja. Zaradi povečane aerodinamične obremenitve in

### 0 INTRODUCTION

Increased demands on the power of the internal combustion engines in combat vehicles require cooling systems with an increased capability for heat dissipation. Such an increase in cooling capabilities can only be achieved with a modification to the cooling fans, provided that the thermodynamic characteristics remain the same. At the Turboinstitute in Ljubljana a new rotor for the cooling fan in the combat vehicles M-84 and T-72 [1] has been developed. While the integral geometric and kinematic properties remain the same, the new rotor causes an increase in the air flow (Fig. 1), [2] and [3].

An increased capacity of the cooling fan was achieved by modifications to the flow duct in the fan rotor and with new method of manufacture. Instead of bending and riveting the fan blades from sheet metal, we used profile shaped blades cast in AlMg. In the new design the aerodynamic loads have increased, the mass distribution changed, and the maxi-

spremenjene porazdelitve mase in vztrajnostnih momentov na novi izvedbi smo morali analizirati vplive, ki so povezani z nastalimi spremembami.

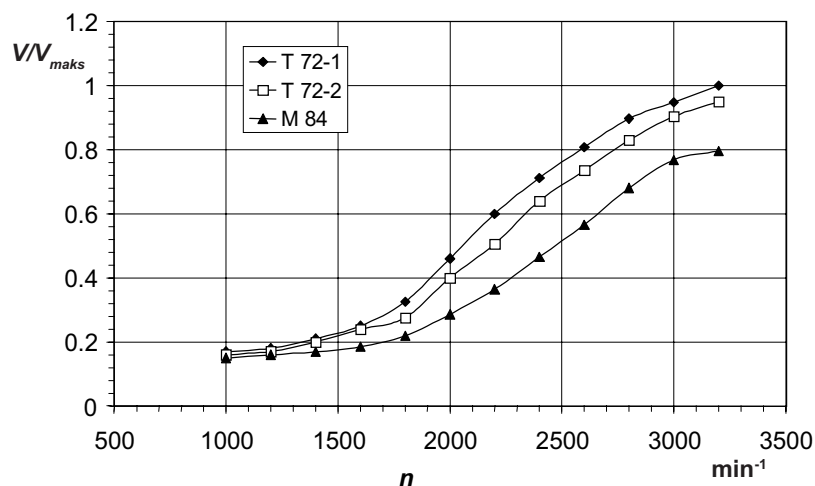
V ta namen smo naredili raziskavo trdnostnih in dinamičnih karakteristik sklopa rotorja ventilatorja s pripadajočim ležajnim okrovom ([4] in [5]). Naredili smo numerično analizo napetostnih stanj v rotorju, pri čemer smo upoštevali dejanske robne pogoje, dobljene na preskusni postaji. Z dinamično eksperimentalno analizo smo ugotavljali obremenitve rotorja ventilatorja in vleženja. Poskus je tekel v simulirnem ventilatorskem okrovu s prigrajenim sistemom za dinamično vzbujanje, kar naj bi v čim večji meri simuliralo dinamiko dejanskega sistema. Merili smo deformacije vrtečega se rotorja glede na gibajoči se ventilatorski okrov, pri čemer smo naleteli na problem spremljanja deformacij v gibajočem se preskusnem prostoru.

S primerjavo rezultatov z vzbujanjem in brez njega smo preučili vpliv zunanjih mehanskih motenj na vrtilno dinamiko sistema. V sklepnih fazah raziskav smo rezultate uporabili tudi pri izbiri ustreznega vleženja rotorja v ventilatorskem okrovu.

Maximum usable rotational speed has been increased to  $3500 \text{ min}^{-1}$ . Due to these changes the resulting influences had to be analyzed.

A study of the strength and dynamic properties of the system was performed. First a numerical analysis of the loading and the stress in the rotor was performed ([4] and [5]). Experimentally, the dynamics of the fan rotor motion on its bearings was determined. An experimental fan housing, primarily designed for the measurement of flow parameters, was used for this experiment. An adapted system for dynamic excitation was intended to simulate the basic dynamics of the real system. The deformations of the rotating rotor in relation to the housing movement were measured, a problem of detecting deformations in a moving experimental space.

With the comparison of results obtained, with and without excitation, we have studied the influence of external mechanical disturbances on the rotational dynamics of the system. In the final phase, we used these results for the selection of the suitable rotor bearing arrangement in the fan housing.



Sl. 1. Relativni prostorninski pretok hladilnega zraka  $V/V_{\text{maks}}$  v odvisnosti od vrtilne frekvence rotorja  $n$  za različne izvedbe ventilatorjev. M 84 - izvedba s kovičnim rotorjem, T 72-1 novi rotor - meritev [2], T 72-2 novi rotor - meritev [3]

Fig. 1. Relative volume flow  $V/V_{\text{max}}$  of cooling air, dependent on rotational speed  $n$  for different types of fans. M 84 - riveted rotor, T 72-1 new rotor – measurement [2], T 72-2 new rotor – measurement [3]

## 1 VLEŽAJENJE

Pri razvoju novega rotorja ventilatorja se je pojavilo vprašanje o ustreznosti rešitve vleženja zaradi nepričakovano velikih amplitud nihanj oziroma gibanj celotnega rotorskega sklopa, ki so bile izmerjene na preskuševališču. Nova izvedba naj bi zagotovila predvsem manjše zračnosti in s tem manj izrazite prehodne pojave vibracij pri sunkovitih obremenitvah na okrovu vleženja, večjo temperaturno stabilnost delovanja v različnih obratovalnih razmerah in povečano statično varnost in dobo trajanja vleženja.

## 1 BEARINGS

The question of the suitability of the rotor bearing arrangement arose during the development, because of unexpectedly large vibration amplitudes and displacements of the entire rotor assembly measured on the test rig. A new arrangement should have reduced play and therefore reduced the transitional effect caused by sudden loads on the casing, increased temperature stability at different operational regimes, and better life expectancy and static safety.

Pri analizi vležajenja je bil izbran obremenitveni profil po vojaških standardih (MIL) in zahtev, ki jih za tovrstno tehniko postavlja vojaška industrija ([4] in [5]). Obremenitve sklopa rotorja izhajajo iz lastne mase (rotor, sklopka in gred), ki znaša skoraj 50 kg, in so določene s pričakovanimi nivoji amplitud vibracij in sunkov za določene režime obratovanja. Kot največjo obremenitev v skladu z MIL-STD-810D smo upoštevali kratkotrajni sunek v radialni in vzdolžni smeri v velikosti 50 g (amplituda sile 25 kN).

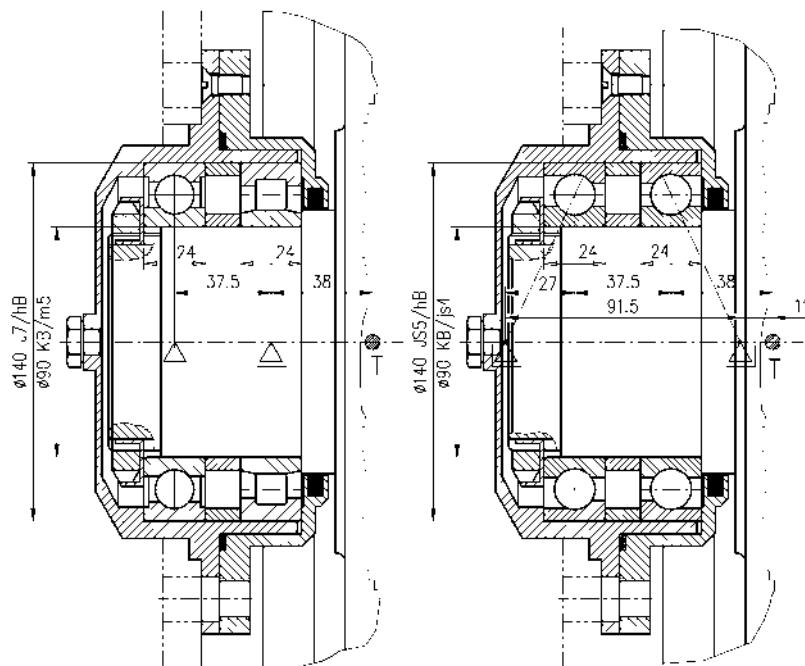
Izvirno vležajenje rotorja pri T 72 in M 84 je standardno z enorednim radialnim krogličnim (6018) in enorednim valjčnim (NU 1018) ležajem in zadošča osnovnim načelom statično določenega vležajenja. Na sliki 2 so prikazane osnovne geometrijske izmere vležajenja in lega težišča sklopa. Takšno vležajenje v določenih obratovalnih razmerah izkazuje nekatere negativne lastnosti, kar kaže tudi izračun statične varnosti in dobe trajanja.

Obremenitev deluje v težišču, ki je na previsnem polju gredi. Ker sta ležaja zelo blizu, je upogibna obremenitev velika in povzroča "neobičajne" obremenitve (porazdelitve po kotalnih elementih) na takih ležajih. Zelo kritično je prevzemanje velikih vzdolžnih sunkov. Ker je vzdolžna zračnost relativno velika, se pri tem kot nošenja močno spremeni (z  $0^\circ$  tudi na  $25^\circ$ ). Zaradi tega se lahko na robovih tečin krogličnega ležaja pojavijo odtiski, ki v nadaljevanju povzročajo vibracije in zmanjšujejo dobo trajanja ležaja. Zračnosti vležajenja ni mogoče nadzirati in se z

For the rotor analysis a load spectrum based on military standards (MIL) and requirements, set by the military industry for comparable purposes, was chosen ([4] and [5]). The loads on the rotor assembly originate in its mass (rotor, relief clutch and shaft), amounting to almost 50 kg, and are determined by the expected amplitude levels of vibrations and impulses during various operating conditions. As the largest load, according to MIL-STD-810D, a short-term impulse was considered in the radial and axial directions with a magnitude of 50 g (force amplitude 25 kN).

The original bearing arrangement of the rotor in the T 72 and M 84 is a classic one, with a single row radial ball bearing (6018) and a single row roller bearing (NU 1018), and corresponds to all the basic principles of a statically determined bearing arrangement. Fig. 2 shows the basic layout of the bearing arrangement and the location of the gravity center of the assembly. In certain operational conditions this type of bearing arrangement exhibits, some negative properties, as can be seen from the calculation of static safety and lifetime.

Loading acts on the center of gravity on the overhang field of the shaft. Because the bearings are close, the momentum acting on the bearings is high and causes "unusual" loading (distribution on rolling elements). The most critical is the axial loading. The axial play is relatively high, causing up to a  $25^\circ$  change in the contact angle and possible damage to the ball bearing. The play can not be controlled and increases with wear. The operating play is depen-



Sl. 2. Shema vležajenja. Levo: stara izvedba T 72 in M 84; desno: spremenjena izvedba z natančnim ramenskim vležajenjem

Fig. 2. Bearing arrangements. Left: old version T72 and M 84. Right: modified version with back-to-back arrangement of ball bearings with angular contact

Preglednica 1. *Konstruktivske karakteristike vležajenj*  
 Table 1. *Construction characteristics of bearing arrangements.*

	Vležajenje T 72 in M 84 Bearing arrangement T 72 and M 84		Izboljšano vležajenje Improved bearing arrangement
	levi ležaj left bearing	desni ležaj right bearing	levi in desni ležaj left and right bearing
Tip ležaja Bearing type	enoredni radialni kroglični single row radial ball bearing	enoredni radialni valjni single row roller bearing	precizna ramenska kroglična - "O" vgradnja precise ball bearings with angular contact - "O" type
oznaka po SKF classification by SKF	6018	NU 1018 MA	7018 ACD/P4A
radialni ohlap v mm radial play in mm	0.012 do/to 0.036	0.050 do/to 0.085	~0
aksialni ohlap v mm axial play in mm	0.158 do/to 0.273	8	~0
dinamična nosilnost C dynamic capacity C	58500 N	80900 N	74100 N
statična nosilnost C0 static capacity C0	50000 N	104000 N	72000 N
standardna življenjska doba L10h standard lifetime L10h	3850 ur/h	4530 ur/h	> 4750 ur/h
popravljen življenjska doba L10ah* corrected lifetime L10ah*	8890 ur/h	10600 ur/h	> 10650 ur/h
statični varnostni faktor S0 static safety factor S0	1.79	2.05	2.75

obrado povečuje. Delovni ohlap je odvisen od razreda ohlapa ležaja (normalen, C2, C3, itn.), presežka ujema pri montaži ležaja in temperaturne razlike notranjega in zunanjega obroča.

Kot možnega zasuka gredi zaradi zračnosti v ležajih in še posebej premik v vzdolžni smeri sta razmeroma velika, kar deluje negativno na stabilizacijo gibanja ventilatorja po prenehanju dinamičnih in sunkovitih obremenitev.

Pri delovanju vibracij, še posebej pri velikih sunkovitih obremenitvah, je eden od osnovnih načel uspešnega vležajenja čim manjša zračnost oziroma celo prednapetje, kar pri tem vležajenju v osnovi ne more biti izpolnjeno.

Navedene pomanjkljivosti sedanjega obstoječega vležajenja je mogoče odpraviti z "O" vgrajenima krogličnima ležajema s kotnim dotikom (ramenski). Druge rešitve (stožčasti ležaji) so zaradi velikih vrtilnih frekvenc neprimerne. Če ne želimo spreminjati ležajnega okrova ali gredi, je mogoča le uporaba natančnih ramenskih krogličnih ležajev z imenskim kotom nošenja  $25^\circ$  (sl. 2), ki imajo enake vgradne izmere kakor sedanji ležaji. Iz preglednice 1 je razvidno, da se s takim vležajenjem poleg odprave omenjenih pomanjkljivosti standardnega vležajenja izboljša tudi doba trajanja in statična varnost ležajev. Zaradi kota nošenja so vprijetne točke sil na osi gredi bolj razmaknjene in je upogibno delovanje zunanje obremenitve zaradi tega manjše.

Natančne ramenske ležaje je treba naročiti v paru, kar samo po sebi zagotavlja ustrezno minimalno prednapetje (vparjeni obroči po toleranci širine). Če uporabimo distančni puši med notranjima in zunanjima obročema ležajev, morata biti

dent on the class of the bearing (normal, C2, C3, etc.), as well as the matching by mounting and the temperature difference of the inner and outer ring.

The angle of possible turn of the shaft because of the play and axial movement is relatively high, acting negatively on the stability of the rotation of the fan under sudden dynamic loads.

Under vibration, and especially with large shock loads, it is necessary to design a bearing arrangement with the lowest possible play, or even a pre-tensioning, which is inherently impossible with the original arrangement.

We have dealt with these weaknesses by incorporating an "O", i.e. "back-to-back" bearing arrangement of ball bearings with angular contact. Other arrangements (tapered roller bearings) are unsuitable because of the high rotational speed. The only possible solution for designing new bearings in the original casing is by the use of ball bearings with angular contact and a contact angle of  $25^\circ$  (Fig. 2) with the same dimensions as the original bearings. Table 1 reveals that the new type of bearing arrangements, besides overcoming the mentioned weaknesses, also show a higher static safety and life expectancy. The carrying angle causes the force anchor points on the shaft to be further apart, therefore the forces caused by an external bending moment are reduced. With this arrangement it is possible to adjust the play (or pre-tensioning) during the mounting.

An "O" arrangement requires bearings to be ordered in couples, assuring suitable minimum pre-tensioning (matched angular contact ball bearings). Distance rings between the inner and outer bearing ring must be equal in length (simultaneous

popolnoma enako dolgi (hkratna obdelava), ležajni obroči pa v vzdolžni smeri stisnjeni s primerno veliko silo (najmanj 460 N). Na prednapetje oziroma zračnost po potrebi lahko vplivamo s spremembo dolžine distančnih puš.

V raziskavi smo primerjali modificirano ramensko vležajenje z dvema izvirnima izvedbama, ki sta se med seboj razlikovali v zračnosti. Izvedbe smo imenovali izvedbo CEMEK, M 84 in M 84 obnovljeni.

## 2 PRESKUS

Cilj preskusa je bil določiti dinamične obremenitve na rotorju ventilatorja in poiskati osnovne dinamične karakteristike na sklopu rotor - vležajenje - okrov v odvisnosti od mehanskega vzbujanja sistema. Pri načrtovanju in postavitvi eksperimentalne postaje smo v največji mogoči meri upoštevali dejanske delovne parametre, v katerih ventilator v borbenem vozilu deluje. Posebej smo poudarili simuliranje vzdolžnih in prečnih obremenitev, do katerih pride pri vožnji po razgibanem terenu in streljanju.

Na sliki 3 je shema eksperimentalne postaje, ki jo sestavlja pogonski el. motor z zvezno nastavljivo vrtilno frekvenco v območju 0 do 3600 min<sup>-1</sup>, največje moči  $P_{maks} = 35$  kW. Pogonski el. motor je prek kardanskega zgiba povezan z razbremenilno sklopko ventilatorja. Rotor je vležajen v izviren ležajni okrov, ki je v geometrijsko enakem spiralnem okrovu ventilatorja kakor v tanku. Na izstopu iz spiralnega okrova so nameščene regulacijske lopute izvirne izvedbe. Za doseganje vzdolžnega in prečnega vzbujanja je spiralni okrov vgrajen v gibljivi tečaj, ki skupaj s kardanskim zgibom dovoljuje kotni zasuk celotnega spiralnega okrova z rotorjem ventilatorja. Prečno vzbujanje okrova je izvedeno s pnevmatskim batom, ki ga sproži krmilni signal iz krmilne enote.

Kot odvisno dinamično spremenljivko smo izbrali relativni vzdolžni pomik zadnje stene rotorja glede na steno spiralnega okrova. V ta namen smo uporabili tri brezstična induktivna zaznavala pomika Turck CK 40. Poleg teh smo za merjenje kota zasuka spiralnega okrova glede na podnožje uporabili induktivno zaznavalo HBM W 50. Kot celostni parameter preskusa smo merili vrtilno frekvenco gredi ventilatorja.

Relativni pomiki zadnje stene rotorja so bili merilo deformacije rotorja ventilatorja v odvisnosti od celovitega obratovalnega parametra – vrtilne frekvence rotorja ventilatorja. Odmik spiralnega okrova glede na podlago eksperimentalne naprave je pomenil dinamično motnjo vzbujanja opazovanega sistema.

S primerjavo različnih konstrukcijskih izvedb uležajenja je omogočena kakovostna in kolikostna ocena vpliva vležajenja na napetostna stanja v rotorju in vpliv na dinamiko celotnega sklopa.

grinding) and bearing rings must be compressed with suitable force in the axial direction (min. 460 N). Play can be adjusted with the selection of distance rings.

Three types of bearing arrangements were tested, the "O" bearing arrangement and two original arrangements with different play. The arrangements were named CEMEK, M 84 and M 84 renewed.

## 2 EXPERIMENT

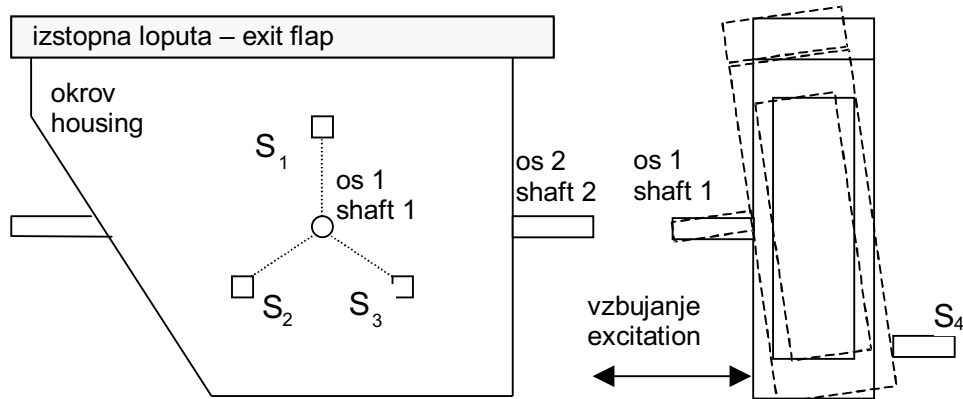
The basic dynamic characteristics of the whole assembly (rotor - bearing arrangement - housing) as a function of the mechanical excitation of the system were investigated. When designing the test rig, the actual operational parameters of the fan were considered as much as possible. The main emphasis was placed on a simulation of axial and transverse loads during driving and shooting.

The test rig (Fig. 3) consists of a main electric motor ( $P_{max} = 35$  kW) with a continuously variable rotational speed from 0 to 3600 min<sup>-1</sup>. The motor is connected (with a universal joint shaft) to the relief clutch of the fan, located on the front of the rotor. The rotor is mounted in the original bearing housing, which is located in a fan housing geometrically identical to the one used in the tank. For the purpose of axial and transverse excitation, the spiral shaped housing is incorporated into a moving joint, which, in combination with the universal joint shaft, allows angular movement of the fan housing and rotor. A pneumatic cylinder controlled by a signal from the control unit is used for transverse excitation.

Axial movement of the base plate relative to the housing wall has been chosen as a dependent dynamic variable. Three Turck CK 40 inductive transducers were used for this purpose. An HBM W 50 inductive transducer was used to measure the angular movement of the casing relative to the test rig base. Rotational speed was monitored as an integral parameter.

Relative displacements of the fan back plate from the casing were measured for the rotor deformation. The displacements of the spiral shaped housing relative to the base of the test rig were considered as the dynamic disturbance of the excitation of the system.

The comparison of different bearing design arrangements enables a qualitative and quantitative estimation of the influence on the stress field in the rotor and the influence on the dynamics of the whole system.



Sl. 3. Shema preskusa z legami vgrajenih zaznaval pomika.  $S_1$ ,  $S_2$  in  $S_3$  so zaznavala pomika ventilatorja glede na okrov, zaznavalo  $S_4$  pa meri pomik okrova. Os 1 je gnana gred rotorja ventilatorja, os 2 je os kotnega vzbujanja okrova.

Fig. 3. Test rig with positions of displacement transducers.  $S_1$ ,  $S_2$  and  $S_3$  are transducers of rotor displacement from the fan housing.  $S_4$  is used for housing sensing. Shaft 1 is driven by an electromotor; shaft 2 is the axis of casing rotation.

### 3 ANALIZA

Meritev odmikov brez vzbujanja in z vzbujanjem s pnevmatskim batom smo merili časovno neodvisno drugo od druge, zato smo ju pred nadaljnjo obdelavo časovno sinhronizirali. Za referenčne točke smo uporabili ekstreme lokalnih odmikov v zadnji steni rotorja, ki nastanejo zaradi tehnologije obdelave. Signal zaznaval odmika  $S_1$ ,  $S_2$  in  $S_3$  pri vzbujanju smo premikali v času enega vrtiljaja ventilatorja po indeksu  $i$ , tako da je bil izraz:

$$\sum_{j=1}^n (|d_i - d_j|) \quad (1)$$

minimalen. Indeks  $j$  teče po periodi enega vrtiljaja ventilatorja,  $d_i$  in  $d_j$  pa sta oddaljenosti zadnje stene ventilatorja od okrova v času  $i$  in  $j$ . Indeks  $i$ , pri katerem je zgornji izraz minimalen, označuje čas, za katerega moramo premakniti enega od signalov, da se časovno ujemata. Povprečno razdaljo  $d$  zadnje stene rotorja od spiralnega okrova smo izračunali po enačbi:

$$d = \frac{\sum_{i=1}^n d_i}{n} \quad (2),$$

pri čemer je  $d_i$  odmik v času  $i$ ,  $n$  pa je število vseh izmerjenih odmikov izbranega zaznavala.

### 4 REZULTATI

Osnovni rezultati časovnega odziva vrtečega se rotorja na mehansko vzbujanje spiralnega okrova za izbrane izvedbe vležajenja so predstavljeni na slikah 4 do 6. Krivulja "zasuka okrova" pomeni potek relativnega premika spiralnega okrova glede na podlago eksperimentalne naprave in je posledica kotnega vzbujanja. Krivulja "brez vzbujanja"

### 3 ANALYSIS

Measurements with and without excitation are independent in time, and hence they were synchronized before further processing. The extremes of local displacements in the rotor back plane, caused by the method of manufacture served as reference points. The signals of transducers  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  were, according to index  $i$ , shifted in time over one revolution to minimize the expression:

here  $j$  is the index, running over a period of one revolution,  $d_j$  and  $d_i$  are displacements of the back plate of the rotor from the casing at the time  $i$  and  $j$ . The index  $i$ , where the expression above reaches its minimum, corresponds to the time shift of one signal to the another. The average displacement of the rotor back plate to the casing was calculated according to the expression below

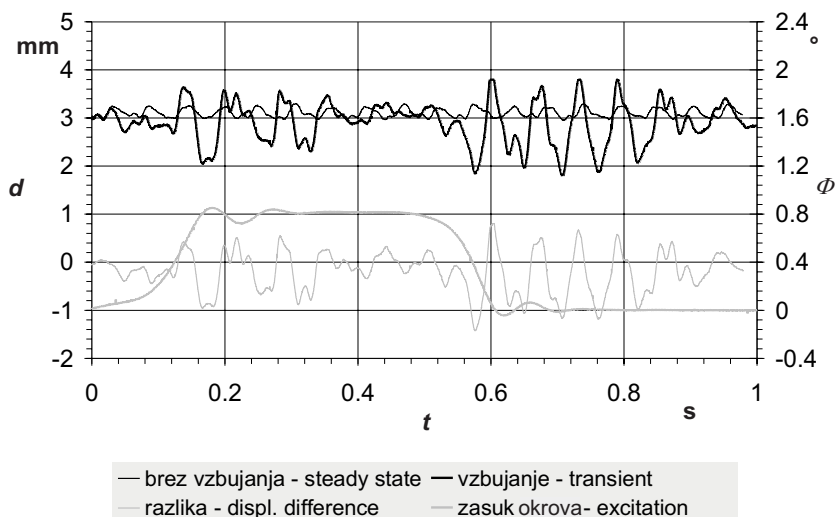
where  $d_i$  is the displacement at time  $i$  and  $n$  is the number of samples.

### 4 RESULTS

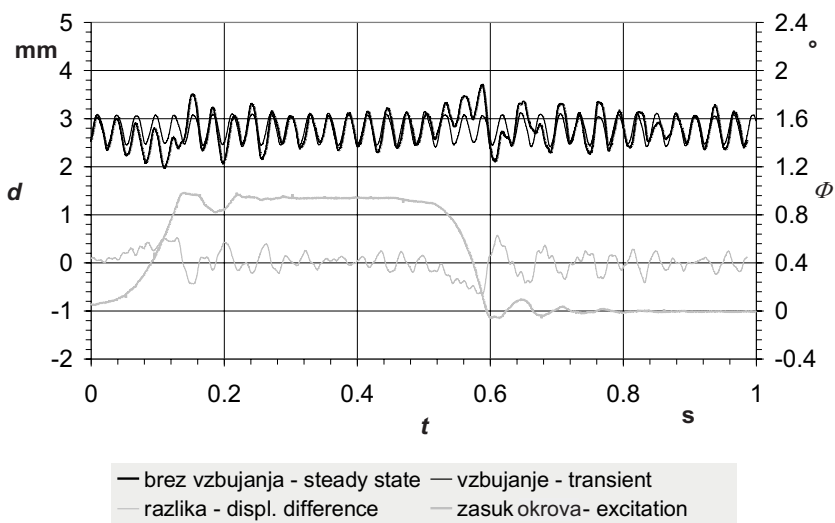
Results of the time dependent response of the rotor are shown in Figs. 4-6. The curve "excitation" represents the relative movement of the housing with respect to the base of the test rig. This movement is caused by the pulse excitation. The "steady-state" curve is a quasi-periodic signal of rotor movement away from the back wall of the housing during

predstavlja navidez periodični signal odmika rotorja od zadnje stene v režimu ustaljenega delovanja. Periodično osciliranje odmika zadnje stene glede na zaznavalo je posledica neravnosti zadnje stene rotorja in odstopanja osi vleženja od normale na ravnino zadnje stene spiralnega okrova. To potrjuje tudi značilna frekvenca periodičnega signala, ki je enaka pripadajoči vrtilni frekvenci rotorja. Iznos amplitude signala brez vzbujanja ne vpliva na končni rezultat analize. Krivulja "vzbujanja" pomeni simultani signal odmika rotorja od zadnje stene v prehodnem režimu vzbujanja spiralnega okrova. Krivulja "razlike" pomeni razliko med krivuljama z vzbujanjem in brez vzbujanja ter na ta način omogoča količinsko dejanske – vzdolžne dinamike rotorja zaradi vzbujanja sistema. Vrednost časovnega poteka krivulje razlike je sorazmerna z relativnim odklikom rotorja od zadnje stene spiralnega okrova in je posledica deformacije rotorja in vleženja v opazovani delovni točki.

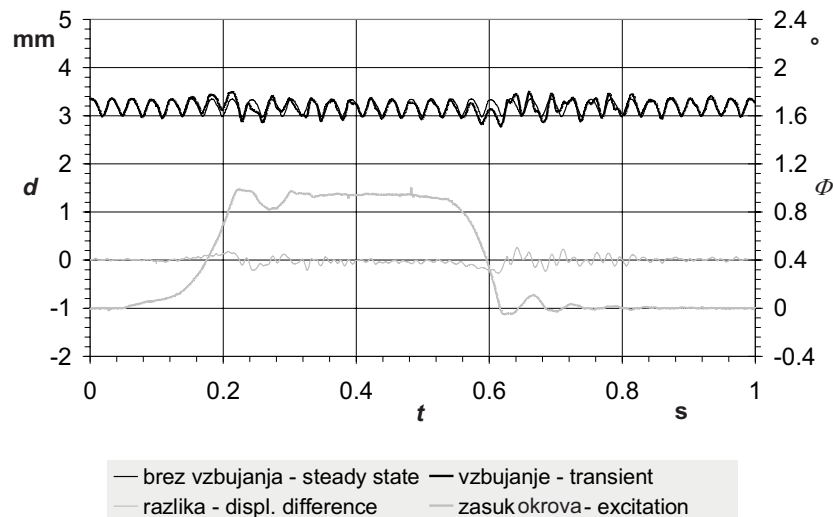
the steady operation. The periodic oscillation of the rotor base plate relative to the transducer is caused by the uneven surface of the base plate of the fan, deviation of the bearing axis from normal to the housing back wall plane, as well as by bearing play. The typical frequency of the periodic signal equals the corresponding rotational frequency of the rotor. The amplitude of the signal is irrelevant for the final result of the analysis. The curve "transient" represents the signal of the rotor movement away from the back wall of the housing during housing excitation. The curve "displ. difference" is the difference between the curves with and without excitation and indicates the transient, enabling quantification of the real axial dynamics of the rotor, caused by the excitation. The displacement difference is proportional to the relative displacement of the rotor from the rotor spiral casing and is a consequence of deformation of the rotor and bearing arrangement at the selected operational point.



Sl. 4. Odziv zaznavala  $S_1$ , vleženje M 84,  $n=1155 \text{ min}^{-1}$   
 Fig. 4. Transducer  $S_1$  response, bearing type M 84,  $n=1155 \text{ min}^{-1}$



Sl. 5. Odziv zaznavala  $S_1$ , vleženje M 84-obnovljeno,  $2160 \text{ min}^{-1}$   
 Fig. 5. Transducer  $S_1$  response, bearing type M 84-renewed,  $n=2160 \text{ min}^{-1}$



Sl. 6. Odziv zaznavala, vleženje CEMEK,  $n=2020 \text{ min}^{-1}$   
 Fig. 6. Transducer  $S_1$  response, bearing type CEMEK,  $n=2020 \text{ min}^{-1}$

S časovnim povprečenjem deformacij signala razlike na vseh mernih zaznavalih pri različni vrtilni frekvenci rotorjev in različnih tipih vleženja lahko določimo časovno povprečeno deformacijo rotorjev na obodu rotorja. Pri tem je treba poudariti, da na rezultat, poleg dejanske deformacije zadnje stene rotorja, vpliva tudi deformacija v ležajnem okrovu. Ta povečuje dejansko deformacijo, tako da jo lahko v primeru nedoseganja kritične deformacije uporabimo za merilo dopustne deformacije pri dejanskem eksperimentalnem testiranju v serijski proizvodnji hladilnih ventilatorjev.

Na slikah 7 do 9 so predstavljene deformacije zadnje stene rotorja za opazovana vleženja. Krivulje na diagramih pomenijo časovno povprečene odmike po enačbi (2) – deformacije na zaznavalih  $S_1$ ,  $S_2$  in  $S_3$  v odvisnosti od vrtilne frekvence rotorja. Iz diagramov je razvidno, da so opazne pomembne razlike v deformacijah pri različnih vleženjih. Povzamemo lahko, da je deformacija sklopa močno odvisna od izbire tipa vleženja in da je delež deformacije, povezan z napetostnim stanjem v rotorju, razmeroma neizrazit. V primeru vleženja CEMEK se te deformacije pojavljajo šele v področju vrtilne frekvence, večje od  $2500 \text{ min}^{-1}$ .

## 5 SKLEP

V prispevku smo predstavili analizo sklopa ventilator – vleženje na način, ki omogoča vrednotenje mejnih mehanskih obremenitev sklopa. S to metodo smo potrdili pravilen izbor vleženja CEMEK. Pri tem želimo poudariti, da v sklopu naloge nismo analizirali temperaturne obremenitve vleženja in njegovega obnašanja ob dolgotrajnih dinamičnih obremenitvah.

Predstavljena metoda ponuja možnost testiranja sklopov rotor - vleženje pred vgraditvijo v vozilo, s čimer lahko povečamo zanesljivost delovanja.

By calculating the mean - by - time of the measured deformations on all transducers at various rotational frequencies of the rotor and with various types of bearing arrangement we can determine the characteristic mean deformation of the rotors, i.e. the axial displacement on the perimeter of the base plate of the fan. A very important influence on the result is the deformation of the bearing housing, enlarging the actual deformation. It can be used as a measure for the allowed deformation under real experimental testing in the serial production of fans.

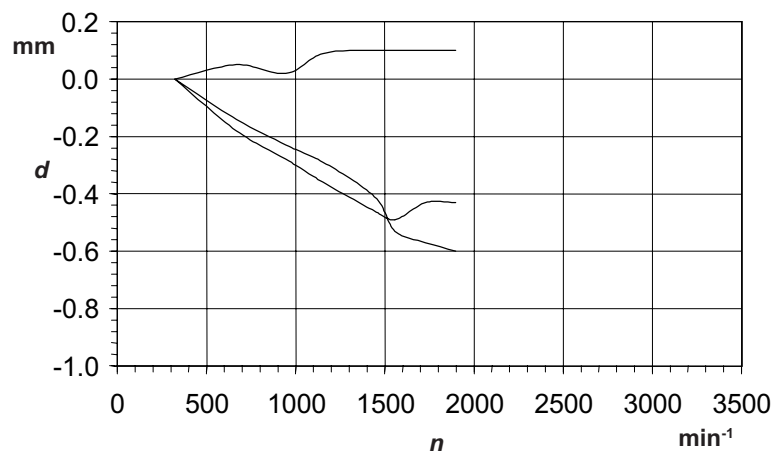
Figures 7 to 9 show deformations of the rotor back plate for the tested bearing types. Curves represent time-averaged displacements according to eq. (2) – deformations on the transducers  $S_1$ ,  $S_2$  and  $S_3$ . The graphs show that the movement of the assembly depends on the choice of the bearing arrangement, and that the part of the displacement that can be traced to the stress state in the rotor is small. In the case of the new bearing arrangement, important deformations appear only when the rotational frequency exceeds  $2500 \text{ min}^{-1}$ .

## 5 CONCLUSION

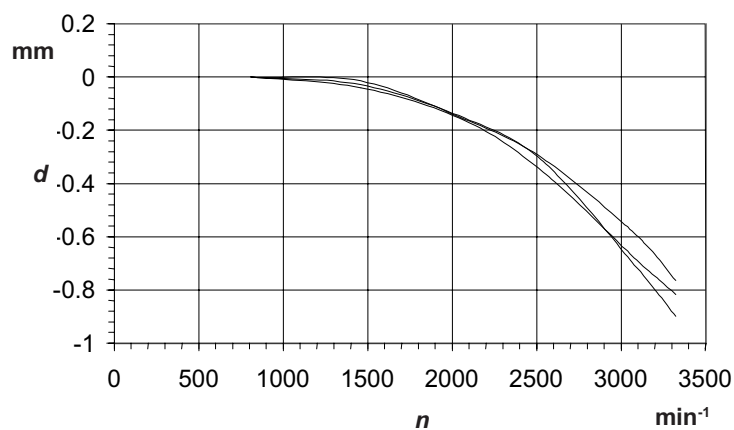
In this paper a theoretical and experimental analysis of the fan-bearing assembly was shown, in a way that enables an evaluation of the limiting mechanical loads of the assembly. With the presented method the need for, and the choice of, a new bearing arrangement for the rotor was confirmed. During the performed analysis temperature loading and long term thermodynamic load was not analyzed.

The presented method facilitates the testing of rotor-bearing assemblies their prior to being to be mounted in a vehicle and hence the operation reliability was improved.

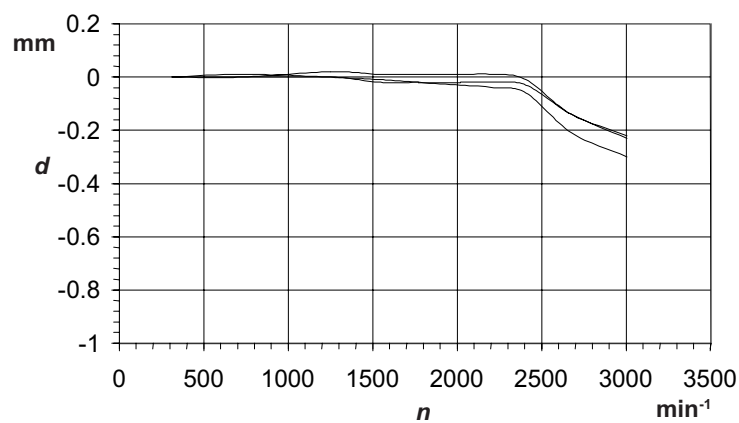




Sl. 7. Deformacija rotorja ventilatorja za vleženje M 84  
Fig. 7. Axial displacement of the rotor wall (mean), bearing type M 84



Sl. 8. Deformacija rotorja ventilatorja za vleženje M 84-obnovljeno  
Fig. 8. Axial displacement of the rotor wall (mean), bearing type M 84 - renewed



Sl. 9. Deformacija rotorja ventilatorja za vleženje CEMEK  
Fig. 9. Axial displacement of the rotor wall (mean), bearing type CEMEK

6 LITERATURA

6 REFERENCES

- [1] Širok, B., M. Hočevar (1997) Ventilator for the tank T 72. *Report Turboinštitut*. No. 3151.
- [2] Paleš, P. (1997) T 100 A, 1000 HP driving modular system for Zuzana 155 mm/ T 72 SPG and T 72 modernization. *report, Kerametal-Transmisie*.
- [3] Nagaratnam, N.S. (1996) Cooling system T 72 specifications. *Report, Madras*.
- [4] Zupan, S., Kunc, R., I. Prebil (1998) Analiza vleženja in trdnostna analiza ventilatorja tanka M 84 : Tehnično poročilo. *Ljubljana, Fakulteta za strojništvo, CEMEK*, 20 str., [22] str. pril. [COBISS-ID 2551835].
- [5] Kunc, R., Prebil, I., Hočevar, M., B. Širok (1999) Trdnostno in aerodinamično optimiranje ventilatorja. *IAT99*, Nova Gorica.

Naslova avtorjev: doc.dr. Brane Širok  
mag. Samo Zupan  
prof.dr. Ivan Prebil  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Marko Hočevar  
Turboinštitut  
Rovšnikova 7  
1000 Ljubljana

Authors' Addresses: Doc.Dr. Brane Širok  
Mag. Samo Zupan  
Prof.Dr. Ivan Prebil  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Marko Hočevar  
Turboinstitute  
Rovšnikova 7  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 19.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Računalniško preverjanje ustreznosti zaščitne naprave pred podletom motornih tovornih vozil

### Computational Safety Inspection of a Rear Underrun Protec- tion Device for Loadcarrying Vehicles

Zoran Ren - Martin Prašnički - Matej Glavač

*Prispevek podaja osnove sedanjega in možnosti novega numeričnega izračuna naprave za zaščito pred podletom od zadaj, ki pride v poštev pri homologaciji motornih tovornih vozil. Ustreznost zaščitne naprave se preverja glede na predpis ECE R 58, ki podaja natančna merila, katerim mora ustrezati konstrukcija naprave in njeno obnašanje pod obremenitvijo. Predpis dopušča možnost računskega preverjanja ustreznosti zaščitne naprave, od česar je odvisna raziskava možnosti računalniškega simuliranja obnašanja naprave pod obremenitvijo. Prispevek podaja osnovna izhodišča in postopke pravilnega računalniškega simuliranja, ki temelji na metodi končnih elementov. V tej zgodnji fazi raziskav je v računalniških simuliranjih obravnavan le primer elastičnega deformiranja analizirane zaščitne naprave, ki je tudi eksperimentalno preskušena. Dobro ujemanje numeričnih in eksperimentalnih rezultatov potrjuje primernost izbrane simulirne metode za preverjanje ustreznosti zaščitne naprave.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: naprave zaščitne, zaščita pred podletom, preskušanje, simuliranje računalniško)**

*This paper describes the fundamentals of the present situation and explores the possibilities of new computational safety inspection procedures for rear underrun protection devices (RUPDs), which are essential for the approval of loadcarrying vehicles. A RUPD is required to comply with the ECE R 58 regulation, which provides strict requirements in terms of device design and its behaviour under loading. The regulation allows for computational safety inspection of the protection device, which has prompted research into exploring the possibilities of computational simulation of RUPD behaviour under loading. This paper describes the conditions and procedures for proper computational simulations, which are based on the finite element method. At this early stage of the research only the elastic response of the studied RUPD is considered in the computational analyses. The studied safety device has also been experimentally tested. Reasonably good agreement of computational and experimental results leads to the conclusion that computational analysis can be used for inspection of an RUPD.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: protection devices, rear underrun protection, testing, computational simulation)**

#### 0 UVOD

Podlet od zadaj imenujemo nalet osebnega ali lahkega tovornega vozila pod zadnji del tovornega vozila. Naprava za zaščito pred podletom preprečuje zagozditev vozil pod tovorna vozila pri naletnih trčenjih od zadaj in s tem zagotavlja večjo varnost udeležencev v prometu. Zaradi tega je njena ustrezna konstrukcija izrednega pomena.

Odredba o homologiranju naprav za preprečevanje podleta od zadaj [1] v skladu s pravilnikom ECE R 58 predpisuje pogoje, ki jih mora naprava oziroma tovorno vozilo izpolnjevati, da lahko pridobi ustrezno homologacijo v Republiki Sloveniji. Ena izmed najpomembnejših zahtev je odpornost

#### 0 INTRODUCTION

Rear underrun occurs when a passenger car or light vehicle crashes into a loadcarrying vehicle and is wedged under the rear part of the vehicle chassis. A rear underrun protection device (RUPD) prevents the vehicles from being wedged under the chassis during accidental crashes and significantly increases the safety of the vehicle's passengers. As a result, its appropriate design is extremely important.

The regulation of RUPD approval in Slovenia [1] is in concordance with the ECE R 58 regulation and provides the conditions, which must be fully met by the RUPD or the loadcarrying vehicle, if such a vehicle is to be registered in Slovenia. The most important condition is the RUPD's resistance

naprave na sile, ki delujejo vzporedno z vzdolžno osjo vozila. Pravilnik načrtuje tudi praktični preskus naprave na preskusnem stroju, pri čemer je naprava obremenjena z normiranimi silami na natančno predpisanih mestih. Če so izmerjene deformacije naprave v dovoljenih, predpisanih mejah, pridobi naprava za zaščito pred podletom ustrezno homologacijsko dovoljenje. Preskus naprave za zaščito pred podletom od zadaj je obvezen, kadar gre za tipsko homologacijo montirne zaščitne naprave. V primeru homologacije vgradnje tipske naprave v vozilo ali naprave, integrirane v nadgradnjo, praktičen preskus ni potreben, če se lahko računsko dokaže, da zaščita pred podletom od zadaj ustreza predpisom pravilnika ECE R 58.

Zahteve po skrajšanju in pocenitvi homologacijskega postopka ter dopuščena možnost računskega preverjanja ustreznosti naprave za zaščito pred podletom so terjale raziskavo možnosti računalniškega simuliranja obnašanja naprave pod obremenitvijo. Osnovni namen računalniškega simuliranja je izboljšanje možnosti napovedovanja deformiranja naprave pod obremenitvijo brez dragega praktičnega testiranja. Ta sestavek podaja osnovna izhodišča in postopke računalniškega simuliranja, ki temelji na metodi končnih elementov. V začetni stopnji raziskave je obravnavan preprost primer elastične deformacije zaščitne naprave, ki je sestavljena iz jeklenih zvarjenih navpičnih jeklenih profilnih nosilcev in aluminijastega prečnega nosilca.

## 1 OSNOVNE KONSTRUKCIJSKE ZAHTEVE ZAŠČITNE NAPRAVE

Naprava za preprečevanje podleta od zadaj mora biti nameščena čim bližje zadnjemu robu vozila. Širina naprave ne sme v nobenem primeru presežati največje širine zadnje osi vozila (merjene na skrajnih zunanjih robovih plaščev) in ne sme biti na vsaki strani za več ko 100 mm krajša (sl. 1). Če je zaščita pred podletom od zadaj integrirana v nadgradnjo vozila in ta preseže največjo širino zadnje osi, je lahko naprava širša od zadnje osi, vendar ne sme presežati širine zadnjega roba nadgradnje. Razdalja med spodnjim robom naprave za preprečevanje podleta in tlemi ne sme pri neobremenjenem vozilu biti večja od 550 mm po vsej širini. Višina profila prečnega nosilca zaščitne naprave ne sme biti manjša od 100 mm. Stranski robovi tega nosilca ne smejo biti zakrivljeni nazaj niti ne smejo imeti ostrih robov (priporočen polmer zaobljenja najmanj 2,5 mm).

Naprava za zaščito pred podletom od zadaj mora dajati zadosten odpor silam, ki delujejo vzporedno z vzdolžno osjo vozila, in mora biti v delovni legi trdno povezana z vzdolžnimi nosilci okvira vozila oziroma z njim ustreznimi deli vozila. Pri tem je osnovna konstrukcijska zahteva, da vodoravna razdalja med zadnjim delom naprave in

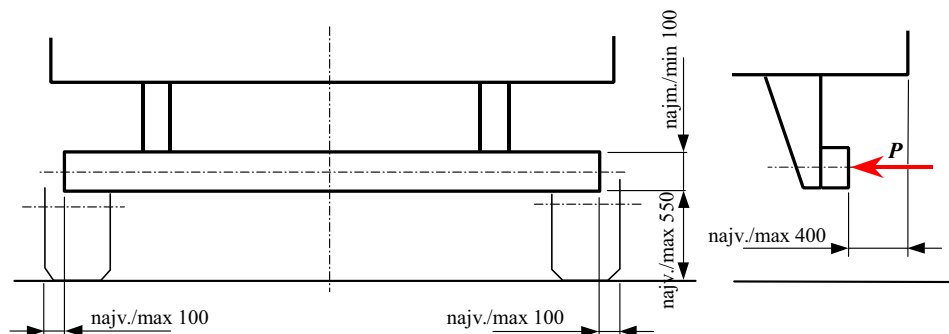
to loading forces acting along or parallel to the vehicle's longitudinal axis. The regulation also calls for practical RUPD testing on a testing machine, where the RUPD is subjected to prescribed loads at some particular loading points. If the measured deformations fall within the allowable range, the RUPD is declared to comply with the regulation. This practical testing is required for all standard mounted RUPDs. However, for standard RUPDs, which are already mounted on serial production vehicles or RUPDs which are an integral part of the vehicle chassis, the practical testing is not necessary if it can be proven with calculations that the RUPD fully complies with the ECE R 58 regulations.

The demands for shortening the approval procedure and reducing its cost, as well as the possibility of analytical or computational RUPD safety inspection, has prompted research into exploring the possibilities of computational simulation of RUPD behaviour under loading. Computational simulation allows for a better estimation of the device deformation pattern under a variety of loadings and is much cheaper than practical testing. This paper describes the conditions and procedures for proper computational simulations, which are based on the finite element method. At this early stage of the research only the elastic response of the RUPD is considered in the computational analyses. The studied RUPD comprises two welded vertical steel profile pillars and a standard deep drawn transversal aluminium profile.

## 1 THE BASIC DESIGN DEMANDS ON A REAR UNDERRUN PROTECTION DEVICE

The RUPD should be positioned as close as possible to the rear end of the vehicle chassis. The width of the device should not exceed the largest width of the rear vehicle axle (measured at the outer tire edges) and it should not be shorter by more than 100 mm on each side (Fig. 1). If the device is integrated into the vehicle chassis, which exceeds the largest width of the rear vehicle axle, the device can be wider than the rear axle but it should not exceed the width of the rear end of the chassis. The height of the bottom edge of the RUPD above the ground for an unladen vehicle should not exceed 550 mm along the whole width of the device. The height of the transversal profile of the device should not be less than 100 mm. The side edges of this profile should not be curved back and they should not have any sharp edges (recommended rounding radius is at least 2.5 mm).

The RUPD must offer appropriate resistance to forces that act along or parallel to the vehicle longitudinal axis and should be, in the working position, firmly connected to the longitudinal cantilevers of the vehicle chassis or corresponding parts of the vehicle. The fundamental design demand on the device is that the horizontal distance between the end of the vehicle



Sl. 1. Konstrukcija in vgradnja zaščitne naprave

Fig. 1. Design and mounting demands on the protection device

skrajnim zadnjim delom vozila tudi pri največji deformaciji zaščitne naprave pod vplivom preskusnih normiranih sil ni večja od 400 mm.

and the end of the RUPD does not exceed 400 mm, even under the largest deformation of the protection device when subjected to nominal testing forces.

## 2 PRAKTIČNI PRESKUS NAPRAVE PO PREDPISU ECE R 58

Pri izvajanju praktičnega preskusa mora biti zaščita pred podletom od zadaj pritrjena na vzdolžne nosilce okvira vozila ali pa na neki drugi ustrezeni del vozila oziroma morajo pogoji vpetja naprave na preskusnem stroju ustrezati dejanskim pogojem vpetja naprave na vozilu.

Predpisane preskusne sile delujejo na napravo prek obremenjevalne površine, ki je lahko visoka največ 250 mm in široka največ 200 mm, pri čemer morata biti navpična robova zaobljena s polmerom  $5 \pm 1$  mm. Obremenjevalna površina (bat) mora biti povezana z batnico preskusnega stroja s krogelnim zgibom, ki omogoča prosto prilagajanje obremenjevalne površine deformaciji zaščitne naprave. Središče krogelnega zгиба se mora ujemanjati s središčem obremenjevalne površine.

Pravilnik ECE R 58 predpisuje tri različne primere obremenitev glede na velikost preskusne sile in točko delovanja, in sicer:

- $P_1$  – vodoravna sila velikosti 25 kN ali 12,5 % mase vozila, karkoli je manjše, ki deluje zaporedoma v dveh točkah, ki sta oddaljeni  $300 \pm 25$  mm od največje širine zadnje osi vozila proti sredini zaščitne naprave;
- $P_2$  – vodoravna sila velikosti 100 kN ali 50 % mase vozila, karkoli je manjše, ki deluje zaporedoma v dveh točkah, ki sta simetrični glede na srednjo navpično linijo naprave oziroma vozila in medsebojno oddaljeni za 700 do 1000 mm;
- $P_3$  – vodoravna sila velikosti 25 kN ali 12,5 % mase vozila, karkoli je manjše, ki deluje na srednji navpični ravnini zaščitne naprave.

Pri preskusu je treba upoštevati, da točke, v katerih delujejo preskusne sile, torej središče

## 2 PRACTICAL DEVICE TESTING ACCORDING TO ECE R 58

During the test the RUPD should be firmly connected to the longitudinal cantilevers of the vehicle chassis or its corresponding parts, or the RUPD can be connected to the test bench in a way that most closely resembles the conditions appearing when the RUPD is mounted on a vehicle.

The prescribed testing forces should be applied to the device via a loading surface not more than 250 mm in height and 200 mm wide, with a radius of curvature of  $5 \pm 1$  mm at the vertical edges. The loading surface (piston) must be connected to the piston rod of the testing machine with a ball joint, which enables free adaptation of the loading surface to the deforming protection device. The centre of the ball joint should correspond to the centre of the loading surface.

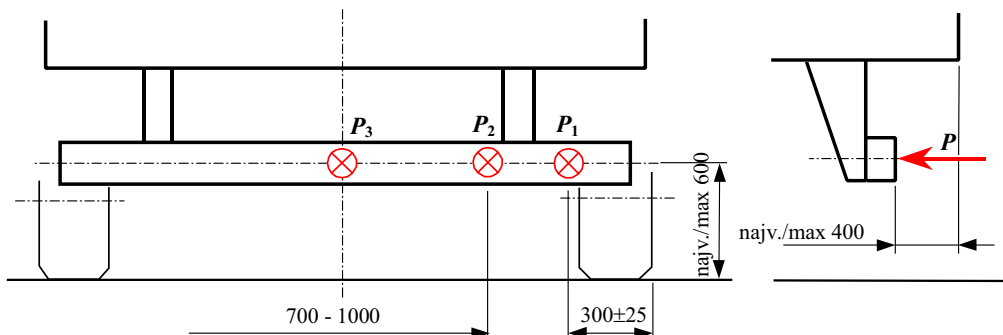
The ECE R 58 regulation prescribes the following three different load cases in terms of the testing force size and its loading position:

- $P_1$  – a horizontal force of 25 kN or 12.5% of the force generated by the maximum mass of the vehicle, whichever is less, should be applied consecutively to two points located  $300 \pm 25$  mm from the outer edges of the wheels on the rear axle towards the centre of the protection device;
- $P_2$  – a horizontal force of 100 kN or 50% of the force generated by the maximum mass of the vehicle, whichever is less, should be applied consecutively to two points situated symmetrically about the vertical centre line of the device or the vehicle at a minimum distance apart of 700 and a maximum of 1000 mm;
- $P_3$  – a horizontal force of 25 kN or 12.5% of the force generated by the maximum mass of the vehicle, whichever is less, should be applied at the median vertical plane of the protection device.

When the test is carried out the height above the ground of the testing force application point, i.e.

obremenjevalne površine, ne smejo biti oddaljene od tal več ko 600 mm pri neobremenjenem vozilu (sl. 2). Preskusna sila mora počasi in zvezno naraščati do predpisane vrednosti.

the centre of the loading surface, must not exceed 600 mm when the vehicle is unladen (Fig. 2). The testing force shall be applied slowly and it should rise continuously to its nominal value.



Sl. 2. Točke delovanja preskusnih sil  
Fig. 2. The points of testing force application

Šteje se, da je zaščitna naprava ustrežna, če preskus pokaže, da med preskusom z navedenimi silami in po njem vodoravna razdalja med zaščito pred podletom od zadaj in skrajnim zadnjim robom vozila ne preseže 400 mm. Meritev te razdalje je treba izvesti v točki, v kateri je bilo med preskusom prijemališče sile, torej v središču obremenjevalne površine. Pri meritvi se ne upoštevajo točke vozila, ki so več ko 3 m nad cestiščem.

The protection device can be approved, if it is proven by the test that during and after testing with the prescribed forces, the horizontal distance between the RUPD and the outmost rear end of the vehicle does not exceed 400 mm. This distance should be measured at the test force application point, i.e. at the centre of the loading surface. During the measurement all points of the vehicle being more than 3 m above the ground can be omitted.

### 3 RAČUNSKI POSTOPKI UGOTAVLJANJA USTREZNOSTI ZAŠČITNE NAPRAVE

V uvodu je navedeno določilo pravilnika ECE R 58, ki v primeru homologacije vozila s tipsko napravo, integrirano v nadgradnjo, ali posamezno napravo, pritrjeno na vozilo, dovoljuje simuliranje praktičnega preskusa naprave za zaščito pred podletom od zadaj z računskim preverjanjem. V tem primeru se uporabljajo običajne metode trdnostnega nadzora, ki pa v večini primerov ne dajejo zadovoljivih rezultatov, saj so v osnovi namenjene le za dvodimenzionalno elastično deformacijsko-napetostno analizo. Postopek običajnega trdnostnega nadzora daje zadovoljive rezultate le v primerih, ko je zaščitna naprava dimenzionirana tako, da se pod vplivom preskusnih sil samo elastično deformira. V večini primerov pa pride pod vplivom preskusnih sil do trajnih deformacij, za analizo katerih je treba uporabiti druge metode.

Najprimernejša metoda za numerično analizo deformacijskega stanja zaščitne naprave je postopek končnih elementov, katere osnove so za področje linearne in nelinearne (elasto-plastične in stične) analize podane v literaturi [2] in [3]. Tu je v nadaljevanju obravnavan primer nelinearne kontaktne elastične analize dejanske naprave za zaščito pred podletom od zadaj, ki je bila tudi preskušena na preskusnem stroju.

### 3 COMPUTATIONAL PROCEDURES FOR SAFETY INSPECTION OF THE PROTECTION DEVICE

In the introductory section it was stated that the ECE R 58 regulation allows, in the case of approval of a vehicle with on RUPD integrated into the chassis or a standard mounted RUPD, that the test procedure may be simulated by calculation. The procedures used for this purpose are mostly based on the classical solid mechanics approaches, which often cannot give satisfactory results, since they are mostly intended for two-dimensional elastic strain-stress analysis. The classical stiffness assessment gives satisfactory results, only in cases when the safety device is dimensioned such that it sustains only elastic deformation under testing forces. However, in most cases, the protection device under test is permanently deformed, analysis of which requires the use of alternative methods.

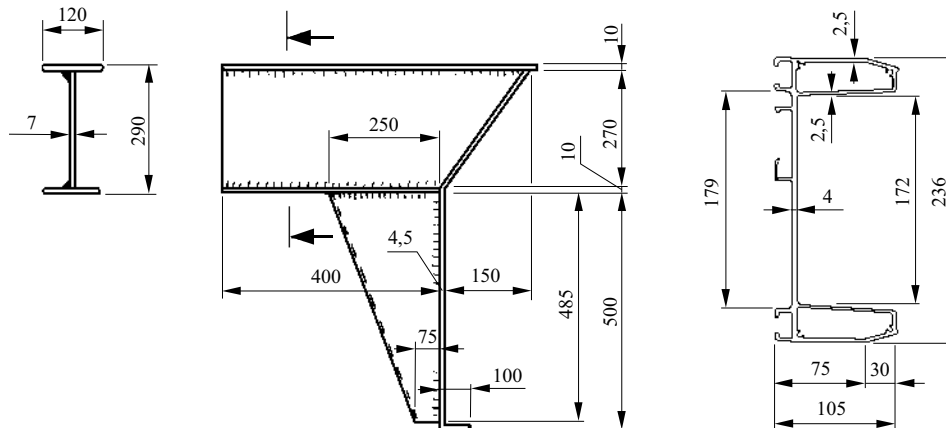
The most suitable method for computational analysis of the deformation state of the protection device is the finite element method, of which the fundamentals for linear and nonlinear (elasto-plastic and contact) analyses are given in literature [2] and [3]. In this paper we describe the case of a nonlinear contact elastic analysis of a real RUPD, which was also experimentally tested on a testing machine.

4 RAČUNSKA ANALIZA ZAŠČITNE  
NAPRAVE

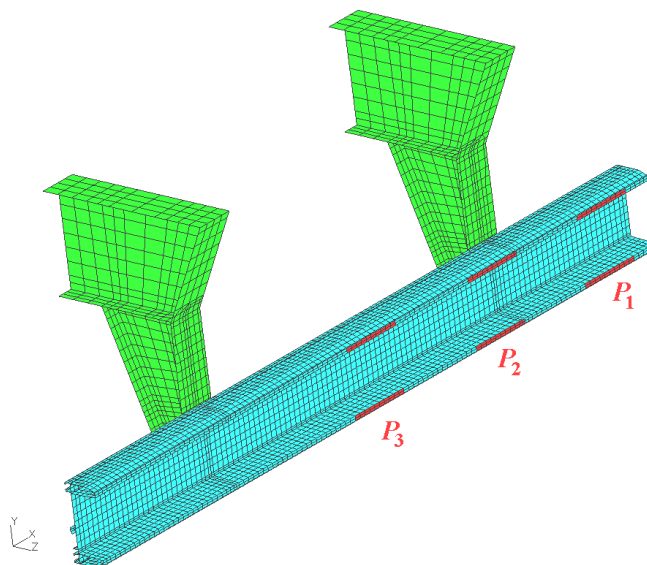
Predmet numerične analize po postopku končnih elementov je dejanska zaščitna naprava, ki sestoji iz dveh navpičnih nosilcev iz zvarjenih jeklenih profilov, katerih srednji navpični liniji sta medsebojno oddaljeni za 1180 mm, ter prečnega nosilca iz vlečenega aluminijastega profila dolžine 2365 mm. Osnovne dimenzije nosilcev so prikazane na sl. 3. Prečni nosilec je privit na navpična nosilca s štirimi vijaki M 14x30, kvalitete 10.9. Zaščitna naprava je na vozilo nameščena simetrično glede na sredino vozila, in sicer tako, da je vodoravna razdalja med zadnjim delom naprave in skrajnim zadnjim delom vozila po 150 mm, razdalja med spodnjim robom naprave in tlemi pri neobremenjenem vozilu pa je 475 mm. Največja širina vozila zadaj je enaka 2500 mm, največja masa pa 38250 kg.

4 COMPUTATIONAL ANALYSIS OF THE  
PROTECTION DEVICE

The subject of the computational analysis, based on the finite element method, is the real protection device that consists of two vertical pillars made of welded steel profiles, of which the median vertical planes are 1180 mm apart, and a transversal cantilever made of a standard deep drawn aluminium profile with a width of 2365 mm. The basic dimensions of the profiles are shown in Fig. 3. The transversal profile is fastened onto vertical pillars with four screws (M 14x30) of quality 10.9. The protection device is mounted on the vehicle symmetrically in respect to the median vertical plane of the vehicle, with the horizontal distance between the rear part of the protection device and the rear end of the vehicle being equal to 150 mm, and the height of the lower edge of the device for the unladen vehicle equalling 475 mm. The maximum width of the rear end of the vehicle is 2500 mm and the maximum mass of the vehicle is 38250 kg.



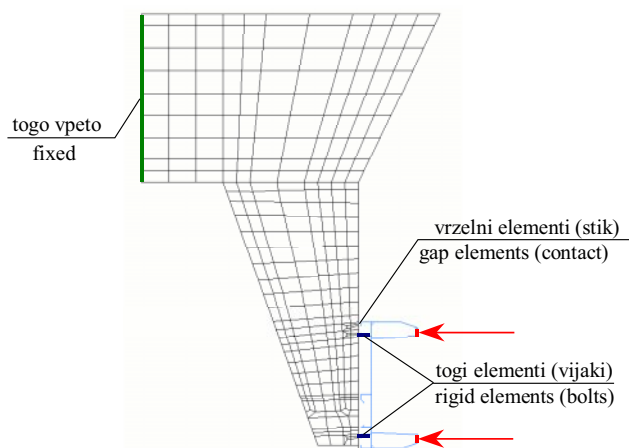
Sl. 3. Osnovne izmere navpičnih nosilcev in profila prečnega nosilca  
Fig. 3. Basic dimensions of vertical pillars and transversal profile



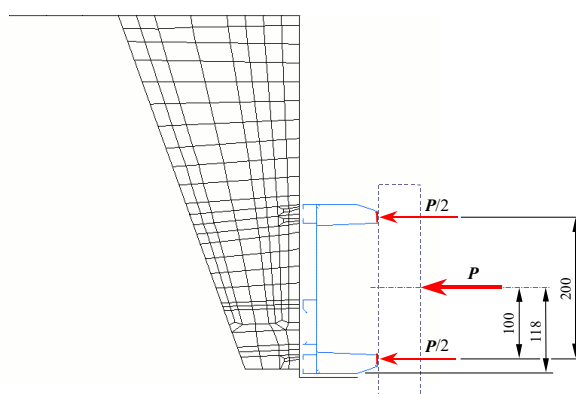
Sl. 4. Diskretiziran model zaščitne naprave  
Fig. 4. Discretised model of the protection device

Navpični nosilci so izdelani iz jekla z naslednjimi podatki: modul elastičnosti  $E = 206$  GPa, Poissonovo število  $\nu = 0,29$ , meja plastičnosti  $\sigma_y \geq 260$  MPa ter porušna napetost  $\sigma_M \geq 420$  MPa. Prečni nosilec je iz aluminijeve zlitine s podatki:  $E = 75$  GPa,  $\nu = 0,33$ ,  $\sigma_y = 195$  MPa ter  $\sigma_M = 216$  MPa.

The vertical pillars are made of steel profiles with the following data: Young's modulus  $E = 206$  GPa, Poisson's ratio  $\nu = 0,29$ , yield stress  $\sigma_y \geq 260$  MPa and ultimate stress  $\sigma_M \geq 420$  MPa. The transversal profile is made of aluminium alloy with data:  $E = 75$  GPa,  $\nu = 0,33$ ,  $\sigma_y = 195$  MPa and  $\sigma_M = 216$  MPa.



Sl. 5. Stranski pogled zaščitne naprave in robni pogoji  
Fig. 5. Side view of the protection device and boundary conditions



Sl. 6. Obremenitev zaščitne naprave  
Fig. 6. The loading of the protection device

Zaščitna naprava je v celoti modelirana z 11480 tankostenimi lupinastimi linearnimi štirikotnimi končnimi elementi (sl. 4). Vijačni spoj prečnega in navpičnih nosilcev je izveden z 48 togimi končnimi elementi, ki ponazarjajo 4 vijačne spoje. Na mestih naleganja prečnega nosilca na navpične nosilce je med oba nosilca vstavljenih 384 posebnih vrzelnih elementov, ki med numeričnim reševanjem problema zagotavljajo elastični stik med nosilci (sl. 5).

Glede na osnovne podatke vozila in zaščitne naprave ter pogojev praktičnega preskusa, ki so navedeni v poglavju 2, so določene velikosti preskusnih sil  $P_1$ ,  $P_2$  in  $P_3$  in lega točk obremenjevanja na naletni površini prečnega nosilca:

- v vodoravni smeri:

$P_1 = 25$  kN levo ali desno v razdalji 950 mm od srednje navpične ravnine naprave,

$P_2 = 100$  kN levo ali desno v razdalji 500 mm od srednje navpične ravnine naprave,

The protection device is fully discretised with 11480 thin-shell linear four-noded finite elements (Fig. 4). The bolt connections of the transversal and vertical profiles are modelled with 48 rigid finite elements, which resemble the 4 bolt connections. At points of transversal and vertical profile contact 384 special gap elements are used, which assure elastic contact between the profiles during the computational analysis (Fig. 5).

Following on from the basic vehicle and protection device data and the requirements of practical testing, described in section 2, the size and the application points of the forces  $P_1$ ,  $P_2$  and  $P_3$  on the surface of the transversal profile are:

- in the horizontal direction:

$P_1 = 25$  kN left and right at a distance of 950 mm from the median vertical plane of the device,

$P_2 = 100$  kN left and right at a distance of 500 mm from the median vertical plane of the device,



$P_3 = 25$  kN na srednji navpični ravnini naprave,  
- v navpični smeri:  
 $P_1, P_2$  in  $P_3$ : 100 mm od spodnjega roba prečnega  
profila.

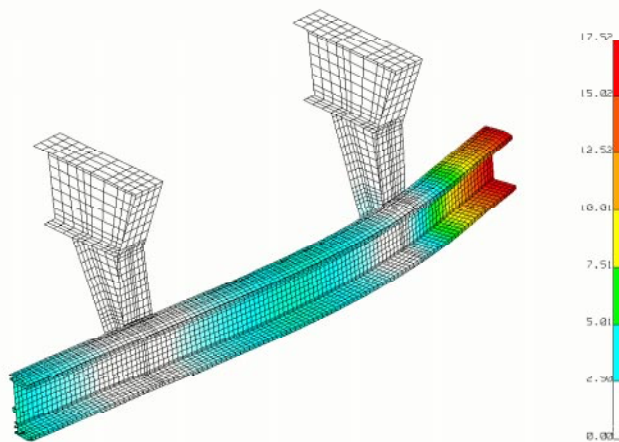
Ob upoštevanju izmer obremenjevalnega bata višine 250 mm in širine 200 mm ter lege središča obremenjevalne površine glede na prečni nosilec, so izračunane ustrezne komponente preskusne sile, ki obremenjujejo spodnjo in zgornjo naletno površino prečnega nosilca (sl. 6). Te komponente preskusne sile so predpisane kot enakomeren normalni specifični tlak na lupinaste končne elemente v območju naleganja preskusne površine na prečni nosilec (sl. 4).

Za izdelavo mreže končnih elementov in elastično analizo deformacijskega stanja zaščitne naprave je bil uporabljen inženirski programski paket I-Deas Master Series 6.0 [4]. Pri analizah je bila predpostavljena kvazi statična obremenitev. Na slikah 7, 8 in 9 so prikazane deformacije analizirane zaščitne naprave za tri zgoraj navedene obremenitvene primere. Senčeno so prikazane amplitude pomikov naprave pod obremenitvijo.

$P_3 = 25$  kN in the median vertical plane of the device,  
- in the vertical direction:  
 $P_1, P_2$  and  $P_3$ : 100 mm from the bottom edge of the  
transversal profile.

The corresponding components of the loading forces, which are applied to the lower and upper contact surfaces of the transversal profile, are calculated according to the dimensions of the loading piston of height 250 mm and width 200 mm and the position of the centre of the loading surface in relation to the transversal profile, see Fig. 6. These components are applied as a constant normal pressure on the shell finite elements in the contact area between the loading surface and the transversal profile, see Fig. 4.

The engineering computer system I-Deas Master Series 6.0 [4] has been used for mesh generation purposes and elastic analysis of the protection device deformation. Quasi-static loading was assumed in all analyses. Fig. 7, 8 and 9 show the deformations of the analysed protection device for three load cases. Shadow regions represent different amplitudes of the device displacements under loading.



Sl. 7. Pomiki zaščitne naprave pod preskusno silo  $P_1$   
Fig. 7. Displacements of the protection device under test force  $P_1$

## 5 PRIMERJAVA REZULTATOV

Primerjava rezultatov praktičnega preskusa in računalniškega simuliranja je podana v preglednici 1. Kot pomik pod silo je v primeru preskusa upoštevan pomik preskusnega bata (središča obremenjevalne površine) merjen med obremenjevanjem zaščitne naprave, v primeru računalniškega simuliranja pa povprečni pomik srednje linije zgornje in spodnje naletne površine v območju obremenitve. Trajni pomik je pomik zaščitne naprave na mestu delovanja sile, ki pri praktičnem preskusu preostane po razbremenitvi.

Primerjava rezultatov kaže na dobro ujemanje simulirnih pomikov s pomiki,

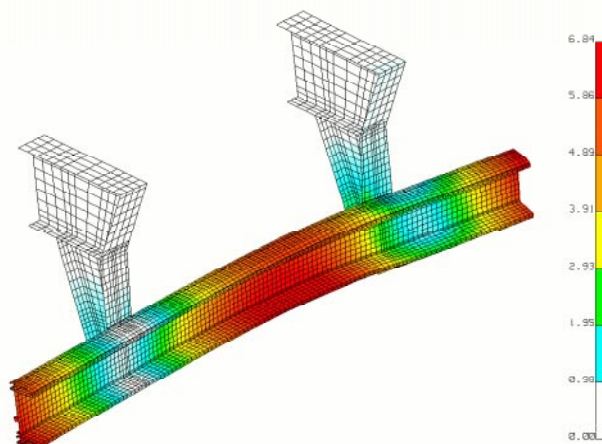
## 5 RESULTS COMPARISON

The comparison of the practical testing and computer simulation results is given in Table 1. In the case of the practical test the displacement under force is the displacement of the loading piston (the centre of the loading surface) measured during the force application to the protection device, while in a case of the computational simulation this is the average displacement on the median vertical line of the lower and upper contact loading surfaces. The permanent displacement is the displacement of the protection device still present at the point of force application after the unloading during the practical testing.

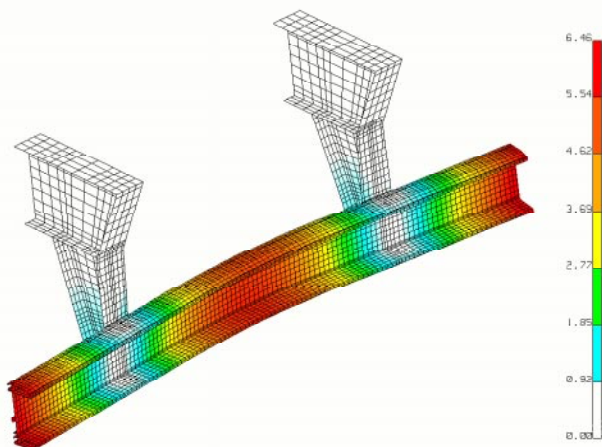
A comparison of the results indicates good agreement between the simulated displacements and the

izmerjenimi pri preskusu. Pri tem je treba pripomniti, da je pri praktičnem preskusu prišlo do trajnega deformiranja zaščitne naprave (plastična deformacija), možnost česar pa v tej začetni fazi raziskav ni bila upoštevana pri računalniških simuliranjih. Zaradi tega so simulirni pomiki precej manjši od dejanskih, saj modelirana naprava prenaša napetosti, ki so večje od meje plastičnosti materiala in je celoten odziv naprave mnogo bolj tog od dejanskega.

displacements actually measured during testing. However, it needs to be pointed out, that the protection device was permanently deformed (plastic deformation) during practical testing, the possibility of which has not been considered in the computational simulations at this early stage of the research. Due to this fact, the simulated displacements are much smaller than those observed in the practical test, since the modelled device transfers the stresses that exceed the yield stress of the material and behaves much more rigidly than the real device.



Sl. 8. Pomiki zaščitne naprave pod preskusno silo  $P_2$   
 Fig. 8. Displacements of the protection device under test force  $P_2$



Sl. 9. Pomiki zaščitne naprave pod preskusno silo  $P_3$   
 Fig. 9. Displacements of the protection device under test force  $P_3$

Preglednica 1. Primerjava rezultatov preskusa in računalniškega simuliranja  
 Table 1. Comparison of test and computational simulation results

Obremenitveni primer Loading case	Preskusna sila v kN Testing force in kN	Preskus Test		Simuliranje Simulation
		Pomik pod silo v mm Displacement under force in mm	Trajni pomik v mm Permanent displacement in mm	Pomik pod silo v mm Displacement under force in mm
P1	25	21	4	11,6
P2	100	12,4	3	4,5
P3	25	7,6	0,5	5,4

Preskušena naprava vsekakor zadovoljuje homologacijska pravila, saj je skupna največja vodoravna razdalja med zaščito pred podletom od zadaj in skrajnim zadnjim robom vozila  $150 + 21 = 171$  mm in tako ni večja od predpisane največje razdalje 400 mm.

## 6 SKLEP

Začetne raziskave možnosti računalniškega simuliranja obnašanja naprave za zaščito pred podletom od zadaj pod obremenitvijo kažejo na uporabnost postopka. V nadaljevanju načrtujemo razširitev raziskave na elasto-plastične analize, ki bodo omogočale realnejše simuliranje odziva zaščitne naprave pod obremenitvami. Načrtujemo tudi analizo celotnega spektra različnih profilov nosilcev, njihovih velikosti, materialov, načinov spojev nosilcev in pritrditve naprave na karoserijo vozila.

The tested device fully meets the approval requirements, since the maximum horizontal distance between the RUPD and the rearmost point of the vehicle is equal to  $150 + 21 = 171$  mm, which is well below the allowable distance of 400 mm.

## 6 CONCLUSION

The initial research into the possibilities of computational simulation of the RUPD's behaviour under loading indicates the feasibility of the method used. In the future, the research will be extended to include elasto-plastic analyses, which will allow for a more realistic simulation of the protection device behaviour under loading. Analyses of the complete spectre of different profiles of different sizes, materials, types of connections between profiles and different mountings on the vehicle chassis are also anticipated.

## 7 LITERATURA 7 REFERENCE

- [1] *Odredba o homologiranju naprav za preprečevanje podleta od zadaj, vozil glede na montažo naprav za preprečevanje podleta in vozil glede na zaščito pred podletom (št. 58.01)*, Uradni list Republike Slovenije, št. 3, 20.1.1995, p.p. 182-183
- [2] Zienkiewicz, O.C, and Taylor, R.L.: *The Finite Element Method*, IVth ed., Volume 1 – Basic Formulation and Linear Problems, McGraw-Hill Book Company, 1989
- [3] Zienkiewicz, O.C, and Taylor, R.L.: *The Finite Element Method*, IVth ed., Volume 2 – Solid and Fluid Mechanics Dynamics and Non-Linearity, McGraw-Hill Book Company, 1991
- [4] *I-DEAS-Master Series*, User's Guides, 1997

Naslava avtorjev: doc.dr. Zoran Ren  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Mariboru  
Smetanova ul. 17  
2000 Maribor

mag. Martin Prašnički  
Matej Glavač  
RTI d.o.o.  
Ptujška c. 184  
2000 Maribor

Authors' Addresses: Doc.Dr. Zoran Ren  
Faculty of Mechanical Eng.  
University of Maribor  
Smetanova ul. 17  
2000 Maribor, Slovenia

Mag. Martin Prašnički  
Matej Glavač  
RTI d.o.o.  
Ptujška c. 184  
2000 Maribor, Slovenia

Prejeto: 13.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Analiza laserskega rezanja hladno valjane pločevine za zahteven globoki vlek

### Analysis of Laser Cutting of Cold-Rolled Plate for Demanding Deep Draw

Janez Grum - Darjo Zuljan

*Iz opravljenih raziskav o makro- in mikrostrukturnem stanju površine in podpovršja reza lahko potrdimo, da z merjenjem oziroma določevanjem različnih parametrov hrapavosti lahko zelo uspešno optimiramo proces laserskega rezanja. Pri različnih vnosih energije in različnih načinih delovanja laserskega snopa smo ugotovili, da ima največji vpliv na kakovost reza izbrana moč snopa in nato hitrost rezanja, ki določata vnos energije v rezalno fronto. Dosedanji rezultati raziskav in izkušnje pri ocenjevanju kakovosti laserskega reza potrjujejo, da je določevanje spodnje in zgornje kritične rezalne hitrosti primerno za določevanje optimalnih parametrov laserskega rezanja. Zaradi slabe krožne polarizacije je kakovost reza odvisna od smeri rezanja.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: rezanje lasersko, hrapavost površin, makroanalize, mikrotrdota)**

*Studies conducted on the condition of a surface macrostructure and microstructure and the subsurface of a cut, confirm that by measuring various roughness parameters the laser cutting process can be optimized very successfully. Different energy inputs and various modes of laser beam operation allowed us to ascertain that the major influences on cut quality were exerted by beam power and cutting speed, which determine the amount of energy transferred to the cutting front. The results of our studies conducted so far, and the experience gained in assessment of the laser cut quality, confirm that knowledge of the lower and the upper cutting speeds is necessary to determination the optimum parameters for laser cutting. A result of poor circular polarization is that the cut quality depends on the cutting direction.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: laser cutting, surface roughness, macroanalysis, microhardness)**

#### 0 UVOD

Avtomobilska industrija je znana kot vodilna industrija pri razvoju raziskovalne dejavnosti in prav tako so znane številne uporabe laserske tehnologije. Po ocenah v strokovni literaturi lahko ugotovimo, da je dandanes v avtomobilski industriji več ko 15 odstotkov od celotnega števila laserskih virov. V zadnjem obdobju je zelo pomembna integracija laserskega obdelovalnega sistema v obdelovalno oziroma izdelovalno celico, v kateri poteka izdelava določenega dela od surovca do končnega izdelka. Podatki o uporabnosti laserskih obdelovalnih sistemov v avtomobilski industriji govorijo o številnih uporabah rezanja in varjenja pločevinskih delov v celoto. V ta namen so razviti računalniško podprti sistemi za pozicioniranje posameznih pločevinskih delov za kasnejše varjenje v celoto oziroma pločevinsko konstrukcijo. Takšen postopek je znatno hitrejši, cenejši in omogoča boljši nadzor kakovosti izdelanih pločevinskih sestavin po

#### 0 INTRODUCTION

The automobile industry is known to have a leading role in the development of research activities and numerous laser applications. The professional literature indicates that more than 15% of all laser sources are located in the automobile industry. Recently, the integration of laser machining systems into production cells, in which the manufacture of a certain part from a blank, has become very important. Data on the applicability of laser machining systems in the automobile industry show numerous applications of cutting and welding of sheet components. To this end, computer-aided systems for positioning of individual sheet components for subsequent welding into a whole and a sheet structure have been developed. Such an approach is considerably faster and more cost-effective, and permits better quality control of manufactured sheet components after laser cutting, as well as a better quality of sheet structure after laser cutting. Sheet components in the automo-

laserskem rezanju, kakor tudi boljše kakovost pločevinske konstrukcije po laserskem varjenju. Pločevinski deli v avtomobilski industriji so izrezani, kar pomeni, da so poprej oblikovani z različno globokimi in zahtevnimi vleki pločevine z različnimi dodatnimi oblikami, ki jih dosežemo s prebijanjem ali izrezovanjem. Zaradi zagotavljanja čim manjših deformacij pločevinskih delov po izrezu se dandanes uspešno kombinirajo preoblikovalne tehnologije z lasersko tehnologijo. Osnovni cilj takšnega povezovanja obeh tehnologij je olajšati kasnejše sestavljanje posameznih pločevinskih sestavin, ki se varijo v celoto. Tudi pri varjenju moramo izbirati takšne postopke, ki zagotavljajo čim manjšo stopnjo deformacije pločevinske konstrukcije. Naloga konstrukterjev in tehnologov je, da se oblikovanje pločevinskih konstrukcij podredi izdelovalnim tehnologijam z namenom skrajšati čase in povečati zanesljivost pozicioniranja posameznih pločevinskih sestavin ter olajšati proces laserskega varjenja tankih pločevinskih delov. Zaradi izjemnih konstrukcijsko-tehnoloških zahtev po kakovosti pločevinske konstrukcije v avtomobilski industriji delujejo posebni razvojno raziskovalni centri in za avtomobilsko industrijo pripravljajo takšne avtomatizirane in prilagodljive laserske obdelovalne sisteme, ki zagotavljajo veliko pretočnost proizvodov z visoko stopnjo kakovosti.

Nuss je s soavtorji [1] raziskoval kakovost reza in natančnost izreza različnih velikosti okroglih rondel iz različnih vrst jekla z laserjem CO<sub>2</sub> s zveznim ali pulznim delovanjem. Analiza odstopanja izreza in analiza kakovosti reza sta obsegali tudi natančnost vodenja obdelovanca z numerično krmiljeno mizo in vpliv polarizirane laserske svetlobe na kakovost reza v različnih smereh rezanja. Tönshoff in Somrau [2] ter Bedrin [3] so raziskovali kakovost laserskega reza z merjenjem različnih parametrov hrapavosti na površini reza po rezanju z različnimi močmi laserskega vira in pri različnih hitrostih pomika obdelovanca. Isti avtorji so prav tako raziskovali kakovost reza pri uporabi različnih optičnih sistemov z različnimi goriščnimi razdaljami izstopne zbiralne leče. Thomssen in Olsen [4] sta raziskovala vplive različnih oblik izstopnih odprtih šob laserske glave in vplive različnih pretočnih količin oziroma različnih tlakov rezalnega plina kisika na kakovost laserskega reza.

## 1 EKSPERIMENTALNI POSTOPEK

Eksperimentalno delo smo opravili na laserskem obdelovalnem sistemu SPECTRA PHYSICS tip Spectra 820 z največjo močjo CO<sub>2</sub> laserskega vira 1500 W z možnostjo zveznega nastavljanja potrebne moči.

Pri laserskem rezanju smo zagotovili:

- isto zbiralno lečo optičnega sistema, z različnimi legami gorišča proti površini obdelovanca;

bile industrije so stamped, i.e., shaped in advance with different deep and demanding draws of the sheet with various additional shapes, which are achieved by punching or cutting. In order to ensure as little deformation as possible of the sheet components, forming technologies are nowadays successfully combined with laser technology. A basic aim of combining both technologies is to make it easier to position the individual sheet components to be welded. As far as welding is concerned, the processes to ensure the lowest possible deformation of the sheet structure are to be selected. The task of design engineers and technologists is to subordinate sheet structure forming to production technologies in order to shorten the positioning time, increase the reliability of positioning of individual sheet components and to make the process of laser welding of thin sheet structures, in the automobile industry easier. Because of the extraordinary structural and technological requirements, concerning the quality of the sheet structure, special development centres operate in the automobile industry. They prepare such automated and adaptable laser machining systems which ensure a high-speed circulation of high quality products.

Nuss and co-authors [1] investigated cut quality and cut accuracy of round blanks of various sizes and of different steel qualities, obtained using CO<sub>2</sub> laser in the continuous or pulse mode. Analyses of the cut deviation and cut quality also included the accuracy of workpiece control by a numerically controlled table and the influence of polarized laser light on the cut quality in different cutting directions. Tönshoff and Somrau [2] and Bedrin [3] studied laser cut quality by measuring different roughness parameters at the cut surface after cutting with different laser-source powers and at different travel speeds of the workpiece. The same authors also studied the cut quality obtained with different optical systems having different focusing distances of the output focusing lens. Thomssen and Olsen [4] studied the influences of different shapes of output openings of laser-head nozzles and of different flow-rate quantities, i.e. of different pressures of cutting oxygen, on the laser cut quality.

## 1 EXPERIMENTAL PROCEDURE

Experiments were carried out with SPECTRA PHYSICS model Spectra 820 a laser machining system with the maximum power of the CO<sub>2</sub> laser source equal to 1500 W and the option of stepless setting of the required power.

For laser cutting the following was ensured:

- the same focusing lens of the optical system with different positions of the focal point with regard to the workpiece surface;

- stabilnost porazdelitve energije laserskega snopa na površini obdelovanca;
- široka izbira hitrosti pomika obdelovanca in prav tako široka izbira rezalnih hitrosti;
- čim manjše dinamične vplive med laserskim virom in mehanskim sistemom vodenja obdelovanca;
- ustrezno obliko šobe, ki mora omogočati pravilen pretok pomožnega plina z možnostjo nastavitve pretočne količine plina.

Laserska glava sprejema prek zrcala izhodni laserski snop premera 19 mm, ki se nato prek zbiralne leče z goriščno razdaljo 127 mm in s premerom snopa v gorišču 90  $\mu\text{m}$  vodi do obdelovanca. Laserska glava skupaj z računalniško krmiljeno koordinatno delovno mizo omogočata trodimenzionalno rezanje, kar omogoča rezanje in tudi varjenje delov in sestavin s prostorsko konstrukcijo. Uporabljeni  $\text{CO}_2$  laserski vir ima po prehodu skozi zbiralno lečo Gaussovo porazdelitev intenzivnosti sevanja in z možnostjo zveznega ali pulznega delovanja. Pri laserskem rezanju smo skozi lasersko glavo soosno z laserskim snopom dovajali tudi rezalni kisik, ki omogoča razvoj eksotermih reakcij v rezalni fronti in omogoča odstranjevanje oziroma izpihavanje taline in nastalih oksidov iz rezalne fronte.

### 1.1 Material obdelovanca in priprava vzorcev

Raziskovalno delo smo opravili na najpogosteje uporabljanem splošnem konstrukcijskem jeklu z oznako CR 24 (po DIN-u St 1403) v mehkem stanju. Jeklo je namenjeno za najbolj zahtevne globoke vleke pločevinastih delov. Jeklo ima majhen delež ogljika (<0,08%) z majhnim deležem mangana (<0,20%) in z omejenim deležem žvepla in fosforja pod 0,03 %. Jeklo z zelo majhnim deležem ogljika ima pretežno feritno mikrostrukturo z majhno količino perlita. Mikrostruktura je zelo fina, zato je pločevina primerna za globoke vleke z različnimi globlinami vlekov. Pri velikih preoblikovalnih delih iz debelejše pločevine se pogosto za to tehnologijo odločajo le za vlečna orodja a redkeje za kombinirana orodja, ki omogočajo vlek in izrezovanje. Tako dosežemo znatno daljšo dobo trajanja orodij, orodja so zato cenejša in preprostejše je njihovo vzdrževanje.

Za raziskavo smo izbrali zelo široko izbiro obdelovalnih parametrov, ki smo jih spreminjali. Zato smo eksperimentalno lasersko rezanje izvedli pri zveznem in pulznem delovanju laserja ob različnih nastavitvah moči laserskega snopa, različnih rezalnih hitrostih in različnih tlakih kisika. Glede na izbrano enotno debelino materiala pa smo spreminjali tudi oddaljenost gorišča izhodne zbiralne leče proti zgornji površini obdelovanca.

- stability of laser beam energy distribution at the workpiece surface;
- a wide range of cutting speeds and travel speeds for the workpiece;
- as weak as possible dynamic influences between the laser source and the mechanical system for workpiece control;
- an appropriately shaped nozzle ensuring correct flow of the auxiliary gas with the option of setting the gas flow rate.

A laser beam with an initial diameter of 19 mm is supplied to the laser head by way of a mirror. Using a focusing lens with a focusing distance of 127 mm, the beam with a 90  $\mu\text{m}$  diameter at the focusing point, is then directed to the workpiece. The laser head and the computer-controlled coordinate working table permit three-dimensional cutting, i.e. cutting and welding of the components into a space structure. The  $\text{CO}_2$  laser source used has the Gaussian distribution of radiation intensity after being transmitted through the focusing lens and the option of the continuous or pulse mode. In laser cutting, oxygen as the cutting gas was supplied through the laser head coaxially to the laser beam. This allows the development of exothermic reactions at the cutting front and elimination, i.e. blowing out, of the melt and oxides formed from the cutting front.

### 1.1 Workpiece material and preparation of samples

Studies were made using the most commonly used structural steel CR 24 (St 1403 according to DIN) in the soft state. This steel is intended for the most demanding deep draws of sheet components. It has a low content of carbon (< 0.08%), low content of manganese (< 0.20%) and a limited amount of sulphur and phosphorus (below 0.03%). Steel with a very low carbon content has a predominantly ferritic microstructure with little pearlite. The microstructure is very fine; therefore, the sheet is suitable for deep draws with different draw heights. In the case of very large components to be formed from thick plates, technologists, therefore, often decide in favour of drawing tools and very rarely for combined tools, which permit drawing and cutting. Thus a considerably longer life time of tools is achieved, the tools are cheaper and their maintenance is simpler.

A wide range of working parameters to be varied were selected for the study. The experimental laser cutting was thus carried out with the continuous and the pulse modes of laser operation, with different laser beam powers, different cutting speeds and different oxygen pressures. The degree of defocus, which is defined by the distance between the focal point of the output focusing lens from the upper workpiece surface, was varied with respect to the selected uniform material thickness.

Pri zveznem delovanju laserja CO<sub>2</sub> smo izbrali:

- različne odmike gorišča:  $z_f$  v mm = + 0,5 , - 0,5 , - 1,0;
- različne moči laserja: P v W = 231, 363, 483, 539, 660, 759, 847, 1380, 1540;
- različne tlake kisika:  $p_{O_2}$  v bar = 1.2; 2.0; 2.3;
- različne rezalne hitrosti: v v mm/min = 700; 800; 900; 1000; 1100; 1200; 1300; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2100; 2200; 2300; 2400;

Iz različnega izbora rezalnih parametrov smo za posamezne primere rezanja izračunali vnos energije:

$$E = \frac{4P}{\pi \cdot v_b \cdot D_b} \left[ \text{J} / \text{mm}^2 \right] \quad (1).$$

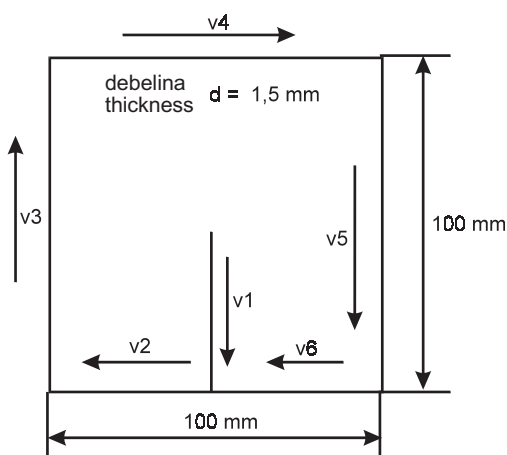
Eksperimentalno delo smo izvedli tako, da smo iz pločevine debeline 1,5 mm, ravne ploščice z dimenzijami 100 mm x 100 mm.

In the continuous mode of the CO<sub>2</sub> laser, the following were selected:

- different defocuses:  $z_f$  [mm] = +0.5, -0.5, -1.0;
- different laser powers: P [W] = 231, 363, 483, 539, 660, 759, 847, 1380, 1540;
- different oxygen pressures:  $p_{O_2}$  [bar] = 1.2; 2.0; 2.3;
- different cutting speeds: v [mm/min] = 700; 800; 900; 1000; 1100; 1200; 1300; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2100; 2200; 2300; 2400.

From the wide range of cutting parameters the energy input was calculated for individual cases of cutting:

The experimental work included cutting small flat plates of size 100 mm x 100 mm from a sheet with a 1.5 mm thickness.



Sl. 1. Način laserskega izreza ravnih plošč pri različnih rezalnih razmerah  
Fig. 1. Plan of laser cutting of flat plates under different cutting conditions

Na sliki 1 je prikazana izrezana ravna ploščica s podano sistematiko rezanja. Izrez ravne ploščice smo pričeli v sredini in opravili prvi rez z dano močjo vira in z najmanjšo hitrostjo pomika laserskega snopa  $v_1$ . Na tako izvedenem rezu z najmanjšo rezalno hitrostjo je bilo zaradi napravljene zareze mogoče merjenje vseh značilnosti geometrijskih oblik reza; to je od širine reza na zgornjem in spodnjem delu reza do velikosti brazd na spodnji strani reza. Sledile so nato v zaporedju rezi pri isti moči laserskega snopa toda s postopno vse večjimi hitrostmi laserskega rezanja od  $v_2$  do  $v_6$ . Tako smo zagotovili različne vnose energije, ki so dali različne kakovosti posameznih rezov. Na vseh preostalih površinah reza smo lahko opravili vizualno oceno površine reza in/ali merjenje hrapavosti reza.

## 2 EKSPERIMENTALNI REZULTATI

Pri izbiri razmer za lasersko rezanje moramo zagotoviti ustrezno kakovost površine nastalega reza.

Fig. 1 shows a small flat plate and the cutting systematics. Cutting of the small flat plate started in the centre. The first cut was made with a particular source power and the lowest travel speed of the laser beam,  $v_1$ . In such a cut, made with the lowest cutting speed, it was possible to measure all the geometrical characteristics of the cut, i.e., the cut width at the upper and lower edges of the cut, the size of striations at the lower side of the cut, due to a notch. Subsequent cuts were made with the same laser beam power, but with gradually increasing laser cutting speeds from  $v_2$  to  $v_6$ . Thus different heat inputs were ensured. They each gave a different quality of cut. With the remaining cut surfaces, the visual inspection of the cut surface and/or measurement of the cut roughness were made.

## 2 EXPERIMENTAL RESULTS

The choice of laser cutting conditions should ensure a suitable quality of the cut surface; therefore,

Zato je pomembno, da tehnologi v prvi fazi predpišejo zahteve o kakovosti nastalega laserskega reza z vidika uporabnosti izrezanega dela. Nato morajo tehnologi izbrati ustrezne rezalne razmere, ki dajejo najmanjši vnos energije za zahtevano kakovost reza. Običajno najprej izbiramo primeren odmik gorišča od površine pločevine in nato s spreminjanjem moči laserskega snopa in prirejene hitrosti pomika laserskega snopa - zagotavljamo najmanjši izbrani vnos energije. S tako izbranimi kriteriji smo pri isti moči opravili rezanje s šestimi rezalnimi hitrostmi, kar pomeni šest različnih vnosov energije v rezalno fronto.

Raziskave površine reza in površinskega sloja v okolici reza opišemo s tako imenovano "integriteto površin" ([6] in [7]). Raziskave integritete površine po laserskem rezanju omogočajo zelo popoln popis stanja površine reza in omogoča ocenjevanje kakovosti reza. Integriteta površine laserskega reza vključuje naslednje preiskave:

- makrogeometrijsko analizo reza,
- mikrogeometrijsko analizo reza,
- mikrostrukturno analizo površinskega sloja reza,
- merjenje mikrotrodote pretaljenega in toplotno vplivanega področja reza,
- mikrokemično analizo pretaljenega in toplotno vplivanega področja reza,
- merjenje velikosti pretaljenega in toplotno vplivanega področja reza.

Makrogeometrijska analiza laserskega reza je popisana s standardom DIN 2310 in vključuje merjenje naslednjih geometrijskih značilnosti:

- spodnjo širino laserskega reza,
- zgornjo širino laserskega reza,
- širino srha,
- višino srha,
- globino toplotno vplivanega področja,
- izmerjeno hrapavost laserskega reza vzdolž reza.

Mikrogeometrijska analiza omogoča popis tehnične površine z merjenjem profila površine, iz katerih lahko določamo različne parametre za popis hrapavosti površine reza. Odstopanja idelane ali teoretične površine od dejanske površine reza imenujemo odstopke mere - odstopanje dejanske površine laserskega reza od teoretične pa določamo s parametri hrapavosti in valovitosti. Za mikrogeometrijski popis hrapavosti reza smo izbrali:

- merjenje srednje aritmetične hrapavosti  $R_a$ ,
- merjenje srednje višine neravnosti  $R_z$ ,
- merjenje največje višine neravnosti  $R_y$ .

Površino laserskega reza lahko ocenimo s pregledom in izmerjenimi parametri hrapavosti reza. Enoličen in dovolj zanesljiv popis stanja površine laserskega reza dobimo z merjenjem mikrogeometrije profila površine na izbranem mestu reza ter z nadaljnjo digitalizacijo podatkov o profilu površine, ki omogočajo določiti posamezne dobro primerljive parametre o kakovosti površine.

it is extremely important that the technologists first specify the quality requirements for the laser cut with regard to the fitness of the part cut for the purpose. Then they should select appropriate cutting conditions giving the lowest energy input for the cut quality required. Usually, an appropriate level of defocus is selected first. Then, by changing the laser beam power and the adapted travel speed of the laser beam, the lowest energy input is ensured. After these criteria were selected, cutting was carried out with six different cutting speeds but with the same beam power, which produces six different energy inputs into the cutting front.

The cut surface and the surface layer in the cut vicinity are described as the so-called "surface integrity" ([6] and [7]). Studies on surface integrity after laser cutting allow a very thorough description of the cut surface finish and assessment of the cut quality. An assesment of the surface integrity of the laser cut comprises the following tests:

- macrogeometrical analysis of the cut;
- microgeometrical analysis of the cut;
- microstructure analysis of the cut surface layer;
- measurement of microhardness of the remelted and the heat-affected zones of the cut;
- microchemical analysis of of the remelted and the heat-affected zones of the cut;
- measurement of the size of the remelted and the heat-affected zones of the cut.

Macrogeometrical analysis of the laser cut is specified in DIN 2310 the standard and includes measurements of the following geometrical characteristics:

- lower laser-cut width,
- upper laser-cut width,
- burr width,
- burr height,
- depth of the heat-affected zone,
- laser-cut roughness measured along the cut.

Microgeometrical analysis permits the description of a technical surface by means of a measurement of the surface profile. This allows determination of various parameters for the description of the cut-surface roughness. Deviation of the actual cut surface from the ideal or theoretical surface is called an offsize. This deviation of the actual laser-cut surface from the theoretical one is determined by the parameters of roughness and striations. For a description of the microgeometry of the cut roughness, the following were selected:

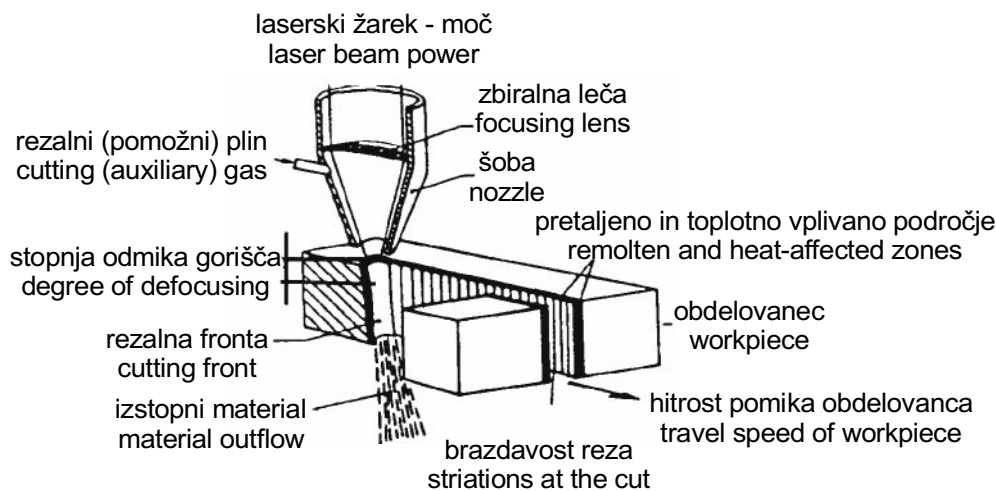
- measurement of the mean arithmetic roughness  $R_a$ ,
- measurement of the mean roughness height  $R_z$ ,
- measurement of the maximum roughness height  $R_y$ .

The laser-cut surface may be assessed on the basis of a visual inspection and the measured parameters of the cut roughness. A uniform and sufficiently accurate description of the laser-cut surface may be obtained by measuring the microgeometry of the surface profile at the selected cut point and further digitization of data on the surface profile which permit the determination of individual, easily comparable parameters of surface quality.



Naslednji način za popis značilnosti reza obsega standardne podatke o stanju površine in površinskega sloja, ki je v strokovni terminologiji znana kot integriteta površin ([6] in [7]). Navadno se pri obravnavanih površinah rezov zadovoljimo z analizo mikrostrukture materiala po globini, to je v smeri pretaljene in toplotno vplivane cone in z merjenjem mikrotrdote na različnih vnaprej določenih mestih reza.

Another way of describing the cut characteristics are standard data on the surface finish and surface layer, which in technical terminology is referred to as the "surface integrity" ([6] and [7]). With the cut surfaces concerned, it is usually sufficient to analyse the through-thickness microstructure of the material, i.e. the microstructure in the direction of the remelted and heat-affected zones, and the measurement of microhardness at various cut points determined in advance.



Sl. 2. Rezalna fronta in nastanek reza  
Fig. 2. Cutting front and formation of the cut

Slika 2 prikazuje vplive laserskega rezanja v izbranih rezalnih razmerah na nastanek brazd na površini. Zaradi izrednih razmer pri hitrem segrevanju oziroma hitrem ohlajanju pri laserskem rezanju materiala v rezalni fronti, prihaja do naslednjih procesov:

- taljenja in oksidacije materiala pri kisikovem rezanju,
- izpihavanja taline in nastalih oksidov iz rezalne fronte pri kisikovem rezanju,
- ponovnega strjevanja tankega površinskega sloja, ki ga poimenujemo pretaljeni sloj,
- difuzijskih procesov znotraj pretaljenega in toplotno vplivanega sloja,
- zadrževanja oksidov na spodnjem delu rezalnega roba reza.

Fig. 2 shows the influence of laser cutting under the selected cutting conditions on the formation of striations at the surface. Owing to extreme conditions of fast heating and fast cooling of the material in the cutting front in laser cutting, the following processes occur:

- melting and oxidation of the material during oxygen cutting,
- ejection of the melt and oxides from the cutting front during oxygen cutting,
- resolidification of a thin surface layer called the "remelted layer",
- diffusion processes inside the remelted and the heat-affected layers,
- persistence of oxides at the bottom of the edge of the cut.

## 2.1 Vpliv vnosa energije na hrapavost površine reza pri zveznem delovanju laserskega snopa

V diagramih na slikah 3 so prikazane odvisnosti izmerjenih parametrov hrapavosti površine reza od hitrosti rezanja pri različnih vnosih energije za zvezno delovanje snopa. Z različnimi odmiki gorišča zbiralne leče od površine materiala, je bila v vseh prikazanih primerih nespremenjena  $z_f = +0,5$  mm in je v zgornji tretjinski debelini materiala obdelovanca. Izbrali smo tudi tlak rezalnega kisika  $p_{o_2} = 2,2$  bar, ki omogoča intenzivnejše zgorevanje materiala in sočasno omogoča, zaradi pretoka

## 2.1 Influence of energy input on cut-surface roughness with the continuous mode of the laser beam

The diagrams in Fig. 3 show the dependence of the measured parameters of cut-surface roughness on the cutting speed in the case of different heat inputs and the continuous mode of beam operation. The degree of defocus  $z_f$ , i.e. the distance between the focal point of the focusing lens and the material surface, was in all cases, shown to be constant  $z_f = +0,5$  mm. The focus of the optical system is located in the upper third of the workpiece material thickness. The pressure of oxygen as a cutting gas  $p_{o_2} = 2.2$  bar. It

kisika skozi lasersko glavo, tudi hlajenje laserske glave oziroma zbiralne leče. Pri zveznem delovanju laserskega snopa v rezalni fronti smo rezalne hitrosti priredili izbranim močem. Tako smo pri manjših močeh od 231 W do 660 W izbrali le šest rezalnih hitrosti v razponu od 700 do 1100 mm/min. Pri največji moči 759 W smo izbrali kar dvanajst rezalnih hitrosti v razponu od 700 do 1800 mm/min. Rezultati so izjemno zanimivi, saj se izmerjeni parametri kakovosti pri dani moči spreminjajo in tudi nepričakovano spreminjajo s povečano rezalno hitrostjo. Zanimivo je, da imajo vsi izbrani parametri hrapavosti pri istem vnosu energije ( $P, v$ ) zelo podobne težnje, kar pomeni, da so vsi trije parametri primerni za ocenjevanje kakovosti reza. Spreminjajoči parametri hrapavosti reza so po naši oceni tesno povezani z neprimerno polarizacijo laserskega snopa, kar pomeni, da je kakovost reza močno odvisna od smeri rezanja. Raziskovalci, ki so analizirali vplive smeri rezanja na kakovost reza, so potrjevali podobna neskladja v parametrih hrapavosti s slabo krožno polarizacijo laserskega snopa. Zato se v takšnih primerih priporoča, da se navajajo rezultati rezanja (parametri hrapavosti) z najnižjo in najvišjo vrednostjo.

Pri rezanju z najnižjo močjo laserskega snopa  $P = 231$  W lahko ugotovimo naslednje:

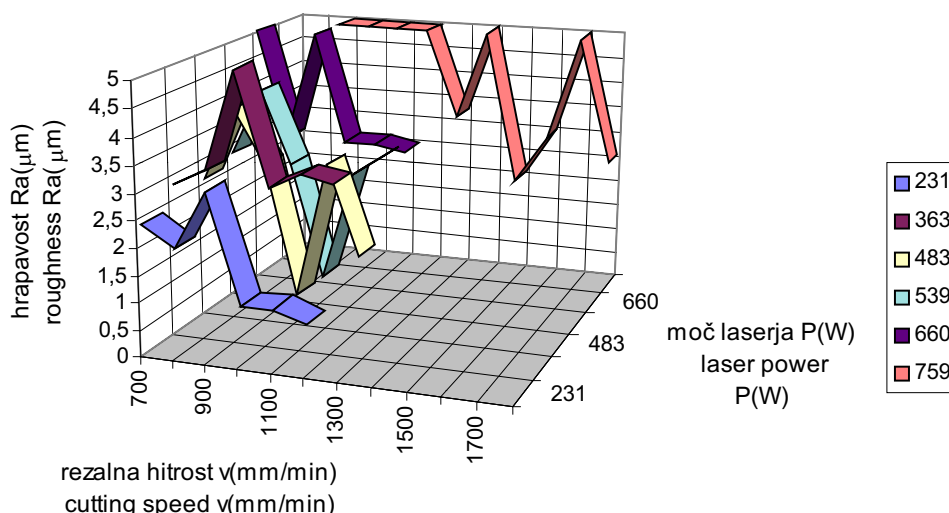
- Izbira rezalnih hitrosti, ki zagotavlja še sprejemljivo kakovost reza, je zelo omejena.

permits more intensive combustion of the material and at the same time, because of the oxygen flow through the laser head, also cooling of the laser head and the focusing lens. With the continuous mode of the laser beam in the cutting front, cutting speeds were adapted to the powers selected. Thus with lower powers of 231 W to 660 W only six cutting speeds in the range from 700 to 1100 mm/min were selected. With the highest power of 759 W, however, twelve cutting speeds in the range from 700 to 1800 mm/min were selected. The results obtained were extremely interesting since the measured quality parameters varied with the power given and vary unexpectedly with the increase in the cutting speed. It is interesting that all the selected roughness parameters show, with the same heat input ( $P, v$ ), very similar trends. This indicates that all three parameters are suitable for the assessment of cut quality. The varying cut roughness parameters are, in our opinion, closely related to an unfavourable polarization of the laser beam, which indicates that the cut quality is strongly dependent on the cutting direction. The researchers who analysed the influence of the cutting direction on the cut quality confirmed similar discrepancies in the roughness parameters by poor circular polarization of the laser beam. It is, therefore, recommended to state the cutting results (roughness parameters) with the lowest and the highest values.

During cutting with the lowest laser beam power, i.e.,  $P = 231$  W, the following can be concluded:

- The selection of cutting speeds which ensures still acceptable cut quality is very limited.

način delovanja laserja: zvezno;  $z_f = 0,5$  mm;  $p_{o_2} = 2,1$  bar  
 operating mode of the laser: continuous;  $z_f = 0,5$  mm;  $p_{o_2} = 2,1$  bar



Sl. 3. Popis srednje aritmetične hrapavosti površine laserskega reza  $R_a$  v odvisnosti od rezalne hitrosti in moči laserskega snopa z zveznim delovanjem. Lega gorišča optičnega sistema je v zgornji tretjini debeline obdelovanca  $z_f = 0,5$  mm. Tlak pomožnega plina kisika je 2,1 bar.

Fig. 3. The mean arithmetic roughness of the laser-cut surface  $R_a$  as a function of the cutting speed and laser beam power in the continuous mode. The focus of the optical system is located in the upper third of the workpiece thickness  $z_f = 0.5$  mm. Pressure of oxygen as an auxiliary gas is 2.1 bar

- Izmerjeni parametri hrapavosti so: srednja aritmetična hrapavost  $R_a = 0,9 \mu\text{m}$ ; srednja višina neravnosti  $R_z = 6,2 \mu\text{m}$  in največja višina neravnosti  $R_y = 8,8 \mu\text{m}$  so najugodnejši pri hitrostih rezanja  $v = 1200 \text{ mm/min}$ .
- Pri dani moči je izračunana povprečna srednja aritmetična hrapavost  $\overline{R_a}$  znatno večja in znaša  $1,9 \mu\text{m}$ , kar pomeni za več ko 100% večjo vrednost od izmerjene srednje aritmetične hrapavosti pri hitrosti rezanja  $1200 \text{ mm/min}$ .
- Pri dani moči je izračunana povprečna srednja višina neravnosti  $\overline{R_z}$  znatno večja in znaša  $12,42 \mu\text{m}$ , kar pomeni za več ko 100% večjo vrednost od izmerjene srednje višine neravnin pri hitrosti rezanja  $1200 \text{ mm/min}$ .
- Zanimivo je, da so pri močeh laserskega snopa  $483 \text{ W}$  in  $537 \text{ W}$  in rezalni hitrosti  $1000 \text{ mm/min}$  pojavijo znatno manjše vrednosti posameznih parametrov hrapavosti. Vidni pregled površine laserskega reza in ocena kakovosti površine potrjuje, da so dosežene najprimernejše razmere v rezalni fronti glede vnosa energije in kinetike izpihovanja taline in oksidov iz rezalne fronte. Določene vplive lahko pripišemo že prej omenjeni slabi polarizaciji laserskega snopa.

Po opravljeni analizi površine reza z vidika izmerjenih parametrov hrapavosti reza in njegove vidne ocene bi priporočali izbiro najmanjše izbrane moči laserskega snopa  $231 \text{ W}$  in večjih hitrosti rezanja  $v = 1200 \text{ mm/min}$ , da bi zagotovili odlično kakovost reza. V primerih, ko kakovost reza ni odločilna, se priporoča izbira večjih moči in tudi večje hitrosti rezanja.

Na sliki 4 so v rezultirajočem diagramu prikazane vse rezalne razmere z vidika vnosa energije pri različnih hitrostih rezanja. Opravljenih je bilo 75 laserskih rezov s spreminjanjem osmih moči laserskega izvora v razponu od  $231 \text{ W}$  do  $847 \text{ W}$ . V diagramu je z daljicami označeno področje rezalnih pogojev, ki zagotavljajo zeleno kakovost reza z vidika vidne ocene reza in izmerjenih različnih parametrov hrapavosti reza.

## 2.2 Mikrostrukturalna analiza reza

Za poglobljeno analizo rezalnega procesa je treba opraviti tudi različne druge mikroskopske preiskave, ki omogočajo popis stanja materiala zaradi soodvisnih učinkov toplotne energije, nastale z interakcijo laserske svetlobe v rezalni fronti in termokemičnih ter kinetičnih učinkov pomožnega kisika. Običajno se pri obravnavi rezalnih robov zadovoljimo z mikrostrukturalno analizo materiala po globini, to je v smeri pretaljene in toplotne vplivane cone in z merjenjem mikrotrdote na različnih nivojih reza. Pri tanjših materialih se omejimo na

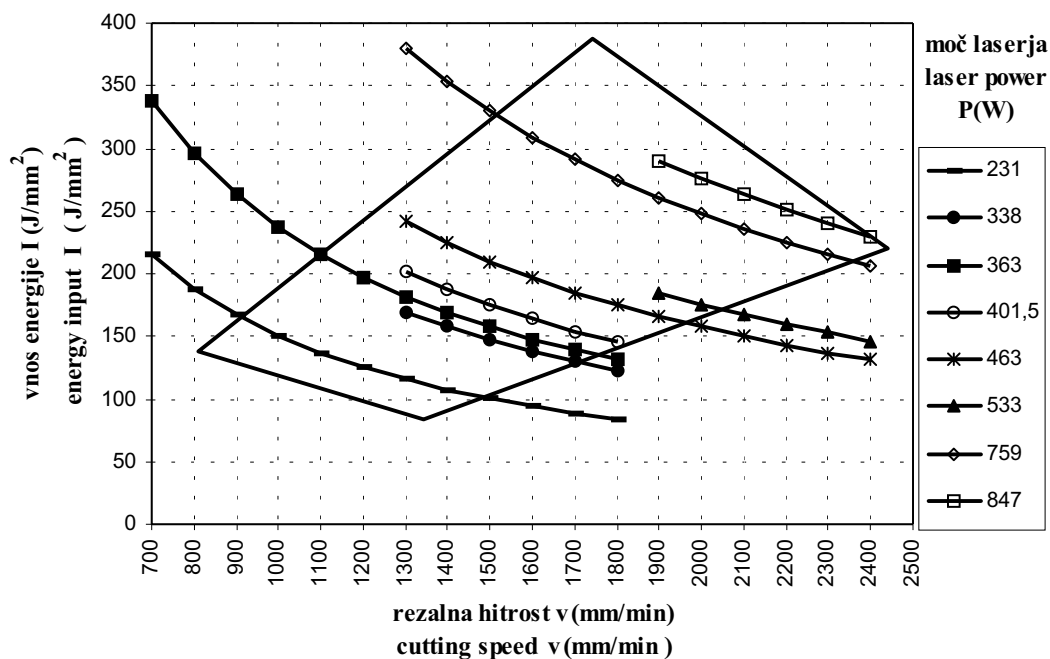
- The measured roughness parameters are the following: the mean arithmetic roughness,  $R_a = 0.9 \mu\text{m}$ ; the mean roughness height,  $R_z = 6.2 \mu\text{m}$ ; the maximum roughness height,  $R_y = 8.8 \mu\text{m}$ . They are most favourable at a cutting speed  $v = 1200 \text{ mm/min}$ .
- With the given power, the calculated average mean arithmetic roughness height  $\overline{R_a}$  is considerably higher and amounts to  $1.9 \mu\text{m}$ , which is more than 100% higher than the measured mean arithmetic roughness at the cutting speed of  $1200 \text{ mm/min}$ .
- With a given power, the calculated average mean roughness height  $\overline{R_z}$  is considerably higher and amounts to  $12.42 \mu\text{m}$ , which is more than 100% higher than the measured mean roughness height at cutting speed of  $1200 \text{ mm/min}$ .
- It is interesting that with laser beam powers of  $483 \text{ W}$  and  $537 \text{ W}$  and a cutting speed of  $1000 \text{ mm/min}$ , considerably lower values of individual roughness parameters are obtained. A visual inspection of the laser cut surface and an assessment of the surface quality confirm that the most favourable conditions in the cutting front, as far as energy input and kinetics of ejection of the melt and oxides from the cutting front are concerned, have been attained. Certain influences can be attributed to the afore-mentioned poor laser beam polarization.

On the basis of the analysis made of the cut surface, from the viewpoint of the measured cut roughness parameters and visual assessment of the cut, we would recommend, in order to ensure high quality of the cut, to select the lowest laser beam power,  $231 \text{ W}$ , and a higher cutting speed,  $v = 1200 \text{ mm/min}$ . When cut quality is not of primary importance, the selection of higher powers and a higher cutting speed is recommended.

In the diagram in Fig. 4, all the cutting conditions are shown from the viewpoint of energy input at different cutting speeds. Some 75 laser cuts were made while changing the power of the laser source eight times in the range from  $231 \text{ W}$  to  $847 \text{ W}$ . In the diagram, the straight lines indicate the region of cutting conditions which ensure the desired cut quality from the viewpoint of visual assessment of the cut and the different measured parameters of cut roughness.

## 2.2 Microstructural analysis of the cut

For a thorough analysis of the cutting process, various other microscopic examinations are to be made. They will allow a description of the state of the material due to complementary effects of the thermal energy produced by the interaction of the laser light in the cutting front and thermo-chemical and kinetic effects of oxygen as an auxiliary gas. In dealing with cutting edges one is usually content with a through-thickness analysis of the microstructure of the material, i.e., in the direction of the remelted and the heat-affected zones, and measurement of the microhardness at various cut lev-



Sl. 4. Območje zadovoljive kvalitete laserskega reza v odvisnosti od vnosa energije oziroma moči laserskega snopa in rezalne hitrosti pri pulznem delovanju snopa

Fig. 4. Area of satisfactory laser cut quality as a function of energy input, laser beam power and cutting speed with the pulse mode of beam operation

mikroanalizo podpovršja reza le na zgornjem in spodnjem delu reza, medtem ko pri debelejših materialih dodatno izvajamo mikroanalizo še v srednjem delu reza. Prav tako se priporoča poglobljena mikroanaliza podpovršja v primerih, ko imamo premajhne vnose energije. Značilno za premajhne vnose energije je nastanek neizrazitih brazd na površini reza z opaznimi pretaljenimi in zvarjenimi oksidnimi delci na površju reza. Zaradi zadrževanja taline v rezalni fronti in zaradi povečanega odvoda toplote v hladen material obdelovanca nastane večja globina pretaljenega sloja in večja globina toplotnega vpliva. Na sliki 5 so prikazani mikrostrukturni posnetki zgornjega in spodnjega dela podpovršja reza pri majhnih povečavah. Slika "a" in "b" prikazujeta mikrostrukturno stanje podpovršja pri optimalnem vnosu energije, na sliki "c" in "d" pa pri večjem vnosu energije. Pri opazovanju mikrostrukture na vzorcih smo ugotovili, da se globina pretaljene in toplotno vplivane cone s povečevanjem vnosa energije v okviru optimalnih rezalnih pogojev ne razlikuje in se giblje med 55 in 65  $\mu\text{m}$ . Izrazitejša je povečanje globine toplotno vplivane cone pri premajhnih vnosih energije, ko je zaradi zaostajanja rezalne fronte po višini reza dosežen znatno večji odvod toplote v hladen material okolice reza. Tako lahko ugotovimo, da so običajno znatno manjše razlike v velikostih globin toplotne vplivane cone v zgornjem delu reza, kakor v spodnjem delu reza ([8], [9] in [10]). Pri optimalnih razmerah rezanja smo izmerili povprečno velikost toplotno vplivane cone na zgornjem delu reza okoli 60  $\mu\text{m}$  in je bila po celotni širini reza dokaj

els. With thinner materials the microanalysis of the cut subsurface is limited only to the upper and lower part of the cut while with thicker materials the microanalysis is additionally made at the front part of the cut. It is also recommended to make a thorough microanalysis of the subsurface in the case of a too low energy input. It is characteristic of a too low energy input that unexpressive striations form at the cut surface including remelted and welded oxide parts at the cut surface. Because of melt persistence at the cutting front and an increased transfer of heat to the cold workpiece material, a greater depth of the remelted layer and of heat influence is obtained. Fig. 5 shows micrographs of the upper and lower parts of the cut subsurface at low magnifications. Figures "a" and "b" show the microstructural condition of the subsurface with an optimum energy input and figures "c" and "d" with a higher energy input. Observation of the microstructure of the samples showed that the depth of the remelted and the heat-affected zones did not vary with an increase in energy input within the optimum cutting conditions. The depth varied between 55 and 65  $\mu\text{m}$ . The increase in the depth of the heat-affected zone is more distinctive with too low energy inputs when a much higher removal of heat to the cold material in the cut vicinity along the cut height is achieved due to lagging of the cutting front. Thus it may be stated that considerably smaller differences in the depth of the heat-affected zone are usually found in the upper part of the cut than in its lower part ([8], [9] and [10]). With optimum cutting conditions an average size of 60  $\mu\text{m}$  of the heat-affected zone at the upper part of the cut was measured. It was rather uniform through

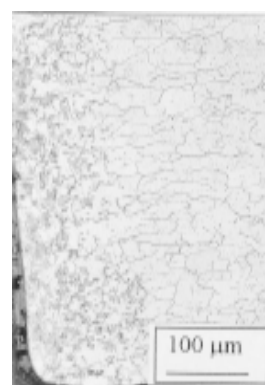
enakomerna. Pri manjših vnosih energije od optimalne pa se je izkazalo, da je znatno povečana globina toplotno vplivane cone v spodnjem delu reza. Tako smo pri najmanjšem vnosu energije, pri kateri smo še dosegli rezanje materiala dobili povprečno globino pretaljenega sloja in toplotno vplivane cone okoli 120  $\mu\text{m}$ . Pri najmanjšem vnosu energije smo dobili postopno spreminjanje globine toplotno vplivane cone od zgornjega robu do globine 60  $\mu\text{m}$  in na spodnjem robu 175  $\mu\text{m}$ . Prav tako pa lahko ugotovimo izrazitejše brazde na površju, ki jih pri fizikalnem popisu površine zajamemo z valovitostjo površine. Mikrostruktura pretaljenega sloja je zelo fina, pretežno feritna z zelo majhnim deležem perlita. Osnovna mikrostruktura je zelo groba z usmerjenimi feritnimi zrni zaradi hladne deformacije pločevine.

the total cut width. With the energy inputs lower than the optimum it showed that the depth of the heat-affected zone considerably increased in the lower part of the cut. Thus an average depth of the remelted layer and of the heat-affected zones of 120  $\mu\text{m}$  was obtained with the lowest energy input, which still allowed material cutting. With the lowest energy input a gradual variation of the depth of the heat-affected zone from the upper edge to a depth of 60  $\mu\text{m}$  and at the lower edge to 175  $\mu\text{m}$  was obtained. Similarly, more expressive striations may be found at the surface. In a physical inventory of the surface they are comprised in the surface waviness. The microstructure of the remelted layer is very fine, mainly ferritic with a small portion of pearlite. The basic microstructure is very coarse, with oriented ferrite grains due to cold deformation of the plate.



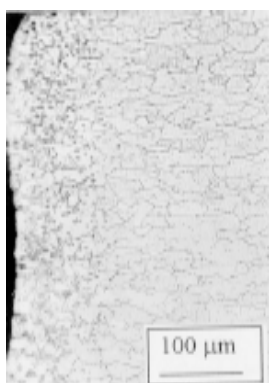
a) Videz zgornjega dela robu pri majhnem vnosu energije

a) Appearance of the upper part of the edge with a low heat input



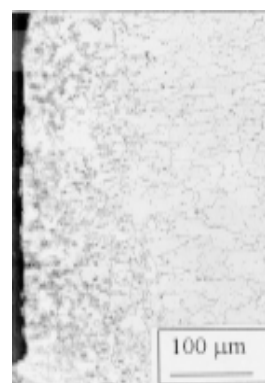
b) Videz spodnjega dela robu pri majhnem vnosu energije

b) Appearance of the lower part of the edge with a low heat input



c) Videz zgornjega dela robu pri velikem vnosu energije

c) Appearance of the upper part of the edge with a high heat input



d) Videz spodnjem dela robu pri velikem vnosu energije

d) Appearance of the lower part of the edge with a high heat input

Sl. 5. Mikrostrukturni posnetki laserskega reza pri pulznem delovanju laserskega snopa

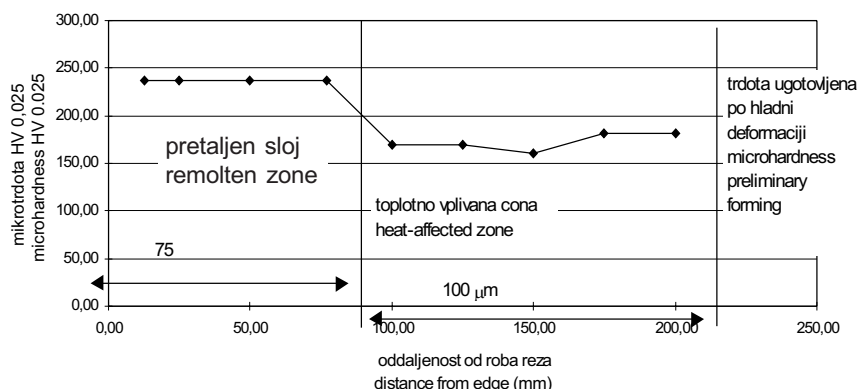
Fig. 5. Micrographs of the laser cut with the pulse mode of laser beam operation

Na sliki 6 je prikazan potek izmerjene mikrotrdote v osrednjem delu reza. Zaradi plitke globine pretaljenega in toplotno vplivanega sloja smo izbrali obremenitev pri merjenju trdote 0,25 N, da smo zagotovili zadostno število meritev.

Fig. 6 shows the variation of the microhardness measured in the central part of the cut. Because of the small depth of the remelted and the heat-affected zones, a load of 0.25 N was selected for the measurement of the microhardness so as to ensure a sufficient

Zaradi narave oziroma uporabnosti materiala, ki je namenjen za globoki vlek, je mikrostruktura materiala pretežno feritna, ki pa ima zaradi učinkov prejšnjega preoblikovanja pločevine povečano trdoto na okoli  $185 \text{ HV}_{0,025}$ . Zaradi toplotnih učinkov je bila kljub poprej hladno utrjeni mikrostrukturi dodatno znotraj pretaljene cone povečana mikrotrdota. Povečanje mikrotrdote je bilo zelo enakomerno po celotni globini in je okoli  $240 \text{ HV}_{0,025}$ . Zanimiv je potek mikrotrdote v osrednjem delu krivulje, kjer je znižanje trdote na  $160 \text{ HV}_{0,025}$  in ga pripišemo omehčanju oziroma rekristalizaciji in sprostitvi hladno deformirane mikrostrukture. Globino toplotno vplivane cone je prav zaradi vpliva toplotnih učinkov na omehčanje mikrostrukture materiala mogoče zelo zanesljivo določiti in je v danem primeru od globine  $120 \mu\text{m}$  celo do globine  $175 \mu\text{m}$ .

number of measurements. Because of the nature of the material, which is intended for a deep draw, the microstructure of the material is mainly ferritic but it has its hardness increased to around  $185 \text{ HV}_{0,025}$  because of the effects of preliminary forming of the plate. Because of thermal effects, the microhardness increased in spite of the preliminary cold-hardened microstructure within the remelted zone. The increase in the microhardness was very uniform through the whole depth, and amounted to around  $240 \text{ HV}_{0,025}$ . It is interesting to see the variation of microhardness in the central part of the curve where hardness is reduced to  $160 \text{ HV}_{0,025}$ . This is attributed to softening and recrystallisation and relaxation of the cold-deformed microstructure. The depth of the heat-affected zone can be determined very reliably, precisely because of the influence of the thermal effects on softening of the material microstructure. In the case given, it ranges from  $120 \mu\text{m}$  up to  $175 \mu\text{m}$ .



Sl. 6. Potek mikrotrdote  $\text{HV}_{0,025}$  po globini pretaljene in toplotno vplivane cone  
 Fig. 6. Variation of microhardness  $\text{HV}_{0,025}$  through the depth of the remelted and the heat-affected zone

### 3 SKLEPI

Po opravljenih raziskavah o makro- in mikrostrukturnem stanju površine in podpovršja reza lahko potrdimo, da z merjenjem oziroma določevanjem različnih parametrov hrapavosti lahko zelo uspešno optimiramo proces laserskega rezanja. Laserski sistem je dovolj zanesljiv, saj razpolaga z ustreznimi optičnimi in kinematičnimi pogoji, ki omogočajo dobro prilagajanje obdelovalnih razmer različnim vrstam in debelinam materialov.

Na podlagi opravljenih raziskav o kakovosti laserskih rezov pri različnih vnosih energije in različnih načinih delovanja snopa lahko povzamemo naslednje:

- Največji vpliv na kakovost reza imata moč laserskega snopa in hitrost rezanja, ki določata vnos energije v rezalno fronto.
- Iz podatkov o srednji aritmetični hrapavosti površine reza ali iz srednje višine neravnin reza lahko glede na različne vnose energije uspešno optimiramo laserski proces.
- Nastavitev odmika gorišča optičnega sistema od površine materiala ima po rezultatih naših meritev manjši ali neznamenit vpliv na hrapavost reza, vpliva pa na širino reza.

### 3 CONCLUSIONS

On the basis of the investigations conducted on the macro and microstructural condition of the cut surface and its subsurface, it may be confirmed that by measuring various roughness parameters the laser cutting process may be successfully optimized. The laser system is reliable enough, since it has at its disposal appropriate optical and kinematic conditions which allow good adaptation of the working conditions to various kinds and thicknesses of material.

On the basis of the investigations conducted on laser cut quality with different energy inputs and different modes of beam operation it can be concluded that:

- The greatest influence on cut quality is exerted by the laser beam power and the cutting speed, which determine the energy input into the cutting front.
- The laser process can be successfully optimized with regard to different heat inputs on the basis of the data on the arithmetic cut-surface roughness or of the mean cut roughness height.
- The setting of the degree of defocus of the optical system has, as the results of our measurements show, a small or insignificant influence on cut roughness but it affects the cut width.

- S primerjavo parametrov hrapavosti površin reza, nastalih z zveznim ali pulznim delovanjem, dajemo določeno prednost pulznemu rezanju materialov.
- Lastna frekvenca delovanja resonatorja ima prevladujoči vpliv na parametre hrapavosti površine, predvsem pri visokih rezalnih hitrostih. Nekoliko bolj izrazit je vpliv lastne frekvence pri pulznem delovanju laserja, kakor pri zveznem delovanju.
- Dokazali smo, da je laserski snop s slabo krožno polarizacijo, kar pomeni, da je v enakih razmerah laserskega rezanja kakovost reza odvisna od smeri rezanja.
- A comparison of roughness parameters for cut surfaces produced by the continuous or pulse mode of operation indicates a preference for the pulse cutting of materials.
- The resonator's own frequency of operation has a predominant influence on the surface roughness parameters, particularly at high cutting speeds. This influence is more clearly observed with the pulse mode of the laser operation than with the continuous mode.
- It has been proved that the laser beam has a poor circular polarization, that is to say, that with the same laser cutting conditions the cut quality depends on the cutting direction.

Dosedanji rezultati raziskav in izkušnje pri ocenjevanju kakovosti laserskega reza potrjujejo, da je določevanje spodnje in zgornje kritične rezalne hitrosti mogoče vključiti kot zanesljiv način za določevanje optimalnih parametrov laserskega rezanja.

The results of the investigations at this stage and the experience gained in assessment of laser cut quality confirm that determination of the lower and the upper critical cutting speeds may be considered a reliable way of determining the optimum laser cutting parameters.

#### 4 LITERATURA 4 REFERENCES

- [1] Nuss, R., Biermann, S., M. Geiger (1987) Precise cutting of sheet metal with CO<sub>2</sub> laser. *Laser Treatment of Materials, Ed.: B.L.Mordike, Deutsche Gessellschaft für Metallkunde, Oberursel, Germany, 279 -288.*
- [2] Tönshoff, H.K., H. Semrau (1987) Effect of laser cutting on the physical and technological properties of the surface of cut. *Laser Treatment of Materials, Ed.: B.L. Mordike, Deutsche Gessellschaft für Metallkunde, Oberursel, Germany, 299 -308.*
- [3] Bedrin, C., Yuan, S.F., M. Querry (1988) Investigation of surface microgeometry in laser cutting. *Annals of CIRP, vol. 37, no. 1, 157 -160.*
- [4] Thomssen, F.B., F. O. Olsen (1983) Experimental studies in nozzle design for laser cutting. *Proc. of the 1st Int. Con. on Laser in Manufacturing, Brighton, UK, Ed.: M. F. Kimm, 169 -180.*
- [5] Powel, J., C. Wykes (1989) A comparison between CO<sub>2</sub> laser cutting and competitive technique, Nd-YAG laser, plasma arc, abrasive water jet and oxygen flame, laser in manufacturing. *Proceedings of the 6th Int. Con., Birmingham, UK, 135-153.*
- [6] Grum, J., D. Zuljan (1996) Estimation of cut quality after laser cutting of austenitic stainless steel. *13<sup>th</sup> Conference BIAM'96, Zagreb, Croatia, D1 - D6.*
- [7] Grum, J., D. Zuljan (1996) Estimation of the quality of cut after laser cutting austenitic stainless steel. *6th European Conference on Laser Treatment of Materials, Edited by: F. Dausinger, H. W. Bergmann, J. Siger, ECLAT '96, Stuttgart, Germany, vol. 2, 1007-1016.*
- [8] Grum, J., D. Zuljan (1996) Thermal response analysis of laser cutting austenitic stainless steel. *AMST'96, 4th Int. Conference on Advanced Manufacturing Technology, Udine, Italy, 495-502.*
- [9] Grum, J., D. Zuljan (1996) Thermal response analysis of laser cutting austenitic stainless steel. *MAT-TEC '96, Improvement of Materials, Technology Transfer Series, Series Editor: A. Niku Lari, Subject Editor: Jian Lu, Paris, Gournay sur Marne, France, 301-311.*
- [10] Zuljan, D., J. Grum (1994) Detection of heat responses in laser cutting. *15th Conference on Materials Testing in Metallurgy, 11th Congress on Materials Testing EUROMAT 94, Conference Proceedings, Edited by: B. Vorsatz and E. Szóke, Responsible for publication. P. Tardy, Balatonszeplak, Hungary, Volume IV, 1077-1082.*

Naslov avtorjev: prof.dr. Janez Grum  
dr. Darjo Zuljan  
Fakulteta za strojništvo  
Univerze v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Authors' Address: Prof.Dr. Janez Grum  
Dr. Darjo Zuljan  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 19.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Avtomobilizacija srednjeevropskih držav in usmeritve

### Automobilization of Central European Countries and Trends

Ján Lešinský

*Avtomobilska industrija je letos dopolnila prvo stoletje. Do leta 2010 bo lahko število cestnih motornih vozil (CMV) naraslo za 50 odstotkov in poraba goriva za 45 odstotkov. V srednji in vzhodni Evropi se pričakuje precejšen razvoj avtomobilizma; do leta 2000 bo narasla proizvodnja za 75 odstotkov in do leta 2005 za 125 odstotkov (kar pomeni povečanje svetovnega deleža s 5 na 10 odstotkov). Države s tega področja bodo dosegle večje deleže pri proizvodnji osnovnih materialov in sistemov ter pri proizvodnji in uporabi avtomobilov ter njihovi reciklaži.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: avtomobilizem, srednja Evropa, CEFTA, dobavitelji)**

*The automobile industry has completed its first century. By the year 2010 the number of road motor vehicles (RMV) could increase by 50 % and fuel consumption by 45 %. In Central and Eastern Europe a substantial automobilization is expected; by the year 2000 production will increase by 75 % and by 2005 by 125 % (which will increase the regional contribution from 5 % to nearly 10 % of the world production). Therefore, the countries of this region will likely gain a larger share in the production of basic materials and systems, in the production and utilization of cars, and in their recycling.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: automobilization, Central Europe, CEFTA, suppliers)**

#### 0 UVOD

Če gledamo na avtomobilizacijo kot na pojav tega stoletja, so celine območja, na katerih prebivalci tradicionalno sodelujejo, vplivajo drug na drugega in tekmujejo. Razvoj pomorskega prometa je pospešil večje transporte izdelkov med celinami, zračni promet je olajšal gibanje ljudi in telekomunikacijska podpora omogoča stalno navzočnost informacij na kateremkoli kraju na zemlji. Avtomobilski promet je ohranil celinski značaj kar se tiče uporabe, vsekakor pa vpliva na medcelinsko preseljevanje. Dandanes je na svetovnih cestah okrog 680 milijonov osebnih avtomobilov (OA) in komercialnih vozil (KV), pri letni proizvodnji 55 milijonov avtomobilov letno (leta 2005 jih bo 802 milijona pri proizvodnji 70 milijonov letno in leta 2010 blizu 1 milijardo pri proizvodnji 80 milijonov letno). Navkljub različnim napovedim (in katastrofalnim scenarijem), bo avtomobilska industrija (AI) še vedno pomenila 10 odstotkov svetovne industrijske proizvodnje. V vsaki državi AI podpira tehnični razvoj, razvoj standardov in tržišča, svobodo v osebni gibljivosti, ponuja veliko delovnih mest in vpliva na modernizacijo metod vodenja, uvaja nove

#### 0 INTRODUCTION

If we consider automobilization as a phenomenon of this century, then the continents are territories in which the inhabitants have traditionally cooperated, influenced each other and competed. It was the development of sea transport that facilitated large-scale movement of goods between continents, while air transport makes the physical exchange of people across continents easier. In addition, telecommunications supports the instant transfer of information all over the globe. Automobile transport retains its continental character as far as operational space, however, it has an influence on "intercontinental" mobility. Nowadays there are about 680 million passenger cars (PsC's) and commercial vehicles (CV's) on the roads of the world, at a production output rate of 55 million cars per year (in 2005 there will be 802 million at 70 million units per year, and in 2010 nearly 1 billion cars at 80 million per year). In spite of various prognoses (and catastrophic scenarios), the automotive industry (AI) will still represent 10% of the world's industrial production. In each country concerned, AI supports technological development, development of standards in the market and freedom in personal mobility. In addition, AI offers a lot of jobs and influences modern management methods, new



metalurgije, materiale itn. Kljub povečanemu številu avtomobilov, zaradi strožjih standardov in zmanjšanja emisije pri posameznih vrstah motorjev, v Evropski zvezi pričakujemo zmanjšanje emisije za 40% (v severni Ameriki se bo emisija zvišala za 6%, drugje po svetu se bo zmanjšala za 33%). Spremenila pa se bo tudi sestava goriva (poraba bencina se bo zvečala za 33%, nafte za 65%), razvila se bodo nova goriva in novi pogoni.

## 1 TRENUTNO STANJE

Za sredino devetdesetih so značilne obsežne spremembe v svetu avtomobilizma ([5] in [6]). Označimo jih lahko s:

- počasnejšim povečevanjem letne proizvodnje (96/97 v svetu + 6%, v srednji in vzhodni Evropi + 15%) in
- počasnejšim povečevanjem voznega parka v industrijskih deželah (od ~ 7 do 2%)

vendar tudi z:

- večjim trdom proizvajalcev za učinkovitost,
- širjenjem koncentracije proizvodnje,
- globalizacijo vpliva, napredka in truda [10],
- stalnim zmanjševanjem števila neposrednih dobaviteljev [5],
- obsežnim premikom v proizvodnosti.

Velika avtomobilska industrija torej išče prostor za postavitev svoje proizvodnje, proizvajalci poskušajo najti večja področja.

Trenutna razdelitev avtomobilske industrije [7] glede na proizvodnjo:

- 80% v tako imenovanih tehnološko visoko razvitih državah (s poudarkom nastajanja in razvoja novih izdelkov) in
- 20% v novoprihajajočih državah (sestava, državni avtomobili, konstruiranje detajlov).

Trenutno stanje pri reševanju transportnih problemov z vidika individualnega avtomobilizma (pri povprečnem številu 100 osebnih avtomobilov na 1000 prebivalcev) prikazuje gostota avtomobilov v posameznih območjih, preglednica 1 [10].

Srednja in vzhodna Evropa skoraj v celoti izpolnjujeta zahteve avtomobilske industrije – trenutne kriterije – potrebno stanje tehnologije (za proizvodnjo), plačevanje končnih izdelkov (kupna moč prebivalcev), zviševanje ravni avtomobilske industrije (usposobljen kader) in naraščanje profita (poceni delovna sila) ([2], [5] in [6]).

### 1.1 Vzhodna in srednja Evropa

V nasprotju s stanjem pri naprednih narodih je v devetdesetih v srednji in vzhodni Evropi:

- bilo naftnih derivatov veliko in so bili poceni,
- vrednost izdelkov ni bila problematična,

metallurgies, technologies, materials, etc. In spite of the growing number of cars, we expect an emission reduction of in the EU 40%, due to stricter standards and emission reduction in individual types of engines (in North America the emission production will increase by 6 %, while in the rest of the world it will decrease by 33 %). There will also be changes in the fuel structure (consumption of petrol will go up by 33 % while that, of oil will increase by 65 %), as new fuels and new drives are developed.

## 1 THE PRESENT STATE

The mid 1990's characterized by extensive changes in the automobile world [5] and [6], such as:

- a slower increase in annual production (but 96/97 worldwide + 6%, Central and Eastern Europe + 15 %) and
- a slower increase in car fleet growth in industrial countries (from ~ 7 to 2 %)

but also:

- a bigger effort of manufacturers for efficiency,
- extensive production concentration,
- extensive globalization of influence, steps and efforts [10],
- a steady decrease in the number of direct suppliers [5],
- an extensive shift of production performance.

The large automobile industry is therefore "looking for" a territory to place its production, and manufacturers are trying to find bigger areas.

The present distribution of car industries [7] according to production is:

- 80% in so called "high-tech" countries (with stress on the creation and development of new products) and
- 20% in "newcomer" countries (assembly, national cars, detail design).

With an average number of 100 passenger cars per 1000 inhabitants in the world, the car density in individual zones is shown in Tab. 1, [10].

It is Central and Eastern Europe that satisfy, according to today's criteria, the demands of the automotive industry for development of technology (for production), pay for the final product (solvent population), development of the level of the car industry (qualified human resources) and increase of profit (low cost of labour), nearly in full scale ([2], [5] and [6]).

### 1.1 Eastern and Central Europe Region

In contradistinction to the situation in advanced nations, during the 90's in C. and E. Europe countries:

- oil products were plentiful and cheap,
- weight of products was not a real problem,

Preglednica 1. Parametri avtomobilizacije po posameznih področjih – stanje leta 1998  
 Table 1. Automobile parameters according to individual territories – the situation in 1998

Območje Territory	Število prebivalcev v milijonih Number of inhabitants in millions	Št. avtomobilov na 1000 prebivalcev Car density - CD PsC/1000 inh.
severna Amerika NAFTA	~ 380	400
Evropska zveza EU	~ 380	400
Japonska in Koreja Japan and Korea	~ 170	320
srednja in vzh. Evropa Central and E. Europe	~ 175	150
Rusija Russia	~ 148	80
srednja Evropa CEFTA	~ 89.0	219
Slovenija Slovenia	~ 2.0	383
Češka Czech Republic	~ 10.3	359
Poljska Poland	~ 38.6	230
Madžarska Hungary	~ 10.0	226
Slovaška Slovak Republic	~ 5.4	212
Romunija Romania	~ 22.7	121

- lahki materiali so bili dragi (plastika, aluminij, magnezij),
  - proizvajalci so imeli močno razvito strojniško kulturo,
  - varovanje okolja ni bilo prednostno, tako kakor je danes;
- Današji kriteriji za izbor materialov so strožji zaradi:
- zahteve uporabnikov (delovanje, varnost, udobje, cena) [7],
  - tehničnih omejitev (mehanski in toplotni dejavniki, izraba materiala) [1],
  - okoljskih omejitev (poraba goriva, onesnaženje, hrup, reciklaža) [3].

## 2 PROIZVODNJA

V naslednjih 10 do 20 letih bo na našem območju podobna proizvodnja avtomobilov kakršna je bila v zahodni Evropi v sedemdesetih ([5] in [6]). Močno se bo povečala proizvodnja avtomobilov (pri ne tako velikem povečanju zaposlenosti), močno se bo obnovila sedanja industrija, nastale bodo nove povezave med zahodno in srednjo Evropo, povečalo se bo število podizvajalnih podjetij [5], okrepila se bo gradnja infrastrukture, razvijala se bo dejanska ekonomska vzajemnost, povečala se bo kupna moč prebivalcev [2], povečale se bodo razlike med državami (in tudi v državah samih [2]).

- lightweight materials were expensive (plastic, aluminium, magnesium),
- manufacturers had a strong “mechanical culture”,
- protecting the environment was not among priorities as it is today.

Today's material choice criteria are more stringent, due to:

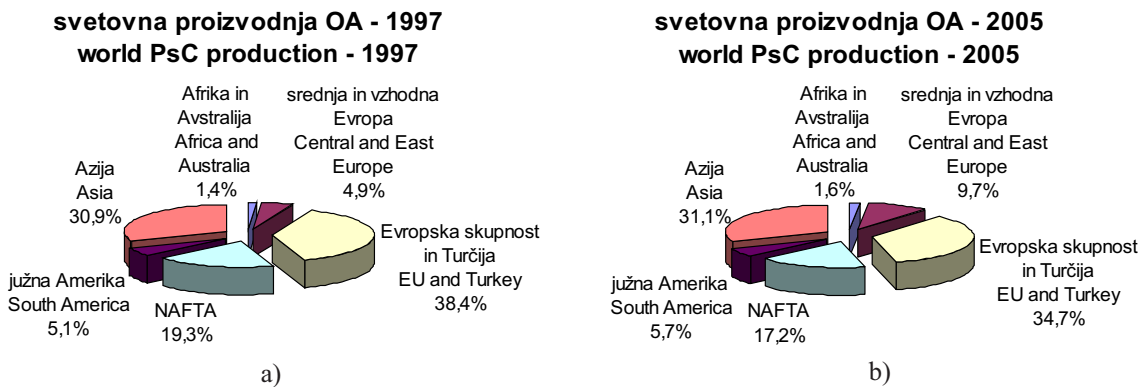
- consumer demands (performance, safety, comfort, price) [7],
- technical constraints (mechanical and thermal factors, material usage) [1],
- environmental constraints (consumption, pollution, noise, recycling) [3].

## 2 PRODUCTION

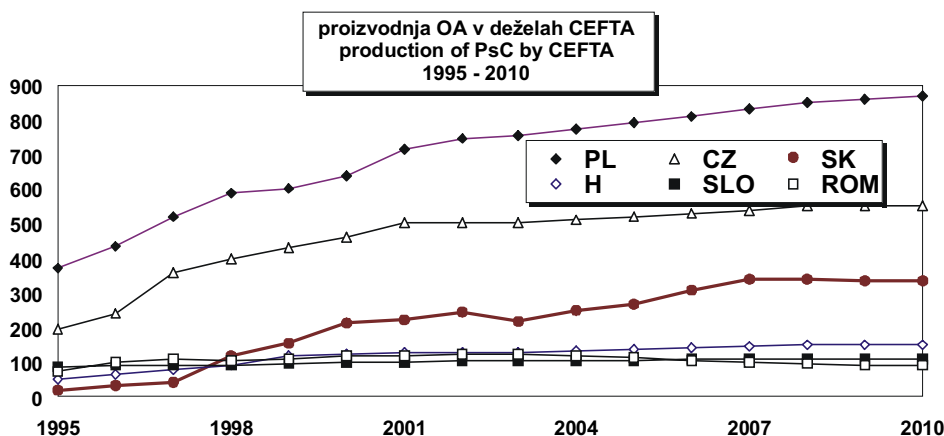
The next 10 to 20 years will be, in our area, similar in car production to Western Europe in the 1970's ([5] and [6]). We will see a big increase in the production of cars (but not such a high increase in employment), a big revitalization of today's industries, creation of new connections between Western and Central Europe, an increase in the number of sub-supplier companies [5], a building of infrastructure, an evolution of true economic reciprocity, an increase of inhabitant's solvency [2], and an increase in differences between countries (but within countries, too [2]).

Do leta 2005 se bo svetovna proizvodnja avtomobilov povečala za 10%. Večanje ne bo enakomerno, v državah srednje in vzhodne Evrope bo skoraj 125%. Spremenila se bodo sedanja razmerja, ki bodo temeljila na ekonomskem razvoju območij. Sedanja nasičenost, potrebe po selitvi, prikazane na sliki 1a, se bodo gibale v smeri pričakovane prerazporeditve, prikazane na sliki 1b.

By 2005, global car production will increase by 10%. The growth will not be uniform. In the countries of Central and Eastern Europe, the increase will be nearly 125%. This will change present conditions according to the economic development in the zones. The current saturation and mobility needs as presented in Figure 1a, will shift toward the expected redistribution according to Figure 1b.



Sl.1. Proizvodnja avtomobilov glede na skupine držav: a) 1997, b) 2005  
 Fig. 1. Car production according to country groups: a)1997, b) 2005



Sl. 2. Gibanje proizvodnje OA v državah CEFTA 1995 do 2010  
 Fig. 2. The trend of PsC production by CEFTA countries 1995 to 2010

Predvideno proizvodno stanje v državah CEFTA je prikazano na sliki 2.

We can see the predicted situation of CEFTA - countries production in Figure 2.

### 3 KONČNI PROIZVAJALCI IN DOBAVITELJI

### 3 FINAL PRODUCER AND SUPPLIERS

Pri industrijski proizvodnji iščejo države srednje in vzhodne Evrope nove vsebine in tudi oživljanje predimenzioniranih proizvodnih vej (kar zadeva porabo energije in materiala ter tudi delovno silo). S prevzemom nekaterih delov avtomobilske proizvodnje bi radi uskladili zaželene in koristne vidike (zaposlenost, pogoji za vzajemnost, izrabo kapacitet itn.). Vendar pa je to zahtevno in za nekatere nerealno [9].

The Central and Eastern European countries are looking for “new” contents and revitalization of oversized production branches (regarding energy and material demands, as well as human resources). They want to combine the wished-for and useful aspects (employment, reciprocity, capacity utilization, etc.) by taking over some aspects of car industry production. However, this way is demanding and, for many, unrealistic [9].

Avtomobilska industrija sama po sebi je nenavadna in veličastna. Če so pred 30 leti, imela velika avtomobilska podjetja desetisoče dobaviteljev, pred 10 leti tisoče, jih imajo danes le nekaj sto [2]. Opazimo, da so uspešni evropski avtomobili sestavljeni iz delov 100 do 150 dobaviteljev iz 10 do 15 držav, od katerih 75 do 90% prihaja iz 5 držav. Vodilno vlogo v evropski avtomobilski industriji zasedajo ne samo glede na število končnih izdelkov, ampak tudi glede na število dobaviteljev. Končni proizvajalec ohranja le pomembne dejavnosti, povezane s konstruiranjem in proizvodnjo, medtem ko dobavitelji (natančno razdeljeni v skupine in podskupine) prevzemajo nove vloge. To je posledica zmožnosti izpolnjevanja novih nalog proizvajalcev delov in obvladovanje lastnega načrtovanja (raziskave in razvoje ter proizvodnja), sestavljanja, logistike in servisiranja.

V celoti gledano se število (pogodbenih) dobaviteljev bistveno zvečuje, po drugi strani pa so dobavitelji večja podjetja, bolj zanesljiva, z večjo odgovornostjo do končnega proizvajalca in spadajo med "najboljše od najboljših" ali z drugimi besedami v sam vrh. Za dobavitelje pomeni to nujno potreben razvoj, večje dobičke, vendar tudi večja tveganja.

#### 4 UČINKI

Vozni park posameznih držav lahko ocenjujemo na več načinov, vendar večinoma z relativnim številom avtomobilov (na prebivalca, na km<sup>2</sup>, na km ceste, na bencinsko črpalko), s tehničnega vidika - s povprečno starostjo ([2] in [6]), z vidika voznih enot - z odstotkom bencinskih, dizelskih in električnih motorjev, z vidika goriva - klasični, alternativni ali plinski. Skupaj z oceno letnih mezd v nekaterih državah (CEFTA, Rusija) so na slikah 3 in 4 prikazana gibanja za naslednje desetletje.

#### 5 VIDIKI

Iz ekonomskega razvoja, v odvisnosti od demografskega razvoja, posameznih držav je mogoče napovedati nadaljnje usmeritve, kakor je prikazano na sliki 5. Očitno je, da ekonomski potencial posameznikov (prikazan je kot BDP/prebivalca) in število prebivalcev vplivata na gostoto avtomobilov v državah. Doseženi BDP omogoča ljudem v dani državi, da kupijo več avtomobilov, oz. da izboljšajo in povečajo sedanji vozni park (skladno s hiperbolami), kar je razvidno (skladno s kubičnimi parabolami) iz gostote avtomobilov v dani državi. V diagramu lahko vidimo, da bo imelo na primer na Slovaškem 5,4 milijona prebivalcev 300 osebnih avtomobilov/1000 prebivalcev v letu, ko bo njen BDP/prebivalca dvakrat večji.

Na koncu lahko ugotovimo, kar vidimo sedaj pri luksuznih avtomobilih, bo kmalu čisto običajno pri

The automotive industry is itself an extraordinary and monumental creation. While 30 years ago the big car companies had tens of thousands of suppliers, 10 years ago there were a few thousands, and today there are only hundreds [2]. We have recognized that successful European cars are assembled from components delivered by 100 - 150 suppliers from 10 to 15 countries, and 75 - 90% of them come from 5 countries. The leading positions in the European car industry are occupied not only according to the number of final products but also according to the number of supplier companies. The final manufacturer retains only the essential activities related to car design and production, while the suppliers (precisely divided into individual groups and subgroups) take over new functions. This results in completing new tasks by system and component producers, mainly mastering their own designs (R&D + production), assembly, logistics and servicing.

In all, the number of (contracted) suppliers is substantially decreasing, but on the other hand the suppliers are bigger companies; they are more reliable, with greater responsibility towards the final manufacturer and they belong to "the best of the best", or in other words to the "global best". For suppliers it means a necessity of growth and higher profits, but also higher risks.

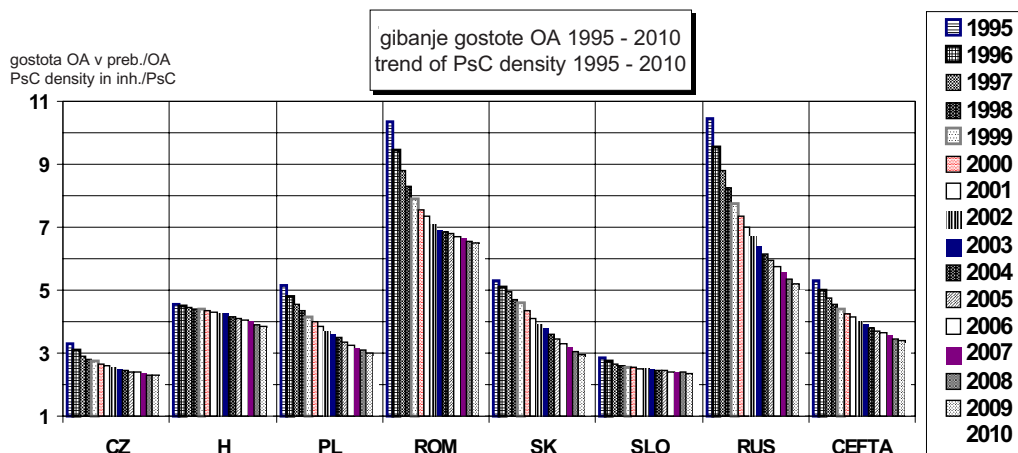
#### 4 EFFECTS

The car fleet in any country can be evaluated from several points of view: from the relative numbers (per inhabitant, per sq. km, per road km, per filling station), from the standpoint of technical progress (average age [2], [6]), from the standpoint of driving unit (percentage of petrol engines, diesel engines and electric motors), and from the standpoint of fuel (classical, alternative or gas). Together with an evaluation of yearly wages in some countries (CEFTA, Russia), we can see trends for the next decade in Figure 3 and Figure 4.

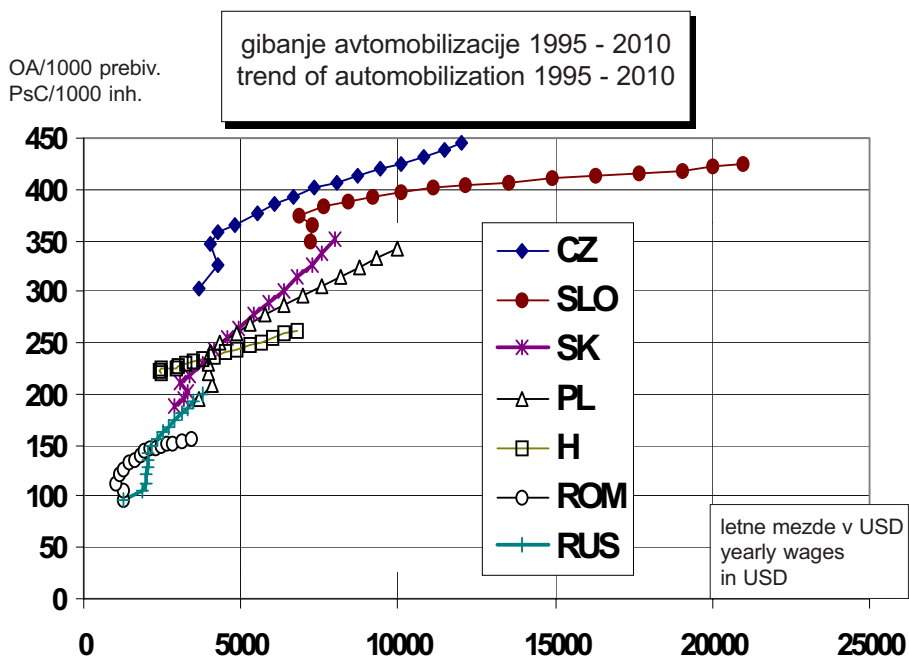
#### 5 VISION

From the economic development standpoint, as well as with regard to the demographic development in individual countries, it is possible to anticipate further development trends as shows in Figure 7. It is obvious that the economic potential of individuals (here plotted as GDP / inhabitant) and the number of inhabitants influence the car density in the countries. The obtained GDP enables people in the given country to buy more cars, or to innovate and enlarge the existing fleet (according to hyperbolae), which is reflected (according to cubic parabolae) in the car density of a given country. For example in the diagram we can see that in Slovakia 5,4 million people will possess 300 passenger cars / 1000 inhabitants in the year while its GDP / capita will be two times higher.

Finally, what we see now in luxury cars will be soon quite commonly be called lower category



Sl. 3. Gibanje gostote OA v državah CEFTA in Rusiji 1995 do 2010  
Fig. 3. The trend of PsC's density by CEFTA countries and Russia 1995 to 2010



Sl. 4. Avtomobilizacija in mezde v državah CEFTA in Rusiji 1995 do 2010  
Fig. 4. Automobilization and wages by CEFTA countries and Russia 1995 to 2010

vozilih sedanjega nižjega razreda. Varnost avtomobilov bo "inteligentna" (satelitska navigacija, opozarjanje na ovire, nočna vidljivost, inteligentne komunikacije). Zato se povprečna teža avtomobilov posameznega razreda ne more več veliko zmanjšati.

vehicles. The safety of automobiles will be "intelligent" (navigation via satellite, collision warning, night vision, intelligent communication). This is why the average weight cannot be reduced much in a car of the same class.

## 6 SKLEP

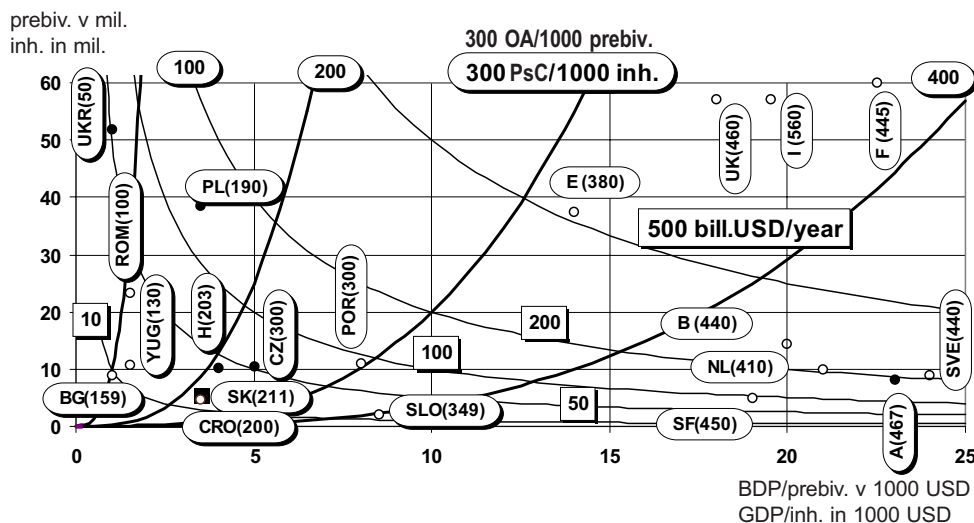
## 6 CONCLUSION

Na Slovaškem smo priča opaznemu razvoju proizvodnje osebnih avtomobilov. Povečanje sestavljenih avtomobilov na 240.000 letno (ali več) v VW Bratislava, rast proizvodnje sestavnih delov in priprave na masovno proizvodnjo delov za avtomobilsko industrijo, prav tako pa tudi velike spremembe v sosednjih državah (še posebno na Češkem in Poljskem) spodbujajo prenovo naše strojne industrije.

In Slovakia we have witnessed a substantial development of passenger car production. The rate of car assembly has grown to 240 000 per year (or more) in VW Bratislava, while an increase in components production and preparation of mass production of components for the automobile industry, as well as big changes in surrounding countries (mainly Czech Republic and Poland) stimulate revitalization of our machinery industry.

Vlade po vsem svetu si želijo avtomobilske industrije vsaj toliko, kolikor si njihovi državljani

Governments around the world want an automotive industry as much as their citizens want automo-



Sl. 5. Ekonomija in gostota avtomobilov – 1997 (• Slovaški sosednje države)

Fig. 5. Economy and car density - 1997 (• Slovak neighbour country)

želijo avtomobilov. Industrija je tako pomagala družbeno ekonomskemu razvoju. Avtomobil je izdelek današnje družbe, toda razvil in spremenil je socialno, ekonomsko in politično dinamiko družb moderne dobe. Države, ki več vlagajo v avtomobilsko industrijo, imajo sorazmerno večje število avtomobilov, ne samo za “prosto uporabo”.

biles. The industry has thus helped societies pursue economic development. The automobile is a product of today’s society; it has developed and changed the most important social, economic, and political dynamics of modern society. Those countries that participate more in car production have a proportionally higher number of cars, and not just for the sake of freedom.

7 LITERATURA  
7 REFERENCES

- [1] Nakamura, H. (1997) Challenge to the automobile of the global environment. In.: *Proceedings of the IPC-9, Keynote speeches*, Nusa Dua, Bali, ISBN - 979 - 95334 - 0 - 6.
- [2] Lešinský, J. (1998) Significants by automobilization of Slovakia. In.: *Proceedings of 1998 FISITA World Automotive Congress*, F98S195, Paris, CD-ROM, Titus Consulting.
- [3] Lešinský, J. (1997) Automobil and the environment in the next decade. In.: *Proceedings of 38 th International Petroleum Conference*. p. C.4-1-C.4-10, Slovnaft VÚRUP, Bratislava.
- [4] Collective (1996, 1997, 1998) 17., 18., 19. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, VDI Verlag, Berichte VDI Nr.267, Nr.306, Nr.348, ISBN 3-18-334812-8.
- [5] Grunau, P. (1998) The global automotive industry - incl. C. & E. Europe - in transition. Keynote speech on Workshop „World automotive industry and our zone“ by MEKO-AUTO ‘98, org. SAITS, Vyhne.
- [6] Lešinský, J. (1996) Automobilization by world (Slovak). In.: *MOT*, Bratislava, 9/96, p.60-64, ISSN 1210-2083.
- [7] Collective (1998) Proceedings of 1998 FISITA World Automotive Congress, Paris, CD-ROM, Titus Consulting.
- [8] Lešinský, J. (1997) Car fleet in SR (Analysis 1,2) (Slovak). In.: *MOT*, Bratislava, 4/97, p.62,63, 5/97, p.52,53, ISSN 1210-2083.
- [9] Lešinský, J. (1965 - 1998) Author archives.
- [10] Annual reports of AAMA, JAMA, VDA, AIA SR, OICA, Automobile Revue.

Avtorjev naslov: doc.dr.inž. Ján Lešinský  
Fakulteta za strojništvo  
Slovaške tehnične univerze  
Nám. slobody 17  
812 31 Bratislava, Slovaška

Author’s Address: Doc.Dr.Ing. Ján Lešinský  
Faculty of Mechanical Engineering  
Slovak University of Technology  
Nám. slobody 17  
812 31 Bratislava, Slovak Republic

Prejeto: 28.9.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:

## Homologacija vozil na Hrvaškem - zasnova sistema in prvi rezultati

### Motor Vehicle Approval in Croatia - System Design and First Results

Ivan Mahalec · Zoran Lulić · Dražen Bjelovučić · Dušan Jeras

*Jeseni leta 1997 je začela Hrvaška obvezno homologacijo motornih vozil po predpisih ECE, za vsa vozila, uvožena ali izdelana v državi. Delež doma izdelanih vozil, ki je manjši od 100 vozil, izdelanih na Hrvaškem leta 1996, lahko zanemarimo v primerjavi s 110.000 vozili, uvoženimi istega leta. Fizične osebe uvozijo štirikrat več vozil kakor registrirani uvozniki in prodajalci avtomobilov. Prispevek obravnava postavitve sistema za homologacijo vozil. Obravnava pa tudi pričakovane rezultate tega procesa.*

© 1999 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

**(Ključne besede: vozila motorna, homologacija, standardizacija, preskušanje)**

*In autumn 1997 the Republic of Croatia started compulsory motor vehicle approval scheme through ECE regulations for all vehicles imported to or manufactured in the country. The share of less than 100 vehicles manufactured in Croatia in 1996 can be neglected in comparison to 110,000 units imported in the same year. Of the imported units, private persons imported four times more vehicles than the registered importers or car dealers. This paper deals with the vehicle approval system design. The expected effects of this process are also being considered.*

© 1999 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

**(Keywords: motor vehicle, homologation, standardisation, testing)**

#### 0 UVOD

Republika Hrvaška pokriva ozemlje 56.000 km<sup>2</sup> in ima 4.800.000 prebivalcev, ki uporabljajo približno 1.300.000 registriranih vozil (sl. 1). Hrvaška je bila petindvajseta država, ki je podpisala Sporazum o sprejemu enotnih pogojev za homologacijo in vzajemno priznanje ustreznosti motornih vozil in delov. Sporazum je bil pripravljen 20. marca 1958 v Ženevi. Trenutno je v veljavi 54 od skupaj 104 predpisov, vendar pa se v kratkem pričakuje večje povečanje. Leta 1993 je bil ustanovljen Servis za homologacijo vozil, znotraj Oddelka za kakovost, državnega Inštituta za standardizacijo in metrologijo. Zaradi objektivnih težav v obdobju do leta 1995, so se priprave za izvedbo predpisov ECE začele šele leta 1996. Priprave so vključevale naslednje:

- pregled uvedenih homologacijskih predpisov v Evropi v primerjavi s Hrvaško,
- analizo voznega parka na Hrvaškem glede na število in starost,
- definicijo ciljev, ki naj bi jih dosegli z izvajanjem homologacijskih predpisov na Hrvaškem,
- razvoj več modelov izvedb homologacijskih predpisov na Hrvaškem,
- izdelavo sistema homologacije in njegove izvedbe.

#### 0 INTRODUCTION

The Republic of Croatia covers an area of 56,000 km<sup>2</sup>, and has 4,800,000 inhabitants who use nowadays approximately 1,300,000 registered vehicles (Fig.1). Croatia was the 25<sup>th</sup> country to sign the Agreement on adoption of uniform conditions for approval and reciprocal recognition of motor vehicle approval equipment and parts, which was developed in Geneva on March 20, 1958. Presently, only 54 out of the total number of 104 regulations are in force in Croatia, but a considerable increase in their number is expected soon. In 1993, The Vehicle Approval Service was established within the Department for Quality of the State Institute for Standardisation and Metrology. Due to objective difficulties in the period until 1995, preparations for the ECE-regulations implementation started only in 1996. The preparations included the following:

- review of the implementation of the approval regulations in Europe in comparison with Croatia,
- analysis of the car population in Croatia regarding the number and age,
- definition of the aims to be achieved by the implementation of the approval regulations in Croatia,
- development of several models of approval regulations implementation in Croatia,
- approval system design and its implementation.

## 1 CILJI

Glavna cilja, ki naj bi ju dosegli z izvajanjem registracijskih predpisov ECE, sta:

- zmanjšanje emisije izpušnih plinov,
- povečanje varnosti z zmanjšanjem starosti vozil [1] (sl. 2 in 3).

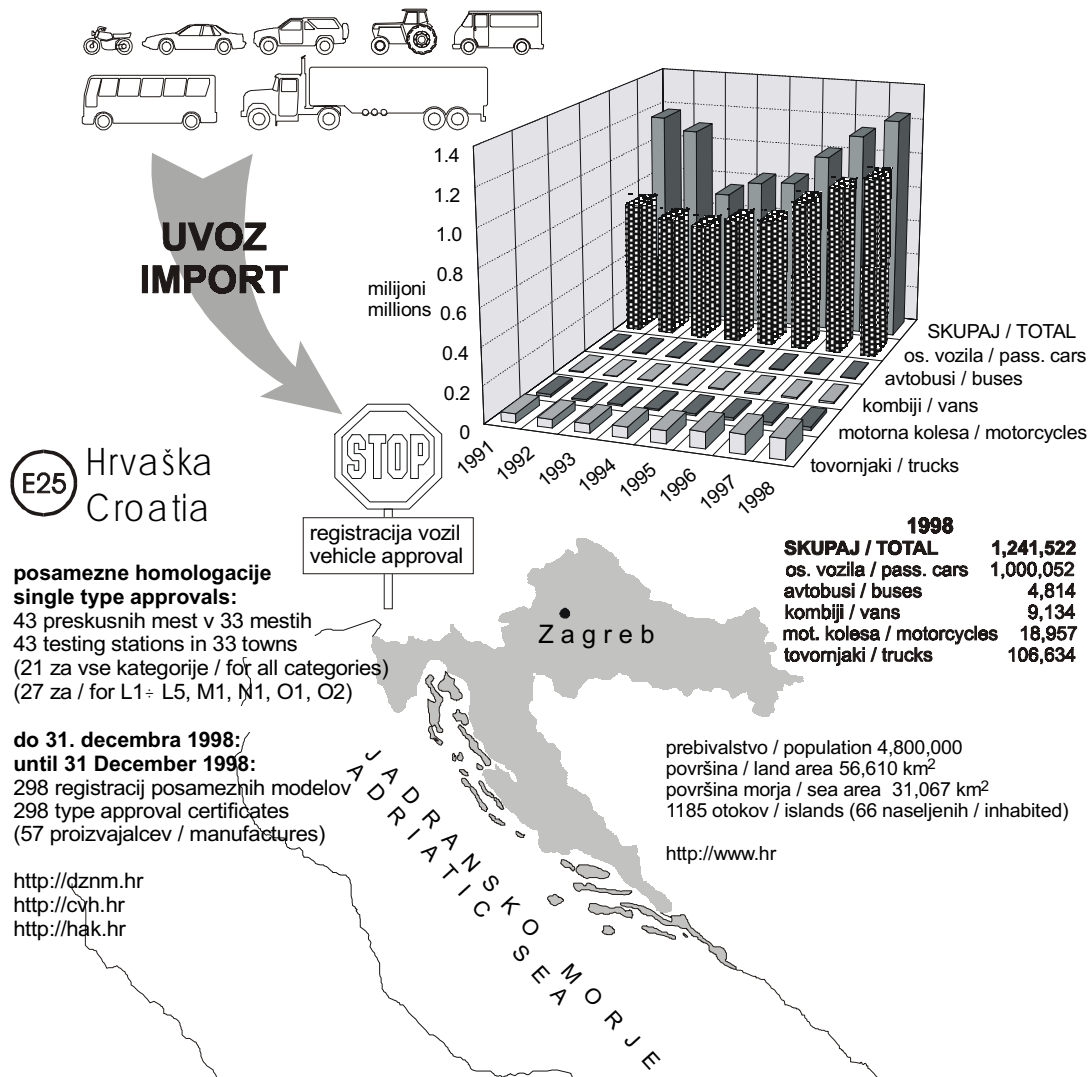
Da bi ta cilja dosegli, je treba uporabljati homologacijski sistem kot sito pri uvozu vozil. Treba je poudariti, da je leta 1996 hrvaška avtomobilska industrija izdelala manj ko 100 avtobusov in tovornjakov. To število lahko zanemarimo v primerjavi s 110.000 uvoženimi vozili. Izpostaviti je treba dejstvo, da so fizične osebe uvozile štirikrat toliko vozil kakor registrirani uvozniki. Prejšnje omejitve homologacijskih predpisov za uvožena vozila so se nanašala le na osebna vozila, ta niso smela biti starejša od 7 let. Zaradi takih ohlapnih predpisov, je bilo uvoženih veliko avtobusov in tovornjakov, starejših od 10 let.

## 1 AIMS

The basic aims to be achieved by the ECE-regulations implementation can be stated as:

- reduction of the exhaust emissions,
- increase of safety by restricting the age of vehicles [1] (Fig.2 and 3).

In order to achieve these aims, the approval system should be used as an import filter. It should be pointed out that in 1996 Croatian motor industry produced less than 100 buses and lorries. This number can be neglected when compared with the approximate number of 110,000 imported vehicles that year. It should be noted that individual persons at that time imported four times more vehicles than the registered importers. Prior to the implementation of the approval system, the import restrictions in Croatia referred only to passenger cars: they could not be older than 7 years. Consequently, due to these liberal conditions, a great number of buses and lorries older than 10 years were imported.



Sl. 1. Sistem homologacije vozil na Hrvaškem (september 1999)  
Fig. 1. Facts about vehicle approval system in Croatia (September 1999)

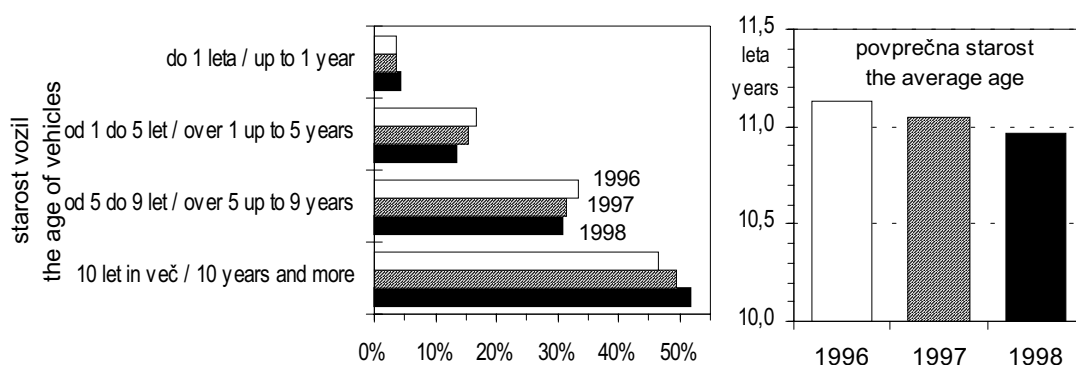


Če želimo, da bi bil sistem homologacije vozil učinkovit glede na zgoraj omenjena cilja, mora upoštevati tudi uvoz posameznih vozil. Ob upoštevanju vsega tega mora homologacijski sistem vsebovati:

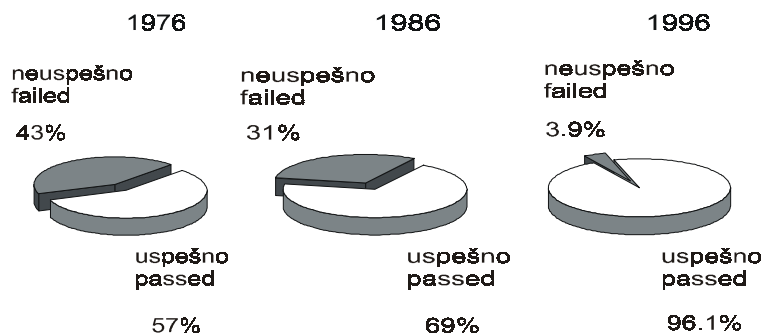
- preskušanje za homologacijo mora biti izvedeno na vseh vozilih, izdelanih v državi in uvoženih (z izjemo diplomatskih vozil in nekaterih drugih vozil),
- homologacijski predpisi morajo biti strogi pri preprečevanju uvoza zastarelih vozil,
- hkrati predpisi ne smejo ovirati proizvodnje na Hrvaškem,
- v prvih letih (največ dveh) se pričakuje večje število vozil za posamezno homologacijo kot za homologacijo določenega tipa.

So, if the vehicle approval system is to be effective with respect to the above quoted aims, it must also incorporate the import of single vehicles. Taking everything into consideration, the vehicle approval system design has to deal with the following:

- testing for approval should be carried out on all the vehicles produced in the country and those imported into it (with the exception of diplomatic cars and few of some other vehicles),
- approval regulations must be strict in order to prevent the import of vehicles of obsolete standards into Croatia,
- at the same time, these regulations must not hinder the production in Croatia,
- in the first couple of years (2 of the most), a larger number of vehicles is expected for single vehicle approval than for the vehicle type approval.



Sl. 2. Starost vozil, registriranih na Hrvaškem (glede na podatke Avtomotozveze Hrvaške)  
 Fig. 2. The age of vehicles registered in the Republic of Croatia (according to data provided by the Croatian Vehicle Centre)



Sl. 3. Delež tehnično neustreznih vozil pri tehničnim pregledih, opravljenih na Hrvaškem leta 1997 na vozilih, izdelanih v zgoraj omenjenih letih [1]

Fig. 3. The ratio of technically faulty vehicles in technical check-ups carried out in Croatia in 1997 on vehicles produced in the above mentioned years [1]

## 2 KAJ JE BILO STORJENO DO SEDAJ

Leta 1995 je bila zbrana dokumentacija za prvo tipsko homologacijo (Peugeot 106), ki je bila izdana 16. oktobra 1995. Od takrat se delo na tipskih homologacijah nadaljuje in od 15. septembra 1997 je, glede na veljavne hrvaške predpise, postal homologacijski certifikat pogoj za carinski postopek in registracijo vozila. Homologacijski certifikat je lahko izdan na podlagi Certifikata primernosti (Cer-

## 2 WHAT HAS BEEN DONE UP TO NOW

In 1995, documentation on the first type approval (Peugeot 106) issued on October 16, 1995 was gathered. Since then, the work on type approval has continued, and since September 15, 1997, the vehicle approval certificate, according to the valid regulations in Croatia, has become a condition for customs clearance and for registration. A single type approval certificate can be issued on the basis of COC (Certificate of

tificate of Conformity – COC) ali certifikata proizvajalca, ki se nanaša na lastnosti posameznega vozila. Vsi drugi kriteriji so enaki v obeh primerih, pri homologaciji posameznega vozila oz. pri homologaciji določenega tipa vozila. Homologacijo posameznega vozila izda pooblaščen uradna oseba (imenovana od Državnega urada za standardizacijo in meroslovje), homologacijo posameznega tipa vozila pa neposredno Državni urad za standardizacijo in meroslovje.

Stroške za homologacijo posameznega vozila plača uradna oseba ob carinjenju in znašajo do 300 DEM za osebni avtomobil (stroški so odvisni od cene certifikata primernosti). Če je ocenjeno število uvoženih osebnih vozil 50.000 letno, je celoten znesek 15,000.000 DEM letno (300 DEM × 50.000 vozil). Ta vsota je glavni vzrok za pritiske na sistem homologacije vozil. Pregled neprepustnosti sistema je bil zaradi tega zelo otežkočen. Sistem homologacije vozil na Hrvaškem je praktično integriran v sistem tehničnih pregledov.

### 3 JE BILA IZBRANA PRAVA METODA?

Pri izvajanju homologacijskega sistema v vsakodnevni praksi, se pojavljajo vprašanja, ali se tega postopka ne bi dalo poenostaviti, zakaj ne starostna omejitev vozil namesto zahtevnega homologacijskega postopka, zakaj toliko preskusnih mest? Poskusimo odgovoriti na vsa ta vprašanja.

Res je bil namen homologacijskega postopka, da se standardizira tehnične in tehnološke zahteve za proizvodnjo vozil. Namesto tega se uporablja kot zelo zahteven način omejevanja uvoza. To je v ospredje postavilo administrativno komponento homologacije, ki je popolnoma prevladala tehnično. Nedvomno je morala biti homologacija uvedena zaradi domače industrije, za katero še vedno upamo, da bo preživela. Ali bi se bilo mogoče izogniti uveljavljanju homologacijskih predpisov kot administrativnih prepovedi uvoza in vseeno ustaviti uvoz tehnično zastarelih in ekološko neustreznih vozil? Po našem mnenju je odgovor – ne. V takem primeru bi se takoj pojavila nova vozila, izdelana posebej za Hrvaško, z motorji s preveliko škodljivo emisijo (npr. Euro 0) in premajhno varnostjo (ECE R 13.00).

Število preskusnih mest bi lahko in moralo biti manjše. V takem primeru bi bil nadzor nad sistemom homologacije preprostejši. Zmanjšale bi se tudi možnosti napak. Po drugi strani pa bi, zato ker je število preskusnih mest tako veliko, zadoščali le nekateri ključni predpisi ECE, ki vključujejo celoten razvoj vozila (škodljive emisije, zavore, itn.). To bi poenostavilo postopek in med pregledom samim bi lahko več časa posvetili pregledu pomembnejših sestavnih delov, namesto da se izgublja čas, npr. z odbiranjem simbolov na opremi za opozorilne lučke.

Conformity) document, or producer's certificate pertaining to the features of the particular vehicle. All the other criteria are the same in both cases, i. e. single vehicle approval and vehicle type approval. A single vehicle approval certificate is issued by an authorised legal person (appointed by the State Office for Standardisation and Metrology), and a type certificate directly by the State Office for Standardisation and Metrology.

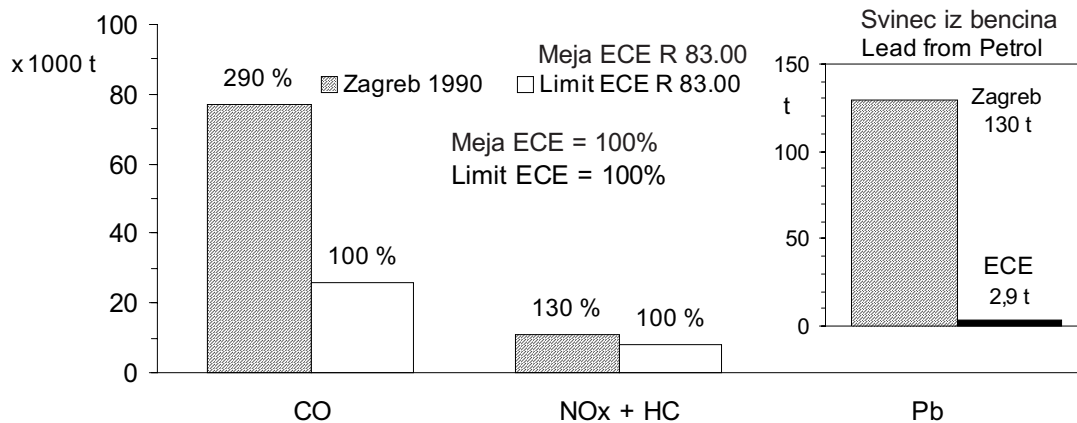
The costs for single vehicle approval, paid by the legal person at the customs clearance, amount to 300 German marks for a passenger car (the costs vary depending on the price of the certificate of conformity). If the estimated number of imported single vehicles is only 50,000 per year, then the total sum amounts to 15,000,000 German marks per year (300 German marks per vehicle × 50,000 vehicles). This sum was the main cause of pressures exerted on the vehicle approval system design (Fig.1). These pressures resulted in the appearance of a great number of testing stations. Inspection on the impermeability of the system has been made difficult because of this. The vehicle approval system in Croatia is practically integrated in the technical check-up service.

### 3 HAS THE RIGHT METHOD BEEN CHOSEN?

After having implemented the approval system in everyday practice, the question is asked whether this could have been done in a simpler way, why not the vehicle age limit instead of the complicated approval system, why so many testing stations? So let us try and answer all these questions.

It is true that the idea of approval system has been to standardise the technical criteria and technological criteria for the production of vehicles. Instead, it is used as a very complicated instrument of restricting import. This has pushed the administrative component of approval to the fore, and it fully dominates over the technical one. No doubt, the approval should have also been introduced because of the domestic industry, for which we still hope that it will survive. Could it have been possible to avoid the application of approval regulations as administrative ban on import, and yet stop the import of technologically obsolete and ecologically adverse vehicles? In our opinion, the answer is - no. In that case, namely, new vehicles would have appeared immediately, produced especially for Croatia, with engines of high harmful emissions (e.g. Euro 0), and reduced safety (ECE R 13.00).

The number of testing stations could and should be smaller. The approval system control would be much simpler in that case, and the possibility of making mistakes would be much reduced. On the other hand, while the number of testing stations for individually imported vehicles is so great, it would be quite sufficient to control only a few key ECE regulations that include the whole development of the vehicle (harmful emission, brakes, etc.). This would simplify the procedure and during the vehicle check more time could be spent on checking the important assemblies, instead of wasting time, e.g. to read the symbols on the equipment for light indicators.



Sl. 4. Emisije izpušnih plinova vozila s bencinskim motorji na području Zagreba leta 1990 u primjerjavi s emisijama, pretpostavljenima za primer, če bi bila vsa vozila v skladu s predpisi ECE, veljavnimi v tem času ([2] in [3])  
 Fig. 4. Exhaust emissions of vehicles propelled by Otto-engines in the region of Zagreb in 1990 compared to emissions in a hypothetical case with all the vehicles being in accordance with the ECE regulations valid at the time ([2] and [3])

Kateri so najpomembnejši pričakovani učinki uvedbe homologacijskega sistema. Nedvomno so to povečana varnost in zmanjšano onesnaževanje okolja in v določeni meri tudi relativno zmanjšanje porabe goriva. Ne tako dolgo tega, leta 1990, so bile škodljive emisije in delež svinca v izpušnih plinih vozila na području glavnega mesta Zagreba nekajkrat večje kakor so današnje meje, ki jih določajo predpisi ECE (sl. 4).

Analiza rezultatov kaže, da se stanje že izboljšuje, vendar pa bo treba vložiti še veliko truda v prenovu voznega parka, da bi začeli zmanjševati škodljive emisije, podobno kakor v razviti Evropi [4].

#### 4 REZULTATI IN NJIHOVA ANALIZA

##### 4.1 Homologacija tipov vozil

Na podlagi certifikatov primernosti za posamezne tipe vozil, je bilo ugotovljeno, da je bilo leta 1998 v promet vključenih 61.000 vozil (carinski postopek in prva registracija).

##### 4.2 Homologacija posameznih vozil

Od začetka uvajanja homologacijskega sistema za posamezna vozila je bilo od 15. septembra 1997 do 27. julija 1998 izdanih 39.860 certifikatov primernosti posameznih vozil (v samo treh in pol mesecih leta 1997 za 22.930 vozil in v sedmih mesecih leta 1998 za 16.930 vozil). Do konca leta 1998 je bilo v promet vključenih 54.000 vozil (carinski postopek in prva registracija). Zaradi prednosti homologacijskega postopka so bila uvožena štiri posamezna vozila na eno vozilo, prodano pri uradnih prodajalcih. Analiza rezultatov je pokazala, da se je to razmerje spremenilo na 1,9:1 leta 1997 in približno 0,9:1 leta 1998.

Which are the most important effects expected from the introduction of the approval system? No doubt, these are improved safety and reduced pollution of the environment, and to a certain extent also the relative reduction of fuel consumption. Not so long ago, in 1990, the harmful emission and the content of lead in exhaust gases of the vehicles within the area of the capital, Zagreb, were multiply higher than the today's levels defined by ECE regulations (Fig. 4)

The analysis of the results shows that the situation is already improving, but great efforts will certainly have to be made in renewing the motor fleet so as to start cutting the harmful emissions, similar to the developed Europe [4].

#### 4 PRESENT RESULTS AND THEIR ANALYSIS

##### 4.1 Vehicle type approval

Based on these certificates of conformity to the vehicle type, it is estimated that about 61,000 vehicles have been included in traffic (customs clearing and first registration) in 1998.

##### 4.2 Single vehicle approval

Since the beginning of the implementation of the single vehicle approval system, on September 15, 1997 until July 27, 1998, a total of 39,860 certificates of conformity of single tested vehicles were issued, (in only 3.5 months in 1997, for as many as 22,930 vehicles, and in 7 months in 1998, for 16,930 vehicles). By the end of the year 1998, 54,000 vehicles were included in traffic (customs clearings and first registration). While prior to approval system there were four single vehicles imported per one vehicle sold through a dealer, the analysis of the results shows that this ratio has been changed to 1.9:1 in 1997 and to approximately 0.9:1 in 1998.

Preglednica 1. *Struktura certifikatov primernosti za posamezne tipe vozil, vključno s podaljšanji na dan 31. decembra 1998 (različni proizvajalci, tipi in uvozniki)*

Table 1. *The structure of certificates of conformity of the vehicle type, including extensions, issued up to 31 Dec. 1998 (various manufacturers, types and importers)*

tip vozila type of the vehicle	do 31.12.1997 up to Dec. 31, 1997	leta 1998 in 1998	skupaj total
osebni avtomobili in avtobusi passenger car and bus	155	171	326
tovorna vozila cargo vehicle	28	34	62
mopedi in motorna kolesa moped and motorcycle	31	83	114
prikolice trailer vehicle	45	9	54
SKUPAJ TOTAL	259	297	556

#### 4.3 Ocena povprečne starosti voznega parka za leto 1998 in vpliv na prometno varnost

Rezultati kažejo, da je bilo leta 1998 prvič registriranih približno 61.000 novih in 54.000 rabljenih vozil in da je bila njihova povprečna starost približno 1,6 let. Od leta 1997 je bilo 1.142.000 vozil povprečne starosti 11,05 let. Povprečna starost voznega parka se je leta 1998 zmanjšala na 10,97 let ali za 0,7%.

Ker se je začel sistem homologacije vozil na Hrvaškem uvajati šele pred kratkim, je težko napovedati, kako učinkovit bo pri zmanjšanju povprečne starosti vozil (glej tudi sl. 2). Vseeno pa lahko pričakujemo, da se bo zmanjševanje nadaljevalo tudi v prihodnosti. Napovedi, da bo to imelo pozitiven vpliv na prometno varnost, so upravičene, čeprav bodo rezultati vidni šele čez nekaj let.

#### 4.4 Ocena vpliva na škodljive emisije in hrup

Podatek o skupnem številu registriranih in na novo uvoženih vozil (pregl. 3) kaže, da lahko največji učinek izvajanja homologacije pričakujemo pri osebnih vozilih (110.204 prvih registracij leta 1997) in tovornih vozilih (15.721 prvih registracij).

##### Komercialna vozila

Škodljivo emisijo komercialnih vozil uravnava predpis ECE št. 49. Od leta 1995 (49.02B) je bila zmanjšana na 1/3 v primerjavi z letom 1993 (49.00). Med komercialna vozila štejemo v večini tovorna vozila (96%) in avtobuse (4%). Pred uvedbo homologacijskega sistema, ni bilo nobenih omejitev starosti pri uvozu teh vozil. Posledica tega je bila, tudi glede na okoliščine na Hrvaškem, da je bila večina tovornih vozil pri uvozu starejših od 15 let. Zaradi slabega tehničnega stanja, je bila njihova

#### 4.3 Estimation of the average age of the motor fleet for 1998 and the influence on the traffic safety

The results show that in 1998, about 61,000 new and 54,000 used vehicles have been registered for the first time, their average age being about 1.6 years. Since in 1997 there were 1,142,000 vehicles of the average age of 11.05 years, the average age of the motor fleet in 1998 was reduced to 10.97 years or by 0.7%.

Since the vehicle approval system started being applied in Croatia quite recently, it is hard to say how efficient its contribution to the decrease of the average age of vehicles is (see also Fig. 2). Still, it can be expected that this positive tendency will continue in the future. The assumption that this will have a positive effect on traffic safety is justified, although the results will be seen only in a few years.

#### 4.4 The evaluation of impact on harmful emission and noise

The data on the total number of registered and newly imported vehicles (Table 3) show that the greatest effects of implementing approval can be expected in passenger cars (110,204 first registrations in 1997) and cargo vehicles (15,721 first registrations).

##### Commercial vehicles

The harmful emission by commercial vehicles has been regulated by ECE regulation No. 49, and since 1995 (49.02B) it has been reduced to 1/3 in relation to the period of 1983 (49.00). Commercial vehicles include mostly trucks (96%) and only minor parts are buses (4%). Before the approval was implemented, there had been no import restrictions regarding their age. As a result, and due to the circumstances in the Republic of Croatia at that time, mostly trucks even more than 15 years old had been imported. Due to the bad technical

dejanska emisija več ko trikrat večja od tiste, veljavne za nova vozila v Evropski zvezi (Euro 2)<sup>1</sup>. Po uveljavitvi sistema homologacije so se razmere popolnoma spremenile, tovornih vozil, izdelanih pred letom 1993, se ne sme več uvažati. Na žalost to ne velja za uvožene avtobuse, ki so po večini zelo stari (posebej mestni avtobusi, ki so povprečno stari več ko 10 let) in zato v slabem tehničnem stanju. Poudariti je treba, da je negativni vpliv uvoza zastarelih avtobusov na skupno škodljivo emisijo komercialnih vozil opazen kljub temu, da je število uvoženih tovornih vozil več ko 30 krat večje od števila avtobusov. Škodljiva emisija enega tako starega avtobusa je večja od emisije vsaj treh novih težkih tovornih vozil.

condition, their actual emission was over three times higher than the one valid for new vehicles in the European Union (Euro 2)<sup>1</sup>. After the implementation of the approval system, the situation has changed completely, and trucks manufactured prior to 1993 cannot be imported any more. Unfortunately, this does not apply to the imported buses that are mainly very old (especially city buses: on the average over 10 years), and therefore, in bad technical condition as well. It should be noted that in spite of the fact that the number of newly registered trucks is more than 30 times greater than the number of buses, the negative influence of import of more than obsolete buses, on the total harmful emissions of commercial vehicles is significant. Harmful emission of one such old bus is greater than the emission of at least three new heavy trucks, i.e. buses.

Preglednica 2. Število vozil, prvič registriranih na Hrvaškem leta 1997 (31. december 1997, vir: Republika Hrvatska – Zavod za statistiko)

Table 2. Number of vehicles and first registrations in the Republic of Croatia in 1997 (on December 31, 1997, source: Republic of Croatia - Central Bureau of Statistics)

	registrirana vozila - skupaj registered vehicles - total	število prvih registracij (%) number of first registrations (%)
motorno kolo motorcycle	17.401	3.052 (17,5%)
osebni avtomobil passenger car	932.278	109.144 (11,7%)
avtobus bus	4.771	455 (9,5%)
tovorno vozilo cargo vehicle	101.051	15.608 (15,4%)
kombi van	8.683	851 (9,8%)
ostalo other	78.017	12.583 (16,1%)
<b>SKUPAJ TOTAL</b>	<b>1.142.201</b>	<b>141.693 (12,4%)</b>
SKUPAJ 1998 TOTAL 1998	1.241.522	114.789 (9,2%)

Dovoljeno raven hrupa določa predpis ECE št. 51 od 1. oktobra 1997, za nova vozila je v veljavi predpis ECE št. 51.02 (za rabljena: začetek leta 2000), ki je znatno zmanjšal dovoljeno raven hrupa (s 74 na 77 dBA, kar je tehnični napredek), tako da je zadoščeno tudi trenutnim strožjim predpisom evropske skupnosti iz skupine zahtev, znanih pod imenom "zeleni kamion".

Če bo letni uvoz vozil v nekaj prihodnjih letih enak kakor v obdobju od 1996 do 1998<sup>2</sup> in bodo predpisi o škodljivih emisijah za komercialna vozila

The allowed noise level has been regulated by the ECE regulation No. 51. Since October 1, 1997, the ECE regulation No. 51.02 has been applied to the new vehicles (for the used vehicles: beginning of 2000). This has significantly reduced the allowed level of noise (from 74 to 77 dBA, which is a technological leap) so that the currently even most strict conditions of the European Union have been fulfilled, from the group of requirements known under the name of "green lorry".

If the yearly import of vehicles over the next few years is the same as in the period from 1996 to 1998<sup>2</sup>, and if the present level of requirements

<sup>1</sup> Predpis ECE 49.02 (Euro 2) je v Evropski zvezi v veljavi od 1. oktobra 1996 za izdelana in prvič registrirana vozila. Dovoljena škodljiva emisija je bila tako zmanjšana na 1/3 v primerjavi z osnovni predpisom 49.00, ki je bil v veljavi od 1. oktobra 1990.

<sup>2</sup> Letni uvoz tovornih vozil 1996/1997/1998: 13.700/15.600/7.600; približno 12.000 vozil letno.

<sup>1</sup> Since October 1, 1996, the ECE regulation 49.02B (euro 2) is applied to manufacture and first registration of vehicles in the European Union. The allowed harmful emission has been thus reduced to 1/3 compared to the basic regulation 49.00, which had been valid until October 1, 1990.

<sup>2</sup> Yearly import of trucks 1996/1997/1998: 13,700/15,600/7,600; approximately 12,000 vehicles per year.

ostali nespremenjeni, lahko v približno 8 letih pričakujemo popolno izginotje zastarelih komercialnih vozil<sup>3</sup> in njihovo zamenjavo z vozili nove generacije, pri katerih je škodljiva emisija zmanjšana na manj kot 1/3. Že sedaj lahko povzamemo, da je vpliv sistema homologacije na zmanjšanje škodljivih emisij znaten: zmanjšanje pri tovornih vozilih<sup>4</sup> je bilo konec leta 1997 približno 11% v primerjavi s stanjem, če bi uvozili enako število zastarelih vozil.

### Osebna vozila

Škodljive emisije osebnih vozil na Hrvaškem uravnava predpis ECE št. 83. Povprečna starost osebnih vozil na Hrvaškem je približno 11 let. Testi so pokazali, da je škodljiva emisija takih vozil več ko 10 krat večja od škodljivih emisij vozil, ki so v skladu s smernico Evropske zveze 94/12/EEC (glede na predpis ECE št. 83.02), ki je za Evropsko zvezo obvezujoča od 1. januarja 1996 (predpis ECE št. 83.02 je na Hrvaškem v veljavi od 1. aprila 1999).

Kakor so pokazale analize, je povprečna starost uvoženih vozil (4 leta v 1997) znatno manjša od povprečne starosti v državi (11,05 let). Če bo v prihodnjih letih uvoz osebnih avtomobilov na približno enaki ravni kakor v obdobju od 1996 do 1998 (povprečno 80.000 vozil letno), se v približno 8 do 10 letih pričakuje zmanjšanje povprečne starosti na 5 do 8 let. Vpliv zmanjšanja škodljive emisije je že opazen: emisija osebnih vozil se je zmanjšala<sup>5</sup> za približno 5% in se še zmanjšuje.

regarding harmful emissions of commercial vehicle engines is maintained, the almost complete disappearance of the obsolete commercial vehicles<sup>3</sup> may be expected in approximately 8 years' time, and their replacement by the vehicles of the new generation in which the harmful emission is reduced to less than 1/3. It may be concluded even now, that the influence of the reduced harmful emission as a consequence of the approval system implementation is significant: the reduction in cargo vehicles amounts<sup>4</sup> at the end of 1997 to about 11% in relation to the situation that would arise had the same number of obsolete vehicles been imported.

### Passenger cars

The harmful emission by the engines of passenger cars in Croatia is regulated by the ECE regulation No. 83. The average age of the passenger car in Croatia amounts about 11 years. Testing has shown that the harmful emission of such vehicles is over 10 times greater than the harmful emissions of vehicles in accordance to the EU guideline 94/12/EEC (according to the ECE regulation No. 83.02) which has been obligatory in the European Union since January 1, 1996 (the ECE regulation No. 83.02 is being applied in Croatia since April 1, 1999).

As the analysis shows, the average age of the imported vehicles (4 years in 1997) is significantly lower than the average in the country (11.05 years). If, over the next years, the import of passenger cars continues at more or less the same rate as during the period from 1996 to 1998 (80,000 vehicles per year on average), in approximately 8 to 10 years the reduction in the average age to about 5 to 8 years is to be expected. The influence of the reduction of the harmful emission is already evident: the emission in passenger cars has been reduced<sup>5</sup> for approximately 5% and the positive tendency plays an encouraging element here.

<sup>3</sup> Glede na statistične kazalce (število prebivalcev in število vozil) lahko sklepamo, da je začelo število vozil mirovati, tako da bodo na novo uvožena vozila le nadomestila zastarela vozila izločena iz prometa.

<sup>4</sup> Ker je uveljavljeni sistem homologacije uvoženih tovornih vozil v skladu z zahtevami predpisov Euro 1 in Euro 2 (Euro 2 je precej strožji) in je zmanjšanje škodljive emisije  $\Delta E$  približno enako (v primerjavi z razmerami leta 1997: 15.608 uvoženih in 101.051 vseh vozil):

$$\Delta E = \frac{n_{new} \cdot (E_{old} - E_{new})}{(n_{all} - n_{new}) \cdot E_{old} + n_{new} \cdot E_{new}} = \frac{15608 \cdot (3 - 1)}{(101051 - 15608) \cdot 3 + 15608 \cdot 1} = 0,115 = 11,5\% \quad (1)$$

kjer je:  $n_{new}$  - število novo uvoženih vozil,  $n_{all}$  - število vseh vozil na Hrvaškem,  $E_{old}$  - relativna emisija starih vozil,  $E_{new}$  - relativna emisija novih vozil

<sup>3</sup> Regarding statistical indicators (number of inhabitants and number of vehicles) it can be concluded that the number of vehicles is starting to stagnate, so that the number of newly imported vehicles will only replace the lack caused by the exclusion of obsolete vehicles from traffic.

<sup>4</sup> Since the introduction of the approval system all the newly imported trucks meet the Euro 1 and Euro 2 (Euro 2 is much stricter) requirements, and the reduction of harmful emissions  $\Delta E$  amounts to approximately (compared to the condition in 1997: 15,608 imported and 101,051 total vehicles):

where:  $n_{new}$  - number of imported new vehicles,  $n_{all}$  - number of all vehicles in Croatia,  $E_{old}$  - relative emission of old vehicles,  $E_{new}$  - relative emission of new vehicles

## 5 SKLEP

Z uveljavitvijo obvezne homologacije vozil 15. septembra 1997 je začela Hrvaška vpeljevati predpise, s katerimi v Evropi zagotavljajo kakovost vozil že od leta 1958. Tako so bili uveljavljeni uradni prevzemi za doma izdelana in uvožena vozila, ki so, glede na tehnične zahteve, na enaki ravni kakor v razvitih deželah. To bo vsekakor zmanjšalo trenutno dokaj visoko povprečno starost vozil v Republiki Hrvaški in izboljšalo tehnično kakovost, kar bo pripomoglo k večji varnosti, zmanjšanju škodljivih emisij in manjši porabi goriva po prevoženih ton-kilometrih. Vse to bo pomagalo pri znatnem izboljšanju ekološkega stanja v primerjavi z razmerami, ki bi nastale, če se ti ukrepi ne bi uveljavili na področju škodljivih emisij in ravni hrupa v mestnih področjih. Konkretni rezultati so že vidni. Povprečna starost vozil, ki so bila uvožena od začetka uveljavitve predpisa, se je že v prvem letu (1997) zmanjšala na 4 leta, kar je le 30% povprečne starosti vozil v letu 1997 (11,05 let). Škodljiva emisija tovornih vozil se je zmanjšala za približno 11%, osebnih vozil pa za 5%, v primerjavi z razmerami, ki bi se pojavile, če bi uvozili enako število zastarelih vozil. Dovoljena raven hrupa je za 3 do 4 dBA nižja. Na podlagi vsega tukaj napisanega lahko povzamemo, da so rezultati opogumljajoči in da opravičujejo uveljavitev homologacijskega sistema.

<sup>5</sup> Analiza primera 28.810 vozil, uvoženih od uveljavitve registracijskega postopka 15. septembra 1997 do 1. aprila 1998 kaže razmerje 1 novega vozila na 1,9 rabljenega povprečne starosti 6 let. Ker največja starost ne sme presegati 7 let, je starost teh vozil nekje med 5 in 7 let oz. so bila izdelana med letoma 1991 in 1992. Velika večina teh vozil nima katalizatorja, kar pomeni, da uporabljajo osvinčeni bencin. Največje emisije za osvinčeni (g/test) in neosvinčeni bencin (g/km), zaradi različnih merskih enot, ne moremo primerjati, vendar pa so testi pokazali, da je škodljiva emisija osebnega vozila, ki uporablja osvinčeni bencin več kot 10 krat večja od emisije avtomobila (skupne teža do 1250 kg), ki uporablja neosvinčeni bencin, kar je v skladu s predpisi ECE 83.01/83.02. Zato lahko predvidevamo, da je bila 1/4 uvoženih vozil opremljena s kakovostnim katalizatorjem, pri ostalih 3/4 pa je bila emisija 10 krat večja, ter da je bilo 5% ostalih vozil, ki so že bila na Hrvaškem, opremljenih s kakovostnim katalizatorjem, pri ostalih pa je bila emisija 10 krat večja od emisije novih vozil s katalizatorjem (v državi je tudi precej vozil s katalizatorjem, ki pa niso bila pravilno testirana pri tehničnem pregledu, in ni znano ali je njihova emisija na dovoljenem nivoju; ostala vozila so zelo stara in pogosto v slabem tehničnem stanju). V tem primeru se je škodljiva emisija zmanjšala le na račun uvoza novih vozil. Ob upoštevanju stanja v letu 1997 (109.144 uvoženih in 932.278 vseh osebnih vozil) in uporabi enačbe podobne enačbi (1), dobimo zmanjšanje škodljive emisije:  $\Delta E = 4,9\%$

## 5 CONCLUSION

By introducing the obligation of the approval of vehicles on September 15, 1997, Croatia has started applying the regulations by which Europe has been insuring the vehicle quality already since 1958. Thus, the legal assumptions have been established, for the production and import of vehicles that are, according to their technological level, of equal value as those from the developed countries. This will certainly reduce the present excessively high average age of the vehicles in the Republic of Croatia and upgrade their technical level, contributing to greater safety, reduced harmful emissions and lower fuel consumption per travelled ton-kilometre. All this will result in significant improvement of the ecological situation compared to the condition that would have followed, had these measures not been introduced, both regarding harmful emissions and the noise level in urban areas. Concrete effects can already be seen. The average age of the vehicles that have been imported since the start of the approval was already in the first year (1997) reduced to 4 years, which is only 30% of average age of the vehicles in 1997 (11.05 years). The harmful emission has been reduced in cargo vehicles by about 11%, and in passenger vehicles by about 5%, compared to the condition that would have arisen, had the same number of obsolete vehicles been imported. The allowed noise level is by 3 to 4 dBA lower. Based on what has been presented here, it may be said that these results give courage and justify the introduction of the approval system.

<sup>5</sup> The analysis of a sample of 28,810 vehicles, imported after the implementation of the approval system on Sept. 15, 1997 until April 1, 1998, shows the ratio of 1 new vehicle per 1.9 used vehicles of average age of six years. Since the upper limit of age, due to other legal restrictions cannot exceed 7 years, the result is that the age of these vehicles ranged between 5 and 7 years, i.e. they were produced during 1991 and 1992. The great majority of these vehicles have no catalyst, which means that they use lead gasoline. The limit emissions for lead (g/test) and lead-free gasoline (g/km) cannot be compared due to different measuring units, but the tests have shown that the harmful emission of passenger cars using lead gasoline is more than 10 times higher than the emission of cars (of mass up to 1250 kg) using lead-free gasoline, and meeting the ECE regulations 83.01/83.02. Therefore, it may be assumed that 1/4 of the imported used vehicles was equipped by the well-operating catalyst, whereas in the rest of the 3/4, the emission was 10 times higher, and that the rest of the vehicles that were already in Croatia, 5% were with the well-operating catalyst and the emission of the rest of the vehicles was also 10 times higher than the emission of the new vehicle with the catalyst (there are, however, in the country, many vehicles with a catalyst as well, but they are not included in the appropriate testing at the MOT and it is not certain whether the emission is at the prescribed level, the rest of the vehicles are very old and often in bad technical condition). In this case the reduction of harmful emission has resulted only due to the import of new vehicles. Considering conditions in 1997 (109,144 imported and 932,278 total passenger cars) and using the formula similar to formula (1) we get the amount of the reduction of harmful emission:  $\Delta E = 4.9\%$

7 LITERATURA

7 REFERENCES

- [1] *Kupujete vozilo? Ovo je brošura za vas*, Homologacija, 1997, Croatian Automobile Club, p. 3-4.
- [2] Čerlek S., Mahalec I.: *Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf Abgasemission und Kraftstoffverbrauch im Stadtverkehr*, Mitteilungen des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Heft 64, TU Graz, Tagung Abgasemissionen und Immissionen durch den Straßenverkehr, 1992, p. 455-461.
- [3] Jeras, D., Bjelovučić, D.: *Neki sigurnosni, energetski i ekološki aspekti daljnjeg smanjenja dopuštene brzine cestovnih vozila u naseljenim mjestima*, Zbornik radova, Znanstveni savjet Jugoslavenske akademije znanosti i umjetnosti, simpozij Sigurnosni i ekološki aspekti prometnog sustava Jugoslavije, Zagreb, 9-11 November 1988., pp. 193-195.
- [4] Hildebrandt, B.-U., Jain, G.: *Anforderungen an Kraftstoffqualität und Abgasverhalten - Maßnahmen sichern Umweltschutz und Verkehr*, MTZ, (1996) 9, pp. 500-505.

Authors' Adress: doc.dr. Mahalec Ivan  
mag. Lulić Zoran  
prof.dr. Bjelovučić Dražen  
prof.dr. Jeras Dušan  
Fakulteta za strojništvo in  
ladjedelništvo  
Univerze v Zagrebu  
Ivana Lučića 5  
Zagreb, Hrvatska

Authors' Adress: Doc.Dr. Mahalec Ivan  
Mag. Lulić Zoran  
Prof.Dr. Bjelovučić Dražen  
Prof.Dr. Jeras Dušan  
Faculty of Mechanical Engineering  
and Naval Architecture  
University of Zagreb  
Ivana Lučića 5  
Zagreb, Croatia

Prejeto: 18.10.1999  
Received:

Sprejeto: 3.12.1999  
Accepted:



## Poročila

### Reports

#### Posvetovanje Zgradbe, energija in okolje 1999

Slovensko društvo za sončno energijo je 21. in 22. oktobra 1999 v Portorožu, skupaj z E-NET, Centrom za učinkovito rabo energije in KUBUS Inženiringom, organiziralo posvetovanje Zgradbe, energija in okolje 1999.

Na posvetovanju je svoje referate s področja sončne gradnje predstavilo 19 strokovnjakov iz Slovenije in tujine. Če jih naštejemo le nekaj:

g. Marko Umberger je imel uvodno predavanje z naslovom "Solarna hiša - hiša za jutri ali utopija", arhitekt Georg Reinberg z Dunaja je predstavil najnovejšo ekosolarno arhitekturo v Avstriji, g. Wolfgang Schölkopf iz Centra za uporabno energetiko Bavarske je predstavil razvojni projekt Nove tehnologije za energetska sanacija stavb, prof. Peter



Novak s Fakultete za strojništvo v Ljubljani pa je predstavil nove predpise o toplotni zaščiti stavb. Predstavljenih pa je bilo tudi nekaj že izvedenih projektov, kot na primer oprema 30 slovenskih planinskih postojank s sončnimi celicami za pridobivanje električne energije.

Na sprejemu za udeležence je predsednik društva g. Marko Umberger podelil naziv

častnega predsednika društva prof.dr. Petru Novaku, ki je bil soustanovitelj in prvi predsednik društva. Prof. Novak je na Fakulteti za strojništvo v Ljubljani uvedel predmet Obnovljivi viri energije. Pri njem je diplomiralo, magistriralo ali doktoriralo prek 150 študentov. Bil pa je tudi pionir na področju uporabe sončne energije v Sloveniji.

#### Odprtje naselja vzorčnih montažnih hiš

V Gradbenem centru Slovenije na Dimičevi ulici 9 v Ljubljani so 27. oktobra 1999 odprli naselje vzorčnih montažnih hiš, ki je prvo in edino v Sloveniji. Obiskovalci lahko na enem mestu vidijo in primerjajo različne načine gradnje, uporabe in vzdrževanja lahkih montažnih objektov in tudi njihove tržne cene.

Montažne hiše proizvajalcev Marles hiše Maribor d.o.o., Jelovica lesna industrija Škofja Loka

d.d. in Lumar hiše d.o.o. Gomilsko, so namenjene predvsem informiranju in izobraževanju obiskovalcev, bodočim graditeljem in tistim strokovnjakom, ki sodelujejo pri zasnovi, projektiranju, izvajanju ter predstavitvi gradnje lahkih montažnih objektov.

V hišah se bodo odvijale svetovalne, razstavne, predstavitvene in izobraževalne dejavnosti.

#### 3M dan odprtih vrat

Letos mineva peto leto odkar je bila ustanovljena 3M-ova podružnica v Sloveniji in trideset let delovanja njenega matičnega podjetja 3M East na slovenskem trgu. A to sta le dva osnovna razloga, da so se v 3M-u odločili obletnicama dati poseben poudarek in ju delovno obeležiti s tako imenovanim dnevom odprtih vrat.

3M-ov dan odprtih vrat je bil 9. novembra 1999. Osnovni cilj pa je bil, da se podjetje podrobneje predstavi širši slovenski javnosti. Celodnevno dogajanje je obsegalo razstavo izdelkov, praktične prikaze in vizualne predstavitve

posameznih proizvodnih skupin, ki jih tržijo v Sloveniji.

Glavne skupine so: izdelki za grafično oblikovanje, odsevni izdelki za osebno in prometno varnost ter sistemi za varovanje knjižnic, pisarniški in ergonomski izdelki ter izdelki za vizualne predstavitve, industrijska lepila in lepilni trakovi, izdelki za popravilo avtomobilov in kemično industrijo ter izdelki za vzdrževanje plovil, industrijski brusilni izdelki, medicinski program, folije za steklo (za varnost in zaščito), izdelki za elektrotehniko, telekomunikacijski izdelki itn.

## Strokovna literatura

### Professional Literature

#### Nove knjige

##### **AIAA - American Institut of Aeronautics and Astronautics, London**

- Schmid, L.V.: Introduction to Aircraft Flight Dynamics, 397 str., 89,95 USD;  
Abzug, M.J.: Computational Flight Dynamics, 470 str., 94,95 USD;  
Smetana, F.O.: Introduction to the Control of Dynamic Systems, 712 str., 109,95 USD;  
Junkins, J.L.: Introduction to Dynamics and Control of Flexible Structures, 452 str., 74,95 USD.

##### **John Wiley & Sons Limited, Chichester**

- Schetz, J.A., Fuhs, A.E.: Fundamentals of Fluid Mechanics, ca. 960 str., 73,95 GBP;  
Ohser, J., Mucklich, F.: Statistical Analysis of Microstructures in Materials Science, ca. 260 str., 45,00 GBP;  
Shinners, S.M.: Advanced Modern Control System Theory and Design, ca. 608 str., 74,50 GBP;  
Callister, W.: Materials Science and Engineering, An

- Introduction, 5th edition, ca. 896 str., 22,95 GBP.  
Boresi, A.P., Chong, K.P.: Elasticity in Engineering Mechanics, 2nd edition, ca. 656 str., 51,95 GBP;  
Dym, C., Little, P.: Engineering Design, A Project - Based Introduction, ca. 310 str., 13,99 GBP;  
Mahan, J.E.: Physical Vapor Deposition of Thin Films, ca. 320 str., 54,95 GBP;  
Meskouris, K.: Structural Dynamics, ca. 250 str., ca. 55,00 GBP.

##### **Springer - Verlag, Berlin**

- Lechner, G., Naunheimer, H.: Fahrzeuggetriebe, XX, 444 str., 108 DEM;  
Stan, C.: Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren, XIII, 232 str., 149 DEM;  
Will, D., Ströhl, H., Gebhardt, N.: Hydraulik, XII, 372 str., 98 DEM;  
Bertsche, B., Lechner, G.: Zuverlässigkeit im Maschinenbau, XI, 187 str., 98 DEM.

#### Iz revij

##### **IZ DOMAČIH REVIJ**

##### **Kovine - zlitine - tehnologije, Ljubljana**

1999, 3-4

- Grum, J., Božič, S., Lavrič, R.: Vpliv mase jekla in vrste sredstev za gašenje na mehanske lastnosti jekla  
Cvahte, P., Dragojevič, V., Fajfar, P., Rodič T.: Merjenje sil med potiskanjem in vlečenjem Al-palic

##### **Les, Ljubljana**

1999, 9

- Naglič, V.: Prirobnice za pritrditev krožnih žaginih listov na os

##### **Obzornik za matematiko in fiziko, Ljubljana**

1999, 4

- Smrekar, J.: Eksplcitna parametrizacija geodetk na rotacijskih ploskvah

##### **Organizacija, Maribor, Kranj**

1999, 7

- Fajfar, P.: Notranje presoje kakovosti v sistemu kakovosti

##### **Raziskovalec, Ljubljana**

1999, 9

- Učakar, A.: Materinščina - jagnje v želodcu

##### **evropskega bika**

- Trstenjak, V.: Pravni vidiki vključevanja Slovenije v EU s poudarkom na znanosti in tehnologiji  
Čuš, F., Potočnik, V.: Razvoj finančnega managementa visokošolskih ustanov  
Kodelja, N.: Nezmotljiv računalniški vid

##### **RMZ - Materiali in geokolje, Ljubljana**

1999, 1

- Celin, R.: Gradnja rezervoarjev za tekoče kemikalije  
Mrvar, P.: Materialna in energetska bilanca za kupolko na hladen zrak  
Rodič, T., Grešovnik, I.: Analiza občutljivosti napetostnega polja v prednapetem orodju za preoblikovanje v hladnem

1999, 2

- Ambrožič, T., Turk, G.: Napovedovanje posledic podzemnega rudarjenja z umetnimi nevronskimi mrežami

##### **Sporočila Urada za standardizacijo in meroslovje, Ljubljana**

1999, 9

- Luckmann, M.: Nove odredbe o homologiranju delov in opreme vozil  
Zalar, B.: Ustanovljeni novi tehnični odbori za kakovost zraka, vode in tal

1999, 10

Peternel, J.: Vabilo na predstavitev organizacije  
EUROMET

### IZ TUJIH REVIJ

**Strojarstvo, Zagreb**

1998, 5, 6

Jecić, S., Goja, S.: Neke primjedbe uz eksperimentalnu  
termografsku analizu naprezanja

Detiček, E., Kiker, E.: New strategy of adaptive position  
control of electro-hydraulic linear drive

Pustaić, D.: Mathematical modelling of plastic regions  
spreading in continuous beams made of linear  
strain-hardening material

**CDA**

**Condizionamento dell'aria Riscaldamento  
Refrigerazione, Milano**

1999, 7

Rossini, D., De Cristofaro, F., De Marino, M.,

Malvicino, C., Palazzetti, M.: Anemometro a filo  
caldo per sezioni di flusso di ampia superficie

**HLH**

**Heizung Lüftung/Klima Haustechnik, Düsseldorf  
1999, 9**

Glück, B.: Wärmeübertragung längs getrennter Medien  
Matussek, D.: Verbrauchswerte im Mehrfamilienhaus  
per Funk erfassen

Zschernig, J.: Wärme- und Kälterückgewinnung in  
der Raumlufttechnik

Lexis, J.: Antriebselemente für Ventilatoren

Schlapmann, D.: Die Supershow der Heizungs- und  
Klimatechnik

1999, 10

Pottler, K., Haug, I., Beck, A., Fricke, J.:  
Erdreichwärmetauscher für Wohngebäude

Zschunke, T.: Berechnung ohne Computer

Francke, D.: Wärmetechnische Sachverhalte der  
Heizkostenverteilung

### Ocene knjig

**H.W. Adams: Praktische Rechtskunde für  
Produktionsmanager**

Zal: Carl Hanser Verlag, München, Wien 1999.

Obseg: 15 x 23 cm, 360 str., 36 slik.

Cena je 79 DEM.

Knjiga daje osnovna navodila za pravno  
podprto organizacijo in vodenje proizvodnje. Podaja  
pregled možnih vplivov prava na tehniko s  
poudarkom treh pravnih vej.

Nadalje knjiga govori o pravu proizvodnih  
naprav s poudarkom na zaščiti pred požarom in  
onesnaževanjem okolja. Posebno poglavje je namenjeno  
pravu izdelka (jamstvo in varnost). Pozornost je  
namenjena tudi odgovornosti tretje osebe v podjetju,  
pogodbam ter pravu zaščite delovnega mesta.

Knjiga je namenjena vodstveni strukturi  
podjetja, še posebej pa vodjem proizvodnje.

M. Starbek

**H. Naubereit - J. Weihert: Einführung in die  
Ermüdungsfestigkeit**

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien 1999.

Obseg: format 16 x 24,5 cm, 272 str., 72 slik, 45  
preglednic.

Cena je 89 DEM.

V tehniki so opazne pogoste nezgode, katerih  
vzrok je utrujenost materiala. Po študiji ameriškega  
ministrstva za energijo pride okrog 90% vseh primerov  
škode na delovnih strojih zaradi utrujenosti materialov.

S preračunom dobe trajanja je mogoče precej zmanjšati  
tveganje za neuspeh različnih izdelkov.

Pojem obratovalna trdnost sta leta 1939  
vpeljala Gassner in Teichmann z Inštituta za trdnost  
nemškega preskusnega zavoda za zračno plovbo (DVL  
= Deutsche Versuchsanstalt für Luftfahrt).  
Obratovalne napetosti pomenijo časovni potek  
napetosti in jih zato tudi imenujejo funkcija napetosti.  
Gre za lokalno obremenitev konstrukcije, ki nastane v  
izdelovalnem procesu kot lastna napetost in zaradi  
zunanjih sil in momentov. Po vzrokih so komponente  
obremenitve naslednje: lastne napetosti, statične  
obremenitve, dinamične obremenitve; slednje so  
lahko determinirane in naključne.

Vsakršna obremenitev povzroča v materialu  
napetosti, in to normalno napetost  $\sigma$  ali strižno  $\tau$ .  
Tako lahko splošno za označbo  $\chi(t)$  izberemo funkcijo,  
odvisno od časa, in sicer za  $\sigma(t)$  oz.  $\tau(t)$ . Značilne  
veličine so: največja in najmanjša vrednost, širina  
nihanja in razmetje napetosti.

Pričujoči priročnik je nastal na podlagi  
zapiskov predavanj za izpopolnjevanje inženirjev, ki  
jih je imel avtor Harry Naubereit na Univerzi v  
Rostocku. V predavanjih je podal osnove za preračun  
dobe trajanja in nastanek razpok ter njihovo večanje.  
Za osebni računalnik je izdelal in sestavil program, ki  
omogoča računanje dobe trajanja in nastanka razpok  
za vse primere in naloge v knjigi. Učbenik je primeren  
za učeče se na tehničnih smereh, predvsem v  
strojništvu in gradbeništvu, na visokih šolah in  
univerzah. Dobrodošel bo tudi inženirjem v praksi.

J. Puhar

**H.M. Beier: Handbuch Entgrattechnik**

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien 1999.  
 Obseg: format 16,5 x 24,5 cm, 299 str., 178 slik.  
 Cena je 98 DEM.

Pri mnogih izdelovalnih tehničnih procesih, kakršna sta preoblikovanje ali izdelovalni postopek pri tehniki ločevanja, je dosežena visoka stopnja avtomatizacije.

Posnemanje srha (raziglenje na robovih kovinskih obdelovancev, obdelovancev iz plastičnih mas ali obdelovancev iz drugih snovi) se, nasprotno, da le težko avtomatizirati. Tako obstaja med višjo izdelovalno avtomatizacijo in ročno dodelavo (popravljanje) tehnološka vrzel. V pričujoči knjigi je omenjeni problem obširno obravnavan. Avtor je po več ko 20 letih izkušenj na področju posnemanja srha popisal svoje izsledke.

V knjigi so ponazorjeni tako že preskušeni postopki posnemanja srha kakor tudi novi postopki, ki jih za zdaj preskušajo v raziskovalnih laboratorijih.

Knjiga bo dobrodošla vsem, ki so bolj ali manj uspešni pri posnemanju srha na izdelkih ali polizdelkih.

J. Puhar

**G. Ropohl: Allgemeine Technologie**

Zal.: Carl Hanser Verlag, München, Wien,  
 2. predelana izdaja 1999.  
 Obseg: format 16 x 22,5 cm, 360 str., 45 slik.  
 Cena je 59,80 DEM.

Splošna tehnologija je nauk o temeljnih načelih tehnike. V predgovoru k svoji prvi izdaji je avtor zapisal, da vsakdo ve, kaj je tehnika, in vendar - nihče ne ve natanko. Bense je leta 1949 zapisal: Svet, kjer prebivamo, je tehnični svet. Živimo v geometrično oblikovanih hišah iz kamna in betona, stekla in kovine. Kurjava, klimatizacija in razsvetljava nas umetno oskrbujejo za življenje in tako naredijo neodvisne od vremena in sončne energije. Vodovodna omrežja oskrbujejo naša stanovanja z vodo, plinska s plinom in električna omrežja z električnim tokom, kableska pa z informacijami. Vedno večje izkušnje z okoljem dolgujemo tehničnim medijem, telefonu, radiu, televiziji, računalniškemu omrežju.

Tehnologija torej povezuje tehnično znanje in socialno - znanstveno stanje s filozofskimi premisleki. Splošna tehnologija ima že dvestoletno tradicijo. V današnji obliki ponuja uvajajočo usmerjenost k mnogoterim problemom tehnizacije.

V knjigi avtor temeljno razpravlja o sodobni tehniki, kako obvladati preprostost in odpraviti nesporazume. Za strokovnjake in študente, ki delujejo

na določenih področjih tehnike, se odpirajo možnosti, da še razširijo obzorje lastnega strokovnega območja.

J. Puhar

**Vladimir Drusany: Varnostnotehniški priročnik**

Založba: VZA-grafično oblikovanje, Logatec, 4. izd.  
 1999.  
 Obseg: format 16 x 23 cm, 719 strani, 272 slik, 110 preglednic, 729 referenc.  
 Cena je 7700 SIT.

Tehnična varnost, ki izhaja iz spoznanj o nevarnostih tehničnih izdelkov in ukrepih za njihovo preprečevanje ali vsaj zmanjšanje, je izjemno pomemben del širokega interdisciplinarnega védenja o varovanju človekovega življenja in zdravja. Varnostnotehniški priročnik, ki ga je napisal izr.prof.dr. Vladimir Drusany, dolgoletni vodilni visokošolski učitelj na področju varstva pri delu v slovenskem prostoru, zelo dobro pokriva omenjeni del vse bolj pomembnih ciljev dandanašnje civilizacije. Delo je razdeljeno na 45 večjih in manjših poglavij, ki so plod avtorjevih praktičnih izkušenj, poznavanja teorije ter domačih in tujih predpisov. Vsebina teh poglavij se razteza od osnovnih znanj o varstvu pri delu prek organizacijskih ukrepov, nevarnostnih analiz posameznih tehničnih sistemov do povsem konkretnih poglavij o varnostno usmerjenem projektiranju mnogih tehničnih naprav. Poseben poudarek je dal avtor, tudi sam strojnik, posameznim nevarnejšim skupinam strojniških naprav, to so: stiskalnice, posode pod tlakom, tlačni cevovodi, parni kotli, dvižne in transportne naprave itn. Obdelal je probleme varnosti na delovnem mestu, ki vključujejo tudi strežne elemente, mikroklimo, ropot itn. Delo obravnava tudi nevarne snovi, varnostne probleme na elektrotehniškem, gradbeniškem in drugih tehnoloških področjih. Med številnimi referencami je največ tujih (tudi evropskih) standardov s področja tehnične varnosti, tehničnih ter varnostnotehničnih predpisov in pravilnikov. Bralcu bodo zelo koristni dodani naslovi spletnih strani na Internetu, kjer je mogoče vse citirane predpise in standarde dobiti v celoti.

Novo izdajo obsežnega Varnostnotehniškega priročnika bodo s pridom uporabljali študentje visokošolskega strokovnega študijskega programa varstvo pri delu in požarno varstvo, študentje vseh drugih tehniških programov, projektanti različnih strojev, postrojev in naprav, arhitekti, varnostni inženirji v vseh vejah industrije ter drugi tehniški strokovnjaki v svoji inženirski praksi.

J. Kramar

## Osebnosti

### Personal Events

#### Zoisovo priznanje prof.dr. Iztoku Žunu

##### za pomembne znanstvene dosežke na področju dvofaznih tokov v procesni tehniki

Disperzni dvofazni tokovi so pomembni v številnih aplikacijah v procesni tehniki, energetiki in ekološkem inženirstvu. Med njimi zavzema vidno mesto mehurčasti tok. V preteklosti so bile za konstruiranje ustreznih procesov in njihovih sistemov potrebne empirične izkušnje in zamudno testiranje. Profesor Iztok Žun je prvi pokazal osnovne kompleksne attribute v dinamiki mehurčastih tokov, ki kažejo veliko povezanost prostostnih stopenj, lomljene simetrije, nelinearnosti in neholonomnosti. Za sistematično



eksperimentalno in teoretično obravnavo je predlagal posebno "strategijo", ki omogoča razumevanje kompleksnih dvofaznih pojavov. S tem je odprl novo pot numeričnemu simuliranju disperznih evolucijskih tokov.

Omenjeni raziskovalni dosežki profesorja Iztoka Žuna so zelo odmevni. V zadnjih sedmih letih je objavil 40 znanstvenih člankov v mednarodnem prostoru, od tega devet v najuglednejših revijah. Veliko odmevnost njegovih del

kaže število citatov, ki v tujini samo v zadnjih sedmih letih presega številko 140, in 19 vabljenih predavanj na Japonskem, v ZDA in v državah Evropske skupnosti.

#### Prof. Dr. Ing. Dr. Eh. Hans Winter (6. 1. 1921 - 14. 11. 1999)

Rojen je bil v Braunschweigu, kjer je leta 1949 diplomiral, en semester se je izpopolnjeval na Univerzi v Cambridgeu in za tem je postal asistent za strojne elemente na TH Braunschweig pri prof. Niemannu. Leta 1951 se je skupaj z njim preselil na TU München, kjer je sodeloval pri ustanavljenju laboratorija za raziskovanje zobnikov in zobniških predležij FZG (Forschungs-stelle für Zahnräder u. Getriebebau). Tu je leta 1954 doktoriral s temo Tragfähigste Evolventengeradverzahnung (evolventni zobniki velike nosilnosti), v katerem je obravnaval vpliv profilnega pomika na nosilnost evolventnih zobnikov. Rezultat tega dela je povzročil bistven zasak pri konstruiranju in dimenzioniranju zobniških gonil. Na inštitutu je ostal do leta 1956, ko se je zaposlil v tovarni Zahnradfabrik Friedrichshafen (ZF), kjer je bil najprej konstrukter, nato pa obratovodja za proizvodnjo zobniških menjalnikov. Leta 1965 je pri podjetju DEMAG prevzel oddelek za težka industrijska zobniška gonila in je leta 1968, za prof. Niemannom prevzel katedro za strojne elemente na TU München, kjer je ostal do upokojitve leta 1989.

Kot visokošolski učitelj je na tisoče študentov seznanil s strojnimi elementi in konstruiranjem, dograjeval je laboratorij FZG ter vodil raziskave na področju zobniških gonil, tribologije in mazanih tornih sklopov. Raziskovalno delo je usmerjal v praktično uporabne naloge, ki jih je industrija neposredno financirala. Iz teh dejavnosti je nastalo

prek 40 disertacij in prek 200 člankov, objavljenih v različnih strokovnih revijah. Bil je dolga leta izdajatelj revije Antriebstechnik. Leta 1983 je izšlo v celoti predelano svetovno znano temeljno delo za področje strojnih elementov: "Niemann - Winter - Maschinenelemente I, II in III". Za priročnik Dubbel je prispeval poglavje Zahnradgetriebe in enako tudi za priročnik Hütte.

Poleg naštetih aktivnosti se je prof. Winter intenzivno angažiral za standardizacijo na področju zobnikov in zobniških gonil, tako za pripravo nemških standardov DIN, kakor tudi na področju mednarodnih standardov ISO. Obsežni DIN 3990 in ISO 6336, ki sta osnova za dimenzioniranje vseh vrst zobnikov, je v veliki meri njegovo delo. Prof. Winterja so skozi objavljena dela, udeležbo na številnih kongresih in strokovnih srečanjih in z delom na področju standardov poznali v vseh industrijsko razvitih deželah, od Amerike, Rusije, Japonske in Kitajske, kjer je bil pogosto gost tamkajšnjih univerz, industrijskih podjetij in raziskovalnih ustanov. Povsod je iz zakladnice svojega znanja delil koristne nasvete.

Prof Winter je za svoje delo prejel številne nagrade in priznanja. Med pomembnejše sodijo Fritz Kesselring Medaille, AGMA E.P. Connel Award in velika nagrada Fundacije SEW. Novembra 1999 mu je TU Dresden za njegov izjemen prispevek na področju strojništva podelil častni doktorat.

Učitelji ljubljanske in mariborske Fakultete za strojništvo smo desetletja dolgo hodili k njemu po nasvete. Z njim smo sodelovali v raznih komisijah za standardizacijo, prek katerih smo črpali znanje iz njihovih izkušenj. Bil je večkrat gost naše in mariborske fakultete in bil je prijatelj naše dežele. Sodeloval je na številnih znanstvenih srečanjih, ki smo jih pripravljali z drugimi fakultetami v različnih krajih nekdanje Jugoslavije.

Mariborska Fakulteta za strojništvo je z njim in s FZG tesneje sodelovala pri podiplomskem študiju. Nazadnje se je septembra letos udeležil 4. mednarodne konference DMMI'99, ki jo je organizirala Univerza v Mariboru.

Bil je dober človek in naš velik prijatelj. Ohranili ga bomo v lepem spominu.

Prof.dr. Jože Hlebanja

## Doktorati, magisteriji, diplome

### DOKTORATI

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

*dne 7. oktobra 1999:* mag. **Samo Šali**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Algoritem optimizacije akustičnega odziva lesa" in mag. **Jože Tavčar**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Metode za klasifikacijo modelov pretoka informacij v konstrukcijsko-razvojni fazi";

*dne 8. oktobra 1999:* mag. **Janez Gradišek**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Raziskave možnosti karakterizacije rezalnega procesa z metodami kaotične dinamike"

*dne 11. oktobra 1999:* mag. **Primož Potočnik**, dipl.inž., disertacijo z naslovom: "Uporaba nevronske mreže in genetskih algoritmov pri modeliranju in prediktivnem vodenju procesov".

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru je *dne 17. septembra 1999* mag. **Jurij Avsec**, dipl.inž., z uspehom zagovarjal doktorsko disertacijo z naslovom: "Izračun termodinamičnih veličin stanja nekaterih inženirsko pomembnih hladil".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo doktorja tehničnih znanosti.

### MAGISTERIJI

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani sta z uspehom zagovarjala svoji magistrski deli, in sicer:

*dne 25. avgusta 1999:* **Jože Malenšek**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Razvoj dinamičnega modela za proces fermentacije";

*dne 22. septembra 1999:* **Jure Knez**, dipl.inž., magistrsko delo z naslovom: "Dinamično obnašanje rotorja parnega turbinskega postrojenja";

*dne 19. oktobra 1999* **Miha Kavčič**, dipl.inž. z uspehom zagovarjal svoje magistrsko delo z naslovom: "Simulacija delovanja majhnih hladilnih sistemov".

S tem so navedeni kandidati dosegli akademsko stopnjo magistra tehničnih znanosti.

### DIPLOMIRALISO

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za univerzitetnega diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 14. septembra 1999:* Klemen BURGAR, Denis GIACOMELLI, Franc JERE, Tomaž ROBLEK, Maja ROTAR;

*dne 23. septembra 1999:* Janez DRČAR, Matjaž GUČEK, Kristjan HAJNŠEK, Marko KOSI, Leon KUŠTER, Igor MRZLIKAR, Boris NOVAK, Dušan PETRIČ, Alojz PRISLAN, Damjan ŠVIGELJ, Jakob Franc TURK;

*dne 24. septembra 1999:* Branko BADALIČ, Marjan DEBELJAK, Damjan KLOBČAR, Andrej NOVAK;

*dne 27. septembra 1999:* Andrej DEŽJOT, Marko PARKELJ, Rafael ZABUKOVEC, Boštjan ZAJEC;

*dne 28. septembra 1999:* Tomaž BAJT, Marjan SELJAK, Primož ŠUŠTARIČ, Danijel VALEČIČ;

*dne 28. oktobra 1999:* Tomaž BERLEC, Aleš GRUDEN, Rok GRUDNIK, Marko KASTELIC, Gregor KUMELJ;

*dne 29. oktobra 1999:* Danilo FINK, Uroš REISMAN, Roman SANABOR.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za univerzitetnega diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 26. avgusta 1999:* Boris STOPAR.

*dne 30. septembra 1999:* Boštjan JAVORNIK, Aleksander JORDAN, Dejan LORBER, Marko UNTERLECHNER, Janez VIDOVIČ, Jure VIDOVIČ;

*dne 7. oktobra 1999:* Denis KABAKLIČ;

*dne 28. oktobra 1999:* Zoran BELIČ, Sandi MERTELJ, Milan PLIBERŠEK, Borut TURIČNIK.

\*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 9. septembra 1999:* Tomaž ANDREIZ, Marko DERLINK, Viljem FRUMEN, Stana JELEN-VURDELJA, Ivan KECOJEVIĆ, Marko MERVIČ, Darko PAVLAČIĆ, Anton PETRIČ, Bojan TRDAN;

*dne 10. septembra 1999:* Jože BAŠELJ, Tomaž DUKARIČ, Jordan HRVATIN, Andrej JURCA, Mitja KURET, Martin MATKO, Matej PEČJAK, Robert THALER;

*dne 13. septembra 1999:* Peter ČESEN, Matjaž KOPAČ, Joško MLEČNIK, Silvester OCVIRK, Jože RADEŠČEK;

*dne 14. oktobra 1999:* Janko BABIČ, Marjan HUMAR, Bojan KOVAČIČ, Vojko NOVAK, Marko PEGAN, Boris PETERNEL, Vojko Marko STADLER, Severin ŠTRANCAR, Andrej VIVOD, Štefan ŽUNA;

*dne 15. oktobra 1999:* Matjaž GAŠPERLIN, Silvo GEC, Aleš JENKO, Mirko KRAŠOVEC, Alojzij KUMP, Ivan ROZMAN, Francka SKODLAR, Zorko TERPIN;

*dne 18. oktobra 1999:* Borut ANDERLE, Aleš STRGAR;

*dne 19. oktobra 1999:* Boštjan BAHOR, Bruno ČIBEJ.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za diplomiranega inženirja strojništva:

*dne 26. avgusta 1999:* Evgen JESENKO, Nenad TRKULJA.

*dne 30. septembra 1999:* Rudolf ČAKŠ, Milan HORVAT, Silva KREVZEL, Srečko SLEMENŠEK.

*dne 28. oktobra 1999:* Bojan JURANČIČ, Alojz KLANČNIK, Gregor LAPUHH, Aleksander PIRC, Boris ŠMON.

\*

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Ljubljani so diplomirali za inženirja strojništva:

*dne 9. septembra 1999:* Gregor KUNČIČ, Dijana NADAREVIĆ, Anton NEMANIČ, Matjaž PETERNEL, Andrej ŠUŠTAR, Boris VERBIČ, Breda VOMBERGAR;

*dne 10. septembra 1999:* Peter ARNEŽ, Aleš DREMPETIČ, Samo HRIBAR, Mitja LIPOVŠEK;

*dne 13. septembra 1999:* Robert GRMEK, Aleš RUTAR, Ladislav ŠIŠKO, Damir ŠKROBOT, Peter ŠPRAJC, Franc ZRIMŠEK;

*dne 14. oktobra 1999:* Matjaž VRŠČAJ;

*dne 15. oktobra 1999:* Tadej ALIČ, Aleš JENKO, Rok PREŠEREN;

*dne 18. oktobra 1999:* Saša MALERIČ;

*dne 19. oktobra 1999:* Matjaž KOTAR, Aleksander PONIKVAR.

Na Fakulteti za strojništvo Univerze v Mariboru so diplomirali za inženirja strojništva:

*26. avgusta 1999:* Franc BERGANT.

*dne 30. septembra 1999:* Marko ESIH, Mateja KMET, Igor KOFOL, Aleksander KOS, Denis KOVAČ, Ismet MAŠIČ, Jožef MATAIČ, Domen PETEK, Klemen PLESTENJAK, Boštjan PORI, Tomaž PRISTOVNIK, Zdenko TALJAT, Tomaž TURNŠEK;

*dne 7. oktobra 1999:* Mihael ŽUREJ;

*dne 11. oktobra 1999:* Bojan POTOČNIK;

*dne 28. oktobra 1999:* Boštjan HREN, Boštjan JEŠOVNIK, Stanko KOLARIČ, Janez PREMRL, Janez SKRINJAR, Peter VIDMAR, Iztok ZALOŽNIK.

## Navodila avtorjem

### Instructions for Authors

Celoten rokopis članka obsega: besedilo članka v slovenskem in angleškem jeziku, preglednice, slike (risbe ali fotografije), podpise k slikam, pregled literature, povzetek (v slovenščini in angleščini), ključne besede, podatke o avtorju.

Članek naj bi bil čim krajši in naj bi obsegal v povprečju 8 tiskanih strani.

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.

Izjemoma so strokovni članki, na željo avtorja, lahko tudi samo v slovenščini.

#### Besedilo članka

Besedilo naj smiselno povezuje uvod v razpravo, opis pripravljanih del, glavno vsebino in sklepe. Izražanje naj bo kratko in jedrnat, preglednost pa čim boljša.

Za poimenovanje tehničnih pojmov naj rabijo izrazi iz Splošnega tehniškega slovarja (ki ga je pripravila Tehniška sekcija Terminološke komisije SAZU 1978/81).

Obvezna je raba merskih enot in označevanja, ki jih določa zakon o merskih enotah in merilih (Ur.l. RS 1/1995), tj. enot mednarodnega sistema SI in nekaterih dodatno še dovoljenih enot (ISO 31:1992). Praviloma je treba uporabljati samo veličinske enačbe. Če se, v posebnih primerih, ne bi bilo mogoče izogniti številski enačbi, je pri navedbi veličin obvezno treba označiti tudi zanje uporabljene merske enote in območje veljavnosti.

Enačbe se označujejo ob desni strani besedila s tekočo številko v okroglih oklepajih. Enačbe so del besedila, zato za številko v oklepaju pišemo vejice ali pike.

Simbole fizikalnih veličin v tisku, odvisno od vrste črk in okolnega besedila, pišemo ležeče (kurzivno), (npr.  $v$ ,  $T$ ,  $n$ , ...).

Simboli mer, ki sestojijo iz črk, so v tisku pokončni (npr.  $m/s$ ,  $K$ ,  $min^{-1}$ ,  $\mu m$  ...). Če so uporabljeni simboli z indeksi, slednje pišemo poševno, če pomenijo simbole fizikalnih veličin, drugače pa pokončno (ISO 31 1992).

Fizikalne veličine, ki imajo merski zmnožek z merskimi eksponenti nič, so veličine z merskim zmnožkom 1 (ali mero 1, npr.  $dim \varepsilon = 1$ ,  $dim \alpha = 1$ ,  $dim Re = 1$ ; po standardu ISO 31:1992). Včasih se je za to uporabljalo neustrezno poimenovanje "brez-dimenzijska veličina".

Enote, ki so izpeljane iz osnovnih enot in tvorijo zmnožek, je treba pisati s presledkom ali s poldvignjeno piko, ki pomeni zmnožek, npr.:  $N m = N \cdot m$ .

Besedilo naj bo pisano na listih formata A4, z dvojnimi presledki med vrstami, ob levi strani pa s 3 cm širokim praznim robom (da je mogoče vnašati popravke lektorjev), in sicer v enem izmed bolj razširjenih urejevalnikov besedil, npr. Word for Windows in Word Perfect. Če uporabljate kakšen drug urejevalnik besedil, posnemite ali konvertirajte končni izdelek v navaden ASCII (tekstni) format.

Ne uporabljajte 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.

Opombo pod črto pišemo tako, da v besedilu s številko označimo besedo (pojem), ki jo pod črto ponovimo in napišemo opombo.

#### Preglednice

V preglednicah naj se praviloma ne uporabljajo izpisana imena veličin, ampak samo ustrezni simboli.

V glavih preglednic je treba poleg fizikalne veličine, npr.  $t$  (pisano poševno), pripisati še mero, npr. v min (pisano pokonci). Nikakor pa je ne smemo podajati v oglatem oklepaju.

Vsi napisi morajo biti dvojezični.

#### Slike

Slike naj bodo narisane in posnete v kakšnem od bolj podprtih formatov, npr. BMP, GIF, JPG. Če imate na voljo, uporabite

Manuscripts of papers submitted for publication should comprise: texts in Slovene and English, tables, figures (drawings or photographs), captions, review of references, abstracts in Slovene and English, key words, information on the author.

Papers should be as short as possible and should on average comprise 8 printed pages.

Since 1992, the Journal of Mechanical Engineering has been published in two languages, Slovene and English. The two texts must be compatible both professionally and linguistically.

In exceptional cases, speciality papers may be written only in Slovene at the request of the author.

#### Text

Texts must sensibly link the introduction to discussion, description of preparatory work, the main content of the paper and conclusions. Expression should be short and to the point, with maximum clarity.

Units of measurement and marking used should comply with the Law on Units of Measurement and Measures (Official Gazette of the Republic of Slovenia 1/1995), i.e. international IS units and certain other permissible units (ISO 31:1992). As a rule, only nonnumerical equations should be used. In special cases, where the use of numerical equations cannot be avoided, corresponding units of measurement and domains of validity must be indicated.

Equations should be marked on the right-hand side of the text with numbers in round brackets. Equations form part of the text, so numbers of equations in round brackets should be followed by a comma or a full stop.

Symbols of physical quantities in the text should be written in italics (e.g.  $v$ ,  $T$ ,  $n$ , etc.), depending on the font used and the surrounding text.

Symbols of units which consist of letters should be normal (not in italics) (e.g.  $m/s$ ,  $K$ ,  $min^{-1}$ ,  $\mu m$ , etc.). If symbols with indices are used, indices should be written in italics if they represent symbols of physical quantities, otherwise they should be normal (ISO 31 1992).

Physical quantities where the product of the measure and the measure exponent is zero are quantities with a measure product of 1 (or a measure of 1, e.g.  $dim \varepsilon = 1$ ,  $dim \alpha = 1$ ,  $dim Re = 1$ ; in accordance with ISO 31:1992 standard). In the past, an inappropriate term, "dimensionless quantity" was used for this.

Units derived from basic units which form a product should be written with a space or semi-raised full stop to indicate a product: e.g.  $N m = N \cdot m$ .

Texts should be written in A4 format, with double spacing and an empty edge of 3 cm on the left-hand side (to enable editors to write in their corrections) in one of the widely used word processors, such as Word for Windows or Word Perfect. If you use any other word processor, please convert the final product into normal ASCII (text) format.

Please do not use the LaTeX text editor, since the program used to prepare the Journal of Mechanical Engineering does not use its format. However, you may design graphs, tables and equations in LaTeX and then print them on a high-quality laser printer, so that they can be copied.

Footnotes should be indicated by marking the word (term) with a number; this number is then repeated in the footnotes together with the note.

#### Tables

Written names of quantities should not be used in tables, only corresponding symbols.

In addition to the physical quantity, e.g.  $t$  (in italics), units e.g. in min (normal text), should be added at the square brackets.

All captions should be bilingual.

#### Figures

Figures should be drawn and saved in any supported format, e.g. BMP, GIF, JPG. Use CorelDraw if available, since figures in this program are vector images and may be reduced or enlarged during final processing of the paper.



za risanje program CorelDraw, saj so slike v njem vektorske in jih lahko pri končni obdelavi povečujemo ali pomanjšujemo.

Razdelitev abscise in ordinate je treba oštevilčiti s številskimi vrednostmi, ki morajo biti berljive, ne da bi vrteli sliko. Ničlišči abscise in ordinate označimo z ničlamo, tudi če obe ničlišči sovpadata. Številke pišemo podobno. Navpično napisani meri, ki pripadajo številskim vrednostim, stojita na desnem koncu abscise in na zgornjem koncu ordinate med zadnjima številka razdelbe. Pri pomanjkanju prostora lahko predzadnje, mogoče tudi predpredzadnje, število opustimo, če ta ne označuje ničlišča. Mere nikakor ne smemo vstaviti v oglati oklepaj.

Če je število manjše kakor 1, mora biti napisana ničla (0) in nato decimalna vejica. V dokumentih ISO je vejica edini decimalni znak.

Pri označevanju osi naj bi se uporabljale označbe veličin (pisane morajo biti poševno). To ima prednost, da lahko diagrame pri vključevanju angleškega besedila uporabljamo brez prevajanja in nam ni treba vrteti lista tudi pri razbiranju ordinate.

Če diagram nima samo ene krivulje, temveč več krivulj, je treba na vsako krivuljo niza napisati njen parameter, oziroma je treba vsako krivuljo opremiti s poševnimi napotilnimi številkami ali pokončnimi napotilnimi črkami, katerih pomen je treba pojasniti, najbolje v podnapisu slike.

V diagramih označite merilne točke (ki so dobljene z meritvami) z naslednjimi znamenji:

●, ○, ■, □, ▲, △, ▼, ▽, ×, +.

Za vse slike po fotografskih posnetkih je treba priložiti izvime fotografije, ki so ostre, kontrastne in primerno velike.

### Pregled literature

V pregledu literature naj bo vsak vir oštevilčen s tekočo številko v oglatih oklepajih, ki jih uporabljamo tudi med besedilom, kadar se želimo sklicevati na določen literaturni vir.

Vsak vir mora biti opremljen s podatki, ki omogočajo bralcu, da ga lahko poišče. Pri knjigah navajamo: avtorja (priimek, ime), naslov knjige, izdajo, ime založbe in kraj ter leto izdaje. Če je avtorjev več, jih ločimo z vejico; pri večjem številu avtorjev pa navedemo prvega z dodatkom [et al.]. Pri člankih in revijah navajamo: avtorja (priimek in ime), naslov članka, ime revije in kraj izhajanja, letnik (volumen), številko (revije), leto ter strani.

### Povzetek (sinopsis)

Avtorji naj na začetku članka prilože povzetek v omejenem obsegu 10 do 15 vrstic ter ključne besede, in sicer v slovenščini in angleščini.

### Podatki o avtorju

Rokopisu morajo biti dodani tudi podatki o avtorju: ime in priimek, akademski naslov in poklic, ime delovne organizacije, v kateri dela, telefonska številka in naslov stanovanja.

### Avtorske pravice

Avtor mora priložiti pisno izjavo, da je besedilo njegovo izvirno delo in ni bilo v dani obliki še nikjer objavljeno. Deli članka so lahko že bili podani kot referati. Prav tako mora avtor pisno izjaviti, da besedilo ne vsebuje žaljivih in nezakonitih sporočil, kakor tudi da ne posega v pravice drugih oseb.

Uredništvo SV si pridržuje pravico do: odločanja o sprejemu članka za objavo, strokovne ocene in morebitnega predloga za krajšanje ali izpopolnitev, terminološke in jezikovne korekture.

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  
Aškerčeva 6  
L J U B L J A N A  
Pisma: 1001 Ljubljana, p.p. 197/IV  
Telefon: (061) 1771-428  
Telefaks: (061) 218-567  
E-mail: strojnicki.vestnik@fs.uni-lj.si

Scales on the abscissa and ordinate must be marked with numbers which can be read without turning the figure around. The zero points of the abscissa and ordinate should be marked with two zero points even if the zeros coincide. Numbers should be written in the same way. Vertical units which apply to numerical values should be on the right side of the abscissa and at the upper end of the ordinate between the last two numbers on the scale. In the event of a lack of space, the last or even the penultimate number may be left out if they do not indicate a zero. Units may not be given in square brackets.

If numbers are less than 1, they should be written with a zero (0) and a decimal point.

In labeling axes, quantity markings should be used (they must be written in italics). The advantage of this is that when adding the English translation, diagrams may be used without translation and there is no need to turn the journal around to read what is written on the ordinate.

If the diagram contains more than one curve, each curve should be marked with its parameter; alternatively, reference numbers in italics or normal text should be written by each curve, and their meaning should be explained, which is best done in the caption.

Indicate measurement points in diagrams with the following signs:

●, ○, ■, □, ▲, △, ▼, ▽, ×, +.

Original photographs which should be in sharp focus, of good contrast and of appropriate size should be enclosed for all pictures in the paper based on photographs.

### Review of references

Each source should be numbered with a number in square brackets which should also be used thereafter in the text to refer to that source of reference.

Each source must come with data to enable the reader to find it. Please state the following. For books: the author (full name), title, issue, name of the publisher and place and year of publication. If there are several authors, they should be separated by commas; if there are many authors, state the first one and add [et al.]. For papers in journals: the author (full name), title, name of the journal and place of publication, year (volume), number (of the journal), year and pages.

### Abstract (Summary)

At the beginning, all papers should have abstracts limited to 10 to 15 lines, with key words in Slovene and English.

### Author information

The following information on authors should be enclosed with manuscripts: full name, academic title and profession, name of organisation in which he/she is employed, telephone number and home address.

### Copyright

Along with their papers, authors must also enclose a written statement that the paper is his/her original work and has not been published in that form anywhere else. However, parts of the paper may have been given in the form of reports. Authors must also state in writing that the text of the paper does not contain any insulting or illegal messages and that it does not infringe upon the rights of third parties.

The Editorial Committee of the Journal of Mechanical Engineering reserves the right to: decide whether to accept a paper for publication, obtain professional reviews for papers and possibly propose that the authors shorten or complete them, correct terminology and edit language.

On publication, copyright for the paper shall pass to the Journal of Mechanical Engineering. The Journal of Mechanical Engineering must be stated as a source in all later publications.

Manuscripts of papers will be kept in the archives of the Journal of Mechanical Engineering. You can receive all further information from:

Editorial Board of the  
JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING  
Aškerčeva 6  
L J U B L J A N A  
Letters: 1001 Ljubljana, P.O.Box 197/IV, Slovenia  
Telephone: + 386 61 1771-428  
Fax: + 386 61 218-567  
E-mail: strojnicki.vestnik@fs.uni-lj.si