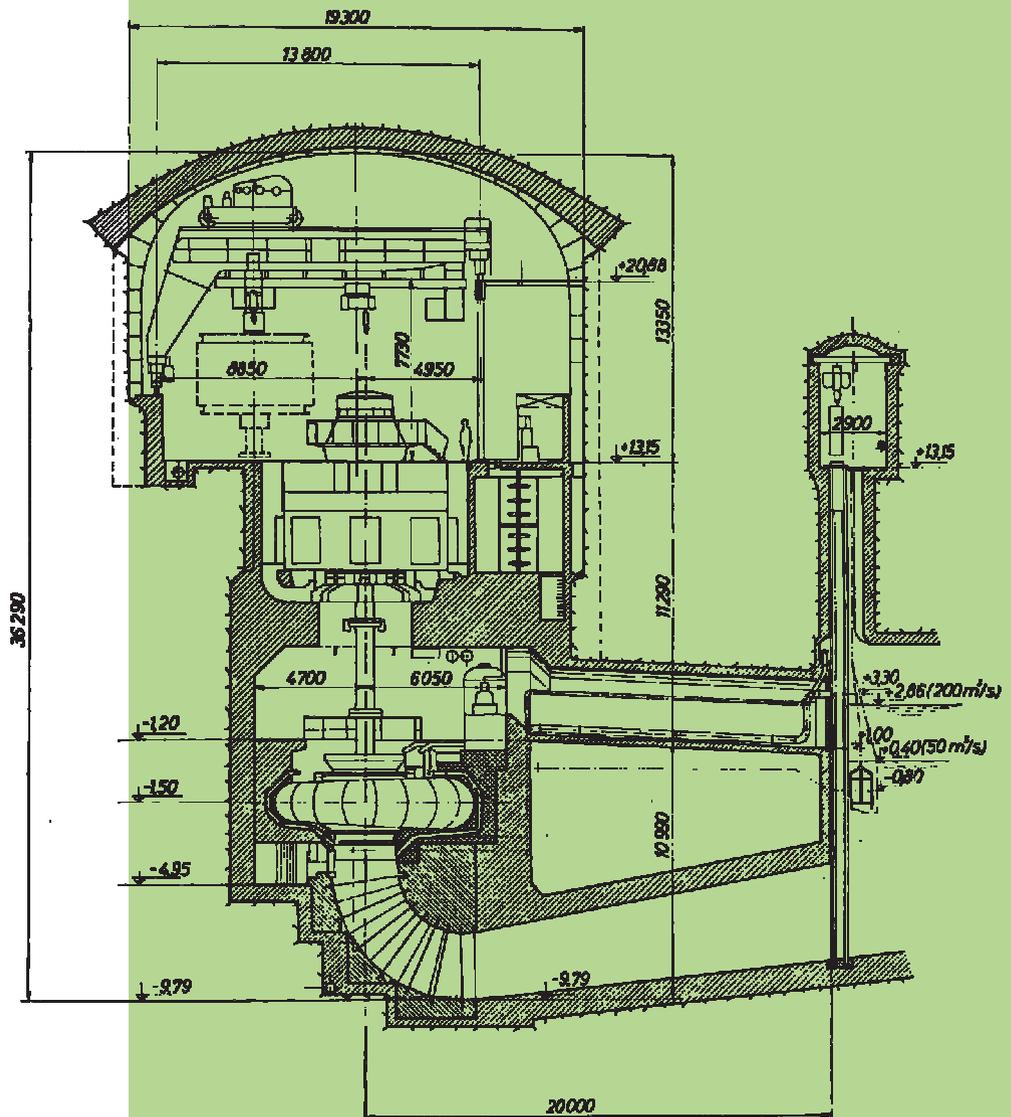


STROJNIŠKI VESTNIK

JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING



cena 3,34 EUR



ISSN 0039-2480

Vsebina - Contents

Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering
letnik - volume 53, (2007), številka - number 10
Ljubljana, oktober - October 2007
ISSN 0039-2480

Izhaja mesečno - Published monthly

Uvodnik

Fajdiga, M.:

Editorial

604 Fajdiga, M.:

Razprave

Rosa, U., Nagode, M., Fajdiga, M.: Vrednotenje termomehansko obremenjenih izdelkov z deformacijskim pristopom

605

Veber, B., Nagode, M., Fajdiga, M.: Napoved zbirnega števila okvar popravljivega izdelka na podlagi poteka delovanja

621

Otrin, M., Boltežar, M.: Prenos vibracij preko prostorsko ukrivljenih jeklenih vrvi z oplaščenjem

635

Glavač, M., Ren, Z.: Večkriterialno optimiranje avtomobilske konstrukcije z uporabo metode končnih elementov

657

Katrašnik, T., Trenc, F., Rodman Oprešnik, S.: Učinkovitost energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavih

667

Hribernik, A., Kegl, B.: Vpliv biodizla na zgorevanje in emisijske značilke dizelskih motorjev

683

Zupančič, B., Nikonov, A., Florjančič, U., Emri, I.: Časovno odvisno vedenje pogonskih jermenov pod vplivom periodične mehanske obremenitve - analiza lokacije enojne spektralne črte

696

Malnarič, V., Zupanc, M., Drenovec, M.: Razvoj varnega sedeža vozila

706

Pahor Kos, V., Furlan, M., Berce, M., Boltežar, M.: Analiza vibracij usmernika alternatorja

714

Papers

Rosa, U., Nagode, M., Fajdiga, M.: Evaluating Thermo-Mechanically Loaded Components Using a Strain-Life Approach

Veber, B., Nagode, M., Fajdiga, M.: Prediction of the Cumulative Number of Failures for a Repairable System Based on Past Performance

Otrin, M., Boltežar, M.: The vibration over a spatially curved steel wire with an outer band

Glavač, M., Ren, Z.: Multicriterial Optimization of a Car Structure Using a Finite-Element Method

Katrašnik, T., Trenc, F., Rodman Oprešnik, S.: Study of the Energy-Conversion Efficiency of Hybrid Powertrains

Hribernik, A., Kegl, B.: The Influence of Biodiesel on the Combustion and Emission Characteristics of a Diesel Engine

Zupančič, B., Nikonov, A., Florjančič, U., Emri, I.: Time-Dependent Behaviour of Drive Belts under Periodic Mechanical Loading - An Analysis of the Location of a Single Line Spectrum

Malnarič, V., Zupanc, M., Drenovec, M.: Development of a Safe Car Seat

Pahor Kos, V., Furlan, M., Berce, M., Boltežar, M.: Vibration Analysis of an Alternator's Rectifier

Osebne vesti

Diplome

Personal Events

726 Diploma Degrees

Navodila avtorjem

727 **Instructions for Authors**

Uvodnik - Editorial

Svetovna avtomobilska industrija z raziskovalno-razvojnimi in izdelovalnimi zmogljivostmi, uporabniki motornih vozil s svojimi logističnimi in vzdrževalnimi centri, mrežami prodajalcev in suportov osebne uporabe vozil ter v zadnjem času vse pomembnejša industrija razgradnje surovin in problematika energije in okolja so zagotovo tipični predstavniki globalnosti v dobrem in slabem pomenu. Slovenski pionirji avtomobilizma in njihovi nasledniki soustvarjamo ta svet intenzivnosti, nenehnih sprememb in velikih težav.

V Sloveniji se dandanes z izdelavo avtomobilov neposredno ukvarja nekaj manj ko 25.000 delavcev v približno 185 podjetjih. Izdelki v vrednosti čez 1,3 milijarde EUR gredo v 80 odstotkih v izvoz. Kupci so finalisti v Evropi, Aziji, ZDA. Izvoz avtobusov in gospodarskih vozil znaša že okoli 25 mio EUR. Prek 100 mio EUR pa znaša izvoz specialnih orodij in strojev za avtomobilsko industrijo v EU. Vse to pomeni malo pod 20 odstotki skupnega slovenskega izvoza oziroma čez 6 odstotkov bruto družbenega proizvoda.

Poleg neposrednih proizvajalcev avtomobilov in delov je v Sloveniji povezanih s to dejavnostjo vsaj dvakrat toliko delavcev v logističnih in vzdrževalnih dejavnostih pri uporabnikih vozil in v spremljevalnih dejavnostih, v prodajnih in vzdrževalnih servisih avtomobilov za osebno uporabo itn.

Zagotovo slovenska avtomobilska industrija ne bi dosegla take stopnje razvoja, ne po obsegu, ne po kakovosti, če ne bi temeljila na razvojni naravnosti, inovativnosti in stalni kakovosti izdelkov. Proizvajalci, ki so v tej konkurenci postali razvojni dobavitelji največjim svetovnim finalistom motornih vozil, so dokazali, da ima Slovenija zadosti potencialov, znanja in izkušenj, da ostane ta industrijska proizvodnja eden od stebrov gospodarstva tudi v prihodnje.

Avtomobilska industrija v Sloveniji deluje kot dobro organiziran proizvodni tehnični sistem, v katerem univerze in inštituti prispevajo uporabna

znanja na različne načine in v različnih oblikah. Imamo skupne razvojne centre, tehnološke centre, multidisciplinarne skupine, tehnološke mreže, imamo skupni avtomobilski grozd – ACS.

Ena od dolgoletnih, ustaljenih in specifičnih oblik prikaza skupnega dela na področju avtomobilske industrije pa je konferenca »Inovativna avtomobilska industrija – IAT«. Periodična mednarodna konferenca »Inovativna avtomobilska industrija – IAT 07«, ki smo jo skupaj z priložnostno razstavo organizirali letos spomladi na Rogli, je bila že osma po vrsti. V mirnem, ustvarjalnem okolju Turističnega centra na Rogli, je generalni pokrovitelj Unior Zreče omogočil, da smo v dveh dneh pri udeležbi 200 domačih in tujih strokovnjakov pregledali dveletno delo v proizvodnih dejavnostih, v upravljalških in uporabniških in vzdrževalnih organizacijah, v razvojnih oddelkih in skupinah. Kritično smo se pogovorili o usmeritvah in dosežkih, ki so bili v zadnjih letih odločilni za napredek te stroke. Centri znanja, uporabe in novih tehnologij pa so v vrsti prispevkov pokazali na načine, oblike in dosežke skupnega dela z industrijo.

Skupaj čez 80 prispevkov na konferenci IAT 07, ki so jih ustno predstavili avtorji iz več držav, je odslikalo zahtevnost področja pa tudi viden napredek na vseh strokovnih področjih. Nekaj teh prispevkov je Programski odbor konference IAT'07 ponudil v objavo Uredniškemu odboru Strojniškega vestnika. Pri izbiri prispevkov se je Programski odbor IAT 07 poskušal približati programski usmeritvi SV, avtorji sprejetih prispevkov so upoštevali pripombe in mnenja recenzentov SV.

V pričujoči tematski številki Strojniškega vestnika je objavljenih samo nekaj prispevkov in ti lahko kar dobro ponazorijo teme, ki jih razrešujemo v avtomobilski industriji. Že samo seznam uporabljenih virov za pripravo objavljenih prispevkov pokaže, da so ti prispevki res samo okrnjen pregled našega dela.

*Prof. dr. Matija Fajdiga,
predsednik PO IAT 07*

Vrednotenje termomehansko obremenjenih izdelkov z deformacijskim pristopom

Evaluating Thermo-Mechanically Loaded Components Using a Strain-Life Approach

Uroš Rosa - Marko Nagode - Matija Fajdiga
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

Deformacijski pristop sodi med najbolj uveljavljene metode vrednotenja izdelkov, izpostavljenih utrujanju. Za njegovo uporabo pri termomehanskih obremenilnih stanjih in modeliranje lokalnih temperaturno-napetostno-deformacijskih stanj je uporabljen napetostno nadzorovan reološki model vzmet - drsnik s Prandtlovim operatorjem, ki omogoča modeliranje elasto-plastičnih materialnih lastnosti. Postopek je razširjen za uporabo na zahtevnih izdelkih v kombinaciji z metodo končnih elementov (MKE). Predstavljeni postopek vrednotenja se uvršča med deljene postopke, pri katerih se ločeno določi napetostno-deformacijska stanja in ločeno izračuna poškodba. Za izračun je bil razvit program za izračun poškodbe (PIP), ki ima možnost uvoza rezultatov, pridobljenih z linearno ali nelinearno MKE analizo. Kritična mesta so določena z uporabo deformacijskih zdržljivostnih krivulj in Skeltonovega energijskega postopka. Materialni podatki so za neizmerjene temperature interpolirani z linearno ali odsekoma kubično Hermit-ovo metodo. Uporaba razvitega modela je prikazana na primeru dveh standardiziranih oblik preizkušancev za deformacijsko nadzorovane preizkuse pri nespremenljivem temperaturnem polju in za kombinacijo naključnega poteka temperature in mehanske obremenitve. Raziskana je tudi temperaturna odvisnost parametra K_p , ki je uporabljen v Neuberjevi formuli za oceno elasto-plastičnih napetostno-deformacijskih stanj iz rezultatov linearne MKE analize. Predstavljen postopek omogoča računsko hitro vrednotenje izdelkov, obremenjenih z naključno kombinacijo temperature in mehanske obremenitve.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: termomehansko utrujanje, poškodba, deformacijski postopki vrednotenja, metode končnih elementov)

The strain-life approach is one of the most commonly used methods for evaluating component fatigue. In its application for thermo-mechanically load states and for modelling local temperature stress-strain states, we use a stress-controlled rheological spring-slider model with an operator of the Prandtl type, which makes it possible to model the elasto-plastic material properties. The approach is used to evaluate complex components in combination with the finite-element method (FEM). The described evaluation approach is classified as one of the non-unified procedures, where we can determine separately the stress-strain states and separately calculate the damage. For the damage calculation a Damage Calculation Program (DCP) was developed. It has the possibility to import the results acquired by linear or nonlinear FEM analysis. The critical areas are determined by using a deformation endurance curve and the Skelton approach. The material data on non-measured temperatures is interpolated with the linear or cubic Hermite method. The application of the developed model is shown on two standard-shaped test specimens for deformation control tests in a constant temperature field and for a combination of the random temperature history and the mechanical load. The temperature dependence of the K_p parameter used in the Neuber formula for estimating the elasto-plastic stress-strain states from the results of the linear FEM analysis is also included in the research. The described procedure enables a fast numerical validation with a random combination of temperature and mechanical load.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: thermo-mechanical fatigue, damages, strain-life approach, finite element methods)

0 UVOD

V avtomobilu je vrsta termomehansko obremenjenih delov, to so glava in blok motorja, nosilci motorja, zavore ter celotni izpušni sistem. Vedno večje zahteve po zdržljivosti izdelkov in krajših razvojnih časih so privedle do velikega napredka metod napovedovanja zdržljivosti termomehansko obremenjenih izdelkov.

Za uspešno napoved dobe trajanja je treba upoštevati ustrezen materialni model s parametri, pridobljenimi s testiranjem, modeliranje napetostno-deformacijskih stanj med cikličnim obremenjevanjem, večosnost, model kopičenja poškodb ter preizkušanje izdelkov za ovrednotenje soodvisnosti med simulacijami in meritvami.

Za obratovne razmere, kjer so prisotna zapletena napetostno-deformacijska stanja je v prvi vrsti pomembna izbira pravičnega kriterija za vrednotenje večosnega utrujanja. Trenutno so najbolj razširjeni naslednji postopki:

- izračun primerjalne napetosti ali deformacije ([1] do [3]) v vsakem vozlišču modela končnih elementov,
- uporaba napetostnih ali deformacijskih invariant [3],
- metoda kritične prerezne ravnine (prva sta jo predlagala Brown in Miller ter kasneje dodelali mnogi raziskovalci (Socie, Fatemi – Socie, Papadopoulos, ... – [4], [1] in [3])), ki upošteva v vsakem vozlišču najbolj kritično ravnino za ocenitev dobe trajanja in
- energijski postopek ([5] in [14]), ki upošteva sproščeno energijo med cikličnim obremenjevanjem.

Poleg zgornje delitve se lahko postopki delijo tudi glede na področje uporabe in zahteve analize. Zgodovinsko je bila prva delitev med "visokocikličnim" (VCU) in "malocikličnim" (MCU) utrujanjem. Na področju VCU je bilo najodmevnejše pionirsko delo Wöhlerja z razvojem napetostnega pristopa. Na področju MCU pa v šestdesetih letih dvajsetega stoletja prispevek Mansona in Coffina z uveljavitvijo deformacijskega pristopa. Tovrstna delitev je pogosta tudi dandanes zaradi pretežnih elastičnih deformacij pri utrujanju VCU ter plastičnih deformacij pri utrujanju MCU, kar je opazno pri metodi kritične prerezne ravnine [3] ali energijski metodi [5]. Pomembno raziskovalno področje je tudi razvoj enotnega modela za utrujanje VCU in MCU, kar je na primeru energijskih metod prikazano v [5] in [21].

Namen prispevka je pokazati razviti postopek, ki je kot razširitev metod podanih v [9],

1 INTRODUCTION

In a car there are several thermo-mechanically loaded components, e.g., the engine block and head, the engine supports, the brakes and the whole exhaust system. The growing demands for longer lives and shorter development times have led to great advances in the methods for predicting the life of thermo-mechanically loaded components.

For an efficient life prediction several requirements have to be fulfilled: a proper material model with material parameters derived from testing, modelling of the stress-strain response during cycle loading, multi-axiality, a damage accumulation model, and component testing to evaluate the correlation between the life prediction models and the experiments.

In operating conditions where complex stress-strain fields are present, the first challenge is to properly select the multi-axial fatigue criterion. At present the following criteria are the most widely used:

- Calculation of the equivalent stress or strain ([1] to [3]) in each node of the finite-element model.
- The use of stress or strain invariants [3].
- The critical plane approach (initially suggested by Brown and Miller and later modified by several researchers, e.g., Socie, Fatemi – Socie and Papadopoulos – [4], [1] and [3]) that considers the critical plane in each selected node for the life estimation.
- The energy criterion ([5] and [14]) that takes into account the dissipated energy during cycle loading.

Besides the upper division, approaches can be divided according to their field of usage or analyses requirements. Historically, the first division was between high-cycle (HCF) and low-cycle fatigue (LCF). Wöhler pioneered the field of HCF and the development of the stress-life approach. In the field of LCF Manson and Coffin made substantial developments with the establishment of the strain-life approach. This differentiation is still present today, mainly due to the tendencies for elastic deformation in HCF and inelastic deformation in LCF, as can be seen in the critical plane approach in [3] or the energy method [5]. An important field of research concerns the development of a unified approach to LCF and HCF, as can be seen in the example of the energy methods in [5] and [21].

The purpose of this paper is to show a developed procedure that is an extension of the

[11] in [12], uporaben v kombinaciji z metodo končnih elementov (MKE) na izdelkih zahtevnih oblik. Metoda uporablja elastoplastičen materialni model vzmet - drsnik, ki omogoča modeliranje napetostno-deformacijskih stanj pri spremenljivih obremenitvah in temperaturah. V nadaljevanju je prikazan celotni postopek ter njegova overitev na dveh primerih.

1 PREDLAGANI POSTOPEK VREDNOTENJA TERMOMEHANSKEGA UTRUJANJA

1.1 Deljenje analiz

V primeru termomehanskega utrujanja (TMU) na izdelek hkrati delujejo spreminjajoče se mehanske obremenitve (sile, tlak itn.) in temperaturne obremenitve zaradi segrevanja izdelka. Za pridobitev temperaturnih polj v izdelku, ki se uporabijo v trdnostnih analizah, je treba opraviti delitev med termičnimi oz. analizami CFD in trdnostnimi preračuni. Pri prvi skupini analiz se pridobi temperaturna polja v izdelku za celoten obremenitveni potek, ki se nato skupaj z mehanskimi obremenitvami uporabijo v trdnostni MKE analizi.

V našem primeru za izračun poškodbe izvedemo delitev med trdnostno in poškodbeno analizo. Pridobljena napetostno-deformacijska in temperaturna polja se izvozijo v razviti program za izračun poškodbe (PIP), kjer se izvedejo končni preračuni. Uporabljeni delitev analiz je uspešno uporabljena skupaj s Skeltonovim energijskim kriterijem v avtomobilski industriji ([1],[7] in [8]).

Predlagan postopek vrednotenja poteka v naslednjem vrstnem redu:

1. Izračun temperaturnih polj za celotni potek obremenitev s prehodno termično ali CFD analizo MKE.
2. Izračun napetostno-deformacijskega odziva za obračalne točke obremenitvenega poteka z MKE. Analiza je lahko linearna ali nelinearna.
3. Iz MKE je izvoženi potek napetosti in temperature za vsa vozlišča v razviti program za izračun poškodbe (PIP).
4. Če so napetosti pridobljene z linearno analizo, so v PIP-u napetosti v plastičnem področju ocenjene z Neuberjevo formulo.
5. V PIP-u se izvede modeliranje celotnih histereznih zank z reološkim modelom vzmet - drsnik [9].

methods given in [9], [11] and [12]. It is used in combination with the finite-element method (FEM) and can be applied to components with a complex shape. The procedure uses an elastoplastic spring-slider material model, which enables the modelling of stress-strain states under variable loads and temperatures. In the sections that follow the entire process and its validation on two examples are shown.

1 THE PROPOSED PROCEDURE FOR TMF EVALUATION

1.1 Uncoupling of analysis

In the case of thermo-mechanical fatigue (TMF) the variable mechanical loading (force, pressure, etc.) and the temperature loading are acting simultaneously on the component. In order to obtain the temperature fields that are used in stress-strain analyses the thermal or CFD analyses and the structural analyses are uncoupled. With the first group of analyses the temperature fields for the entire load history are obtained, which are later applied in combination with the mechanical loadings in the structural finite-element analyses (FEA).

For the damage calculation the uncoupling between the structural and the damage analyses is performed too. The obtained stress-strain and temperature fields are exported to the developed Damage Calculation Program (DCP), where the final calculation is performed. This kind of uncoupling is successfully applied in combination with Skelton's energy criterion in the automotive industry ([1],[7] and [8]).

The proposed evaluation procedure is performed in the next steps:

1. Calculation of the temperature fields for the load history with the transient thermal FEA or CFD analyses.
2. Calculation of the stress-strain response for the turning points in the given load history with the FEA. The analysis can be either linear or non-linear.
3. From the FEA the stress and temperature histories for all the nodes are exported to the specifically developed Damage Calculation Program (DCP).
4. If the stresses have been computed with the linear FEA the DCP estimates the elastoplastic stresses at the turning points with the Neuber approximate formula.
5. In the DCP a stress-strain modelling of the complete hysteresis loops is performed using the stress-controlled spring-slider model [9].

6. Štetje obremenitvenih ciklov z rainflow metodo z upoštevanjem metode zapiranja ciklov, predstavljene v [9], in ekvivalentne temperature cikla [9].
7. Izvedena je ocena poškodbe s Smith-Watson-Topper-jevim parametrom [10] in ocena sproščene energije.

1.2 Napetostno nadzorovan model elastičnosti

Modeliranje napetostno-deformacijskega odziva v PIP-u se izvaja s serijsko vezanim modelom vzmet - drsnik, ki je zmožen modeliranja kinematičnega utrjevanja za izotermne in neizotermne primere. Ker je bil model že obširno predstavljen v [9], so v nadaljevanju podane le končne enačbe. Ob neupoštevanju izotropnega utrjevanja je za vrednotenje utrujanja pogosto v uporabi stabilizirana ciklična napetostno-deformacijska Ramberg-Osgoodova krivulja [9]:

$$\varepsilon = g(\sigma, T) = \frac{\sigma}{E(T)} + \left(\frac{\sigma}{K'(T)} \right)^{1/n'(T)} \quad (1),$$

kjer so: T temperatura, $E(T)$ modul elastičnosti, $K'(T)$ koeficient cikličnega utrjevanja in $n'(T)$ eksponent cikličnega utrjevanja. Poleg zgornje enačbe se lahko uporabi katerokoli elastično razmerje s kinematičnim utrjevanjem.

Ob predpostavki, da so na voljo stabilizirane ciklične napetostno-deformacijske krivulje, je lahko elastična deformacija modelirana s Prandtlovim operatorjem. Celotna elastična deformacija je lahko izražena v obliki Prandtlovega operatorja:

$$\varepsilon(t_i) = \sum_{j=0}^{n_T} \alpha_j(T_i) \sigma_{aj}(t_i) \quad (2)$$

za $0 \leq t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_i \leq \dots$, kjer sta $T_i = T(t_i)$ in $\sigma_{aj}(t_i)$ člena s splošno začetno vrednostjo:

$$\sigma_{aj}(t_i) = \max \left\{ \sigma(t_i) - r_j, \min \left\{ \sigma(t_i) + r_j, \frac{\alpha_j(T_{i-1})}{\alpha_j(T_1)} \sigma_{aj}(t_{i-1}) \right\} \right\} \quad (3).$$

Predpostavimo, da na začetku nimamo zaostalih napetosti, torej velja: $\sigma_{aj}(0) = 0$ in $\varepsilon(0) = 0$. Prandtlove gostote $\alpha_j(T_k)$ v področju $j = 0, \dots, n_T$ in $k = 0, \dots, n_T$:

$$\alpha_j(T_k) = \frac{1}{\Delta T} (\varepsilon_{j+1}(T_k) - 2\varepsilon_j(T_k) + \varepsilon_{j-1}(T_k)) \quad (4)$$

so pridobljeni iz razpoložljivih izotermnih stabiliziranih cikličnih napetostno-deformacijskih krivulj, kjer je $\varepsilon_{-1}(T_k) = \varepsilon_0(T_k) = 0$. Navidezne

6. After the stress-strain modelling the rainflow cycle counting is performed, by utilizing the cycle closure method used in [9] and the calculation of the equivalent cycle temperature [9].
7. Damage estimation using the Smith-Watson-Topper parameter [10] and the estimation of the dissipated energy is performed.

1.2 Stress-controlled model of elastoplasticity

Modelling of the stress-strain response in the DCP is performed with the stress-controlled serially connected spring-slider model, which is capable of modelling elastoplastic hardening solids and nonlinear kinematic hardening for isothermal or non-isothermal cases. The model was thoroughly presented in [9], which is why only the final set of equations is listed below:

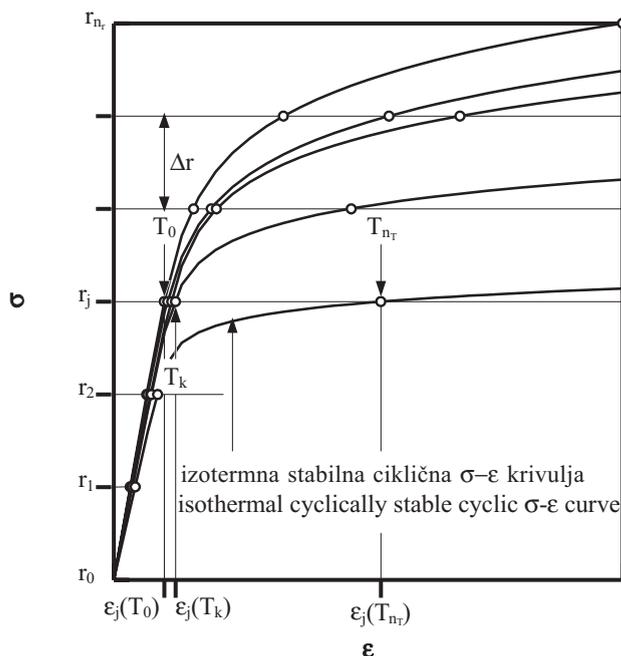
T , $E(T)$, $K'(T)$ and $n'(T)$ are the temperature, the Young modulus, the cyclic hardening coefficient, and the cyclic hardening exponent, respectively. There is no limitation, however, on using any other stress-strain relation that exhibits elastoplastic behaviour with nonlinear kinematic hardening.

Supposing that cyclically stable cyclic stress-strain curves are available, the elastoplastic strain can be modelled with an operator of the Prandtl type. The total elastoplastic strain can be expressed in the form known as the operator of the Prandtl type:

for $0 \leq t_1 \leq t_2 \leq \dots \leq t_i \leq \dots$, where $T_i = T(t_i)$ and $\sigma_{aj}(t_i)$ is the play operator with a general initial value:

Presumably, there is no residual stress initially, so $\sigma_{aj}(0) = 0$ and $\varepsilon(0) = 0$. The Prandtl densities $\alpha_j(T_k)$ in the range $j = 0, \dots, n_T$ and $k = 0, \dots, n_T$:

are gained from the available isothermal cyclically stable cyclic stress-strain curves, where $\varepsilon_{-1}(T_k) = \varepsilon_0(T_k) = 0$. The fictive yield stresses r_j are usually



Sl. 1. Določitev Prandtl-ovih gostot, napetostno nadzirano
Fig. 1. Prandtl-density assessment, stress controlled

napetosti r_j so običajno enakomerno razporejene s stalno širino razreda Δr med 0 in največjo pričakovano napetostjo (sl. 1).

Za pospešitev izračuna so vstopni poteki $\sigma(t)$, $T(t)$, materialni parametri in Prandtl-ove gostote tabelirane s stalnim prirastkom napetosti Δr in prirastkom temperature ΔT . Tabelirani materialni parametri in Prandtl-ove gostote so izračunane le enkrat ter shranjene pred začetkom σ, ε modeliranja z en. (2).

1.3 Modeliranje napetosti in deformacij

Predznačena primerjalna von Misesova napetost je izvožena iz rezultatov MKE analize v PIP, kjer poteka modeliranje napetostno-deformacijskega odziva z napetostno nadziranim modelom vzmet - drsnik. Napetosti so lahko pridobljene z linearno ali nelinearno MKE analizo. V primeru slednje morata za pridobitev ustreznih rezultatov biti uporabljena enaka materialna modela v programu MKE in PIP-u. Zaradi omejitev modela vzmet - drsnik lahko trenutno uporabljamo le elastoplastične modele s kinematičnim utrjevanjem.

Za doseg računske hitre metode vrednotenja je velika skrb dana linearno izračunanim napetostim v kombinaciji s aproksimacijskimi enačbami. Med množico

dispersed equidistantly with a constant fictive yield stress class width Δr between the zero stress and the maximum expected stress (Fig. 1).

To speed up the computation, the input histories of $\sigma(t)$, $T(t)$, the material parameters and the Prandtl densities are tabulated by setting the stress increment to Δr and choosing a temperature increment of ΔT . The tabulated material parameters and the Prandtl densities are calculated only once and stored before the σ, ε modelling process beginning at Eq. (2).

1.3 Stress-strain modelling

The signed von Mises stress is exported from the FEA results to the DCP, where the stress-strain modelling with the spring-slider model takes place. Stresses can be computed with a non-linear or linear FEA. In the case of non-linearly computed stresses, the same material model must be applied in both the FEA software and in the DCP program in order to obtain consistent results. Due to the limitations of the spring-slider model elastoplastic kinematic hardening material models are allowed at the moment.

In order to achieve a computationally fast evaluation method, great care was given to the linearly computed stresses in combination with approximate formulas. There are several

aproximacijskih formul je bila izbrana pogosto uporabljena Neuberjeva aproksimacijska enačba ([9] in [13]):

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E(T)} \left(\frac{\sigma_e}{\sigma} \right)^2 \frac{e^*}{S^*/E(T)} \quad (5),$$

kjer sta imenska napetost in deformacija definirana kot $S^* = \sigma_e/K_p$ in $e^* = g(S^*, T)$. K_p je razmerje mejnih obremenitev in $g(S^*, T)$, je stabilizirana ciklična napetostno-deformacijska krivulja, pridobljena v en. (1). K_p je podan kot razmerje [13]:

$$K_p = \frac{L_p}{L_f} \quad (6),$$

kjer je L_p sila, ki povzroči popolno plastifikacijo prereza in L_f sila, ki povzroči začetek plastifikacije v vozlišču z največjo napetostjo.

V [13] so podane naslednje vrednosti K_p : $K_p = 30$, $K_p = 2,5$ (priporočena vrednost) in $K_p = 1$ (ne upošteva Neuberjeve formule, kar pomeni da so vhodne napetosti neposredno uporabljene za modeliranje napetostno-deformacijskih poti). Zaradi temperaturno odvisnih materialnih lastnosti je pričakovana temperaturna odvisnost L_p in L_f . Za boljše ujemanje rezultatov linearne in nelinearne MKE analize je bil uveden temperaturno odvisen K_p :

$$K_p(T) = \frac{L_p(T)}{L_f(T)} \quad (7).$$

Za primere, prikazane v nadaljevanju, je bil izračunan za najvišjo temperature na površini.

1.4 Ocena poškodbe

Izbira pravilne metode ocene velikosti poškodbe je ključna za uspešno napoved zdržljivosti izdelka. Prikazana metoda temelji na računsko hitrih in uveljavljenih postopkih. Zato je kot prvi način uporabljen Smith-Watson-Topperjev parameter [10]. Ta je izračunan za vsak obremenitveni cikel iz:

$$P_{SWT}^{-2} = (\sigma_a + \sigma_m) \varepsilon_a E(T_c) \quad (8)$$

in število ciklov do začetne razpoke je pridobljeno iz naslednje enačbe:

$$P_{SWT}^{-2} = \sigma_f^{-2}(T_c)(2N_f)^{2b(T_c)} + \sigma_f'(T_c)E(T_c)\varepsilon_f'(T_c)(2N_f)^{b(T_c)+c(T_c)} \quad (9),$$

approximate methods from which the frequently used ([9] and [13]) Neuber approximate formula is applied:

where the nominal stresses and strains are defined as $S^* = \sigma_e/K_p$ and $e^* = g(S^*, T)$. K_p is the limit load ratio and $g(S^*, T)$ is the cyclic stress-strain curve, as defined in Eq. 1. K_p is calculated using [13]:

where L_p is the force that causes the full plastification of the analyzed cross-section and L_f is the force that starts the plastification in the most stressed node.

In [13] the following values of K_p are given: $K_p = 30$, $K_p = 2.5$ (recommended value) and $K_p = 1$ (the Neuber formula is not considered – the input stresses are used directly to model the stress-strain paths). Due to the temperature dependency of the material parameters a temperature dependency is also expected for L_p and L_f . For a better agreement between the linear and non-linear FEA a temperature-dependent K_p is introduced:

For the examples that follow it was calculated for the maximum surface temperature.

1.4 Damage estimation

An appropriate damage estimation method provides the key to an efficient life-prediction. In the proposed method, the focus is on employing computationally fast and widely accepted approaches. This is the reason why the well-known Smith-Watson-Topper damage parameter [10] was applied as the first damage-estimation method. It is calculated for every load cycle:

where the number of cycles to the crack initiation is obtained from:

kjer je σ'_f napetostni koeficient, b napetostni eksponent, ε'_f deformacijski koeficient in c deformacijski eksponent. Materialni parametri so odvisni od ekvivalentne temperature cikla in so linearno ali odsekoma kubično Hermit-ovo interpolirani. Število ciklov do začetne razpoke je uporabljeno za izračun poškodbe z Minerjevim pravilom o linearnem kopičenju poškodbe.

Kot drugi pokazatelj poškodbe je uporabljena sproščena energija s Skeltonovim energijskim kriterijem ([14] do [16]), ki pridobiva pomembnost na področju TMU ([6] do [8] in [17]). Poglavitna predpostavka je, da material po začetnem utrjevanju ali mehčanju doseže stabilizirano stanje pri katerem izdelek obratuje večino dobe trajanja, ter da je sproščena energija pri stabilizaciji uporabljena kot merilo določitve zdržljivosti izdelka ([6] do [8] in [14]).

Z upoštevanjem zgornje hipoteze je bilo predpostavljeno, da je obremenitveni potek uporabljen v stabiliziranem stanju ter izračunana sproščena energija uporabljena za določitev kritičnih mest konstrukcije. V PIP-u je trenutno v uporabi poenostavljena enačba za izračun energije [17]:

$$\Delta W_p \approx \Delta \sigma \cdot \Delta \varepsilon_p \quad (10).$$

Ta je uporabljena za izračun energije v vsakem obremenitvenem ciklu, ki se nato linearno akumulira skozi celotni potek obremenitve:

$$W_p = \sum_{cycles} \Delta W_{p,i} \quad (11).$$

Vrednost W_p je uporabljena za določitev kritičnih mest konstrukcije. Obe uporabljeni metodi sta primerni za naključni potek temperaturnih in mehanskih obremenitev.

2 PRIMERI

Namen naslednjega poglavja je pokazati, da je predlagana metoda uporabna za analize zahtevnih izdelkov TMU. Za vrednotenje materialnega modela v PIP-u so rezultati modeliranja napetostno-deformacijskih poti primerjani z rezultati nelinearne analize s priznanim programskim paketom ANSYS. Za doseg kratkih računskih časov je velika pozornost namenjena linearni MKE analizi v kombinaciji z Neuberjevo aproksimacijsko formulo. Vpliv vrednosti K_p na napetostno-deformacijske poti, poškodbo in sproščeno energijo je bil tudi preučen.

where σ'_f is the fatigue strength coefficient, b is the fatigue strength exponent, ε'_f is the ductility coefficient and c is the ductility exponent. The material parameters depend on the equivalent cycle temperature and can be linearly or piecewise cubic Hermite interpolated. The number of cycles to the crack initiation is used to estimate the damage with the Miner linear damage-accumulation rule.

Skelton's energy criterion is used ([14] to [16]) as the second damage indicator, which is gaining considerable importance in TMF evaluations ([6] to [8] and [17]). It is based on the assumption that after the initial hardening or softening the material reaches a stabilized state, in which the part operates for the majority of the lifetime, and that the cumulated dissipated energy during stabilization can be considered as a material constant used as a crack-initiation criterion ([6] to [8] and [14]).

In accordance with this it was considered that the load history is applied in the stabilized state and the dissipated energy was used for the identification of the most critical area of the component. At the moment in the DCP the simplified equation is used [17]:

It is used for calculating the dissipated energy per counted cycle. Through the calculation of the load history in the stabilized state it is linearly accumulated:

The value is used for the identification of the critical areas. Both methods are suitable for a random history of the mechanical and thermal loads.

2 EXAMPLES

The aim of the following section is to show that the proposed procedure can be successfully used in the TMF analyses of complex components. To enable the DCP validation, the obtained stress-strain paths are compared with non-linear FEA results obtained with the renowned ANSYS software. In order to reduce the computational times, great care has been put on linear FEA in combination with the Neuber approximate formula. The influence of K_p upon the stress-strain trajectory, damage and dissipated energy was studied.

2.1 Preizkušanca in material

Na sliki 2 sta prikazani obliki uporabljenih standardnih preizkušancev ASTM [18], ki sta primerni tudi za preizkuse pri povišanih temperaturah. Preizkušavec z okroglim prerezom premera 9 mm ter spremenjeni 5 mm debeli ploščati preizkušavec. Slednjemu je za lažje spremljanje naraščanja poškodbe in simulacije zahtevnih napetostno-deformacijskih stanj na sredini dodana 3 mm luknja. Oba preizkušanca sta bila v področju pritrditve skrajšana za zmanjšanje velikosti numeričnega modela. Število končnih elementov za okrogli preizkušavec je 6030, za ploščati pa 7700 elementov. Mreža je bila zgoščena v področju segrevanja in na pričakovanih kritičnih mestih. Vsi preizkusi so bili izvedeni na delovni postaji 2,8 GHz Pentium IV, 4 GB RAM, Windows XP.

Za ovrednotenje predlagane metode je bil izbran material: jeklo 10 CrMo 9 10 (toplotna obdelava 930 °C/1,5 h zrak, 710 °C/1,5 h zrak, 680 °C peč), s parametri za Ramberg-Osgoodovo razmerje in Manson-Coffin-Morrowo krivuljo, pridobljenimi iz [19] za 23, 300, 400, 500 in 600 °C.

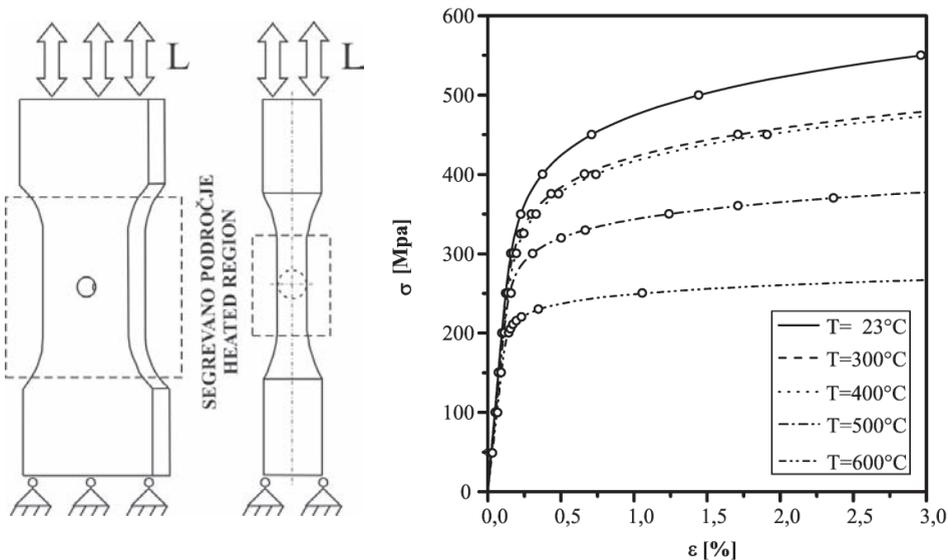
Za nelinearno MKE analizo v programu ANSYS je linearizirana Ramberg-Osgoodova krivulja z uporabo večlinearnega Besselingovega modela [20] s kinematičnim utrjevanjem. Točke uporabljene za linearizacijo, so prikazane na sliki 2 (desno). Za oceno poškodbe so bile izračunane

2.1 Specimens and material

Fig. 2. shows the used ASTM [18] specimens that are also suitable for testing at elevated temperatures. These specimens are the round specimen of diameter 9 mm and the modified 6 mm thick, flat specimen. In the latter a hole of 3 mm was introduced in the centre to facilitate the damage evolution and to simulate complex stress-strain states. Both specimens were shortened for the FEA evaluation in the fixation-gripping area to reduce the size of the model. The round specimen has 6030 elements and the flat one 7700 elements. The mesh was refined in the heating area and at the expected critical areas. All the analyses were performed with a 2.8 GHz Pentium IV, 4 GB RAM, Windows XP-based workstation.

For validation of the proposed approach the following material was chosen: Steel 10 CrMo 9 10 (heat treatment 930 °C/1.5 h air, 710 °C/1.5 h air, 680 °C furnace) with the Ramberg-Osgood and Manson-Coffin-Morrow parameters obtained from [19] for 23, 300, 400, 500 and 600 °C.

For the non-linear analyses in the ANSYS program, the linearization of the Ramberg-Osgood curve was made with the multi-linear kinematic hardening Besseling model [20]. The points used for the linearization are shown in Fig. 2 (right). For the damage evaluation, temperature-dependent P_{SWT}



Sl. 2. Uporabljena preizkušanca (levo) in temperaturno odvisne Ramberg-Osgood-ove krivulje s točkami, uporabljenimi za linearizacijo (desno)

Fig. 2. The used specimens (left) and the temperature dependent Ramberg-Osgood curves with the points used for the linearization (right)

temperaturno odvisne krivulje P_{SWT} , pridobljene iz parametrov, podanih v [19].

2.2 Obremenitve

V prispevku sta predstavljena dva nadzorna preizkusa. Prvi je izveden pri nespremenljivih temperaturnih poljih z naslednjimi najvišjimi temperaturami na segreti površini: 20, 300, 400, 500 in 600 °C (sl. 2). V teh primerih je bil upoštevan en obremenitveni cikel z $R = -1$ in z obremenitvama $L_1 = 12$ kN in $L_2 = 25$ kN. Sili sta izbrani tako, da pri L_1 v ploščatem preizkušancu napetosti presegajo ciklično mejo tečenja $R'_{p,0,2}$ le v konicah napetosti okoli dodane luknje, pri sili L_2 pa v večjem delu prereza.

Drugi obremenitveni primer je naključni umetni potek temperature in mehanske obremenitve, prikazana na sliki 3. Ta je kombinacija velikih in majhnih hitrosti segrevanja in deformacij z zadrževalnimi časi. Zapleteni potek je izbran za prikaz splošnosti predstavljene metode. Poudariti je treba, da hitrost obremenjevanja ne vpliva na elastoplastični materialni model.

Točke na sliki 3 prikazujejo potrebna mesta trdnostnih analiz, kar znaša 22 analiz za obdobje 30 s.

2.3 Rezultati

Prikazani so rezultati izračunanih poškodb in sproščenih energij ter pridobljene napetostno

krivulje were calculated using the parameters given in [19].

2.2 Loadings

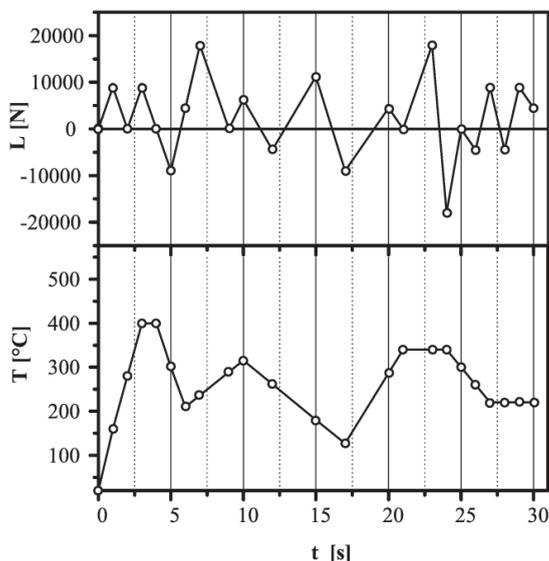
In the paper, two types of validation tests are shown. At first this is done using constant temperature fields with the following maximum surface temperatures in the heated region, 20, 300, 400, 500 and 600 °C (see Fig. 2). In these cases the analyses were performed for one reversed cycle with $R = -1$ and the force amplitudes $L_1 = 12$ kN and $L_2 = 25$ kN. The forces were chosen so that the stresses in the flat specimen exceed the cyclic yield stress $R'_{p,0,2}$ only in stress peaks around the introduced hole and with force L_2 in a larger part of the cross-section.

The second load case is a synthetic random force and temperature history, as shown in Fig. 3. It is a combination of high-low heating rates and hold times. This complex history was chosen to demonstrate the broad applicability of the proposed model. It is important to emphasize that strain rates do not influence the elastoplastic material model at all.

The points in Fig. 3 show the locations of the needed structural analyses, which amounts to a total of 33 analyses for a 30-seconds load history.

2.3 Results

Damages, dissipated energies and stress-strain paths obtained from the linear and non-linear



Sl. 3. Potek temperature in sile za naključno obremenitev
Fig. 3. Random force and temperature history

deformacijske poti za primere nelinearne analize in linearne v kombinacijami z različnimi K_p . Zaradi povezave mehanske in od temperature odvisne specifične deformacije se najbolj poškodovano vozlišče pri različnih temperaturnih poljih spreminja, četudi so sile enake. Zato je za primerjavo rezultatov pri obeh preizkušancih izbrano enako vozlišče za vse primere, to je najbolj poškodovano vozlišče pri linearni analizi in 20 °C. Za okrogli preizkušaneec ima izbrano vozlišče številko 7025, za ploščati pa 2288.

Napetostno-deformacijske poti so pridobljene neposredno iz predznačene von Misesove napetosti in skupne predznačene von Misesove specifične deformacije, pridobljene iz nelinearne analize v ANSYS-u. Prikazane so tudi poti izračunane s PIP, iz rezultatov napetosti nelinearne MKE analize pa tudi tiste, pridobljene iz linearno pridobljenih napetosti v kombinaciji z različnimi K_p .

V naslednjih slikah so uporabljene naslednje oznake:

- A. Napetosti in deformacije so pridobljene iz nelinearne MKE analize.
- B. Napetosti v obračalnih točkah so pridobljene iz nelinearne MKE analize, ki so nato uporabljene v PIP-u za izračun celotne napetostno-deformacijske poti za $K_p = 1$.
- C. Napetosti v obračalnih točkah so pridobljene iz linearne MKE analize, ki so nato uporabljene v PIP-u za izračun celotne napetostno-deformacijske poti za $K_p = 30$.
- D. Napetosti v obračalnih točkah so pridobljene iz linearne MKE analize, ki so nato uporabljene v PIP-u za izračun celotne napetostno-deformacijske poti za $K_p = 2,5$.
- E. Napetosti v obračalnih točkah so pridobljene iz linearne MKE analize, ki so nato uporabljene v PIP-u za izračun celotne napetostno-deformacijske poti za $K_p(T)$ (en. (8)).

2.3.1 Nelinearna MKE analiza

S primerjavo rezultatov nelinearne analize v ANSYS-u in izračunanih poti v PIP-u je ugotovljeno, da je dobro ujemanje doseženo v obračalnih točkah (sl. 4 in 5). Kljub temu so razlike opazne iz naslednjih razlogov: poti, izvožene iz ANSYS-a, so izpostavljene linearizaciji Ramberg-Osgoodove krivulje in primerjalne napetosti ter specifične deformacije so v MKE programu izračunane iz celotnega

FEA in combination with different K_p 's are presented in this section. Due to the different interactions between the mechanical and thermal strains, the location of the most damaged node can move if the temperature field changes, even if the mechanical force remains unchanged. That is why when comparing the results the same node is chosen for all the load cases. This is the most damaged node in the linear analysis at 20 °C. For the round specimen it is numbered 7025 and for the flat specimen, 2288.

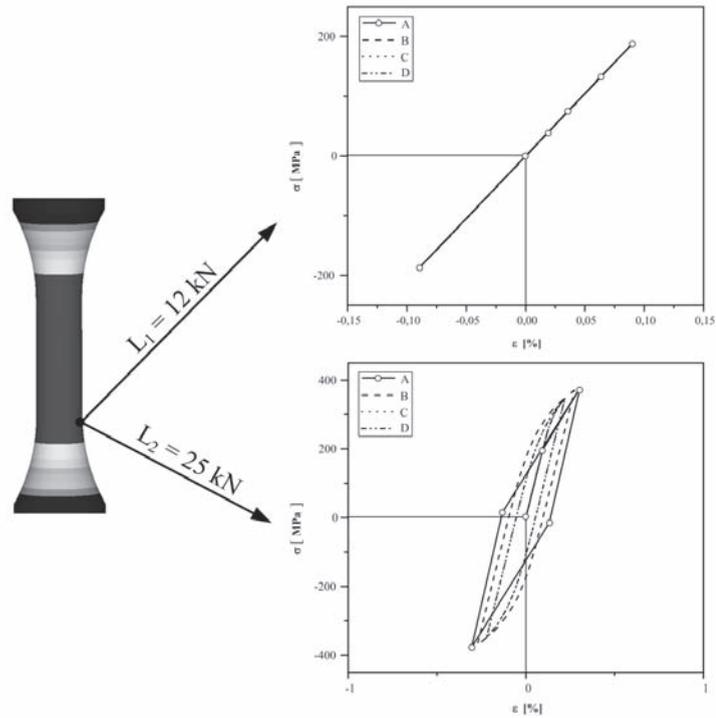
Stress-strain trajectories were obtained directly from the exported signed von Mises stresses and the signed total mechanical von Mises strains as provided by the non-linear solutions in the ANSYS software. Stress-strain paths obtained by DCP from the non-linear FEA stress results, as well as those from linear FEA stresses for two distinct K_p 's, are also presented.

In the figures below, the following notation is used:

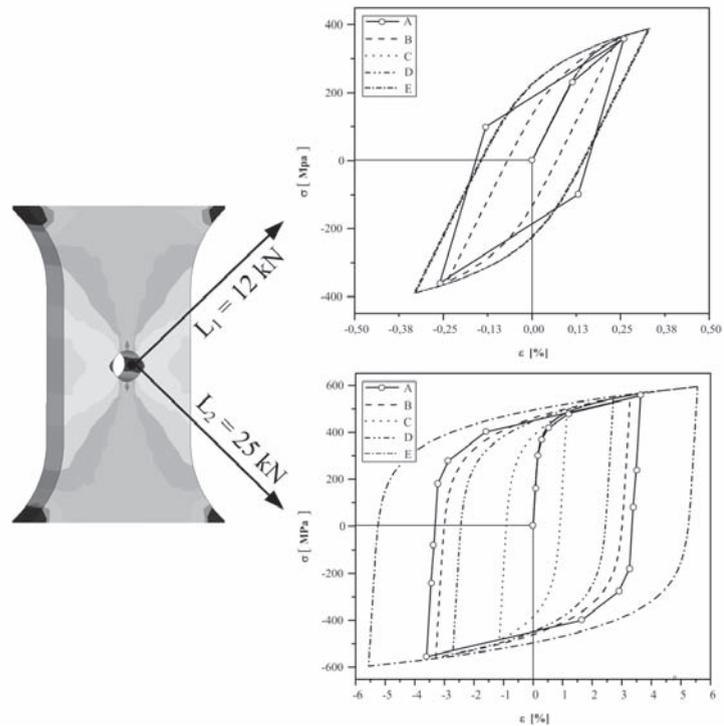
- A. Stresses and strains that were gained from the non-linear FEA.
- B. Stresses at the turning points were taken from the non-linear FEA, and these values were then processed by DCP to produce complete stress-strain trajectories for $K_p = 1$.
- C. Stresses at the turning points were taken from the linear FEA, and these values were then processed by DCP to produce complete stress-strain trajectories for $K_p = 30$.
- D. Stresses at the turning points were taken from the linear FEA, and these values were then processed by DCP to produce complete stress-strain trajectories for $K_p = 2.5$.
- E. Stresses at the turning points were taken from the linear FEA, and these values were then processed by DCP to produce complete stress-strain trajectories for $K_p(T)$ (see Eq. 8).

2.3.1 Non-linear FEA

By comparing the non-linear FEA results from ANSYS with the stress-strain paths obtained from DCP it is clear that good agreement was reached at the turning points (Fig. 4 and 5). However, there are differences for the following reasons: Firstly, the trajectories drawn from the stress and strain values exported from ANSYS are influenced by the linearization of the Ramberg-Osgood curves and secondly, in the FEA software, the equivalent stresses and strains are computed from the



Sl. 4. Prikaz histereznih zank v vozlišču 7025 za okrogli preizkušaneec pri 20 °C
 Fig. 4. Hysteresis loops in node 7025 of the round specimen at 20°C



Sl. 5. Prikaz histereznih zank v vozlišču 2288 za ploščati preizkušaneec pri 20 °C
 Fig. 5. Hysteresis loops in node 2288 of the flat specimen at 20°C

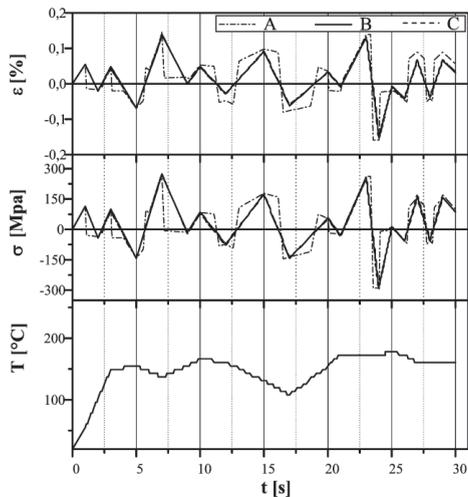
tenzorja napetosti, medtem ko so v PIP-u izračunane z enoosnim modelom na temelju predznačene primerjalne napetosti, uvožene iz ANSYS-a.

2.3.2 Linearna MKE analiza

S primerjavo poti, pridobljenih z linearno analizo v kombinaciji z Neuberjevo formulo, lahko preučimo vpliv parametra K_p . V primeru okroglega preizkušanca pri L_1 ne pride do plastifikacije, v primeru L_2 je tečenje materiala opazno. Za vse vrednosti K_p je ujemanje s histereznimi zankami iz nelinearne analize dobro. Izrazitejše razlike so opazne v ploščatem preizkušancu. V primeru L_1 , vrednosti $K_p(T)$ in $K_p = 2,5$ dasta podobne rezultate, najboljše ujemanje je doseženo s $K_p = 30$. V primeru L_2 , pri katerem je tečenje materiala izrazitejše, vrednost $K_p = 30$ da izrazito nekonzervativne rezultate, izračunan $K_p(T)$ pa konzervativne. V tem primeru je najboljše ujemanje doseženo s priporočenim $K_p = 2,5$.

Ugotovimo lahko, da v primeru izrazitejšega tečenja priporočena vrednost K_p oz. izračunani $K_p(T)$ da boljše ujemanje z nelinearno analizo oz. konzervativne rezultate. Vrednost $K_p = 30$ je uporabna v področju majhne plastifikacije materiala.

Za primer naključne obremenitve so ujemanja v okroglem preizkušancu dobra (sl. 6) v ploščatem preizkušancu pa so v določenih primerih



Sl. 6. Napetostno, deformacijski in temperaturni odziv pri naključni obremenitvi: levo v vozlišču 7025 okroglega preizkušanca, desno v vozlišču 2288 ploščatega preizkušanca

Fig. 6. Stress, strain and temperature response for the random loading: left in node 7025 of the round specimen, right in node 2288 of the flat specimen

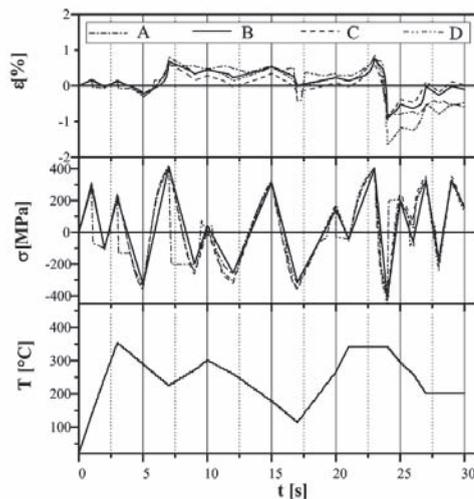
complete stress and strain tensors, whereas in DCP the strain is calculated with the proposed uniaxial model from the signed equivalent von Mises stresses imported from ANSYS.

2.3.2 Linear FEA

By comparing the stress-strain trajectories computed with the linear FEA and then transformed with the Neuber approximate formula, the influence of K_p can be studied. For the round specimen plastification is present only for the force L_2 . For all constant-temperature load cases and all K_p 's the agreement with the non-linear FEA results is good. More pronounced differences are present in the flat specimen. In the case of L_1 , $K_p(T)$ and $K_p = 2.5$ give similar results, where the best agreement is obtained with $K_p = 30$. In the case of L_2 (more plastification), $K_p = 30$ gives strongly non-conservative results. On the other hand, the calculated $K_p(T)$ gives conservative results. In this case the best results are obtained with the recommended $K_p = 2.5$.

It can be concluded that in the case of pronounced plastification the recommended value of K_p and the calculated $K_p(T)$ give the best agreement with the non-linear FEA and conservative results. $K_p = 30$ can be used in the case when little plastification is present.

In the case of the random loading the agreements are good for the round specimen, whereas with the flat specimen the stresses and



napetosti in deformacije precejšene (sl. 6). V splošnem je ujemanje med rezultati linearnih analiz v kombinaciji z različnimi K_p in nelinearno MKE analizo dobro. Večja odstopanja so opazna v točkah kjer je izrazitejša plastifikacija, kar je v skladu s prejšnjimi ugotovitvami.

2.3.3 Poškodba in sproščena energija

Prejšnje poglavje je osnova za oceno poškodbe in sproščene energije. Predpostavljeno je, da so poškodbe in sproščena energija ocenjene s PIP na osnovi nelinearnih rezultatov MKE "najboljše" in so uporabljene kot primerjalne vrednosti.

Na sliki 7 so prikazane poškodbe v odvisnosti od temperature. Ujemanje rezultatov C in D z primerjalno B je boljše pri okroglem preizkušancu, pri katerem so ocene za oba K_p na nekonzervativni strani. V primeru ploščatega preizkušanca je ugotovljena konzervativna ocena za vse vrednosti K_p pri L_1 ter pri vrednosti L_2 za izračunani $K_p(T)$ (razen pri $T_{max} = 600$ °C).

Za primerjavo porazdelitve poškodbe in sproščene energije so podane slike za ploščati preizkušane (sl. 8) ter za okrogli preizkušane (sl. 9). Pri okroglem preizkušancu so zaradi enoosnega napetostnega stanja v sredinskem prerezu porazdelitve poškodbe in sproščene energije za prikazane primere enake. S slike 8 je za ploščati preizkušane razvidno, da poškodba in sproščena

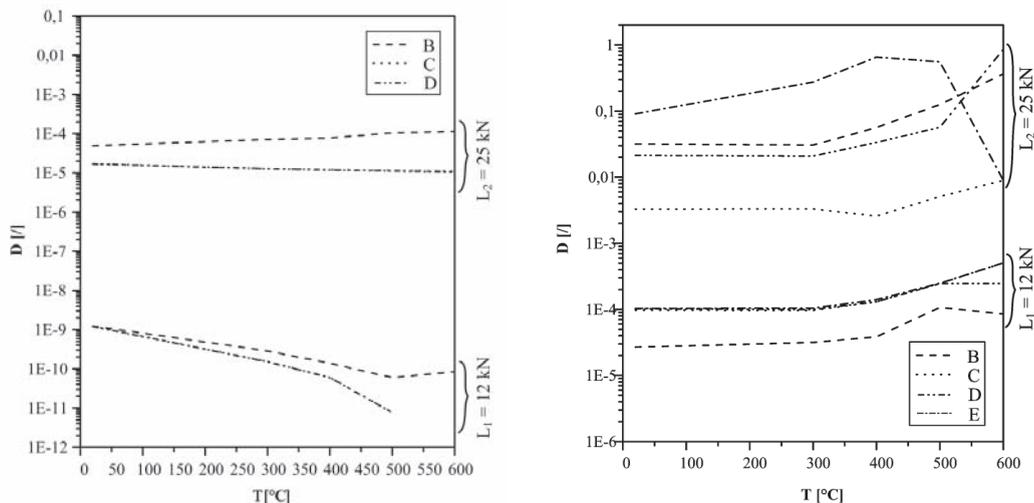
strains in some cases overestimated (Fig. 6). In general, the agreement of the linear analyses in combination with the different K_p 's and the non-linear FEA is good. Major discrepancies are present where plastification is more pronounced, which is in accordance with the previous findings.

2.3.3 Damage and dissipated energy

The previous section is the basis for the damage and dissipated energy estimation. It is assumed that the damage and dissipated energy estimated with DCP based on the non-linear FEA are the "best" and considered as reference values in relation to those obtained from the linear FEA.

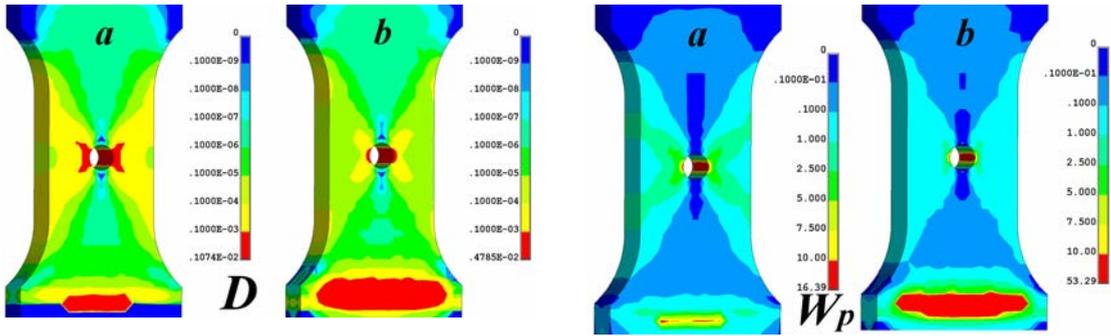
The temperature dependency of the damage is shown in Fig. 7. The agreement between the results C and D with the reference results B is better for the round specimen, where the estimations for both K_p 's are on the non-conservative side. For the flat specimen a conservative estimation is observed for all K_p 's at K_p and at L_1 for the calculated L_2 (except at $T_{max} = 600$ °C).

For a comparison of the damage and dissipated energy distribution, Fig. 8 is given for the flat specimen and Fig. 9 is given for the round specimen. Due to the uniaxial stress state in the centre of the round specimen the damage and the dissipated energy distributions are the same for the examples shown. For the flat specimen, Fig. 8 shows the damage and dissipated energy give us



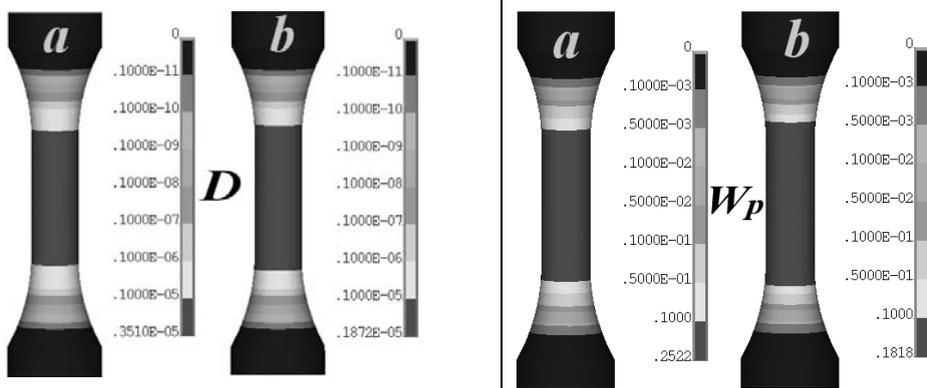
Sl. 7. Prikaz poškodbe v odvisnosti od temperature: levo za vozlišče 7025 v okroglem preizkušancu, desno za vozlišče 2288 v ploščatem preizkušancu

Fig. 7. Temperature dependency of the damage: for node 7025 in round specimen (left) and for node 2288 for the flat specimen (right)



Sl. 8. Naključna obremenitev; levo: prikaz porazdelitve poškodbe: a – nelinearna MKE, $K_p = 1$, b – linearna MKE, $K_p = 30$; desno: prikaz sproščene energije: a – nelinearna MKE, $K_p = 1$, b – linearna MKE, $K_p = 30$

Fig. 8. Random loading; left: damage distribution: a – non-linear FEA, $K_p = 1$, b – linear FEA, $K_p = 30$; right: dissipated energy distribution: a – non-linear FEA, $K_p = 1$, b – linear FEA, $K_p = 30$



Sl. 9. Naključna obremenitev; levo: prikaz porazdelitve poškodbe: a – nelinearna MKE, $K_p = 1$, b – linearna MKE, $K_p = 30$; desno: prikaz sproščene energije: a – nelinearna MKE, $K_p = 1$, b – linearna MKE, $K_p = 30$

Fig. 9. Random loading; left: damage distribution: a – non-linear FEA, $K_p = 1$, b – linear FEA, $K_p = 30$; right: dissipated energy distribution: a – non-linear FEA, $K_p = 1$, b – linear FEA, $K_p = 30$

energija dajeta enaka kritična mesta, z večjim kritičnim področjem okoli luknje v primeru nelinearne analize ter večjim kritičnim področjem okoli pritrdišča v primeru linearne analize v kombinaciji s K_p .

the same critical areas with a larger critical region around the hole for the non-linear case and a larger critical region around the constraint for the linear FEA in combination with K_p .

2.3.4 Računski časi

2.3.4 Computation times

Pri vrednotenju izdelkov, izpostavljenim utrujanju, je pomemben dejavnik za določitev uporabnosti metode tudi računski čas. Čas računanja je bil izmerjen na ploščatem preizkušancu za naključno obremenitev podano na sliki 3. Linearna MKE analiza je trajala 200 s, nelinearna pa 2260 s. Za izračun poškodbe je bilo potrebno 7 s za oba primera. PIP pred oceno poškodbe izvede izračun Prandtlovih gostot, ki je neodvisen od števila obračalnih točk, zato se čas računanja

In a fatigue evaluation the computational time is also of key importance in assessing the usefulness of the method. The computation time was measured for a random loading (Fig. 3) on the flat specimen. The linear FEA took 200 s, whereas the non-linear FEA lasted 2260 s. The damage estimation took approximately 7 s for both cases. Before the damage estimation the DCP calculates the Prandtl densities, which are independent of the turning points. This is why the damage calculation

poškodbe z večanjem števila obračalnih točk ne povečuje linearno.

time is not increased linearly with the increasing number of turning points.

3 SKLEP

V prispevku je prikazan postopek, ki je razširitev metod podanih v [9], [11] in [12] na večosno napetostno-deformacijsko stanje in ponuja rešitev za vrednotenje termomehansko obremenjenih izdelkov v primeru, ko lahko zanemarimo ciklično utrjevanje oz. mehčanje in lezenje. Postopek deli termične oz. analize CFD, trdnostne analize in oceno poškodbe. Poudarek je bil na računsko hitrih metodah, zato so bile raziskave usmerjene v uporabo linearnih MKE analiz v kombinaciji z aproksimacijskimi enačbami. Ugotovljeno je bilo, da vrednost K_p pomembno vpliva na ujemanje rezultatov linearne in nelinearne MKE analize ter oceno poškodbe. Za ta namen je bil uveden temperaturno odvisni $K_p(T)$. Linearne analize v kombinaciji z aproksimacijskimi enačbami in PIP-om so lahko uporabljene le ob pravilni izbiri K_p in manjšem tečenju materiala. Dodatne raziskave vrednosti K_p bodo izvedne za povečanje uporabnosti približnih enačb, ki občutno znižajo računske čase pri dolgih potekih obremenitev.

3 CONCLUSION

This paper describes an extension of the methods given in [9], [11] and [12] to a multiaxial stress-strain state and gives a solution for evaluating thermo-mechanically loaded components in the case when cyclic hardening or softening and creep can be neglected. The approach uncouples thermal calculations, stress-strain calculations and damage or dissipated energy estimations. The main focus was put on fast computational methods, which is why the research was done with the linear FEA in combination with approximate formulas. It has been observed that the K_p value strongly influences the agreement between the linear and non-linear FEA results and the damage estimation. For this reason the temperature dependent $K_p(T)$ was introduced. The linear FEA in combination with approximate formulas and the DCP can only be used with the correct K_p and a small amount of plastification. Further research regarding the K_p value will be carried out in order to broaden the applicability of the approximate formulas, which substantially reduce the computation time for long load histories.

4 LITERATURA

4 REFERENCE

- [1] X. Chen, S. Xu, D. Huang (1999) A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue under non-proportional loading, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22(1999), pp. 679-686.
- [2] B. Li, L. Reis, M. de Freitas (2006) Simultaneous of cyclic stress/strain evolutions for multiaxial fatigue life prediction, *Int. J. Fatigue*, 28(2006), pp. 451-458.
- [3] B.R. You, S.B. Lee (1996) A critical review on multiaxial fatigue assessments of metals, *Int. J. Fatigue*, 18(1996), pp. 235-244.
- [4] I.V. Papadopoulos, P. Davoli, C. Gorla, M. Filippini, A. Bernasconi (1997) A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue for metals, *Int. J. Fatigue*, 19(1997), pp. 219-235.
- [5] E. Macha, C.M. Sonsino (1999) Energy criteria of multiaxial fatigue failure. *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 22(1999), pp. 1053-1070.
- [6] A. Constantinescu, E. Charkaluk, G. Lederer, L. Verger (1999) A computational approach to thermomechanical fatigue, *Int. J. Fatigue*, 26(1999), pp. 805-818.
- [7] E. Charkaluk, A. Bignonnet, A. Constantinescu, K. Dang Van (2002) Fatigue design of structures under thermomechanical loadings, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 25(2002), pp. 1199-1206.
- [8] J.J. Thomas, L. Verger, A. Bignonnet, E. Charkaluk (2003) Thermomechanical design in the automotive industry, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 27(2003), pp. 887-895.
- [9] M. Nagode, F. Zingsheim (2004) An online algorithm for temperature influenced fatigue life estimation: strain-life approach, *Int. J. Fatigue*, 26(2004), pp. 155-161.
- [10] K.N. Smith, P. Watson, T.H. Topper (1970) A stress-strain function for the fatigue of metals, *J. Mater.*, 5(1970), pp. 767-78.

- [11] M. Nagode, M. Hack (2004) An online algorithm for temperature influenced fatigue life estimation: stress-life approach, *Int. J. Fatigue*, 26(2004), pp. 163-171.
- [12] M. Nagode, M. Fajdiga (2006) Temperature–stress–strain trajectory modeling during thermo-mechanical fatigue, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 29(2006), pp. 175-182.
- [13] LMS Durability Technologies GmbH (2000) *LMS Falanx Theory Manual Version 2.9*, LMS Durability Technologies GmbH
- [14] R.P. Skelton (1991) Energy criterion for high temperature low cycle fatigue failure, *Mater. Sci. Tech.*, 7(1991), pp. 427-39.
- [15] R.P. Skelton, T. Vilhelmsen, G.A. Webster (1998) Energy criteria and cumulative damage during fatigue crack growth, *Int. J. Fatigue*, 20(1998), pp. 641-649.
- [16] R.P. Skelton (2004) Hysteresis, yield and energy dissipation during thermo-mechanical fatigue of a ferritic steel, *Int. J. Fatigue*, 26(2004), pp. 253-264.
- [17] S. Amiable, S. Chapuliot, A. Constantinescu, A. Fissolo (2006) A comparison of lifetime prediction methods for a thermal fatigue experiment, *Int. J. Fatigue*, 28(2006), pp. 692-706.
- [18] ASTM E 606 - 92 (Reapproved 1998) (1992). *Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing*, ASTM.
- [19] C. Boller, T. Seeger (1987) Materials data for cyclic loading Part B: low-alloy steels, *Elsevier Science Publishers B.V.*, Amsterdam, pp. 238-294.
- [20] ANSYS Inc.: *ANSYS Release 9.0 Documentation*, 2004, ANSYS Inc.
- [21] A. Constantinescu, K. Dang Van, M.H. Maitournam (2003) A unified approach for high and low cycle fatigue based on shakedown concepts, *Fatigue Fract. Engng Mater. Struct.*, 26(2003), pp. 561-568.

Naslov avtorjev: Uroš Rosa
prof. dr. Marko Nagode
prof. dr. Matija Fajdiga
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
uros.rosa@fs.uni-lj.si
marko.nagode@fs.uni-lj.si
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Uroš Rosa
Prof. Dr. Marko Nagode
Prof. Dr. Matija Fajdiga
University Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
SI-1000 Ljubljana, Slovenia
uros.rosa@fs.uni-lj.si
marko.nagode@fs.uni-lj.si
matija.fajdiga@fs.uni-lj.si

Prejeto: 23.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Napoved zbirnega števila okvar popravljivega izdelka na podlagi poteka delovanja

Prediction of the Cumulative Number of Failures for a Repairable System Based on Past Performance

Boštjan Veber - Marko Nagode - Matija Fajdiga
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

Napoved zbirnega števila okvar popravljivega izdelka je pomembna tema v teoriji zanesljivosti. Popravljen izdelek je lahko po opravljenem popravilu v treh možnih stanjih: 'dober kot nov', 'slab kot star' in 'boljši kot star toda slabši kot nov'. Običajni verjetnostni modeli za napovedovanje pričakovanega števila okvar temeljijo na prvih dveh stanjih, zato so neprimerni za opis zadnjega stanja, ki je bolj pogosto v praksi. V prispevku je predstavljena robustna rešitev verjetnostnega modela, t.i. splošni obnovitveni proces (SOP), ki je omogoča predstavitev vseh treh stanj izdelka po popravilu. Raziskave kažejo, da je s SOP na osnovi mešanice m -tih Weibullovih porazdelitev omogoča splošen pristop k opisu kompleksnih popravljivih izdelkov in podaja uporabo algoritmom matematičnega pričakovanja (EM) za oceno neznanih parametrov. V prispevku je predstavljen tudi standardni SOP na podlagi dvoparametrične Weibullove porazdelitve. SOP na osnovi mešane porazdelitve z m komponentami in standardni SOP primerjamo z izračunom pričakovanega števila okvar in funkcije napake. Na podlagi rezultatov lahko sklepamo, da predlagan SOP na osnovi mešanice Weibullovih porazdelitev točno opisuje izmerjene vrednosti okvar in je primeren za napovedovanje okvar na podlagi predhodnega poteka delovanja izdelka, kljub omejenemu številu razpoložljivih podatkov o okvarah.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: napovedi okvar, popravljivi izdelki, numerično modeliranje, ocenjevanje parametrov)

The prediction of the cumulative number of failures for a repairable system is an important topic in reliability theory. A repairable system may end up in one of the three possible states after a repair: 'as good as new', 'as bad as old' and 'better than old but worse than new'. Current probabilistic models used in repairable system analysis account for the first two states, but they do not properly apply to the last one, which is more common in practice. In this paper, a robust solution to a probabilistic model that is applicable to all of the three after repair states, called generalized renewal process (GRP), is presented. This research demonstrates that the GRP based on an m -fold Weibull mixture offers a general approach to modeling complex repairable systems and discusses application of the EM algorithm to estimation of the GRP parameters. This paper also presents a review of the standard GRP based on two-parameter Weibull distribution. The GRP with m mixture components distributions is compared to the standard GRP by calculating the expected cumulative number of failures and the error function. It is shown that the proposed GRP solution with a Weibull mixture accurately describes the failure data and it is suitable for predicting failures based on the past performance of the system, even when a small amount of failure data is available.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: failure prediction, repairable systems, numerical modeling, parameter estimations)

0 UVOD

Napoved zbirnega števila okvar popravljivega izdelka je pomembna tema v teoriji

0 INTRODUCTION

The prediction of the cumulative number of failures of a repairable system is an important topic

zanesljivosti. Omogoča načrtovanje preventivnih vzdrževalnih posegov, stroškov kroga trajanja, ocenjevanje razpoložljivosti izdelka itn.

Popravljiv izdelek je lahko v enem izmed treh mogočih stanjih po opravljenem popravilu: 'dober kakor nov', 'slab kakor star' in 'boljši kakor star toda slabši kakor nov'. Trenutni verjetnostni modeli za analizo popravljivih izdelkov, kakršna sta obnovitveni proces (OP) in nehomogeni Poissonov proces (NHPP), so primerni za opis le prvih dveh stanj. Za prikaz zadnjega stanja izdelka po popravilu ni učinkovitega in dovolj natančnega postopka.

Kijima in Sumita [1] sta predlagala nov verjetnostni model, imenovan splošni obnovitveni proces (SOP), ki omogoča predstavitev vseh mogočih stanj izdelka po popravilu. Postopek s SOP sta izpopolnila Kaminskiy in Krivtsov [2] in predlagala približno rešitev na temelju metode Monte Carlo (MC).

Predpostavka, ki omogoča simulacijo SOP z metodo Monte Carlo, je poznavanje porazdelitve verjetnosti časa do prve okvare (ČDPO) in kakovosti popravila q oziroma možnost njune ocene na podlagi razpoložljivih podatkov ([2] in [3]). Čas popravila zanemarimo, tako lahko zaporedje okvar opazovanega izdelka obravnavamo kot naključni točkovni postopek. V glavnem je bil postopek Monte Carlo razvit za uporabo v primerih z veliko množico podatkov. Razpoložljivost večjega števila podatkov omogoča oceno porazdelitve verjetnosti ČDPO in q z visoko stopnjo natančnosti [4]. Seveda je težko zagotoviti zadostno količino podatkov v primerih, ko je na voljo omejeno število enakih izdelkov.

Postopek s simulacijo Monte Carlo ima pri SOP nekaj prednosti in pomanjkljivosti. Postopek omogoča rešitev za vse vrste porazdelitev, vključno z empirično, ki je nepristranska in dosledna. Na drugi strani postopek MC potrebuje veliko množico podatkov in je časovno zelo potraten. Ti razlogi omejujejo uporabo postopka Monte Carlo Kaminskega in Krivtsova zunaj avtomobilske industrije.

Krivtsov [3] se je zavedal zapletenosti in težavnosti razvoja matematično prilagodljivega verjetnostnega modela za SOP, zato je predlagal drugo pot na podlagi metode največje verjetnosti (MNV), vendar brez ustrezne rešitve za SOP. Kasneje je Yanez [4] na podlagi MNV izpeljal rešitev za oceno parametrov SOP. Razvoj MNV za

in reliability theory. It enables the planning of preventive maintenance actions and costs, an estimation of the system's availability, etc.

A repairable system may end up in one of three possible states after a repair: 'as good as new', 'as bad as old' and 'better than old, but worse than new'. Current probabilistic models used in repairable system analysis, such as the renewal process (RP) and the non-homogeneous Poisson process (NHPP), account for the first two states, respectively. However, no practical and accurate approach exists to address the remaining after-repair state.

A new probabilistic model to address all the after-repair states called the 'generalized renewal process' (GRP) has been proposed by Kijima and Sumita [1]. This GRP approach has been extended by Kaminskiy and Krivtsov [2] and they have offered a Monte Carlo (MC) based approximate solution.

The assumption that makes Monte Carlo simulation of the GRP possible is that the time to first failure (TTFF) distribution and the quality of the repair q are known and can be estimated from the available data ([2] and [3]). Furthermore, the repair time is assumed to be negligible so that the failures can be viewed as point processes. The Monte Carlo approach was developed mainly for cases where a large set of data is available. The availability of such data allows for an estimation of the TTFF distribution and q with a high degree of accuracy [4]. However, it would be difficult to obtain the same amount of data for cases where only a limited number of identical systems are present.

There are some advantages and disadvantages of using the Monte Carlo approach to the GRP. The approach offers a solution for all kinds of distributions, including empirical ones, which is unbiased and consistent. In contrast, besides the need for large amounts of data, the approach is extremely time consuming. For these reasons the direct application of Kaminskiy and Krivtsov's Monte Carlo approach outside the automotive industry would be limited.

Krivtsov [3] recognized the complexities and the difficulties of developing a mathematically tractable probabilistic model to the GRP, and discussed an alternative maximum-likelihood (ML) estimation approach to solve the GRP without offering any solution. Later, Yanez [4] developed a solution based on ML to estimate the GRP parameters. The

oceno parametrov SOP je odpravil potrebo po večji količini podatkov za izvedbo analize okvar (kakor v primeru postopka MC Kaminskega in Krivtsova pri določevanju SOP). Yanezov postopek z MNV je izpeljan s predpostavko, da porazdelitev ČDPO ustreza dvoparametrični Weibullovi porazdelitvi verjetnosti ter da naslednji časi med okvarami (ČMO) sledijo pogojni dvo-parametrični Weibullovi porazdelitvi.

Dvo- ali triparametrična Weibullova porazdelitev je najbolj splošno uporabna porazdelitev na področju modeliranja zanesljivosti, ker s parametroma β (oblika) in θ (velikost) omogoča zelo različne oblike. Zato je primerna za modeliranje raznolikih podatkov in obratovalnih značilk izdelka, t.i. porazdelitev ČDPO. Oblika porazdelitve funkcije dobe trajanja izdelka je pogosto sestavljena iz več osnovnih oblik, zato je smiselna vpeljava mešane porazdelitve kot osnovne porazdelitve SOP. Značilna pomanjkljivost, skupna vsem mešanim porazdelitvam, je težavna ocena neznanih parametrov.

Dvoparametrična Weibullova porazdelitev velja za zelo pomembno v teoriji zanesljivosti, zato je primerna njena uporaba kot komponente mešane porazdelitvene ČDPO okvare SOP. Veliko število prispevkov je na temo uporabnosti mešanice Weibullovih porazdelitev, posebej pri modeliranju zanesljivosti izdelka, obratovalni trdnosti in analizi preživetja. Predlagane so bile številne tehnike ocenjevanja neznanih parametrov ([5] do [9]).

Namen prispevka je ugotavljanje primernosti končne mešanice Weibullovih porazdelitev s pozitivnimi utežmi komponent kot osnovne porazdelitve ČDPO za SOP, kljub temu da 'dejanska' porazdelitev ni mešana porazdelitev ali prave uteži niso negativne. Dovolj so le podatki o časih okvar posameznih, če neznane parametre SOP ocenimo z ustrežno metodo. V ta namen je izpeljan postopek EM za SOP z osnovno mešanico m Weibullovih porazdelitev.

Prispevek ima naslednjo sestavo. SOP in funkcija največje verjetnosti sta podana v prvem poglavju. Drugo poglavje predstavlja model na temelju m -kratne mešanice Weibullovih porazdelitev in metodo za oceno parametrov na podlagi algoritma EM. Sledi tretje poglavje s prikazom uporabe in primerjave na primerih za predlagani model na podlagi mešane Weibullove porazdelitvene funkcije in osnovni triparametrični SOP na podlagi ocene parametrov z MNV. Četrto

development of the ML parameter estimation removes the need to have a large set of failure data in order to perform the analysis (as is the case with Kaminskiy and Krivtsov's Monte Carlo simulation approach to the GRP). Yanez's ML approach was derived using the assumption that the TTFF distribution is a two-parameter Weibull distribution and that the subsequent times between failures (TBFs) follow the conditional two-parameter Weibull distribution.

The two- and three-parameter Weibull distributions are some of the most commonly used distributions in reliability engineering because of the many shapes they attain for various values of the parameters β (shape) and θ (scale). It can, therefore, model a wide variety of data and life characteristics, i.e., the TTFF distribution. Since the shape of the life distribution is often composed of more than one basic shape, a reasonable step is to introduce the mixture distribution as the genuine distribution for the GRP. A significant difficulty common to all mixed distributions during their application is the estimation of unknown parameters.

Since the Weibull distribution is considered very important in reliability studies, it is natural to consider it as a base distribution in finite mixtures for the distribution of the TTFF in the GRP. There are a number of papers dealing with the usefulness of m -fold Weibull mixture distributions, especially in reliability, fatigue and survival analysis. In addition, several estimation techniques for unknown parameters have been proposed ([5] to [9]).

The aim of this article is to prove that a finite Weibull mixture, with positive component weights only, can be used as the underlying distribution of the TTFF of the GRP in spite of the 'true' distribution function of the TTFF not being a mixture distribution or the true weights being negative. In this way it is sufficient to have only the observed failure data set of the system, if the unknown parameters of the GRP are estimated by a proper method. For this purpose, the EM procedure is derived for the GRP with an underlying m -fold Weibull mixture.

The paper is structured as follows. The GRP and the likelihood function are given in Section 1. Section 2 presents a model based on the m -fold Weibull mixture and an estimation method based on the EM algorithm. Following this, two failure data sets are used in Section 3 to illustrate the application of the proposed GRP based on the Weibull mixture and to compare it with the standard three-parameter GRP based on the ML estimation.

poglavje sklenemo z razpravo ter s komentarji rezultatov.

We conclude with a discussion and some comments in Section 4.

1 OSNOVNA DOLOČITEV

1 BASIC DEFINITION

Predpostavimo, da popravljiv izdelek prične delovati pri času $t=0$. Zaporedje časov delovanja $\{X_i\}_1^\infty$ sestavlja naključni točkovni obnovitveni postopek. Zaradi lažje nadaljnje izpeljave predpostavimo, da je pravilo takojšnje. Kijima [10] je vpeljal pojem navideznega časa delovanja. Če ima izdelek takoj po opravljenem $(n-1)$ -tem popravilu navidezno dobo delovanja $V_{n-1}=y$, potem ima dolžina n -tega kroga oziroma čas med okvarama (ČMO) X_n naslednjo zbirno porazdelitveno funkcijo (ZPF), t.i. osnovna porazdelitev:

Consider a repairable system that starts functioning at time $t=0$. A sequence of operating times $\{X_i\}_1^\infty$ forms a renewal-type stochastic point process. For simplicity, the repair is assumed to be instantaneous. Kijima [10] introduced the notion of virtual age. If a system has a virtual age of $V_{n-1}=y$ immediately after the $(n-1)$ th repair, then the duration of the n th cycle or the time between failures (TBF) X_n has the following cumulative distribution function (CDF) (the so-called underlying distribution):

$$G(x) = \Pr\{X_n \leq y | V_{n-1} = y\} = \frac{F(x+y) - F(y)}{1 - F(y)} = 1 - \frac{R(x+y)}{R(y)} \quad (1),$$

kjer je $F(t)$ ZPF časa do prve okvare (ČDPO) novega izdelka in $R(t)=1-F(t)$ je zanesljivost pri posameznih časih. Vsoto:

where $F(t)$ is a CDF of the time to first failure (TTFF) of a new system and $R(t)=1-F(t)$ is the reliability at the respective time. The summation:

$$T_n = \sum_{i=1}^n X_i \quad (2),$$

s $T_0=0$ imenujemo dejanska doba delovanja izdelka. Predpostavimo, da n -to popravilo odpravi poškodbe, ki so se nakopičile pri obratovanju med $(n-1)$ -to in n -to okvaro. S to predpostavko zapišemo navidezno dobo delovanja izdelka po n -tem popravilu z:

with $T_0=0$, is called the real age of the system. It is assumed that the n th repair would only compensate for the damage accumulated during the time between the $(n-1)$ th and the n th failure. With this assumption the virtual age of the system after the n th repair is:

$$V_n = V_{n-1} + q \cdot X_n, \quad n = 1, 2, \dots \quad (3),$$

kjer je q parameter učinkovitosti popravila (ali pomladitveni parameter) in $V_0=0$. Če opazujemo čase med zaporednimi okvarami, potem lahko navidezno dobo delovanja izrazimo kot [3]:

where q is the repair-effectiveness parameter (or the rejuvenation parameter) and $V_0=0$. If the times between the successive failures are considered, then the virtual age can be expressed as [3]:

$$V_n = q \cdot \sum_{i=1}^n X_i = q \cdot T_n \quad (4).$$

Glede na ta model in sliko 1, privzeta vrednost $q=0$ vodi do OP ('dober kakor nov'), medtem ko predpostavka $q=1$ vodi do NHPP ('slab kakor star'). Vrednosti parametra q iz obdobja $0 < q < 1$ predstavljajo stanje izdelka po popravilu, ko je ta 'boljši kakor star, toda slabši kakor nov'.

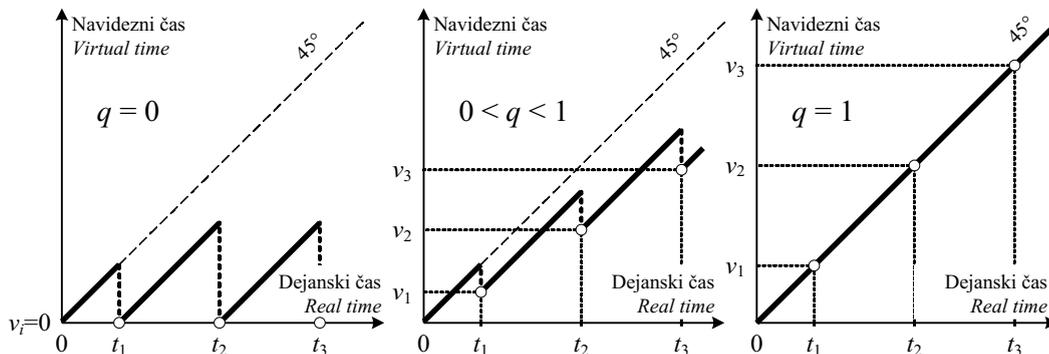
According to this model and Fig. 1, the result of assuming a value of $q=0$ leads to a RP (as good as new), while the assumption of $q=1$ leads to a NHPP (as bad as old). The values of q that fall in the interval $0 < q < 1$ represent the after-repair state in which the condition of the system is better than the old but worse than the new.

1.1 Funkcija zanesljivosti vzorca

1.1 Likelihood function

Če izvedemo oceno parametrov SOP za trenutek, ko se pojavi naslednja okvara, potem je

If an estimation of the GRP is made for the moment when the very next failure occurs, then the



Sl. 1. Primerjava navidezne in dejanske dobe delovanja za različne vrednosti parametra q
 Fig. 1. Virtual age versus real age for varying q values

funkcija zanesljivosti vzorca definirana z [11]:

likelihood function is defined by [11]:

$$L = f(x_1 | \beta, \theta) \prod_{i=2}^n g(x_i | \beta, \theta, q) \quad (5)$$

kjer sta $f(x)$ in $g(x)$ gostoti porazdelitve verjetnosti (GPV) za ČDPO in pogojna GPV za ČMO. Takoj je pomembno poudariti, da se prva okvara ne pokorava prej omenjeni pogojni verjetnosti. Torej lahko negativni logaritem funkcije zanesljivosti vzorca, imenovan tudi funkcija napake, podamo z izrazom:

where $f(x)$ and $g(x)$ are the probability density function (PDF) of the TTFF and the conditional PDF of the TBF. At this point it is important to recall that the first failure does not obey the conditionality mentioned previously. Therefore, the negative logarithm of the likelihood function, which can be regarded as an error function, is given as:

$$E = -\log(L) = -\left[\log \{f(x_1 | \beta, \theta)\} + \sum_{i=2}^n \log \{g(x_i | \beta, \theta, q)\} \right] \quad (6)$$

1.2 Triparametrični SOP

1.2 Three-parameter GRP

Običajni SOP je utemeljen na predpostavki, da je osnovna porazdelitev ČMO pogojna dvoparametrična Weibullova porazdelitvena funkcija [4].

The standard GRP is based upon the assumption that the underlying TBF distribution is a conditional two-parameter Weibull probability distribution [4].

Kakor je bilo predhodno omenjeno, se čas do prve okvare ne podreja pogojnosti ČMO. Dvoparametrična Weibullova ZPF za ČDPO ima obliko:

As we mentioned before, the time to first failure does not comply with the conditionality of the TBF. The two-parameter Weibull CDF for the TTFF is of the form:

$$F(t_1 | \beta, \theta) = 1 - \exp \left\{ - \left(\frac{t_1}{\theta} \right)^\beta \right\} \quad (7)$$

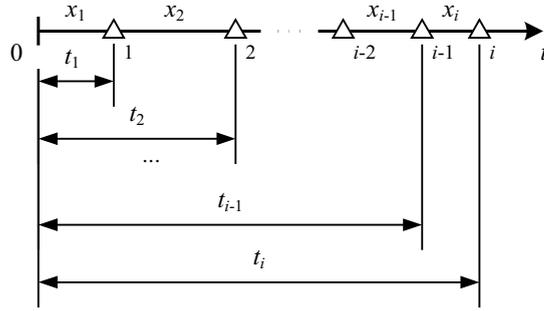
kjer sta θ in β parametra velikosti in oblike. Za naslednje okvare je enačba (1) podana kot:

where θ in β are the scale and shape parameters, respectively. For the subsequent failures Eq. (1) becomes:

$$G(x_i | \beta, \theta, q) = 1 - \exp \left\{ \left(\frac{q \cdot t_{i-1}}{\theta} \right)^\beta - \left(\frac{q \cdot t_{i-1} + x_i}{\theta} \right)^\beta \right\} \quad (8)$$

kjer sta x_i čas med $(i-1)$ -to in i -to okvaro in t_{i-1} je zbirni čas delovanja (dejanska doba delovanja) do $(i-1)$ -te okvare (sl. 2):

where x_i is the period of time between the $(i-1)$ th and the i th failure and t_{i-1} is the cumulative operating time (i.e., the actual age) up to the $(i-1)$ th failure (see Fig. 2):



Sl. 2. Diagram časov do posameznih okvar
 Fig. 2. Time-to-failure diagram of the failure events

$$t_{i-1} = \sum_{l=1}^{i-1} x_l$$

Z odvajanjem obeh ZPF in z nekaj algebre lahko odvod po velikostnem parametru θ logaritma funkcije zanesljivosti vzorca (enačba (6)) zapišemo v samostojni izraz samo z oblikovnim parametrom β in s parametrom učinkovitosti popravila q . S tem se bistveno poenostavi reševanje. Sistem dveh enačb za oceno parametrov β in q je rešujemo sočasno in je prikazan spodaj:

By differentiating the CDF functions and with some algebra the derivatives of the log-likelihood function (Eq. (6)) with respect to the scale parameter θ can be expressed in terms of the shape parameter β and the repair-effectiveness parameter q in a closed-form expression, thus simplifying the solution. The system of equations for the parameters β and q should be solved simultaneously and is shown below:

$$0 = \frac{-1}{\beta} - \frac{\log(x_1) + \sum_{i=2}^n \log(q \cdot t_{i-1} + x_i)}{n}$$

$$+ \frac{x_1^\beta \log(x_1) + \sum_{i=2}^n [(q \cdot t_{i-1} + x_i)^\beta \cdot \log(q \cdot t_{i-1} + x_i) - (q \cdot t_{i-1})^\beta \cdot \log(q \cdot t_{i-1})]}{x_1^\beta + \sum_{i=2}^n [(q \cdot t_{i-1} + x_i)^\beta - (q \cdot t_{i-1})^\beta]} \quad (9)$$

$$0 = (\beta - 1) \sum_{i=2}^n \frac{t_{i-1}}{(q \cdot t_{i-1} + x_i)} - \frac{n\beta \sum_{i=2}^n t_{i-1} \cdot [(q \cdot t_{i-1} + x_i)^{\beta-1} - (q \cdot t_{i-1})^{\beta-1}]}{x_1^\beta + \sum_{i=2}^n [(q \cdot t_{i-1} + x_i)^\beta - (q \cdot t_{i-1})^\beta]} \quad (10)$$

Enačbi (9) in (10) nista analitično rešljivi. Rešitev sistema enačb lahko najdemo z uporabo numerične metode [15]. Nato lahko z izračunanimi vrednostmi β in q določimo vrednost izraza za velikostni parameter θ :

Eqs. (9) and (10) do not have a closed-form mathematical solution. A numerical algorithm [15], can be used to solve them. Then, the expression for the scale parameter θ is updated with the values of β and q , thus:

$$\theta = \left\{ \frac{1}{n} \left(x_1^\beta + \sum_{i=2}^n [(q \cdot t_{i-1} + x_i)^\beta - (q \cdot t_{i-1})^\beta] \right) \right\}^{1/\beta} \quad (11)$$

2 SOP NA PODLAGI WEIBULLOVE MEŠANE PORAZDELITVE

2 GRP BASED ON THE WEIBULL MIXTURE DISTRIBUTION

Uporaba Weibullove porazdelitev kot modela zanesljivosti je mogoča tudi pri obravnavi

The application of the Weibull mixture distribution as a reliability model is also feasible in the

zapletenih izdelkov [9], pri katerih je analitična izpeljava funkcije zanesljivosti zelo zahtevna naloga. Ta dejstva so motivirala avtorje, da razširijo Yanezov postopek z MNV [4] z uporabo mešanice porazdelitvenih funkcij kot osnovne porazdelitvene funkcije SOP.

2.1 Mešana porazdelitev

Splošno lahko poljubno porazdelitveno funkcijo dobe trajanja izdelka določimo kot utežno vsoto posameznih komponent porazdelitvene funkcije [5]:

$$f(t_1 | \Theta) = \sum_{j=1}^m w_j f_j(t_1 | \theta_j) \tag{12}$$

kjer je $t_1=x_1$ čas od prve okvare izdelka, pri tem za parametre $\Theta=(w_1, \dots, w_m, \theta_1, \dots, \theta_m)$ velja, da je $w_j > 0$ za $(j=1, \dots, m)$ in $\sum_{j=1}^m w_j = 1$. Stalnico w_j imenujemo utežni količnik in f_j je komponenta mešanice gostot porazdelitev verjetnosti ter je določena s parametri θ_j . Ker zavzema Weibullova porazdelitev pomembno mesto v teoriji zanesljivosti, je pri našem postopku zvezna gostota porazdelitve verjetnosti (GPV) časa do prve okvare modelirana kot mešanica dvoparametričnih Weibullovih porazdelitev:

$$f(t_1 | \Theta) = \sum_{j=1}^m w_j \frac{\beta_j}{\theta_j} \left(\frac{t_1}{\theta_j} \right)^{\beta_j-1} \exp \left\{ - \left(\frac{t_1}{\theta_j} \right)^{\beta_j} \right\} \tag{13}$$

kjer sta β_j in θ_j oblikovni in velikostni parameter komponente mešanice Weibullovih porazdelitev. Vrednosti parametrov so omejene glede na lastnosti Weibullove porazdelitve, tako da velja $\beta_j > 0$ in $\theta_j > 0$ za $(j=1, \dots, m)$.

Če imamo mešanico Weibullovih porazdelitev za osnovno GPV za ČDPO, potem je pripadajoča funkcija zanesljivosti določena kot utežna vsota posameznih komponent funkcije zanesljivosti [12]:

$$R(t | \Theta) = \sum_{j=1}^m w_j R_j(t | \theta_j) \tag{14}$$

Z upoštevanjem zgornjega izraza za funkcijo zanesljivosti lahko pogojno ZPF za čas med prvo in drugo okvaro, za čas med drugo in tretjo okvaro itn., zapišemo ob upoštevanju enačbe (1) kot:

$$G(x_i | \Theta, q) = \Pr \{ X_i \leq x_i | V_{i-1} = qt_{i-1} \} = 1 - \frac{\sum_{j=1}^m w_j R_j(qt_{i-1} + x_i | \theta_j, q)}{\sum_{j=1}^m w_j R_j(qt_{i-1} | \theta_j, q)} \tag{15}$$

case when we try to deal with complex structure systems [9] where the reliability function is difficult to derive exactly. These facts have motivated our interest in extending the ML approach discussed by Yanez [4] in order to consider the application of the mixture distribution as the TTFF distribution in the GRP.

2.1 Mixture distributions

Generally, an arbitrary life distribution of the system can be defined as a weighted sum of the component distributions [5]:

where $t_1=x_1$ is the time to first failure of the system and the parameters $\Theta=(w_1, \dots, w_m, \theta_1, \dots, \theta_m)$ are such that $w_j > 0$ for $(j=1, \dots, m)$ and $\sum_{j=1}^m w_j = 1$. The constant w_j is called a weighting factor and f_j a component density function parameterized by θ_j . In our approach a continuous probability density function (PDF) of times to the first failure is modelled as a mixture of two-parameter Weibull distributions, because the Weibull distribution is considered to be very important in reliability studies:

where the constants β_j in θ_j stand for the Weibull shape and scale parameters of the component densities. They are limited according to the characteristics of the Weibull distribution $\beta_j > 0$ and $\theta_j > 0$ for $(j=1, \dots, m)$.

If the Weibull mixture is considered as underlying the PDF of the TTFF, the corresponding reliability function can be defined as a weighted sum of component reliability functions [12]:

Considering the expression for the reliability function, the conditional CDF of the times between the first and second failure, the second and third failure, etc. can be written according to Eq. (1) as:

2.2 Algoritem EM

Algoritem EM je splošna metoda za iskanje parametrov porazdelitvene funkcije, ki dajo največjo vrednost funkcije zanesljivosti vzorca glede na izmerjene vrednosti. Standardni algoritem EM obravnava izmerjene podatke kot nepopolno informacijo o opazovanem naključnem pojavu. Pri algoritmu EM vstavimo izmerjene podatke v večji 'popoln' vzorčni prostor. Pripadajoča funkcija zanesljivosti vzorca zagotavlja celoten opis generacije oziroma vzorčenja podatkov glede na iskane parametre. Večji vzorčni prostor seveda ne moremo vzorčiti ali trenutno ni na voljo. Torej računamo pričakovano vrednost logaritma funkcije zanesljivosti vzorca celovitih podatkov, odvisno od izmerjenih vrednosti $\{x_i; i=(1, \dots, n)\}$ in trenutno oceno parametrov $\Theta^{(k)}$.

Pri SOP na podlagi mešanice Weibullovih porazdelitev je negativni logaritem funkcije zanesljivosti vzorca za analizo do zadnje zaznane okvare podan z:

$$E = -\log(L) = -\left[\log\{f(x_1 | \Theta)\} + \sum_{i=2}^n \log\{g(x_i | \Theta, q)\} \right] \quad (16),$$

kjer sta $f(x)$ in $g(x)$ GPV za ČDPO in pogojna GPV za ČMO. Izpeljavo naslednje enačbe je mogoče najti v sklicu [14]:

$$\begin{aligned} \tilde{Q}(\Theta, \Theta^{(k)}) = & -\left[\sum_{j=1}^m f(j | x_1, \Theta^{(k)}) \cdot \log(w_j) + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \cdot \log(w_j) \right. \\ & \left. + \sum_{j=1}^m f(j | x_1, \Theta^{(k)}) \cdot \log\{f_j(x_1 | \theta_j)\} + \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \cdot \log\{g_j(x_i | \theta_j, q_j)\} \right] \end{aligned} \quad (17),$$

kjer smo vpeljali obrobne verjetnosti $f(j|x_1, \Theta^{(k)})$ in $g(j|x_1, \Theta^{(k)}, q^{(k)})$, ki jih izpeljemo z uporabo Bayesovega pravila [14].

Vrednotenje zgornjega izraza imenujemo korak E algoritma. Pri drugem koraku (korak M) algoritma EM maksimiziramo pričakovanje, ki smo ga izračunali v prvem koraku, glede na parametre, tako da dobimo novo oceno parametrov $\Theta^{(k+1)}$. Maksimiziranje enačbe (17) lahko izvedemo z neodvisno maksimizacijo člena, ki vsebuje w_j , in člena, ki vsebuje θ_j , saj nista medsebojno povezana. Z nekaj algebre dobimo naslednje izraze:

$$0 = \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \cdot \left[\frac{(\beta_j^{(k+1)} - 1)t_{i-1}}{q^{(k+1)t_{i-1} + x_i}} - \frac{\beta_j^{(k+1)}t_{i-1}}{\theta_j^{(k+1)}} \times \left\{ (q^{(k+1)}t_{i-1} + x_i)^{\beta_j^{(k+1)} - 1} - (q^{(k+1)}t_{i-1})^{\beta_j^{(k+1)} - 1} \bar{R}_j(q^{(k+1)}t_{i-1} | \theta_j^{(k+1)}, q^{(k+1)}) \right\} \right] \quad (18)$$

2.2 EM algorithm

The EM algorithm is a general method for finding the maximum likelihood estimate of the parameters of an underlying distribution from a given data set [13]. The standard EM algorithm regards the measured data as incomplete information about the underlying stochastic process. For the EM algorithm, one embeds the measured data in a larger 'complete' data space. The corresponding likelihood function provides a complete description of the data generation, given the parameters in question. The larger data set, however, cannot be sampled or is not available at the moment. One computes, therefore, the expected value of the log-likelihood function of the complete data conditioned by the observed data $\{x_i; i=(1, \dots, n)\}$ and the current parameter estimates $\Theta^{(k)}$.

For the GRP based on the Weibull mixture distribution the failure-terminated negative logarithm of the likelihood function is defined by:

where $f(x)$ and $g(x)$ are the PDF of the TTF and the conditional PDF of the TBF. The derivation of the following equation can be found in Ref. [14]:

where we introduce the posterior probabilities $f(j|x_1, \Theta^{(k)})$ and $g(j|x_1, \Theta^{(k)}, q^{(k)})$, which can be expressed using Bayes's rule (see Ref. [14]).

The evaluation of this expectation is called the E-step of the algorithm. The second step (the M-step) of the EM algorithm is to maximize the expectation we computed in the first step with respect to the parameters to obtain new parameter estimations $\Theta^{(k+1)}$. To maximize Eq. (17), we can maximize the term containing w_j and the term containing θ_j independently since they are not related. After some algebra we get the next expressions:

$$0 = \frac{-1}{\beta_j^{(k+1)}} \frac{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) \log(x_1) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \log(q^{(k+1)} t_{i-1})}{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)})} + \frac{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) x_1^{\beta_j^{(k+1)}} \log(x_1) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \dots}{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) x_1^{\beta_j^{(k+1)}} + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \dots} \dots \times \left[(q^{(k+1)} t_{i-1} + x_i)^{\beta_j^{(k+1)}} \log(q^{(k+1)} t_{i-1} + x_i) - (q^{(k+1)} t_{i-1})^{\beta_j^{(k+1)}} \log(q^{(k+1)} t_{i-1}) \bar{R}_j(q^{(k+1)} t_{i-1} | \Theta_j^{(k+1)}, q^{(k+1)}) \right] \quad (19)$$

$$\theta_j^{(k+1)} = \left\{ \frac{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) \cdot x_1^{\beta_j^{(k+1)}}}{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)})} + \frac{\sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \cdot (q^{(k+1)} t_{i-1} + x_i)^{\beta_j^{(k+1)}}}{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)})} \right. \quad (20),$$

$$\left. + \frac{\sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)}) \cdot (q^{(k+1)} t_{i-1})^{\beta_j^{(k+1)}} \bar{R}_j(q^{(k+1)} t_{i-1} | \Theta_j^{(k+1)}, q^{(k+1)})}{f(j | x_1, \Theta^{(k)}) + \sum_{i=2}^n g(j | x_i, \Theta^{(k)}, q^{(k)})} \right\}^{\frac{1}{\beta_j^{(k+1)}}}$$

kjer

where

$$\bar{R}_j(q^{(k+1)} t_{i-1} | \Theta_j^{(k+1)}, q^{(k+1)}) = \frac{\exp \left\{ \left[(q^{(k+1)} \cdot t_{i-1}) / \theta_j^{(k+1)} \right]^{\beta_j} \right\}}{\sum_{j=1}^m w_j^{(k+1)} \cdot \exp \left\{ \left[(q^{(k+1)} \cdot t_{i-1}) / \theta_j^{(k+1)} \right]^{\beta_j} \right\}} \quad (21).$$

Dobili smo sistem $(2m+1)$ enačb z $(2m+1)$ neznanimi parametri. Na podlagi Newton-Raphsonove metode [15] smo razvili numerično metodo reševanja sistema zahtevnih nelinearnih enačb.

Oceno novih parametrov $\Theta^{(k+1)}, q^{(k+1)}$ dobimo s posodobitvijo enačb (18), (19) in (20) z vrednostmi parametrov iz prejšnjega koraka $\Theta^{(k)}, q^{(k)}$. Koraka pričakovanja in največje vrednosti se izvajata simultano. Algoritem napreduje z uporabo novih parametrov kot začetnim približkom naslednje iteracije. Algoritem EM ponavlja korake, dokler se ne približa rešitvi.

2.3 Ocena pričakovanega števila okvar

Dogodek okvare pri popravljivem izdelku lahko simuliramo z metodo Monte Carlo, pri kateri z uporabo zbirne porazdelitvene funkcije za ČDPO vnesemo prvo okvaro, medtem ko za naslednje okvare uporabimo pogojno zbirno porazdelitveno funkcijo za ČMO.

Predpostavimo, da je verjetnost pojava prve okvare $F(x_1) = P$ in naslednjih okvar $G(x_i) = P$ naključno število iz enakomerne porazdelitve na območju $[0,1]$, potem lahko zapišemo enačbi za simuliranje časov okvar:

We obtain a system of $(2m+1)$ equations with $(2m+1)$ unknown variables. We have developed a solution based on the Newton-Raphson method to solve these extremely complex equations [15].

Update Eq. (18), (19) and (20) for the estimation of the new parameters $\Theta^{(k+1)}, q^{(k+1)}$, in terms of the old parameters $\Theta^{(k)}, q^{(k)}$ perform both the expectation step and the maximization step simultaneously. The algorithm proceeds by using the newly derived parameters as the guess for the next iteration. The EM steps are iterated until the algorithm converges.

2.3 Estimation of the expected number of failures

The occurrence of failure in repairable systems can be simulated with a Monte Carlo method using the TTF cumulative distribution function to generate the first failure, while for the subsequent failures, a conditional TBF cumulative distribution is used.

Assume that the probability of the first failure $F(x_1) = P$ and for subsequent failure times $G(x_i) = P$ are random numbers from a uniform distribution on the interval $[0,1]$, then we get the equations for the generation of failure times:

$$1 - \sum_{j=1}^m w_j \cdot R_j(x_1) = P \tag{22}$$

in and

$$1 - \frac{\sum_{j=1}^m w_j \cdot R_j(q \cdot t_{i-1} + x_i)}{\sum_{j=1}^m w_j \cdot R_j(q \cdot t_{i-1})} = P \tag{23}$$

Predpostavimo obdobje opazovanja $[0, T]$, za katerega želimo oceniti pričakovano število okvar. Na začetku simulacije MC določimo enakomerno porazdelitev za nastajanje naključnih števil v mejah $[0, 1]$ za P . Potem uporabimo numerično metodo, kakršni sta Newton-Raphsonova ali sekantna metoda, za rešitev enačb (22) in (23). Naključne vrednosti $\{x_i; i=(1, 2, \dots)\}$ določimo, kakor je prikazano na sliki 3. Naključno vrednost x_i prištejemo vsoti predhodnih naključnih vrednosti ter primerjamo z dobo opazovanja T . Postopek ponavljamo, dokler vsota naključnih vrednosti x_i ne preseže T .

Vzemimo, da smo ta postopek ponovili k -krat, pri tem je n_j število zapisanih ali simuliranih okvar pri j -ti ponovitvi. Pričakovano število okvar (t.i. zbirna funkcija intenzivnosti CIF) pri času T je podana z:

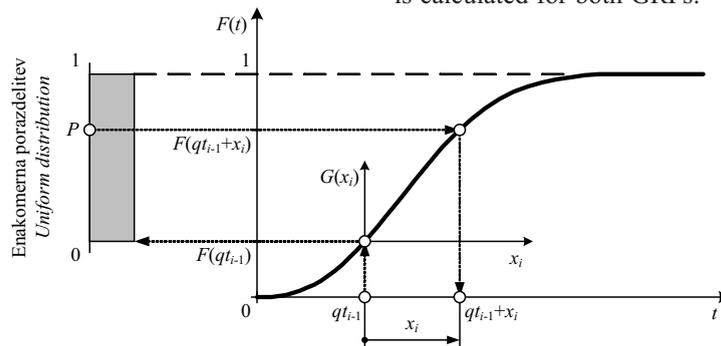
$$E[N(T)] = \frac{\sum_{j=1}^k n_j}{k} \tag{24}$$

3 NUMERIČNI PRIMERI

Na primeru iz literature in na simuliranih podatkih sta uporabljena dva SOP, običajni triparametrični model in model na temelju mešanice Weibullovih porazdelitev. Grafični prikaz rezultatov omogoča bralcu lažje razumevanje predstavljenih pojmov, razlag rezultatov in sklepov. Za oba predstavljeni SOP je izračunana vrednost funkcije napake E [14].

3 NUMERICAL EXAMPLES

Two GRP, a standard three-parameter model and a model based on the Weibull mixture distribution, are applied in two examples, one from the literature and one that is simulated. The use of a graphical display enables the reader to gain a perspective on the various meanings and associated interpretations. In addition, the error function E [14] is calculated for both GRPs.



Sl. 3. Simulacija MC naključnih časov med okvarami za SOP
 Fig. 3. MC simulation of the random times between failures for the GRP

Preglednica 1. Ocenjeni parametri SOP za posamezne primere

Table 1. Estimated parameters for the GRP in the numerical examples

SOP model GRP model	Ocenjeni parametri / Estimated parameters	
	Primer 1 Example No. 1 $n = 71$	Primer 2 Example No. 2 $n = 33$
Standardni SOP Standard GRP	$\beta_0 = 3,12, \theta_0 = 3649$ $q = 0,409$	$\beta_0 = 2,70, \theta_0 = 3,920$ $q = 0,160$
SOP z mešano porazdelitvijo GRP based on mixture ($m = 2$)	$w_1 = 0,923, \theta_1 = 2664$ $\beta_1 = 4,26$ $w_2 = 0,077, \theta_2 = 5006$ $\beta_2 = 4,26$ $q = 0,428$	$w_1 = 0,503, \theta_1 = 3,001$ $\beta_1 = 2,62$ $w_2 = 0,497, \theta_2 = 4,999$ $\beta_2 = 3,77$ $q = 0,159$

Najbolj ustrezne SOP za analizirane podatke okvar so izbrane glede na najnižjo vrednost E . Ocenjeni parametri in vrednosti E posameznih uporabljenih modelov so podani v preglednicah 1 in 2.

3.1 Primer 1

Kot prvi primer smo obravnavali podatke okvar tretjega glavnega pogonskega motorja bojne ladje U.S.S. Halfbeak [4]. Izvedli smo oceno parametrov in pričakovanega števila okvar za oba modela. Na sliki 4(a) je prikazano zbirno število okvar v odvisnosti od dejanskih časov do okvar skupaj s simulacijo MC pričakovanega števila okvar za oba modela. Primerjava dobljenih porazdelitvenih funkcij gostote verjetnosti za ČDPO je prikazana na sliki 4(b). S slike 4(a) je mogoče razbrati, da se rešitev z najmanjšo vrednostjo E zelo dobro prilega prvih 12 točkam. Vrednosti parametra učinkovitosti popravila q za obe rešitvi nakazuje, da je pogonski motor po popravilu v stanju 'boljši kakor star toda slabši kakor nov'.

3.2 Primer 2

Podatki za drugi primer so dobljeni s simulacijo okvar popravljivega izdelka, ki ima porazdelitev ČDPO definirano z mešanico Weibullovih porazdelitev s parametri ($w_1=0,813, \beta_1=1,79, \theta_1=1,91, w_2=0,187, \beta_2=3,21, \theta_2=5,66$) in s parametrom učinkovitosti popravila ($q=0,23$).

Na podlagi zgornjih parametrov so z metodo MC simulirani časi okvare izdelka, ki so na sliki 5(a) prikazani z zbirnim številom okvar v odvisnosti od dejanskih časov do okvar. Na

Preglednica 2. Vrednosti E in AIC za SOP uporabljene v primerih

Table 2. E and AIC values for the GRP used in the numerical examples

SOP model GRP model		Primer 1 Example No. 1	Primer 2 Example No.
Standardni SOP Standard GRP	E	460,814	31,938
SOP z mešano porazdelitvijo GRP based on mixture ($m = 2$)	E ΔE	458,471 -2,343	31,444 -0,494

The best GRP for the failure data, as determined by E , is the model with the lowest value of E . The estimated parameters obtained for the discussed models and the calculated E values are listed in Tables 1 and 2, respectively.

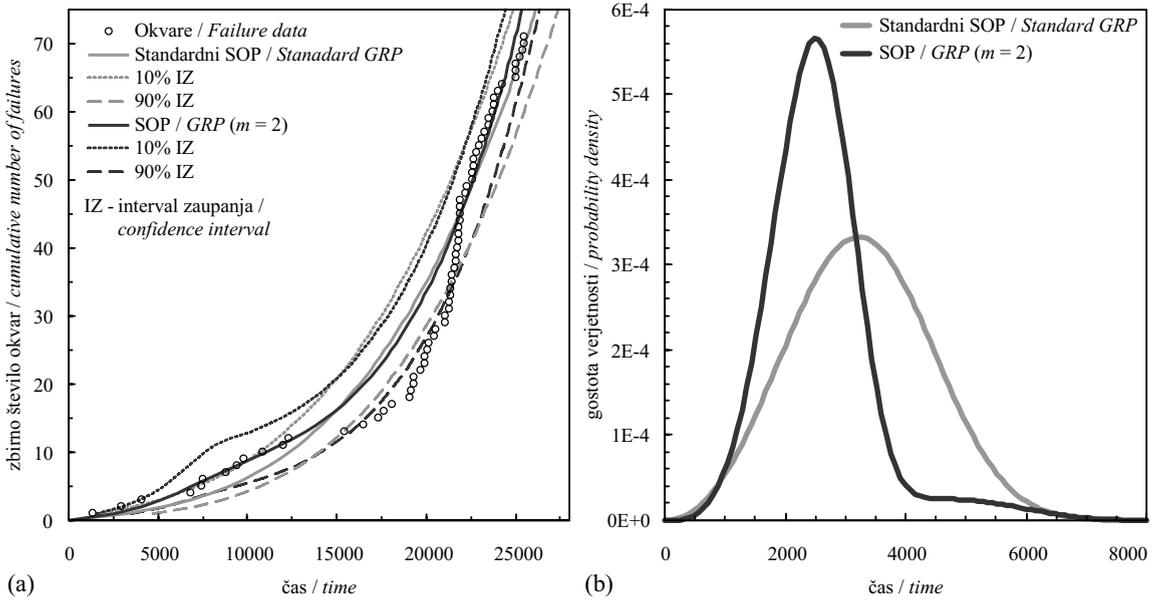
3.1 Example No. 1

As an example, consider the failure data related to the U.S.S. Halfbeak No. 3 main propulsion motor [4] used to perform a failure analysis. Both the parameter estimation and the expected number of failures were obtained. Fig. 4(a) shows the actual failure data in the form of a cumulative number of failures and a comparison of the MC-based prediction of the expected number of failures for both models. A comparison of the PDFs of the TTFF is presented in Fig. 4(b). As Fig. 4(a) depicts, when applying the mixture model with the lowest E value, the expected number of failures agrees with the observed data better in the first 12 points. For the standard model and mixture model the values of q suggest an equipment condition of better than old, but worse than new.

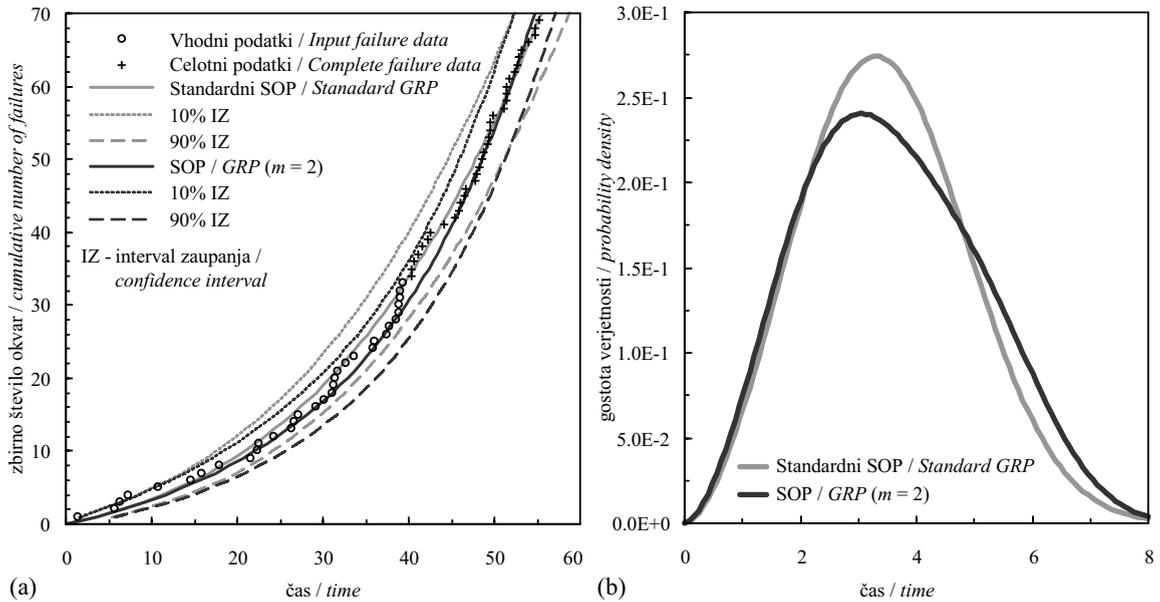
3.2 Example No. 2

In order to simulate data, we assume a repairable system having a Weibull mixture distribution of the TTFF with parameters ($w_1=0.813, \beta_1=1.79, \theta_1=1.91, w_2=0.187, \beta_2=3.21, \theta_2=5.66$) and a repair-effectiveness parameter ($q=0.23$).

Based on the above parameters, a simulated failure data set is generated with the MC method and is given in Fig. 5(a) as the failure number plotted against the accumulated time to failure. This figure



Sl. 4. Primerjava modelov SOP na podlagi dvoparametrične Weibullove PF in mešanice Weibulovih PF z dvema rešitvama: (a) pričakovano število okvar; (b) GPV za ČDPO
 Fig. 4. A comparison of GRP models based on the 2-parameter Weibull DF and the Weibull mixture DF with two solutions: (a) expected number of failures; (b) PDF of TTF



Sl. 5. Primerjava modelov SOP na podlagi dvoparametrične Weibullove PF in mešanice Weibulovih PF: (a) pričakovano število okvar; (b) PDF za TTF
 Fig. 5. A comparison of GRP models based on the 2-parameter Weibull DF and the Weibull mixture DF: (a) expected number of failures; (b) PDF of TTF

sliki je prikazana tudi simulacija MC pričakovanega števila okvar za oba modela. Ocena parametrov obeh SOP je na podlagi prvih 33 točk od možnih 70. Primerjava dobljenih porazdelitvenih funkcij gostote verjetnosti za

also shows a comparison of a Monte Carlo-based prediction of the expected number of failures for both models, where only the first 33 data points from a total of 70 values are considered to estimate the unknown parameters of both GRP models. Fig. 5(b)

ČDPO je prikazana na sliki 5(b). S slike 5(a) je mogoče razbrati, da SOP na podlagi mešane porazdelitve boljše opiše nagnjenje k naraščanju zbirnega števila okvar, kar tudi potrjuje najmanjša vrednost E (pregl. 2.). Povzetek ocenjenih parametrov obeh modelov je podan v preglednici 1.

4 SKLEPI

Model SOP na podlagi mešanice Weibullovih porazdelitvenih funkcij smo uporabili za modeliranje statistične odvisnosti zbirnega števila okvar izdelka.

Algoritem EM je ustrezna metoda za oceno parametrov SOP modela na podlagi mešanice Weibullovih porazdelitev za ČDPO. Z izbiro ustreznega števila komponent mešane porazdelitve je mogoče doseči dobro ujemanje med simuliranimi in izmerjenimi vrednostmi števila okvar. Algoritem EM ima tudi nekaj pomanjkljivosti. Rezultati in konvergenca iterativnega postopka za oceno neznanih parametrov mešane porazdelitve za ČDPO in parametra učinkovitosti popravila so zelo pogosto odvisni od začetnih vrednosti. Največji vpliv na rezultate in konvergenco algoritma EM ima začetna vrednost parametra q . Potrebni čas izračuna neznanih parametrov se občutno poveča z večjim številom komponent mešane porazdelitve. Večje število komponent porazdelitve zmanjšuje verjetnost konvergence algoritma in poveča število posameznih komponent.

Iz primerov lahko sklepamo, da so prednosti običajnega modela SOP numerična stabilnost, velika hitrost konvergence in robustnost podane numerične rešitve z Newton-Raphsonovo metodo.

Z ocenjenimi parametri je mogoče predstavljeni model uporabiti za nadaljnje izračune, to so ocena porazdelitvene funkcije verjetnosti za ČDPO, izračun pričakovanega števila okvar brez uporabe običajnih predpostavk o kakovosti popravila, kot sta 'dober kot nov' pri OP in 'slab kot star' pri NHPP. Parameter q lahko uporabljamo kot indeks učinkovitosti popravila.

depicts a comparison of the PDFs of the TTFF obtained for different models. As Fig. 5(a) shows, when applying the mixture model, the expected number of failures agrees with the observed data a little better than the standard model, which can be proved by the lower E value (see Table 2). A summary of the estimated parameters for both models is also provided (see Table 1).

4 CONCLUSIONS

The GRP model based on the mixture of Weibull distribution functions is used for modeling of the statistical dependency of the failure data.

The EM algorithm is an appropriate method for determining the parameters of the GRP based on the Weibull mixture distribution of the TTFF. With a proper choice of the number of underlying components, a good agreement between the numerically modelled and observed number of failures can be obtained. Nonetheless, the EM algorithm has some weaknesses as well. The result and convergence of the iterative procedure for an estimation of unknown parameters of the mixture distribution of the TTFF and the repair-effectiveness parameter very frequently depend on the initial conditions of the iteration. The biggest influence on the result and the convergence of the EM algorithm has a value of parameter q . The computing time needed for parameter estimation grows considerably with the increasing number of underlying components. If we increase the number of component distributions, the probability of the algorithm convergence decreases, and for the number of singular components it increases.

We can see from the presented examples that the major advantages of the standard model are numerical stability, high speed of convergence and robustness of the introduced numerical solution with the Newton-Raphson algorithm.

When the parameters are estimated it is possible to apply this model for further calculations, such as the prediction of the TTFF distribution and the expected number of failures without using the traditional assumptions of 'as good as new' and 'as bad as old', which are implicit in the RP and the NHPP, respectively. In addition, the parameter q can be used as an index of the repair's effectiveness.

5 LITERATURA
5 REFERENCES

- [1] Kijima M, Sumita N. (1986) A useful generalization of renewal theory: counting processes governed by non-negative Markovian increments. *J Appl Prob* 1986;23:71-88.
- [2] Kaminskiy M, Krivtsov V. (1998) A Monte Carlo approach to repairable system reliability analysis. Probabilistic safety assessment and management. New York: *Springer*;1063-8.
- [3] Krivtsov V. (2000) A Monte Carlo approach to modeling and estimation of the generalized renewal process in repairable system reliability analysis. Dissertation for the degree of doctor of philosophy, *University of Maryland*.
- [4] Yanez M, Joglar F, Modarres M. (2002) Generalized renewal process for analysis of repairable systems with limited failure experience. *Reliab Engng Syst Safety* 2002;77:167-180.
- [5] Richardson S, Green PJ. (1997) On Bayesian analysis of mixtures with an unknown number of components. *J R Stat Soc B* 1997;59(4):731-92.
- [6] Nagode M, Fajdiga M. (1998) A general multi-modal probability density function suitable for the rainfall ranges of stationary random processes. *Int J of Fatigue* 1998;20(3):211-23.
- [7] Nagode M, Fajdiga M. (1999) The influence of variable operating conditions upon the general multi-modal Weibull distribution. *Reliab Engng Syst Safety* 1999;64:383-9.
- [8] Nagode M, Fajdiga M. (2000) An improved algorithm for parameter estimation suitable for mixed Weibull distributions. *Int J Fatigue* 2000;22(1):75-80.
- [9] Bučar T. (2004) Reliability approximation using finite Weibull mixture distributions. *Reliab Engng Syst Safety* 2004;84:241-51.
- [10] Kijima M. (1989) Some results for repairable systems with general repair. *J Appl. Prob* 1989;26:89-102.
- [11] Ascher H, Feingold H. (1984) Repairable system reliability-modeling, inference, misconceptions and their causes. New York: *Marcel Dekker*.
- [12] Ebeling CE. (1997) An introduction to reliability and maintainability engineering. New York: *McGraw-Hill*.
- [13] Zhang B. (2002) An EM algorithm for a semiparametric finite mixture model. *J Statist Comput Simul* 2002;72(10):791-802.
- [14] Bishop CM. (1995) Neural networks for pattern recognition. Oxford: *Clarendon Press*.
- [15] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery (2003) Numerical recipes in C++: The art of scientific computing, *Cambridge university press*, On-line software store.

Naslov avtorjev: Boštjan Veber

prof.dr. Marko Nagode
prof.dr. Matija Fajdiga
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
bostjan.veber@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Boštjan Veber

Prof.Dr. Marko Nagode
Prof.Dr. Matija Fajdiga
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
SI-1000 Ljubljana, Slovenia
bostjan.veber@fs.uni-lj.si

Prejeto: 23.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Prenos vibracij preko prostorsko ukrivljenih jeklenih vrvi z oplaščanjem

The vibration over a spatially curved steel wire with an outer band

Miha Otrin^{1,2} - Miha Boltežar²

(¹Cimos d.d., Koper; ²Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

Prispevek obravnava študijo prenosa vibracij preko prostorsko ukrivljene jeklene vrvi z oplačanjem. Fizikalni model upogibnih nihanj jeklene vrvi in oplaččenja je utemeljen na Euler-Bernoullijevem modelu upogiba nosilca brez upoštevanja osnih obremenitev. Disipacija energije je predstavljena v obliki dveh modelov, viskoznega in strukturnega modela disipacije energije. Frekvenčna odvisnost dinamičnega modula elastičnosti je identificirana iz meritev z uporabo prilagodne metode. Reševanje prenosa vibracij poteka numerično na podlagi končnih elementov z uporabo Newmarkove integracijske metode. Numerični model za jekleno vrv je vrednoten eksperimentalno. Med jekleno vrvjo in zunanjim oplaččenjem je obravnavan kontakt po kazenski metodi. Pri numeričnem preizkusu je analiziran vpliv zračnosti na velikost prenosa vibracij. Prikazana je možna uporaba mehanskega filtra za zmanjšanje prenosa vibracij preko jeklene vrvi.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: prenos vibracij, jeklena žica, numerično modeliranje, disipacija energije)

This paper presents a study of the transmission of vibration over a spatially curved steel wire with an outer band. The physical model for the lateral vibrations of the steel wire and the outer band is based on the Euler-Bernoulli beam theory, with no axial preload. The dissipation of the energy is presented with two models: the viscous- and the structural-damping models. The frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity is identified with an adaptive process. The vibration transmissibility was computed numerically on the basis of finite elements with the use of the Newmark integration scheme. The numerical model for the steel wire was validated experimentally. The penalty-contact model between the steel wire and the outer band was used. The numerical simulation for the influence of different gap values on the vibration transmission was made. The use of a mechanical filter to minimise vibration transmission is also demonstrated in numerical simulations.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: vibration transmission, steel wire, numerical modeling, energy dissipation)

0 UVOD

Dandanes avtomobilska industrija zahteva od dobaviteljev vedno kakovostnejše izdelke, kar na vibracijskem področju lahko pomeni predvsem dveje. Prvič, da je izdelek ustrezen z vidika trajnodinamične trdnosti, kar se običajno preverja s trajnodinamičnim testiranjem ter da je prenos vibracij prek elementov čim manjši, kar je običajno predmet numeričnih in eksperimentalnih analiz.

Ob zasnovi novih elementov ali sklopov za potrebe avtomobilske industrije, je običajno želja,

0 INTRODUCTION

Nowadays, the automotive industry demands, from its suppliers, better and better products, which from the vibration point of view means two things. Firstly, that the product is suitable in terms of vibration-related durability, which is mostly tested with a vibration durability test, and secondly, that the vibration transmission over the structural elements is as low as possible. Usually, this is analyzed with numerical and experimental processes.

In the design phase of a new product for the automotive industry, the focus is usually made (with

da bi izdelek ustrezal tako trajnodinamični trdnosti kakor tudi čim manjšim odzivnim lastnostim. Odzivna lastnost strukture je lahko povišana v primerih, ko je vzbujevalna frekvenca strukture v območju resonančnih področij strukture. Ker je pri zahtevnejših dinamičnih sistemih (osebni avtomobil) značilnost vzbujevalne motnje (neravno cestišče, delovanje motorja) praktično nemogoče spremeniti, se vzbujanju strukture v območju resonanc izognemo tako, da neželene resonance strukture s spremembo togostnih in masnih lastnosti "premaknemo" pod oziroma nad vzbujevalno frekvenco. Seveda ima takšen postopek uspehe predvsem v primerih, ko je vzbujevalna frekvenca konstantna. V primerih, ko vzbujevalna frekvenca ni konstantna (npr. naključno vzbujanje, vzbujanje s preletom vzbujevalnih frekvenc), pa se je težje izogniti vzbujanju v področju resonančnih frekvenc strukture. Odziv lahko v takšnih primerih zmanjšamo predvsem z dvema ukrepoma: s spremembo geometrijske oblike in materiala dinamične strukture v smeri večjih disipativnih lastnosti oziroma, kakor bomo v nadaljevanju pokazali, z uporabo t.i. mehanskega filtra. Izraz mehanski filter lahko razumemo kot ukrep, s katerim zmanjšamo odzivnost strukture po celotnem frekvenčnem območju vzbujanja oziroma preprečimo prekomerno odzivnost v območju resonanc.

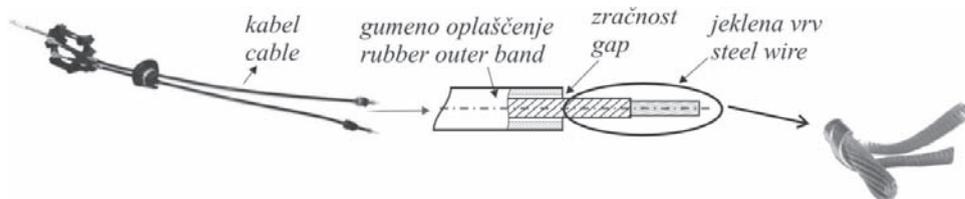
V nadaljevanju se bomo osredotočili na obravnavo pretičnega mehanizma, ki je ena izmed neposrednih povezav med menjalnikom (motorjem) ter potniškim prostorom. Potnik je tako ob povečanem prenosu vibracij prek pretičnega mehanizma neposredno soočen s previsokimi amplitudami pomikov (pospeškov) prestavne ročice in armaturne plošče ter posledično hrupom, ki se zaradi vibracij elementov pretičnega mehanizma in medsebojnih trkov prenese v potniško kabino.

Pretični mehanizem je prikazan na sliki 1, kjer so tudi razvidni vplivnejši elementi pretičnega mehanizma. Kabel predstavlja jekleno vrv skupaj z gumenim oplaščenjem.

regard to vibrations) on the proper vibration durability and on a minimization of the response characteristic of the product. The response characteristic can be increased because the excitation frequency of the structure is in the resonance regions of that structure. In many cases the nature of the excitation cannot be changed (roadway, engine), so we are forced to modify the structure in a way that the positions of the resonances are changed (below or above the excitation frequency). This is usually made with a modification of the mass and the stiffness properties of the structure. It should be noted that this kind of intervention is successful when the excitation frequency is constant. When this is not the case; for example, in broadband or chirp excitation, the possible resonances are hard to avoid. In this case, the response can be lowered in two ways: firstly, with a change in the geometry of the dynamic structure, with the objective of larger dissipative capacities, or secondly, with the use of a mechanical filter, which will be discussed later in the paper. The term mechanical filter is used when describing the change in transmissibility when some mechanical structure is additionally applied to the observed system.

In the following we will concentrate on the gear-shift mechanism, which is one of the direct links between the engine gearbox and the passenger cabin. When the vibration transmission from the gearbox to the cabin is too high, the passenger is directly under the influence of the high displacement and acceleration amplitudes of the armature and the gear-shift handle. Consequently, the possible contact between structural elements of the gear-shift mechanism can also generate excessive noise, which is then transferred to the cabin.

The gear-shift mechanism is shown in Figure 1, where all the significant elements can be seen. The cable represents the steel wire together with a rubber outer band.



Sl. 1. Vplivnejši elementi pretičnega mehanizma
Fig. 1. The main components of the gear-shift mechanism

Vrv je konstrukcijski element, ki je običajno namenjen za prenos razmeroma velikih osnih obremenitev (npr. žični mostovi, žerjavi, ladjevje). V preteklosti je bilo narejenih veliko raziskav na področju popisa statičnega in dinamičnega obnašanja jeklenih vrvi. Costello [1] se pri raziskavah osredotoča predvsem na detajlno obravnavo posameznih vijačno ovitih žičk statično obremenjene jeklene vrvi. Nawrocki in Labrosse [2] sta izpeljala končni element ravne jeklene vrvi, ki se je pri vrednotenju pokazal kot primeren za popis dinamičnega obnašanja. Kar pa je skupno večini obravnav statičnega in dinamičnega obnašanja jeklenih vrvi, je to, da je glavna obremenitev osna obremenitev. V našem primeru je jeklena vrv osno neobremenjena ter je izpostavljena izključno upogibnim obremenitvam. Prav tako je osno neobremenjeno zunanje gumeno oplaščenje jeklene vrvi s prerezom kolobarja. Med vrvjo in oplaščenjem je zračnost, zaradi česar prihaja do medsebojnega kontakta.

Poleg numeričnega modeliranja (masna in togostna matrika), je popis disipacije energije pomemben del raziskav dinamičnega obnašanja struktur. V preteklosti je bilo razvitih veliko različnih modelov za popis disipacije energije ([3] in [4]), a vendar je velika pomanjkljivost njihova nesplošnost. Povedano drugače, disipacija je odvisna tako od materiala kakor od oblike strukture, zato je praktično nemogoče postaviti model, ki bi bil primeren za široko uporabo. V našem primeru smo se osredotočili na dva, v praksi največkrat uporabljena modela, in sicer proporcionalni model viskoznega dušenja in model strukturnega dušenja ([6] in [7]).

Namen prispevka je pokazati numerični model napovedi dinamičnega obnašanja jeklene vrvi z oplaščenjem. V prvem poglavju je predstavljen numerični model jeklene vrvi in oplaščenja. V drugem poglavju so identificirani bistveni parametri modela. V tretjem poglavju je predstavljena veljavnost numeričnega modela. Ker med vzbujanjem jeklene vrvi in oplaščenja prihaja do medsebojne interakcije, je v ta namen v četrtem poglavju predstavljen kontaktni model brez trenja. Zračnost med jekleno vrvjo in oplaščenjem pomembno vpliva na odziv sistema, zato je v petem poglavju predstavljen vpliv nekaterih parametrov kontakta na odziv sistema. Analizirana je jeklena vrv z oplaščenjem, predstavljen pa je tudi primer uporabe mehanskega filtra za

The steel wire represents an element that is usually meant to withstand relatively large axial forces (e.g., bridges, cranes, and shipbuilding yards). In recent years many studies have been made in the field of modelling the static and the dynamic behaviour of the steel wires. Costello [1] has focused his research on a detailed study of the helically curved wires in one steel wire block. Nawrocki and Labrosse [2] have made their research in the field of developing the finite element of a straight wire, also based on a detailed consideration of the wire's geometry. They have also made a validation of their numerical model, which has proved to be reliable. A common feature of most research is that the axial load is the main loading on the steel wire under consideration. In our case, the steel wire has no pre-stress in the axial direction, so the wire is exposed only to the bending vibrations. The same characteristic applies to the rubber, outer band. Between the wire and the band a contact can arise, as we will see later.

Beside the numerical modelling (the mass and stiffness matrix), the derivation of the dissipation function is very important for a proper evaluation of the dynamic behaviour of the structure. Many damping models have been developed over the years ([3] and [4]), but the main deficiency is still that they can only be made valid for specific types of structure. In other words, the dissipation function depends on the material and the shape of the structure, so it is practically impossible to derive a model that will be suitable for a broad range of problems. In our case, two different models are considered in the numerical modelling, i.e., the proportional viscous damping model and the structural damping model ([6] and [7]).

The main contribution of this paper is to present a numerical model for the prediction of the dynamic behaviour of a steel wire with a rubber outer band. In the first section the numerical model of the steel wire and outer band is derived. In second section, the main material parameters are identified. The validation of the model will be described in the third section. Because during the movement of the steel wire and the outer band a possible contact can arise, the contact model will be derived in the fourth section. The gap between the wire and the outer band significantly influences the dynamic behaviour of the system, so the numerical simulation of the system with different values of parameters will be given in the fifth section. The curved steel wire with the outer band will be

zmanjšanje prenosa vibracij oziroma za zmanjšanje resonančnih vrhov jeklene vrvi. Zadnje poglavje je namenjeno sklepom.

Podrobna raziskava prenosa vibracij preko osno neobremenjene jeklene vrvi je objavljena v [5], zato je prikaz v prvih dveh poglavjih (numerični model in identifikacija parametrov) namenjen zgolj celovitosti tega prispevka.

1 MODEL JEKLENE VRVI IN OPLAŠČENJA

Jeklena vrv (v nadaljevanju - vrv) in gumeno oplaščenje (v nadaljevanju – oplaščenje) sta v osni smeri neobremenjena. Prenos vibracij po poljubno ukrivljenih vrveh in oplaščenja smo obravnavali po Euler-Bernoullijevi teoriji upogibnega nosilca, brez upoštevanja osne sile. Fizikalni model je enak tako za vrv kakor za oplaščenje in je prikazan na sliki 2. Model je diskretiziran s končnimi elementi, analizo dinamičnega obnašanja pa smo izvajali numerično.

Poleg znanih predpostavk Euler-Bernoullijeve formulacije upogiba nosilca smo predpostavili še homogenost materiala ter nepovezanost pomikov in zasukov. Togostno matriko \mathbf{k}_i in masno matriko \mathbf{m}_i vrvi oziroma oplaščenja lahko zapišemo po enačbi (1), kjer indeks pomeni i -ti končni element.

$$\mathbf{k}_i = \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV, \quad i=1...N$$

$$\mathbf{m}_i = \mathbf{N}^T \rho \mathbf{N} dV, \quad i=1...N$$
(1),

pri čemer so matrika \mathbf{B} povezava deformacija - pomik, matrika \mathbf{D} povezava deformacija - napetost, \mathbf{N} matrika interpolacijskih polinomov, ρ gostota materiala infinitezimalnega delčka dV ter N število vseh končnih elementov sistema. Ker je lahko geometrijska oblika vrvi in oplaščenja poljubno ukrivljena v prostoru, je treba določiti

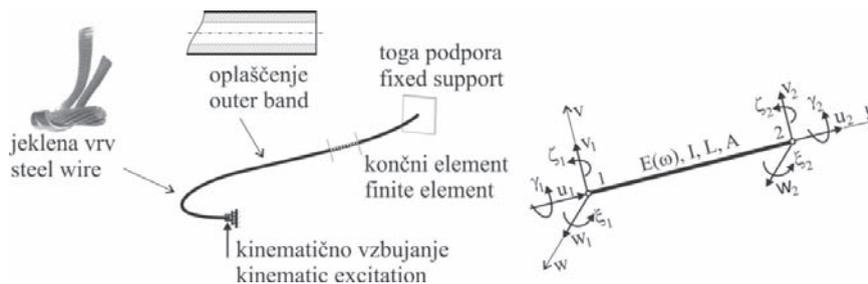
analyzed. An example of using the mechanical filter for minimizing the transmission of vibration will also be shown. The last section contains the conclusions.

A detailed analysis of the transmission of vibration over the steel wire with no axial pre-load is shown in [5]. For the sake of completeness, the first two sections will give a brief review of this analysis.

1 DYNAMIC MODEL OF A STEEL WIRE AND AN OUTER BAND

The steel wire (subsequently referred to as the wire) and rubber outer band (subsequently referred to as the band) are without axial pre-load. The Euler-Bernoulli beam theory with no axial pre-load was used for the derivation of the finite-element matrices. The physical model is the same for the wire and the band, and it is shown in Figure 2. The model is discretized with the finite elements, so the computation was done numerically.

Besides the well-known assumption of the Euler-Bernoulli model for a beam deflection some additional assumptions were made: the materials of the wire and band are homogeneous and the displacements and rotations are uncoupled. The stiffness matrix \mathbf{k}_i and the mass matrix \mathbf{m}_i of the wire and band can be written with Equation (1), where the index i represents the i -th finite element.



Sl. 2. Fizikalni model jeklene vrvi in oplaščenja; uporabljen končni element
 Fig. 2. Physical model for the steel wire and the outer band; the finite element used

transformacijsko matriko \mathbf{T}_i posameznega končnega elementa. Le-ta je dobljena z uporabo Eulerjevih kotov, ki enolično določajo zavrtitev lokalnega koordinatnega sistema končnega elementa v skupnem koordinatnem sistemu. Ob poznavanju matrike \mathbf{T}_i , lahko torej zapišemo matriki kot:

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_i &= \mathbf{T}_i^T \mathbf{k}_i \mathbf{T}_i \\ \mathbf{M}_i &= \mathbf{T}_i^T \mathbf{m}_i \mathbf{T}_i \end{aligned} \quad (2).$$

Pri postavitvi gibalnih enačb smo se omejili na dva modela disipacije energije, in sicer proporcionalni viskozni model, enačba (3) in strukturni model, enačba (4).

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_v(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}_v(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}_v(t) = \mathbf{F}_v e^{i\omega t} \quad (3)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_s(t) + (1 + i\eta)\mathbf{K}\mathbf{q}_s(t) = \mathbf{F}_s e^{i\omega t} \quad (4),$$

kjer \mathbf{M} , \mathbf{K} in \mathbf{C} pomenijo sistemsko masno, togostno in dušilno matriko sistema, η pomeni koeficient izgub, \mathbf{F}_v in \mathbf{F}_s pa sta vektorja zunanjih vozliščnih obremenitev. V enačbi (3) in (4) ter v nadaljevanju se indeks v navezuje na viskozni model, indeks s pa na strukturni model disipacije energije.

Vzbujevalna motnja je vnešena v obliki kinematičnega pomika podpore (sl. 1), zato je smotno sistemske matrike \mathbf{M} , \mathbf{K} in \mathbf{C} razstaviti na znane in neznanne vrednosti spremenljivk v vozliščih elementa. V primeru obravnave dinamičnega odziva vrvi in oplaščenja lahko ločeno (brez medsebojne interakcije) ustaljeno stanje določimo z uvedbo nastavka za rešitev oblike:

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{X}e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (5).$$

Z upoštevanjem viskoznega modela disipacije energije lahko gibalno enačbo zapišemo v obliki:

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{vv} & \mathbf{M}_{vp} \\ \mathbf{M}_{pv} & \mathbf{M}_{pp} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{vv} & \mathbf{C}_{vp} \\ \mathbf{C}_{pv} & \mathbf{C}_{pp} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{vv} & \mathbf{K}_{vp} \\ \mathbf{K}_{pv} & \mathbf{K}_{pp} \end{bmatrix} \right) \begin{pmatrix} \mathbf{X}_v \\ \mathbf{X}_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_v \\ \mathbf{F}_p \end{pmatrix} \quad (6),$$

ter z upoštevanjem strukturnega modela disipacije v obliki:

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{ss} & \mathbf{M}_{sp} \\ \mathbf{M}_{ps} & \mathbf{M}_{pp} \end{bmatrix} + (1 + i\eta) \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ss} & \mathbf{K}_{sp} \\ \mathbf{K}_{ps} & \mathbf{K}_{pp} \end{bmatrix} \right) \begin{pmatrix} \mathbf{X}_s \\ \mathbf{X}_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_p \end{pmatrix} \quad (7).$$

Iz enačb (6) in (7) lahko izrazimo enačbo prenosnosti v obliki funkcije:

$$\text{TRFAM}(\omega_i) = \frac{F_{p(i)}}{X_{p(i)}} \quad (8),$$

kjer $F_{p(i)}$ pomeni amplitudo sile v podpori, $X_{p(i)}$ pa amplitudo prečnega vzbujevalnega pomika pri

finite element must be derived. The transformation matrix can be computed on the basis of the Euler angles, which define the rotation of the local coordinate system relative to the global coordinate system. With the known \mathbf{T}_i matrix the global stiffness and mass matrix are:

When defining the dynamic equation, two damping models were used, i.e., the proportional viscous damping model, Equation (3), and the structural damping model, Equation (4).

where \mathbf{M} , \mathbf{K} and \mathbf{C} represent the system mass, stiffness and damping matrix, respectively, η represents the loss factor and the \mathbf{F}_v and \mathbf{F}_s vectors represent the external forces on the system. In Equations (3) and (4), and also in the subsequent text, the index v corresponds to the viscous-damping model and the index s to the structural damping model.

The excitation of the system is applied with the kinematic movement of the support end, Figure 1, so the partitioning of the \mathbf{M} , \mathbf{K} and \mathbf{C} matrices to known and unknown node values was applied. In the case when there is no interaction between the wire and the band the steady-state solution can be derived, if the solution is in the form:

With the use of the viscous-damping model, the equation of motion can be written in the form:

and when the structural-damping model is applied, the equation of motion is in the form:

From Equations (6) and (7) the transmissibility function can be obtained as:

where $F_{p(i)}$ represents the support-force amplitude, and $X_{p(i)}$ the displacement amplitude of the support

diskretni krožni frekvenci ω_i . Kratica TRFAM označuje prenosno funkcijo v obliki navidezne mase.

excitation at the discrete excitation frequency ω_i . The abbreviation TRFAM is used for the term transfer function in terms of the apparent mass.

2 IDENTIFIKACIJA PARAMETROV

2 PARAMETER IDENTIFICATION

V splošnem je identifikacija parametrov posledica nepoznavanja predvsem materialnih lastnosti obravnavane strukture. Za vrv smo identificirali parametre, ki se navezujejo na popis disipacije energije, ter dinamični modul elastičnosti. Za oplaščenje smo razpoznali zgolj dinamični modul elastičnosti, saj bo numerični model oplaščenja uporabljen samo pri numerični analizi interakcije med vrvjo in oplaščenjem.

In general, the parameter identification is the result of a lack of knowledge about the material characteristics of the dynamic system. For the wire, the damping parameters and the frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity were identified, and for the band only the frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity was identified. The reason for this is that the band model will only be used in numerical simulations, so no prior validation of the band model was made.

2.1 Parametri disipacije energije

2.1 The Dissipative Parameters

Za popis disipacije energije smo uporabili (i) proporcionalni model viskoznega dušenja, pri čemer je dušilna matrika dobljena na osnovi Rayleighovih koeficientov in (ii) strukturni model dušenja, z upoštevanjem kompleksne togosti.

Two different damping models were used for the derivation of the energy dissipation: (i) the viscous-damping model, where the damping matrix is written in the form of Rayleigh coefficients and (ii) the structural-damping model, where the complex stiffness of the matrix is introduced.

2.1.1 Viskozni model disipacije energije

2.1.1 Viscous-Damping Model

Rayleighov model predpostavlja, da je matrika dušenja proporcionalna z masno in togostno matriko kot:

The Rayleigh damping model assumes that the damping matrix is proportional to the mass and stiffness matrix with the relation:

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (9),$$

pri čemer je treba identificirati koeficienta α in β . Zapišemo lahko razmerje:

where the coefficients α and β need to be identified. We can write the relation:

$$\begin{bmatrix} \tilde{\zeta}_1 \\ \tilde{\zeta}_2 \\ \vdots \\ \tilde{\zeta}_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{2\tilde{\omega}_1} & \frac{\tilde{\omega}_1}{2} \\ \frac{1}{2\tilde{\omega}_2} & \frac{\tilde{\omega}_2}{2} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{1}{2\tilde{\omega}_m} & \frac{\tilde{\omega}_m}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \end{bmatrix} \quad (10),$$

kjer sta $\tilde{\omega}_m$ m -ta izmerjena lastna frekvenca jeklene vrvi in $\tilde{\zeta}_m$ m -ti identificirani razmernik dušenja. Vrednosti omenjenih parametrov smo določili iz opravljenih meritev po metodi identifikacije parametrov z uporabno metode najmanjših

where $\tilde{\omega}_m$ represents the m -th measured natural frequencies of the wire and $\tilde{\zeta}_m$ the m -th identified damping ratio from the measurement. The values of the mentioned parameters were identified with the use of the least-squares method, adopted by

kvadratov [9]. Enačbo (10) lahko zapišemo v poenostavljeni matrični obliki:

$$\mathbf{Z} = \mathbf{A}\mathbf{R} \tag{11}$$

S posplošenim obratom lahko iz enačbe (11) določimo vrednosti matrike \mathbf{R} , ki predstavlja vrednosti parametrov α in β :

$$\mathbf{R} = \mathbf{A}^+\mathbf{Z} \tag{12}$$

kjer \mathbf{A}^+ pomeni nepravo obratno matriko \mathbf{A} .

[9]. Equation (10) can be rewritten in a simplified form:

With the help of the *pseudo-inverse* routine, the unknown matrix \mathbf{R} can be calculated. The matrix \mathbf{R} represents the α and β factor, and can be calculated with:

where \mathbf{A}^+ represents the pseudo-inverse of matrix \mathbf{A} .

2.1.2 Strukturni model disipacije energije

Iz enačbe (7) je razvidno, da je v primeru upoštevanja strukturnega dušenja treba identificirati koeficient izgub. Za linearne sisteme se izkaže, da meritev TRFAM v okolici lastnih frekvenc, v Nyquistovem diagramu apksimira obliko krožnice [8]. Izmerjenim vrednostim TRFAM lahko torej v primeru linearnih sistemov aproksimiramo analitično krožno funkcijo, iz česar poleg lastne frekvence ω_0 določimo še obe mejni frekvenci ω_1 , ω_2 . Postopek identifikacije koeficienta izgub je s primerom prikazan na sliki 3. Ob poznavanju omenjenih frekvenc lahko faktor izgub m -te lastne frekvence določimo po enačbi (13):

$$\eta_{(k)} = \frac{\omega_{2(m)}^2 - \omega_{1(m)}^2}{2\omega_{0(m)}^2} \tag{13}$$

2.1.2 Structural-Damping Model

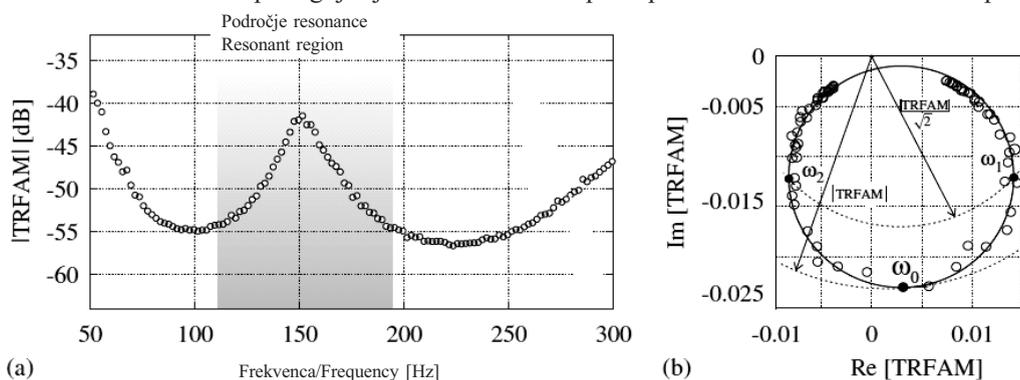
It is clear from Equation (7) that in the case of the structural-damping model, the loss factor needs to be identified. It turns out (for linear systems) that the TRFAM measurement in the resonance region in the Nyquist plot produces an approximation to a circle [8]. The measured TRFAM values can then be approximated to an analytical function, from which the natural frequency ω_0 and the boundary frequencies ω_1 , ω_2 can be identified. An example of such a routine is shown in Figure 3. When the mentioned frequencies are known, the k -th loss factor can be computed for the m -th natural frequency, Equation (13):

2.1.3 Dinamični modul elastičnosti

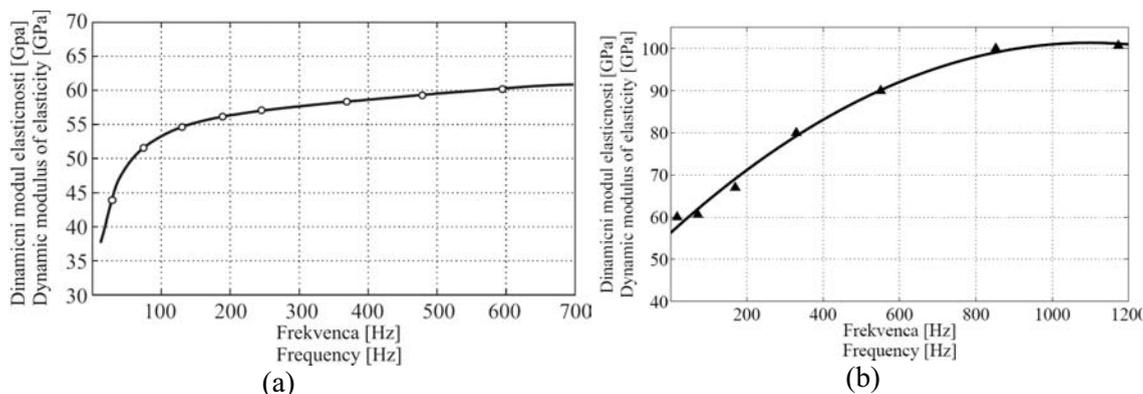
Kakor je bilo že omenjeno, smo frekvenčno odvisnost dinamičnega modula identificirali tako za vrv kakor oplaščenje. Frekvenčno odvisnost smo v obeh primerih identificirali z uporabo prilagoditvene metode. Metoda sloni na prilagajanju lastnih

2.1.3 Dynamic Modulus Of Elasticity

As was previously mentioned, the frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity was identified for both the wire and the band system. We identified the proper curve with an adaptive process. The basic idea of the process is



Sl. 3. (a) Bodejev diagram, (b) Nyquistov diagram
Fig. 3. (a) Bode diagram, (b) Nyquist diagram



Sl. 4. Frekvenčna odvisnost dinamičnega modula elastičnosti: (a) jeklena vrvi, (b) oplaččenje
 Fig. 4. Frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity: (a) wire, (b) band

frekvenc jeklene vrvi, dobljenih iz matematičnega modela, izmerjenim vrednostim lastnih frekvenc. Graf frekvenčne odvisnosti dinamičnega modula elastičnosti vrvi in oplaččenja je prikazan na sliki 4.

that the numerically derived natural frequencies are adapted with the measured ones. The curve that represents the frequency dependence of the dynamic modulus of elasticity is shown in Figure 4.

2.1.4 Geometrijski in materialni podatki

2.1.4 Geometrical And Material Data

Geometrijski in materialni podatki za vrvi in oplaččenje so podani v preglednici 1.

The material and geometrical properties of the wire and the band are listed in Table 1.

Preglednica 1. Geometrijski in materialni podatki za vrvi in oplaččenje
 Table 1. Geometrical and material data for the wire and the band

	Jeklena vrvi – steel wire	Oplacčenje – outer band
D_z [m]	0,0032	0,0095
D_N [m]	/	0,0035
I [m ⁴]	$3,1083 \cdot 10^{-12}$	$3,9245 \cdot 10^{-10}$
ρ [kg/m ³]	7650	4535

z – zunanji premer, outer diameter, N – notranji premer, inner diameter

3 VELJAVNOST MODELA

3 VALIDATION OF THE MODEL

V nadaljevanju bo prikazana veljavnost matematičnega modela za napoved prenosa vibracij preko osno neobremenjene ukrivljene jeklene vrvi. Dolžina testne jeklene vrvi je bila 0,68 m in je bila na obeh skrajnih koncih konzolno vpeta. Nadzorovano vzbujanje jeklene vrvi smo izvedli z elektro-dinamičnim stresalnikom, s točko vnosa amplitude pomika na mestu konzolne podpore. Na drugem skrajnem koncu jeklene vrvi je bila v konzolni podpori merjena amplituda sile v vseh treh smereh x , y in z . Rezultati prenosnosti so predstavljeni v obliki funkcije TRFAM, enačba (8). Postavitev preizkusa je prikazana na sliki 5(a).

In the following section the validation of the mathematical model for the calculation of the vibration transmission over the curved steel wire with no axial-preload will be shown. The length of the tested wire was 0.68 m, and it was supported at both ends. The kinematic excitation was applied with a controlled electro-dynamic shaker at one support end. On the other support end the force amplitude was measured in all three directions: x , y and z . The results were shown in terms of the TRFAM function Equation (8). The experimental set-up is shown in Figure 5(a).

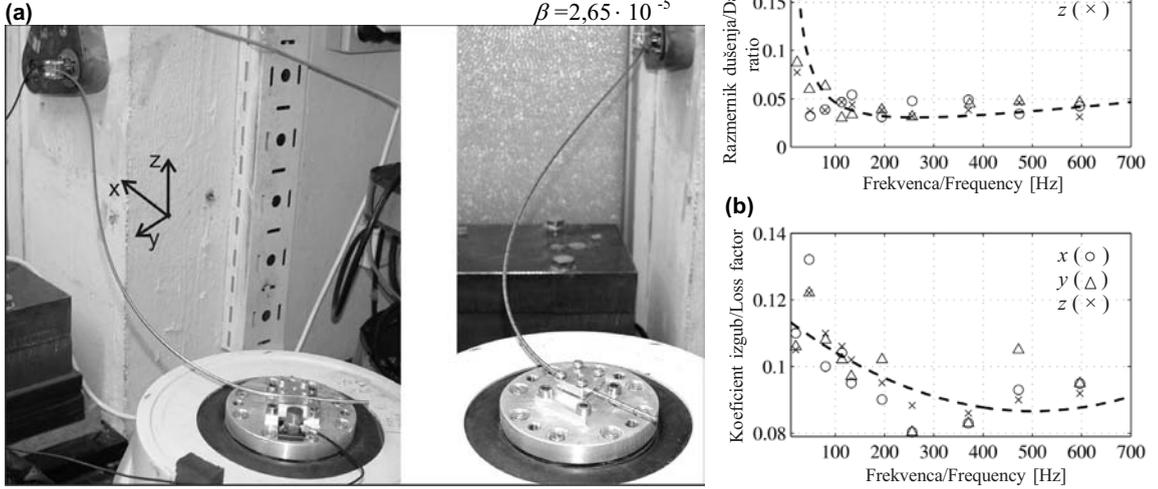
Rezultati identifikacije parametrov razmernikov dušenja, Rayleighovih koeficientov in

The results of the identified damping ratios, the Rayleigh coefficients and the frequency

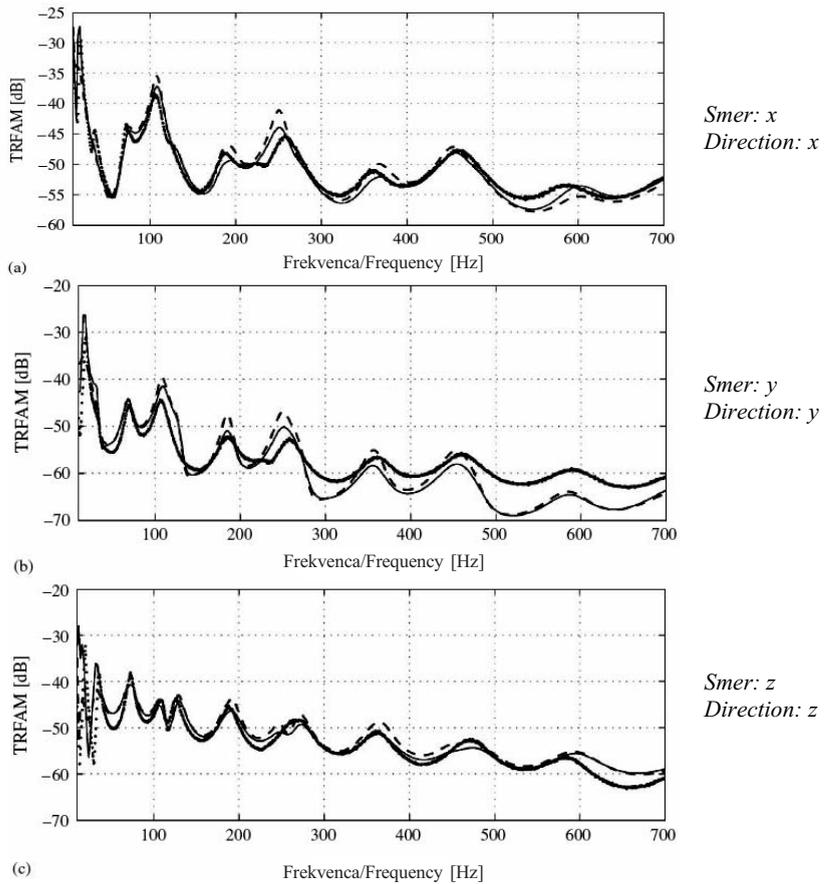
Rayleighovi koeficienti / Rayleigh coefficients:

$$\alpha = 43,1$$

$$\beta = 2,65 \cdot 10^{-5}$$



Sl. 5. Lega ukrivljene jeklene vrvi v prostoru, (b) identificirani razmerniki dušenja in koeficienti izgub
 Fig. 5. The geometry of the wire in space, (b) identified damping ratios and loss factors



Sl. 6. Veljavnost prenosa vibracij: (○) meritev, (—) strukturni model, (---) viskozni model
 Fig. 6. Validation of the vibration transmission: (○) measurement, (—) structural model, (---) viscous model

frekvenčne odvisnosti koeficienta izgub so prikazani na sliki 5(b). Na sliki 6(a,b,c) so prikazani rezultati napovedi TRFAM iz matematičnega modela za oba uporabljena modela disipacije energije ter rezultati meritev TRFAM, v treh oseh x , y in z .

4 MODEL KONTAKTA MED JEKLENO VRVJO IN OPLAŠČENJEM

Pri analizi dinamičnih problemov je vedno večji poudarek na upoštevanju kontaktov med telesi. Takšno povečanje obravnave kontaktov lahko pripisujemo večji računalniški moči, ki je danes na voljo, saj je pojav kontakta izrazito nelinearen pojav, zato je lahko integracija enačb razmeroma počasna. Večino metod modeliranja kontaktov, ki jih je zaslediti v literaturi, lahko delimo v dve skupini. V prvi skupini reševanje kontaktnega problema temelji na upoštevanju zakona o ohranitvi gibalne količine (običajen trk). Za takšen postopek je značilno, da je čas kontakta neskončno majhen, tako se analiza kontakta prenese na obravnavanje stanja pred kontaktom in po njem. V drugi skupini pa metode za reševanje kontaktnega problema temeljijo na analizi stanja v kontaktnih točkah ter določitvi ustreznih kontaktnih sil, ki so nato upoštevane pri gibalnih enačbah sistema. V nasprotju s prvo skupino slednje metode ne predpostavljajo neskončno majhnega časa kontakta, kar posledično omogoča obravnavo lepljenih kontaktov v normalni smeri ter upoštevanja trenja v kontaktu v tangencialni smeri. Drugo skupino lahko delimo še na tri glavne metode: metoda Lagrangeovih množilnikov, kazenska metoda in povečevalna Lagrangeova metoda, ki združuje lastnosti prvih dveh omenjenih metod. Metoda na podlagi Lagrangeovih množilnikov je kontaktu. V gibalno enačbo vpeljeni Lagrangeovi množilniki pomenijo kontaktne sile, ki skupaj s posplošenimi koordinatami pomenijo neznanke sistema. Glavna značilnost te metode je neprodiranje dveh teles v kontaktu. Kazenska metoda v osnovi dopusti prodiranje dveh teles, globina pa je za določitev sile v kontaktu pomnožena s kazenskim parametrom. Dobra lastnost metode je njena razmeroma preprosta uporaba v že znanih modelih končnih elementov. Slabi lastnosti metode sta predvsem: odvisnost rešitve od vrednosti kazenskega parametra ter kršenje zakona o ohranitvi energije teles v kontaktu, saj se del energije shrani v t.i. kontaktni kazenski vzmeti.

dependence of the loss factor are shown in Figure 5(b). In Figure 6 (a, b and c) the comparison of the computed and measured values in terms of the TRFAM function are shown for both damping models and in all three directions: x , y and z .

4 THE CONTACT MODEL BETWEEN THE WIRE AND THE BAND

Nowadays, the consideration of the contact in a dynamic analysis plays a much greater role than in the past, mainly due to greater computational power. The contact is a nonlinear phenomenon, so the integration of the equations of motion can be relatively slow. Most of the methods for modelling contact dynamics can be divided into two main groups. In the first group the computation is made on the basis of impulse-momentum methods. For this kind of contact modelling the duration of the contact is assumed to be infinitesimally small so the computation can be transferred to the analysis of the state of the system before and after the contact. In the second group the computation is oriented to a detailed analysis of the contact phase and the methods are based on the derivation of the contact force. The contact forces are then considered in the equations of motion of the system. In this case the duration of the contact phase is not infinitesimally small, so the stick phases and the friction in contact can be considered. The second group can be further divided into three main methods: the Lagrange multipliers method, the penalty method and the augmented Lagrange method, which combines the first two methods. The Lagrange multipliers method is the most exact method for a derivation of the contact conditions. The multipliers are introduced into the equation of motion, and together with the generalized coordinates they represent the unknowns. The main characteristic is that there is no penetration of the two bodies in contact. The penalty method, on the other hand, assumes a small-body penetration, because the contact force depends on it. The positive thing about this method is its relatively easy introduction into the previously derived finite-element models. The drawback of the method is that the solution depends on the value of the penalty parameter, and that the method violates the energy-conservation-law phase, because some energy is stored in the so-called penalty spring.

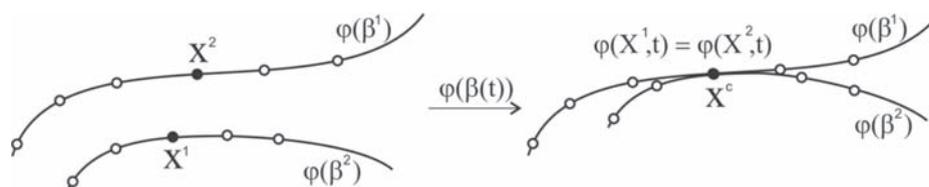
V pričujočem prispevku bo za popis kontaktnega problema uporabljena kazenska metoda, in sicer brez upoštevanja trenja v tangencialni smeri kontakta.

4.1 Kazenska metoda

Obravnavamo s končnimi elementi diskretiziran sistem vrvi in oplaščenja. Definiramo mejo vozliščnih točk φ sistema vrvi β kot $\varphi(\beta^1)$ ter oplaščenja kot $\varphi(\beta^2)$ (sl. 7). Opazovani točki na meji obeh teles sta vektorja pomika \mathbf{X}^1 in \mathbf{X}^2 . Pri času t točki teoretično prideta v kontakt, ko je izpolnjen pogoj $\varphi(\mathbf{X}^1, t) = \varphi(\mathbf{X}^2, t)$ [10].

Pri kazenski metodi je kontaktna sila poleg velikosti kazenskega parametra odvisna tudi od globine prodiranja, zato je pravilna določitev le-te zelo pomembna. Usmerjenost in velikost vektorja prodiranja je določena z vektorjem normale v kontaktni točki. Ločimo dva primera določitve vektorja normale v kontaktu. V prvem primeru (sl. 8(a)), je kontakt definiran izključno na vozliščnem paru, tako da je normala kontakta kar povezujoča črta vozlišč v kontaktu. Takšna določitev normale in posledično usmerjenost kontaktne sile vodi k nenatančnemu popisu mesta kontakta. V drugem primeru (sl. 8(b)) najprej izberemo vodilno telo β^1 , katerega vozlišča v normalni smeri določajo mesto kontakta na meji telesa $\varphi(\beta^2)$. V takšnem primeru so mesto kontakta, velikost in smer kontaktne sile bolj natančno določeni. V prispevku smo zato uporabili slednji postopek. Število mogočih sočasnih kontaktnih točk je v primeru diskretizacije telesa s končnimi elementi odvisno od števila vozliščnih točk na meji telesa β^1 , če je le-to telo vodilno. Vodilno telo bomo v nadaljevanju poimenovali prodirno telo, telo v kontaktnem paru pa predrto telo.

Prodirno funkcijo, ki definira velikost prodiranja v kontaktu, lahko pri kazenski metodi, navezujoč se na sliko 8(b), zapišemo kot:



Sl. 7. Geometrijska oblika kontakta
Fig. 7. Definition of the contact geometry

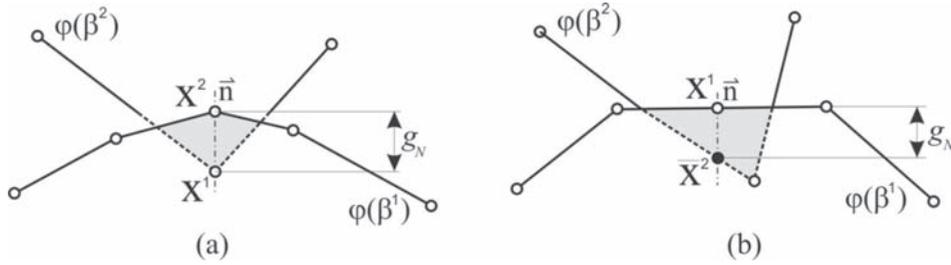
In this paper the penalty method is used for analyzing the contact problem. The contact is assumed to have no friction in the tangential direction of the contact.

4.1 Penalty Method

We are analyzing the discretized finite-element system of a wire and a band. We defined the boundary of the node points as φ , of the wire body β as $\varphi(\beta^1)$, and for the band as $\varphi(\beta^2)$, Figure 7. The vectors of the potential contact points are denoted with \mathbf{X}^1 and \mathbf{X}^2 . In time t , two points theoretically come into contact when the condition $\varphi(\mathbf{X}^1, t) = \varphi(\mathbf{X}^2, t)$ is realized [10].

In the penalty method the contact force depends on the value of the penalty parameter and on the size of the penetration of the two bodies, so the proper contact point and the proper direction of the contact penetration is very important. The direction and size of the penetration is defined with the normal vector in the contact point. We can define two cases for defining the normal vector. In the first case, Figure 8(a), the contact is defined only by a node-to-node contact, so the direction of the normal vector is naturally defined with the position of the nodes in contact. The normal derived in this way can lead to an improper direction of the contact normal vector. In the second case, Figure 8(b), the master body β^1 is assigned first and the nodal points of the master body in the normal direction give the possible contact points of the slave body $\varphi(\beta^2)$, regardless of the slave-body nodal discretization. In this case the direction of the contact normal is more precise. In this paper we used the latter method. The number of possible simultaneous contact points is defined by the discretization of the boundary of the master body β^1 .

The penetration function, which defined the value of the contact penetration, can be, in the case of the penalty method, Figure 8(b), defined as:



Sl. 8. Definicija vektorja normale v kontaktni točki: (a)vozlišče - vozlišče, vozlišče - krivulja
 Fig. 8. Normal vector at the contact point: (a) node-node, node-curve

$$g_N = \begin{cases} (\bar{X}^2 - X^1) \cdot n^1 & \text{pri pogoju } (\bar{X}^2 - X^1) \cdot n^1 < 0 \\ 0 & \text{pri pogoju } (\bar{X}^2 - X^1) \cdot n^1 \geq 0 \end{cases} \quad (14),$$

kjer je n^1 vektor normale v točki kontakta prodirnega telesa β^1 . Ob poznani velikosti in usmerjenosti vektorja prodiranja g_N , lahko normalno kontaktno silo na telo β^1 in β^2 zapišemo kot:

$$F_N^C = \begin{cases} \varphi(\beta^1) & \rightarrow k_N^p \cdot g_N \\ \varphi(\beta^2) & \rightarrow -k_N^p \cdot g_N \end{cases} \quad (15),$$

pri čemer k_N^p ponazarja kazenski parameter. Potreben pogoj za konsistenten model kontakta je, da v fazi kontakta ni adhezivnih sil med telesoma. V primeru dodane disipacijske sile v model kontakta, kjer je sila odvisna od usmerjenosti vektorja relativne hitrosti, je le-ta v fazi ekspanzije kontakta adhezivna. Problem lahko rešimo z dodatnim pogojem:

$$D_N^C = \begin{cases} v_N^{rel} \cdot c_N^p, & 0 < t \leq t^k \\ 0, & t^k < t < t^r \end{cases} \quad (16),$$

kjer D_N^C pomeni disipacijsko silo v fazi kontakta, v_N^{rel} relativno hitrost med telesoma v smeri vektorja normale n , t^k pomeni čas od začetka trajanja kontakta do konca faze kompresije kontakta, t^r čas konca faze ekspanzije kontakta in c_N^p disipacijski kazenski parameter. Pogoj (16) je dodan "umetno", saj ni v skladu s fizikalnim modelom kontakta, zato je upoštevan zgolj v fazi numeričnega modeliranja. Končni zapis kontaktne sile C_N je torej:

$$C_N = k_N^p \cdot g_N + v_N^{rel} \cdot c_N^p \quad (17).$$

4.1.1 Metoda iskanja kontaktnih točk

Pri izpeljavi algoritma iskanja kontaktnih točk se bomo osredotočili na obravnavan problem jeklene vrvi z oplaščenjem. Obravnavamo problem

where n^1 represents the normal vector in the contact point of the master body β^1 . If the penetration vector g_N is known, the normal contact force to the master and slave body β^1 in β^2 can be defined as:

where k_N^p represents the penetration parameter. The necessary condition for the consistent modelling of the contact is that there is no adhesive force during the phase of contact. In the case where an additional damping contact force is considered, the force is dependent on the relative velocity of the bodies in contact, and such an adhesive force can often arise. We can solve this by adding the additional condition

where D_N^C represents the dissipative force during the phase of contact, v_N^{rel} is the relative velocity of the two bodies in contact in the direction of the contact normal n , t^k is the time from the beginning of the contact to the end of contact compression phase, t^r is the time of the restitution phase and c_N^p is the damping penetration parameter. Condition (16) is considered as artificial, because it has no physical background with regard to the contact model being used. It can only be applied in the numerical phase. The final contact force C_N can be derived as:

4.1.1 The Method For Defining The Contact Points

The searching algorithm is based on the contact problem between the wire and the band. Because the contact points can arise anywhere along the length of

več hkratnih kontaktov, saj do kontakta prihaja med zunanjim premerom jeklene vrvi in notranjim premerom oplaščenja vzdolž osi. Za prodirno telo smo izbrali vrv, tako da je največje število sočasnih točk kontakta definirano s številom vozliščnih točk vzdolž vrvi. Obravnavamo primer poljubno ukrivljene jeklene vrvi z oplaščenjem zato je iskanje mesta kontakta nekoliko bolj zapleteno.

Do kontakta lahko prihaja vzdolž vrvi ter v radialni smeri glede na os vrvi (oplaščenja) (sl. 9).

Ker sta kontaktni meji vrvi in oplaščenja krožnici in če določimo zračnost med vrvjo in oplaščenjem z e , lahko zapišemo pogoj za nastanek kontakta v radialni smeri kot:

$$\begin{aligned} \mathbf{h} = \mathbf{X}^J - \mathbf{X}^O > e &\rightarrow \text{kontakt} \\ \mathbf{h} = \mathbf{X}^J - \mathbf{X}^O \leq e &\rightarrow \text{ni kontakta} \end{aligned} \quad (18).$$

X^J pomeni vektor pomika prodirnega telesa, X^O vektor pomika predrtega telesa in \mathbf{h} vektor trenutnega odmika med srednjicama obeh teles. S slike 9 je razvidno, da so točke (i) srednjica jeklene vrvi, (ii) srednjica oplaščenja in (iii) kontaktna točka kolinearne.

Določimo prodirno telo z diskretiziracijo M_j končnih elementov. Obstaja torej $M_j + 1$ potencialnih sočasnih mest kontakta z oplaščenjem. Algoritem iskanja kontaktnih točk je takšen, da v vsaki vozliščni točki prodirnega telesa določimo normalno ravnino, nato pa poiščemo morebitno presečišče normalne ravnine s srednjico oplaščenja.

Geometrijska oblika prodirnega telesa je definirana v parametrični obliki kot:

$$\mathbf{R}(s) = \bar{\mathbf{i}} x(s) + \bar{\mathbf{j}} y(s) + \bar{\mathbf{k}} z(s), \quad a < s < b \quad (19),$$

kjer so $\bar{\mathbf{i}}, \bar{\mathbf{j}}, \bar{\mathbf{k}}$ bazni vektorji kartezičnega koordinatnega sistema, s pa pomeni skalarni

the wire, many simultaneous contacts can arise between the outer diameter of the wire and the inner diameter of the band. Because the wire was chosen to be the master body in contact, the maximum number of simultaneous contacts is defined by the nodal discretization of the wire. The wire and the band can be arbitrarily curved in space, so the searching algorithm to define the contact point can be a little more complicated.

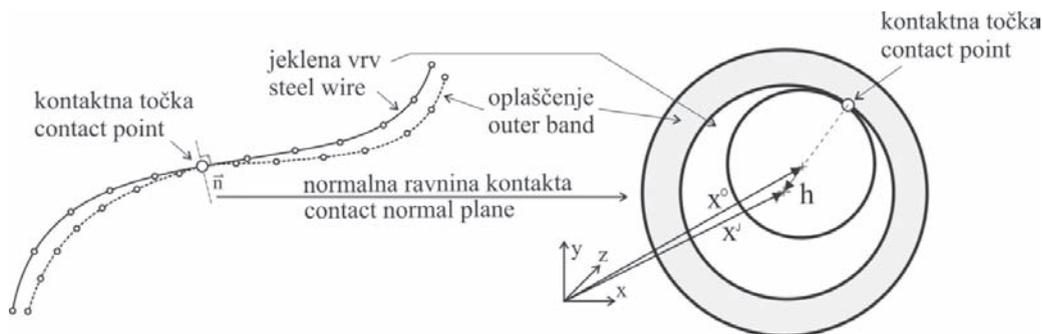
As we mentioned previously, the contact can arise along the wire and in a direction radial to the wire, Figure 9.

Because the contact boundary of the wire and the band are circular functions, and if we defined the gap between the wire and band with e , we can write the condition for the contact to rise in the radial direction as:

where X^J represents the displacement vector of the master body, X^O is the displacement vector of the slave body and \mathbf{h} is the vector of momentary deviation of the two centrelines. It can be seen from Figure 9, that the points on (i) the centreline of the wire, (ii) centreline of the band and (iii) the contact point are collinear.

We can define the master body with M_j finite elements, so the $M_j + 1$ potential contact points between the wire and the band can occur. The algorithm for searching for the contact is based on the fact that we can define the normal contact plane for each node of the master body and find the possible intersection between the normal plane and the centreline of the slave body.

The geometry of the master body can be defined in parametrical form as:



Sl. 9. Kontaktna točka vzdolž jeklene vrvi v radialni smeri
Fig. 9. Contact point along the wire and in a direction radial to the normal plane

parameter. Po teoriji diferencialne geometrije lahko v vsaki nesingularni točki krivulje določimo ortonormalne bazne vektorje: tangenta $\bar{\mathbf{T}}$, glavna normala $\bar{\mathbf{N}}$ in binormala $\bar{\mathbf{B}}$. V primeru, da poznamo $\mathbf{R}(t)$, $\mathbf{R}'(t)$ in $\mathbf{R}''(t)$, lahko ortonormalne vektorje določimo po enačbah:

$$\bar{\mathbf{T}} = \frac{\mathbf{R}'(s)}{\|\mathbf{R}'(s)\|}, \quad \bar{\mathbf{B}} = \frac{\mathbf{R}'(s) \times \mathbf{R}''(s)}{\|\mathbf{R}'(s) \times \mathbf{R}''(s)\|}, \quad \bar{\mathbf{N}} = \bar{\mathbf{B}} \times \bar{\mathbf{T}} \quad (20).$$

Glavno normalno ravnino kontakta definirata glavna normala $\bar{\mathbf{N}}$ in binormala $\bar{\mathbf{B}}$. V parametrični obliki lahko zapišemo enačbo ravnine kot:

$$\mathbf{p}_0 + (\mathbf{p}_1 - \mathbf{p}_0)u + (\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_0)v, \quad u, v \in \quad (21),$$

kjer vektor $\mathbf{p}_k = (x_k, y_k, z_k)$, $k = 0, 1, 2$ pomeni tri nekolinearne točke, ki definirajo normalno ravnino, u in v pa pomenita faktorja skaliranja ravnine. Podobno lahko zapišemo parametrično enačbo premice kot:

$$\mathbf{I}_a + (\mathbf{I}_b - \mathbf{I}_a)t, \quad t \in \quad (22),$$

kjer sta $\mathbf{I}_a = (x_a, y_a, z_a)$ in $\mathbf{I}_b = (x_b, y_b, z_b)$ točki, ki definirata premico. Točko, v kateri premica seka ravnino, lahko zapišemo z enakostjo:

$$\mathbf{I}_a + (\mathbf{I}_b - \mathbf{I}_a)t = \mathbf{p}_0 + (\mathbf{p}_1 - \mathbf{p}_0)u + (\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_0)v \quad (23).$$

Rešitev neznanih parametrov t, u in v enačbe (23) predstavlja zapis:

$$\begin{bmatrix} t \\ u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_a - x_b & x_1 - x_0 & x_2 - x_0 \\ y_a - y_b & y_1 - y_0 & y_2 - y_0 \\ z_a - z_b & z_1 - z_0 & z_2 - z_0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} x_a - x_0 \\ y_a - y_0 \\ z_a - z_0 \end{bmatrix} \quad (24).$$

Enačba (24) ima v vsakem primeru enolično rešitev. Če je parameter $t \in [0, 1]$, je presečišče premice z ravnino med danima točkama \mathbf{I}_a in \mathbf{I}_b . V primeru končnih elementov

parameter. The theory for the differential geometry states that at every non-singular point along the parametrical curve the orthonormal vector can be found: the tangent vector $\bar{\mathbf{T}}$, the principle normal vector $\bar{\mathbf{N}}$ and the binormal vector $\bar{\mathbf{B}}$. If $\mathbf{R}(t)$, $\mathbf{R}'(t)$ and $\mathbf{R}''(t)$ are known, the orthonormal vector can be defined with the equation:

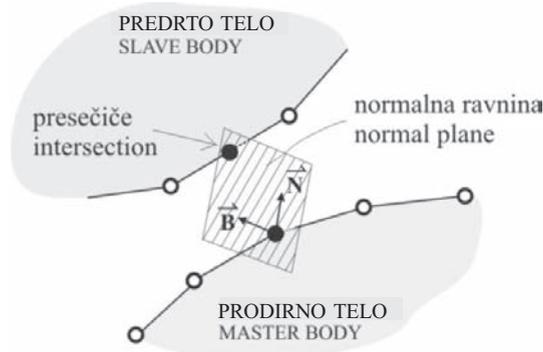
The principle normal vector $\bar{\mathbf{N}}$ and the binormal vector $\bar{\mathbf{B}}$ define the normal plane in contact. In parametrical form such a plane can be written as:

where $\mathbf{p}_k = (x_k, y_k, z_k)$, $k = 0, 1, 2$ represents three noncollinear points that define the normal plane, u and v represents the scaling factor of the plane. In the same way we can write the parametrical form for the line:

where $\mathbf{I}_a = (x_a, y_a, z_a)$ and $\mathbf{I}_b = (x_b, y_b, z_b)$ are the line-definition points. The point of intersection between the normal plane and the line can be further calculated from:

The solution of the unknown parameters t, u and v of Equation (23) can be derived from the equation:

Equation (24) has only one unique solution. If the parameter $t \in [0, 1]$, then the intersection occurs between the given points \mathbf{I}_a and \mathbf{I}_b . In the case of finite elements, the points \mathbf{I}_a and \mathbf{I}_b represent



Sl. 10. Normalna ravnina in točka presečišča s premico
Fig. 10. The normal plane and the intersection with the line

točki \mathbf{I}_a in \mathbf{I}_b predstavljata vozliščne točke enega elementa. Postopek je shematsko prikazan na sliki 10. Ko določimo točko presečišča, lahko po zgornjih enačbah določimo, ali sta telesi v kontaktu ali ne.

4.1.2 Kontaktne sile predrtega telesa

S slike 10 je razvidno, da je prijemališče kontaktne sile na prodirno telo v vozlišču končnega elementa. V primeru predrtega telesa pa lahko kontaktna sila prijemlje v točki po polju elementa, zato je treba določiti ustrezne prispevke kontaktne sile na sosednjih vozliščih končnega elementa. Poznamo transformacijsko matriko elementa \mathbf{T}_i . Določeno kontaktno silo na predrto telo lahko v kontaktnem mestu (točka znotraj polja elementa) preoblikujemo iz skupnega v lokalni koordinatni sistem po enačbi:

$$\mathbf{C}_N^L = \mathbf{T}_i^{-1} \cdot \mathbf{C}_N^G \quad (25),$$

kjer \mathbf{C}_N^L pomeni komponente kontaktne sile prediranega telesa v lokalnem koordinatnem sistemu elementa, \mathbf{C}_N^G pa komponente v skupnem koordinatnem sistemu. Če določimo interpolacijsko matriko končnega elementa kot \mathbf{N}_i , lahko zapišemo vozliščne vrednosti kontaktne sile kot:

$$\bar{\mathbf{C}}_{N(i)} = \sum_{i=1}^n \mathbf{N}_i \mathbf{C}_{N(i)}^L \quad (26).$$

Indeks i pomeni i -to prostostno stopnjo elementa oziroma i -ti interpolacijski polinom.

4.1.3 Integracija gibalnih enačb

V prvem delu prispevka, ko obravnavamo prenos vibracij po jekleni vrvi brez oplaščenja, smo se osredotočili samo na odziv v ustaljenem stanju. Ker je sistem linearen, je reševanje takšnega sistema razmeroma preprosto, enačbi (6) in (7). Pri obravnavi kontaktnega problema med vrvjo in oplaščenjem dinamični sistem postane nelinearen. Numerične metode v splošnem ponujajo veliko integracijskih metod, v našem primeru smo uporabili Newmarkovo integracijsko metodo [11]. Metoda predpostavlja, da je sprememba pospeška med dvema časovnima trenutkoma linearna. Razlog za izbiro te metode je v tem, da je stabilnost metode neodvisna od velikosti časovnega koraka Δt . Rešujemo diferencialno enačbo oblike:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}_z + \mathbf{F}_g + \mathbf{C}_N \quad (27),$$

the nodal points of the element. The process is schematically shown in Figure 10. After defining the intersection points and by using the contact conditions, one can detect when the two bodies come into contact.

4.1.2 The Contact Force of the Slave Body

We can see from Figure 10 that the contact force on the master body is at the nodal point, but in the case of the slave body the contact force can be somewhere along the finite element. For this reason the proper contact-force components must be defined and applied to the neighbouring nodes. If the transformation matrix \mathbf{T}_i of the finite element is known, the contact force can be first transformed from the global coordinate system into the local coordinate system of the element by

where \mathbf{C}_N^L represents the contact-force component of the slave body in the local coordinate system of the element and \mathbf{C}_N^G the components in the global coordinate system. If we define the interpolation matrix of the element \mathbf{N}_i , the nodal components of the contact force can be computed from Equation (26):

Index i represents the i -th element degree of freedom with the i -th interpolation polynomial.

4.1.3 Integration of the Equations

In the first part of the paper, when only the vibration transmission over the wire was considered, we focused only on the steady-state response. Because the system was linear, the solution of the equations of motion was relatively easy to define, Equations (6) and (7). However, when the contact is considered in the equations of motion, the problem becomes nonlinear. There are many integration routines for solving such a problem. In our case we used the Newmark integration method [11]. The method assumes that the change in acceleration between two time instances is linear. The main reason for choosing this method was its insensitivity to the size of the time step Δt .

We solve the equation of motion:

kjer vektor \mathbf{F}_z pomeni zunanje obremenitve, vektor \mathbf{F}^g težnostno silo in vektor \mathbf{C}_N kontaktne sile sistema, enačba (17). Zapisana enačba predstavlja enačbo gibanja prodirnega telesa. V primeru predrtega telesa je zapis gibalne enačbe enak, ustrezno je spremenjena le velikost in usmerjenost vektorja kontaktnih sil \mathbf{C}_N .

Predpostavimo, da poznamo vrednosti vektorja pomikov, hitrosti in pospeškov sistema v času t_i . V [10] je prikazana podrobnejša izpeljava Newmarkove metode, zato bomo v nadaljevanju z vidika celovitosti prispevka zapisali končne enačbe za izračun vektorja pomika, vektorja hitrosti in vektorja pospeška pri času t_{i+1} . Vektor pomika zapišemo kot:

$$\mathbf{x}_{i+1} = \left[\frac{1}{\kappa(\Delta t)^2} \mathbf{M} + \frac{\lambda}{\kappa \Delta t} \mathbf{C} + \mathbf{K} \right]^{-1} \cdot \left\{ \mathbf{F}_{i+1} + \mathbf{M} \left(\frac{1}{\kappa(\Delta t)^2} \mathbf{x}_i + \frac{\lambda}{\kappa \Delta t} \dot{\mathbf{x}}_i + \left(\frac{1}{2\kappa} - 1 \right) \ddot{\mathbf{x}}_i \right) + \mathbf{C} \left(\frac{\lambda}{\kappa \Delta t} \mathbf{x}_i + \left(\frac{\lambda}{\kappa} - 1 \right) \dot{\mathbf{x}}_i + \left(\frac{\lambda}{\kappa} - 2 \right) \frac{\Delta t}{2} \ddot{\mathbf{x}}_i \right) \right\} \quad (28),$$

vektor pospeška kot:

$$\ddot{\mathbf{x}}_{i+1} = \frac{1}{\kappa(\Delta t)^2} (\mathbf{x}_{i+1} - \mathbf{x}_i) - \frac{1}{\kappa \Delta t} \dot{\mathbf{x}}_i - \left(\frac{1}{2\kappa} - 1 \right) \ddot{\mathbf{x}}_i \quad (29)$$

in vektor hitrosti kot:

$$\dot{\mathbf{x}}_{i+1} = \dot{\mathbf{x}}_i + (1 - \lambda) \Delta t \ddot{\mathbf{x}}_i + \lambda \Delta t \ddot{\mathbf{x}}_{i+1} \quad (30).$$

Pri izbiri parametrov κ in λ je pomembna predvsem izbira parametra b . V primeru ko je $\lambda \neq 0,5$, vnesemo v integracijo umetno dušenje. V našem primeru sta bila parametra enaka $\kappa = 0,25$ in $\lambda = 0,5$.

V primeru, ko kontaktov ne obravnavamo, je časovni korak ves čas integracije stalen. Ko pride do kontaktov, je treba za natančnejše rezultate integracije časovni korak v času kontakta ustrezno zmanjšati. V numeričnem preizkusu smo upoštevali, da se časovni korak v času kontakta zmanjša na $\Delta t_c = \Delta t/5$.

5 NUMERIČNI PREIZKUS

Poglavje je namenjeno numeričnemu preizkusu dinamičnega obnašanja jeklene vrvi skupaj z oplaščenjem ob upoštevanju vmesnega kontakta. V poglavju 5.1 je predstavljen numerični preizkus ukrivljene jeklene vrvi v prostoru, pri čemer smo opazovali morebitne spremembe v odzivu sistema pri spremembi zgolj velikost zračnosti med vrvjo in oplaščenjem.

where \mathbf{F}_z is the vector of external forces, \mathbf{F}^g the vector of gravitational force and \mathbf{C}_N the contact force, Equation (17). Equation (27) represents the equation of motion for the master body. In the case of the slave body, the equation is practically the same; the only change is in the vector of the contact forces, where the proper direction and values need to be adopted.

We can assume that the displacement, the velocity and the acceleration amplitudes of the system are known at instance t_i . In [11] a detailed construction of the Newmark method is presented, so here only the final equations are presented. The displacement vector of the system at instance t_{i+1} can be computed from

the acceleration vector as:

and the velocity vector as:

The important thing is the choice of the proper parameters κ and λ in Equations (28) to (30). The parameter b is important, because if the $\lambda \neq 0.5$, then spurious damping is introduced into the system. In our case the values were $\kappa = 0.25$ and $\lambda = 0.5$.

In the case where the contacts are not identified, the time step can be made constant during the integration. However, when the contacts arise the time step must be made smaller. In the numerical simulation, the time step when there was no contact was Δt_c , and when the contact was identified the time step was changed to $\Delta t_c = \Delta t/5$.

5 NUMERICAL SIMULATION

In this section the numerical simulation of the dynamical behaviour of the wire with the band and the interaction contact will be given. In section 5.1 the simulation of the dynamic transmission over the curved wire and the band will be shown. The possible changes in the response due to different values of the gap will be described.

V poglavju 5.2 bo predstavljen primer uporabe t.i. mehanskega filtra. Namen mehanskega filtra je znižati raven vibracij oziroma znižati resonančne vrhove strukture. Parametra togosti in dušenja v modelu kontakta sta v vseh primerih numeričnega preizkusa konstantna, in sicer $k_N^p = 10^5$ N/m in $c_N^p = 100$ Ns/m.

5.1 Numerični preizkus prenosa vibracij po jekleni vrvi in oplaščenja

V tem poglavju je predstavljen numerični preizkus prenosa vibracij preko jeklene vrvi z oplaščenjem, pri čemer spreminjamo zgolj vrednost zračnosti. V preglednici 2 so podane vrednosti parametrov numeričnega preizkusa. Prikazana bo zgolj funkcija TRFAM za kontaktni primer pri dveh različnih zračnostih med vrvo in oplaščenjem za smer sile v podpori z. Vzbujevalni signal je naključen v območju frekvenc od 10 Hz do 1000 Hz, RMS = 20 ms⁻² (RMS - efektivna vrednost signala)

Geometrijska oblika jeklene vrvi in oplaščenja je enaka kakor v primeru v poglavju 3. Vrv in oplaščenje sta bila diskretizirana s 30 končnimi elementi.

In section 5.2 the use of the mechanical filter will be demonstrated. The main purpose of the mechanical filter is to minimize the vibration transmission or to minimize the resonance peaks of the structures. The stiffness and damping-contact parameters were set to be constant during all the numerical simulations, i.e., $k_N^p = 10^5$ N/m and $c_N^p = 100$ Ns/m.

5.1 Simulation of the Vibration Transmission over the Wire with the Band

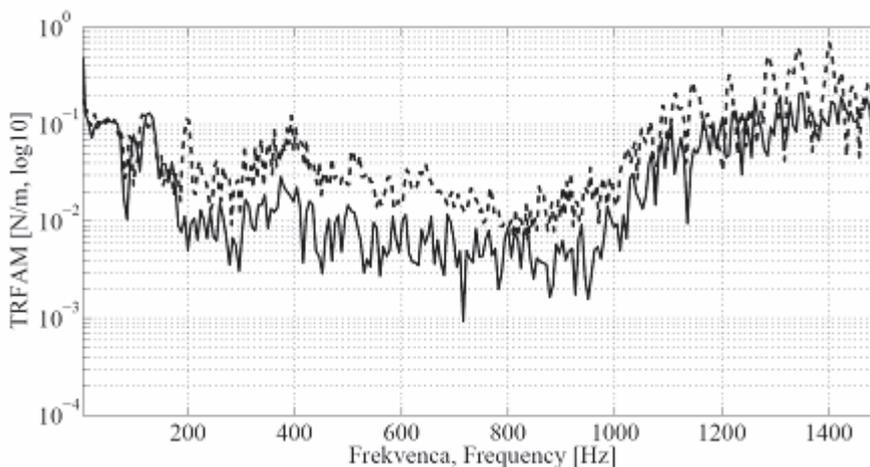
In this section the numerical simulation of the vibration transmission over the wire with the band will be shown. The only parameter that was varied during the simulation was the gap size. In Table 2 the values used for each simulation are shown, while all the other parameters can be seen from Table 1. The TRFAM function for the contact problem with a different gap value will be shown. The simulated measured direction of the support force is z. The excitation signal was random between 10 Hz and 1000 Hz, RMS = 20 ms⁻².

The geometry of the wire and the band was adopted from Section 3. The number of finite elements used for the wire and the band was 30.

Preglednica 2. Parametri pri različnih numeričnih preizkusih

Table 2. Parameters for different numerical simulations

Preizkus Simulation	Dinamični modul elastičnosti oplaščenja – E [Nm ²] Dynamic modulus of elasticity of outer band – E [Nm ²]	Zračnost - e [m] Gap - e [m]
1. – Sl., Fig (10)	60 GPa	$1,5 \cdot 10^{-4}$
2. – Sl., Fig (10)	60 GPa	$6,5 \cdot 10^{-4}$



Sl. 10. TRFAM jeklene vrvi in oplaščenja: zračnost (—) $e=1,5 \cdot 10^{-4}$ m in (- -) $e=6,5 \cdot 10^{-4}$ m
Fig. 10. TRFAM of the wire and the band: gap (—) $e=1,5 \cdot 10^{-4}$ m and (- -) $e=6,5 \cdot 10^{-4}$ m

S slike 10 je razvidno, da ima velikost zračnosti vpliv na spremembo prenosa vibracij po jekleni vrvi z oplaščenjem predvsem v višjem frekvenčnem področju. Večja zračnost nekoliko poviša prenos vibracij.

5.2 Uporaba mehanskega filtra

Za ocenitev uporabnosti mehanskega filtra smo uporabili funkcijo TRFAM, enačba (8). Na sliki 11 je prikazan primer uporabe mehanskega filtra. Zasedovali smo dva parametra, in sicer kako na prenos vibracij vpliva togost mehanskega filtra ter velikost zračnosti e med vrvjo in mehanskim filtrom. Geometrijski podatki vrvi in oplaščenja so podani v preglednici 1.

Vzbujevalni signal je sinusni signal s preletom frekvenc od 10 Hz do 1000 Hz. Amplituda vzbujevalnega pospeška je 100 ms^{-2} in je v vseh primerih enaka. Vrednosti položajnih parametrov mehanskega filtra so: $A = 321 \text{ mm}$, $B = 120 \text{ mm}$ in $C = 60 \text{ mm}$. Jeklena vrv je bila diskretizirana s 25 končnimi elementi, mehanski filter pa s 16 končnimi elementi.

Preglednica 3 prikazuje vrednosti dinamičnega modula elastičnosti in zračnosti pri posameznih preizkusih. V preglednici so označene tudi številke slik, ki pripadajo rezultatu preizkusa.

Rezultati numeričnih preizkusov na slikah 12, 13, 14 in 15 nakazujejo, da je pri izbiri ustreznih

It is clear from Figure 10 that the gap size has a significant influence on the change of the vibration transmission over the wire with the band mostly in the high frequency region. The larger gap size produces a higher vibration transmission.

5.2 The Use of the Mechanical Filter

For the estimation of the quality of the mechanical filter the TRFAM function was computed, Equation (8). Figure (11) shows the example of the mechanical filter. We investigated how the stiffness and the gap size between the wire and the band influenced the vibration transmission. The geometrical properties for the wire and the band are listed in Table 1.

The excitation signal was a chirp sine from a frequency of 10 Hz to one of 1000 Hz. The acceleration amplitude was 100 ms^{-2} , and this was kept the same for all the numerical simulations. The values of the position parameters of the filter were: $A = 321 \text{ mm}$, $B = 120 \text{ mm}$ and $C = 60 \text{ mm}$. The wire was discretized with the 25 finite elements, and the mechanical filter with 16 finite elements.

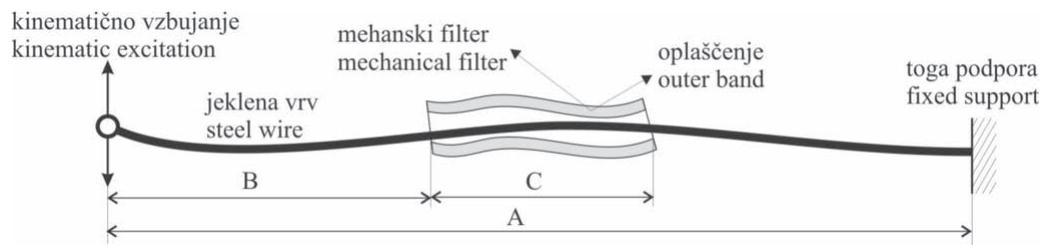
Table 3 shows the values of the parameters that were changed during each simulation. The table also includes the figure numbers of the results.

The results in Figures 12, 13, 14 and 15 show that the mechanical filter, with the properly chosen parameters, can significantly lower the vibration

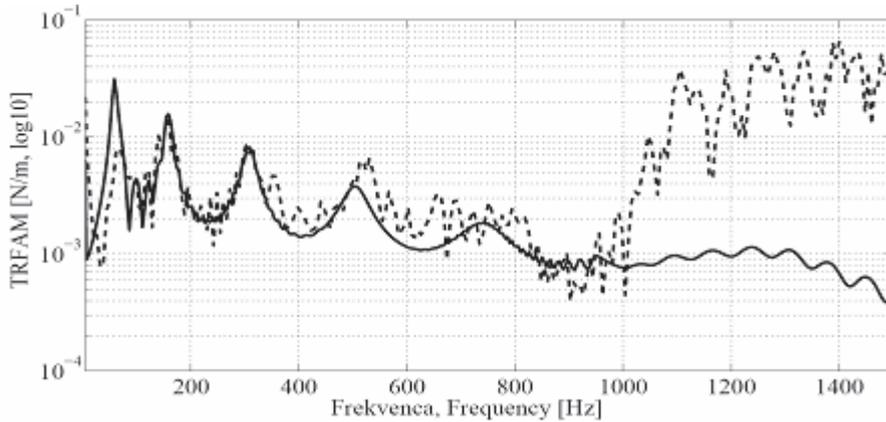
Preglednica 3. Parametri pri različnih numeričnih preizkusih

Table 3. Parameters for different numerical simulations

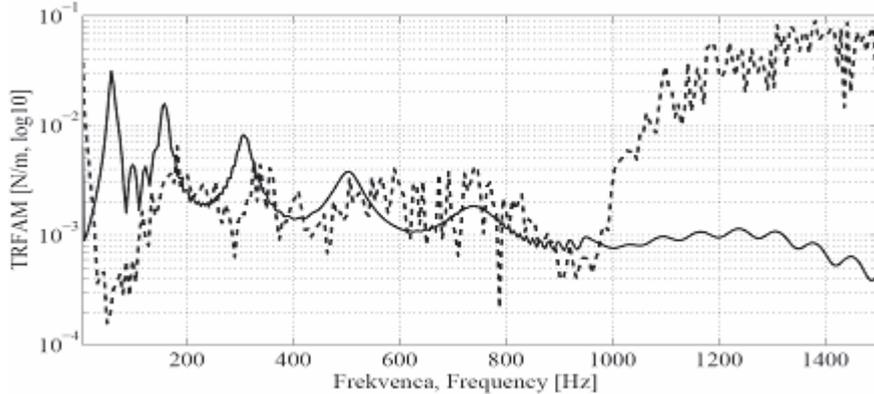
Preizkus Simulation	Dinamični modul elastičnosti filtra – E [Nm^2] Dynamic modulus of elasticity of the filter – E [Nm^2]	Zračnost - e [m] Gap - e [m]
1. – Sl., Fig (12)	30 GPa	$6,5 \cdot 10^{-4}$
2. – Sl., Fig (13)	30 GPa	$5 \cdot 10^{-5}$
3. – Sl., Fig (14)	50 GPa	$5 \cdot 10^{-5}$
4. – Sl., Fig (15)	70 GPa	$5 \cdot 10^{-5}$



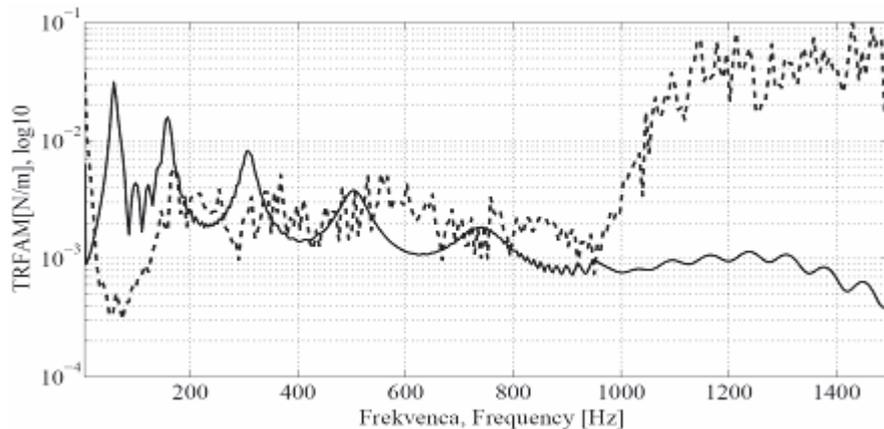
Sl. 11. Primer uporabe mehanskega filtra
Fig. 11. Example of using the mechanical filter



Sl. 12. TRFAM pri uporabi mehanskega filtra, PRIMER 1; (—) brez meh. filtra, (- -) z meh. filtrom
 Fig. 12. TRFAM with the mechanical filter, CASE 1; (—) without mech. filter; (- -) with mech. filter



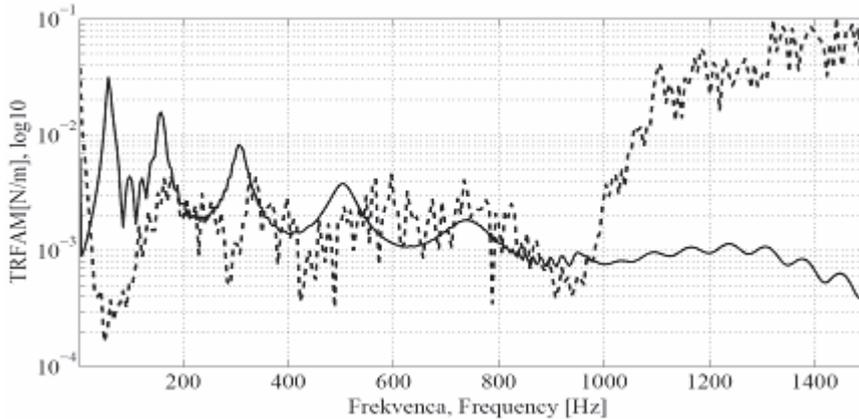
Sl. 13. TRFAM pri uporabi mehanskega filtra, PRIMER 2; (—) brez meh. filtra, (- -) z meh. filtrom
 Fig. 13. TRFAM with the mechanical filter, CASE 2; (—) without mech. filter; (- -) with mech. filter



Sl. 14. TRFAM pri uporabi mehanskega filtra, PRIMER 3; (—) brez meh. filtra, (- -) z meh. filtrom
 Fig. 14. TRFAM with the mechanical filter, CASE 3; (—) without mech. filter; (- -) with mech. filter

parametrov mehanskega filtra le-ta lahko učinkovito orodje za zmanjševanje prenosa vibracij prek jeklene vrvi. Razvidno je, da velikost zračnosti med jekleno vrvjo in mehanskim filtrom pomembno vpliva na prenos vibracij. Prav tako lahko

transmission and resonance peaks of the structure. The parameter that significantly influences the vibration transmission was shown to be the size of the gap between the wire and the band. We can also see that the influence of the dynamic modulus of



Sl. 15. TRFAM pri uporabi mehanskega filtra, PRIMER 4; (—) brez meh. filtra, (- - -) z meh. filtrom
 Fig. 15. TRFAM with the mechanical filter, CASE 4; (—) without mech. filter, (- -) with mech. filter

povzamemo, da sprememba dinamičnega modula elastičnosti filtra nima večjega vpliva na zmanjšanje prenosa vibracij. Iz rezultatov je razvidno, da je filter najbolj učinkovit v drugem primeru (sl. 13).

Opazimo lahko, da filter povzroči povečan prenos vibracij v višjem frekvenčnem področju, kjer ni vzbujanja. To je posledica narave kontakta, saj vsak impulz kontakta (po teoriji) vzbudi širok spekter vzbujevalnih frekvenc na strukturo.

6 SKLEPI

Prispevek predstavlja študijo prenosa vibracij po poljubno ukrivljeni jekleni vrvi, ki je v osni smeri neobremenjena. Analizirana sta bila dva različna modela disipacije energije in sicer viskozni model ter strukturni model. Viskozni model smo modelirali v obliki Rayleighovih koeficientov, strukturni model pa z uvedbo koeficienta izgub. Tako Rayleighova koeficienta kot koeficient izgub smo identificirali iz meritev. Iz rezultatov identifikacije je razvidno, da sta tako koeficient izgub kakor dinamični modul elastičnosti frekvenčno odvisni veličini, medtem ko sta Rayleighova koeficienta frekvenčno neodvisna (sl. 5). Izkaže se, da je Euler-Bernoullijev model primeren za modeliranje prenosa vibracij po ukrivljeni jekleni vrvi. Iz primerjave rezultatov je tudi razvidno, da je ujemanje rezultatov boljše v primeru upoštevanja strukturnega modela raztrosa energije.

V drugem delu prispevka je prikazana obravnava jeklene vrvi z oplaščenjem, pri čemer je medsebojni kontakt obravnavan po kazenski metodi. Iskanje mesta kontakta je prevedeno na iskanje presečišča med normalno ravnino v izbranem vozlišču prodirnega telesa in premico, ki je srednjica končnega elementa prodiranega telesa. Narejen je bil numerični preizkus za ovrednotenje

elasticity of the filter was not so significant. From the results we can see that the filter is most effective in Case 2, Figure 13.

It can also be seen that the filter produces a higher vibration transmission in the higher frequency region, where there is no excitation. This is due to contact phenomena, because each contact impuls, in theory, produces a broad band of excitation in the system.

6 CONCLUSIONS

This paper presents an analysis of the vibration transmission over an arbitrary curved steel wire with no axial pre-load. Two different damping models were analyzed, i.e., a viscous-damping model, in terms of Rayleigh coefficients, and a structural-damping model, with the introduction of complex stiffness. The Rayleigh coefficients and the loss factor were identified from measurements. It can be seen from the identification results, Figure 5, that the loss factor and the dynamic modulus of elasticity are frequency dependent, while the Rayleigh coefficients are constant. It turns out that the Euler-Bernoulli beam model can be used to model the vibration transmission over the curved steel wire and that the structural damping model gives better agreement with the measured results.

In the second part of the paper, the analysis of the steel wire with an outer band is presented, where the contact between them is modelled using the penalty method. The search for the contact point is transferred to a search for the intersection point between the normal contact plane of the master body node with the line segment of the slave body. A numerical simulation was made to analyze the influence of the gap size on the vibration transmission, while all the

morebitnega vpliva zračnosti na prenos vibracij. Pokaže se (sl. 10), da ima velikost zračnosti vpliv na prenos vibracij predvsem v višjem frekvenčnem področju. Večja zračnost v višjem frekvenčnem področju nekoliko poveča prenos vibracij.

Na koncu je prikazan primer uporabe mehanskega filtra za namen zmanjšanja prenosa vibracij po ravni jekleni vrvi. Razvidno je, da je velikost zračnosti med jekleno vrvjo in mehanskim filtrom ključnega pomena. Pokaže se, da je filter učinkovitejši pri manjših vrednostih zračnosti, medtem ko sprememba dinamičnega modula elastičnosti mehanskega filtra na zmanjšanje prenosa vibracij nima večjega vpliva. Poudariti je treba, da so bile geometrijske in položajne vrednosti mehanskega filtra v vseh numeričnih preizkusih konstantne.

Zahvala

Za pomoč se zahvaljujemo podjetju Cimos d.d., Ministrstvu za visoko šolstvo, znanost in tehnologijo in Ministrstvu za gospodarstvo.

other parameters were kept constant. We showed that the gap size has a significant value, mostly in the high-frequency region, Figure 10. The larger gap size produces a higher vibration transmission.

In the last section of the paper the use of the mechanical filter to minimise the vibration transmission was demonstrated. It is clear from the numerical simulations that the gap size has a significant influence on the vibration transmission. It turns out that the mechanical filter is more effective if the gap size is made smaller, while the change in the dynamic modulus of elasticity of the filter did not show any major influence. It should be pointed out that the geometrical and positional properties of the mechanical filter were kept constant between the numerical simulations.

Acknowledgement

The support of Cimos d.d., Ministry of Higher Education, Science and Technology and Ministry of Economy is greatly acknowledged.

7 LITERATURA

7 REFERENCES

- [1] G.A. Costello (1990) Theory of wire rope, *Springer*, Berlin.
- [2] A. Nawrocki, M. Labrosse (2000) A finite element model for simple straight wire rope strands, *Computers and Structures*, 77, (2000), pp. 345–359.
- [3] J. Woodhouse (1998) Linear damping models for structural vibrations, *Journal of Sound and Vibration*, 215 (3), (1998), pp. 547–569.
- [4] S. Adhikari (2000) Damping models for structural vibration, PhD thesis, Engineering Department, *Cambridge University*.
- [5] M. Otrin, M. Boltežar (2007) Damped lateral vibrations of straight and curved cables with no axial pre-load, *Journal of Sound and Vibration*, 300, (2007), pp. 676-694.
- [6] Adhikari S., Woodhouse J. (2001) Identification of damping - Part 1: viscous damping, *Journal of sound and vibration*, 243(1), 2001, pp. 43–61.
- [7] Bert, C.W. (1973) Material damping: an introductory review of mathematical models, measures and experimental techniques, *Journal of sound and vibration* 29(2), 1973, pp. 129–153.
- [8] Maia, N.M.M., Silva, J.M.M. (1997) Theoretical and experimental modal analysis, Instituto Superior Técnico, Portugal, *Wiley*, New York.
- [9] Smith, W.R. (1981) Least-squares time-domain method for simultaneous identification of vibration parameters from multiple free-response record, *American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc.*, California, pp. 194–201.
- [10] Peter Wriggers (2002) Computational contact mechanics, *Wiley cop.*
- [11] S. S. Rao (1995) Mechanical vibrations, *Purdue University*.

Naslov avtorjev: Miha Otrin
Cimos d.d.
Cesta Marežganskega upora 2
6000 Koper
miha.otrin@fs.uni-lj.si

prof. dr. Miha Boltežar
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
miha.boltezar@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Miha Otrin
Cimos Ltd.
Cesta Marežganskega upora 2
SI-6000 Koper, Slovenia
miha.otrin@fs.uni-lj.si

Prof. Dr. Miha Boltežar
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
SI-1000 Ljubljana, Slovenia
miha.boltezar@fs.uni-lj.si

Prejeto: 23.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Večkriterialno optimiranje avtomobilske konstrukcije z uporabo metode končnih elementov

Multicriterial Optimization of a Car Structure Using a Finite-Element Method

Matej Glavač¹ - Zoran Ren²

(¹P+Z Engineering GmbH, Nemčija; ²Fakulteta za strojništvo, Maribor)

Pri razvoju motornih vozil poskušamo z uporabo računalniško podprtih numeričnih metod že v zgodnji razvojni fazi, pred izdelavo prvega prototipa, zagotoviti želene ciljne vrednosti dobe trajanja vozila, obnašanja vozila med trkom, zagotovitev udobja potnikov med vožnjo itn. Te ciljne vrednosti pa so odvisne od mnogih vplivnih parametrov. Napetost, ki se pojavi na analiziranem delu, je le ena od ciljnih vrednosti, ki jih je treba upoštevati pri razvoju. Zaradi zapletenosti današnjih numeričnih modelov se vse pogosteje uporabljajo samodejni postopki optimiranja konstrukcij vozil. Z uporabo parametričnih modelov MKE je mogoče ne samo ugotoviti, ampak tudi optimirati vplivne parametre, kakor so recimo debelina sten in konstrukcije površine avtomobilskega dna.

V prispevku je prikazan postopek večkriterialnega optimiranja avtomobilskih sestavov, ki temelji na sistematični kombinaciji tržnih in netržnih računalniških programov za izvedbo inženirskih analiz avtomobilskih konstrukcij po metodi končnih elementov (MKE). Ti programi so povezani z namenskimi vmesniki, ki omogočajo samodejno povezavo med njimi. Samo optimiranje temelji na genetskih ali gradientnih algoritmi. Odprtost razvitega sistema omogoča ugotavljanje in optimizacijo parametrov, ki vplivajo na ciljne vrednosti in izhajajo iz navidezno ustaljenih in dinamičnih analiz MKE, analiz trkov itn. Prikazan je tudi postopek redukcije več, med seboj praktično neodvisnih ciljnih vrednosti, na enotno ciljno vrednost, ki je nato optimirana. Praktični zglede ponazarja uporabnost razvitega postopka.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: večkriterialno optimiranje, metode končnih elementov, topologija, genetski algoritmi, gradientni algoritmi)

Motor-vehicle development tends to be supported by the use of computer-aided numerical methods in the early development phase. Prior to manufacturing the first prototype it is required to ensure the requested vehicle-life expectancy, the vehicle's behaviour in a collision, passenger comfort while driving, etc. The listed target values depend on many other influential parameters. The stresses occurring on the analyzed part are only one of the target values that need to be considered in the development stage. Automated processes for the optimization of the vehicle construction are often applied due to the complexity of modern numerical models. Today, the use of parametric FEM models makes it possible to identify and optimize the main parameters, such as the wall thickness of the construction and the topological changes of the surface. This paper explains the procedure for a multicriterial optimization of a car's structure, based on a systematic combination of commercial and non-commercial computer programs performing engineering analyses of car constructions with the FEM. The computer programs are upgraded with specially designed interfaces that enable automated communication. The optimization itself is based on genetic and gradient algorithms. The openness of the system enables the identification and optimization of parameters, which influence the target values and stem from different static FEM analyses, dynamic FEM analyses, collision analyses, etc. The reduction procedure for more independent target values to a single target value that is later optimized is also explained. The example illustrates the applicability of the developed procedure.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: multicriterial optimization, finite element methods, topology, genetic algorithms, gradient algorithms)

0 UVOD

Razvoj motornih vozil dandanes praktično temelji na uporabi računalniških inženirskih numeričnih metod. Metoda končnih elementov se že od 70. let uporablja v avtomobilski industriji za statične trdnostne preračune. V 80. in 90. letih pa je postala tudi standardna metoda za analizo obnašanja vozila med trkom, dinamike vozila in kot osnova za določanje dobe trajanja posameznih komponent vozila. Zaradi zapletenosti problemov se z vsakim od teh področij običajno ukvarja posebna skupina inženirjev. Ti morajo izsledke svojega dela nato prenesti v skupni izdelek. Le-ta je tako vedno zgolj kompromis rezultatov dela na več različnih področjih. Pri iskanju najboljših rešitev pa je smiselna uporaba samodejnih postopkov večkriterialnega optimiranja. Pričakovano je, da bodo v prihodnosti ti postopki postali standardno orodje razvojnega inženirja. Dandanes je največji problem v komunikacijski nezdržljivosti (prenos podatkov) posameznih računalniških programov, ki so potrebni za optimiranje.

Na trgu je dostopnih več tržnih računalniških sistemov, ki omogočajo samodejno optimiranje, in programov, ki omogočajo parametrizacijo mrež končnih elementov. Zaradi zapletenosti in raznolikosti problemov, ki jih analizirajo razvojni inženirji, pa za zdaj še ni na voljo splošnih vmesnikov, ki bi omogočali prenos podatkov med posameznimi računalniškimi programi za analize po metodi končnih elementov, programi za optimiranje in programi za parametrizacijo mrež končnih elementov. Zato je običajno še vedno treba za vsak analiziran problem narediti poseben vmesnik.

V prispevku je prikazan postopek optimiranja, ki je zasnovan tako, da ga je mogoče uporabljati v povezavi z različnimi programi in je zato primeren za večdisciplinarno optimiranje. Posamezni sestavni računalniški programi so lahko tudi netržni, kar omogoča dodatno znižanje stroškov.

1 POSTOPEK VEČKRITERIALNEGA
OPTIMIRANJA

Z matematičnega vidika je optimiranje iskanje najmanjše oziroma največje vrednosti določene funkcije p , en. (1), ki je pri večkriterialnem optimiranju odvisna od več vrednosti podfunkcij f_i , ki so odvisne od spremenljivk x_n :

$$p(f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)) \rightarrow \min_{\max}; i = 1, 2, \dots, N \quad (1).$$

0 INTRODUCTION

Computer-aided engineering is today one of the key technologies used to develop modern cars. The finite-element method has been used in the automotive industry since the early 1970s for static analyses. In the 1980s and 1990s the method became the standard tool for analysing dynamic, crash and fatigue problems. Because of the complexity of the analyzed problems every problem is normally analyzed by a separate group of engineers. Different groups of engineers then search for the best design. A modern approach to determine the best designs is to utilise a multicriterial optimization process. It is anticipated that the automated multidisciplinary optimization will become the standard optimization tool used by engineers. Currently, the biggest problem is the very low interoperability of the different computer programs that are required for the optimization process.

Many different software packages are available today, which allow for automated optimization and programs for morphing the finite-element model. Since engineers are usually working on different problems with very different finite-element solvers it is still necessary to specifically program the required interfaces between different FE programs, optimization programs and programs to parameterize the finite-element meshes.

This paper explains the procedure for multidisciplinary optimization based on a systematic combination of different commercial and non-commercial computer programs.

1 MULTICRITERIAL
OPTIMIZATION

Optimization is a search for the global minimum or maximum of the so-called objective function p (Eq. 1). In multicriterial optimization the objective function consists of many objective functions f_i for the design variables x_n :

Spremenljivke x_n so običajno omejene z zgornjo in spodnjo vrednostjo:

$$x_{\min} < x_n < x_{\max} \quad (2).$$

Pri večkriterialnem optimiranju imajo posamične podfunkcije f_i svoje minimume pri različnih vrednostih spremenljivk x_n . Tako je minimum funkcije p zgolj kompromis ciljnih vrednosti podfunkcij f_i .

V strojništvu spremenljivke x_n imenujemo tudi optimizacijske oziroma projektne spremenljivke. Le-te so dveh vrst:

- Zvezne spremenljivke: spremenljivke so poljubna realna števila, ki so znotraj predpisanih območij (elastični modul, debelina rebra itn.).
- Diskretne spremenljivke: spremenljivke zavzamejo točno določene diskretne vrednosti, ki so znotraj predpisanega območja (debeline pločevine 1,0/1,2/1,4, premer vijaka M4/5/6 itn.). Diskretne spremenljivke so lahko tudi dvojiške (vrednost 0 ali 1; ojačitev je/ni, varilna točka je/ni itn.).

Ciljne vrednosti so lahko:

- Časovno neodvisne količine: napetosti [MPa] in pomiki [mm] pri statičnem preračunu, tipične lastne frekvence nihanja [Hz], masa [kg] itn.
- Časovno odvisne količine: frekvenčno spreminjajoče se vrednosti (pospeški pri vzbujanju s silo [mm/s²], raven hrupa [dB]), pospeški pri trku [mm/s²], sunek sile [N]).

Podfunkcije f_i so lahko določene kot razlika med želeno ciljno vrednostjo F_i in izračunano ciljno vrednostjo $f_i(x_n)$, kakor je to na primer prikazano v en. (3):

$$f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = \left(\frac{f_i(x_n) - F_i}{F_i} \right)^2 \quad (3).$$

Medtem ko lahko razliko časovno neodvisnih vrednosti izračunamo neposredno, moramo frekvenčno in časovno spreminjajoče se vrednosti na določen način spremeniti v časovno neodvisne vrednosti. Najpogosteje to naredimo tako, da izračunamo razliko med največjimi vrednostmi, povprečno vrednost oziroma površino med dvema spreminjajočima se vrednostima (sl. 1).

Pomembnost določene podfunkcije f_i v postopku večkriterialnega optimiranja običajno poudarimo z utežnim koeficientom W_i en. (4), katerega vrednost poljubno izbiramo:

$$p(f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)) = \sum_{i=1}^m W_i f_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (4).$$

The range of each design variable x_n is limited by the upper and lower bound values:

Each objective function f_i has its global minimum, usually at a different value of the design variable x_n . The solution strategy for a multicriterial optimization problem is to find the best compromise of target-design values of the objective functions f_i .

From the mechanical engineering point of view the design variables x_n can be classified as:

- Continuous variables: variables that vary continuously inside a defined interval (elastic modulus, thickness of a rib, etc.).
- Discrete variables: variables that vary with discrete values inside a defined interval. (sheet thickness 1.0/1.2/1.4, bolt thread M4/5/6, etc.). A discrete value can also have binary values (value 0 or 1; a rib is active or not, a weld spot is active or not, etc.).

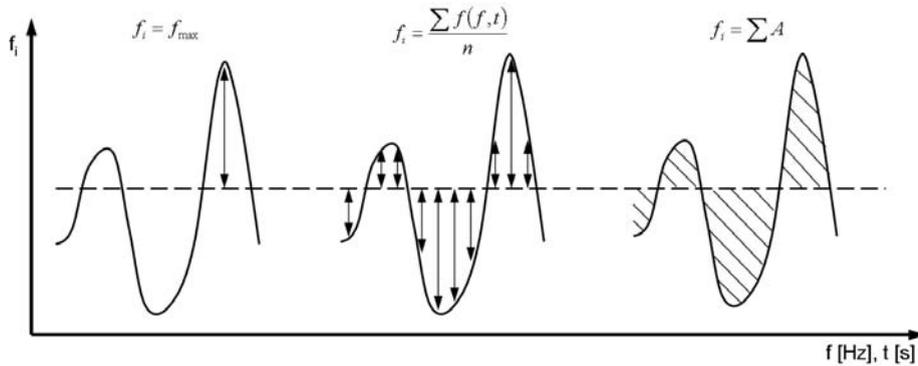
The target values can be:

- Time-independent target values: static stresses [MPa] and displacements [mm], natural frequencies [Hz], mass [kg], etc.
- Time-dependent target values: frequency-dependent values (accelerations of force-excited structures [mm/s²], noise level [dB]), crash accelerations [mm/s²], force impulse [N]).

Objective functions f_i can be defined as the difference between the desired target value F_i and the calculated target value $f_i(x_n)$ (Eq.3):

The differences for the time-independent variables can be directly calculated and used by the optimization program, while the time- and frequency-dependent variables have to be transformed to time-independent values. Usually, this is achieved by calculating the difference between the maximum and the minimum values, the average value or the area between the curves corresponding to the variation of the variables (Fig. 1).

The importance of the objective functions f_i in a multicriteria optimization is highlighted by the use of weighting factors W_i (Eq. 4), which can be arbitrarily defined:



Sl. 1. Časovno in frekvenčno spreminjajoče se ciljne vrednosti
 Fig. 1. Time- and frequency-dependent target value

Postopek samodejnega večkriterialnega optimiranja mora biti zasnovan tako, da je čim bolj odprt. Omogočati mora:

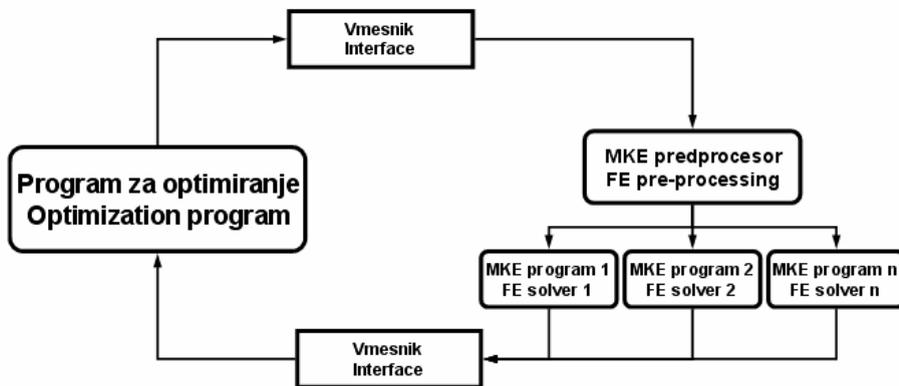
- uporabo različnih programov za optimiranje, mreženje in analize po metodi končnih elementov;
- programljivost vmesnikov, ki omogočajo povezavo med posameznimi programi,
- uporabnost v heterogeni sestavi računalnikov,
- neobčutljivost na izpad dela računalniškega sistema, s ponovnim samodejnim zagonom preračuna katerega rezultati niso bili ovrednoteni.

Na sliki 2 je prikazana shema samodejnega postopka optimiranja, ki je bil uporabljen v tem prispevku. Prenos podatkov med programi je izveden prek namenskih vmesnikov, ki so programirani v programskem jeziku Perl [3]. Programski jezik Perl je del operacijskega sistema Unix/Linux in omogoča preprosto ravnanje s besednimi datotekami in neposredno krmiljenje delovanja operacijskega sistema.

The process of multicriterial optimization has to allow for the use of very different programs. Therefore, the process has to satisfy the following conditions:

- it should be possible to use different optimization, meshing and solver programs;
- the user has to have the ability to program his or her own user interfaces between different programs;
- the process has to work on different computer operating systems;
- the process should be insensitive to the problems of the computer network and should allow for an automatic restart after a stopped optimization.

The optimization process explained in this paper is shown in Figure 2. The communication between different programs is achieved with the developed interface, which is programmed in the Perl computer language [3]. Perl is a part of every Unix/Linux distribution and allows for easy manipulation of text files and execution of system commands.



Sl. 2. Shema samodejnega optimiranja
 Fig. 2. Optimization process

Uporabljeni postopek samodejnega optimiranja je naslednji. Namenski vmesnik zažene posebni program za pripravo podatkov (predprocesor) za analize MKE, ki na podlagi ustreznih vrednosti parametrov, določenih glede na trenutne ciljne vrednosti projektnih spremenljivk, spremeni topologijo analiziranega sklopa, ustvari in izpiše mrežo končnih elementov ter robne pogoje za različne programe MKE. Kakor hitro so na voljo proste licence potrebnih programov za analize po MKE, vmesnik zažene ustrezen program za analizo. Iz rezultatov analize namenski vmesnik nato izračuna vrednosti projektnih spremenljivk, ki so uporabljene v postopku nadaljnje optimizacije. Če rezultati analize MKE niso dostopni v nekem predpisanem času, vmesnik ponovno zažene program za analizo. Program za optimiranje izpiše ciljne vrednosti projektnih spremenljivk v tekstovno datoteko. Postopek se ponavlja, dokler ciljne vrednosti projektnih spremenljivk ne zadovoljijo ustreznega konvergentnega kriterija.

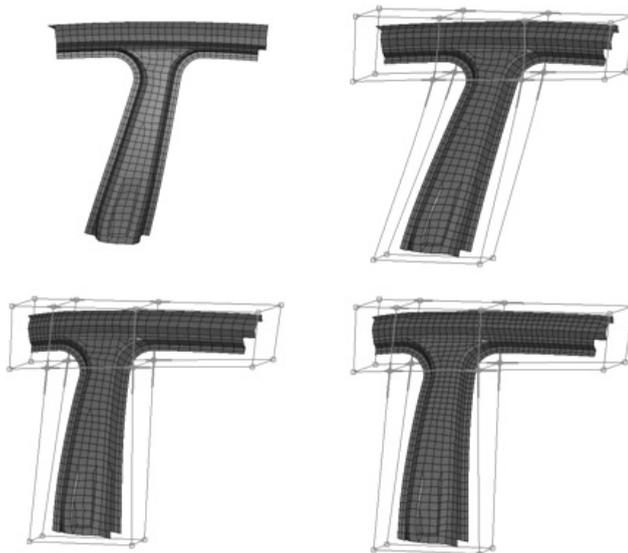
2 PARAMETRIZACIJA MREŽE KONČNIH ELEMENTOV

Pri konstruiranju motornih vozil se dandanes uporabljata predvsem dva programska paketa, Desault/Catia in UGS/NX. Njihova modula za mreženje in izpis datoteke z geometrijsko obliko analiziranega sklopa iz končnih elementov pa ne podpirata vseh funkcij, ki so potrebne za preračune z namenskimi programi za analize po metodi končnih elementov. Zato se

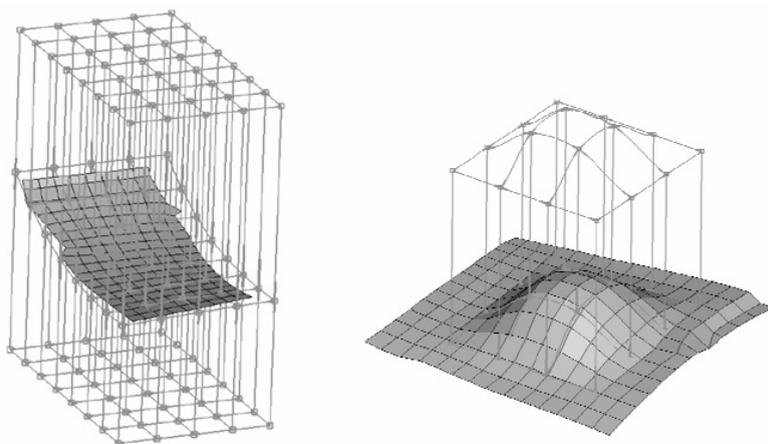
The automated optimization process consists of the following steps. A dedicated interface program starts the finite-element pre-processor, which changes the analysed structure according to some parameters, depending on the current values of the design variables. The pre-processor then generates the finite-element mesh and the boundary conditions, which are exported to an analysis start file. As soon as licenses for the finite-element solvers are free, the solvers are started. When the FE program returns the solution, the target values are calculated with an interface programme and are then used in the optimization programme. If the results are not available in the predefined time frame a new analysis is started. The optimization programme determines the optimal target values, which are then exported to a text file to be used in the next optimization step. The procedure is repeated until the target values of the design parameters reach a chosen convergence criteria.

2 PARAMETERISATION OF THE FINITE-ELEMENT MESH

Desault/Catia and UGS/NX are currently the two most used CAD packages in the car-development process. Their meshing modules do not support all the features of the finite-element solvers that are commonly being used by calculation engineers. Therefore, special programs are being used for meshing the CAD



Sl. 3. Sprememba geometrijske oblike končnih elementov analiziranega sklopa
Fig. 3. Modified finite-element mesh



Sl. 4. Lokalne ojačitve
Fig. 4. Local reinforcement

uporabljajo posebni programi s katerimi lahko zamrežimo CAD geometrijo analiziranega sklopa ter izpišemo diskretizirano geometrijsko obliko končnih elementov in robne pogoje.

Pri prenosu geometrijske oblike analiziranega sklopa iz programa CAD v predprocesor MKE se običajno izgubi celotna parametrizacija modela CAD. Zato programski paketi kakor sta Beta/ANSA [1] in Altair/HyperWorks [2] omogočajo parametrizacijo mrež končnih elementov. Z uporabo teh funkcij je mogoče avtomatizirati spremembo geometrijske oblike analizirane strukture (sl. 3 in 4), ne da bi uporabnik moral ročno popraviti mrežo oziroma ponovno predpisati robne pogoje.

Predprocesorji MKE ne omogočajo samo sprememb oblike in topologije analiziranega dela, ampak lahko program doda oziroma odstrani ojačitev, na primer rebro oziroma utor. Ker program pri spremembi oblike analiziranega dela ta del tudi ponovno zamreži, uporabljamo za vse analize mrežo končnih elementov, katere kakovost zadostuje zahtevanim kriterijem.

3 ZGLED: OPTIMIRANJE TOPOLOGIJE AVTOMOBILSKEGA DNA

Avtomobilsko dno (sl. 5) je v splošnem ravna ploskev, katere lastne frekvence nihanja lahko vzbujata neravna cesta kakor tudi motor avtomobila. Običajno ima dno v sredini vzdolžno grbino, ki jo imenujemo tudi predor in deluje kot ojačitev avtomobilskega dna. V predoru sta pri vozilu, ki ima pogon na zadnjih kolesih, menjalnik in kardanska gred. Med predorom in stranico avtomobila sta dve ojačitvi, na kateri se pritrdita sprednja sedeža.

data and saving the finite-element mesh and boundary conditions in a native finite-element solver format.

When CAD data is being imported into the finite-element pre-processor, all CAD parameterisation is usually lost. Therefore, pre-processors like Beta/ANSA [1] and Altair/HyperWorks [2] have the ability to parameterize the finite-element mesh. With these functions it is possible to automate the process of redesigning the analyzed structure (Fig. 3, 4) without the need for any manual remeshing or redefining of the boundary conditions.

With the finite-element pre-processor it is not only possible to change the shape and the topology of the analyzed part but also activate or deactivate a rib or a groove. The morphed mesh is then re-meshed so that the new mesh satisfies the geometric mesh quality criteria for different solvers.

3 EXAMPLE: TOPOLOGY OPTIMIZATION OF A CAR FLOOR

The car floor (Fig. 5) is generally a planar surface, from which natural frequencies can be excited by the car engine or the road roughness. Usually, the car floor is shaped with a tunnel in the middle, which acts as the reinforcement of the car floor. In cars with rear-wheel drive it also contains the gear box and the shaft. In cars with front-wheel drive, the tunnel acts as the reinforcement for the car floor. Between the tunnel and the side panel of a car are two supports for mounting the driver seat.

Avtomobilsko dno lahko razdelimo na več območij, ki jih obravnavamo ločeno. Takšna območja morajo navadno zadovoljiti naslednje zahteve:

- Prva lastna frekvenca vsakega območja ne sme biti v resonanci s frekvenco delovanja motorja.
- Največji pomik in napetost, ki sta posledica mase oseb in tovora v vozilu, morata biti pod izbranimi ciljnim vrednostima.

Ojačitev dna s privaritvijo dodatnih ojačitev dandanes zaradi velikih stroškov ne pride več v poštev. Pri izdelavi dna se zato v posamezna območja običajno vtisne določen vzorec, ki to polje ojača.

Priporočene oblike ojačitvenih vzorcev so opisane v klasični literaturi, ki izhaja še iz 50. let preteklega stoletja ([4] in [5]). Nekatere novejšje študije pa so pokazale, da je mogoče s samodejnim optimiranjem topologije ojačitev dna doseči mnogo boljše rezultate [6]. Za optimiranje topologije ojačitev obravnavane v tem prispevku, je bil uporabljen programski paket ALTAIR/HyperWorks. Rezultati programskega paketa za analizo sistemov po metodi končnih elementov MSC/Nastran [7] so programskemu paketu ALTAIR/HyperWorks osnova za optimiranje oblike vzorca ojačitev. Temu programskemu paketu lahko predpišemo zgolj želeni pomik, napetost in lastno vrednost nihanja. Ni pa mogoče uporabiti rezultatov iz več ko enega programskega paketa za analizo sistemov po metodi končnih elementov. Tudi sam algoritem, ki ga program uporablja, ni javno dostopen.

3.1 Parametrizacija avtomobilskega dna

Topologija pločevine 4 avtomobilskega dna na sliki 5 je bila parametrizirana s programskim

The car floor can be partitioned into several regions, which can be analyzed separately. Each region has to satisfy the following:

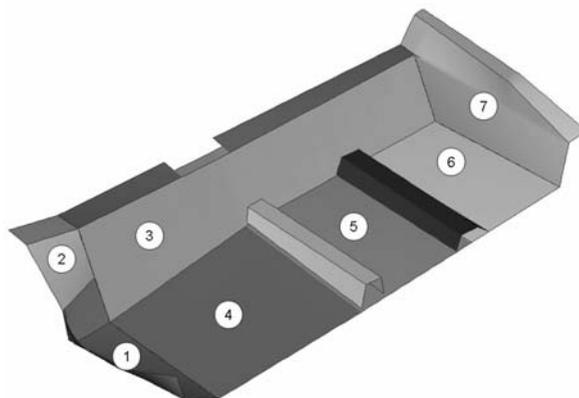
- The first natural frequency of each floor region should not be excited by the car engine.
- Displacements and stresses due to the passengers' and cargo weight should be under the target values.

The costs of welding reinforcements to the car-floor panels is too high and is not being used in modern car design any more. Instead, different groove patterns are being pressed into the panels during their production process to stiffen the panels.

The classical forms of stiffening grooves were developed in the 1950s [4, 5]. Newer studies have shown that the panel stiffness can be increased with the use of automated optimization of the stiffening groove patterns [6]. The program package ALTAIR/HyperWorks was used for the topology optimization of the car-floor panels reported in this paper. The numerical results obtained by the finite-element solver MSC/Nastran [7] are the basis of the car-floor panel optimization by the ALTAIR/HyperWorks. Only the displacements, stresses and the first natural frequency can be defined as target values. And only the results of one finite-element solver can be used for the optimization. Also, the optimization algorithm is not publicly available.

3.1 Parameterization of the car floor

The topology of the floor region 4, shown in Figure 5, has been parameterized using the Beta/ANSA



Sl. 5. Analizirano avtomobilsko dno in razdelitev na posamezna območja
Fig. 5. Analyzed car-floor panels and partitioning regions

paketom Beta/ANSA, kar je prikazano na sliki 4. Definirano je bilo 250 krajevnih ojačitev, ki so bile visoke med 0 in 20 mm. Kot spremenljivka je bila definirana še debelina pločevine med 0,5 in 2,0 mm. Za optimiranje je bil uporabljen programski paket OptiSlang [8] in program MKE MSC/Nastran. Ciljne vrednosti so bile izračunane iz rezultatov statične analize ter analize lastnih vrednosti (prva lastna frekvenca nihanja, togost, masa in največja napetost na pločevini) po MKE. Prva lastna vrednost pločevine 4 je bila določena s kriterijem MAC. Pločevina je bila optimirana v sestavu karoserije, saj je bilo iz predhodnih analiz razvidno, da so rezultati drugačni, če je pločevina analizirana brez upoštevanja vpliva togosti celotne karoserije.

3.2 Rezultati analize

Za optimiranje sta bila uporabljena genetski algoritem in algoritem RSM. V prvi fazi je bilo izvedeno optimiranje topologije pločevine z genetskim algoritmom z 20 generacijami optimiranja. Izvedenih je bilo 400 analiz po metodi končnih elementov. Rezultat optimiranja topologije pločevine je prikazan na sliki 6-levo. Na podlagi tako dobljene topologije je bila izdelana konstrukcijska rešitev, slika 6-desno.

V drugi fazi je bilo z algoritmom RSM raziskano, kako sprememba debeline pločevine in višine ojačitvenega vzorca vpliva na ciljne vrednosti (sl. 7).

Analiza je pokazala, da je najboljši kompromis med težo in togostjo pločevine dosežen pri višini ojačitve 10 milimetrov in debelini pločevine med 1,0 in 1,5 milimetrov (sl. 8).

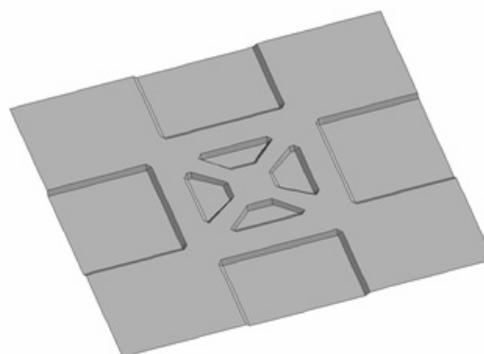
program, as shown in Figure 4. A total of 250 stiffening grooves were defined, with their height ranging between 0 and 20 mm. The thickness of the metal sheet was also defined as a design variable with a range between 0.5 and 2.0 mm. The OptiSlang [8] computer programme was used for the optimization and the finite-element solver MSC/Nastran, for the computational engineering analyses. The target values of the objective function were computed from static and natural frequency analyses (the first natural frequency, the stiffness, the mass and the maximum stress). The first natural frequency of panel 4 was evaluated with the help of the Modal Assurance Criterion (MAC). The floor panel was analyzed in the framework of the complete car-body analysis. Initial analyses have shown that the panel stiffness differs significantly if the car body's influence is not considered.

3.2 Analysis results

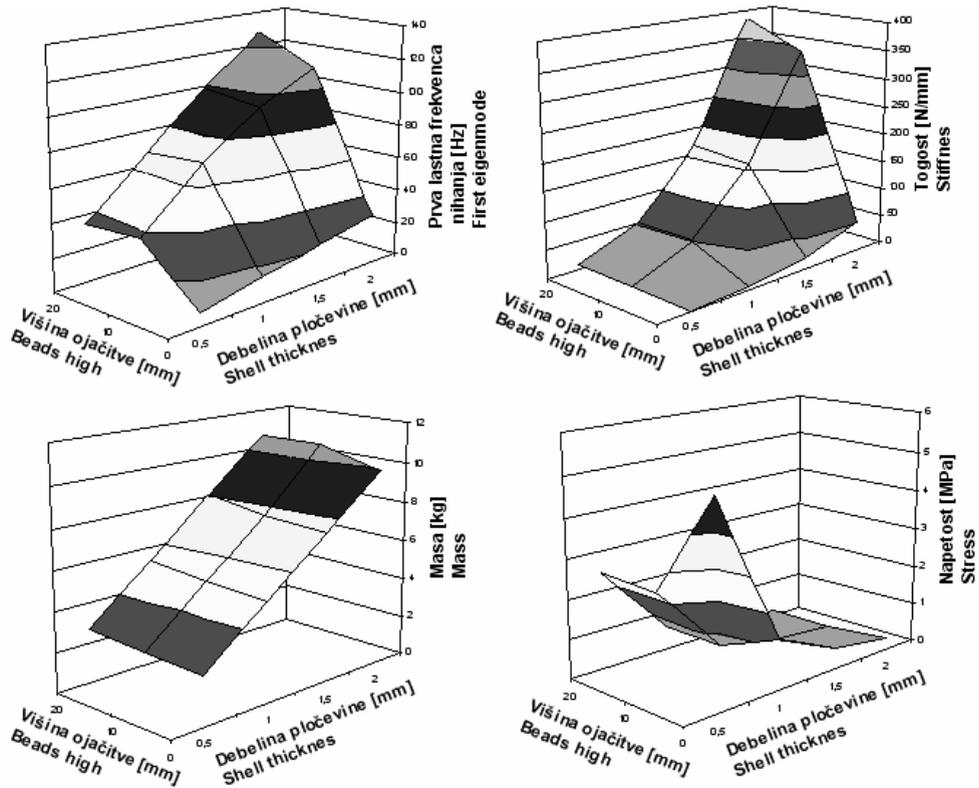
Genetic and approximation RSM algorithms were used for the optimization. In the first phase the optimization of the floor-panel topology with a genetic algorithm and 20 generations was used. A total of 400 finite-element analyses were computed. The results of the topology optimization are shown in Figure 6 (left-hand side). These results served as a guideline to generate a panel design solution proposal, Figure 6 (right-hand side).

During the second phase the RSM algorithm was used to investigate the influence of the metal-sheet thickness and the stiffening-groove height on the design values (Fig. 7).

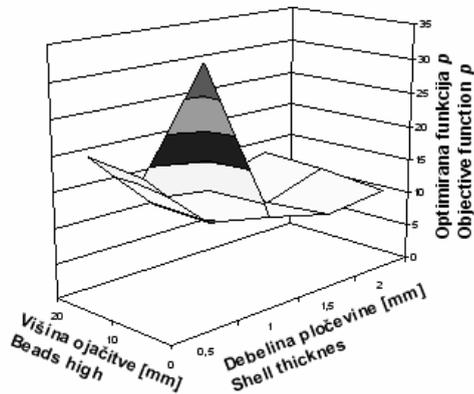
The results of the optimization study showed that the highest stiffness for the floor panel can be achieved with stiffening grooves of 10 mm and sheet-metal thicknesses ranging between 1.0 and 1.5 mm (Fig. 8).



Sl. 6. Rezultati samodejnega optimiranja in konstrukcijska rešitev
Fig. 6. Result of the automatic optimization and the proposed design solution



Sl. 7. Ciljne vrednosti podfunkcij f_i
 Fig. 7. Target values of the part objective functions f_i



Sl. 8. Vrednosti funkcije p
 Fig. 8. Objective function p

4 SKLEP

V delu je prikazan postopek samodejnega večkriterialnega optimiranja topologije ojačitev avtomobilskega dna z uporabo rezultatov analiz po metodi končnih elementov.

Topologija avtomobilskega dna je bila optimirana na podlagi parametriziranega modela končnih elementov. Rezultati optimiranja so bili

4 CONCLUSION

This paper explains the procedure for an automated multicriterial optimization process of a car floor by using the results of finite-element analyses.

The optimization was performed by using the parameterized finite-element model of the car floor. The optimization results were used to define

uporabljeni za izdelavo optimalne konstrukcijske rešitve avtomobilskega dna.

Celoten postopek je popolnoma samodejen, saj komunikacijo med posameznimi programi opravljajo namensko razviti vmesniki. Pomanjkljivost celotnega postopka je potreba po velikem številu analiz po metodi končnih elementov, saj postopek optimizacije temelji na njihovih rezultatih.

V prihodnosti je načrtovana razširitev postopka optimiranja topologije celotnega dna in geometrijske oblike celotne karoserije. Obenem pa je smiselno raziskati načine, kako dobljene ojačitvene vzorce že med optimizacijo voditi v geometrijsko in tehnološko sprejemljive oblike.

the optimal design solution.

The optimization process is completely automated, since communication between the different computer programs is handled with dedicated interface programmes. The optimization process suffers from the need for many finite-element analyses, since the optimization process depends on the results of the analyses.

In the future it is planned to extend the process so as to optimize the topology of the complete car floor and the geometry of the car structure. It is also reasonable to investigate possible procedures for defining geometrically and technologically acceptable shapes for the stiffening grooves during the optimization process.

5 LITERATURA 5 REFERENCE

- [1] Beta CAE, www.beta-cae.gr.
- [2] Altair Engineering, www.altair.com.
- [3] Perl, www.perl.org.
- [4] Oehler G.W. (1951) Gestaltung gezogener Blechteile, *Springer-Verlag*, Berlin/Goettingen/Heidelberg.
- [5] Oehler G.W. (1964) Gestaltung von Karosserieblechen, *ATZ 66/3*, Stuttgart.
- [6] Wallentowitz H. (2001) Sickenatlas, *ika Bericht 6014*, Aachen.
- [7] Schaeffer H.G. (1984) Msc/Nastran primer - static and normal modes analysis, *Wallace Press Inc.*
- [8] Bucher, C. (2002) OptiSlang the optimizing structural language, *Institute for Structural Mechanics*, Bauhaus-University Weimar.

Naslova avtorjev:

mag. Matej Glavač
Unit Manager Dynamic Analysis
P+Z Engineering GmbH
Curiestr. 4 (STEP 2)
D – 70563 Stuttgart, Nemčija
m.glavac@puz.de

prof. dr. Zoran Ren
Univerza v Mariboru
Fakulteta za strojništvo
Smetanova ul. 17
2000 Maribor
ren@uni-mb.si

Authors' Addresses:

Mag. Matej Glavač
Unit Manager Dynamic Analysis
P+Z Engineering GmbH
Curiestr. 4 (STEP 2)
D – 70563 Stuttgart, Germany
m.glavac@puz.de

Prof. Dr. Zoran Ren
University of Maribor
Faculty of Mechanical Engineering
Smetanova ul. 17
2000 Maribor
ren@uni-mb.si

Prejeto: 21.8.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Učinkovitost energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavih

Study of the Energy-Conversion Efficiency of Hybrid Powertrains

Tomaž Katrašnik - Ferdinand Trenc - Samuel Rodman Oprešnik
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

V prispevku je predstavljena simulacijska in analitična analiza učinkovitosti energijskih pretvorb v vzporednih in zaporednih hibridnih pogonskih sestavih. Analitični postopek temelji na enačbah ohranitve energije, simulacijski postopek pa temelji na hitrem in natančnem simulacijskem programu za obravnavo vzporednih in zaporednih hibridnih pogonskih sestavov. Analiza energijske učinkovitosti različnih zasnov pogonskih sestavov, ki temelji na simulaciji termodinamičnih in energetske procesov ter analitičnem izračunu, omogoča razumevanje postopkov v hibridnih pogonih in vnaprejšnjo določitev optimalne zasnove hibridnega pogonskega sestava glede na način uporabe. Iz prikazanih rezultatov je razvidno: 1) da vzporedno hibridno zasnovo odlikuje manjša poraba goriva kot zaporedno, za obe hibridni zasnovi pa je značilno največje povečanje učinkovitosti energijskih sprememb za testne cikle z nizko povprečno obremenitvijo in 2) izkoristek sprememb električne energije ima ključen vpliv na izboljšanje učinkovitosti energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavih.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: hibridni pogonski sistemi, energijske pretvorbe, simuliranje, režimi delovanja)

This paper presents a simulation and analytical analysis of the energy-conversion efficiency in parallel and series hybrid powertrains. The analytical approach is based on energy-balance equations, whereas the simulation approach is based on an accurate and fast forward-facing simulation model for simulating parallel and series hybrid powertrains. This combined simulation and analytical analysis provides a deep insight into the energy-conversion phenomena in hybrid powertrains and reveals the advantages and disadvantages of both hybrid concepts running under different operating conditions. From the presented results we concluded that: 1) a parallel hybrid powertrain features better fuel economy than the series one for the applied test cycles, whereas both hybrid powertrain concepts have the best fuel economy during light-duty applications and 2) the electric conversion efficiency has a significant influence on the fuel-economy enhancement of hybrid powertrains.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: hybrid powertrains, energy conversion, simulations, transient test cycle)

0 UVOD

Cestni promet se uvršča med največje onesnaževalnike v sodobni družbi, kar je privedlo do potrebe po razvoju bolj učinkovitih in okolju primernejših pogonskih sestavov. V skladu s to usmeritvijo se kot mogoče rešitve pojavljajo električna vozila (EV), hibridna električna vozila (HEV) in vozila, ki jih poganjajo gorivne celice (VGC) [1]. Izmed možnih alternativnih pogonskih sestavov, se hibridnim pogonskim sestavom, sestavljenih iz motorja z notranjim zgorevanjem (MNZ) in elektromotorja (EM) (splošno priznana

0 INTRODUCTION

Road transport has become one of the largest sources of pollution in society; this makes it necessary to develop more energy-efficient and environmentally friendly propulsion technologies. New vehicle technologies in the form of electric vehicles (EVs), hybrid electric vehicles (HEVs) and fuel-cell vehicles (FCVs) have emerged as possible solutions [1]. Among the alternative powertrains being investigated, the hybrid electric vehicle (HEV) consisting of an internal combustion engine (ICE) and an electric motor (EM) (the generally

definicija HEV po Chanu [2]) zaradi uporabe razmeroma majhnih naprav za shranjevanje električne energije in podobnosti z običajnimi vozili pripisuje največji potencial v kratkem in srednjeročnem obdobju ([1] in [3]).

V skladu s splošno prizanimi dejstvi hibridni pogonski sestavi omogočajo manjšo porabo goriva ([1] in [3] do [7]), ki ima za posledico manjšo emisijo škodljivih snovi v izpušnih plinih ([3] do [6]). Ta trditev pa ne velja brezpogojno, saj zasnova hibridnega pogonskega sestava, kot npr. vzporedni, zaporedni, vzporedno-zaporedni ali zapleteni HEV ([2] in [4]), izbira gradnikov hibridnega pogonskega sestava, njihovi sorazmerni deleži moči in izkoristki ter uporabljen vozni testni cikel znatno vplivajo na porabo goriva hibridnih pogonskih sestavov. Za razumevanje učinkovitosti energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavih je torej neobhodna analiza energijskih tokov in energijskih izgub v posameznih elementih hibridnih pogonskih sestavov. Poznavanje teh postopkov pa nato omogoča določitev optimalne sestave hibridnih pogonskih sestavov glede na način uporabe.

Tradicionalno se hibridni pogonski sestavi delijo na dve zasnovi, in sicer na vzporedne in zaporedne hibridne pogonske sestave (sl. 1). Za zaporedni hibridni pogonski sestav je značilno, da ves navor, ki je potreben za pogon vozila, razvije elektromotor, medtem ko vzporedni hibridni pogonski sestav pridobiva navor, ki je potreben za pogon vozila, iz MNZ in/ali EM. Lastnosti, prednosti in pomanjkljivosti obeh zasnov hibridnih pogonskih sestavov so podrobno predstavljeni v literaturi [4].

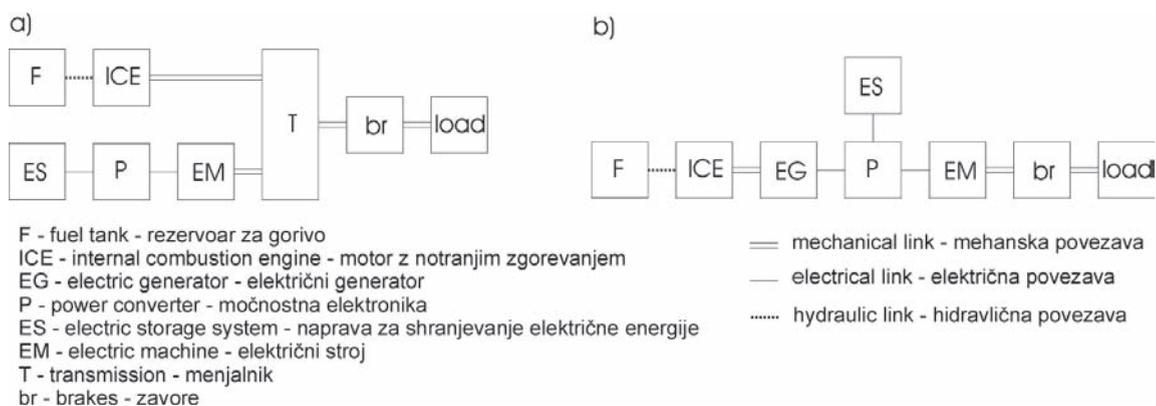
V tem prispevku je predstavljena temeljna analiza učinkovitosti energijskih pretvorb v vzporednih in zaporednih hibridnih pogonskih sestavih, ki tvori osnovo za izračun porabe goriva v različnih pogonskih sestavih. Analitično orodje, ki je izpeljano v nadaljevanju, omogoča določitev optimalne zasnove in izbiro optimalnih sestavnih delov za hibridne pogonske sestave. Analiza energijske učinkovitosti različnih zasnov pogonskih sestavov, ki temelji na simulacijski in analitični analizi, omogoča razumevanje procesov v hibridnih pogonih in nakaže pogoje in vplivne parametre, ki vodijo k zmanjšanju porabe goriva za posamezen hibridni pogonski sestav. V predstavljeni analizi je pozornost posvečana vplivu povprečne obremenitve testnega cikla in njegovemu zaviralnemu vzorcu, ter vplivu različnih vrst naprav za shranjevanje električne energije na učinkovitost energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavih.

accepted definition of a HEV according to Chan [2]) is considered to offer the most promise in the short to mid-term due to the use of a smaller battery pack and the similarity with conventional vehicles ([1] and [3]).

It is widely accepted that HEVs allow for improved fuel economy ([1] and [3] to [7]), which results in lower pollutant emissions ([3] to [6]). However, this statement is not unconditional, since the powertrain's configuration, i.e., parallel, series, series-parallel or complex HEV ([2] and [4]), its constituting components, and their relative power ratios and efficiencies as well as the applied driving-test cycle significantly affect the fuel economy of hybrid powertrains. For this reason it is necessary to analyze the energy flows and energy losses in the particular components of hybrid powertrains in order to obtain an insight into the energy-conversion phenomena and select the optimum hybrid configuration for the particular purpose.

Traditionally, there are two main configurations of HEV propulsive system, i.e., parallel and series hybrid powertrains, Fig. 1. In a series HEV configuration the entire torque required for the propulsion is provided by an electric motor, whereas in a parallel HEV configuration the propulsive power is obtained from an internal combustion engine and/or an electric motor. The features, advantages and disadvantages of both hybrid powertrain concepts have been widely analyzed by many authors, e.g., Chau et al. [4].

This paper provides fundamental knowledge about the energy-conversion phenomena in parallel and series hybrid powertrains and forms the basis for a fuel-economy evaluation of the different powertrains. The presented analytical framework makes possible a determination of the optimum powertrain configuration and the selection of the optimum constituting components of the HEVs. This combined simulation and analytical analysis provides a deep insight into the energy-conversion phenomena in hybrid powertrains and highlights the conditions and influences that lead to the improved fuel economy of a particular hybrid powertrain. In the presented analysis the emphasis is placed on the influence of the test cycle's average load and its deceleration pattern and on the influence of the electrical energy storage types on the energy-conversion efficiency of the analyzed powertrains.



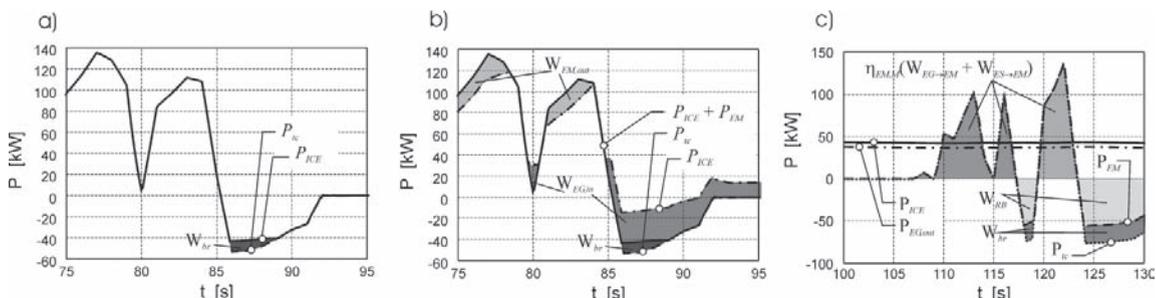
Sl. 1. Shema a) vzporednega in b) zaporednega hibridnega pogonskega sestava
 Fig. 1. Scheme of a) parallel and b) series hybrid powertrain

1 ANALIZA

Poraba goriva v vozilih se določi v skladu z izbranim testnim ciklom. Vse veličine, ki so uporabljene v nadaljevanju, so zato povprečne vrednosti, časovno povprečene čez določen testni cikel, razen v primerih, pri katerih je časovna odvisnost nakazana posebej. Enačbe ohranitve energije za vzporedni hibridni pogonski sestav so izčrpano izpeljane v [8], medtem ko so enačbe za zaporedni hibridni pogonski sestav predstavljene v [9]. Izpeljave teh enačb bodo zato v nadaljevanju zgolj povzete.

1.1 Pogonski sestav MNZ

V običajnem pogonskem sestavu MNZ je energija, ki je potrebna za pogon vozila ali dinamometra, v skladu s testnim ciklom (W_{IC}) enaka energiji, ki jo odda MNZ (W_{ICE}) zmanjšani za energijo, ki jo med zaviranjem odvedemo z zavornimi (W_{br}) (sl. 2 a)). Iz tega izhaja:



Sl. 2. Točke testnega cikla in vhodne/izhodne moči a) običajnega pogonskega sestava MNZ, b) vzporednega in c) zaporednega hibridnega pogonskega sestava

Fig. 2. Test-cycle points and the power outputs/inputs of a) an ICE powertrain, b) a parallel and c) a series hybrid powertrain

1 ANALYSIS

An analysis of the fuel consumption is generally performed for a specific test cycle. All the subsequently defined quantities are, therefore, averaged values over the applied test cycle, except in the case where the time dependency is explicitly indicated. The energy-balance equations of the parallel hybrid powertrain were derived in Ref. [8], whereas the analytical basis for analyzing the series hybrid powertrain was introduced in Ref. [9]. Therefore, these equations are only briefly summarized below.

1.1 ICE powertrain

Let us first consider the conventional, baseline ICE powertrain (consisting of an ICE only). The energy consumed to propel the vehicle or the dynamometer according to the test cycle (W_{IC}) is equal to the energy produced by the ICE (W_{ICE}) reduced by the energy consumed by the brakes (W_{br}); Fig. 2. a). Thus:

$$W_{ic} = \int_0^{t_{ic}} P_{ic} dt = W_{ICE} - W_{br} = \int_0^{t_{ic}} P_{ICE} dt - \int_0^{t_{ic}} P_{br} dt \quad P_{br}(t) = P_{ICE,min}(t) - P_{ic}(t) \quad (1),$$

kjer so P_{ic} trenutna moč, ki jo vsiljuje testni cikel, P_{ICE} trenutna moč MNZ in P_{br} razlika med negativno močjo, potrebno za premagovanje lastne rabe – npr. trenja motorja pri določenih vrtilnih frekvencah ($P_{ICE,min}$) in negativnim navorom, ki ga vsiljuje testni cikel.

1.2 Vzoredni hibridni pogonski sestav

Porabo goriva v hibridnih pogonskih sestavih je treba primerjati z uravnoveženim stanjem stopnje napolnjenosti (SOC) naprav za shranjevanje električne energije (ES), kar pomeni, da sta SOC na začetku in na koncu testnega cikla enaka. V nadaljevanju se indeks h uporablja za označevanje hibridnih pogonskih sestavov.

S slike 2 b) je razvidno, da vzoredni hibridni pogonski sestav (sl. 1a)) pridobiva energijo za pogon vozila ali dinamometra v skladu s testnim ciklom iz MNZ ($W_{ICE,h}$) in EM ($W_{EM,out}$), medtem ko se naprave za shranjevanje električne energije polnijo med regenerativnim zaviranjem in/ali med delovanjem MNZ pri večji obremenitvi. Električna energija se v hibridnih pogonskih sestavih nikoli ne proizvaja in porablja hkrati, saj vzoredni hibridni pogonski sestav sestavlja en električni stroj, ki deluje kot električni motor, ali pa kot električni generator. Enačbo ohranitve energije za vzoredni hibridni pogonski sestav zapišemo v obliki:

$$W_{ic} = W_{ICE,h} + W_{EM,out} - W_{EG,in} - W_{br,h} \quad W_{EM,out} = \eta_{EL} W_{EG,in} \quad (2),$$

saj je SOC naprav za shranjevanje električne energije uravnovežen. $W_{EG,in}$ označuje delo, ki ga dovajamo električnemu generatorju (EG). Definirajmo izkoristek električnega generatorja $\eta_{EG} = \int_0^{t_{ic}} P_{EG,out} dt / \int_0^{t_{ic}} P_{EG,in} dt$, izkoristek električnega motorja $\eta_{EM} = \int_0^{t_{ic}} P_{EM,out} dt / \int_0^{t_{ic}} P_{EM,in} dt$, naprav za shranjevanje električne energije $\eta_{ES} = \eta_{ES,ch} \eta_{ES,disch} \eta_{eet}$, izkoristek pretvorb električne energije $\eta_{EL} = \eta_{EG} \eta_{EM} \eta_{ES}$. η_{ES} vsebuje izkoristke polnjenja - praznjenja naprav za shranjevanje električne energije ($\eta_{ES,ch} \eta_{ES,disch}$) in izkoristek prenosa električne energije (η_{eet}), ki vsebuje tudi izgube močnostne elektronike.

Dejanski izkoristek MNZ določimo kot razmerje dejanskega dela, ki ga razvije MNZ, in energije, ki mu je bila dovedena z gorivom ($m_{f,ic} Q_{LHV}$). Sledi:

$$\eta_{eff} = W_{ICE} / m_{f,ic} Q_{LHV} = \int_0^{t_{ic}} P_{ICE} dt / m_{f,ic} Q_{LHV} \quad (3).$$

where P_{ic} is the instant power imposed by the test cycle, P_{ICE} is the instant power of the ICE and P_{br} is the difference between the negative power required to drive the engine at a particular speed ($P_{ICE,min}$) and the negative torque imposed by the test cycle.

1.2 Parallel hybrid powertrain

It is obvious that it is necessary to analyze the fuel consumption of hybrid powertrains with a balanced state of charge (SOC) of the electric storage devices (ES), i.e., the SOC of all the electric storage devices at the beginning of the test cycle should be equal to the SOC at the end of the test cycle. Subsequently, index h indicates the hybrid powertrain.

Let us first consider the parallel hybrid powertrain (Fig. 1 a)). It is evident from Fig. 2 b) that the energy consumed to propel the vehicle or the dynamometer according to the test cycle is produced by the ICE ($W_{ICE,h}$) and the EM ($W_{EM,out}$), whereas the electric storage systems are charged by regenerative braking and/or by running the ICE at a higher torque output. In the parallel hybrid powertrain the electrical energy is never produced and consumed simultaneously, since they apply only one electric machine that operates either as the electric motor or as the electric generator. Thus, the energy balance of the parallel hybrid powertrain is equal to:

since the SOC of all the electric storage systems is balanced. $W_{EG,in}$ identifies the input work of the electric generator (EG). Let us define the efficiency of the electric generator $\eta_{EG} = \int_0^{t_{ic}} P_{EG,out} dt / \int_0^{t_{ic}} P_{EG,in} dt$, the efficiencies of the electric motor $\eta_{EM} = \int_0^{t_{ic}} P_{EM,out} dt / \int_0^{t_{ic}} P_{EM,in} dt$, the electric storage devices $\eta_{ES} = \eta_{ES,ch} \eta_{ES,disch} \eta_{eet}$ and the electric conversion efficiency $\eta_{EL} = \eta_{EG} \eta_{EM} \eta_{ES}$. η_{ES} includes the charge-discharge efficiency of the electric storage systems ($\eta_{ES,ch} \eta_{ES,disch}$) and the efficiency of the electrical energy transfer (η_{eet}), which also considers the losses of the power converters.

For a further analysis let us define the effective efficiency of the ICE as the ratio of the energy delivered by the ICE to the energy supplied by the fuel ($m_{f,ic} Q_{LHV}$), thus:

Z združitvijo enačb (1) in (2), upoštevanjem en. (3) in poznejšem odštevanju 1 na obeh straneh enačbe dobimo[8]:

$$\Delta_{f,P} = \frac{m_{f,ic,h}}{m_{f,c}} - 1 = \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{eff,h}} - 1 \right]_{1P} + \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{eff,h}} \frac{(1 - \eta_{EL}) W_{EG,in}}{W_{ICE}} \right]_{2P} + \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{eff,h}} \frac{W_{br,h} - W_{br}}{W_{ICE}} \right]_{3P} \quad (4).$$

V enačbi (4) tako členi, ki so večji od 0, nakazujejo povečanje porabe goriva in členi, ki so manjši od 0, nakazujejo zmanjšanje porabe goriva.

Leva stran en. (4) pomeni relativno spremembo porabe goriva vzporednega hibridnega pogonskega sestava glede na običajni pogonski sestav z MNZ. Prvi člen na desni strani en. (4) (rhs_{1P}) pomeni razmerje dejanskih izkoristkov osnovnega MNZ in MNZ vgrajenega v vzporedni hibridni pogonski sestav. Drugi člen na desni strani en. (4) (rhs_{2P}) popiše energijske izgube ob proizvodnji, shranjevanju in porabi električne energije ob upoštevanju razmerja dejanskih izkoristkov MNZ. Tretji člen na desni strani en. (4) (rhs_{3P}) upošteva razmerje razlike v energiji, ki je bila odvedena z zavorami, v posameznih opazovanih pogonskih sestavih in dejanskega dela osnovnega MNZ pomnoženo z razmerjem dejanskih izkoristkov MNZ.

1.3 Zaporedni hibridni pogonski sestav

V zaporednem hibridnem pogonskem sestavu (sl. 1 b) and 2 c)) se energija, ki jo razvije MNZ z uporabo električnega generatorja, pretvori v električno energijo, ki se nato porabi za pogon koles preko elektromotorja in/ali za polnjenje naprav za shranjevanje električne energije. Naprave za shranjevanje električne energije pa se lahko polnijo tudi med regenerativnim zaviranjem (W_{RB}) vozila, pri tem pa elektromotor deluje v generatorskem načinu delovanja. Iz opisanega je razvidno, da električni motor poganja vozilo ali dinamometer v skladu z izbranim testnim ciklom, medtem ko se energija, ki izhaja iz negativnih navorov testnega cikla, porablja za regenerativno zaviranje in po potrebi odvaja z zavorami. Sledi:

$$W_{ic} = W_{EM,out} - W_{RB} - W_{br,h} \quad (5).$$

Električno energijo, ki jo porablja elektromotor, dobavlja električni generator in/ali se dobi iz naprav za shranjevanje električne energije:

$$W_{EM,out} = \eta_{EM,M} \left(\eta_{eet,EG \rightarrow EM} W_{EG \rightarrow EM} + \eta_{eet,ES \rightarrow EM} W_{ES \rightarrow EM} \right) \quad (6).$$

Combining Eqns. (2) with Eq. (1), inserting Eq. (3) and subtracting 1 from both sides of the equation gives, after rearrangement, [8]:

Hence, the values of a particular term that are larger than 0 indicate an increase in the fuel consumption, and values lower than 0 indicate a reduction in the fuel consumption.

The left-hand side of Eq. (4) represents the relative change in the fuel consumption of the parallel hybrid powertrain compared to that of the baseline one. The first term on the right-hand side of Eq. (4) (rhs_{1P}) represents the ratio of the baseline ICE efficiency to the efficiency of the ICE of the hybrid powertrain. The second term on the right-hand side of Eq. (4) (rhs_{2P}) accounts for the energy losses due to electrical energy production, storage and consumption, multiplied by the efficiency ratio of the ICES. The third term on the right-hand side of Eq. (4) (rhs_{3P}) considers the ratio of the difference between the energies consumed by the brakes in the relevant powertrains to the work produced by the baseline ICE and multiplied by the ratio of the ICE efficiencies.

1.3 Series hybrid powertrain

When considering the series hybrid powertrain (Fig. 1 b) and 2 c)), it is evident that the energy supplied by the ICE is converted into electrical energy via an electric generator and is then used to propel the wheels via an electric motor and/or to charge the electric storage systems. Additionally, electric storage systems could also be charged by regenerative braking (W_{RB}), with the electric motor operating in generator mode. It is thus obvious that the electric motor is used to propel the vehicle or the dynamometer according to the test cycle, whereas the energy due to negative torque values is used for regenerative braking and, if needed, consumed by the brakes. Thus:

The electrical energy consumed by the electric motor is supplied by the electric generator and/or by the electric storage systems:

Izkoristek prenosa električne energije (η_{eet}) je za zaporedne hibridne pogonske sestave definiran tako, da upošteva posamezne energijske tokove; dodatni indeks označuje energijsko pot. Izkoristek prenosa električne energije vsebuje tudi izgube močnostne krmilne elektronike.

Izkoristek električnega motorja, ki deluje v motorskem načinu delovanja ($\eta_{EM,M}$), je enak η_{EM} za vzporedni hibridni pogonski sestav, izkoristek električnega generatorja (η_{EG}) je enak izkoristku električnega generatorja za vzporedni hibridni pogonski sestav, medtem ko je izkoristek električnega motorja, ki deluje v generatorskem načinu delovanja določen z izrazom:

$$\eta_{EM,G} = \frac{\int_0^{t_{ic}} P_{EM \rightarrow ES} dt}{\int_0^{t_{ic}} P_{RB} dt} \quad (7)$$

Energija, ki jo proizvede MNZ, se porablja za pogon električnega generatorja:

$$W_{ICE,h} = W_{EG,in} = W_{EG,out} / \eta_{EG} \quad (8)$$

medtem ko se električna energija, ki jo dobavlja električni generator, porablja za pogon elektromotorja in/ali za polnjenje naprav za shranjevanje električne energije:

$$W_{EG,out} = W_{EG \rightarrow EM} + W_{EG \rightarrow ES} \quad (9)$$

Električna energija, ki se proizvede pri regenerativnem zaviranju, se porablja za polnjenje naprav za shranjevanje električne energije, sledi:

$$W_{EM \rightarrow ES} = \eta_{EM,G} W_{RB} \quad (10)$$

Energijsko ravnovesje za naprave za shranjevanje električne energije zapišemo v naslednji obliki:

$$W_{ES \rightarrow EM} = \eta_{ES} (\eta_{eet,EG \rightarrow ES} W_{EG \rightarrow ES} + \eta_{eet,EM \rightarrow ES} W_{EM \rightarrow ES}) \quad (11)$$

kjer je SOC uravnotežen. V analizi zaporednega hibridnega pogonskega sestava je η_{ES} definiran kot $\eta_{ES} = \eta_{ES,ch} \eta_{ES,dch}$.

Z združitvijo enačb (5), (6) in (8) do (11) z en. (1) ter upoštevanjem en. (3) in dodatnim odštevanjem na obeh straneh enačbe dobimo [9]:

$$\Delta_{f,S} = \frac{m_{f,ic,h}}{m_{f,ic}} - 1 = \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{EG} \eta_{eet,EG \rightarrow EM} \eta_{EM,M} \eta_{eff,h}} - 1 \right]_{1S} + \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{EG} \eta_{eet,EG \rightarrow EM} \eta_{EM,M} \eta_{eff,h}} \times \frac{\eta_{EM,M} (\eta_{eet,EG \rightarrow EM} - \eta_{eet,EG \rightarrow ES} \eta_{ES} \eta_{eet,ES \rightarrow EM}) W_{EG \rightarrow ES}}{W_{ICE}} \right]_{2S} + \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{EG} \eta_{eet,EG \rightarrow EM} \eta_{EM,M} \eta_{eff,h}} \times \frac{(1 - \eta_{EM,G} \eta_{eet,EM \rightarrow ES} \eta_{ES} \eta_{eet,ES \rightarrow EM} \eta_{EM,M}) W_{RB}}{W_{ICE}} \right]_{3S} + \left[\frac{\eta_{eff}}{\eta_{EG} \eta_{eet,EG \rightarrow EM} \eta_{EM,M} \eta_{eff,h}} \frac{W_{br,h} - W_{br}}{W_{ICE}} \right]_{4S} \quad (12)$$

The electrical energy transfer efficiencies (η_{eet}) were redefined in order to account for the electrical energy losses of particular energy paths; an additional index indicates the energy path. The efficiencies of the electrical energy transfer also consider the losses of power converters.

The efficiency of the electric motor operating in the motor mode ($\eta_{EM,M}$) is equal to η_{EM} of the parallel hybrid powertrain and the efficiency of the electric generator (η_{EG}) is also equal to that of the parallel hybrid powertrain, whereas the efficiency of the electric motor operating in generator mode is defined by:

The energy produced by the ICE is used to propel the electric generator, thus:

whereas the electrical energy produced by the electric generator is consumed by the electric motor and/or used to charge the electric storage devices:

The electrical energy recuperated by the regenerative braking is used to charge the electric storage systems, thus:

The energy-balance equation for the electric storage systems is:

since the SOC of all the electric storage systems is balanced. η_{ES} is also redefined when considering the series hybrid powertrain, i.e., $\eta_{ES} = \eta_{ES,ch} \eta_{ES,dch}$.

Combining Eqns. (5), (6) and (8) to (11) with Eq. (1), inserting Eq. (3) and subtracting 1 from both sides of the equation gives, after rearrangement, [9]:

V enačbi (12) členi, ki so večji od 0, ponovno nakazujejo povečanje porabe goriva in členi, ki so manjši od 0, nakazujejo zmanjšanje porabe goriva.

Leva stran en. (12) pomeni relativno spremembo porabe goriva zaporednega hibridnega pogonskega sestava glede na običajni pogonski sestav z MNZ. Prvi člen na desni strani en. (12) (rhs_{1s}) pomeni razmerje med energijsko učinkovitostjo običajnega pogonskega sestava (η_{eff}) in energijsko učinkovitostjo zaporednega hibridnega pogonskega sestava na energijski poti ICE→EG→EM ($\eta_{EG}\eta_{et,EG\rightarrow EM}\eta_{EM,M}\eta_{eff,h}$); električna energija obide naprave za shranjevanje električne energije. Drugi člen na desni strani en. (12) (rhs_{2s}) popiše energijske izgube na poti ICE→EG→ES→EM (električna energija je najprej spravljena v ES in nato porabljena v EM), pomnožene z razmerjem izkoristkov pogonskih sestavov. Tretji člen na desni strani en. (12) (rhs_{3s}) popiše energijske izgube na poti RB→ES→EM (električna energija se proizvede z regenerativnim zaviranjem, spravljena v ES in nato porabljena v EM), pomnožene z razmerjem izkoristkov pogonskih sestavov. Četrti člen na desni strani en. (12) (rhs_{4s}) upošteva razmerje razlike v energiji, ki je bila odvedena z zavorami, v dotičnih pogonskih sestavih in dejanskega dela osnovnega MNZ pomnoženo z razmerjem dejanskih izkoristkov MNZ.

2 SIMULACIJSKI MODEL

Za simulacijo obeh hibridnih pogonskih zasnov je uporabljen simulacijski model, ki računa procese v gradnikih v smeri od virtualnega voznika proti porabniku, ki je v analiziranem primeru dinamometer. Simulacijski model je podrobno opisan v [8] in [9], v nadaljevanju so zato povzete le njegove bistvene značilnosti.

2.1 Motor z notranjim zgorevanjem

Tlačno polnjeni dizelski motor MAN D0826 LOH 15 je uporabljen kot glavni pogonski motor z notranjim zgorevanjem. Slika 3 prikazuje potek največjega srednjega dejanskega tlaka v odvisnosti od vrtilne frekvence in polje dejanskega izkoristka za osnovni motor MAN; podrobnejši opis motorja lahko najdemo v [8], [10] do [12]. Simulacijski model za MNZ temelji na 0-D metodi polnjenja in

Again, the values of a particular term that are larger than 0 indicate an increase in the fuel consumption and values lower than 0 indicate a reduction in the fuel consumption.

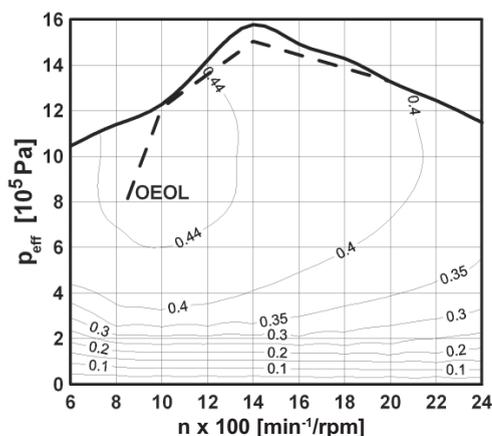
The left-hand side of Eq. (12) represents the relative change in the fuel consumption of the series hybrid powertrain compared to that of the baseline one. The first term on the right-hand side of Eq. (12) (rhs_{1s}) represents the ratio of the energy-conversion efficiency of the conventional powertrain (η_{eff}) to the energy-conversion efficiency of the hybrid powertrain when the energy path ICE→EG→EM is considered ($\eta_{EG}\eta_{et,EG\rightarrow EM}\eta_{EM,M}\eta_{eff,h}$), i.e., the electrical energy bypasses the electric storage systems. The second term on the right-hand side of Eq. (12) (rhs_{2s}) accounts for the energy losses due to the energy path ICE→EG→ES→EM, i.e., the electrical energy that is first stored in the ES and then consumed by the EM, multiplied by the ratio of the powertrain efficiencies. The third term on the right-hand side of Eq. (12) (rhs_{3s}) accounts for the energy losses due to the energy path RB→ES→EM, i.e., the electrical energy gained by the regenerative braking is stored in the ES and later consumed by the EM, multiplied by the ratio of the powertrain efficiencies. The fourth term on the right-hand side of Eq. (12) (rhs_{4s}) considers the ratio of the difference between the energies consumed by the brakes in the relevant powertrains to the work produced by the baseline ICE and multiplied by the ratio of the ICE efficiencies.

2 SIMULATION MODEL

A forward-facing model was applied for the analysis of both hybrid powertrain configurations. The simulation model is described in detail in Ref. [8] and [9]; therefore, the main features of the model are only briefly summarized here.

2.1 Internal combustion engine

A MAN D0826 LOH 15 turbocharged diesel engine was used as the baseline internal combustion engine. The maximum brake mean effective pressure vs. speed characteristics and the effective efficiency of the applied ICE are shown in Fig. 3; more details are presented in Refs. [8], [10] to [12]. The ICE simulation model is based on the 0-D filling and emptying method; the details and



Sl. 3. Dejanski izkoristek osnovnega tlačno polnjenega motorja MAN z vrisano krivuljo OEOL krmilne strategije (poglavje 2.5)

Fig. 3. Effective efficiency of the MAN turbocharged diesel engine with the indicated OEOL control strategy (section 2.5)

Preglednica 1. Rezultati značilnosti običajnega pogonskega sestava z MNZ

Table 1: Results of the baseline powertrain

TF	0,4	0,5	0,6	0,8	1
$m_{f,tc}$ [kg]	2,33	2,71	3,1	3,92	4,77
W_{ICE} [MJ]	26,8	35	43,2	59,6	75,8
η_{eff} [-]	0,269	0,303	0,326	0,356	0,373
$\langle P_{eff} \rangle$ [MPa]	0,174	0,227	0,28	0,387	0,493

praznjenja; podroben opis in vrednotenje metode najdemo v [8], [10] do [12]. V obeh alternativnih hibridnih pogonskih sestavih je vključen MNZ, ki ima delovno prostornino enako polovici delovne prostornine osnovnega motorja MAN.

2.2 Električni gradniki

Model za polnjenje in praznjenje akumulatorjev in določitev SOC je povzet po viru [13]. V predstavljeni raziskavi so bile uporabljene tri nadzorne strategije za določitev števila modulov akumulatorjev: 1) SOC posameznih enot električnih akumulatorjev mora biti večji od 0,4, 2) električni akumulatorji so izbrani tako, da ne omejujejo delovanja električnega motorja in 3) izkoristek polnjenja - praznjenja električnih akumulatorjev je približno 65%; podrobnejši opis je v [8]. Osnovna enota modula akumulatorjev je akumulator Genesis 12V, 28 Ah VRLA. Glavni modul električnih akumulatorjev je sestavljen iz 25 osnovnih enot, ki so povezane zaporedno, število akumulatorskih modulov pa je določeno v skladu s predhodnimi kriteriji.

verification of the model are presented in Refs. [8], [10] to [12]. Both hybrid powertrain configurations apply the ICE with a swept volume equal to 50% of the baseline engine's swept volume.

2.2 Electrical components

The battery charging, discharging and the determination of the SOC were performed in accordance with the model proposed by Kutluay et al. [13]. Three control strategies were applied to the number of battery modules in this study, i.e., 1.) the SOC of the battery units must be greater than 0.4, 2.) the batteries are of such a size that they do not limit the performance of the electric motor and 3.) the charge-discharge efficiency of the batteries is approximately 65%; the details are presented in Ref. [8]. The Genesis 12V, 28 Ah VRLA battery was considered as the module of the storage system. The basic storage module used in the simulation consists of 25 batteries connected in series, whereas the number of modules is selected on the basis of previous criteria.

Za ultrakondenzatorje (UC) je značilna zelo velika gostota razpoložljive moči, ki je bistveno večja kakor pri električnih akumulatorjih, za katere so značilne velike notranje izgube v primeru hitrega praznjenja. Ultrakondenzatorji so zato potencialno zelo primerni za uporabo v HEV, saj je poleg bistveno večje gostote moči zanje značilen tudi večji izkoristek polnjenja - praznjenja in daljša doba trajanja v primerjavi z običajnimi električnimi akumulatorji. Ultrakondenzatorji imajo navadno manjšo gostoto energije kakor električni akumulatorji, vendar pa je za najsodobnejše UC že značilna primerljiva gostota energije. V analizi hibridnih pogonskih sestavov je bil upravljen NESSCAP EMHSP-0051 C0-340R0 ultrakondenzator z imensko kapaciteto 51 F in imensko napetostjo 340 V. Model UC je povzet po [14].

Modeli električnih strojev računajo izhodni/vhodni navor, porabo/proizvodnjo električne energije in izkoristek na podlagi izmerjenih podatkov električnih strojev in vhodnih signalov drugih podmodelov v simulacijskem modelu. Največji navor električnih strojev je bil prilagojen zahtevam posameznih zasnov hibridnih pogonskih sestavov v skladu z omejitvami, ki so podane v naslednjem poglavju, pri tem so bili ustrezno prilagojeni tudi izkoristki. Značilnosti električnih strojev so predstavljene v [8] in [9].

2.3 Zasnov hibridnih pogonskih sestavov

Gradniki obeh hibridnih pogonskih sestavov so izbrani v skladu z naslednjima omejitvama: $(M_{ICE,h} + M_{EM})|_{n(M_{ICE,b,max})} = M_{ICE,b}|_{n(M_{ICE,b,max})}$ za vzporedni hibridni pogonski sestav in $M_{EM}|_{n(M_{ICE,b,max})} = M_{ICE,b}|_{n(M_{ICE,b,max})}$ za zaporedni hibridni pogonski sestav, kjer je $n(M_{ICE,b,max})$ vrtilna frekvenca motorja, ki ustreza največjemu navoru osnovnega motorja MAN. V skladu s podanimi omejitvami imajo običajni pogonski sestav z MNZ in oba hibridna pogonska sestava enak največji navor pri $n(M_{ICE,b,max})$. Hibridizacijsko razmerje vzporednega hibridnega pogonskega sestava je tako v skladu z definicijo podano v [8] $HF' = (M_{EM} / (M_{EM} + M_{ICE,h} = konst.))|_{n(M_{ICE,b,max})} = 0,53$ in v skladu z definicijo, podano v [1] $HF = (P_{EM} / (P_{EM} + P_{ICE,h}))|_{n(P_{ICE,b,max})} = 0,46$, kjer je $n(P_{ICE,b,max})$ vrtilna frekvenca motorja, ki ustreza največji moči glavnega motorja MAN.

It well known that ultra-capacitors (UCs) have the advantage of near-instantaneous energy delivery, in contrast to batteries, which experience high internal losses if they are discharged too quickly. Thus, UCs are of considerable interest for HEV applications, due to their higher power density, higher charge-discharge efficiency and extended life cycle compared to batteries. The energy density of UCs is typically lower than that of the batteries; however, UC models with a high energy density have been produced recently. The NESSCAP EMHSP-0051 C0-340R0 UC with a nominal capacitance of 51 F and a rated voltage of 340 V was used when analyzing the hybrid powertrain parameters. The model of the UC consists of the capacitance and an equivalent series resistance, as proposed by Amrhein and Krein [14].

The model of the electric machine evaluates the torque output/input, the electrical energy consumption/production and an efficiency estimation based on the measured input data of the electric machine and the input signals from other sub-models of the simulation model. The electric machine was scaled according to the constraints given in the next section in order to ensure the required torque output of the powertrain's components, while its efficiency characteristics were also modified simultaneously. The characteristics of the electric machines are presented in Refs. [8] and [9].

2.3 Powertrain configurations

The components of both hybrid powertrains were sized according to the following constraint $(M_{ICE,h} + M_{EM})|_{n(M_{ICE,b,max})} = M_{ICE,b}|_{n(M_{ICE,b,max})}$ for the parallel hybrid powertrain, and $M_{EM}|_{n(M_{ICE,b,max})} = M_{ICE,b}|_{n(M_{ICE,b,max})}$ for the series one, where $n(M_{ICE,b,max})$ represents the engine speed that corresponds to the maximum torque of the baseline engine. The baseline powertrain and both hybrid powertrains thus feature the same maximum torque at $n(M_{ICE,b,max})$. The hybridization factor of the parallel hybrid powertrain according to Ref. [8] amounts to $HF' = (M_{EM} / (M_{EM} + M_{ICE,h} = konst.))|_{n(M_{ICE,b,max})} = 0,53$ and the hybridization factor according to Ref. [1] amounts to $HF = (P_{EM} / (P_{EM} + P_{ICE,h}))|_{n(P_{ICE,b,max})} = 0,46$, where $n(P_{ICE,b,max})$ represents the engine speed that corresponds to the maximum power output of the baseline MAN engine.

2.4 Testni cikel

Parametri pogonskih sestavov so ovrednoteni v skladu z dinamometriško različico cikla ETC [15]. Dinamometerska različica testnega cikla je bila izbrana, ker, v nasprotju z vozilsko različico cikla, omogoča ustrezno ovrednotenje sprememb v hibridnih pogonskih sestavih, brez vplivov strategije menjavanja prestav, parametrov vozila in krmilnih strategij med postanki vozila. V skladu z definicijo, podano v [15], je negativni navor testnega cikla pri določeni vrtilni frekvenci enak 40% največjega pozitivnega navora pri tej vrtilni frekvenci.

V [16] je bilo pokazano, da je povprečni navor ETC sorazmerno velik. V predstavljeni analizi smo se zato odločili sistematično raziskati vpliv različnih povprečnih obremenitev testnega cikla ob enaki sledi vrtilnih frekvenc na parametre pogonskih sestavov. V prvi fazi smo tako pomnožili točke pozitivnih navorov testnega cikla z navornimi pomnožitvenimi faktorji (TF) 0,4; 0,5; 0,6 in 0,8 in tako dobili testne cikle z manjšim povprečnim navorom. Ta sprememba povprečnega navora testnega cikla bi v resničnih delovnih razmerah ustrezala pogonu vozil, ki prevažajo različna bremena. V drugi fazi analize smo točke negativnih navorov testnega cikla pomnožili z negativnimi navornimi pomnožitvenimi faktorji (TF_{neg}) 1,5 in 2 ob nespremenjenih vrednostih točk pozitivnih navorov, kar bi v resničnih delovnih razmerah ustrezalo različnim vzorcem zaviranja.

2.5 Krmilne strategije

Krmilne strategije delovanja elementov vzporednega hibridnega pogonskega sestava so podrobno opisane v [8] in omogočajo: 1) hkratno delovanje EM in MNZ, da bi zagotovili zadosten navor pogonskega sestava, 2) polnjenje naprav za shranjevanje električne energije zaradi delovanja MNZ pri večji obremenitvi, 3) regenerativno zaviranje, 4) hkratno delovanje EM in MNZ, da bi preprečili polnjenje naprav za shranjevanje električne energije prek določene meje in 5) običajni pogon z MNZ.

MNZ v zaporednem hibridnem pogonskem sestavu deluje v skladu z OEOL krmilno strategijo ([2] in [4]), ki je prikazana na sliki 3 - OEOL. V prikazani raziskavi OEOL krmilno strategijo upravljamo na podlagi SOC, in sicer lega letve za dodajanje goriva (FR) je sorazmerna s SOC in

2.4 Driving test cycle

The powertrain parameters were evaluated according to the ETC (European Transient Cycle) engine dynamometer transient cycle [15]. An engine dynamometer version of the ETC was chosen rather than a vehicle one, since it enables an appropriate evaluation of the changes in the powertrain configuration solely, excluding the influences of the gearshift strategy, the vehicle parameters, and the control strategies during the vehicle stops. In accordance with Ref. [15] the negative torque values equal to -40 % of the positive torque available at the associated speed point were selected.

It was shown in Ref. [16] that the average torque of the ETC is relatively high. The original ETC was, therefore, scaled to obtain test cycles with a lower average torque in order to enable a systematic comparison and analysis of the powertrain parameters when operating according to test cycles with different average loads and the same engine speed trace. Firstly, the positive torque values of the ETC were multiplied by the torque factors (TF) 0.4, 0.5, 0.6 and 0.8 in order to determine the new test cycles. This scaling might be considered as an operation of the vehicles carrying different loads when real driving conditions are concerned. Secondly, the negative torque values of the original ETC were multiplied by the factors (TF_{neg}) 1.5 and 2 and the positive torque values were unaltered. This scaling should mimic more progressive deceleration patterns.

2.5 Control strategy

The control strategy of the parallel hybrid powertrain is exhaustively described in Ref. [8] and allows for: 1) electric assistance of the ICE, 2.) replenishing the electric storage devices by operating the ICE at a higher torque output, 3) regenerative braking, 4) simultaneous operation of the ICE and the EM in order to prevent charging of the electric storage devices above the specified limit and 5) normal operation of the ICE.

The optimum engine-operation line (Fig. 3-OEOL) ([2] and [4]) control strategy was applied when analyzing the series hybrid powertrain. In the presented analysis the OEOL control strategy was based on the battery's SOC, i.e., the fuel rack position (FR) is proportional to the SOC and the

vrtilna frekvenca MNZ (n) je sorazmerna z lego letve za dodajanje goriva: $FR \propto SOC$ in $n \propto FR$.

3 REZULTATI

V nadaljevanju so predstavljeni rezultati analize delovanja vzporednega in zaporednega hibridnega pogonskega sestava. V preglednici 1 so zbrani rezultati delovanja običajnega pogonskega sestava z MNZ v skladu z ETC in njegovimi izpeljankami (poglavje 2.4). Za takšen pogonski sestav je značilno, da so parametri pogonskega sestava za testne cikle z $TF_{neg} = 1,5$ in 2 enaki parametrom osnovnega cikla ($TF=1$).

Rezultati analiz obeh pogonskih sestavov za različne TF (točke pozitivnih navorov ETC so pomnožene z navornimi pomnožitvenimi faktorji TF) so predstavljeni in analizirani v poglavjih 3.1 in 3.2, medtem ko so rezultati analiz za različne vrednosti TF_{neg} in različne vrste naprav za shranjevanje električne energije predstavljeni in analizirani v poglavju 3.3.

V nadaljevanju se indeks P nanaša na vzporedni hibridni pogonski sestav in indeks S na zaporedni hibridni pogonski sestav.

3.1 Vzporedni hibridni pogonski sestav

Slika 4 a) prikazuje $\Delta_{f,p}$, $rhs_{1,p}$, $rhs_{2,p}$ in $rhs_{3,p}$; en. (4). Iz poteka krivulje $\Delta_{f,p}$, ki pada z manjšajočim se TF, je razvidno, da je z vzporednimi hibridnimi pogonskimi sestavi mogoče doseči znatno zmanjšanje porabe goriva za testne cikle z majhno povprečno obremenitvijo. Iz poteka krivulje pa je prav tako razvidno, da analizirani vzporedni hibridni pogonski sestav za testne cikle z veliko povprečno obremenitvijo porabi več goriva kakor običajni pogonski sestav z MNZ. Opisane pojave je mogoče razložiti z analizo posameznih členov v enačbi (4).

Iz krivulj na sliki 4 a) razberemo, da je majhna poraba goriva za testne cikle z majhno povprečno obremenitvijo posledica večjega izkoristka MNZ v vzporednem hibridnem pogonskem sestavu (sl. 4 a) - $rhs_{1,p}$) in regenerativnega zaviranja (sl. 4 a) - $rhs_{3,p}$), medtem ko krivulja $rhs_{2,p}$ na sliki 4 a) nakazuje pomembnost upoštevanja izgub ob pretvorbah električne energije, ki lahko znatno prispevajo k zmanjšanju učinkovitosti energijskih pretvorb v vzporednih hibridnih pogonskih sestavih. Povečanje porabe goriva vzporednega hibridnega pogonskega sestava v primerjavi z običajnim pogonskim sestavom z MNZ za testne cikle z veliko povprečno

ICE speed (n) is proportional to the fuel rack position: $FR \propto SOC$ and $n \propto FR$.

3 RESULTS

The results of the parallel and the series hybrid powertrains are presented in this section. Table 1 shows the results of the baseline powertrain when running according to the ETC and its variations (section 2.4). It should be noted that the test cycles with $TF_{neg} = 1.5$ and 2 feature the same parameters as the original test cycle ($TF=1$) for the baseline (ICE) powertrain.

The results of both hybrid powertrains for different TFs, i.e., positive torque values of the ETC were multiplied by the torque factors (TFs), are presented and analyzed in Sections 3.1 and 3.2, whereas the analysis of the results for different negative torque factors (TF_{neg}) and different types of electrical-energy storage devices are presented and analyzed in Section 3.3.

Subsequently, index P denotes the parallel hybrid powertrain and index S denotes series one.

3.1 Parallel hybrid powertrain

Fig. 4 a) presents $\Delta_{f,p}$, $rhs_{1,p}$, $rhs_{2,p}$ and $rhs_{3,p}$; Eq. (4). It is clear from Fig. 4 a) that $\Delta_{f,p}$ decreases with decreasing TF, indicating that a substantial reduction in the fuel consumption can be achieved for drive cycles with a low average load, whereas for the test cycles with a high average load the fuel consumption of the parallel hybrid powertrain can exceed that of the baseline one. It is necessary to analyze the individual terms of Eq. (4) in order to adequately interpret this phenomenon.

The good fuel economy for the test cycles with a low average load is due to an increase in the effective efficiency of the ICE in the parallel hybrid powertrain (Fig. 4 a) - $rhs_{1,p}$) and due to the regenerative braking (Fig. 4 a) - $rhs_{3,p}$), whereas it is discernable that the electrical losses (Fig. 4 a) - $rhs_{2,p}$) should not be neglected, since they significantly reduce the fuel economy of the hybrid powertrain. On the other hand, it is clear that the fuel consumption of the parallel hybrid powertrain can exceed that of the baseline one for the test cycles with a high average load due to smaller improvements in the

obremenitvijo pa je predvsem posledica manjšega deleža izboljšanja dejanskega izkoristka MNZ (sl. 4 a) - rhs_{1p}) in zaradi regenerativnega zaviranja (sl. 4 a) - rhs_{3p}), ter velikih izgub ob pretvorbah električne energije (sl. 4 a) - rhs_{2p})

3.2 Zaporedni hibridni pogonski sestav

Na sliki 4 b) so predstavljene krivulje $\Delta_{f,s}$, rhs_{1s} , rhs_{2s} in rhs_{3s} ; en. (12) in $\Delta_{\eta_{eff},s} = \eta_{eff} / \eta_{eff,h} - 1$. S slike 4 b) je razvidno, da je poraba goriva zaporednega hibridnega pogonskega sestava ($\Delta_{f,s}$) večja od porabe goriva običajnega pogonskega sestava z MNZ za celoten razpon analiziranih TF, kljub bistvenemu izboljšanju dejanskega izkoristka MNZ v zaporednem hibridnem pogonskem sestavu ($\Delta_{\eta_{eff},s}$), ki deluje v optimalnem delovnem polju. Iz opisanih dejstev in slike 4 b) lahko povzamemo, da je manjša učinkovitost energijskih pretvorb v zaporednem hibridnem pogonskem sestavu posledica daljše verige energijskih pretvorb, v katero so neobhodno vključeni EM, EG in močnostna elektronika, ter izgub pri shranjevanju električne energije.

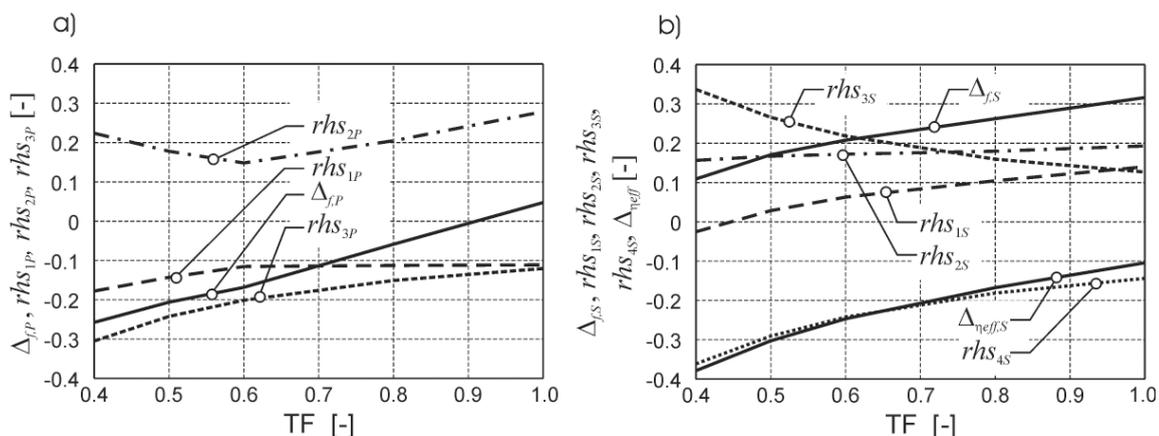
Ustrezni parameter za popis razmerja izkoristkov pogonskih sestavov je tako rhs_{1s} , ki upošteva izkoristke električnih komponent, ki so vključene v verigo energijskih pretvorb. Iz slike 4 b) je razvidno, da imata krivulji $\Delta_{f,s}$ in rhs_{1s} podoben potek kakor krivulja $\Delta_{\eta_{eff},s}$, saj je vsota členov rhs_{2s} , rhs_{3s} in rhs_{4s} približno stalna, izkoristki EG, EM in močnostne elektronike pa se tudi bistveno ne spreminjajo v opazovanem območju TF. Relativna količina električne energije, ki jo proizvede EG in se shrani v ES ter jo kasneje porabi EM, je skoraj neodvisna od TF, kar pojasni potek krivulje rhs_{2s} . Slednji pojav je mogoče pojasniti tudi z dejstvom, da MNZ deluje v določenem optimalnem polju in ne sledi nenadnim spremembam obremenitev v testnem ciklu. Vsota rhs_{3s} in rhs_{4s} je približno stalna, saj oba člena popisujeta procese, ki nastanejo zaradi regenerativnega zaviranja. rhs_{4s} je sorazmeren z $\dot{W}_{br,h} < \dot{W}_{br}$ in tako popisuje pozitivne vplive regenerativnega zaviranja, medtem ko rhs_{3s} upošteva izgube zaradi proizvodnje, shranjevanja in porabe električne energije, pridobljene z regenerativnim zaviranjem; za idealizirani primer brez električnih izgub sledi $\eta_{EM,G} \eta_{cet,EM \rightarrow ES} \eta_{ES} \eta_{cet,ES \rightarrow EM} \eta_{EM,M}$ in $rhs_{3s} \rightarrow 0$.

effective efficiency of the ICE (Fig. 4 a) - rhs_{1p}) and in the regenerative braking (Fig. 4 a) - rhs_{3p}) and due to high electrical losses (Fig. 4 a) - rhs_{2p}).

3.2 Series hybrid powertrain

Fig. 4 b) presents $\Delta_{f,s}$, rhs_{1s} , rhs_{2s} and rhs_{3s} ; Eq. (12), and $\Delta_{\eta_{eff},s} = \eta_{eff} / \eta_{eff,h} - 1$. From analyzing Fig. 4 b) it can be concluded that the fuel consumption of the series hybrid powertrain ($\Delta_{f,s}$) exceeds that of the baseline one for the whole range of the TF, despite a much higher effective efficiency of the ICE ($\Delta_{\eta_{eff},s}$), which can be operated in a selected optimum regime. Thus, the lower energy-conversion efficiency of the series hybrid powertrain is a consequence of a longer energy-conversion chain, i.e., EG, EM and the power converter are unavoidably included in the energy transfer, and due to the losses accompanying the storage of the electrical energy.

The relevant parameter representing the ratio of the powertrain efficiencies is therefore rhs_{1s} , which includes the efficiencies of the electric devices incorporated in the energy-conversion chain. The curves of $\Delta_{f,s}$ and rhs_{1s} have a similar trend to the $\Delta_{\eta_{eff},s}$ one, since the sum of rhs_{2s} , rhs_{3s} and rhs_{4s} is nearly constant and the efficiencies of the EG, the EM and the power converter also do not change significantly for the analyzed range of TFs. rhs_{2s} is nearly constant, since the relative amount of electrical energy that is produced by the EG, stored in the ES and later consumed by the EM remains nearly constant, regardless of the TF. This is somehow intuitive, since the ICE of the series hybrid powertrain operates in a selected optimal field or line and does not follow the instant changes of speed and load. The sum of rhs_{3s} and rhs_{4s} is also nearly constant, since they both address energy flows related to the regenerative braking. rhs_{4s} accounts for the positive effect due to regenerative braking ($\dot{W}_{br,h} < \dot{W}_{br}$), whereas rhs_{3s} accounts only for the electrical losses due to production, storage and the consumption of the electrical energy gained by the regenerative braking, i.e., if $\eta_{EM,G} \eta_{cet,EM \rightarrow ES} \eta_{ES} \eta_{cet,ES \rightarrow EM} \eta_{EM,M}$ then $rhs_{3s} \rightarrow 0$.



Sl. 4. Parametri a) vzporednega hibridnega pogonskega sestava in b) zaporednega hibridnega pogonskega sestava

Fig. 4. Parameters of a) parallel hybrid powertrain and b) series hybrid powertrain

3.3 Analiza in povzetek

Na podlagi rezultatov analize lahko povzamemo, da se $\Delta_{f,S}$ in $\Delta_{f,P}$, ki sta izračunana neposredno iz rezultatov simulacij, popolnoma ujemata s $\Delta_{f,S}$ in $\Delta_{f,P}$, ki sta izračunana z enačbama (4) in (12). Ta ugotovitev potrjuje pravilnost in splošno uporabnost enačb (4) in (12) za analizo učinkovitosti energijskih pretvorb poljubnih vzporednih in zaporednih hibridnih pogonskih zasnov.

S slike 4 je razvidno, da je $\Delta_{f,P}$ mnogo manjši od $\Delta_{f,S}$ v vseh analiziranih delovnih režimih. Vzporedni hibridni pogonski sestav porabi v analiziranih primerih manj goriva kakor zaporedni hibridni pogonski sestav zaradi krajše verige energijskih sprememb. V zaporednem hibridnem pogonskem sestavu so v verigo energijskih sprememb neobhodno vključeni EM, EG in močnostna elektronika, kar ima za posledico $rhs_{1P} < rhs_{1S}$. Za vzporedni hibridni pogonski sestav je značilno, da se količina energije, ki jo porablja elektromotor, zmanjšuje z zmanjšanjem TF in da se ES polnijo izključno z regenerativnim zaviranjem za $TF \leq 0,6$. Nasprotno pa je za zaporedni hibridni pogonski sestav značilno, da je relativna količina energije, ki jo proizvede MNZ in se shranjuje v ES (rhs_{2S}), približno stalna. Izgube, ki izvirajo iz proizvodnje električne energije z delovanjem MNZ pri večji obremenitvi, so za $TF < 1$ tako manjše za vzporedni hibridni pogonski sestav.

Negativni navori, ki jih predpisuje testni protokol za dinamometriško različico ETC so sorazmerno majhni. Ob nenadnih zaviranjih vozil

3.3 Analysis and summary

It should be noted that both $\Delta_{f,S}$ and $\Delta_{f,P}$ calculated directly from the simulation results and $\Delta_{f,S}$ and $\Delta_{f,P}$ calculated by Eqns. (4) and (12) coincide perfectly for all the analyzed cases. Thus, Eqns. (4) and (12) are generally valid and could be applied for the calculation of any parallel and series hybrid powertrain configuration.

It is obvious from Fig. 4 that $\Delta_{f,P}$ is much smaller than $\Delta_{f,S}$ for all the operating regimes. From the presented results it can thus be concluded that for the analyzed cases the parallel hybrid powertrain possesses a greater potential for fuel-economy enhancement due to the shorter energy-conversion chain, since the series hybrid powertrain is forced to incorporate the electric generator, the electric motor and the power converter resulting in $rhs_{1P} < rhs_{1S}$. It can additionally be concluded that in a parallel hybrid powertrain the need for the EM assistance diminishes with decreasing TF, and ES are charged solely by the regenerative braking for $TF \leq 0,6$. In contrast, in the series hybrid powertrain the relative amount of energy produced by the ICE and stored in the ES (rhs_{2S}) is nearly constant, as discussed in the previous section. Thus, the negative impact of the losses due to the electrical energy production by the ICE on Δ_f is smaller for a parallel hybrid powertrain than for the series hybrid powertrain for $TF < 1$.

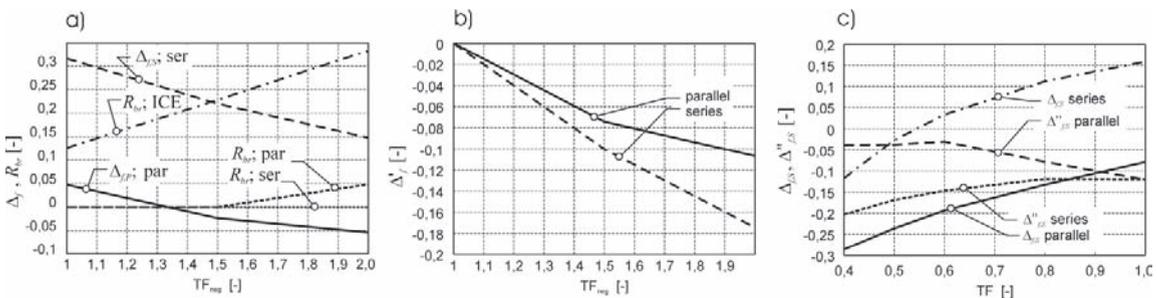
The dynamometer version of the ETC features relatively low negative torque values and thus much higher negative torques can occur during

se lahko pojavijo mnogo večji negativni navori, kar smo v analizi upoštevali z vpeljavo pomnožitvenega faktorja (TF_{neg}) za točke negativnih navorov testnega cikla. S slike 5 a) je razvidno, da je povečanje absolutnih vrednosti negativnega navora bolj vplivalo na izboljšanje Δ_f zaporednega hibridnega pogonskega sestava kakor na izboljšanje Δ_f vzporednega hibridnega pogonskega sestava, kar je posledica manjše imenske moči električnega stroja, ki je vgrajen v vzporedni hibridni pogonski sestav. Ta ugotovitev se kaže tudi na krivuljah relativnega dela, ki ga odvedemo z zavorami, (sl. 5 a) - R_{br} ; $R_{br} = W_{br}/W_{ICE}$, kjer W_{br} predstavlja delo zaviranja pri običajnem pogonu z MNZ in obeh hibridnih pogonskih sestavov. R_{br} za vzporedni hibridni pogonski sestav je večji je od R_{br} za zaporedni hibridni pogonski sestav, po pričakovanju pa je največji R_{br} za običajni pogon z MNZ. Navedene ugotovitve bolj nazorno prikažemo s potekom krivulje $\Delta'_f = m_{f,tc,h,TF_{neg}>1} / m_{f,tc,h,TF_{neg}=1} - 1$, ki nakazuje večje izboljšanje Δ'_f za zaporedni hibridni pogonski sestav. Prikazani rezultati nakazujejo, da bi zaporedni hibridni pogonski sestavi lahko bili primerni za uporabo pri mestni vožnji, pri kateri prihaja do pogostih naglih zaviranj.

Slika 4 in enačbi (4) in (12) nakazujejo velik vpliv izkoristka polnjenja - praznjenja naprav za shranjevanje električne energije na porabo goriva v hibridnih pogonskih sestavih. Ultrakondenzatorji z izkoristkom polnjenja-praznjenja, ki v analiziranih primerih znaša 87 do 94% (za 36 do 46% izboljšanje v primerjavi z električnimi akumulatorji) zato bistveno zmanjšajo porabo goriva obeh hibridnih zasnov (sl. 5 c)), kar je očitno iz primerjave rezultatov Δ_f na slikah 4 in 5 c). Zmanjšanje porabe goriva v primerjavi s hibridnimi pogonskimi sestavi, ki uporabljajo električne akumulatorje, nazorno prika

the vehicle driving cycles, i.e., rapid deceleration. Therefore, an additional analysis where the negative torque values were multiplied by a factor (TF_{neg}) of 1.5 and 2 was performed in order to analyze the influences of the negative torque magnitudes, i.e., the deceleration pattern, on the Δ_f . Fig. 5 a) shows that an improvement in Δ_f of a series hybrid powertrain due to increasing absolute values of the negative torque is more significant than an improvement in Δ_f of the parallel powertrain, since the electric machine of the parallel hybrid powertrain is not powerful enough to recuperate all the available energy by regenerative braking. This conclusion is clear from Fig. 5 a) - R_{br} indicating the larger braking work of the parallel hybrid powertrain in comparison to that of the series hybrid powertrain; it is obvious that R_{br} of the baseline powertrain is the largest. $R_{br} = W_{br}/W_{ICE}$, where W_{br} represents the braking work of the baseline and hybrid powertrains. It can, therefore, be concluded that $\Delta'_f = m_{f,tc,h,TF_{neg}>1} / m_{f,tc,h,TF_{neg}=1} - 1$ of the series hybrid powertrain decreases more progressively with increasing TF_{neg} than R_{br} of the parallel hybrid powertrain; Fig. 5 b). These results indicate that series hybrid powertrains might be a suitable choice when drive cycles with frequent rapid decelerations, i.e., urban driving, are concerned.

Figure 4 and Eqns. (4) and (12) suggest that the charge-discharge efficiency of the electrical-energy storage devices significantly influences the fuel economy of the hybrid powertrains. It is therefore logical that ultra-capacitors featuring a charge-discharge efficiency in the range of 87-94% for the analyzed cases (a 36-46% improvement over the batteries), possess significant potential to improve the fuel economy of the hybrid powertrains (Fig. 5 c)). Considering Δ_f in Figs. 4 and 5 c) it can be concluded that the application of ultra-capacitors significantly



Sl. 5. Vpliv TF_{neg} na a) Δ_f in R_{br} ter b) Δ'_f in c) parametri obeh hibridnih zasnov v primeru uporabe ultrakondenzatorjev

Fig. 5. Influence of TF_{neg} on a) Δ_f and R_{br} and b) Δ'_f , and c) powertrain parameters of both hybrid powertrains applying ultra-capacitors

potek krivulje $\Delta''_f = m_{f,tc,h,UC} / m_{f,tc,h,bat} - 1$. Iz tega poteka krivulj Δ''_f je razvidno, da, razen za TF=1, uporaba ultrakondenzatorjev znatneje izboljša gospodarnost zaporednih hibridnih pogonskih sestavov. Ta ugotovitev izhaja iz predhodne analize, saj je relativna količina energije, ki jo razvije MNZ in se shranjuje v ES (rhs_{2S}), približno stalna za zaporedni hibridni pogonski sestav, medtem ko se ES pri vzporednem hibridnem pogonskem sestavu polnijo izključno z regenerativnim zaviranjem za TF≤0,6, kar vpliva na manjši Δ''_f . Δ''_f v zaporednem hibridnem pogonskem sestavu se zmerno zmanjšuje z zmanjšanjem TF, saj se izboljšanje v η_{ES} zaradi uporabe ultrakondenzatorjev zmerno povečuje z manjšanjem TF

4 SKLEP

Učinkovitost energijskih sprememb v vzporednih in zaporednih hibridnih pogonskih sestavih je bila analizirana z analitično in simulacijsko metodo. Izkoristek vzporednega hibridnega pogonskega sestava je za analizirane testne cikle višji od izkoristka zaporednega hibridnega pogonskega sestava zaradi krajše verige energijskih pretvorb. Za obe hibridni različici je sorazmerno povečanje učinkovitosti energijskih pretvorb znatnejše za testne cikle z majhno povprečno obremenitvijo. Iz prikazanih rezultatov lahko sklepamo, da je analizirani vzporedni hibridni pogonski sestav energijsko učinkovit za testne cikle z majhno povprečno obremenitvijo, medtem ko so za testne cikle z večjo povprečno obremenitvijo primerni vzporedni hibridni pogonski sestavi z nizkim hibridizacijskim razmerjem, vendar je za slednje značilen nižji potencial možnosti zmanjšanja porabe goriva. Rezultati kažejo, da je za zaporedni hibridni pogonski sestav značilna manjša učinkovitost energijskih pretvorb, vendar pa je bilo v analizi nakazano, da bi zaporedni hibridni pogonski sestavi lahko bili primerni za uporabo v mestni vožnji, kjer smo pričali pogostih naglih zaviranj. Rezultati analize uporabe ultrakondenzatorjev so pokazali, da so ultrakondenzatorji potencialno primerna rešitev za nadaljnjo izboljšanje učinkovitosti energijskih pretvorb v hibridnih pogonskih sestavi in njihov prodor na trgu.

5 LITERATURA 5 REFERENCES

- [1] Lukic S.M., Emadi A. (2004) Effect of drivetrain hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles. *IEEE transactions on vehicular technology* 53/2, 385-389.

improves the fuel economy of both hybrid powertrains. However, except for TF=1, the fuel-economy enhancement over the battery hybrid powertrain, i.e., $\Delta''_f = m_{f,tc,h,UC} / m_{f,tc,h,bat} - 1$, is more pronounced for the series hybrid powertrain than for the parallel hybrid powertrain. These conclusions follow from the above analysis, since in a series hybrid powertrain the relative amount of energy produced by the ICE and stored in the ES is nearly constant, whereas in the parallel hybrid powertrain the ES are charged solely by regenerative braking for TF≤0.6, thus resulting in a smaller Δ''_f . Δ''_f of the series hybrid powertrain decreases slightly with decreasing TF, since the improvement in η_{ES} due to the application of ultra-capacitors increases with a decreasing TF.

4 CONCLUSION

The energy-conversion efficiency of the parallel and series hybrid powertrains was analyzed by means of a simulation and analytical approach. It was shown that for the analyzed test cycles the parallel hybrid powertrain features a better fuel economy than the series one due to a shorter energy-conversion chain. From the presented results it is clear that the improvement in the fuel economy of both hybrid powertrains increases with decreasing the test cycle average load. It can, therefore, be concluded that the analyzed parallel hybrid powertrain performs best for the test cycles with a lower average load, i.e., light-duty applications, whereas heavy-duty applications require powertrains with a low hybridization factor, resulting in smaller benefits in the fuel consumption. On the other hand, the series hybrid powertrain features a lower fuel-conversion efficiency, although it might be applicable for drive cycles featuring frequent rapid decelerations, which enable the recuperation of a large amount of the energy by regenerative braking. It was also highlighted in the paper that ultra-capacitors with sufficient storage capacity represent a promising solution for a further reduction in the fuel consumption of hybrid powertrains and their increased penetration of the market.

- [2] Chan C.C. (2002) The state of the art electric and hybrid vehicles. *Proceedings of the IEEE* 2002, 90/2, 247-275.
- [3] Lee H., Kim H. (2005) Improvement in fuel economy for a parallel hybrid electric vehicle by continuously variable transmission ratio control. *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D, J. of Automotive Engineering* 2005, 219, 43-51.
- [4] Chau K.T., Wong Y.S. (2002) Overview of power management in hybrid electric vehicles. *Energy Conversion and management* 43, 1953-1968.
- [5] Butler K.L., Ehsani M., Kamath P. (1999) A Matlab-based modeling and simulation package for electric and hybrid electric vehicle design. *IEEE transactions on vehicular technology* 48/6, 1770-1778.
- [6] Langari R., Won J.S. (2005) Intelligent energy management agent for a parallel hybrid vehicle-Part I: System architecture and design of the driving situation identification process. *IEEE transactions on vehicular technology* 54/3, 925-934.
- [7] Paganelli G. et al. (2000) Simulation and assesment of power control strategies for a parallel hybrid car. *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D, J. of Automotive Engineering* 2000, 214, 705-717.
- [8] Katrašnik T. (2007) Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine - a way to reduce fuel consumption and pollutant emissions - Part 1. *Energ Convers Manage* 2007, 48/5, 1411-1423.
- [9] Katrašnik T., Trenc F., Rodman Oprešnik S. (2007) Analysis of the energy conversion efficiency in parallel and series hybrid powertrains. *IEEE transactions on vehicular technology*, in press.
- [10] Katrašnik T. et al. (2003) Improvement of the dynamic characteristic of an automotive engine by a turbocharger assisted by an electric motor. *J. eng. gas turbine power* 125/2, 590-595.
- [11] Katrašnik T. et al. (2005) An analysis of turbocharged diesel engine dynamic response improvement by electric assisting systems. *J. eng. gas turbine power* 127/4, 918-926.
- [12] Katrašnik T., Trenc F., Medica V. (2005) Analysis of the dynamic response improvement of a turbocharged diesel engine driven alternating current generating set. *Energ Convers Manage* 46/18-19, 2838-2855.
- [13] Kutluay K., Cadirci Y., Özkazanc Y.S., Cadirci I. (2005) A new online state-of-charge estimation and monitoring system for sealed lead-acid batteries in telecommunication power supplies. *IEEE transactions on industrial electronics* 2005, 52/5, 1315-1327.
- [14] Amrhein M., Krein P.T. (2005) Dynamic simulation for analysis of hybrid electric vehicle systems and subsystems interactions, including power electronics. *IEEE transactions on vehicular technology* 54/3, 825-836.
- [15] Office for official publications of the European communities (2004) *CONSLEG: 1988L0077 — 01/05/2004*.
- [16] Katrašnik T. (2007) Hybridization of powertrain and downsizing of IC engine - analysis and parametric study - Part 2. *Energ Convers Manage* 2007, 48/5, 1424-1434.

Naslov avtorjev: doc. dr. Tomaž Katrašnik
 prof. dr. Ferdinand Trenc
 dr. Samuel Rodman Oprešnik
 Univerza v Ljubljani
 Fakulteta za strojništvo
 Aškerčeva 6
 1000 Ljubljana
 tomaz.katrasnik@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Doc. Dr. Tomaž Katrašnik
 Prof. Dr. Ferdinand Trenc
 Dr. Samuel Rodman Oprešnik
 University of Ljubljana
 Faculty of Mechanical Eng.
 Aškerčeva 6
 1000 Ljubljana, Slovenia
 tomaz.katrasnik@fs.uni-lj.si

Prejeto: 18.7.2007
 Received:

Sprejeto: 28.9.2007
 Accepted:

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

Vpliv biodizla na zgorevanje in emisijske značilke dizelskih motorjev

The Influence of Biodiesel on the Combustion and Emission Characteristics of a Diesel Engine

Aleš Hribernik - Breda Kegl
(Fakulteta za strojništvo, Maribor)

Rezultati raziskav vpliva biodizla in njegovih mešanic z gorivom D2 na delovanje dizelskih motorjev so si pogosto nasprotujoči. Medtem ko velja glede emisij splošna ugotovitev o zmanjšanju koncentracije saj ter zvečanju NOx, pa so si ugotovitve o emisijah nezagorelih ogljikovodikov in CO pogosto nasprotujoče. Tudi poročanje o zmanjšanju emisij NOx ni redko. Vzrok za tako različne ugotovitve tiči najverjetneje v različnih razmerah raziskovanja, motorjih z različno obliko zgorevalnega prostora, različnih sistemih za vbrizg goriva in podobno. Da bi analizirali mogoče vplive, smo opravili raziskave na dveh različnih dizelskih motorjih. Izmerili smo obratovalne in emisijske značilke pri delovanju z biodizlom in gorivom D2 ter posneli indikatorske diagrame, s katerimi smo lahko analizirali potek zgorevanja. Rezultati so pokazali, da ugotovitev o vplivu biodizla na potek zgorevanja in emisijske značilke ne smemo posploševati, saj se za oba obravnavana motorja pomembno razlikujejo.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: bio-goriva, zgorevanje, dizelski motorji)

The results of investigations of the influence of biodiesel fuel and its blends with D2 fuel on the operation of diesel engines are often contradictory. Although there is a common belief that the use of biodiesel reduces soot and increases NOx emissions, the findings for CO and HC emissions tend to vary from case to case. Furthermore, there are even some reports of NOx reduction when using biodiesel. These inconsistent conclusions are caused by the non-uniformity of engine testing. These tests were performed on different engines using different combustion-chamber geometries, different fuel-injection systems, etc. In order to identify and analyze some of the possible reasons we tested two different diesel engines. The operation and emission characteristics of both engines with biodiesel and D2 fuel were measured and compared, and in-cylinder pressure traces were acquired and used for the combustion analyses. The results obtained for both engines showed that findings regarding the influence of biodiesel fuel on the combustion process and emission formation could not be generalised, and had to be interpreted as being specific to the particular engine.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: bio-fuels, combustion, diesel engine)

0 UVOD

V skladu s smernicami EU naj bi se v prometnem sektorju uporaba biogoriv do leta 2020 zvečala na kar 20 % celotne porabe goriv za pogon motornih vozil. K temu spodbujajo tako okoljski vidiki (zmanjševanje emisij toplogrednih plinov), kakor tudi doseganje večje energetske neodvisnosti članic EU. Doseganje tako visokih ciljev je mogoče z uporabo čistih biogoriv ali njihovih mešanic s običajnimi fosilnimi gorivi. Pri tem je za pogon

0 INTRODUCTION

According to EU guidelines the consumption of bio-fuels for road transportation should represent 20 % of the total fuel consumption by 2020. The use of bio-fuels will be stimulated by environmental aspects (CO₂ emission reduction), as well as by individual EU countries striving to reduce their dependence on imported energy sources. This high percentage of bio-fuels in the total fuel consumption is possible by using neat bio-

motornih vozil z bencinskimi motorji najprimernejši etanol, za dizelske motorje pa biodizel. Slednji se uporablja že sedaj. Največkrat s 5-odstotnim prostorninskim deležem v mešanici z gorivom D2.

Značilke biodizla, ki jih pridobimo iz rastlinskih olj in odpadnih živalskih maščob s postopkom transestrifikacije se pomembneje ne razlikujejo od značilk goriva D2, zato ga lahko brez večjih posegov uporabimo v dizelskih motorjih. Zaradi njegove nižje kurilnosti se sicer zmanjšata moč in navor motorja, vendar pa lahko njegova sestava pomembno prispeva k zmanjšanju emisij. Biodizel vsebuje dobrih 10 % kisika, zato lahko igra podobno vlogo kakor dodatki gorivu v obliki oksigentov, ki uspešno zavirajo nastanek saj ([1] in [2]). Dodatno prednost pri zmanjševanju emisije delčkov, še posebej tistega dela, ki izvira iz sulfatov, daje biodizlu majhen delež žvepla ([3] in [4]). Delež kisika v biodizlu vpliva tudi na zmanjšanje koncentracije CO in nezgorelih ogljikovodikov (HC) [5], vendar pa krepitev oksidacijskih pojavov pospeši nastajanje dušikovih oksidov NO_x in povečanje njihove koncentracije v izpušnih plinih. Spremembe emisijskih značilk ob uporabi biodizla pa ne smemo posploševati, saj nanje pomembno vplivajo tudi oblika zgorevalnega prostora, postopek vbrizgavanja goriva in obremenitev motorja. Tako nekateri avtorji poročajo o znatnem zvečanju emisij NO_x in zmanjšanju emisij HC ter CO ([5] in [6]), spet drugi opažajo le zmerno zvečanje NO_x ob skoraj nespremenjenih emisijah HC in CO ([3] in [7]), tretji pa zasledijo celo zmanjšanje vseh emisij ([8] in [9]). Razlaga za tako neenotne rezultate raziskav se skriva v dejstvu, da so bile razmere, pri katerih so bile raziskave opravljene, pogosto precej različne.

Da bi ugotovili, kolikšen je lahko vpliv različnih razmer pri raziskovanju na izmerjene emisijske značilke motorja pri delovanju z biodizlom, smo meritve izvedli na dveh različnih dizelskih motorjih TAM BF4L515C in MAN D2566 MUM. Osnovne specifikacije obeh motorjev so podane v preglednici 1. Izbrana motorja se v osnovnih geometrijskih izmerah skoraj ne razlikujeta, pomembne razlike pa so v postopku zgorevanja, načinu izmenjave delovne snovi in izvedbi hlajenja motorja.

fuels or by the application of their blends with standard fuels. Ethanol is already used as a substitute for gasoline in gasoline engines and 5 % biodiesel blends with D2 fuel are used in diesel engines.

A process called transesterification is used for the production of biodiesel, the characteristics of which are very similar to those of D2 fuel. No special engine modifications are, therefore, necessary when D2 fuel is replaced by biodiesel. Although there is a reduction of the engine's torque and power due to the lower calorific value of biodiesel, its chemical composition may significantly effect the reduction of emissions. Biodiesel contains more than 10 wt% oxygen and the addition of oxygen-containing hydrocarbons to diesel fuel has been shown to have significant potential for reducing particulate emissions ([1] and [2]). The low sulphur content of biodiesel reduces particulate emissions too, particularly the particulates associated with sulphates [3]. Also, a sulphur-sensitive exhaust-gas aftertreatment may be used to reduce other emissions from the exhaust gas [4]. The oxygen content may influence the reduction of CO and HC emissions [5], too. However, enhanced combustion performances may intensify the combustion and accelerate NO_x formation, thus increasing its emissions. An extensive literature review proved that the findings on the influence of biodiesel on engine combustion and emissions cannot be generalized. Combustion-chamber geometry, the fuel-injection process, combustible mixture formation with pre-ignition and ignition processes, and engine load may significantly influence the combustion and the formation of emissions. Some authors ([5] and [6]) report very high increases of NO_x emissions, the reduction of CO, and unburned HC emissions when using biodiesel fuel, while others have experienced just moderate increases in NO_x emissions with unchanged CO and HC emissions ([3] and [7]), or even a reduction in all emissions ([8] and [9]). These, somehow contradictory, conclusions are caused by the non-uniformity of the engine testing.

A comprehensive study was performed in order to establish how much influence different test conditions have on the engine-emission characteristics when operating with biodiesel fuel. Two diesel engines, TAM BF4L515C and MAN D2566 MUM, were used. Both test-engine specifications are given in Table 1. Although both engines have similar geometries (bore, stroke), some important characteristics, like the combustion process, the gas-exchange process and the cooling system differ significantly.

Preglednica 1. Podatki o testnih motorjih

Table 1. Test engine specifications

motor engine	MAN D2566 MUM	TAM BF4L515C
izmenjava delovne snovi gas exchange process	sesalna izvedba naturally aspirated	tlačno polnjenje turbocharged
hlajenje cooling	vodno water cooling	zračno air cooling
zgorovalni postopek combustion process	M – postopek M - system	zgorovanje v zračnem vrtincu combustion in air swirl
število valjev number of cylinders	6	4
premer × gib bata bore × stroke	125 mm × 155 mm	125 mm × 145 mm
gibna prostornina total displacement	11413 ccm	7117 ccm
kompresijsko razmerje compression ratio	17,5	15,8
dobava goriva fueling tlačilka fuel pump šoba nozzle izvrtine šobe nozzle holes statični kot predvbrizga injection timing	neposredni vbrizg direct injection BOSCH PES6A95D410LS2542 BOSCH DLLA 5S834 1 x $\Phi = 0,68$ mm 23 °RG (°CA)	direktni vbrizg direct injection BOSCH PES6P120A72 BOSCH DLLA 148S 4 x $\Phi = 0,375$ mm 16 °RG (°CA)

Postopka zgorovanja se razlikujeta že v fazi priprave gorljive zmesi zrak - gorivo. V motorju TAM poteka zgorovanje v zračnem vrtincu. Gorivo se pri tlaku preko 800 bar vbrizga skozi brizgalo s štirimi izvrtinami v razmeroma plitvo zgorovalno komoro v čelu bata. Zračni vrtinec, ki nastaja med polnjenjem valja skozi tangentno oblikovane polnilne kanale, zagotavlja hitro izhlapevanje drobno razpršenega goriva in mešanje z zrakom ter preprečuje sedanje goriva na stene zgorovalne komore. V motorju MAN je uporabljen t.i. postopek zgorovanja M. Gorivo se pri tlaku do 500 bar vbrizga skozi brizgalo z eno samo izvrtino. Razmeroma strnjen curek goriva zadene stene krogelno oblikovane globoke zgorovalne komore v čelu bata. Kar 95 odstotkov goriva se v obliki tankega sloja razlije po stenah zgorovalne komore in potrebna je še večja intenzivnost zračnega vrtinca, s katerim se krepi izhlapevanje sloja goriva in njegovo mešanje z zrakom. Ugotovimo torej lahko, da se oba postopka zgorovanja močno razlikujeta. Medtem ko sta v primeru TAM-ovega motorja vpliv predplamenih fizikalnih in kemijskih pojavov enakovredna, pa v primeru MAN-ovega motorja

The combustion processes are completely different, starting with the combustible mixture formation. The TAM engine is characterised by combustion in an air swirl. The fuel is injected at a pressure of up to 80 MPa through a four-hole injector into the shallow omega-shaped combustion chamber positioned in the piston crown. The high-intensity air swirl induced by the tangentially shaped intake valve channel enables the fast evaporation of highly atomised fuel and the fast mixing of fuel vapours with air, thus preventing the impingement of the fuel on the walls of the combustion chamber. The MAN engine uses M-system combustion. The fuel is injected at a pressure of less than 50 MPa through a single-hole injector nozzle, which injects fuel in the form of a compact jet against the wall of a spherical piston bowl. More than 95 % of the fuel hits the walls of the combustion chamber and forms a film. Thus, an air swirl with a much higher intensity is necessary for the fuel to vaporize and form a combustible mixture with the air. It can be concluded that both combustion processes differ significantly. In a TAM engine there is an equal influence of the pre-burn physical and chemical reactions on the combustion process, while the physical processes of fuel film

fizikalni pojavi izhlapevanja filma goriva in mešanja z zrakom prevladajo pojave kemijske kinetike.

Med obema motorjema obstajajo tudi pomembne razlike v postopku izmenjave delovne snovi. TAM-ov motor je tlačno polnjen in ima priključen hladilnik polnilnega zraka. Tlaki polnjenja zato presegajo 2 bar, temperature pa kljub hlajenju 50 °C. MAN-ov motor je sesalne izvedbe, tlak in temperatura polnjenja sta enaka razmeram v okolici. Masa zraka, ki napolni valj, je zato v primeru TAM-ovega motorja neprimerno večja, kar omogoča doseganje večjih presežkov zraka, potrebnega za zgorevanje.

TAM-ov motor je hlajen z zrakom, medtem ko ima MAN-ov motor vodno hlajenje, zato spremembe obremenitve in predvsem vrtilne frekvence precej manj vplivajo na temperaturo v valju motorja in predvsem na razmere v zgorevalni komori v dobi zakasnitve vžiga.

V nadaljevanju prikazujemo rezultate eksperimentalnih raziskav vpliva izbranega goriva na postopke zgorevanja in nastanek škodljivih snovi v obeh motorjih. Z namenom, da bi upoštevali tudi vpliv nastavitve sistema za dovod goriva, ki ga mnogi avtorji enostavno prezrejo, smo nastavitve sistema za dovod goriva v primeru TAM-ovega motorja prilagodili čistemu biodizlu v primeru MAN-ovega motorja pa gorivu D2.

1 EMISIJSKE ZNAČILKE

Meritve na motorju so potekale v preizkuševališču z zavornim dinamometrom, ki omogoča merjenje obremenitvenih in hitrostnih značilk motorja. Poleg osnovnih obratovalnih parametrov motorja, kakor so vrtilna frekvenca motorja in turbokompresorja, navor motorja, pretok zraka in goriva ter višina značilnih temperatur in tlakov v polnilnem in izpušnem sistemu, smo merili tudi koncentracijo plinskih deležev in saj v izpušnih plinih. Koncentracijo NO_x smo izmerili s kemoluminiscenčno metodo, koncentracijo nezgorelih ogljikovodikov HC s plamensko ionizacijskim detektorjem, stopnjo sajavosti z AVL-ovim merilnikom, koncentracijo CO z metodo absorpcije nedisperzirane infrardeče svetlobe in koncentracijo O₂ z ZrO₂ zaznavalom.

Uporaba biodizla nima vpliva na pretok zraka v sesalnem motorju, zato se zaradi manjše

evaporation and fuel vapour-air mixing dominate over the chemical kinetic processes for any combustion in the MAN engine.

There are some influential differences between both test engines in terms of the gas-exchange process. The TAM engine is turbocharged and equipped with an intercooler. The intake pressures, therefore, exceed 2 bar, and the intake temperature is 50 °C. The MAN engine is naturally aspirated. The intake pressures and temperatures are, therefore, equal to the ambient conditions. Thus, the amount of trapped fresh air in the cylinder is much higher in the TAM engine, which enables higher excesses of air to be used.

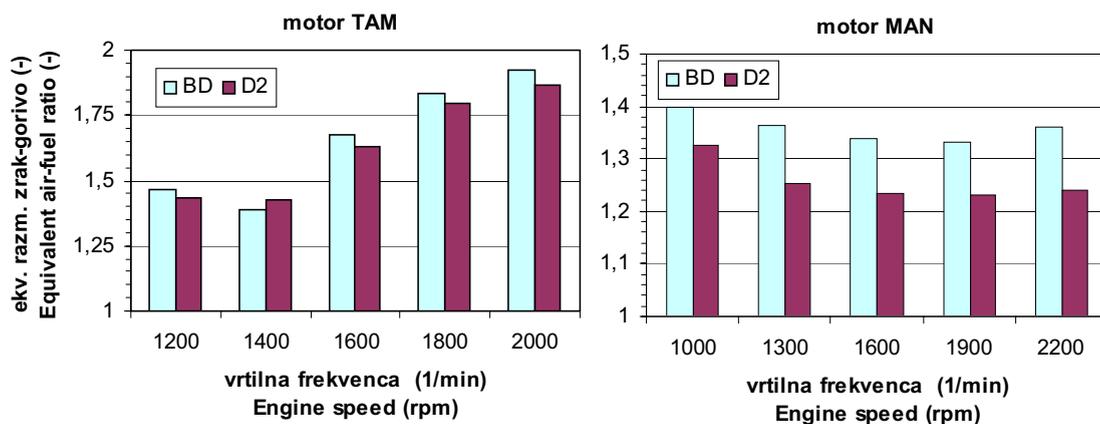
The TAM engine is air cooled, while the MAN engine uses water cooling, which ensures a smaller influence of the engine speed and load on the in-cylinder temperature and other in-cylinder conditions during the combustion delay interval.

The results of this experimental investigation into biodiesel fuel's influence on the combustion processes and emission formations in both test engines are presented in the following. In order to consider any possible differences in fuel-injection strategies, often neglected by some authors, the injection system set-up was purposely optimised for the application of the biodiesel fuel in a TAM engine and for the application of D2 fuel in a MAN engine.

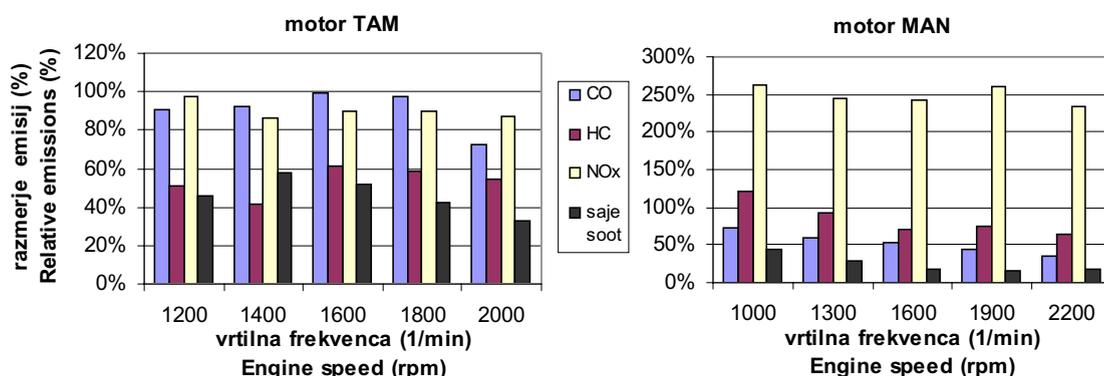
1 EMISSION CHARACTERISTICS

Engine tests were performed on a test bed using a dynamometer that makes it possible to measure the engine's speed and load characteristics. In addition to the basic operationing parameters of the engine, such as engine speed, turbocharger speed, engine load, air mass flow, fuel consumption, pressure and temperature in both the intake and exhaust systems, the concentration of gaseous components and particulates in the exhaust gases was also measured. The NO_x concentration was measured using a chemiluminescence analyzer; a flame ionization detector was used for unburned hydro-carbon measurement; the particulates were monitored using an AVL smoke meter; the concentration of CO was measured with a non-dispersive infrared analyzer; and a ZrO₂ sensor was used for the oxygen concentration-measurement.

The application of biodiesel fuel does not affect the mass flow of air through the naturally



Sl. 1. Vpliv goriva (biodizel DB, D2) na ustrezeni razmernik zrak - gorivo
 Fig. 1. Influence of the applied fuel (biodiesel BD and D2) on the equivalent air-fuel ratio



Sl. 2. Relativna sprememba emisij, podana kot razmerje med specifičnimi emisijami, izmerjenimi z biodizlom in gorivom D2 – zunanja značilka
 Fig. 2. Relative emissions expressed as a ratio of specific emissions with biodiesel and D2 fuel – full load

potrebe po kisiku ustrezeni razmernik zrak - gorivo v MAN-ovem motorju poveča v povprečju za 7 odstotkov (sl. 1). Tudi v TAM-ovem tlačno polnjenem motorju lahko na ta račun opazimo majhno zvečanje ustreznega razmernika zrak - gorivo (do 2%). Šestodstotno zmanjšanje moči motorja z uporabo biodizla [10] namreč v tem primeru zmanjša tudi moč plinske turbine, zato se vrtilna frekvenca turbokompresorja in pretok zraka zmanjšata, kar v okolici največjega navora (sl. 1; $n = 1400 \text{ min}^{-1}$) privede celo do 2-odstotnega zmanjšanja ustreznega razmernika zrak - gorivo.

Slika 2 prikazuje relativno spremembo emisij posameznega motorja zaradi uporabe biodizla. Pri tem velja spomniti, da so nastavitve TAM-ovega motorja optimirane za delovanje z biodizlom, medtem ko so nastavitve MAN-ovega motorja najprimernejše za gorivo D2. Osnovna ugotovitev je zmanjšanje emisij CO, HC in saj z uporabo biodizla, kar je pričakovano zaradi 10 %

aspirated engine. The equivalent air-fuel ratio in the MAN engine was, therefore, increased by 7 % (Fig. 1) due to the lower oxygen demand of the biodiesel fuel. On the other hand the equivalent air-fuel ratio increased only slightly in the turbocharged TAM engine (Fig. 1). The reduction of engine power [10] also influenced the decrease of the turbocharger speed as air mass flows by 4 % and the resulting increase in the air-fuel ratio was just 2 %. Moreover, at peak torque ($n = 1400 \text{ rpm}$), a 2 % reduction in the air-fuel ratio was observed.

Figure 2 shows the relative change of the specific emissions of both engines due to the application of biodiesel. It should be noted that the injection system set-up was optimised for the application of D2 fuel in the MAN engine and for the application of biodiesel fuel in the TAM engine. A reduction in CO, HC and soot emissions when using biodiesel fuel containing more than 10 % of oxygen is characteristic for both engines. Oxygen

deleža kisika v gorivu, ki zniža primanjkljaj kisika v območjih, bogatih z gorivom, zavre nastanek saj in pospeši pojave oksidacije. Pri tem se pri MAN-ovem motorju najmočneje (do 80 %) zmanjša koncentracija saj, ker se s 7 % povečanjem ustrezni razmerik zrak - gorivo močno dvigne, nad t.i. mejo dima. Tudi emisije CO se prepolovijo, medtem ko večjega vpliva na že sicer majhne emisije HC biodizel nima. Pri TAM-ovem motorju se emisije saj in HC približno prepolovijo, medtem ko je zmanjšanje emisij CO precej manjše. Povsem drugače pa vpliva uporaba biodizla na emisije NOx. Medtem ko se le-te v primeru MAN-ovega motorja povečajo za 250 %, pa ostanejo pri TAM-ovem motorju enake, oziroma se celo nekoliko zmanjšajo. Ta razlika je vsekakor posledica nastavitve obeh motorjev, ki so za MAN-ov motor optimalne za gorivo D2, za TAM-ov motor pa za biodizel. Zaradi zmanjšanja obremenitve motorjev na zunanji značilki pri uporabi biodizla, je lahko primerjava na zunanji značilki nekoliko pristranska, na kar še posebej nakazuje zmanjšanje emisij NOx, zato smo meritve ponovili še pri delnih obremenitvah motorja.

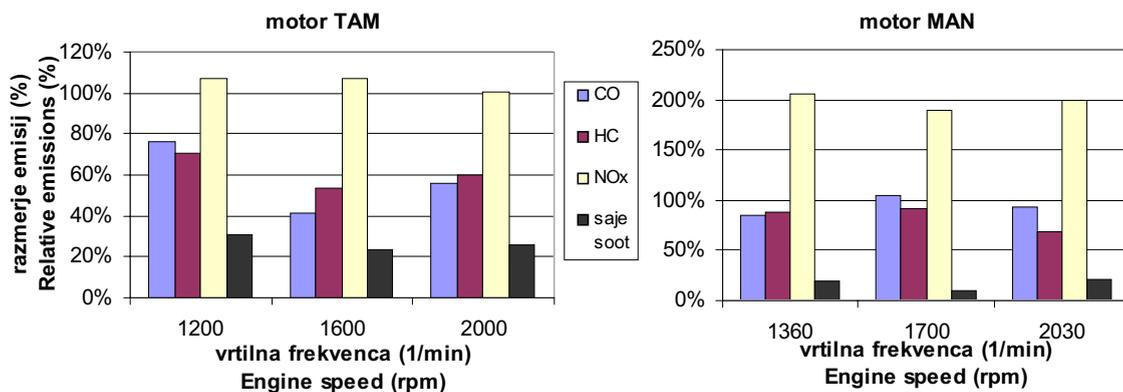
Za vsak motor smo z obema vrstama goriva posneli hitrostno značilko pri 70-% obremenitvi. Osnovni kazalci obratovanja motorja, to sta navor in moč, se pri tem skoraj ne razlikujejo. Razlike v pretoku zraka so v mejah merilne negotovosti. Ponovno pa je z biodizlom zaradi manjše potrebe po kisiku presežek zraka za 2,5 % večji, tokrat pri obeh motorjih, saj pri enaki moči motorja biodizel ne vpliva na delovanje turbokompresorja.

Spremembo specifičnih emisij pri 70-% obremenitvi prikazuje slika 3. Ponovno je za MAN-ov motor značilno občutno zmanjšanje emisij saj, medtem ko je zmanjšanje emisij CO in HC z biodizlom v povprečju le do 10 %. Emisije NOx pa so se za biodizelsko gorivo ponovno podvojile. Povsem drugačna pa je slika pri TAM-ovem motorju. Emisije NOx so do 7 % večje za biodizel, medtem ko je bilo na zunanji značilki prav nasprotno. To potrjuje pravilnost hipoteze, da je treba izvesti primerjavo goriv z vidika emisij v enakih razmerah, česar zunanja značilka ne zagotavlja. Vpliv biodizla na zmanjšanje emisij HC je podoben kakor na zunanji značilki, medtem ko je zmanjšanje emisij CO in saj z biodizlom občutnejše kakor na zunanji značilki.

bonded in the biodiesel fuel reduces the deficit of oxygen within the fuel-rich regions, hinders soot formation and accelerates the oxidation processes. In the MAN engine, the soot emissions were reduced the most (up to 4 times). The air-fuel ratio increased by 7 %, as shown previously, and, therefore, exceeded the so-called soot limit. CO emissions were halved, whilst the already very low HC emissions remained almost unchanged. In the TAM engine, both the soot and HC emissions were halved, whilst the CO emissions decreased only moderately. With regard to the NOx emissions, both engines responded differently to the biodiesel fuel. The NOx emissions were almost doubled in the MAN engine, but were reduced in the TAM engine, which is undoubtedly the consequence of the already-mentioned specific engine set-up. However, comparing engine emissions at full load may be misleading, since the use of biodiesel fuel reduces the engine load and, therefore, moderates any conditions for the formation of emissions, especially NOx emissions. The engine tests were, therefore, performed again under partial-load conditions.

The partial-load characteristics were measured at 70 % of full load. It was possible, therefore, to maintain the same engine load with both fuels. The main operational parameters of the engine, such as the engine's torque and power did not differ significantly when the D2 fuel was replaced by the biodiesel. The differences in air mass flow were within the measurement uncertainty interval for the naturally aspirated MAN as well as for the turbocharged TAM engine. The air-fuel ratio was again higher by approximately 2.5 % when biodiesel was used, this time for both engines, since the turbocharger operation was unaffected by the engine-load reduction.

The relative change of the specific engine emissions under partial load is presented in Fig. 3. A significant reduction in soot emissions with the biodiesel fuel was again observed for the MAN engine, while the CO and HC emissions reduced, on average, by only 10 %. The NOx emissions increased by 100 %. Quite different results were obtained for the TAM engine. In contrast with full load, the NOx emissions increased by 7 % with biodiesel fuel. This confirms the hypothesis that any comparison of engine emissions using different fuels should be performed under the same conditions, which are not fulfilled at full load. The reduction of HC emissions due to the application of biodiesel fuel was similar to the full load, while the CO and soot emissions were reduced much more at partial load.



Sl. 3. Relativna sprememba emisij, podana kot razmerje med specifičnimi emisijami, izmerjenimi z biodizlom in gorivom D2 – 70 % obremenitev

Fig. 3. Relative emissions expressed as a ratio of specific emissions with biodiesel and D2 fuel – partial (70%) load

2 VPLIV BIODIZLA NA ZGOREVANJE

Potek sproščanja toplote med zgorevanjem lahko določimo z računsko obdelavo indikatorskega diagrama motorja. Zato smo izmerili potek tlaka v valju in gib igle vbrizgalne šobe na prvem valju motorja. Pri tem smo za merjenje tlaka uporabili piezoelektrično zaznavalo, za gib igle induktivno zaznavalo in za merjenje lege ročične gredi motorja optični kodirnik. Vse tri spremenljivke smo izmerili z računalniško podprtim merilnim sistemom s frekvenco zajemanja $f_{zaj} = 100$ kHz.

Za izračun poteka sproščanja toplote (KST) smo uporabili enotni brezrazsežni model zgorevanja [11]. Preračune smo za oba motorja izvedli pri različnih delnih obremenitvah, pri katerih posamezen motor dosega enake delovne parametre z obema vrstama goriv. Že uvodoma smo dejali, da se postopek zgorevanja v obeh motorjih razlikuje. Zato prikazujemo rezultate v nadaljevanju za vsak motor posebej.

2.1 Vpliv biodizla na zgorevanje v motorju MAN

Za prikaz smo izbrali dva skrajna primera delovnih režimov, majhno obremenitev pri nizki vrtilni frekvenci motorja (sl. 4 a) in veliko obremenitev motorja pri visoki vrtilni frekvenci (sl. 4 b). Iz primerjave rezultatov, dobljenih za obe

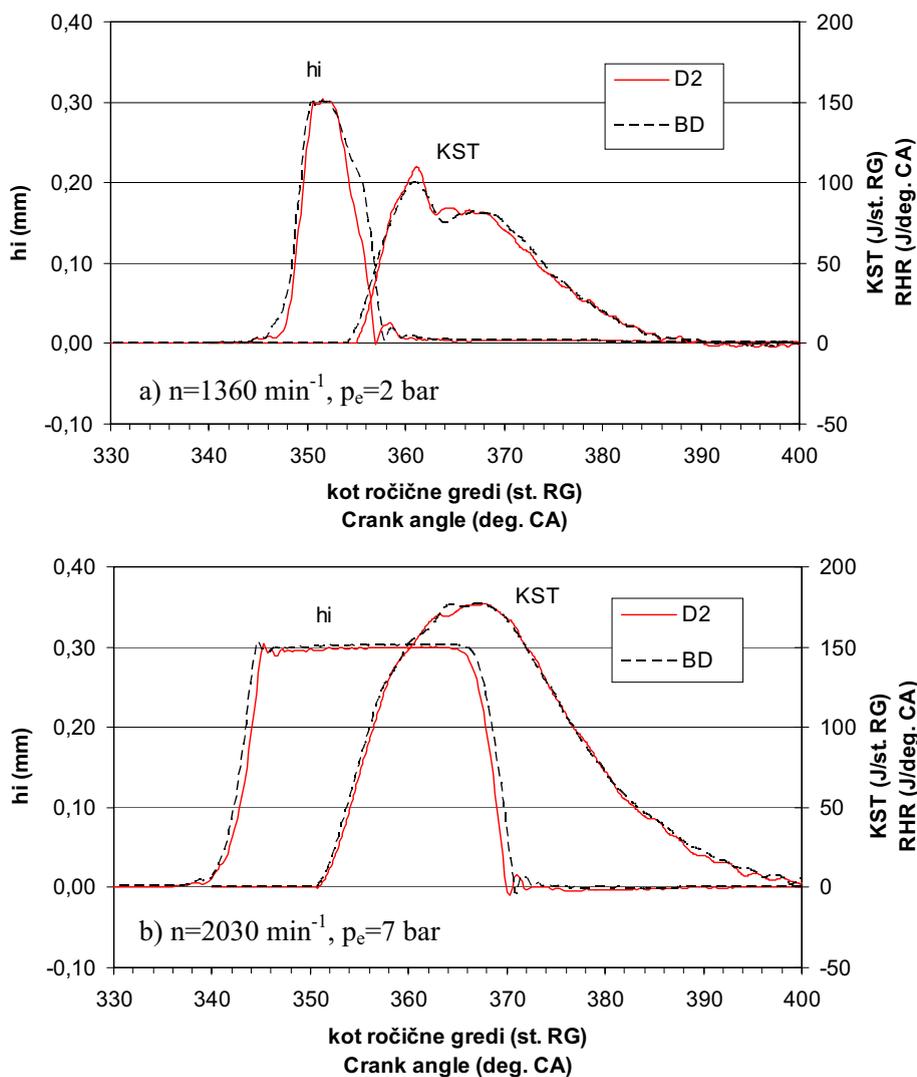
2 INFLUENCE OF BIODIESEL ON COMBUSTION

The basic characteristics of the combustion process can be obtained by the computational processing of the in-cylinder pressure trace. The in-cylinder pressure- and injector-needle lift-time histories were, therefore, acquired from the first engine cylinder. A piezoelectric sensor was placed in the combustion chamber for pressure pick-up, an inductive sensor was used for the needle-lift measurement and an optical encoder was applied for the reference crank-angle position pick up. The signals from the sensors were acquired by a computer-aided data-acquisition system with a sampling rate of 100 kHz per channel.

A one-zone zero-dimensional combustion model [11] was used for the prediction of the combustion heat-release rates, the so-called rate of heat release (RHR) curves. The pressure traces acquired under different partial-load engine operating conditions, where the same engine load was obtained with both fuels, were processed. As stated in the introduction, the combustion processes of both tested engines differ significantly, thus the results of the RHR analysis are presented separately for each engine.

2.1 Influence of biodiesel on combustion in the MAN engine

Two extreme engine-operating regimes were selected for the presentation, a low engine speed at low load (Fig. 4a) and a high engine speed at high load (Fig. 4 b). Figure 4 shows that both fuels produce almost identical RHR curves. There is,



Sl. 4. Primerjava poteka dviga igle vbrizgalne šobe (h_i) in KST za biodizel (BD) in gorivo D2 – motor MAN

Fig. 4. Comparison of injector needle lift trace (h_i) and RHR (KST) curves for biodiesel (BD) and D2 fuel – MAN engine

gorivi, sledi, da se KST za obe gorivi skoraj povsem ujemajo. Opazimo lahko le majhen fazni odmik, ki se ujema s faznim odkom med gibom igle vbrizgalne šobe. Začetek vbrizgavanja je zgodnejši, kadar je gorivo biodizel, ker pa je za enak srednji dejanski tlak motorja potrebna večja količina biodizla (10 % nižja kurilnost) je trajanje vbrizgavanja daljše približno 2°RG na obeh režimih. Pri veliki obremenitvi in vrtilni frekvenci motorja (sl. 4 b) je ujemanje KST skoraj popolno. To nakazuje na dejstvo, da med zakasnitvijo vžiga, ki ga sestavljata fizikalni del, vezan na pojave uparjanja goriva, mešanja z zrakom in

however, a small phase shift, which corresponds to the phase shift of the injector-needle lift traces. The injection starts earlier with the biodiesel fuel and the injection duration is approximately 2°CA longer under all regimes, since the amount of injected biodiesel fuel has to be 10 % greater at the same engine load due to its lower calorific value. The RHR curves almost completely agree for the high-speed and high-load regime (Fig. 4 b). This implies that physical processes prevail during the ignition delay. The ignition delay, which consists of the physical part, influenced by fuel evaporation, fuel-air mixing and the mixture-heating processes, and the chemical part, connected with

segrevanja do temperature vžiga, in kemijski del, povezan s samim vžigom goriva, močno prevladuje fizikalni del, saj se biodizel, ki ima višje cetansko število, kaj hitreje ne vžge kakor gorivo D2 in je zato zakasnitev vžiga neodvisna od uporabljenega goriva. Zaradi razmeroma počasnih fizikalnih pojavov priprave gorljive zmesi zraka in par goriva, je nastanek homogene zmesi v dobi zakasnitve vžiga zavrt, zato KST nima dveh vrhov. Drugi vrh se začne pojavljati šele pri manjših obremenitvah in je najmočnejši pri nizki vrtilni frekvenci motorja (sl. 4 a). Pri tem je delež zgorevanja poprej pomešanih reaktantov le malenkostno manjši za biodizel, kar pa lahko pripišemo tudi negotovosti merjenja in postopka glajenja indikatorskega diagrama. Zato lahko z dokaj veliko verjetnostjo sklenemo, da uporaba biodizla v MAN-ovem motorju s postopkom zgorevanja M ne vpliva na hitrost sproščanja toplote (KST), da pa zagotavlja 10-odstotni delež kisika v gorivu neprimerno boljše pogoje za popolnejšo oksidacijo molekul goriva (zato manjše emisije CO, HC in saj), kar pa ustvarja višje lokalne temperature in pospeši nastanek NOx.

2.2 Vpliv biodizla na zgorevanje v motorju TAM

Ponovno smo za prikaz (sl. 5) izbrali dva skrajna delovna režima. KST za biodizel in gorivo D2 se precej manj ujemajo kakor v primeru MAN-ovega motorja. Ob faznem odmiku se javljajo tudi pomembne razlike v obliki KST. Fazni odmik pa ni več le posledica odmika med gibom igle vbrizgalne šobe, ampak tudi skrajšane dobe zakasnitve vžiga. To pa pomeni, da je postal kemijski delež zakasnitve vžiga pomembnejši, zaradi česar se z uporabo biodizla z višjim cetanskim številom pojavijo pomembne razlike v prvem delu KST. Hitrejši vžig biodizla, torej krajša zakasnitev vžiga, zniža delež homogenega zgorevanja poprej pomešanih reaktantov in skoraj prepolovi najvišjo hitrost homogenega zgorevanja. Zato pa se poveča delež difuznega zgorevanja, ki poteka z večjo jakostjo.

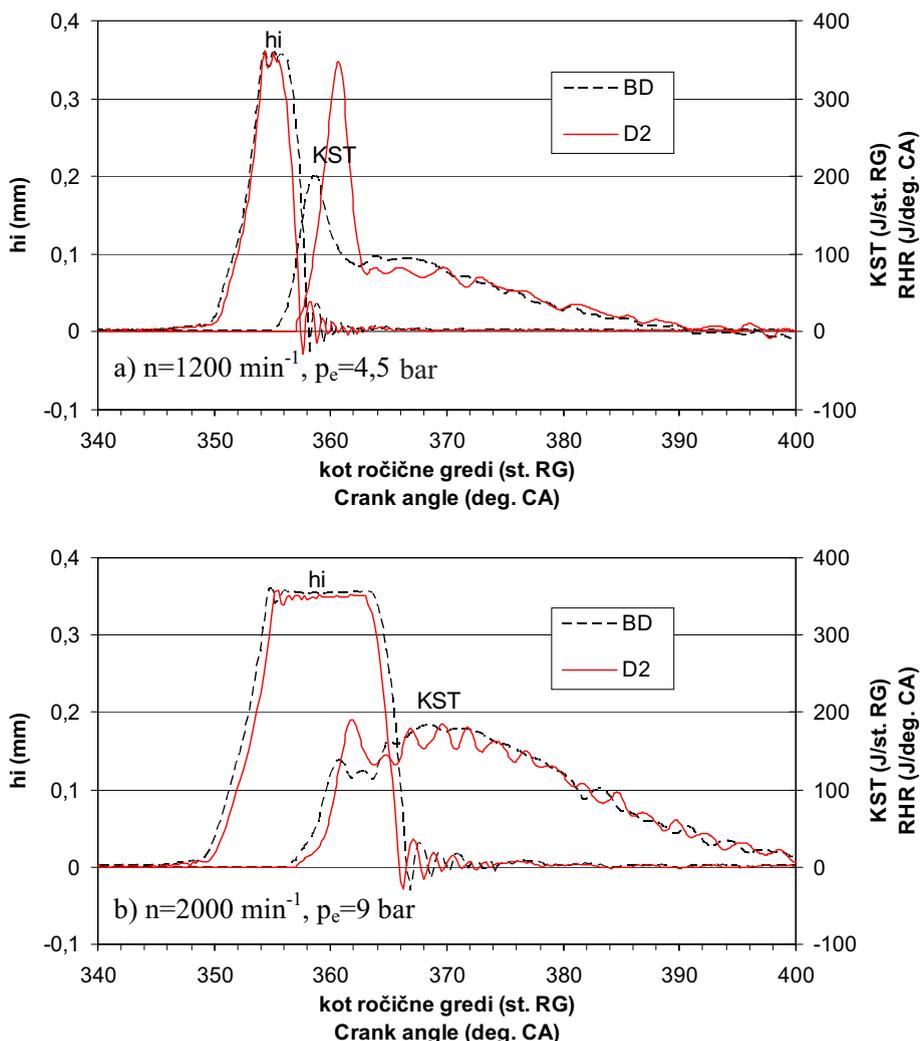
Pri manjši obremenitvi (sl. 5 a) je za gorivo D2 značilno izrazito področje homogenega zgorevanja z velikimi hitrostmi zgorevanja. Javlja se tudi pri biodizlu, a je

ignition, which is the same for both fuels. Biodiesel, however, has a higher cetane index than D2 fuel, and should accelerate combustion and reduce ignition delay if the significance of the physical and chemical parts of the ignition delay is the same. The formation of premixed reactants is slowed down during the ignition delay, due to the relatively slow-running physical processes of the combustible-mixture formation. The RHR curve then appears in most cases with only one peak. A double-peak HRH curve only appears for very low loads, and is most clearly seen at low engine speeds (Fig. 4 a). The portion of premixed combustion with biodiesel is only slightly lower under this regime, and the differences in the RHR curve for both fuels may be attributed to the measurement uncertainty or pressure-trace smoothing. It can be concluded, therefore, that the application of biodiesel fuel in a MAN engine, which employs the M-combustion process, does not influence the rate of heat release (RHR). The oxygen bonded in the biodiesel fuel, however, creates much better conditions for a more complete oxidation of the fuel molecules (therefore, lower soot, CO and HC emissions), which increases the local flame temperatures and accelerates NOx formation.

2.2 Influence of biodiesel on the combustion in the TAM engine

Two extreme engine operating regimes were selected for the comparison (Fig. 5). The RHR curves of the TAM engine differ substantially for different fuels in comparison to the MAN engine. In addition to the phase shift, there are distinguishable differences in the RHR curve's shape. Moreover, the phase shift is not caused by the injector-needle lift shift only, but also by the reduced ignition delay of the biodiesel fuel. This implies that the chemical part of the ignition delay became more influential in the TAM engine and, therefore, the application of biodiesel fuel, which has a higher combustibility (cetane index) than D2 fuel, caused different combustion rates in the initial phase of combustion. The biodiesel fuel ignited quicker, thus the ignition delay was shorter, the quantity of premixed reactants decreased, which then reduced the share of fuel burned with the premixed flame, and lowered the maximum rate of heat release by almost 50 %. The share of combustion with diffusion flame was, therefore, higher, and the combustion intensity with the diffusion flame increased.

The expressive portion of the premixed combustion with a high heat-release rate is



Sl. 5. Primerjava poteka dviga igle vbrizgalne šobe (h_i) in KST za biodizel (BD) in gorivo D2 – motor TAM

Fig. 5. Comparison of injector needle lift trace (h_i) and RHR (KST) curves for biodiesel (BD) and D2 fuel – TAM engine

njegova jakost manjša. Razlika je posledica različnih zakasnitev vžiga obeh goriv. Zaradi večje vnetljivosti biodizla so zakasnitve vžiga krajše, manjša je količina poprej pomešanih reaktantov, ki nastajajo v času zakasnitve vžiga, zato je delež goriva, ki zgore s homogenim plamenom tudi manjši, predvsem pa so v tej začetni fazi manjše hitrosti zgorevanja. V področju difuzijskega zgorevanja, ki sledi, so hitrosti zgorevanja za obe gorivi precej manjše (sl. 5 a) in pri obeh obremenitvah je difuzijsko zgorevanje biodizla močnejše, kar lahko pojasnimo z nekoliko boljšo vnetljivostjo biodizla, predvsem pa z dejstvom, da je zaradi

characteristic for D2 fuel under low engine loads (Fig. 5 a). The premixed combustion is far less intense for the combustion of biodiesel. This distinguishing difference is caused by the different ignition delays of the two fuels. The combustibility (cetane index) of biodiesel is higher and, thus, its ignition delay is shorter. The quantity of premixed reactants that are formed during the ignition delay is small and the share of fuel that burns with a premixed flame is also small; therefore, the peak rate of heat release at the beginning of combustion is much smaller. The heat-release rates are much lower for both fuels in the region of the diffusion combustion following the premixed combustion (Fig. 5 a). The diffusion combustion of

manjše potrebe po kisiku nastajanje gorljive zmesi v zgorevalnem prostoru hitrejše.

Pri večjih obremenitvah (sl. 5 b) postaja homogeno zgorevanje vse manj izrazito in ga pri veliki vrtilni frekvenci komaj še opazimo. Njegov delež se prepolovi. To je posledica zmanjšanja zakasnitve vžiga, ki se pri povečevanju obremenitve tlačno polnjenega TAM-ovega motorja zmanjša. Zmanjšanje deleža homogenega zgorevanja in njegove jakosti pa pomembno vpliva na znižanje lokalnih temperatur in nastanek NOx. Zato se v tem primeru skupne emisije NOx ne povečajo tako močno kakor v primeru MAN-ovega motorja in ostajajo na ravni emisij NOx ob uporabi goriva D2, medtem ko povečan delež kisika v biodizlu izboljša oksidacijske pogoje in zmanjša koncentracije CO, HC in saj v izpušnih plinih (sl. 3).

3 SKLEP

V prispevku so prikazani rezultati raziskav vpliva biodizla na postopek zgorevanja v dizelskem motorju, vpliva na osnovne parametre delovanja motorja in na emisijo škodljivih snovi. Raziskave smo izvedli na dveh dizelskih motorjih z različnima postopkoma zgorevanja, na sesalnem motorju MAN in tlačno polnjenem motorju TAM. Pri tem smo nastavitev sistema za dovod goriva na motorju MAN prilagodili uporabi D2 goriva, na motorju TAM pa biodizlu. Ugotovitve, ki sledijo iz primerjave z rezultati, dobljenimi z gorivom D2, so naslednje:

a) emisije

- z uporabo biodizla se emisije CO, HC in saj zmanjšajo na vseh obratovalnih režimih in pri obeh motorjih. Pri tem se najmočneje zmanjšajo emisije saj. Zmanjšanje emisij CO je večje pri MAN-ovem motorju, zmanjšanje HC pa pri TAM-ovem motorju
- emisije NOx pri MAN-ovem motorju se z uporabo biodizla podvojijo in se ne zmanjšajo niti pri delni 70 % obremenitvi, pri TAM-ovem motorju pa so z uporabo biodizla na zunanji značilki zaradi nižjih obremenitev emisije NOx manjše, medtem ko pa se pri izenačenih pogojih delovanja (70% obremenitev) dvignejo nad vrednosti za gorivo D2.

b) postopek zgorevanja

Vpliv je v največji meri odvisen od postopka nastanka zmesi gorivo - zrak, zato ob obeh ugotovitvah,

the biodiesel is more intensive at both engine loads. The explanation for this is a higher cetane index, and, in particular, the lower oxygen demand of biodiesel, which intensifies the formation of a combustible mixture and its combustion with the diffusion flame.

The portion of premixed combustion is less explicit at high engine loads (Fig. 5 b), and for biodiesel it is already hardly noticeable. Its share is reduced by 50 % for both fuels due to the shorter ignition delay, which is characteristic for high engine loads and turbocharged engines. The reduced share of the premixed flame and its intensity have an influence on the reduction in local temperatures and decelerate NOx formation. The increase of NOx emissions with biodiesel fuel is, therefore, far from that encountered by the MAN engine. The oxygen bonded in the biodiesel fuel, however, aids the oxidation of fuel molecules and, therefore, produces lower soot, CO and HC emissions (Fig. 3).

3 CONCLUSION

This paper presents experimental results from research on the influence of biodiesel fuel on the combustion process, emission formation and engine operating parameters of a diesel engine. This research was performed using naturally aspirated MAN and turbocharged TAM engines, both employing different combustion processes. The injection system set-up was purposely optimised for the application of D2 fuel in the MAN engine and for the application of biodiesel fuel in the TAM engine. The following conclusions can be made from a comparison of those results obtained for both biodiesel and D2 fuels:

a) emissions

- the emissions of CO, HC and soot are reduced under all engine operating regimes in both engines when the biodiesel fuel is used. The reduction of soot emissions is the highest. CO emissions decrease more in the MAN engine, while HC emission reduction is higher in the TAM engine.
- the NOx emissions are doubled in the MAN engine and, moreover, do not decrease even under a partial 70% load when the biodiesel fuel is applied. In the TAM engine, specific NOx emissions decrease at full load and increase slightly over the values for D2 fuel under equal load conditions (70 % load) when the biodiesel fuel is applied.

b) combustion process

The combustion process, especially combustible mixture formation, plays a very important role, thus, no

razen da se poveča ustrežni razmernik zrak – gorivo, ne moremo dati;

- za postopek M (motor MAN) velja:
 - v dobi zakasnitve vžiga in med zgorevanjem prevladujejo fizikalni pojavi nad kemijskimi,
 - potek zgorevanja se ne spremeni – KST ostaja skoraj nespremenjena za obe gorivi;
- za postopek zgorevanja v zračnem vrtincu (motor TAM) pri uporabi biodizla velja:
 - skrajša se zakasnitev vžiga,
 - jakost zgorevanja predhodno pomešanih reaktantov se zmanjša do 40 %,
 - povečata se jakost in delež difuzijskega zgorevanja,
 - trajanje zgorevanja ostaja enako,
 - zmanjša se gradient višanja tlaka, kar je posebej izrazito pri manjših obremenitvah motorja, zato je tek motorja bolj gladek in tih.

generalization of findings can be made. The conclusions for the individual engines are as follows:

- M – system combustion (MAN engine)
 - the physical processes prevail over the chemical ones during ignition delay,
 - the combustion process is unaltered – the rate of heat release (RHR curves) is almost the same for both fuels;
- combustion in air swirl (TAM engine) when using biodiesel fuel:
 - the ignition delay is reduced ,
 - the intensity of the premixed combustion is reduced by up to 40 %,
 - the intensity and share of the diffusion combustion is increased,
 - the combustion duration remains unchanged,
 - the combustion pressure gradient is reduced and, therefore, the engine's operation is smoother and quieter, especially for low engine loads;

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] Miyamoto, N., Ogawa, H., Nurun, N., Obata, K., Arima, T., Smokeless, low NOx, high thermal efficiency, and low noise diesel combustion with oxygenated agents as main fuel, *SAE paper 980506*
- [2] Giacomo, N.D., Beatrice, C., Bertoli, C., Diesel combustion improvements by the use of oxygenated synthetic fuels, *SAE paper 972972*
- [3] Alam, M., Song, J., Acharya, R., Boehman, A., Combustion and emissions performance of low sulfur, ultra low sulfur and biodiesel blends in a DI diesel engine, *SAE paper 2004-01-3024*
- [4] Cowlely, L.T., Shadling, R.J., Doyon, J., The influence of composition and properties of diesel fuel on particulate emissions from diesel engines, *SAE paper 932732*
- [5] Nabi, M.N., Shahadat, M.M.Z., Rahman, M.S., Beg, M.R.A., Behavior of diesel combustion and exhaust emission with neat diesel fuel and diesel-biodiesel blends, *SAE paper 2004-01-3034*
- [6] Sanatore, A., Cardone, M., Rocco, V., Prati, M.V., A comparative analysis of combustion process in DI diesel engine fueled with biodiesel and diesel fuel, *SAE paper 2000-01-0691*
- [7] May, H., Hattingen, U., Theobald, J., Weidmann, K., Koenig, A. (1998) Untersuchung des Betriebs- und Abgasemissionsverhaltens eines Dieselmotors mit Oxidationskatalysator, *MTZ Motortechnisches Zeitschrift 59* (1998) 2, str.: 112 – 123
- [8] Hribernik, A. (2006) Vpliv biodizla na vbrizgavanje goriva, zgorevanje, nastanek emisij in značilnice dizelskega motorja z neposrednim vbrizgom, *Strojniški vestnik* letnik 52, št. 1, 2006, str.: 3 do 14
- [9] Yamane, K., Ueta, A., Shimamoto, Y. (2001) Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuel on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a DI-CI engine, *The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001)*, July 1-4, 2001, Nagoya, str.: 402 do 409
- [10] Hribernik, A., Kegl, B. (2007) Influence of biodiesel on the combustion and emission formation in a direct injection (DI) diesel engine, *Energy & Fuels*, 2007, 21, str. 1760 do 1767
- [11] Heywod, J. B. (1988) Internal combustion engine fundamentals, *McGrawHill*, New York

Naslov avtorjev: prof. dr. Aleš Hribernik
prof. dr. Breda Kegl
Univerza v Mariboru
Fakulteta za strojništvo
Smetanova 17
2000 Maribor
ales.hribernik@uni-mb.si
breda.kegl@uni-mb.si

Authors' Address: Prof. Dr. Aleš Hribernik
Prof. Dr. Breda Kegl
University of Maribor
Faculty of Mechanical Eng.
Smetanova 17
2000 Maribor, Slovenia
ales.hribernik@uni-mb.si
breda.kegl@uni-mb.si

Prejeto: 30.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Časovno odvisno vedenje pogonskih jermenov pod vplivom periodične mehanske obremenitve - analiza lokacije enojne spektralne črte

Time-Dependent Behaviour of Drive Belts under Periodic Mechanical Loading - An Analysis of the Location of a Single Line Spectrum

Barbara Zupančič - Anatolij Nikonov - Urška Florjančič - Igor Emri
(Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

Pri zagotavljanju vzdržljivosti motorjev je kritična trajnost pogonskih jermenov. Zato je razumevanje mehanizmov, ki na trajnost jermenov vplivajo, velikega pomena. S tem prispevkom nadaljujemo raziskavo o časovno odvisnem obnašanju dinamično obremenjenih elastomernih izdelkov. V ta namen je bil razvit teoretični model, ki omogoča analizo nabiranja napetostno-deformacijskega stanja [1]. Razvoj modela temelji na konstitutivnem modeliranju prenosnih jermenov, ki so izpostavljeni zobati periodični obremenitvi med obratovanjem motorja. V vsakem obremenitvenem ciklu je elastomerni material izpostavljen kombinaciji pojavov lezenja in kasnitve. V določenih razmerah, ki jih definirata geometrijska oblika jermena in kotna hitrost obratovanja jermenic, pojav kasnitve med dvema zaporednima cikloma ni končan. Tako material vstopi v naslednjo obremenitveno fazo s preostalo deformacijo. Posledično se deformacijsko stanje prične nabirati, kar vodi do utrjevanja materiala, nastajanja razpok in končno lahko tudi do odpovedi jermena.

Dosedanji izsledki raziskave so pokazali, da obstajajo kritične razmere obremenjevanja, pri katerih se pojavi postopek nabiranja deformacije. Predvidevamo lahko, da bo izdelek med obremenjevanjem v kritičnih razmerah (oz. v bližini) skoraj zagotovo odpovedal! Kritične razmere obremenjevanja so odvisne od zakasnilnega časa materiala (opredeljuje ga lokacija spektra), medtem ko je velikost nabrane deformacije odvisna od jakosti (intenzivnosti) pripadajoče spektralne diskretne linije. Iz tega lahko sklepamo, da je mehanski spekter polimernega materiala, iz katerega je izdelek narejen, odločilna materialna funkcija za napoved trajnosti dinamično obremenjenih elastomernih izdelkov.

V tem prispevku analiziramo vpliv lokacije enojne spektralne linije na kritične obratovalne razmere. Rezultati analize kažejo, da daljši odzivni časi materiala pomenijo nižje kritične obratovalne kotne hitrosti.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: časovno odvisno modeliranje, prenosni jermeni, viskoelastične analize, mehanski spektri)

A drive belt's durability is a critical factor for the sustainable operation of engines. Thus, understanding the mechanisms that affect their durability is extremely important. In this paper we present the continuation of our research on the time-dependent behavior of dynamically loaded elastomeric products. For this purpose the constitutive model has been developed, which made possible the analyses of the stress-strain state [1]. The development of the constitutive model is based on the modelling of the transmission belts when exposed to tooth-like periodic mechanical loading during the operation of the engine. Within each loading cycle the elastomeric material undergoes a combination of creep and the retardation process. Under certain conditions, defined by the drive belt's geometry and the pulleys' angular velocity, the retardation process between two loadings cannot be fully completed to a strain-free state. Consequently, the strain state starts to accumulate, which leads to hardening of the material, crack formation, and ultimately to the failure of the belt.

The results have shown that there exists some critical loading conditions for the strain-accumulation process to occur. We can predict that the product will almost certainly fail if it operates under critical conditions, which depend on the retardation time (location of the spectrum). The magnitude of the accumulated strain is dictated by the intensity of the spectrum line. Thus, the mechanical spectrum of the

polymeric material, from which the product is made, is the most important material function for predicting the durability of the polymeric product.

In this paper we analyze the effect of the location of a single spectrum line on the critical operating conditions. We found that longer response times for a material mean lower critical operating angular velocities.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: time-dependent constitutive modeling, transmission belts, viscoelastic analysis, mechanical spectrum)

1 OBREMITVENI POGOJI POGONSKEGA JERMENA

Tip obremenitve pogonskega jermena je bil določen s tržnim MKE paketom ANSYS, pri čemer smo privzeli elastično obnašanje vseh komponent jermena. Jermen je bil prednapet s silo F in obremenjen z želenim momentom M , tako da je bila sila prednapetja razdeljena na silo F_1 v natezni veji jermena in silo F_2 v razbremenitveni veji jermena, kakor je shematično prikazano na sliki 1. Na sliki je hkrati označena tudi medosna razdalja med jermenicama l , polmer jermenic R , ter časa t_1 in t_2 , ki označujeta začetek in konec stika jermena z jermenico.

Gibanje, ko se izbrana točka na jermenu pri vrtenju pogonske in gnane jermenice vrne v začetno lego, imenujemo zaključen obremenitveni cikel jermena. Za viskoelastično analizo smo izbrali točko pod zobom jermena, v kateri ima časovni potek strižne napetosti znotraj vsakega obremenitvenega cikla obliko sunka. Izbrana lokacija je prikazana na sliki 2a in označena z A, medtem ko slika 2b prikazuje pripadajoči časovno odvisni razvoj strižne napetosti.

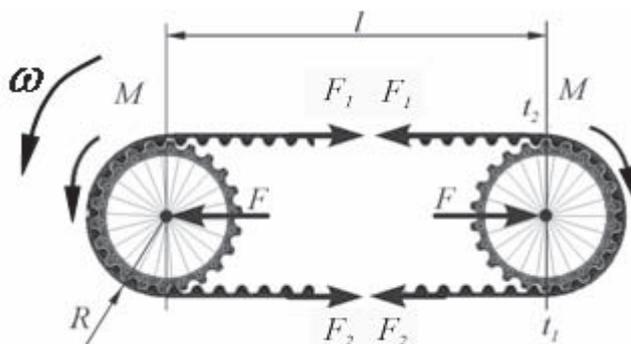
V prvem približku lahko potek strižne napetosti modeliramo z razliko dveh koračnih

1 THE LOADING CONDITIONS OF A DRIVE BELT

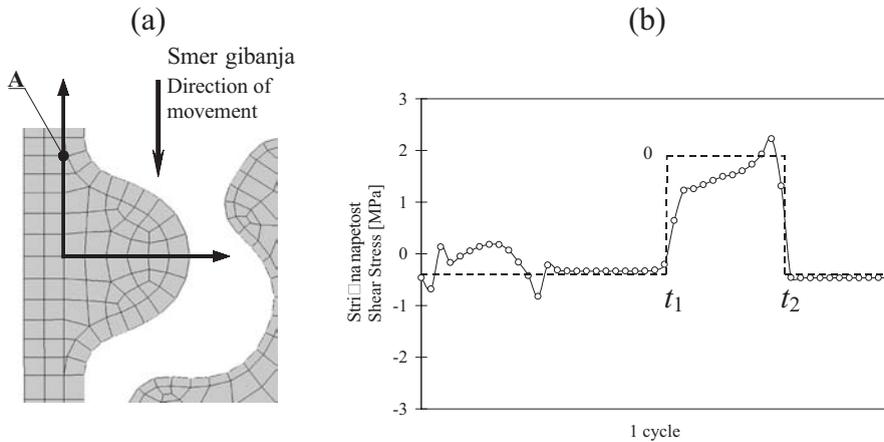
The loading conditions of a synchronous belt were determined with the commercial FEM program ANSYS, assuming the elastic behaviour of all the belt components. The belt was pre-stressed with a force F and loaded with the desired torque M , so that the pre-stressing force was appropriately divided into the strand on the tension side, F_1 , and on the slack side, F_2 , as schematically shown in Fig. 1. The figure also indicates the distance between two pulleys, l , their radius, R , and the times, t_1 and t_2 , which indicate when the belt enters and leaves the driving pulley.

The driving pulley and the driven pulley were then rotated in such way that a selected point on the belt would return to the initial position. The described movement we designated as a complete loading cycle of the belt. For the present viscoelastic analysis we selected the location on the belt tooth where the shear stress state within each loading cycle has the form of an impulse function. The selected location is shown in Fig. 2a and is indicated as A, while Fig. 2b shows the corresponding calculated time-dependent evolution of the stress state.

In the first approximation the shear stress can be modelled as the difference between two step



Sl. 1. Shematičen prikaz obremenitve in geometrijske oblike jermena
Fig. 1. Schematics of the belt's loading conditions and its geometry



Sl. 2. Časovno odvisni razvoj strižne napetosti v točki A v zaključenem obremenitvenem ciklu
 Fig. 2. The time-evolution of the shear stresses at point A within a complete loading cycle

funkcij z jakostjo striga τ_0 , kakor je prikazano na sliki 2b. Torej:

$$\tau(t) = \tau(0)h(t) + \tau_0 \sum_{n=1}^N \{h[t - t_1 - (n-1)\xi] - h[t - t_2 - (n-1)\xi]\} \quad (1),$$

za $t \leq N\xi$. Časa t_1, t_2 in trajanje enega obremenitvenega cikla ξ , lahko izrazimo kot funkcije geometrijske oblike jermena in kotne hitrosti obratovanja jermenic ω . Če l označuje medosno razdaljo med jermenicama, R je polmer jermenic, N pa število obremenitvenih ciklov, ki jim je bil jermen izpostavljen, tedaj lahko pišemo: $t_1 = (l + \pi R)/(\omega R)$, $t_2 = (l + 2\pi R)/(\omega R)$, $\xi = (2l + 2\pi R)/(\omega R)$. Model za popis strižne napetosti lahko zapišemo v naslednji obliki:

$$\tau(t) = \tau(0)h(t) + \tau_0 \sum_{n=1}^N \left\{ h \left[t - (2n-1) \frac{l + \pi R}{\omega R} \right] - h \left[t - \frac{2n(l + \pi R) - l}{\omega R} \right] \right\} \quad (2),$$

za $t \leq N\xi$.

functions with the shear intensity, τ_0 , as shown in Fig. 2b. Hence:

for $t \leq N\xi$. We can express the times t_1, t_2 and the duration of one loading cycle, ξ , as functions of the belt geometry and the angular velocity of the belt drive, ω . If l is the distance between the axes of the pulleys, R is the radius of the pulleys, and N is the number of loading cycles that the belt has been exposed to, we obtain the following expressions, $t_1 = (l + \pi R)/(\omega R)$, $t_2 = (l + 2\pi R)/(\omega R)$, $\xi = (2l + 2\pi R)/(\omega R)$. Hence, the shear-stress model can be rewritten in the form:

for $t \leq N\xi$.

2 ANALIZA NABIRANJA DEFORMACIJSKEGA STANJA

Časovno odvisni deformacijski odziv gume lako popišemo z naslednjim izrazom [2]:

$$\gamma(t) = \tau(0)J(t) + \int_0^t J(t-s) \frac{\partial \tau(s)}{\partial s} ds \quad (3),$$

kjer je $\tau(0)$ strižna napetost, izražena z en.(2) pri $t = 0$, $J(t)$ pa strižna voljnost materiala, ki jo lahko popišemo z diskretnim zakasnilnim spektrom $\{L_i, \lambda_i; i = 1, 2, \dots, K\}$ kot:

$$J(t) = J_g + \sum_{i=1}^K L_i \left(1 - e^{-\frac{t}{\lambda_i}} \right) \quad (4).$$

2 ANALYSIS OF THE STRAIN ACCUMULATION

We express the time-dependent strain response of a rubber material as [2]:

where $\tau(0)$ is the shear stress, expressed with Eq.(2) at $t = 0$, and $J(t)$ is the shear creep compliance, which we may written in terms of a discrete retardation spectrum $\{L_i, \lambda_i; i = 1, 2, \dots, K\}$ as :

J_g je strižna voljnost materiala v steklastem stanju, λ_i pa označuje retardacijske čase, kjer so locirane ustrezne spektralne črte $L_i = L(\lambda_i)$, K označuje število spektralnih črt, s katerimi modeliramo $J(t)$.

Če izraz en.(2) za strižno napetost in izraz za strižno voljnost en.(4) vstavimo v en.(3), dobimo:

$$\gamma(t, t \leq N\xi) = \tau(0)J(t) + \tau_0 \sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^K L_i \left[e^{-\frac{t}{\lambda_i} + \frac{2n(l+\pi R)-l}{\omega R \lambda_i}} - e^{-\frac{t}{\lambda_i} + (2n-1)\frac{l+\pi R}{\omega R \lambda_i}} \right] \quad (5)$$

En.(5) opisuje časovno odvisni razvoj (postopek zbiranja) deformacije v materialu kot funkcijo kotne hitrosti ω , geometrijskih parametrov l in R ter števila obremenitvenih ciklov N , ki jim je jermen izpostavljen. Nabrano deformacijo lahko izrazimo kot:

$$\gamma(t, t \leq N\xi) = \tau(0)J(t) + \Gamma_N(t) \quad (6)$$

kjer je:

$$\Gamma_N(t) = \tau_0 \sum_{n=1}^N \sum_{i=1}^K L_i \left[e^{-\frac{t}{\lambda_i} + \frac{2n(l+\pi R)-l}{\omega R \lambda_i}} - e^{-\frac{t}{\lambda_i} + (2n-1)\frac{l+\pi R}{\omega R \lambda_i}} \right]$$

En.(5) uporabimo za vrednotenje vpliva posameznega parametra na obnašanje jermenov v daljšem časovnem obdobju (trajnost).

2.1 Deformacijsko stanje po določenem številu zaključenih obremenitvenih ciklov

Recimo, da nas zanima zbrano deformacijsko stanje po N zaključenih ciklih, t. j. pri času $t = t_N$:

$$t_N = N\xi = 2N \frac{l + \pi R}{\omega R} = 2N \frac{\kappa + \pi}{\omega} \quad (7)$$

kjer je $\kappa = l/R$. V tem primeru izraz en.(6) zavzame obliko:

$$\gamma(N) = \tau(0)J(2N \frac{\kappa + \pi}{\omega}) + \Gamma_N(N) \quad (8)$$

Izraz za zbrano deformacijo po N zaključenih ciklih $\Gamma_N(N)$ lahko zapišemo v obliki:

$$\Gamma_N(n) = \Gamma_N(n-1) + \Delta\Gamma_n(n), n = 1, 2, 3, \dots, N \quad (9)$$

pri čemer $\Gamma_N(N)$ lahko v skrčeni obliki izrazimo s končno vsoto prirastkov zbrane deformacije v posameznem obremenitvenem ciklu:

$$\Gamma_N(N) = \sum_{n=1}^N \Delta\Gamma_n(n) \quad (10)$$

J_g stays for glassy compliance, when λ_i denotes the retardation times, where the corresponding spectrum lines $L_i = L(\lambda_i)$ are located. K stays for a number of spectrum lines for modelling $J(t)$.

Introducing Eq.(2) for the shear stress and Eq.(4) for the shear creep compliance into Eq.(3), we obtain:

Eq.(5) describes the time-dependent evolution (accumulation process) of the strain in a material as a function of the angular velocity ω , the geometry parameters l and R , and the number of loading cycles, N , to which the belt is exposed. Let the accumulated strain in N cycles be expressed as $\Gamma_N(t)$, so:

where:

We can use Eq.(5) to analyze how each of the listed parameters affects the long term behaviour (durability) of the belt.

2.1 The strain state during completed cycles

Let us assume that we are interested in the accumulated strain at the end of N completed cycles, i.e., at $t = t_N$:

where $\kappa = l/R$. In this case Eq.(6) takes the following form:

We can write $\Gamma_N(N)$ as a recursive formula:

where $\Gamma_N(N)$ can be written as the sum of the accumulated strain in each consecutive cycle in the form:

kjer je $\Delta\Gamma_n(n)$ oblike:

$$\Delta\Gamma_n(n) = \tau_0 \sum_{i=1}^K L_i \exp\left(-\frac{(\kappa + \pi)(2n-1) - \pi}{\omega\lambda_i}\right) \left[1 - \exp\left(-\frac{\pi}{\omega\lambda_i}\right)\right]$$

Iz zadnjega je razvidno, da je tudi prirastek zbrane deformacije $\Delta\Gamma_n(n; n = 1, 2, 3, \dots, N)$ za posamezen cikel odvisen od geometrijske oblike jermena $\kappa = l/R$, kotne hitrosti jermenic ω , števila obremenitvenih ciklov N in zakasnilnega spektra materiala $\{L_i, \lambda_i; i = 1, 2, \dots, K\}$.

Lokacijo kritične kotne hitrosti obratovanja ω_{CR} , pri kateri je zbiranje deformacije $\Delta\Gamma_n(n; n = 1, 2, 3, \dots, N)$ najintenzivnejše, matematično določimo z naslednjo enačbo:

$$\frac{\partial}{\partial \omega} \{\Delta\Gamma_n(n)\}_{\omega=\omega_{CR}} = 0 \tag{11}$$

Z upoštevanjem dejstva, da je $\Delta\Gamma_n(n)$ funkcija geometrijskih parametrov jermena, števila obremenitvenih ciklov in časovno odvisnih materialnih lastnosti, podobno velja tudi za kritično kotno hitrost ω_{CR} . Na podlagi teoretičnega ozadja, predstavljenega v [1], smo v sklopu nadaljnjih raziskav sistematično analizirali vpliv geometrijske oblike jermena, števila obremenitvenih ciklov in lokacije enojne spektralne linije na lokacijo kritične kotne hitrosti ω_{CR} in postopek zbiranja deformacije.

2.2 Vpliv geometrijske oblike jermena

Za popis vpliva geometrijske oblike jermena, ki jo izrazimo s razmerjem $\kappa = l/R$, analiziramo deformacijo, zbrano v prvem ciklu, $n = N = 1$, pri čemer časovno odvisno materialno lastnost popišemo z najpreprostejšim spektrom, t. j. z enojno spektralno linijo. V tem primeru se izraz za $\Delta\Gamma_n(n)$ poenostavi do oblike:

$$\Delta\Gamma_n(n=1) = \tau_0 L_1 e^{-\frac{\kappa}{\omega\lambda_1}} \left[1 - e^{-\frac{\pi}{\omega\lambda_1}}\right] \tag{12}$$

Zbrano deformacijsko stanje po prvem ciklu obratovanja je kot funkcija kotne hitrosti, $\Gamma(\omega, N=1) = \Delta\Gamma_n(\omega, n=1)$, prikazano na sliki 3. Rezultati se nanašajo na tri različne vrednosti parametra κ in retradacijski čas $\lambda_1 = 100$ s [3].

Za izbrane vrednosti $N = n = 1$ (en obremenitveni cikel) in $K = 1$ (enojna spektralna linija), lahko lokacijo kritične kotne hitrosti $\omega_{CR}(\kappa)$ določimo analitično iz en.(11) v sklenjeni obliki:

$$\omega_{CR}(\kappa) = \frac{\pi}{\lambda_1 \ln \frac{\kappa + \pi}{\kappa}} \tag{13}$$

where $\Delta\Gamma_n(n)$ is of the form:

We can also see that the strain accumulated in each consecutive cycle, $\Delta\Gamma_n(n; n = 1, 2, 3, \dots, N)$ depends on the geometry of the belt, $\kappa = l/R$, the angular velocity of the pulleys, ω , the number of completed cycles, N , and the retardation spectrum of the material, $\{L_i, \lambda_i; i = 1, 2, \dots, K\}$.

The location of the critical angular velocity, ω_{CR} , of the belt-drive, at which $\Delta\Gamma_n(n; n = 1, 2, 3, \dots, N)$ has an extremum, can be determined from:

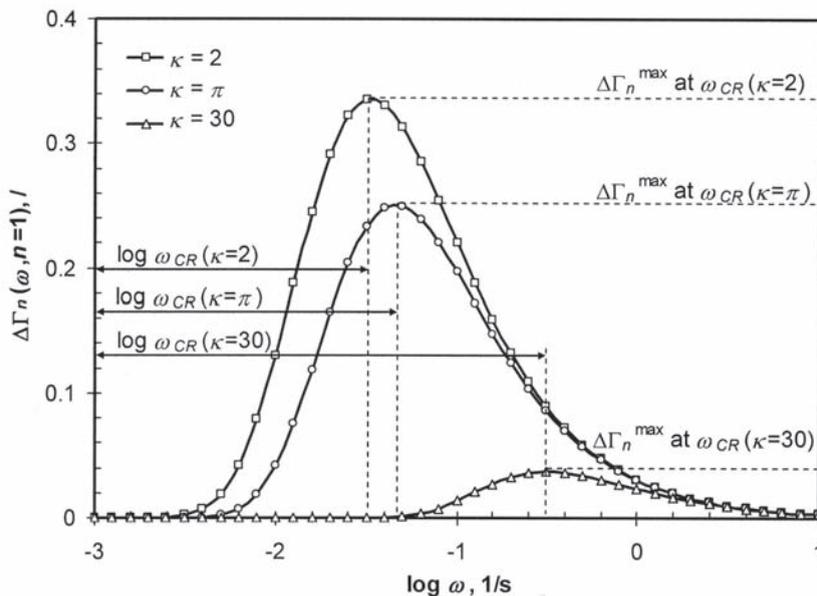
Taking into consideration that $\Delta\Gamma_n(n)$ is a function of the drive belt's geometrical parameters, the number of consecutive cycles, and the material time-dependent property, the same holds also for the location of ω_{CR} . Considering the theoretical background in [1] we aimed our further research at a systematic analysis of the effect of belt-drive geometry, the number of loading cycles and the single spectrum line location at the location of ω_{CR} and the strain-accumulation process.

2.2 The effect of the belt-drive geometry

To grasp the influence of the belt-drive geometry, expressed by the ratio $\kappa = l/R$, we shall analyze the strain accumulated during the first cycle, $n = N = 1$, and keep the spectrum as simple as possible, i.e., assume that the time-dependency of the material can be modelled with a single spectral line. In this case the expression for $\Delta\Gamma_n(n)$ becomes:

The strain accumulated during the first cycle as a function of frequency, $\Gamma(\omega, N=1) = \Delta\Gamma_n(\omega, n=1)$, is shown in Fig. 3. The results are also displayed for three different values of κ and for $\lambda_1 = 100$ s [3].

When $N = n = 1$ (one loading cycle) and $K = 1$ (single spectral line), the location of the critical angular velocity, $\omega_{CR}(\kappa)$, can be determined as the closed form solution of Eq.(11). In this case we express $\omega_{CR}(\kappa)$ as:



Sl. 3. Vpliv geometrijske oblike jermena $\kappa = l/R$, na postopek zbiranja deformacije v prvem obremenitvenem ciklu pri $\lambda_1 = 100$ s
 Fig. 3. The effect of belt-drive geometry, $\kappa = l/R$, on the strain accumulated during the first cycle, for $\lambda_1 = 100$ s

Kritična kotna hitrost $\omega_{CR}(\kappa)$ podaja informacijo o pogojih obratovanja jermenic in jermena, pri katerih je zbiranje deformacije največje. Seveda pa se postopek zbiranja deformacije odvija tudi pri obratovalnih kotnih hitrostih, ki so večje ali manjše od kritične, $\omega_{CR}(\kappa)$.

Iz zgornje analize lahko povzamemo, da mora biti razmerje $\kappa = l/R$ čim večje, seveda v mejah uporabnosti jermena.

2.3 Vpliv števila obremenitvenih ciklov

Pri analizi vpliva števila obremenitvenih ciklov še vedno ohranimo predpostavko o najpreprostejšem modeliranju časovno odvisne materialne lastnosti z enojno spektralno črto, locirano pri odzivnem času $\lambda_1 = 100$ s. Izberemo vrednost geometrijskega parametra $\kappa = \pi$. V tem primeru se izraz za prirastek zbrane deformacije poenostavi do oblike:

$$\Delta\Gamma_n(n) = \tau_0 L_1 e^{-\frac{\pi(4n-3)}{\omega\lambda_1}} \left[1 - e^{-\frac{\pi}{\omega\lambda_1}} \right]; n = 1, 2, 3, \dots, N \tag{14}$$

Lokacijo kritične kotne hitrosti $\omega_{CR}(n)$ ponovno določimo iz en.(11), ki se v primeru enojne spektralne črte pri $\lambda_1 = 100$ s in $\kappa = \pi$ preoblikuje v:

$$\frac{\partial \Delta\Gamma_n(n)}{\partial \omega} = \frac{\partial}{\partial \omega} \left\{ \tau_0 L_1 e^{-\frac{\pi(4n-3)}{\omega\lambda_1}} \left[1 - e^{-\frac{\pi}{\omega\lambda_1}} \right] \right\} = 0 \tag{15}$$

The critical angular velocity, $\omega_{CR}(\kappa)$, indicates the operational conditions for the belt drive at which the magnitude of the accumulated strain achieves its maximum. Of course, strain accumulation also occurs at angular velocities that are larger or smaller than $\omega_{CR}(\kappa)$.

From the analysis presented in this section we can summarize that $\kappa = l/R$ should be chosen to be as large as the drive-belt application allows.

2.3 The effect of the number of completed cycles

To analyze the effect of the number of loading cycles we shall again keep the material time-dependence simple by using the same single spectral line model as before, with $\lambda_1 = 100$ s. We shall let $\kappa = \pi$. The expression for the strain accumulation in each consecutive cycle then becomes:

The location of $\omega_{CR}(n)$ can be obtained from Eq.(11), which for a single spectral line $\lambda_1 = 100$ s and $\kappa = \pi$ reads:

rešitev te enačbe pa lahko podamo v sklenjeni obliki:

$$\omega_{CR}(n) = \frac{\pi}{\lambda_1 \ln \frac{4n-2}{4n-3}} \quad (16).$$

Pomembno je opozoriti, da je kritična kotna hitrost v zgornjem izrazu, $\omega_{CR}(n)$, neposredno povezana z zakasnilnim časom materiala, λ_1 , ki nazorno poudari pomembnost časovne odvisnosti lastnosti materiala.

Zbiranje deformacije se s povečevanjem zaporedne številke obremenitvenega cikla n zmanjšuje, kar je prikazano na sliki 4, kjer je $\Delta\Gamma_n(\omega, n)$ prikazana kot funkcija $\log\omega$ za različne zaporedne obremenitvene cikle.

Največjo vrednost prirastka zbrane deformacije $\Delta\Gamma_n^{\max}(\omega_{CR}, \kappa = \pi, n)$, za določen obremenitveni cikel določimo s kombinacijo en. (16) in en. (14):

$$\Delta\Gamma_n^{\max}(\omega_{CR}, \kappa = \pi, n) = \tau_0 L_1 \frac{1}{4n-2} \cdot \left(\frac{4n-3}{4n-2} \right)^{(4n-3)} ; n=1,2,3,\dots,N \quad (17).$$

Opozorimo na pogoj:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \Delta\Gamma_n^{\max}(\omega_{CR}, \kappa = \pi, n) = \lim_{n \rightarrow \infty} \tau_0 L_1 \frac{1}{4n-2} \cdot \left(\frac{4n-3}{4n-2} \right)^{(4n-3)} = 0 \quad (18),$$

ki pomeni, da bo zbiranje deformacije čedalje šibkejše, ko $n \rightarrow \infty$. Poleg tega pa za kumulativno zbrano deformacijsko stanje glede na število obremenitvenih ciklov velja:

$$\lim_{n \rightarrow \infty} \Gamma_n^{\max}(\omega_{CR}, N) = \lim_{n \rightarrow \infty} \tau_0 L_1 \sum_{n=1}^N \frac{1}{4n-2} \cdot \left(\frac{4n-3}{4n-2} \right)^{(4n-3)} = \infty \quad (19),$$

and has the closed-form solution:

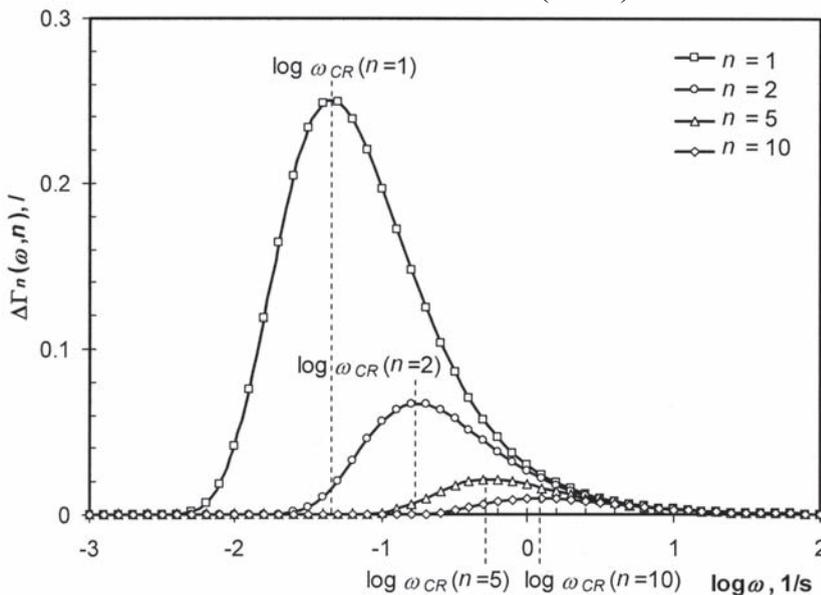
It is important to note that the critical angular velocity, $\omega_{CR}(n)$, is directly related to the retardation time of the material, λ_1 , which clearly emphasizes the importance of the material's time-dependent.

The amount of accumulated strain in each consecutive cycle decreases as n increases. This is demonstrated in Fig. 4, where $\Delta\Gamma_n(\omega, n)$ is shown as a function of $\log\omega$ for different numbers of completed cycles.

The corresponding peak value of the accumulated strain in each loading cycle, $\Delta\Gamma_n^{\max}(\omega_{CR}, \kappa = \pi, n)$, is obtained by combining Eq.(16) and (14) to render:

It is important to stress that the condition

prevails, which means that the strain accumulated in each cycle will tend towards zero as $n \rightarrow \infty$. However, it is also true that the accumulated strain:



Sl. 4. $\Delta\Gamma_n(\omega, n)$ kot funkcija $\log\omega$ za različne zaporedne številke obremenitvenega cikla pri $\lambda_1 = 100$ s in $\kappa = \pi$
 Fig. 4. $\Delta\Gamma_n(\omega, n)$ as a function of $\log\omega$ for different numbers of loading cycles, for $\lambda_1 = 100$ s and $\kappa = \pi$

kar pomeni, da bo jermen skoraj zagotovo odpovedal, če bo obratoval pri kritični kotni hitrosti. Rezultati te analize kažejo, da bi obratovanje jermena pri kritični kotni hitrosti ali v njeni bližini zelo verjetno lahko vodilo do porušitve po določenem številu obremenitvenih ciklov. Časovni okvir tega postopka je odvisen od deformacijskega stanja materiala, ki lahko vodi do porušitve, in amplitude uporabljenega napetosti τ_0 (sl. 2).

2.4 Vpliv lokacije enojne spektralne črte λ_1

Iz analize vpliva števila obremenitvenih ciklov in vpliva geometrijske oblike na postopek zbiranja deformacije je razvidno, da sta izraza en.(13) in en.(16) za kritično hitrost odvisna od pozicije spektralne črte, t. j. zakasnilnega časa λ_1 . Če združimo izraza en.(13) in en.(16) s privzetkom, da je $N = n = 1$ in je $\kappa = \pi$ za spekter z enojno spektralno črto, dobimo naslednji izraz za kritično kotno hitrost:

$$\omega_{CR}(n) = \frac{\pi}{\lambda_1 \ln 2} \tag{20}$$

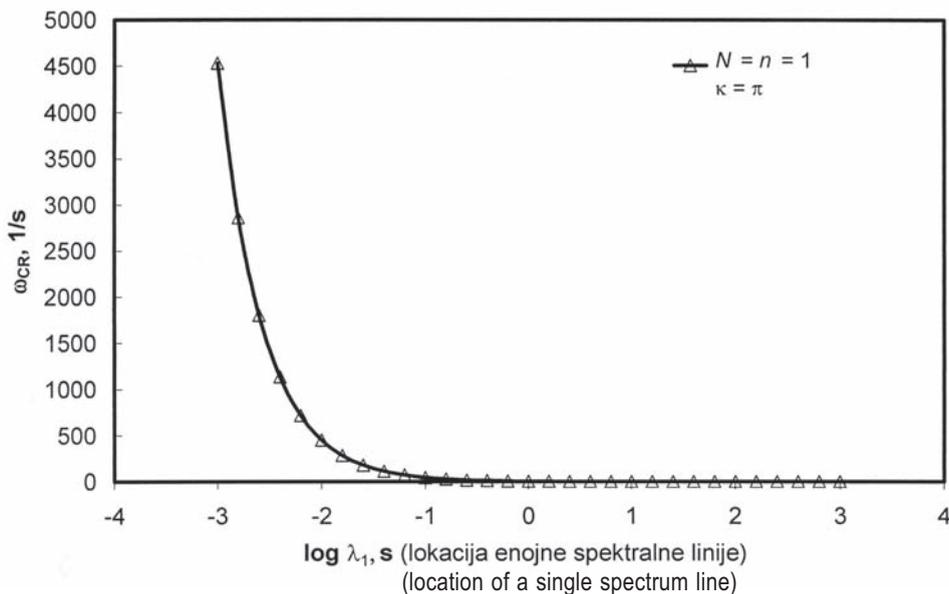
Diagram na sliki 5 kaže, da pri $N = n = 1$ (en obremenitveni cikel) in $K = 1$ (enojna spektralna črta), se lokacija kritične kotne hitrosti pri določeni vrednosti geometrijskega parametra $\kappa = \pi$ pomika k manjšim kotnim hitrostim, ko povečujemo odzivne čase.

which means that if a belt was to operate constantly at the critical angular velocity it will always fail! From this analysis we can conclude that belts that operate mostly at, or in the vicinity of, the critical angular velocity will almost certainly fail. The time frame of this process depends on the material failure strain and the amplitude of the applied stress, τ_0 (see Fig. 2).

2.4 The effect of a single spectrum line location, λ_1

From studying the effect of the number of loading cycles and the effect of geometry on the strain-accumulation process it is evident that expressions for the critical angular velocity in Eq.(13) and Eq.(16) depend on the position of a single spectrum line, i.e., the retardation time, λ_1 . If we bring together Eq.(13) and Eq.(16), assuming that $N = n = 1$ and je $\kappa = \pi$ for a single spectrum line, we obtain the following expression for the critical angular velocity:

Fig. 5 shows that when $N = n = 1$ (one loading cycle) and $K = 1$ (single spectral line), the location of the critical angular velocity at a defined geometry $\kappa = \pi$ is moving to lower values when the spectral line is located at longer retardation times.



Sl. 5. Vpliv lokacije zakasnilnega časa λ_1 na kritično obratovalno kotno hitrost
 Fig. 5. The effect of the location of the retardation time λ_1 on the critical operating angular velocity

3 SKLEPI

Iz predstavljenega lahko povzamemo, da jermeni izkazujejo zbiranje deformacijskega stanja, če so pri obratovanju izpostavljeni določenim kotnim hitrostim. Postopek zbiranja je najbolj intenziven pri t.i. kritični kotni hitrosti, ki je med drugim odvisna od razmerja med medosno razdaljo jermenic in polmerov jermenic. Pri dani geometrijski obliki se kritična hitrost povečuje s povečevanjem števila obremenitvenih ciklov. Obenem pa se velikost zbrane deformacije zmanjšuje nelinearno, ko se zaporedna številka cikla povečuje. To pomeni, da se postopek zbiranja deformacije upočasnjuje s številom obremenitvenih ciklov in je po določenem številu zanemarljiv. Vendar pa, če bo jermen deloval pri kritični kotni hitrosti ali v njeni bližini, bo skoraj zagotovo prišlo do njegove porušitve.

Analiza je pokazala, da je kritična kotna hitrost odvisna tudi od zakasnilnega časa materiala, ki opredeljuje lokacijo mehanskega spektra. Pri materialih z daljšimi odzivnimi časi (to pomeni, da je spekter v območju daljših zakasnilnih časov) se glede na teoretične izsledke tega prispevka postopek zbiranja deformacijskega stanja najintenzivneje pojavlja pri manjših obratovalnih kotnih hitrostih. Obenem je velikost zbrane deformacije opredeljena z intenziteto diskretne spektralne črte, ki pripada določenemu zakasnilnemu času. Iz izvedene analize je mogoče sklepati, da je mehanski spekter elastomernega materiala, iz katerega je jermen izdelan, najpomembnejša materialna funkcija za napovedovanje trajnosti pogonskih jermenov ali drugih dinamično obremenjenih elastomernih izdelkov.

3 CONCLUSIONS

From the presented analysis we can conclude that drive belts will exhibit an accumulation of strain when exposed to operation at certain angular velocities. The strain accumulation will be most intensive at some critical angular velocity that is proportional to the ratio of the belt length and the diameter of the pulleys. For a given belt geometry the critical angular velocity increases with the number of loading cycles. At the same time the magnitude of the accumulated strain decreases non-linearly as the number of loading cycles increases. Hence, the strain-accumulation process slows down with the increasing number of loading cycles and is negligible after a certain number of loadings. But in any case, if the belt operates at, or in close proximity to, its critical angular velocity it will almost certainly fail.

The analysis has shown that the critical angular velocity also depended on the material retardation time, which defined the location of the mechanical spectrum. According to our theoretical results materials with longer response times (meaning that the spectrum line is located at a higher retardation time) would exhibit the most intensive strain-accumulation process at lower operating angular velocities. At the same time the analysis has also shown that the magnitude of the accumulated strain was dictated by the strength of the corresponding discrete spectrum line. Thus, the mechanical spectrum of the elastomeric material from which the belt is constructed is an important material function for predicting the durability of drive belts and similar dynamically loaded elastomeric products.

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] Emri, I., Kramar, J., Hribar, A., Nikonov, A., Florjančič, U. (2006) Time-dependent constitutive modeling of drive belts - I. The effect of geometry and number of loading cycles, *Mechanics of Time-dependent Materials* 2006, Vol. 10, Iss 3, Springer, p.p. 245-262, ISSN 1385-2000
- [2] Tschoegl, N.W. (1989) The phenomenological theory of linear viscoelastic behavior: An introduction, *Springer-Verlag*, Berlin, Heidelberg, New York, 1989, ISBN 3-540-19173-9
- [3] Emri, I., Prodan, T. (2006) A measuring system for bulk and shear characterization of polymers, *Experimental Mechanics*, Vol. 46, 4, Springer-Verlag, Boston, 2006, p.p. 429-439, ISSN 0014-4851

Naslov avtorjev: Barbara Zupančič
dr. Anatolij Nikonov
dr. Urška Florjančič
prof. dr. Igor Emri
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
barbara.zupancic@fs.uni-lj.si

Authors' Address: Barbara Zupančič
Dr. Anatolij Nikonov
Dr. Urška Florjančič
Prof. Dr. Igor Emri
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
barbara.zupancic@fs.uni-lj.si

Prejeto: 17.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Razvoj varnega sedeža vozila

Development of a Safe Car Seat

Vili Malnarič - Mirko Zupanc - Mitja Drenovec
(TPV d.d., Novo mesto)

Prispevek predstavlja postopek z naborom in vrstnim redom dejavnosti, potrebnih za uspešen razvoj in industrializacijo varnega sedeža. Pri razvoju sedeža je potrebno upoštevati dejstvo, da je le ta varnostni del, ter skladno s tem upoštevati opravila, ki določajo postopke obravnave izdelkov z varnostnimi značilkami. Dejavnosti razvoja varnega sedeža so združene v tri sestave in sicer: priprava izhodišč za razvoj varnega sedeža; navidezni razvoj varnega sedeža in vrednotenje navidezno razvitega varnega sedeža. Predstavljen postopek združuje načela sočasnega inženiringa in skupinskega dela, skrajšuje razvojne čase in zmanjšuje stroške razvoja.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: avtomobilski sedeži, razvoj izdelkov, varnost)

Here we present a list and order of actions to be taken for the successful development and industrialization of a safe car seat. During the seat's development, its safety role in the car has to be considered. With respect to this, the procedures defining the safety characteristics of the products have to be taken into account. The development stages for a safe car seat are merged within three phases, as follows: the preparation of the starting points for the development of a safe car seat, the virtual development of a safe car seat, and the validation of a virtually developed safe car seat. The introduced procedure brings together simultaneous modern engineering and team work, shortens the development time and reduces the development costs.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: car seats, product development, seat safety)

0 UVOD

Podjetje TPV, Novo mesto, deluje kot razvojni dobavitelj na področju avtomobilske industrije, pri katerem so ključni izdelki avtomobilski sedeži. Biti razvojni dobavitelj je cilj dobaviteljev v avtomobilski industriji. S tem si dobavitelj zagotovi dolgoročnost poslovanja in nemoten razvoj podjetja. Ko podjetje postane razvojni dobavitelj ima možnost večje ustvarjalnosti pri snovanju in razvijanju izdelka. Z zamislimi lahko zelo pomaga svojemu kupcu, da lahko na koncu naredi še bolj konkurenčen in prepoznaven izdelek, sam pa uveljavi svoje specifične sposobnosti in konkurenčne prednosti.

Preden podjetje lahko izkoristi vse prednosti razvojnega dobavitelja, pa mora doseči, da mu to kupci priznajo. V TPV-ju smo zato na podlagi izkušenj, sodobnih spoznanj, posebnosti avtomobilske industrije in zaradi smernic, kakor so

kratki časovni roki, zmanjševanje stroškov, vedno večje zahteve po kakovosti razvili in vpeljali postopke za razvoj varnega sedeža.

Postopki za razvoj varnega sedeža so sestavljeni iz treh sestavov dejavnosti: priprava izhodišč za razvoj varnega sedeža, navideznega razvoja varnega sedeža in vrednotenja navidezno razvitega varnega sedeža ([1] in [2]).

1 PRIPRAVA IZHODIŠČ ZA RAZVOJ VARNEGA SEDEŽA

1.1 Študij zahtev in smernice za razvoj varnega sedeža

Začetna dejavnost razvoja sedeža je na temelju zvezka zahtev za skupino sedežev, ki vsebuje nabor funkcionalnih in drugih kupčevih zahtev ter 3D okolja avtomobila in izmernih zahtev (sl.1), preučili vse razpoložljive informacije, kamor spadajo:

- lasten arhiv s podatki predhodnih razvijanj izdelka in postopka, rešitve konkurence in izsledke raziskav na področju trga avtomobilskih sedežev;
- zahteve ECE (R12, R14, R16, R17, R21, R25, R94 in R95);
- prestali predpisi in smernice (EuroNCAP SAE, RCAR itn.);
- zakonodaja s področja varnosti in zdravja pri delu, okoljski vidiki ter cilji in programi ravnanja z okoljem.

Rezultat vse dejavnosti preučevanja so smernice za razvoj varnega sedeža ([1] in [4]), ki bo: manjmanj obremenjeval okolje, izdelan iz dovoljenih materialov, varen in ergonomičen.

1.2 Načrt razvoja varnega sedeža

Na podlagi smernic za razvoj varnega sedeža se v tej fazi pripravi podroben načrt razvoja varnega sedeža ([1] in [4]), ki obsega:

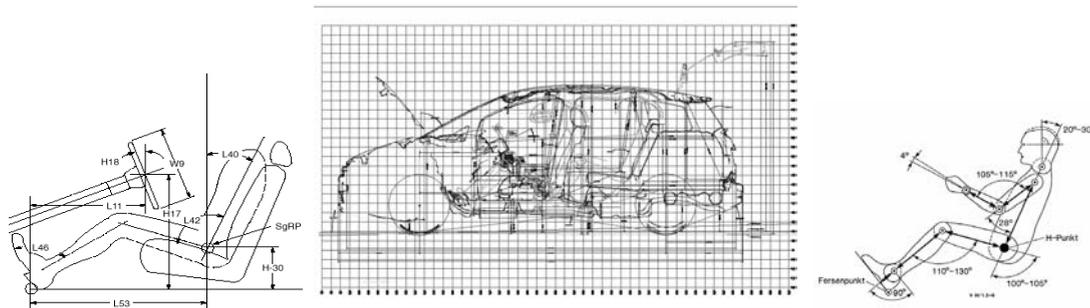
- popis skupine razvojnikov in virov,
- metode dela,
- nabor osnutkov in rešitev posameznih funkcij (sl. 2),
- nabor predvidenih testov za vrednotenje (sl. 3),
- terminski načrt (sl. 4),
- vsebinski okvir
- cilje razvoja varnega sedeža.

2 NAVIDEZNI RAZVOJ VARNEGA SEDEŽA

V tem sestavu dejavnosti se začne dejanski razvoj varnega sedeža. Vse dejavnosti potekajo v navideznem okolju, kar pomeni veliko prilagodljivost, hitro odzivnost in majhne stroške. Ključni pogoj za doseg cilja je tudi razvoj po načelih sočasnega inženiringa, za kar so dobrodošla tudi orodja kot so FMEA in obdelava značilk izdelka. Skupaj z glavno dejavnostjo konstruiranja se začnejo tudi druge dejavnosti, to so: navidezna vrednotenja, načrtovanje tehnologije, načrtovanje kakovosti, določitev ter obdelava značilk izdelka in D FMEA. Vse dejavnosti se ponovijo večkrat, tako da dosežemo optimalno oblikovanje glede na funkcijo, tehnologijo in ceno.

2.1 Konstruiranje

Konstruiranje je glavna in povezovalna dejavnost znotraj navideznega razvoja varnega sedeža in tudi znotraj celotnega postopka razvoja varnega sedeža. Konstruiranje se začne tako, da se: v 3D okolju avtomobila najprej postavijo osnovne izhodiščne točke, iz nabora rešitev izberejo najprimernejše rešitve, postavijo osnovni elementi, to so vodila, nagibni mehanizem osnutek zunanje površine sedežev, itd. Nato se začne konstruiranje



Sl. 1. Notranje mere in parametri delavnega mesta voznika

Št. rešitve	1	2	3	4	5	6
Slika						
Prednosti						
Slabosti						
Dodaten opis						
Ocena						

Sl. 2. Primer nabora rešitev ključavnice zadnjega naslona

tehnologij, prednostnih, priporočilnih in dovoljenih listah materialov in kupljenih delov.

2.2 Navidezna vrednotenja

V okviru dejavnosti navideznih vrednotenij z različnimi navideznimi orodji preverimo zahtevane funkcije zasnovanega varnega sedeža. Navidezna vrednotenja obsegajo trdnostne, vzdržljivostne, vibracijske in toplotne analize, analize kinematike in trkov ter druge za definicijo varnega sedeža potrebne analize. Pri načrtovanju navideznih vrednotenij je treba posebno skrb posvetiti usklajenosti le-teh s kasnejšimi preizkušnji, kar omogoča določitev zanesljivosti navideznih vrednotenij in njihovo optimiranje (sl. 7). Rezultat vrednotenij je podan v obliki poročil (sl. 8), ki podajajo opise izvedenih analiz, rezultate analiz in komentarje. Komentarji morajo vsebovati tudi predloge izboljšav določitve varnega sedeža in priporočila za izbiro materialov ([1] in [3]).

2.3 Načrtovanje tehnologije

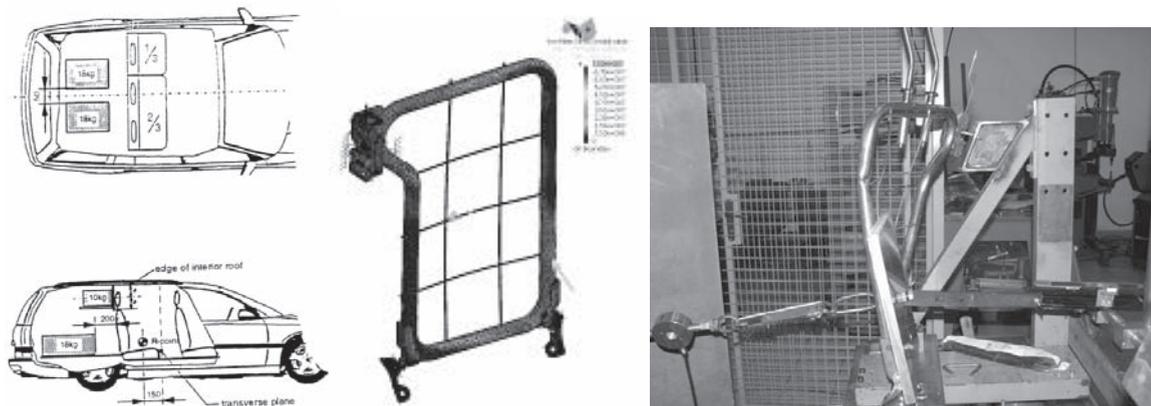
Dejavnost načrtovanja tehnologije je zelo obsežna. Namen dejavnosti je določitev tehnoloških

postopkov, ki so podani s sinoptiko postopka (sl. 9), delavnimi mesti, časi opravi, zasnovami, normativi porabe materiala, matičnimi podatki za informacijski sistem, tehnološkimi opravilnimi listi in prepoznanimi okoljskimi vidiki. Definicija tehnoloških postopkov je ključna dejavnost znotraj postopka razvoja postopka saj povezuje vse njegove dejavnosti, močno pa lahko tudi vpliva na končno definicijo izdelka.

2.4 Določitev in obdelava značilk izdelka

Namen dejavnosti je, da celotna skupina, ki sodeluje pri razvoju, določi obdelane značilke, ki so glede na izdelovalnost, sestavljivost, varnost in okolje ključne za celoten sedež. Popis in obdelava značilk se izvaja z uporabo preglednice značilk (sl. 10), ki omogoča sistematično in skupinsko delo.

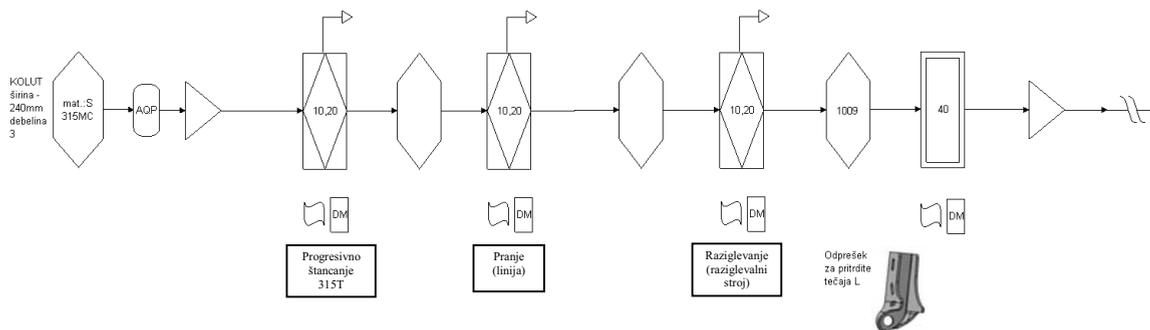
Značilke se delijo na razsežne in ostale. Razsežne značilke se nanašajo predvsem na geometrijsko obliko izdelka, ostale pa popisujejo: mehanske lastnosti materiala, nosilnosti zvarov, nosilnost vijakov (nateg/tlak, zasuk), sile upravljanja s sedežem itn. Za vse prepoznane značilke je treba določiti pomembnost, dopustne meje, kar v primeru razsežnih značilk pomeni analizo toleranc. V nadaljevanju je treba za



Sl.7. Načrtovanje navideznih vrednotenij

Poročilo virtualnih vrednotenij - Projekt												Izdelan		Podpis		Obstoječe								
												Datum		Datum		Datum								
Sedež	Oznaka testa	Obravnava	Sila 1						Sila 2						Max napetost [N/mm ²]	Komentar	lokacija/slika	Slika	Max deformacija [mm]	Komentar	lokacija/slika	lokacija/slika	Slika	Komentar
			X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z										
Sedež Sprezdi	Test 1	F ₁	1674,76	-330	953,339	530	0	0							180	notec, vzglavnika sev vzglavnika		15,8		rvh vzglavnika	rvh vzglavnika			OK
Sedež Sprezdi	Test 2	F ₂	1518,09	-330,011	460,899	2745	0	0						280	ceva nosilna		35,9	Sila prijemlje na vrhu nosilna	rvh vzglavnika	rvh vzglavnika			R _p =275N/mm ² OK	
Sedež Sprezdi	Test 3	F ₁ + F ₂	1674,76	-330	953,339	530	0	0	1518,088	-330,011	460,899	2745	0	0	300 200	okolica spenišk nape, okvir		32,6		rvh vzglavnika	rvh vzglavnika			R _p =300N/mm ² OK Potrebna preveriti mehanske lastnosti materiala (Buckling)
Sedež Sprezdi	Test 4	a ₁ = 20 g												65	Okolice nagnelega mehazma		7,74		rvh vzglavnika	rvh vzglavnika			OK	
Sedež Sprezdi	Test 5	a ₁ = -20 g												65	Okolice nagnelega mehazma		7,74		rvh vzglavnika	rvh vzglavnika			OK	

Sl. 8. Izsek iz poročila navideznih vrednotenij



Sl. 9. Sinoptika za izdelavo odtiska

Preglednica značil

Rišba		ZVARIJENEC NASLONA SPREDAJ		Dobavitelj													
Oznaka dela		302653-07-A		Vodja projekta													
Index		Prejekt		Prejekt													
Point N°	Opis karakteristike	Ozn. na nacr.	Os	Nominala	Toleranca		Klasa	Ocena TNC	Projektirana izvedljivost		Izvedljivost	Kriteren	Aksijski plan	Informacije za meritve			
					Min	Max			Spodnja meja	Zgornja meja				Ocenjen TR/D	Poljaj kontrolne točke		
															X	Y	Z
1	Pozicija tol./2/A-C/B/D/	1	Y	426	-1	1	2	0,26999%	-1	1	1	O					
2	Pozicija tol./2/A-C/B/D/	2	Y	426	-1	1	3	4,55001%	-1,5	1,5	0,66	R	popraviti na				
3	Pravokotnost //0,8/A-C/	3	X	426	-0,4	0,4	3	0,26999%	-0,4	0,4	1	V					
4	Paralelnos 1,5/D1-D2/	4	Z	426	0	1,5	3	0,26999%	0	1,5	1	V					
5	Pozicija tol./4/A-C/B/D/	5	Z	342,38	-2	2	3	0,26999%	-2	2	1	V					
6	Pozicija tol./4/A-C/B/D/	6	Z	342,38	-2	2	3	0,26999%	-2	2	1	V					
7	Pozicija tol./2/A-C/B/D/	7	X	86,17	-1	1	3	13,36145%	-2	2	0,5	R	popraviti na				
8	Pozicija tol./2/A-C/B/D/	8	Y	595,52	-1	1	3	13,36145%	-2	2	0,5	R	popraviti na				
9	Pozicija tol./2/A-C/B/D/	9	Y	158	-1	1	3	13,36145%	-2	2	0,5	R	popraviti na				
10	Pozicija tol./3/A-C/B/D/E/	10	X	0	-1,5	1,5	3	0,26999%	-1,5	1,5	1	V					
11	Pozicija tol./1/A-C/B/D/	11	Z	8	-0,5	0,5	2	0,26999%	-0,5	0,5	1	O					
12																	
13																	
14																	
15																	
16																	
17																	

Sl. 10. Preglednica značil

prepoznane značilke podati zmožnosti predvidenega postopka, ter izvesti usklajevanje definicije in tehnologije, da bo postopek lahko izpolnjeval zahteve kakovosti.

2.5 Načrtovanje kakovosti

Namen dejavnosti je določitev nadzornih postopkov, ki so podani z načrtom obvladovanja za prototipe in kasneje za serijo (sl. 11). Nadzorni postopki slonijo na preglednici značil in so temelj za izdelavo osnutkov merilnih sistemov in nadzornih priprav.

2.6 Analiza mogočih napak in njihovih posledic - D FMEA

D FMEA ali analiza mogočih napak in njihovih posledic definicije varnega sedeža je metoda, ki predvideva, kaj bi lahko bilo narobe in je namenjena skupinskemu delu strokovnjakov iz različnih področij. Glavna zamisel metode je določitev vzrokov napak, njihovih posledice, stopnjo tveganja in določitev nadaljnjih dejavnosti za izboljšanje definicije izdelka. Zamisel izhaja iz problematike nastajanja in

odpravljanja napak pri razvoju izdelka ali nove tehnologije. Znano je namreč, da so vzroki za večino napak v prvih fazah nastajanja izdelka, to so načrtovanje, razvoj in uvajanje v proizvodnjo. Za bolj učinkovito delo je smiselno možne napake razvrstiti v naslednje skupine: obremenitve in absorpcija energije, sistem pritrditve in pozicioniranja, varnost, dinamična trdnost, sestavljivost, okolje in električna prevodnost.

3 VREDNOTENJE NAVIDEZNO RAZVITEGA VARNEGA SEDEŽA

Vrednotenje navidezno razvitega varnega sedeža je namenjena optimiranju in preverjanju nastajajoče določitve varnega sedeža. Vrednotenje je sestavljena iz izdelave prototipov in izvedbe preizkušanj.

Celoten razvoj varnega sedeža je običajno sestavljen iz dveh krogov navideznega razvoja in overitve navidezno razvitega varnega sedeža, preden pridemo do končne določitve varnega sedeža, ki je primerna za industrializacijo. Slika 13 prikazuje dokument za popis sprememb izdelka na podlagi izdelave prototipov in preizkušanj.



NAČRT OBVLADOVANJA

Prototip

Pred-proizvodnja / Pred-lansiranje

Proizvodnja

Izdaja: _____

Št. Kosa Kreator Odobril Proizvod	Naziv kosa _____						Datum zacetka Dobaviteljeva tovarna lokacija: _____	Modifikacija Datum pregleda Koda dobavitelja _____									
Post opek	Proces	Opis	Stroj, naprava, orodja za proizvodnjo	Karakteristike			Klasif. Specif. karakteristiki	Specifikacija / Toleranca	Ocenjevanje / Tehnike merjenja	Metode			Metoda kontrole	Vzdrževanje	Poka Yoke	Reakcijski nacrt	
				Št.	Proizvod	Proces				Vzorec							
										N1	N2	N3					
NASLON ZADAJ																	
10	Izdelava cevi naslona spredaj	Stroj za krivljenje cevi	302522 Cev naslona zadaj 1/3		Krivljenje vrtkovanje in varjenje	3	10	Merjenje dimenzij po tabeli karakteristik	Dimenzija	30 kos			5 kos	3D meritev + Poročilo meritev		Ozracovanje izdelkov	Popravilo dimenzije
								Kontrola trdnosti zvara na nateg F=35000N min.	Trdnost	30 kos			1 kos	Stroj za merjenje natezne trdnosti			
								Kontrola izbrizgov v cevi	Hrup	30 kos			30 kos	Rocno			
10	Izdelava cevi naslona spredaj	Stroj za krivljenje cevi	302445 Cev naslona zadaj 2/3		Krivljenje vrtkovanje in varjenje	3	10	Merjenje dimenzij po tabeli karakteristik	Dimenzija	30 kos			5 kos	3D meritev + Poročilo meritev		Ozracovanje izdelkov	Popravilo dimenzije
								Kontrola trdnosti zvara na nateg F=45000N min.	Trdnost	30 kos			1 kos	Stroj za merjenje natezne trdnosti			
								Kontrola izbrizgov v cevi	Hrup	30 kos			30 kos	Rocno			

Sl. 11. Načrt obvladovanja

		D FMEA				Izdaja / Edition 01		Stran / Page: 1/1		Odobril: _____		Podpis: _____		Datum: _____	
ANALIZA MOŽNIH NAPAK, NJIHOVIH UČINKOV IN NJIHOVIHE KRITIČNOSTI - FMEA / FAILER MODE, CRITICALNESS AND EFFECTS ANALYSIS															
Sklop / Complex:		FMEA PROCESA / FMEA AMDEC:		ANALITIKI / LEADERS: ANIMATOR / ANIMATOR: Peter Lepšina				SPREM./MODIF		DATUM ANALIZE / ANALYSIS DATE:		DATUM ANALIZE / ANALYSIS DATE:		SPREM./MODIF	
N°	SYSTEM / CHARACTERISTICS	NAPAKE / MISTAKES			ODKRIVANJE / DETECTION	G	F	D	IPR = FxGxD						
		OBLIKA / MODE	UČINEK / EFFECT	VZROK / CAUSE						AKCIJA / ACTION	nC resnost	nF pogostost	nD odkrivanje	nD IPR /NEW IPR	ODGOVORNI /RESPONSIBLE
Sedež spredaj															
	Premikanje sedeža naprej - nazaj	Ropot pri premikanju	Ropot, nezadovoljstvo uporabnika	Neustrezna oblika ročice proženja pomika (odmikali vzporeni)	Ni kontrole	8	9	10	720	Delno zamaknjeno odmikalo na daljšem kraku ročice pomika vodil (max. Sila proženja 60 N)	8	2	6	96	
				Odstopanja na karoseriji	Ni kontrole	8	7	10	560	Seznanitev kupca z problemom izdelave karoserije				0	
				Neustrezno definirana geometrija ter tolerance	Ni kontrole	8	6	10	480	Kontrola tolerance, veriga tolerance, preizkus sestave, hirearhija kot (HCPP)				0	

Sl.12. Izsek iz D FMEA analize

3.1 Izdelava prototipov

Izdelava prototipov je v postopku razvoja varnega sedeža zelo pomembna dejavnost, katere glavni namen ja zagotovitev ustreznih prototipov za preizkušanja in vrednotenje funkcionalnih značilk navidezno razvitega varnega sedeža. Posreden a nič manj pomemben prispevek k dejavnosti izdelave prototipov je tudi preverjanje določitve sedeža glede na zmožnost izdelave, preveri se izbrana tehnologija, predpisani postopki kakovosti in sama popolnost določitve.

Pri izdelavi prototipov je treba zagotoviti njihovo resničnost, zato je treba uporabiti materiale in postopke izdelave, ki so kar se da v skladu s končno določitev izdelka in postopka (sl. 14). Vsi prototipi so znotraj postopka izdelav tudi

razežnostno premerjeni, tako dobi vsak prototip mersko poročilo in poročilo z izsledki, ki so nastali pri izdelavi (sl. 15).

3.2 Preizkušanja

Znotraj preizkušanj izvedemo vse dejavnosti preizkušanj prototipov, ki so potrebne za vrednotenje funkcionalnih značilk navidezno razvitega varnega sedeža. Nabor preizkušanj izhaja iz sedanjih predpisov in zakonodaje, specifičnih zahtev kupcev in specifičnih zahtev konstrukterja. Preizkušanja izvajamo na standardnih preizkusnih strojih kakor tudi na specifični namenski opremi (sl. 16). Preizkušanja so sestavljena iz statičnih, dinamičnih in trajnostnih preizkusov.

					Podpis:		Modif: 01	
					Datum:			
					Odgovorni konstruktor:			
Del sedeža:	Zap. Št.	Vzrok:	Sprememba:	Vrstni red aktivnosti:	Slika:	Odgovorni za izvedbo:	Rok:	Realizirano:
1	VZGLAVNIK SPREDAJ	1	Vzglavnik je predaleč od glave, vodila vzglavnika pa so pozicionirana preveč naprej, kar povzroči, da uporabnik čuti vodila preko pene, nosilec vzglavnika je na zadnji strani naslona preveč ven	Sprememba nosilne cevi vzglavnika: a. Nagib vzglavnika - kot ukrivljenosti nosilca vzglavnika b. Optimiranje utorov za nastavitve višine vzglavnika - povečanje razdalje, zasuk za 90 stopinj (zareze spredaj) c. Pomakniti vodila vzglavnika nazaj in spremeniti kot Razmisli o drugačni konstrukcijski rešitvi vzglavnika	1			
2	NASLON SPREDAJ	4	Neustrezna pozicija nagiba vodil cevi vzglavnika	Nosilna cev vzglavnika: a. spremembe na konstrukciji, glede na spremembo nagiba vzglavnika in premik v x smeri b. optimizacija iz tehnološkega vidika, c. morebitna sprememba višine cevi, glede na debelino pene	1			
3	SEDALO SPREDAJ	17	Položaj H točke	Merive H točke na prototipu in v primeru odstopanja izvesti ustrezne korekcije konstrukcije - z uporabo lutke	1			
4	VZGLAVNIK SPREDAJ	3	Zračnost plastične puše vzglavnika	Detajno razdelati naležne površine plastične puše	2			
5	VZGLAVNIK SPREDAJ	4	Predolgi kraki gledajo v zgornjem položaju še vedno iz puš	Skrajšati ogrodje vzglavnika - ostanem pri cevni rešitvi	2			

Sl. 13. Dokument za popis sprememb izdelka na podlagi izdelave prototipov in preizkušanj



Sl. 14. Primeri opreme za izdelavo prototipov



TPV d.d. "Razvoj"		MEASURING REPORT		Nr. report:	M06/0265			
TPV d.d., Kandjska cesta 60, 8000 Novo mesto, SLO				Date:				
tel.:		fax.:		www.tpv.si				
E-mail:								
PREDMET/OBJECT:								
KODA/DESIGNATION:								
STANJE / PRODUCT CONDITION								
New product: <input checked="" type="checkbox"/> Modification: <input type="checkbox"/> Initial sam.: <input type="checkbox"/> Series product: <input type="checkbox"/>								
NAMEN/PURPOSE: measuring distances, diameters,...								
		No	X Dev	X Baz	Y Dev	Y Baz	Z Dev	Z Baz
1		0,00			0,00		0,00	
2		0,00			0,00		0,00	
3		0,00			0,00		0,00	
4		0,07			0,00		-0,01	
5		-0,07			0,00		-0,02	
6		-0,01			0,00		0,00	
7		-0,03			0,00		0,06	
8		0,02			0,00		-0,04	
9		0,00			0,00		0,00	

Sl.15. Meritve izmer na prototipih



Sl. 16. Oprema za preizkušanja

4 SKLEP

V prispevku smo skušali na kratko popisati nabor, vrstni red in vsebino najpomembnejših dejavnosti, ki so potrebne za uspešen razvoj varnega sedeža. Vse dejavnosti so medsebojno povezane in morajo biti usklajene, zato je pomembno, da na

začetku naredimo dober načrt razvoja, vse morebitne spremembe v času razvoja varnega sedeža pa je treba z vsemi člani razvojne skupine ustrezno uskladiti in se o njih dogovoriti. Ključ do uspešnega ter časovno in finančno učinkovitega razvojnega dela so uporaba načel sočasnega inženiringa, skupinsko delo ter učinkovita in

sistematična izmenjava informacij. Opisan postopek razvoja varnega sedeža je mogoče enako učinkovito uporabiti tudi za razvoj drugih izdelkov. Dobljena določitev varnega sedeža, ki je podana s

kosovnico, 3D modeli, risbami je usklajena s predvideno določitvijo postopka, kar je dobra podlaga za naslednjo fazo industrializacije varnega sedeža.

5 LITERATURA

- [1] Malnarič, V. (2005) Razvoj, Organizacijski predpis 103590, Izdaja 01, *TPV d.d.*
- [2] Malnarič, V. (2003) Modeliranje Coffin-Manson-Morrov krivulj zdržljivosti izdelkov z nevronske mreže. Magistrsko delo. *Fakulteta za strojništvo Univerze v Ljubljani.*
- [3] Dowling, N. E. (1993) Mechanical behavior of metals, engineering methods for deformation, fracture and fatigue, *Prentice-Hall International Editions*, A Division of Simon and Schuster Englewood Cliffs, N.J. 07632, ISBN-0130269565.
- [4] ISO/TS16949:2002

Naslov avtorjev: mag. Vili Malnarič
Mirko Zupanc
Mitja Drenovec
TPV d.d.
Kandijska cesta 60
8000 Novo mesto
v.malnarič@tpv.si
m.zupanc@tpv.si
m.drenovec@tpv.si

Prejeto: 15.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Analiza vibracij usmernika alternatorja

Vibration Analysis of an Alternator's Rectifier

Vanja Pahor Kos^{1,2} - Martin Furlan¹ - Mitja Berce¹ - Miha Boltežar²
(¹ISKRA Avtoelektrika, Šempeter pri Gorici; ²Fakulteta za strojništvo, Ljubljana)

Alternator je predvsem zaradi vibracij in načina vpetja na motor izpostavljen velikim dinamičnim obremenitvam, kar bistveno vpliva na njegovo dobo trajanja. Tako se je na obravnavanem tipu alternatorja ta doba skrajšala predvsem zaradi odpovedi usmernikov kot posledica vibracij. Da bi prepoznali vzrok odpovedi, smo na usmerniku izvedli eksperimentalno modalno analizo (EMA). Glavni namen meritev je bil spoznati konstrukcijske dejavnike, ki vplivajo na prezgodnjo odpoved usmernika. Osnova pri vrednotenju dinamičnih lastnosti usmernika so bile izmerjene frekvenčne odzivne funkcije le-tega. Na podlagi rezultatov in analize meritev osnovne izvedbe usmernika in nekaterih njenih sprememb, so bili predlagani ukrepi, ki so izboljšali dinamične lastnosti usmernika in zmanjšali možnosti odpovedi ter podaljšali dobo trajanja izdelka. Pridobljene so bile koristne informacije za konstruiranje naslednjih generacij usmernikov, uporabljene metode pa so uporabne tudi širše, na drugih izdelkih.

© 2007 Strojniški vestnik. Vse pravice pridržane.

(Ključne besede: vibracije, alternatorji, usmerniki, obratovalne oblike, modalne analize)

An alternator is subject to large dynamic loads, mainly because of vibrations in the engine and the fixture type, which affect the alternator's lifetime significantly. A certain type of alternator has had problems with its design, primarily as a result of damaged rectifiers caused by vibrations. To identify the reason for the failure an experimental modal analysis (EMA) was performed on the rectifier. The main purpose of the experimental approach was to identify some of the design factors that shorten the lifetime of rectifiers. The basis of the dynamic analysis was frequency-response functions, measured at the rectifier. Based on the measurement data of the original and modified samples of the rectifier, some corrections were made to improve the dynamic characteristics and to extend the lifetime of the rectifier. Useful information for the development of the next generation of the alternator's rectifier was obtained. The applied methods can also be extended to other products.

© 2007 Journal of Mechanical Engineering. All rights reserved.

(Keywords: vibrations, alternator rectifiers, operational deflection shapes, modal analysis)

0 UVOD

V tehniki se vedno bolj usmerjamo k zmanjšanju hrupa in vibracij na strojih in napravah, s katerimi prihaja v stik človek. Hrup in vibracije povzročajo dinamične obremenitve naprav, katerih posledice znajo biti škodljive tudi za samo napravo. Odločitev o načinu preprečevanja poškodb naprav in zmanjševanja hrupa je odvisna od ravni vibracij in njihovih frekvenčnih karakteristik, zato so meritve vibracij naprav vedno pogostejše.

Podjetje Iskra Avtoelektrika d.d. iz Šempetra pri Gorici je proizvajalec široke izbire izdelkov za avtomobilsko industrijo in svoje izdelke trži na

0 INTRODUCTION

To decrease noise and vibrations is a constant aim in the design of machines, devices and vehicles. Noise and vibrations are caused by the dynamic loading of machines, and can also damage the structure of the machine itself. The choice of the approach for reducing the noise and preventing damage depends on the level of vibration and the frequency characteristics, which is the main reason for the widely used experimental approach.

The company Iskra Avtoelektrika d.d. is a manufacturer of a wide range of products for the automotive industry that are sold on demanding

zahtevnih tujih trgih. Pri določenih tipih alternatorjev je bilo pri uporabi zaznati dinamične lome posameznih zvarov priključkov diod (pinov) na usmernikih. Poleg tega je prihajalo tudi do poškodb kondenzatorja pri pritrditvi na zaščitni pokrov.

Raziskati je treba pogoje in vzroke, pri katerih prihaja do odpovedi. Analitično bi bilo to zaradi kompleksnosti usmernika dokaj težavno, zato se bomo problematike lotili eksperimentalno. Prednost takega pristopa je, da ga lahko uporabimo za različne prototipe. Rezultati meritev pokažejo kritična mesta in frekvence, kjer naj bi izvedli izboljšave na usmerniku alternatorja. Poleg tega so lahko rezultati, daljnoročno gledano, osnova za nove zasnove usmernikov alternatorja. Pomanjkljivost omenjene metode je v tem, da je časovno zahtevna, tako glede izvedbe meritev kakor priprave prototipov.

Uporabljen postopek bo omogočil vpogled v obratovalne oblike strukture (OOS - ODS) in lažjo predstavo o tem, kaj se z usmernikom dejansko dogaja. Z meritvami prenosnih funkcij želimo ugotoviti, kateri deli strukture največ prispevajo k poškodbam usmernika. V ta namen bo treba postaviti preizkus in zaradi načina zajema meritev tudi poenostavljen geometrijski model usmernika. Rezultati meritev in analize vibracij nam bodo pokazali, katere izboljšave bi dejansko pripomogle k izboljšanju strukture.

Usmerniki so naprave, ki zagotavljajo potrebno enosmerno napetost za obratovanje naprav (sl. 1). Njihova naloga je, da izmenično napetost usmerijo – spremenijo v enosmerno.

foreign markets. For certain types of alternators some dynamic cracks on the pins of the rectifier's diodes were detected. Furthermore, the capacitor also had some problems at the contact with the housing.

The source of these problems was investigated, and because of the complexity of the rectifier's structure, an experimental approach was adopted. The advantage of the experimental approach is its applicability to different prototypes. The measurement results showed us critical points and frequencies, which were taken into account when proposing changes to the structure of the alternator's rectifier. Over the long term, the results and conclusions can be the basis for new concepts relating to alternator rectifiers. The weak point of the experimental method is the time-consuming process of preparing prototypes and making the measurements.

However, the experimental approach gives us an insight into the operational deflection shapes (ODS) and helps us to understand better the response of the rectifier's structure. Measurements of the transfer functions show us the parts of rectifier's structure that contribute most to the damage. With this purpose we set up a measurement, and because of the adopted principle of measuring, a simplified geometrical model of the rectifier's structure also had to be built. The measurement and analysis results showed us which changes actually improved the structure in terms of the vibrations.

A rectifier is an electrical device that converts alternating current to direct current. Rectifiers are used as components in power supplies and as the detectors of radio signals, Figure 1.



Sl. 1. Usmernik alternatorja na vpenjalu
Fig. 1. Alternator rectifier on the testing support

Usmernik alternatorja je kot del alternatorja izpostavljen zelo različnim zunanjim vplivom, ki so v praksi prispevali k poškodbam delov usmernika. Ker usmernik sam ne izvaja mehanskega dela, lahko sklepamo, da so se vzroki za lome pinov prenesli iz drugih komponent, glede na naravo problema pa lahko sklepamo, da so v ozadju vibracije oz. delovanje zunanjih sil.

Vibracije navadno omenjamo z mislijo na odziv neke strukture na zunanje vzbujanje, zavedati pa se moramo, da je predvsem od materiala in oblike strukture odvisno, kakšen odziv bomo dobili. Pri določitvi vibracij tako govorimo o lastnostih določenega mehanskega sistema, običajno navajamo maso, togost in dušenje. Povezava med temi parametri je pri poenostavljenih modelih matematično popisljiva, zahtevnejše strukture pa težje modeliramo, tako zaradi oblike kakor tudi zaradi nepoznavanja vseh snovnih lastnosti delov strukture.

1 EKSPERIMENTALNI POSTOPEK

Eksperiment, v nasprotju z matematičnim modelom, omogoča vpogled v dejanski dinamični odziv sistema. Frekvenčna odzivna funkcija (FOF - FRF) je eden glavnih načinov prikaza dinamičnih lastnosti neke strukture z meritvami. Opredeljuje vhodno-izhodno razmerje med dvema točkama strukture kot funkcijo frekvence, torej kot razmerje izhodnega odziva in vhodne (vzbujalne) sile, ki je odziv povzročila [1].

Velika prednost takšnih meritev je, da merimo odziv sistema na vloženo silo ter posredno modalne parametre. O masi, dušenju in togosti sistema torej ni treba postavljati nobenih predpostavk, tako se tudi izognemo napačnim približkom. Poskrbeti moramo le, da opravimo zelo dobre meritve, sicer lahko popačimo karakteristike sistema.

Same FOF-je lahko uporabimo za primerjavo različnih usmernikov med seboj, ko pa želimo strukturo dejansko izboljšati, nas zanima, kje in kako lahko to storimo. Uporabne informacije za razumevanje in vrednotenje dinamičnega obnašanja strukture, njenega dela ali celotne strukture dobimo iz obratovalnih oblik strukture. Dobimo jih na dokaj preprost način – z meritvami FOF-jev. Obratovalne oblike običajno definiramo kot nihanje strukture pri določeni frekvenci [2] ali

An alternator's rectifier is, as a subpart, subjected to different external influences, which in practical applications lead to cracks in parts of the rectifier. Since the rectifier does not perform any mechanical work, we can conclude that the cause of the cracks was transmitted from other alternator components and that the vibrations and external forces caused the damage.

Vibrations are usually described as the response of a structure to an external excitation; however, we must consider the effect of the material and the shape when observing the response of a structure. With the characterization of vibrations we usually think about the properties of a certain mechanical system, which is characterized in terms of mass, stiffness and damping. The relation between these three parameters is mathematically computable for simplified models; however, complex structures are more difficult to model, because of their shape and the possible unknown material properties of certain parts of the structure.

1 EXPERIMENTAL APPROACH

The experiment allows us to observe the real dynamic response of the system. The frequency-response function (FRF) is one of the basic methods used to observe the dynamic properties of a structure through measurement. It defines the input-output relation between two points on the structure as a function of the frequency; it is a quotient between the output response and the input, excitation force causing the response [1].

The advantage of such an approach is the measurement of the response of the system to the input force and the consequent computation of the modal parameters. Using measured modal parameters, incorrect assumptions about the mass, the stiffness and the damping properties of the system can be avoided. The quality of the measurements is very important: low-quality measurements can give the wrong information about a system's characteristics.

Frequency-response functions can also be used for the comparison of different samples of the rectifier, but when the structure is to be improved, the real question is how and where. With the generation of operational deflection shapes (ODS), important and useful information for understanding and evaluating the dynamic behaviour of a structure (or its part) can be obtained. The ODS are computed from FRF measurements, and are usually defined

v nekem časovnem obdobju. Simultano prikazujejo odzive v vseh pomerjenih točkah strukture, tako dobimo vpogled v dejansko nihanje strukture in njenih delov.

Modalne in obratovalne oblike so povezane. Obratovalne oblike merimo z namenom pridobitve modalnih, čeprav so si v več pogledih različne. Obratovalna oblika opisuje nihanje dveh ali več prostostnih stopenj strukture. To pomeni, da obratovalna oblika vsebuje oboje, vsiljene in resonančne komponente nihanja. Modalna oblika pa označuje le resonančno nihanje z dvema ali več prostostnimi stopnjami.

Eksperimentalno-modalna analiza je bila uporabljena za določitev lastnih frekvenc, dušenja, modalnih oblik in mehanskih modalnih parametrov na podlagi odziva omejenega števila izbranih točk na mehanski strukturi.

Modalna analiza je postopek, s katerim opišemo strukturo glede na njene naravne (dinamične) značilnosti – frekvenco, dušenje in lastne oblike. Eksperimentalno-modalna analiza pa na podlagi izmerjenih frekvenčnih odzivov strukture prikaže lastne frekvence, dušenje in modalne oblike. Poznavanje modalnih parametrov pri neki lastni frekvenci je pomembno, saj jo le-ti označijo, tako da vemo kolikšen je vpliv togosti, mase in dušenja na nihanje sestava pri neki frekvenci. [3] V programskem paketu LMS TestLab, kjer smo eksperimentalno-modalno analizo izvajali, je omogočena tudi primerjava med izvedenimi meritvami in izračunanimi krivuljami. Za lažji prikaz obratovalnih oblik in rezultatov smo izvedli poenostavljen geometrijski model usmernika. Na celotno strukturo usmernika smo postavili mrežo točk, na katerih smo opazovali frekvenčne odzivne funkcije. Gostoto mreže in lego točk smo določili tako, da je omogočala prepoznavanje osnovnih oblik nihanja, ki se pojavijo na posameznih komponentah usmernika in na usmerniku kot celoti.

1.1 Meritve

Usmernik alternatorja smo vzbujali s silo preko stresalnika, njegov odziv pa merili z pospeškometerom. Meritev frekvenčne odzivne funkcije zahteva hkratno zajemanje vzbujalne sile, ki povzroča odziv, in pospeškovnega odziva samega.

as the oscillation of a structure at a certain frequency [2] or over a certain period of time. They simultaneously show the response FRFs at all the measured points of a structure, and give a clear picture about the actual behaviour of the structure and its subparts.

The modal shapes and the operational deflection shapes are related. The ODS are measured with the purpose of acquiring the modal shapes, although they differ in some views. The ODS show the oscillation of two or more degrees of freedom of a structure, which means that they contain both forced and resonant components of vibrations. The modal shapes characterize only the resonant vibration of two or more degrees of freedom.

The experimental modal analysis was used to determine the natural frequencies, the damping, the modal shapes and the modal parameters from a limited number of points on the structure.

Modal analysis is a method for describing a structure with respect to its natural (dynamic) characteristics – frequency, damping and mode shapes. On the other hand, experimental modal analysis (EMA) uses the measured frequency responses of the structure to compute the natural frequencies, the damping and the modal shapes. Information about the modal parameters at a certain natural frequency is important for an estimation of how the mass, the stiffness and the damping influence the vibration at that frequency. [3] An experimental modal analysis was made with the software package LMS TestLab, which allows us to compare measured and computed data. The ODS analysis requires a simplified geometrical model of the rectifier's structure for an analysis of the operational shapes. The rectifier's structure was substituted by a mesh of points, which carried information about the measured frequency-response functions. The density of the mesh and the location of the points were defined in such a way that ensured the recognition of the modal shapes on individual parts and on the overall structure of the rectifier.

1.1 Measurements

The alternator's rectifier was excited through the shaker in the form of force, and the response was measured with an accelerometer, Table 1. Measuring the FRF requires the simultaneous acquisition of the excitation force and the acceleration response.

Preglednica 1. Oprema za vibracijsko analizo

Table 1. *Vibration analysis equipment*

Oprema / Equipment	Opis / Description
zajem signalov / signal acquisition	LMS SCADAS III
programska oprema / software	LMS Test.Lab 5A
pospeškometer / accelerometer	ENDEVCO 25B, 0.2g
merilnik sile / dynamometer	ENDEVCO 2311-100
stresalnik / shaker	B&K 4824
ojačevalnik / amplifier	B&K 4732

Na merjeno strukturo smo prilepili merilnik sile, ki stresalniku omogoča vzbujanje. Dodana masa merilnika sile bi lahko bila moteča z vidika vpliva na lastne frekvence merjenega sistema, zato smo usmernik pritrdili na namensko izdelano nosilo – vpenjalo iz aluminija, ki oponaša pritrditev usmernika na pokrov alternatorja. Prek nosila lahko z merilnikom sile lažje vzbujamo usmernik alternatorja, saj togost vpenjala močno presega togost usmernika, celotna masa pa je bila dovolj majhna za doseganje zadovoljivih meritev.

Velik pomen pri izbiri merilnih mest je imela njihova dostopnost. Čeprav smo uporabili razmeroma majhne pospeškometre, je bila njihova pritrditev na usmernik dokaj težavna. Odziv strukture smo torej merili le na določenih mestih, programska oprema pa je omogočila spremljanje dinamike vseh točk.

Usmernik smo vzbujali v eni točki in spreminjali točko zajema podatkov – pospeškometer smo predstavljali po strukturi. Zaznavalo smo pritrdili z voskom. V preliminarnih testih smo določili primeren način vzbujanja, ustrezno merilno območje in primerno raven napetosti na ojačevalniku stresalnika. Na podlagi teh testov smo določili parametre nastavitve opreme za meritve (preglednica 2).

V podprogramu “Animacije” program po izvedenih meritvah prikaže pomerjene FOF-je na geometrijskem modelu – to so obratovalne oblike. Takšen način prikaza omogoča lažjo predstavo o odzivu vzbujenega usmernika. V podprogramu

The dynamometer, which enables the excitation, was attached to the structure. However, the additional mass of the dynamometer could distort the measured response; therefore, the rectifier was mounted on the special testing support, made of aluminium, which imitates the mounting of the rectifier on the alternator’s housing. Using the testing support, the excitation with the dynamometer is improved, as the stiffness of the support exceeds the stiffness of the rectifier. The entire mass is small enough to ensure quality measurement results.

Defining the measurement points on the mesh depended to a large extent on their accessibility. Although very small accelerometers were used, it was difficult to mount them on the rectifier. The response of the structure was measured only at some points, and later the software made it possible to compare all the points of the mesh simultaneously.

The rectifier was excited at one point, but the response was measured at several points on the structure. The accelerometer was fixed with wax. During preliminary measurements, the proper excitation type, frequency range and other parameters for the measurement equipment were determined, Table 2.

The software subsection “*Animation*” used the geometrical model of the structure to demonstrate the measured FRFs as operational shapes. The ODS allows a better understanding of the response of the excited rectifier’s structure. In the subsection “*Modal Analysis*”, an experimental

Preglednica 2. Nastavitve opreme za meritve

Table 2. Measurement-equipment settings

način vzbujanja / excitation type	burst random
merilno območje / frequency range	0 do/to 2048 Hz
frekvenca vzorčenja / sampling frequency	4096 Hz
frekvenčna ločljivost / frequency resolution	2 Hz
število povprečenj / averaging number	10

“Modal Analysis” smo nato za vsak vzorec izvedli eksperimentalno-modalno analizo z namenom pridobitve modalnih parametrov.

2 PRIMERJALNA ANALIZA USMERNIKOV

Model strukture usmernika je kljub poenostavitvi zgrajen iz mnogih točk, katerih primerjava bi bila zamudna in nepregledna, zato smo se odločili za primerjavo različnih izvedb usmernika po ovojnica frekvenčnih odzivnih funkcij. V ovojnico so bili zajeti vse FOF-je posameznega usmernika.

Za primerjavo in analizo vibracijskih karakteristik usmernika smo pripravili več različnih izvedb, ki smo jih kasneje na podlagi rezultatov meritev in analize tudi spremenili ali pa smo jim spremenili pogoje vpetja. Dejansko smo razpolagali s sedmimi različicami usmernika.

- *Stara izvedba* je vzorec ene zgodnjih izvedb usmernika.
- *Osnovna izvedba* je vzorec usmernika, ki se trenutno uporablja in je brez sprememb in dodatnih izboljšav.
- *Osnovna izvedba brez ALU kovc* je vzorec osnovne izvedbe usmernika brez aluminijastih kovc med pozitivnim hladilnim telesom in zgornjo plastično ploščo.
- *Osnovna izvedba brez 1. in 2. vijaka* je vzorec osnovne izvedbe usmernika brez dveh vijakov na plastični plošči.
- *Osnovna izvedba s stičnimi vijaki na diodah* je vzorec osnovne izvedbe usmernika, pri katerem smo v diode privijačili vijak skozi negativno hladilno telo.

Poleg vibracijskih analiz navedenih usmernikov smo usmernike tudi spremenili ali pa jim spremenili način vpetja. Usmernike smo vpenjali na dva načina, brez povezave in s povezavo s statorskimi odcepi. Spremembe, ki smo jih izvedli na usmerniku, so zadevale predvsem vzpostavljanje povezav oz. stikov med posameznimi deli strukture usmernika.

Rezultati so med seboj primerjani v diagramih. Posebej bi omenili enoto amplitude ovojnice FRF, ki je [g/N], kjer g pomeni težnostni pospešek 9,81 m/s², N pa enoto za silo Newton.

2.1 Analiza primernosti nadgradnje geometrijskega modela

Zaradi kompleksnosti usmernika smo pri postavitvi modela strukturo sprva močno

modal analysis was performed for each sample of the rectifier with the purpose of acquiring the modal parameters.

2 ANALYSIS OF DIFFERENT RECTIFIERS

The geometrical model of the structure is, despite the reduction, built using many points. A comparison of all the points of the structure would be time and space consuming; therefore, the comparison was carried out between envelopes of the FRFs of the different rectifier samples. A single envelope contained all the FRFs of the individual rectifier sample.

Different samples were prepared for a comparison and an analysis of the dynamic characteristics of the rectifier. Based on the measured results and analyses, some changes in the rectifier's structure were made and additionally tested. The measurements were performed on seven different rectifier samples.

- *The Previous rectifier* is a sample of the older type.
- *The Original rectifier* is a sample of the rectifier that is currently in use and is without any changes or improvements.
- *The Original rectifier without ALU rivets* is a sample of the original rectifier without its aluminium rivets between the positive cooling part and the upper plastic plate.
- *The Original rectifier without the 1st and 2nd bolt* is a sample of the original rectifier without two terminal bolts on the upper plastic plate.
- *The Original rectifier with additional bolts on diodes* is a sample of the original rectifier with bolts between the diodes and the negative cooling part, with the purpose of additionally exciting the diodes.

Besides the mentioned samples, some modified rectifiers with different mountings were also tested. The mounting was realized both with and without the wire connections to the stator. The modifications to the rectifier mostly affected the connections or the contacts between particular parts of the rectifier's structure.

An analysis of the results is presented in Figures 3, 4 and 5. The unit of the FRF envelope is [g/N], where g is the gravitational constant, 9.81 m/s², and N is the force unit Newton.

2.1 Rationality of geometric model upgrades analysis

Due to the complexity of the rectifier's structure the model was simplified at the beginning;

poenostavili, vendar se je med meritvami izkazalo, da delni geometrijski model sestava ni ustrezen, zato smo ga nadgradili z dodatnimi komponentami (sl. 2).

Tako delni model predstavljajo komponente: pini diod (PIN), pozitivno hladilno telo (POZht) in negativno hladilno telo (NEGht); celotni model pa poleg omenjenih treh še: zgornja plastična plošča (PLOpl), terminalski vijaki (TERvi) in kondenzator (KON).

Na sliki 3 je prikazana ovojnica FRF-jev osnovne izvedbe usmernika, in sicer z upoštevanimi različnimi geometrijskimi oblikami. Vidimo lahko, da se krivulji delnega modela in celotnega modela brez dodanih novih komponent popolnoma prekrivata, kar kaže na dobro ponovljivost eksperimenta. V nasprotju z omenjenima krivuljama pa krivulja odzivov celotne geometrijske oblike z upoštevanimi novimi komponentami (črtkana črta) močno odstopa. Iz tega lahko sklepamo, da imajo predhodno izpuščene komponente (PLOpl, TERvi, KON) bistven vpliv na odziv sistema in jih ne smemo zanemariti.

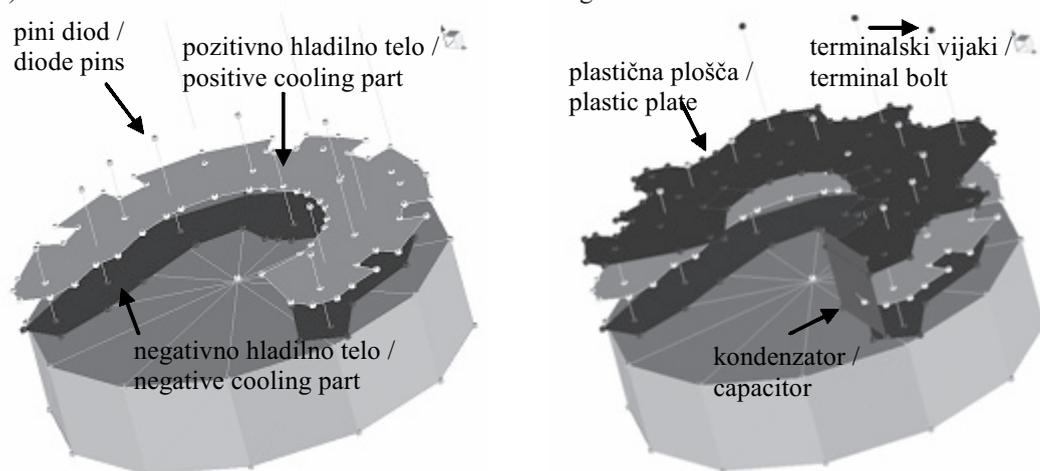
Prispevki posameznih omenjenih komponent strukture h končni sliki – odzivu celotnega usmernika so prikazani na sliki 4. S slike je razvidno, koliko in kako posamezna komponenta prispeva h končnemu odzivu. Pri nižjih frekvencah (1200 Hz) je bistven vpliv kondenzatorja. Spremembo odziva v okolici frekvence 1750 Hz prispevajo prav na novo upošteevane komponente, saj opazimo, da je lastna frekvenca pri modelu brez dodanih komponent kar 100 Hz nižje, pri 1650 Hz (sl. 3).

however, during measurements, as it has turned out, the reduced geometrical model was not appropriate and so it was upgraded with several rectifier parts, Figure 2.

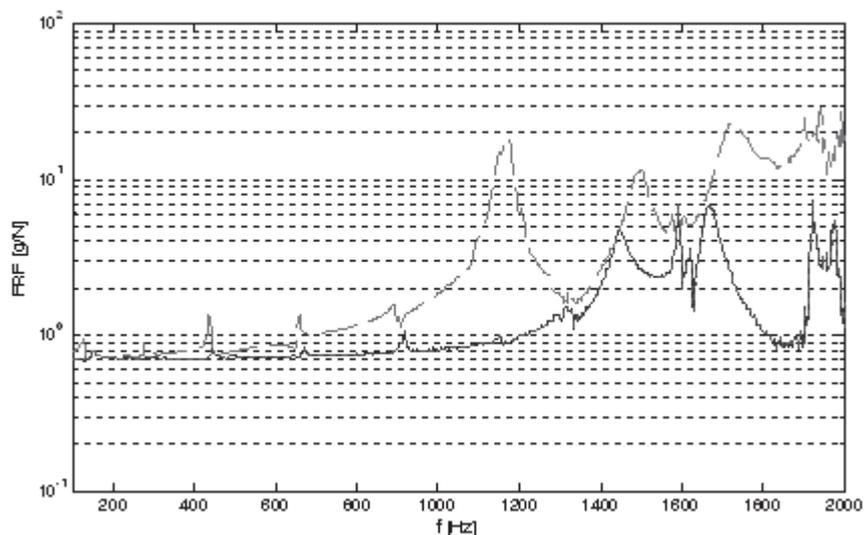
The reduced model was built with the following components: diode pins (PIN), the positive cooling part (POZht) and the negative cooling part (NEGht). The upgraded, complete model also contains the upper plastic plate (PLOpl), the terminal bolts (TERvi) and the capacitor (KON).

Figure 3 shows the envelope of the FRFs of the original rectifier, each graph with different parts of the geometry taken into account. The graphs of the reduced and the complete model without any new, additional components coincide completely, which proves the good repeatability of the measurements. On the other hand, the graph of the response of the complete geometry (with new components) differs significantly. We can conclude that the previously neglected components contribute significantly to the response of the whole structure, and as such cannot be ignored.

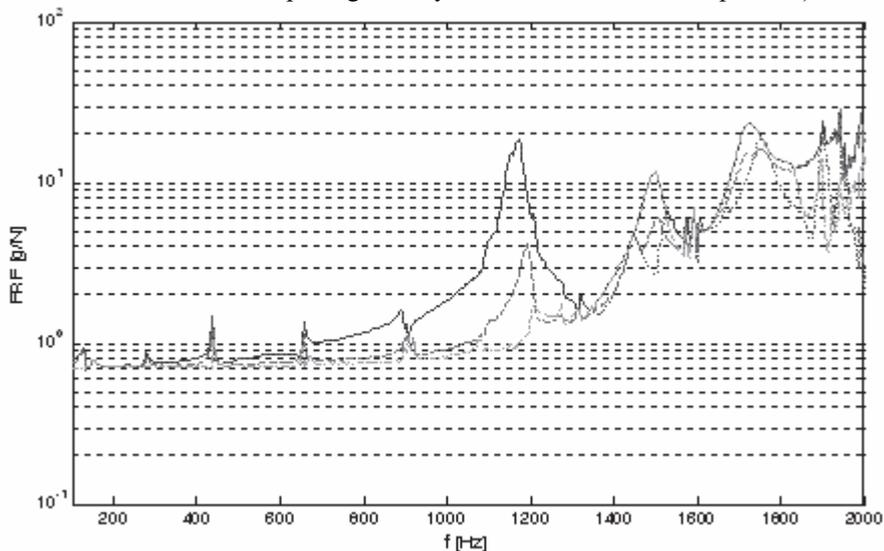
The measure and the manner of how each new component contributes to the final response is shown in Figure 4. At lower frequencies (1200 Hz) the capacitor has a large influence on the response of the system. A noticeable change in the response function around 1750 Hz can be mainly attributed to newly added components. As in the reduced model the natural frequency occurs at 100 Hz lower (at 1650 Hz) than in the complete (upgraded) model, Figure 3.



Sl. 2. Delni in celotni geometrijski model usmernika in vpenjala
Fig. 2. Rectifier and testing support geometric model, reduced and complete



Sl. 3. Primerjava ovojnic FOF-ij posameznih geometrijskih modelov usmernika
 (—— Delna geometrijska oblika modela usmernika; ----- Celotna geometrijska oblika modela usmernika; Celotna geometrijska oblika modela usmernika brez novih komponent)
 Fig. 3. Comparison of the FRF envelopes for the reduced and complete geometrical models
 (—— Rectifier reduced geometry model; ----- Rectifier complete geometry model; Rectifier complete geometry model without new components)



Sl. 4. Primerjava ovojnic FOF-ij različnih geometrijskih modelov usmernika
 (—— Geometrijska oblika modela usmernika z vsemi komponentami; ----- Geometrijska oblika modela usmernika s plastično ploščo; Geometrijska oblika modela usmernika s kondenzatorjem; -.-.-.- Geometrijska oblika modela usmernika s terminalskimi vijaki)
 Fig. 4. Comparison of the FRF envelopes for the different geometrical models of the rectifier
 (—— Rectifier geometry model with all components; ----- Rectifier geometry model with plastic plate; Rectifier geometry model with the capacitor; -.-.-.- Rectifier geometry model with terminal bolts)

2.2 Analiza vpliva dosedanjih izboljšav na odziv strukture

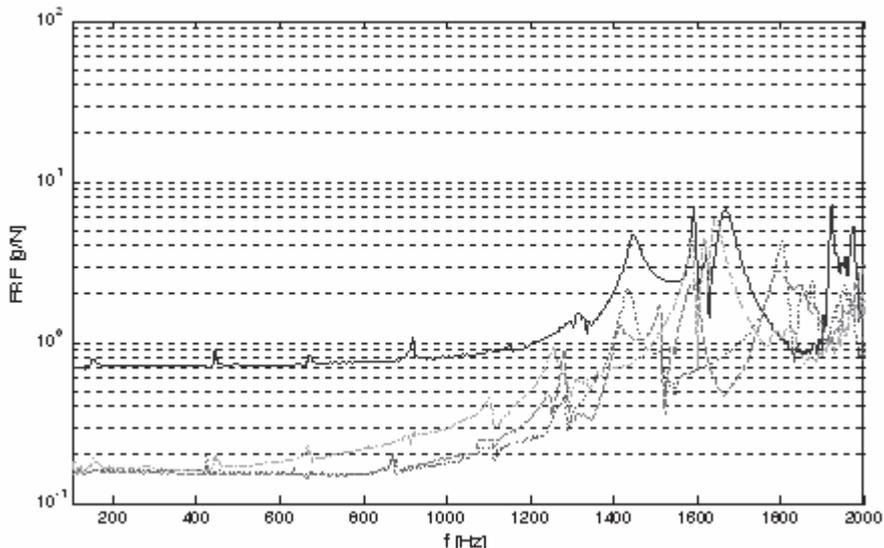
Osnovno izvedbo usmernika, vzeto iz sedanje proizvodnje, smo analizirali glede vpliva dosedanjih izboljšav na odziv usmernika. V ta namen smo več usmernikov spremenili, tako da smo jim odstranili posamezne dele, ki so bili rezultat dotedanjih izboljšav.

Rezultati so za vse vzorce prikazani na sliki 5, kjer smo osnovno izvedbo usmernika primerjali z že omenjenimi vzorci. Uporabljena je bila delna geometrijska oblika modela usmernika. Kovice naj bi usmerniku zagotavljale povezavo med pozitivnim hladilnim telesom in zgornjo plastično ploščo, vendar se je izkazalo, da je odziv brez kovic v nižjih frekvencah ugodnejši. To bi lahko pripisali vplivu kovic glede na večji prenos vibracij iz pozitivnega hladilnega telesa. Pri višjih frekvencah brez kovic pride do povečanih odzivov glede na osnovno izvedbo. Vijaka za pritrditev zaščitnega pokrova predstavljata na usmerniku dodatno maso. Vzorec brez teh vijakov je imel povečane odzive pri 1450 Hz in 1800 Hz. Dodatni vijaki na diodah so prenašali vibracije na diode zaradi povezave

2.2 Previous improvements influence analysis

The original rectifier was analyzed in terms of the influence of previous improvements on the rectifier's response. For this purpose, some rectifiers were modified so that a particular previous improvement, a result of the former analysis, was removed.

The original rectifier sample was compared to the modified samples, Figure 5. The reduced-geometry model was used. The rivets should ensure the connection between the positive cooling part and the upper plastic plate, but the response at lower frequencies is better without them. The rivets, therefore, cause the transmission of vibration from the positive cooling part. However, at higher frequencies the absence of rivets causes a greater response with regard to the original rectifier. The rectifier is mounted on the alternator's housing with terminal bolts that are an additional mass on the rectifier. The rectifier sample without bolts had a higher response at 1450 Hz and 1800 Hz. The additional bolts on the diodes allow a more intense vibration transmission



Sl. 5. Primerjava ovojnic FOF-ij različnih spremenjenih osnovnih izvedb usmernika
(—— Osnovna izvedba usmernika; ----- Vzorec usmernika brez ALU kovic; Vzorec usmernika brez 1. in 2. terminalskega vijaka; -.-.-.- Vzorec usmernika z dodanimi vijaki za vzbujanje diod)

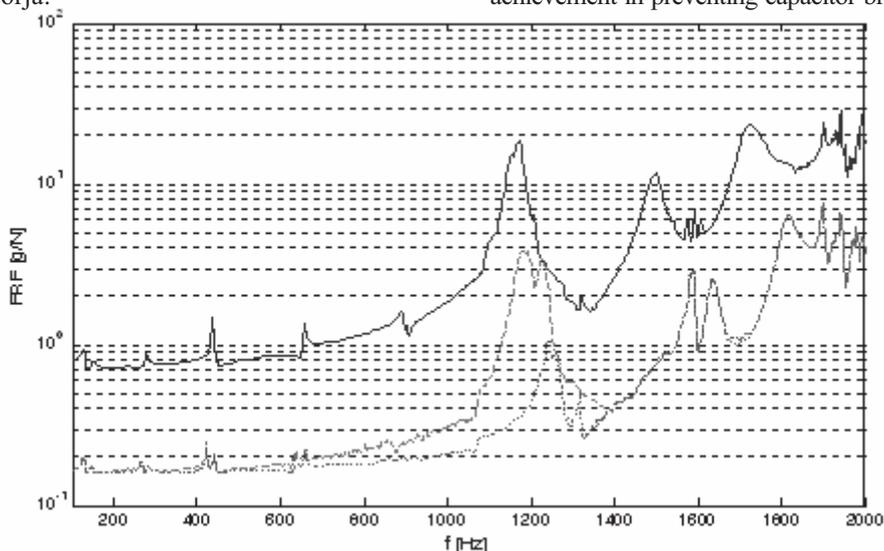
Fig. 5. Comparison of the FRF envelopes for different modified samples of the original rectifier
(—— Original rectifier sample; ----- Sample of rectifier without ALU rivet; Sample of rectifier without 1st and 2nd terminal bolt; -.-.-.- Sample of rectifier with bolts to additionally excite the diodes)

pozitivnega z negativnim hladilnim telesom. Izkaže se, da se odziv usmernika spremeni glede na povečane amplitude in premika večine vrhov proti frekvenci 1600 Hz.

2.3 Analiza vpliva vpetja in podprtja usmernika

Poleg vpliva geometrijske oblike in snovnih lastnosti na vibracije strukture so seveda bistveni tudi robni pogoji – pogoji vpetja usmernika in povezave posameznih delov usmernika. V ta namen smo primerjali osnovno izvedbo usmernika, ki je bila “normalno” pritrjena na vpenjalo, in izvedbo, vpeto tudi preko statorskih odcepov na obodu strukture. Primerjava je prikazana na sliki 6. Iz primerjave ugotovimo, da pritrditev statorskih odcepov celotno strukturo usmernika utrdi, kar se kaže v nižjih vrednostih frekvenčnih odzivov in višjih lastnih frekvencah.

Strukturo smo skušali izboljšati na različne načine, tukaj pokažimo le primer z dodatnim podprtjem kondenzatorja (omejili smo gibanje v ravnini pravokotni na alternator). Na sliki 6 vidimo, da smo s takšno izboljšavo zelo znižali odziv pri lastni frekvenci v okolici 1200 Hz, kar je pomemben dosežek z vidika preprečitve lomov kondenzatorja.



Sl. 6. Primerjava ovojnic FOF-ij različnih vpetih in podprtih osnovnih izvedb usmernika (— Osnovna izvedba usmernika brez statorskih odcepov; - - - - - Osnovna izvedba usmernika s statorskimi odcepi; ····· Osnovna izvedba usmernika s statorskimi odcepi in podprtim kondenzatorjem)

Fig. 6. Comparison of the FRF envelopes for different support types of the original rectifier (— Original rectifier sample without wire connections to the stator; - - - - - Original rectifier sample with wire connections to the stator; ····· Original rectifier sample with wire connections to the stator and with a modified capacitor mounting)

inside the structure due to the connection between the positive and negative cooling parts. This rectifier’s response is higher and most peaks move towards a frequency of 1600Hz.

2.3 Mounting and support analysis

The geometry and the material properties influence the structural vibration, but the boundary conditions are also fundamental – the conditions of the mounting and the connections between the parts inside the rectifier’s structure. A comparison of the original rectifier’s sample, mounted on the testing support, and of the original rectifier’s sample, mounted as previously and additionally connected with wire connections to the stator, was made, Figure 6. From the figure we can see that the connection to the stator reinforces the whole structure, which appears as lower responses and higher natural frequencies.

The rectifier’s structure was modified in many different ways to achieve the response improvement. Here, we only present the alternative case of the capacitor support. The capacitor’s motion was restrained in the plane perpendicular to the alternator. With this modification, the response was lower, especially around the natural frequency of 1200Hz, which is an important achievement in preventing capacitor breaks.

3 SKLEP

Glede na rezultate vibracijske analize osnovne izvedbe usmernika alternatorja in nekaterih njenih sprememb so bili predlagani nekateri ukrepi, s katerimi bi lahko še izboljšali značaj vibracijskega odziva usmernika alternatorja in tako zmanjšali možnost za prezgodnjo odpoved usmernika in posledično alternatorja.

V prispevku je obravnavan drugačen postopek reševanja vibracijskih težav z usmernikom alternatorja, ki so se do sedaj reševale z bolj konstruktorskega vidika. Posvetili smo se vibracijskim vplivom na strukturo usmernika alternatorja in raziskali pogoje in vzroke, pri katerih prihaja do odpovedi usmernika v praksi. Tematika je še vedno pomembna, pojavljajo pa se tudi novi problemi s strukturo usmernika, zato je pomemben prispevek tega dela glede na pripravo podlage za nadaljnje izboljšanje strukture sedanjega usmernika in za testiranje usmernikov v razvoju.

Ključna sprememba, ki naj bi pripomogla k podaljšanju dobe trajanja oz. bi odpravila vzrok za lom pinov (zvarjeni priključki diode), je bila uvedba distančnikov, ki bi vzpostavljali stik med plastično ploščo in pozitivnim hladilnim telesom v bližini priključnih odcepov za diode. Tako smo omejili gibanje plastične plošče proti pinom diod in posledično zmanjšali sile, ki obremenjujejo pine. Kot drugi ukrep lahko vpeljemo še dodatne kovice v območje prvega in tretjega priključnega vijaka z namenom utrditve in povezave plastične plošče s pozitivnim hladilnim telesom. Predvidevamo, da bi s tem zmanjšali prenos vztrajnostnih sil kot posledice mase terminalskih vijakov. Bistvena sprememba je podprtje kondenzatorja in s tem omejitev njegovega gibanja v vzdolžni in prečni smeri ter morebiten lom.

Uporabljena zasnova meritev je uporabna tudi za druge tipe usmernikov, le nastavek zanje mora biti posebej izdelan. V odzivu smo analizirali lastne frekvence in oblike in si ogledali obratovalne oblike, ki veliko povedo o obnašanju sistema v izbranem frekvenčnem območju. Odzive usmernikov smo zaradi obsega podatkov primerjali med seboj na podlagi ovojnic FOF-ij posameznega usmernika. Odzive smo primerjali grafično, lepši vpogled v dogajanje pa dobimo s pregledom obratovalnih oblik in animacij.

3 CONCLUSION

The results of the vibration analysis of the original alternators rectifier and its modified samples were the basis for the proposed modifications for the improvement of the vibration response of the rectifier that would reduce the possibility of a premature failure.

In this paper a different approach to solving the problems with the vibration of the alternator's rectifier is discussed. More attention was focused on the influence of the vibration on the structure of the alternator's rectifier, and the conditions and the sources for the rectifier's failure were investigated. The problem is still present and there are new problems with the rectifier's structure; therefore, the contribution of this paper will be the basis for further improvements to the existing structure and for the development of new rectifiers.

The main modification that would contribute to a longer lifetime and a lower probability for the failure of the diodes was the introduction of additional pins between the plastic plate and the positive cooling part near the connectors of the diodes. The motion of the plastic plate was restrained to lower the forces on the diodes' pins. Another modification was additional rivets positioned near the terminal bolts to reinforce the structure and to connect the upper plastic plate to the positive cooling part. We expected to limit the transmission of inertial forces caused by the terminal bolts' mass. Another important modification was the alternative capacitor support, which should prevent any possible damage.

The proposed method is also applicable to other types of rectifiers; however, the measuring support needs to be adjusted before. The response was analyzed in terms of the natural frequencies and the shapes, and the operational shapes were observed to investigate the motion of the structure and its parts in the particular frequency range. The responses were compared to the diagrams as FRF envelopes, mainly due to the quantity of the data being measured. The operational deflection shapes and the animations offer an even better overview of the rectifier's dynamics.

Zahvala

Za pomoč se zahvaljujemo podjetju Iskra Avtoelektrika d.d. in Ministrstvu za visoko šolstvo, znanost in tehnologijo.

Acknowledgement

The support of Iskra Avtoelektrika d.d. and Ministry of Higher Education, Science and Technology is greatly acknowledged.

4 LITERATURA

4 REFERENCES

- [1] Mannan M.A., Richardson M. H. (1990) Detection and location of structural cracks using FRF measurements, *IMAC VIII*, Januar 1990.
- [2] Schwarz B., Richardson M. (2004) Measurements required for displaying operating deflection shapes, *IMAC XXII*, 26. – 29. Januar 2004.
- [3] Schwarz B. J., Richardson M. H. (1999) Experimental modal analysis, *CSI Reliability Week*, Orlando, Oktober 1999.
- [4] Maia N. M. M., Silva J. M. M. (1997) Theoretical and experimental modal analysis, *Research Studies, Press, Ltd*, Taunton, Somerset.
- [5] Pahor V. (2005) Empirično ovrednotenje dinamičnih poškodb spojev na diodah alternatorskih usmernikov, Diplomsko naloga, *Fakulteta za strojništvo, Univerza v Ljubljani*, Ljubljana.
- [6] Furlan M., Pahor V., Gračnar J. (2005) Analiza vibracij usmernika alternatorja AAK, Interno poročilo, *Razvojni center CAE, Iskra Avtoelektrika d.d.*, Šempeter pri Gorici.

Naslova avtorjev: Vanja Pahor Kos

dr. Matin Furlan
Mitje Berce
ISKRA Avtoelektrika d.d.
Polje 15
5290 Šempeter pri Gorici
vanja.pahor@fs.uni-lj.si
martin.furlan@avtoel-go.si
mitja.berce@avtoel-go.si

prof.dr. Miha Boltežar
Univerza v Ljubljani
Fakulteta za strojništvo
Aškerčeva 6
1000 Ljubljana
miha.boltezar@fs.uni-lj.si

Authors' Addresses: Vanja Pahor Kos

Dr. Matin Furlan
Mitje Berce
ISKRA Avtoelektrika d.d.
Polje 15
SI-5290 Šempeter pri Gorici,
Slovenia
vanja.pahor@fs.uni-lj.si
martin.furlan@avtoel-go.si
mitja.berce@avtoel-go.si

Prof. Dr. Miha Boltežar,
University of Ljubljana
Faculty of Mechanical Eng.
Aškerčeva 6
SI-1000 Ljubljana, Slovenia
miha.boltezar@fs.uni-lj.si

Prejeto: 17.7.2007
Received:

Sprejeto: 28.9.2007
Accepted:

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

Osebnosti - Personal Events

Diplome - Diploma Degrees

DIPLOMIRALISO

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

dne 5. *septembra* 2007: Bojan GJEREK, Franc MOHORIC, Gregor RUS, Gašper VIDIC;

dne 7. *septembra* 2007: Andrej SVETE, Jaka TUŠEK, Rok VRABIČ;

dne 28. *septembra* 2007: Anže ČOKL, Klen ČOPIČ PUCIHAR, Xavier ESPANOL VILANOVA, Danijel GOSTENIČNIK, Gregor GRŽINA, Aljaž HAFNER, Robert KERT, Milan NIKŠIĆ, Aleš SLAK, Gašper STRLE, Mitja TRKOV.

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

dne 13. *septembra* 2007: Simon BUZETI, Franci GAČNIK, Jurij ILJAŽ, Dejan ROJKO;

dne 27. *septembra* 2007: Martin KODRIČ, Viljem OSOJNIK.

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

dne 13. *septembra* 2007: Marko CIMERMAN, Gregor IVANČIČ, Tomaž JANKOVIČ, Dejan KAJŠ, Damjan KEBE, Sandy MAZNIK, Bojan METLIKA, Borut MOHAR TESSARU, Matija PADEŽNIK, Tomaž STANONIK, Primož ŽAKELJ;

dne 14. *septembra* 2007: Franc BOHINJEC, David ČESNIK, Miha MARKOVČIČ;

dne 17. *septembra* 2007: Boris BEDRAČ, Matej HERCOG, Andrej MARUŠIČ, Luka RADOVIC, Jure SPRUK, Rok TOMAŽIN.

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

dne 13. *septembra* 2007: Marko CARTL, Damjan KOCJANC;

dne 27. *septembra* 2007: Matej DONAJ, Niko DREN, Tomaž GORENC, Milan IFKO, Uroš PEČNIK;

dne 28. *septembra* 2007: Jože SENICA.

*

Navodila avtorjem - Instructions for Authors

Članki morajo vsebovati:

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

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

Za članke iz tujine (v primeru, da so vsi avtorji tujci) morajo prevod v slovenščino priskrbeti avtorji. Prevajanje lahko proti plačilu organizira uredništvo. Če je članek ocenjen kot znanstveni, je lahko objavljen tudi samo v angleščini s slovenskim povzetkom, ki ga pripravi uredništvo.

VSEBINA ČLANKA

Članek naj bo napisan v naslednji obliki:

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

OBLIKA ČLANKA

Besedilo članka naj bo pripravljeno v urejevalnilku Microsoft Word. Članek nam dostavite v elektronski obliki.

Ne uporabljajte urejevalnika LaTeX, saj program, s katerim pripravljamo Strojniški vestnik, ne uporablja njegovega formata.

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

Papers submitted for publication should comprise:

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

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

For papers from abroad (in case that none of authors is Slovene) authors should provide Slovenian translation. Translation could be organised by editorial, but the authors have to pay for it. If the paper is reviewed as scientific, it can be published only in English language with Slovenian abstract, that is prepared by the editorial board.

THE FORMAT OF THE PAPER

The paper should be written in the following format:

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

THE LAYOUT OF THE TEXT

Texts should be written in Microsoft Word format. Paper must be submitted in electronic version.

Do not use a LaTeX text editor, since this is not compatible with the publishing procedure of the Journal of Mechanical Engineering.

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

Enote in okrajšave

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

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

Slike

Slike morajo biti zaporedno oštevilčene in označene, v besedilu in podnaslovu, kot sl. 1, sl. 2 itn. Posnete naj bodo v ločljivosti, primerni za tisk, v kateremkoli od razširjenih formatov, npr. BMP, JPG, GIF. Diagrami in risbe morajo biti pripravljene v vektorskem formatu, npr. CDR, AI.

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

Vse označbe na slikah morajo biti dvojezične.

Preglednice

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

Vsi podnaslovi preglednic morajo biti dvojezični.

Seznam literature

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

- [1] A. Wagner, I. Bajsić, M. Fajdiga (2004) Measurement of the surface-temperature field in a fog lamp using resistance-based temperature detectors, *Stroj. vestn.* 2(2004), pp. 72-79.
- [2] Vesenjaj, M., Ren Z. (2003) Dinamična simulacija deformiranja cestne varnostne ograje pri naletu vozila. *Kuhljevi dnevi '03*, Zreče, 25.-26. september 2003.
- [3] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Tabellen, 16. Auflage. *Vieweg Verlag*, Wiesbaden.

SPREJEM ČLANKOV IN AVTORSKE PRAVICE

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

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

PLAČILO OBJAVE

Avtorji vseh prispevkov morajo za objavo plačati prispevek v višini 20,00 EUR na stiskano stran prispevka. Prispevek se zaračuna po sprejemu članka za objavo na seji Uredniškega odbora.

Units and abbreviations

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

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

Figures

Figures must be cited in consecutive numerical order in the text and referred to in both the text and the caption as Fig. 1, Fig. 2, etc. Pictures may be saved in resolution good enough for printing in any common format, e.g. BMP, GIF, JPG. However, graphs and line drawings should be prepared as vector images, e.g. CDR, AI.

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

All figure captions must be bilingual.

Tables

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

All table captions must be bilingual.

The list of references

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

- [1] A. Wagner, I. Bajsić, M. Fajdiga (2004) Measurement of the surface-temperature field in a fog lamp using resistance-based temperature detectors, *Stroj. vestn.* 2(2004), pp. 72-79.
- [2] Vesenjaj, M., Ren Z. (2003) Dinamična simulacija deformiranja cestne varnostne ograje pri naletu vozila. *Kuhljevi dnevi '03*, Zreče, 25.-26. september 2003.
- [3] Muhs, D. et al. (2003) Roloff/Matek Maschinenelemente – Tabellen, 16. Auflage. *Vieweg Verlag*, Wiesbaden.

ACCEPTANCE OF PAPERS AND COPYRIGHT

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

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

PUBLICATION FEE

For all papers authors will be asked to pay a publication fee prior to the paper appearing in the journal. However, this fee only needs to be paid after the paper is accepted by the Editorial Board. The fee is €20.00 per printed paper page.