

## Postopki pri optimiranju mehanskih lastnosti prečnega stabilizatorja Optimisation of Mechanical Properties of a Stabilising Bar

JANKO KERNC - ALOJZ ZUPANČIČ - MATIJA FAJDIGA

*V članku je opisana določitev vzmetne karakteristike in časovne trdnosti prednjega stabilizatorja osebnega vozila Renault Clio. Vzmetna karakteristika je najprej preračunana po običajni metodi, na podlagi katere je bil izdelan poseben računalniški program. Zaradi preverjanja natančnosti in uporabnosti posamičnih načinov preračunavanja je izračun izdelan še po metodi končnih elementov, najprej po načelu majhnih deformacij (IDEAS 5.0) in nato še po načelu velikih deformacij (ANSYS 5.0a). Pri zadnjem izračunu so upoštevane obremenitve, ki so bile določene na podlagi meritev. Časovna trdnost stabilizatorja je določena le z izračunom po metodi končnih elementov z upoštevanjem velikih deformacij.*

**Ključne besede:** vozila osebna, stabilizatorji prečni, lastnosti mehanske, optimiranje lastnosti

*This paper comprises the determination of the spring characteristic and time strength of the front stabilising bar of Renault Clio. Spring characteristic is first calculated using a classic method that has been included in a computer program. To check the accuracy and usability of different methods, the calculations were also made with the use of the finite element method. First the principle of small deformations (IDEAS 5.0) and then the principle of large deformations (ANSYS 5.0a) were used. In the last case the loads measured on a coordinate measurement machine were used. Time strength of the stabilising bar was determined using finite elements method for large deformations.*

**Keywords:** vehicle, stabilizing bar, mechanical properties, optimization of properties

### 0 UVOD

Tovarna avtomobilov Renault se je zavzemala za domačo proizvodnjo sprednjega stabilizatorja za vozilo Clio. Za ta projekt se je odločila tovarna STO Ravne. Pri proizvodnji posamičnih elementov proizvajalec avtomobilov običajno pušča izdelovalcu stabilizatorjev prosto odločitev pri izbiri materiala, medtem ko je treba upoštevati zahtevano geometrijsko obliko stabilizatorja. Poleg tega so natančno določeni pogoji in rezultati preizkušanja, katerim mora stabilizator ustrezati, tako glede vzmetne karakteristike kakor tudi glede dinamične trdnosti stabilizatorja.

### 1 OSNOVNE ZAHTEVE

#### 1.1 Vzmetna karakteristika

Določiti je bilo treba vzmetno karakteristiko stabilizatorja, ki ima po celotni dolžini premer  $d = 22$  mm, in preveriti, ali se vzmetna karakteristika pri tem premeru stabilizatorja ujema z zahtevano. Zahtevana vzmetna karakteristika je podana z eno samo točko:  $F = 2100$  N;  $\alpha = 6^\circ$  (sl. 1). Kot  $\alpha$  opazujemo v navpični smeri, torej v smeri koordinate  $y$  oziroma v ravnini  $x-y$ .

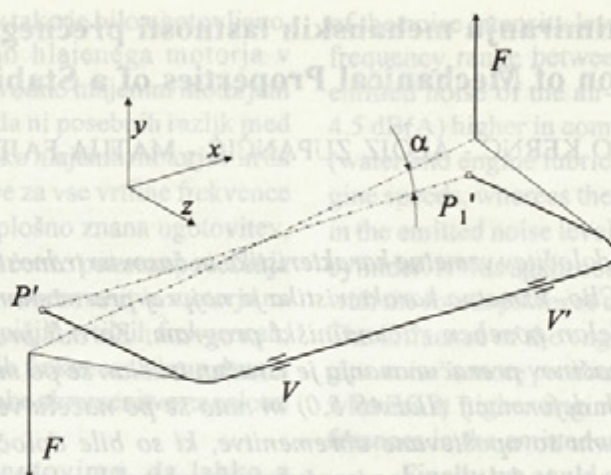
### 0 INTRODUCTION

The car manufacturer Renault was endeavouring to initiate domestic production of the front stabilising bar for their Clio model. The project was accepted by the STO company, Ravne. The manufacturer of elements for cars is usually free to choose the component material, but has to adhere stringently to the geometry required. Besides that, the stabilising bar must pass the dynamic strength and spring characteristic tests required by the car manufacturer.

### 1 BASIC REQUIREMENTS

#### 1.1 Spring characteristic

The existing stabilising bar has a diameter of 22 mm. The actual spring characteristic has to be computed, and its deviation from the required characteristic has to be checked. The required characteristic is given with one point only:  $F = 2100$  N;  $\alpha = 6^\circ$  (Fig. 1). The angle  $\alpha$  lies in the vertical plane, i.e. in the direction of  $y$  coordinate of the  $x-y$  plane.



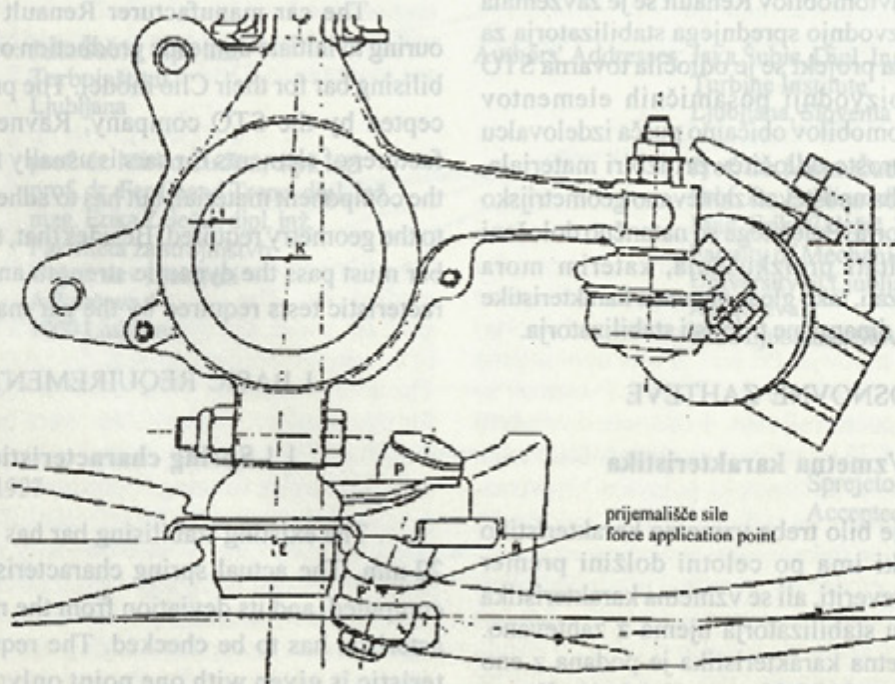
Sl. 1. Določanje vzmetne karakteristike stabilizatorja  
Fig. 1. Determination of the spring characteristic of a stabilising bar

### 1.2 Napetostno stanje pri dinamičnem preizkusu stabilizatorja

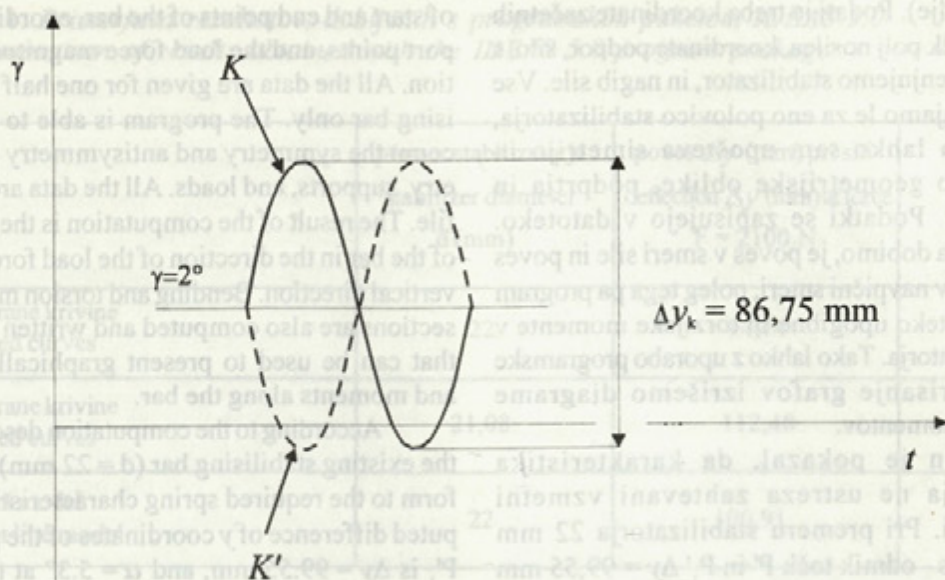
Na stabilizatorju s premerom 22 mm, je bilo treba ugotoviti napetostno stanje pri dinamičnem obremenjevanju. V tem primeru opazujemo točno določeni točki, ki sta definirani s presečiščem premega sornika in središčem ravnine kolesa (točki K in K', sl. 2), pri čemer se zahteva v skrajni legi odkim  $\Delta y_k = 86,5$  mm. Po zahtevah tovarne Renault mora stabilizator vzdržati vsaj 60000 nihajev, to je obremenitev do  $\Delta y_k$  in razbremenitev (sl. 3).

### 1.2 Stress and dynamic load test of the stabilising bar

It is necessary to determine the stress in the stabilising bar under dynamic loading. For the purpose of load definition two points (K and K') are defined as intersection of the swivel pin axis with the middle plane of the wheel. The maximum load is defined as the maximum displacement of the points K, and K', i.e. the maximum difference in their y coordinates. Its magnitude is  $\Delta y_k = 86.5$  mm. Renault requires the stabiliser bar to withstand at least 60000 full load cycles (Fig. 3) before breakdown.



Sl. 2. Karakteristične točke in točke prijema sile na prednji premi vozila  
Fig. 2. Reference points, and force application points on the front axle of the vehicle



Sl. 3. Obremenitev stabilizatorja pri dinamičnem preizkušanju  
Fig. 3. Dynamic test load of the stabilising bar

## 2 POTEK IZRAČUNA

### 2.1 Začasni izračun vzmetne karakteristike po običajni metodi

Za reševanje po običajni metodi je bil uporabljen poenostavljen model stabilizatorja, tako da niso bili upoštevani ukrivljeni predeli stabilizatorja. Predpostavili smo, da je stabilizator zgrajen le iz ravnih delov (lomljen model), ker smo ocenili, da s takim modelom lahko pričakujemo dovolj natančne rezultate za prvi približek vzmetne karakteristike.

Smer obremenitve na stabilizator se vseskozi spreminja, odvisno od lege preme. Obremenitev se vnaša v smeri čepa, s katerim je stabilizator vpet in katerega os gre približno (zaradi gumijastega vpetja) skozi točko P' (sl. 1 in 2). Ker je čep med obratovanjem ves čas zelo blizu pravokotnici na površino stabilizatorja, na katero nalega (koti odklona so majhni), smo za prvi približek vzeli silo, pravokotno na omenjeno površino s prijemališčem v točki P'. V točki P<sub>1</sub>' je bilo treba upoštevati nasprotno predznačene komponente sile, glede na silo, ki deluje v točki P'. Za podprtje stabilizatorja smo vzeli členkaste podpore, pomične v smeri x, v točkah V in V'. To je točkovno podprtje, pri katerem niso upoštevani gumijasti elementi na mestu podprtja.

Za določitev povesa stabilizatorja smo se odločili, da uporabimo načelo virtualnega dela. Da bi se izognili ročnemu izračunu povesa stabilizatorja, smo v ta namen izdelali računalniški program v programskem jeziku Fortran. Program od uporabnika zahteva najprej podatke o številu polj nosilca, v katerih želimo opraviti izračun (lahko je to samo eno in

## 2 COMPUTATION COURSE

### 2.1 Preliminary computation of the spring characteristic

The classic solution uses a simplified model of the stabilising bar, where only the straight parts of the bar are modelled. The rounded bends are represented as sharp angles i.e. the bends are not modelled. We assumed that such a model would be sufficiently accurate to serve as the first approximation.

The direction of load forces changes constantly as a function of the suspension position. The force is applied to the stabilising bar in the direction of the fixing pin. The pin longitudinal axis goes (approximately, due to the rubber joint) through the point P' (Figs. 1 and 2). During the operation, the pin is close to perpendicular direction (since the deviation angles are small) in relation to the fixing surface of the bar. Therefore, as the first approximation, the force is applied to the bar at the point P', and perpendicular to the fixing surface. The force at point P<sub>1</sub>' has the same size and the opposite direction, with respect to the force in P'. The bar is fixed in points V and V', and is free to move in the x direction. This model uses point support, which is an approximation of the actual rubber joints.

The principle of virtual work has been used to compute the deformation of the stabiliser bar. Because of the relative complexity of the formulae used, a computer program has been written in Fortran programming language. The program requires the data on the number of sections of the bar. At least one section is required. The input data include coordinates

katerokoli polje). Podati je treba koordinate začetnih in končnih točk polj nosilca, koordinate podpor, silo, s katero obremenjujemo stabilizator, in nagib sile. Vse podatke podajamo le za eno polovico stabilizatorja, ker program lahko sam upošteva simetrijo in antisimetrijo geometrijske oblike, podprtja in obremenitev. Podatki se zapisujejo v datoteko. Rezultat, ki ga dobimo, je povse v smeri sile in povse stabilizatorja v navpični smeri, poleg tega pa program zapiše v datoteko upogibne in torzijske momente v poljih stabilizatorja. Tako lahko z uporabo programske opreme za risanje grafov izrišemo diagrame posamičnih momentov.

Izračun je pokazal, da karakteristika stabilizatorja ne ustreza zahtevani vzmetni karakteristiki. Pri premeru stabilizatorja 22 mm dobimo povse - odmik točk  $P'$  in  $P''$   $\Delta y = 99,55$  mm in velikost opazovanega kota  $\alpha = 5,3^\circ$ , kar pomeni, da je stabilizator preveč tog. Po izračunu bi zahtevani vzmetni karakteristiki ustrežal premer stabilizatorja  $d = 21,24$  mm.

## 2.2 Preračun stabilizatorja po metodi končnih elementov (MKE)

Za natančnejšo določitev vzmetne karakteristike smo izvedli izračun stabilizatorja tudi po metodi končnih elementov s programskim paketom IDEAS 5.0.

Stabilizator smo preračunali kot enoosni element. Model smo gradili iz linijskih elementov, pri čemer smo ukrivljene predele stabilizatorja zgradili iz večjega števila kratkih elementov, ker IDEAS 5.0 ne zmore preračuna ukrivljenih linijskih elementov (sl. 4). Obremenitve stabilizatorja smo definirali enako kakor pri izračunu po običajni metodi. Podprtje je bilo treba definirati nekoliko drugače. V točkah  $V$  in  $V'$  sta omejena le pomika v smeri  $y$  in  $z$ . Tako podprt stabilizator deluje kot mehanizem, ker je sistem podprtja statično predoločen. V mehaniki to pomeni, da se nosilec obremenitvi odmakne, ker ni dovolj podprt. Reakcijske sile so enake nič. Programski paket IDEAS 5.0 (tako kakor drugi programi za preračune MKE) ni zmožen trdnostno preračunati statično predoločenih sistemov, ampak le nedoločene in statično določene. Zato je bilo treba statično predoločen sistem z dodatnim podprtjem stabilizatorja spremeniti v statično določenega. Tako smo poleg podprtja, ki smo ga uporabili pri običajni metodi, stabilizatorju na mestu v sredini med podporama omejili zasuk okoli osi  $x$  in pomik stabilizatorja v smeri  $x$ . V dodatni podpori se pri takšnem obremenitvenem primeru ne pojavijo reakcije, oziroma so vrednosti reakcij enake nič (pri dejanskem vpetju v praksi nimamo na tem mestu zasuka okoli osi  $x$  in pomika v smeri osi  $x$ ), tako lahko pričakujemo povsem pravilne rezultate, čeprav podprtje ni takšno, kakršno je v resnici pri stabilizatorju, vpetem na podvozje vozila.

of start and end points of the bar, coordinates of support points, and the load force magnitude and direction. All the data are given for one half of the stabilising bar only. The program is able to take into account the symmetry and antisymmetry of the geometry, supports, and loads. All the data are written in a file. The result of the computation is the deformation of the bar in the direction of the load force, and in the vertical direction. Bending and torsion moments in all sections are also computed and written in a disk file that can be used to present graphically the forces and moments along the bar.

According to the computation described above, the existing stabilising bar ( $d = 22$  mm) fails to conform to the required spring characteristic. The computed difference of  $y$  coordinates of the points  $P'$  and  $P''$  is  $\Delta y = 99.55$  mm, and  $\alpha = 5.3^\circ$  at the specified load force. This means the stabilising bar is too stiff. The bar conforming to the required characteristic would have, according to the computation, a diameter of  $d = 21.24$  mm.

## 2.2 Spring characteristic computation using the Final Elements Method (FEM)

The computations of the spring characteristic were repeated, using the finite element method (program package IDEAS 5.0), to get a more accurate result.

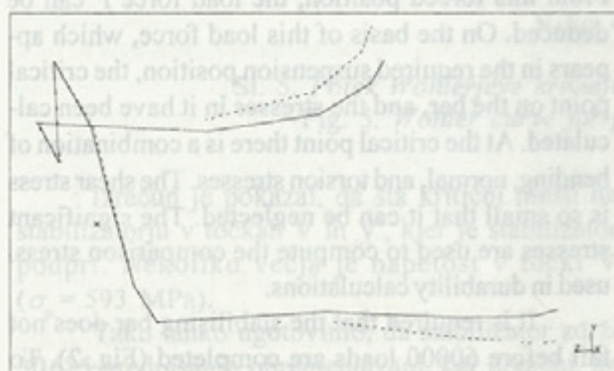
The stabilising bar was set up as a beam model. It is made of several line elements. The bends in the real bar were replaced by a larger number of short linear beams, because the IDEAS 5.0 package does not allow curved beam elements (Fig. 4). The loads are defined in the same way as in the previous computation method. The supports however, had to be defined in a slightly different way. The movement in points  $V$  and  $V'$  is restrained only in  $x$  and  $z$  directions. Such a support work as a mechanism – the system is statically predefined. There are too few supports, and the element moves under load. The reaction forces equal zero. FEM programs (such as IDEAS 5.0) cannot properly compute such systems. Therefore the system must be made statically determined by adding supports. In the middle of the stabilising bar we find constrained movement in the  $x$  direction, and rotation about the  $x$  axis. When loaded with actual loads the reactions in the additional support are zero, i.e. in the vehicle the lateral shift and rotation at this point vanish. Therefore we can expect correct results, although the model support differs from the real one, when the stabilising bar is incorporated in a vehicle.

Preglednica 1. Primerjava rezultatov, dobljenih s programskim paketom IDEAS 5.0  
Table 1. Comparison of results obtained with the IDEAS 5.0 program package

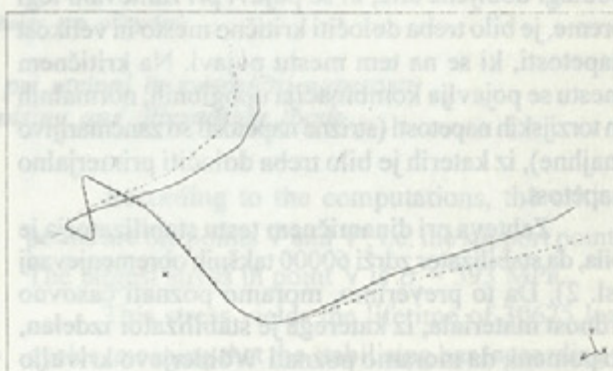
	premer stabilizatorja stabilizer diameter d (mm)	poves $\Delta y$ (mm) pri sili deflection $\Delta y$ (mm) at force F = 2100 N	$\alpha$ (°)
modelirane krivine modelled curves	22	94,74	5,17
modelirane krivine modelled curves	21,08	112,48	6,00
lomljeni model straight line model	22	100,91	5,38

Iz rezultatov preračuna (pregl. 1) tega modela smo dobili potrditev, da je stabilizator preveč tog in ne ustreza zahtevani vzmetni karakteristiki. Ker pa so se rezultati precej razlikovali od rezultatov dobljenih po običajni metodi, smo z istim programskim paketom izračunali tudi lomljen model (sl. 4), brez upoštevanja krivin. Tako dobljeni rezultati so se razlikovali za manj ko 1,4% od rezultatov, dobljenih z običajno metodo. Poglavitni vzrok za to razliko je ta, da smo pri običajni metodi vzeli, da se največji poves pojavi približno v smeri delovanja sile.

The results from the above computation (Table 1) confirm that the stabilising bar is too stiff, and does not conform to the required spring characteristic. But the results differ significantly from the basic computation. Therefore we made and computed a second model with only linear elements (Fig. 4). The curves were not modelled. The difference between the results obtained in this way and the results of the basic computation is only 1.4%. The main reason for this difference is the supposition (made in the basic method) that the biggest deformation is in the direction of the load force.



a)



b)

Sl. 4. Nedeformirana (pretrgana črta) in deformirana geometrijska oblika stabilizatorja.

a) preprost model brez upoštevanja ukrivljenih predelov

b) natančnejši model, oblikovane krivine s kratkimi odseki

Fig. 4. Undeformed (dotted line) and deformed shape of the stabilising bar

a) simple line model without curved bends

b) curves modelled with series of short beams

### 2.3 Preračun stabilizatorja po metodi končnih elementov z upoštevanjem velikih deformacij (ANSYS 5.0a)

Tudi v tem primeru smo stabilizator obravnavali kot enoosni element in smo pri gradnji modela uporabili enoosne linijske elemente. Uporabili smo tudi identično podprtje. Za natančnejšo določitev vzmetne karakteristike stabilizatorja, predvsem pa za dobro analizo napetostnega stanja, je bilo treba natančno določiti smer delovanja obremenitve v odvisnosti od deformacij in upoštevati spreminjanje njenega prijemališča. Zato smo uporabili preračun stabilizatorja po metodi velikih deformacij, s katero je bilo mogoče stopenjsko definirati spreminjanje smeri in prijemališče obremenitve. Za natančno določitev smeri in prijemališča obremenitve v odvisnosti od deformacije stabilizatorja so bile izvedene meritve na koordinatnem merilniku v tovarni vozil Revoz v Novem mestu. S tem izračunom smo dobili najmanjši povprečni stabilizatorja  $\Delta y = 92,64$  mm in velikost opazovanega kota  $\alpha = 4,9^\circ$ .

### 2.4 Dinamični test

Za preračun zdržljivosti stabilizatorja pri zahtevani dinamični obremenitvi je treba določiti napetostno stanje v drogu stabilizatorja. Kakor je bilo omenjeno, je pri dinamičnem testu stabilizatorja zahtevan določen odmik dveh točk na koncih preme v navpični smeri (razliko koordinat v smeri  $y$ ). Pri tej legi preme je mogoče določiti razliko koordinat (v smeri  $y$ ) točk, v katerih deluje obremenitev na stabilizator in iz te deformacije stabilizatorja se tako lahko izračuna obremenitev  $F$  na stabilizator. Na podlagi dobljene sile, ki se pojavi pri zahtevani legi preme, je bilo treba določiti kritično mesto in velikost napetosti, ki se na tem mestu pojavi. Na kritičnem mestu se pojavlja kombinacija upogibnih, normalnih in torzijskih napetosti (strižne napetosti so zanemarljivo majhne), iz katerih je bilo treba določiti primerjalno napetost.

Zahteva pri dinamičnem testu stabilizatorja je bila, da stabilizator zdrži 60000 takšnih obremenjevanj (sl. 2). Da to preverimo, moramo poznati časovno trdnost materiala, iz katerega je stabilizator izdelan, to pomeni, da moramo poznati Wöhlerjevo krivuljo materiala, iz katerega je stabilizator izdelan. Stabilizator se izdeluje iz jekla za cementiranje, DIN: 20MnCr5 (Železarne Ravne: EC100). Ker v našem primeru nismo poznali Wöhlerjeve krivulje, je bilo to treba določiti. Na Inštitutu za metalurgijo so za omenjeni material izvedli potrebne trajnodinamične preizkuse. Bilo je izvedenih le 8 preizkusov (Sl. 5), ki pa niso bili izvedeni pri izmenični napetosti. Ker so v našem primeru nujno potrebni podatki o časovni trdnosti materiala pri izmenični napetosti, smo to

### 2.3 Spring characteristic computation using the FEM, considering large displacements (ANSYS 5.0a)

For this computation we have used linear beam elements for modelling of the stabiliser bar as in the case of computations with the program IDEAS 5.0. The loads applied and the supports were also identical. We decided, however, to determine the exact direction and application points of load forces as a function of the deformation. These parameters were measured on a three dimension coordinate measuring machine in the Revoz factory (Renault subsidiary) in Novo mesto. For the computation we used the step-by-step loading, changing the direction and application point of load force according to the measurement results. In this way we obtained the  $y$  coordinate difference  $\Delta y = 92.64$  mm, and the angle  $\alpha = 4.9^\circ$ .

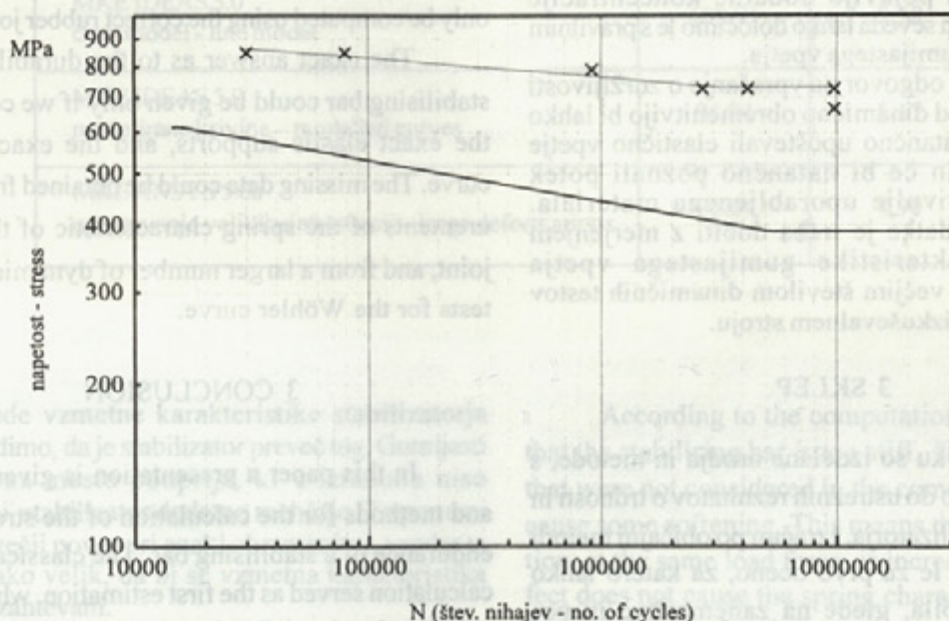
### 2.4 Dynamic test

To compute the durability of the stabilising bar under dynamic loading, it is necessary to determine the stresses first. As already mentioned, the height ( $y$  coordinate) difference of two points (K and K') of the suspension is required as the maximum load in the dynamic test. In this position of the suspension it is possible to calculate the position and the difference in  $y$  coordinates of the two points on the bar (P' and P<sub>1</sub>') that coincide with the force application points. From this forced position, the load force  $F$  can be deduced. On the basis of this load force, which appears in the required suspension position, the critical point on the bar, and the stresses in it have been calculated. At the critical point there is a combination of bending, normal, and torsion stresses. The shear stress is so small that it can be neglected. The significant stresses are used to compute the comparison stress, used in durability calculations.

It is required that the stabilising bar does not fail before 60000 loads are completed (Fig. 2). To verify it we have to know the time strength of the stabiliser bar material, i.e. its Wöhler curve. The material has the designation according to DIN 20MnCr5 (Ironworks Ravne EC100). The Wöhler curve was unknown, therefore we had to determine it. The required tests were made at the Institute for Metallurgy in Ljubljana. Only 8 tests using pulsing loads were made (Fig. 5). However we still needed data on alternating dynamic loading. We tried to de-

poskušali dodatno določiti na podlagi razpoložljivih podatkov. Pomagamo si s Smithovim diagramom. Velikost napetosti, pri kateri zdrži material neomejeno število obremenjevanj (trajna dinamična trdnost), prenesemo v Smithov diagram pri ustrezni vrednosti koeficienta  $R$  ( $R = \sigma_{sp} / \sigma_{sk}$ ). Skozi točko, ki pomeni  $\sigma_{sp}$ , potegnemo črto pod kotom  $42^\circ$  in presečišče premice z ordinato, to pomeni velikost izmenične napetosti in trajnodinamično trdnost našega materiala. Tako lahko približno konstruiramo potek Wöhlerjeve krivulje (Sl. 5), pri čemer upoštevamo, da preidemo v področje trajnodinamične trdnosti približno pri  $5 \cdot 10^6$ -kratnem obremenjevanju, nagib premice, ki pomeni Wöhlerjevo krivuljo v logaritmičnem diagramu v področju časovne trdnosti, pa lahko le ocenimo.

duce it from the existing data. The Smith diagram for the material (found in the literature) was used for the purpose. The stress with unlimited lifetime (dynamic strength) was transferred to the Smith diagram at the relevant value of the  $R$  ( $R = \sigma_{hi} / \sigma_{lo}$ ) coefficient. Then a line inclined by  $42^\circ$  was drawn through the  $\sigma_{hi}$  point. The intersection of this line with the  $y$ -axis of the graph is the dynamic strength of the material for an alternating load. In this way it is possible to approximately deduce the Wöhler curve (Fig. 5), considering that the unlimited life time starts at approximately  $5 \cdot 10^6$  load cycles. The slope of the line in logarithmic representation can only be estimated.



Sl. 5. Potek Wöhlerjeve krivulje pri utripni in izmenični napetosti  
Fig. 5. Wöhler curve for pulsing and alternating loads

Izračun je pokazal, da sta kritični mesti na stabilizatorju v točkah V in V', kjer je stabilizator podprt. Nekoliko večja je napetost v točki V ( $\sigma_p = 593$  MPa).

Tako lahko ugotovimo, da stabilizator zdrži 30625 predpisanih obremenjevanj, kar pomeni, da stabilizator nikakor ne ustreza zahtevam dinamičnega testa.

V vozilo vgrajen stabilizator ni podprt v podporah le v eni točki, kakor je upoštevano v tem izračunu, ampak je podprt na določeni dolžini stabilizatorja z gumijastim podprtjem. To pomeni, da v praksi ni kritično mesto v točki V, kakor je pokazal naš izračun, ampak tik ob podprtju, kar se je izkazalo tudi iz preizkusov (na tem mestu se stabilizator poruši),

According to the computations, the critical points are the points V and V', i.e. the support points. The largest stress in point V is  $\sigma_p = 593$  MPa.

This stress yields the lifetime of 30625 load cycles, meaning that the stabilising bar (according to the computation) fails to meet the requirement.

The stabilising bar incorporated in the vehicle is, however, not supported by point supports, but by rubber joints that support a certain length of the bar. The critical point is therefore not at the centre of the joint, but at its edge. This fact has been verified by experiments made on a specialised machine – the stabiliser bar breaks at the point. Since the spring

ki se izvajajo na zato prilagojenem preizkusnem stroju. Podprtja, kakršnega imamo pri stabilizatorju, vgrajenem v vozilu, pri preračunu nismo mogli upoštevati zaradi nepoznane vzmetne karakteristike gumijastih elementov. Lahko pa smo določili s sedanjim modelom, torej ob predpostavki točkaste, popolnoma toge podpore, kolikšna napetost se pojavi na mestu, kjer se stabilizator v praksi poruši. Rezultat je  $\sigma_p = 547,5$  MPa.

Pri tej napetosti se stabilizator na tem mestu poruši šele po 80 670 ciklih obremenjevanj, torej pomeni, da je stabilizator lahko kos predpisanemu dinamičnemu testu. Opozoriti velja, da v tem primeru izračunana primerjalna napetost ni takšna, kakršna se v resnici pri gumijastem podprtju tu pojavi. Guma, s katero je stabilizator podprt na določeni dolžini, na tej dolžini ovira deformacije stabilizatorja, zunaj gumijastega vpetja pa deformacije niso ovirane, zato se ob podprtju pojavijo dodatne koncentracije napetosti, ki pa jih seveda lahko določimo le s pravilnim upoštevanjem gumijastega vpetja.

Natančen odgovor na vprašanje o zdržljivosti stabilizatorja pod dinamično obremenitvijo bi lahko dali le, če bi natančno upoštevali elastično vpetje stabilizatorja in če bi natančno poznali potek Wöhlerjeve krivulje uporabljenega materiala. Manjkajoče podatke je treba dobiti z merjenjem vzmetne karakteristike gumijastega vpetja stabilizatorja in večjim številom dinamičnih testov materiala na preizkuševalnem stroju.

### 3 SKLEP

V prispevku so izdelana orodja in metode, s katerimi pridemo do ustreznih rezultatov o trdnosti in zdržljivosti stabilizatorja. Izračun po običajni metodi je bil namenjen le za prvo oceno, za katero lahko rečemo, da je bila, glede na zanemaritve in pomenovitve relativno dobra. Izračun s programskim paketom IDEAS 5.0 je pokazal, da upoštevanje ukrivljenih predelov stabilizatorja precej prispeva k rezultatom. Pri najnatančnejšem izračunu s programskim paketom ANSYS 5.0a, pri katerem je upoštevano načelo velikih deformacij, je bila primerna izvedba meritev za določitev spremembe smeri obremenitve in njenega prijemališča. Z uporabo natančnejših preračunov rezultat konsistentno konvergira proti dejanski vrednosti (preglednica 2). Obseg dela pri natančnejših metodah ostaja v mejah, ki so primerne za normalno uporabo.

characteristics of the rubber joint were unknown, therefore we could not replicate the exact support conditions in our FEM model. Instead the stress at the edge of the actual support was calculated, using the existing model. The result is  $\sigma_p = 547.5$  MPa.

This stress gives a lifetime of 80 670 cycles, thus meeting the basic requirement of 60 000 cycles. It should be noted, however, that the computed stress does not correspond exactly to the actual one, appears with the rubber joint support. Rubber in the joint elastically restrains the deformation that is not restrained outside the joint. This causes additional stress concentrations at the edge of the joint that can only be computed using the correct rubber joint model.

The exact answer as to the durability of the stabilising bar could be given only if we considered the exact elastic supports, and the exact Wöhler curve. The missing data could be obtained from measurements of the spring characteristic of the rubber joint, and from a larger number of dynamic material tests for the Wöhler curve.

### 3 CONCLUSION

In this paper a presentation is given of tools and methods for the calculation of the strength and endurance of a stabilising bar. The classical method calculation served as the first estimation, which - considering the simplifications made - appeared to be a relatively accurate one. The computations with the program package IDEAS 5.0 have shown the importance of modelling the curved parts of the bar. For the most accurate computation (ANSYS 5.0a), using the principle of large deformations, it was necessary to measure the changes in load force direction, and application point. With the progressive use of more accurate procedures the result consistently converges toward the actual value (Table 2), while the preparation and computation effort remains within practically usable limits.



Preglednica 2. Rezultati izračuna vzmetne karakteristike sedanjega stabilizatorja ( $d = 22 \text{ mm}$ ) pri obremenitvi s silo  $F = 2100 \text{ N}$

Table 2. Results of the computation of the spring characteristic of the existing stabilising bar ( $d=22 \text{ mm}$ ), loaded with  $F = 2100 \text{ N}$

	poves deflection mm	kot angle $\alpha^\circ$
zahtevane vrednosti required values	112,47	6,00
običajna metoda (črtni model) classic method (line model)	99,55	5,31
MKE IDEAS 5.0 črtni model - line model	100,91	5,38
MKE IDEAS 5.0 modelirane krivine – modelled curves	94,74	5,17
MKE ANSYS 5.0a upoštevanje velikih deformacij – large deformations	92,64	4,90

Glede vzmetne karakteristike stabilizatorja lahko zatrdimo, da je stabilizator preveč tog. Gumijasti elementi na mestu podprtja, ki v izračunu niso upoštevani, stabilizator dodatno mehčajo. To pomeni nekoliko večji poves pri enaki obremenitvi, vendar ta vpliv ni tako velik, da bi se vzmetna karakteristika približala zahtevani.

Pri preračunu dinamične trdnosti stabilizatorja je treba poudariti, da so rezultati le orientacijski. Da bi prišli do dovolj dobre rešitve, bi bilo treba analizirati model, pri katerem bi upoštevali gumijaste elemente na mestu vpetja stabilizatorja, pri čemer bi bilo treba natančno določiti elastične lastnosti gumijastih elementov za vpetje. Poleg tega bi bilo treba natančno določiti trajnodinamične lastnosti materiala, iz katerega je stabilizator izdelan, kar pomeni, da bi bilo treba izvesti trajni dinamični preizkus pri izmenični napetosti z večjim številom preizkušancev ter določiti Wöhlerjevo krivuljo za določeno verjetnost trajanja.

According to the computations, we can state that the stabilising bar is too stiff. The rubber joints that were not considered in the computation tend to cause some softening. This means that the deformation, at the same load force, is increased, but the effect does not cause the spring characteristic to conform to the requested one.

The results of the dynamic strength computation can only be used for orientation. For a good solution a model with rubber joints in support points would be required. The properties of the rubber joints would have to be measured. In addition, the dynamic strength of the bar material would have to be determined accurately. This would require a thorough dynamic test with alternating loading, using a large number of specimens, and determination of the Wöhler curve for a certain lifetime probability.

(ETS), ki se pri dejanskih centričnih trkih od energijsko ekvivalentne hitrosti EES nekoliko razlikuje.

Ocenjena izguba hitrosti v fazi trka ima odločilen vpliv na izračunano hitrost vozila v fazi pred trkom ali po njem, zato je čim bolj natančna določitev te za rekonstrukcijo cestnoprometne nezgode zelo pomembna.

Reliability tests on vehicles are done at Energy Test Speed (ETS), which differs slightly from the Energy Equivalent Speed (EES).

Computed speed before and after the crash depends directly on the estimated speed loss during the crash. Therefore the speed loss should be determined very accurately in order to correctly reconstruct the accident.

#### 4 LITERATURA 4 REFERENCE

- [1] Roark, R. J., W. C. Young: Formulas for stress and strain. McGraw Hill Book Company, 1986.
- [2] Boller, Ch., T. Seeger: Materials data for cyclic loading; Part B: Low-alloy steels. Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam 1987.
- [3] Boller, Ch., T. Seeger: Materials data for cyclic loading; Part C: High-alloy steels. Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam 1987.
- [4] Kraut, B.: Strojniški priročnik. Tehniška knjiga, Zagreb 1987.
- [5] Dretnik, M.: Toplotna obdelava stabilizatorjev s konduktivnim ogrevanjem. Diplomsko delo, NTF, Oddelek za geotehnologijo in rudarstvo, Ljubljana 1996.
- [6] Zupančič, A.: Obremenitveno in napetostno stanje v stabilizatorju Renault Clio. Diplomsko delo, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana 1997.

Naslov avtorjev: mag. Janko Kernc, dipl. inž.  
Alojz Zupančič, dipl. inž.  
prof. dr. Matija Fajdiga, dipl. inž.  
Fakulteta za strojništvo  
Univerza v Ljubljani  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana

Authors' Address: Mag. Janko Kernc, Dipl. Ing.  
Alojz Zupančič, Dipl. Ing.  
Prof. Dr. Matija Fajdiga, Dipl. Ing.  
Faculty of Mechanical Engineering  
University of Ljubljana  
Aškerčeva 6  
1000 Ljubljana, Slovenia

Prejeto: 17.4.1997  
Received:

Sprejeto: 30.10.1997  
Accepted:

Obseg dela pri namernostnih metodah ostaja v mejah, ki so primerne za normalno uporabo.

the preparation and computation effort remains within practically usable limits.