

UDK 656.2(05)

Yu ISSN 0350-5138

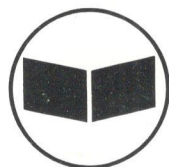
ŽELEZNICE

Stručni časopis Jugoslovenskih železnica

br. 2-3 februar - mart 1987.

- *Elementi realne ekonomije – šansa i izazov železnice*
- *Drugo jugoslovensko savetovanje o železničkom mašinstvu*





RIKO



PROIZVODIMO:

- Hidraulične prese
- Opremu za čiščenje gradova
- Opremu za izgradnjo i održavanje puteva
- Traktorske i kamionske hidraulične priključke
- Opremu za aerodrome
- Automatske transportne linije

slovenija – jugoslavija
61310 ribnica, lepovče 23
telefon : (061) 861-611
telex : 31482 yu riko

riko · ribniška kovinska industrija

SUMMARIES

UDK 656.2.011.12.012.22.003.12

Dr SLOBODAN VOJVODIC, Dipl. Ec.

ELEMENTS OF REAL ECONOMY — A CHANCE AND CHALLENGE FOR THE RAILWAYS. — The real factors of economy, as a basis for stabilization of earnings production on the grounds of the Long-term Programme of Economic Stabilization, are a significant chance of the railways. To this aim, of a special importance today is: the financing of infrastructure reproduction, real transfer of value of objectivized work (depreciation), real evaluation of transport service production factors (tariffs) etc. The new accounting system also offers opportunities for overcoming some difficulties. In development, it is necessary to define a strategy of technologic development.

Most of the mentioned issues are under consideration and the solutions are initiated which objectively lead to an affirmation of the required economy of railway transport. To meet the requirements and to achieve the full affirmation, it is necessary to rely on science constantly and systematically. The scientific potentials should be mobilized in direction of resolving a series of current issues of earnings production and development.

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Prof. Dr RADOJE LISANIN, Dipl. Eng.

Doc. Dr DOBROSLAV RUŽIĆ, Dipl. Eng.

CALCULATION OF WAGON UNDERFRAME STRENGTH ACCORDING TO THE LIMIT VALUE. — The paper sets forth the basic reasons for introduction of a calculation of strength according to the limit value. A critical review of the level of wagon underframe calculation so far is given and the introduction of a more complex approach according to the limit value is justified. A step-by-step approach to the optimal calculation is proposed.

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Doc. Dr DOBROSLAV RUŽIĆ, Dipl. Eng.

GORAN SIMIĆ, Dipl. Eng.

SOME EXPERIENCES IN THE CALCULATIONS OF PASSENGER COACHES UNDERFRAME STRENGTH. — The authors set forth their experiences in modelling the passenger coach underframes by plane and space models by the method of finite elements. Different possibilities of modelling the underframe structure are presented and commented. Some problems in testing the stability of the parts of underframe structure are indicated. The authors point to the importance of modern calculation procedures for a rational designing of railway rolling stock.

UDK 625.24:620.173.21.001.41

GORAN SIMIĆ, Dipl. Eng.

THEORETICAL ANALYSIS OF DYNAMIC BEHAVIOUR OF »Z« COACH WITH MD 52 BOGIE. — Along with a brief outline of the problems of dynamic behaviour of railway rolling stock, the first results obtained by the model of dynamic behaviour of type »Z« — passenger coach are presented. The data are given on individual measured and calculated starting parameters of coaches. Ample possibilities of such analysis are illustrated through the obtained results. The lines of a further improvement of the model are given.

UDK 625.73-658.581.011.8.004.5

Prof. Dr DOBRIVOJE JOVANOVIĆ, Dipl. Eng.

Prof. Dr RADOJE LISANIN, Dipl. Eng.

Dr SLAVKO KEPČIJA, Dipl. Eng.

A CONCEPT OF ORGANIZATION AND RESEARCH OF THE MOST FAVOURABLE SOLUTIONS OF PASSENGER COACH MAINTENANCE. — The paper proposes a model which is simple for application and introduction of an organized industrial overhaul. For preparation of schedules up to several hundred of operations, up to a hundred products with several hundreds of required elements and about operations, 4 days of preparations are needed (for a complete manual preparation) and a couple of minutes of work of UNIVAC 110 system for making one variant of the schedule. Definition of required elements for new variants of the schedule and preparation of the new variant takes 10–20 min. By the use of »APOV« model in organization of maintenance, the planned time per coach would decrease from 18 down to 7 days.

DRUGO JUGOSLOVENSKO SAVETOVANJE O ŽELEZNIČKOM MAŠINSTVU

Drugo jugoslovensko savetovanje o železničkom mašinstvu, u organizaciji Mašinskog fakulteta Niš i Mašinske industrije MIN Niš, održano je 2. i 3. oktobra 1986. godine u Nišu.

U dogovoru sa organizatorima Redakcija časopisa objavljuje određene referate prilagođene za objavljivanje u časopisu.



Smjernice razvoja suvremenih željezničkih vozila velikih brzina

UDK 625.282: 621.335.2-833.6:65.011.8.001.5

Nenad DUJMOVIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Željeznička vozila su pružna vozila, koja se kreću geometrijski točno definiranom prugom, koristeći pri tome mehaničku vezu kotač/tračnica između vozila i kolosijeka, preko koje se ostvaruje nošenje i vođenje vozila te zagon i kočenje.

Ova vozila posjeduju slijedeća bitna transportna svojstva:

- mogućnost masovnog prijevoza robe, kao i putnika sa individualnim komforom;

- visoki stupanj sigurnosti prometa i egzaktno održavanje voznog reda, naročito uz primjenu automatske kontrole.

Sa privrednog i društvenog gledišta, osnovni zahtjev na suvremena željeznička vozila je povećanje brzine kretanja, uz maksimalnu moguću sigurnost i pouzdanost, kao i ekonomičnost u eksploataciji.

Razvoj suvremenih željezničkih transportnih sredstava odvija se na dva osnovna područja, koja su definirana brzinom kretanja u radnom režimu, te primjenom i uvjetima eksploatacije vozila.

Prema današnjim iskustvenim pokazateljima to su:

- područje konvencionalnih brzina do 200 km/h za mješoviti putničko-teretni promet;

- područje velikih brzina iznad 200 km/h za super-brzi putnički promet.

Na području konvencionalnih brzina razvoj željezničkih vozila podjednako obuhvaća problematiku vuče teških teretnih kompozicija, brzih gradskih, odnosno prigradskih, kao i međugradskih putničkih vlakova i bazira se na poboljšanju i optimiranju vozila uvođenjem novih komponenata, te što boljem međusobnom prilagođavanju infrastrukture u okviru cjelokupnog željezničkog transportnog sustava.

Razvoj željezničkih vozila za velike brzine vožnje zahtijeva detaljna proučavanja onih fizikalnih pojava koje se na ovom području brzina pojavljuju u no-

vim dimenzijama i karakterizirane su specifičnim učincima.

Pri tome se za ova vozila pooštavaju kriteriji s obzirom na njihovu sigurnost i pouzdanost, a s time u vezi sužavaju dozvoljene tolerancije u izvedbi komponenata i sklopova. Istraživanja se naročito koncentriraju na osjetljivom području graničnih tehničkih mogućnosti mehaničkih i električnih komponenata vozila, te se razmatraju principijelno nova konstruktivna rješenja, kao i primjena novih materijala.

Razvoj i projektiranje željezničkih vozila velikih brzina ima smisla samo u istovremenom kompleksnom razvoju bitnih komponenata cijele prometnice, kao što su građevinske komponente kolosijeka, signalna tehnika, stabilna postrojenja za dovod i razdiobu električne energije, infrastruktura stanica i svih pratećih objekata, te dosljednim usklađivanjem njihovih međusobnih karakteristika.

2. KONCIPIRANJE VOZILA ZA VELIKE BRZINE VOŽNJE

Željeznička vozila za velike brzine vožnje se u principu projektiraju kao specijalna namjenska vozila za atraktivni putnički promet visokog komfora. Pri tome se pretpostavlja dvokolosiječna izvedba prometnice, kao i primjena električne vuče.

Koncept i definicija vozila ovise o prometnom zadatku, pri čemu se polazi od:

- definicije transportnog pravca sa početnom i krajnjom točkom, kao i položaja međustanica;

- kapaciteta putnika u oba smjera sa matricama tokova putnika između svih ishodišta i ciljeva za godišnji, mjesečni, tjedni i dnevni vremenski period uz naznak mjerila i stupnja komfora po pojedinom putniku;

- usvojene najveće putne brzine vozila.

Budući da se ovakva vozila smatraju samo dijelom jednog cjelovitog i za putnike atraktivnog prometnog sustava s gledišta komfora u vožnji i učestalosti ponude, moguće je definirati optimalni putnički kapacitet osnovne vozne jedinice, koja će se kretati na predviđenoj prometnici i najbolje odgovarati postavljenom prometnom zadatku.

Kao rezultat opsežnih istraživanja i iskustva visokorazvijenih željeznica u svijetu, razvoj vozila velikih brzina na-

putio je klasični koncept kompozicije putničkih vagona i lokomotiva i usmjeren je prema konfiguraciji vozila, kontinuirano povezanih putničkih kola sa pogonskim motornim kolima na čelu i kraju kompozicije.

Vozila ovih konfiguracija, koja su u redovitoj eksploataciji nedjeljivi blok motornih i putničkih kola i predstavljaju osnovno jedinično vozilo, posjeduju slijedeća bitna svojstva:

- mogućnost minimiranja aerodinamičkog otpora, a time i smanjenje potrošnje primarne energije za pogon;

- mogućnost utjecaja na dinamiku trčanja vozila ugradnjom posebnih spojnih komponenata u prostoru između pojedinih kola;

- koncentraciju visokokvalitetne električne opreme u motornim kolima;

- mogućnost realizacije osovinskih pritisaka koji su preduvjet za stabilnost trčanja vozila kod velikih brzina i minimiranju utjecaja vozila na građevinske elemente kolosijeka.

Zahtjevi koji se postavljaju pred željeznička vozila velikih brzina su postizavanje određenih ubrzanja i trajno održavanje predviđenih maksimalnih putnih brzina, čak i u nepovoljnim uvjetima, kao na primjer, protuvjetar, određeni usponi na trasi.

Radi toga je jasna tendencija koncentracije velikih snaga u motornim kolima, što neizbježno vodi u smjeru povećanja masa vozila i sve većim osovinskim pritiscima.

S obzirom na rezultate istraživanja dinamike trčanja velikim brzinama iznad 200 km/h, ova se vozila projektiraju isključivo kao četveroosovinska vozila, sa po dvije osovine po okretnom postolju, a osovinski pritisci bi trebali biti u granicama od $2Q = 160 \div 180$ (kN).

Na taj je način definirano i maksimalno statičko vertikalno opterećenje kolosijeka, pri čemu se maksimalne horizontalne sile usvajaju prema izrazu Prud'hommea:

$$Y = K(10 + 2Q/3) \text{ (kN)}$$

i iznose uz $K = 0.85$ i $2Q = 160 \div 180$ (kN)

$$Y = 45 \div 60 \text{ (kN)}$$

Budući da su vertikalne i horizontalne sile uzrokovane vozilima mjerodavne za dimenzioniranje, izvedbu i trajnost građevinskih elemenata gornjeg i donjeg stroja kolosijeka, očito je da su one odlučujući faktor u troškovima investicija, kao i održavanju cijele prometnice.

3. DEFINICIJA VUČE

Osnovni zadatak pogonskih jedinica je realizacija vučne sile, da bi se na određenoj prometnici mogla ostvariti tražena kinematika vozila, odnosno odvijanje prometa u cjelini.

Vučna sila proizlazi iz snage pogonskih agregata ugrađenih u vozilu i ostvaruje se adhezijom, odnosno trenjem preko kontaktne zone kotač/tračnica.

Definiraju se slijedeći pojmovi za vuču silu, odnosno snagu:

- motorna vučna sila, odnosno snaga;

- adhezijska vučna sila, odnosno snaga;

- računaska vučna sila, odnosno snaga.

3.1 Motorna vučna sila

Motorna vučna sila rezultira iz sveukupne snage pogonskih agregata, koji se mogu ugraditi zajedno sa potrebnim pratećim komponentama u pogonsko vozilo, pri čemu su veličina tih agregata, a time i motorna vučna sila ograničeni profilom i volumenom vozila, a njihove težine dozvoljenim osovinskim pritiscima.

3.2 Adhezijska vučna sila

Vučna sila, koja se može realizirati na obodu kotača, odnosno snaga prenosiva na tračnicu ovisi primarno o fizikalnoj pojavi adhezije, odnosno trenja u kontaktnoj zoni kotač/tračnica.

Veličina trenja, odnosno adhezija između kotača i tračnice izražava se koeficijentom trenja, koji je u stvari omjer realizirane vučne sile na obodu kotača i sile (adhezije težine) kojom kotač pritiska tračnicu.

Slijedi da je poznavanje veličine koeficijenta trenja i zakonitosti njegove promjene ovisno o raznim faktorima od bitnog značenja pri projektiranju željezničkih vučnih vozila, i to posebno za područje velikih brzina kretanja. Za egzaktno određivanje koeficijenta trenja potrebno je u prvome redu poznavanje i analitički opis fizikalnih procesa u kontaktnom području kotač/tračnica, koji su u biti nelinearne prirode i zadiru u područja izučavanja elastičnih i plastičnih deformacija materijala, fizikalno-kemijskih svojstava materijala, tribologije itd. Budući da egzaktno analitički

opis ovih procesa nije za sada provodiv i da je posebno teško u analitičkim izrazima obuhvatiti parametre, kao na primjer, geometriju kontaktne površine između kotača i tračnice pri stohastičkom osciliranju normalne sile (adhezijske težine) kao posljedicu elastičnih svojstava gornjeg stroja i strukture vozila, klimatske uvjete okoline, momentalnu kvalitetu površine tračnice i oboda kotača, slijedi da se u praktičnoj primjeni oslanjanja u prvome redu na empirički dobivene vrijednosti za koeficijent trenja za vrijeme brojnih eksperimenata sa željezničkim vozilima u realnim uvjetima na pruži.

S obzirom na značenje koeficijenta trenja ne samo na definiciju vuče već i za projektiranje kočnica i dinamičku analizu trčanja vozila, naročito je važno poznavati funkcionalnu zavisnost koeficijenta trenja od brzine kretanja vozila, pri čemu su ostali utjecajni faktori parametri eksperimentalno dobivenih krivulja.

Dosad provedene eksperimente za određivanje vrijednosti koeficijenta trenja karakterizira općenito široko područje rasipanja rezultata, što ukazuje na sličnost zavisnosti koeficijenta trenja od najrazličitijih faktora, između kojih su, na primjer, i postotak vlage u zraku, temperature i stanja površine tračnica, provođenja eksperimenata u jutarnjim ili popodnevnim satima, odnosno na dijelu pruga nakon prolaza više vlakova u kratkim vremenskim razmacima itd.

Mjerenje i eksperimenti za određivanje vrijednosti koeficijenta trenja u ovisnosti o brzini kretanja vozila provedeni su sistematski do brzine od 160, odnosno 280 km/h, dok pojedina mjerenja sežu i u područje brzina većih od 300 km/h.

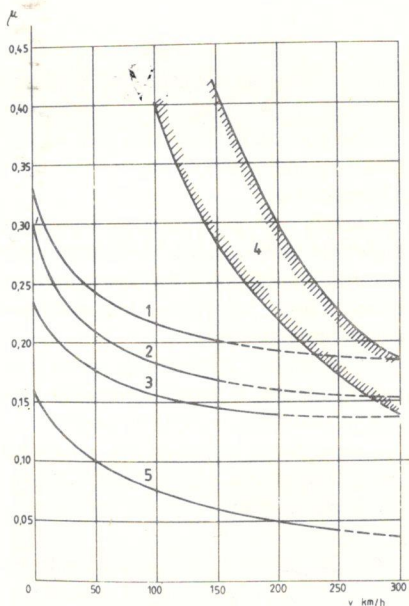
U okviru Njemačkih željeznica (DB) primjenjuju se vrijednosti koeficijenta trenja dobivene mjerenjima Curtius-Knifflera do brzine od 160 km/h. Za liniju srednjih vrijednosti koeficijenta trenja (slika 1) na suhim tračnicama usvojen je analitički izraz:

$$\mu = 0.161 + \frac{7.5}{v + 44} \quad (v = \text{brzina vozila u km/h})$$

Analitički izraz za srednje vrijednosti koeficijenta trenja prema mjerenjima Curtius-Knifflera na mokrim tračnicama ima oblik:

$$\mu = 0.13 + \frac{7.5}{v + 44} \quad (v = \text{brzina vozila u km/h})$$

U okviru Francuskih željeznica (SNCF) primjenjuju se vrijednosti koefici-



Legenda:
1 - Curtius-Kniffler (srednje vrijednosti - suhe tračnice)
2 - Curtius-Kniffler (srednje vrijednosti - mokre tračnice)
3 - Nouvion (srednje vrijednosti)
4 - Eksperimenti s električnom lokomotivom CC 21001 (SNCF)
5 - Matsuidara (minimalne vrijednosti) JNR
6 - Rekordna brzina od 331 km/h s lokomotivom CC 7107 (SNCF)

Slika 1 - Linije srednjih vrijednosti koeficijenta trenja prema raznim analitičkim izrazima izvedenim na temelju eksperimentalnih rezultata (Isprekidane linije su ekstrapolirane vrijednosti)

jenta trenja prema mjerenjima Nouviona s pogonskim kolima i pojedinačno zagonjenim osovina elektromotora istosmjerne struje, opremljenim protukliznom zaštitom i bez pjeskarenja za vrijeme pokusa. Za srednje vrijednosti koeficijenta trenja usvojen je analitički izraz (slika 1):

$$\mu = 0.24 \frac{8 + 0.1 v}{8 + 0.2 v} \quad (v = \text{brzina vozila u km/h})$$

Novija ispitivanja u okviru SNCF-a provedena su do 280 km/h s električnom lokomotivom CC 21001, a maksimalne vrijednosti na suhim tračnicama i minimalne vrijednosti na mokrim tračnicama prikazane su grafički kao granične linije područja u kojem su izmjerene vrijednosti koeficijenta trenja (slika 1).

U okviru Japanskih željeznica (JNR) primjenjuje se za koeficijent trenja analitički izraz izveden na temelju pokusa prema Matsuidari (slika 1):

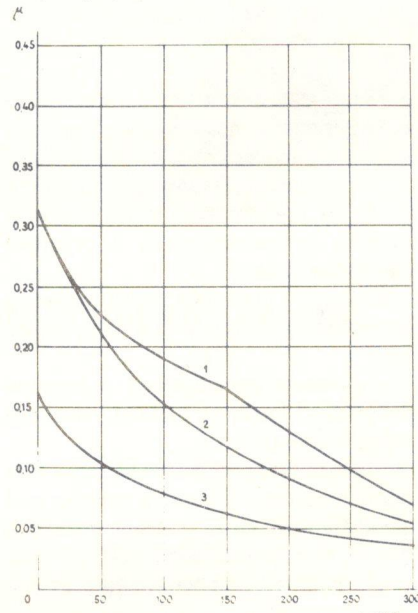
$$\mu = \frac{13.6}{(85 + v)} \quad (v = \text{brzina vozila u km/h})$$

i to za minimalne vrijednosti koeficijenta trenja, koje se uzimaju u obzir kada

se u svakom slučaju želi osigurati prijanjanje između kotača i tračnice bez proklizavanja. Eksperimenti su pokazali da je za brze vlakove Shinkansen magistrale linije sa zagonom preko svih osovina kod 250 km/h dovoljan koeficijent trenja od $\mu = 0.02$ da bi se mogla prenositi ugrađena snaga motora po osovini na tračnicu, održavati ova brzina i čak ubrzavati vozilo.

Vidi se da za područje brzina iznad 300 km/h postoje zasad uglavnom samo pojedinačni rezultati za vrijednosti koeficijenta trenja (rekordna brzina od 331 km/h iz 1955. godine sa lokomotivom CC 7107 SNCF-a, ustanovljeni koeficijent trenja $\mu \approx 0.1$, slika 1), pa se eksperimentalno dobivene krivulje srednjih vrijednosti koeficijenta trenja kod nižih brzina ekstrapoliraju za područja većih brzina.

Danas se u suvremenoj koncepciji vuče za vozila velikih brzina koriste krivulje koeficijenta trenja kao funkcije brzine kretanja vozila prema iskustvima i prijedlozima pojedinih željeznica, kao na primjer, SNCF, DB, JNR (slika 2).



Legenda:
1 - Njemačke željeznice (DB)
2 - Francuske željeznice (SNCF)
3 - Japanske željeznice (JNR)

Slika 2 - Linije koeficijenta trenja za projektiranje vuče u području velikih brzina

Oslanjajući se na navedene iskustvene podatke, slijedi činjenica da vrijednost koeficijenta trenja u biti s povećanjem brzine pada, ali puno polaganije nego što se donedavno pretpostavljalo, i to po blagoj hiperboličnoj krivulji (gotovo linearno), pa se i u području brzina od 300 km/h još može računati sa srednjom vrijednošću koeficijenta tre-

nja od približno $\mu = 0,06$, što znači i s određenom adhezijom, odnosno trenjem između kotača i tračnice, koje omogućuje postizavanje i održavanje tih brzina, kao i eventualno dodatno ubrzavanje.

S obzirom na dinamiku trčanja, kao i sile kojima se opterećuje kolosijek, za projektiranje vuče vozila velikih brzina usvajaju se osovinski pritisci u granicama od $2Q = 160 \div 180$ kN.

Uz pretpostavku srednje vrijednosti koeficijenta trenja kao funkcije brzine prema SNCF (slika 2) mogu se odrediti maksimalno prenosive snage po osovini prema izrazu (slika 3):

$$P_a = 2Q \cdot \mu \cdot v \cdot \eta^{-1} = F_a \cdot v \cdot \eta^{-1} \text{ (kW)}$$

u kome su:

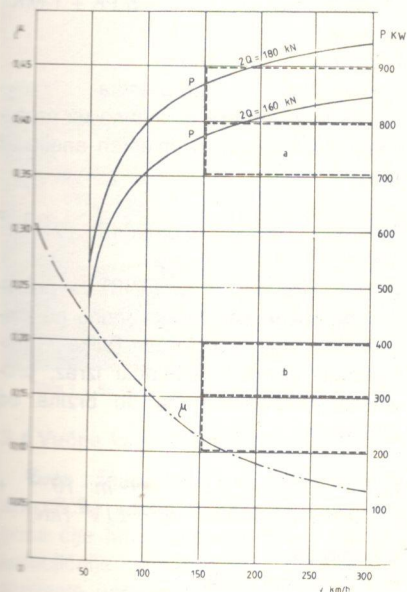
$2Q$ (kN) – osovinski pritisak

μ – koeficijent trenja

F_a (kN) – adhezijska vučna sila

v (m/s) – brzina vožnje

η – koeficijent mehaničkog zupčaničkog prenosa



Legenda:
a – motorna kola (lokomotive)
b – pogonska kola sa putničkim prostorom

Slika 3 – Najveće prenosive snage po zagonjenoj osovini

Vidi se (slika 3) da za konfiguracije vlakova sa koncentriranim pogonom u motornim kolima dolaze u obzir ugrađeni motori sa snagom 700–900 kW po osovini, ako se s obzirom na koeficijent trenja i osovinski pritisak te snage sigurno moraju preneti na tračnice. S ovoga stanovišta javljaju se alternativne konfiguracije vozila sa što većim brojem pogonskih osovina i manjom

snagom po osovini. U tim slučajevima su i osovine putničkih kola pogonske, ali uslijed skučenosti prostora moguće je ugraditi motore do snage od 200 do 400 kW, tako da se sveukupna pogonska tehnika mora raspodijeliti po cijelom vozilu.

3.3 Računska vučna sila

Računska vučna sila je ona potrebna vučna sila, odnosno snaga pogonskih željezničkih vozila pomoću koje se treba realizirati određena kinematika kretanja vozila na prometnici, a koja je određena sveukupnima otporima pri kretanju vozila.

Otpori vožnje rezultiraju iz raznih fizikalnih pojava za vrijeme kretanja vozila, a analitički se pokazuju u obliku tročlanog izraza, koji za otpore u ravlini ima općeniti oblik:

$$R_r = a + bv + cv^2 \text{ (kN)}$$

u kome su konstante a , b , c određene računskim ili eksperimentalnim putem, a v je brzina kretanja vozila. Članom a obuhvaćeni su otpori kotrljanja i trenja u ležajima, članom bv dinamičke sile vođenja i vijuganja vozila, a članom cv^2 otpori zraka.

Sveukupni otpor vožnje R obuhvaća još dodatne otpore kretanja u zavojima R_z , otpore ubrzavanja R_a i otpore na usponima $\pm R_u$ (Negativni predznaci odnose se na prugu u padu).

Prema tome, za sveukupni otpor vožnje slijedi:

$$R = R_r \pm R_u + R_a + R_z = (a + bv + cv^2) \pm R_u + R_a + R_z \text{ (kN)}$$

Za brza željeznička vozila, koja se kreću u području brzina iznad 200 km/h

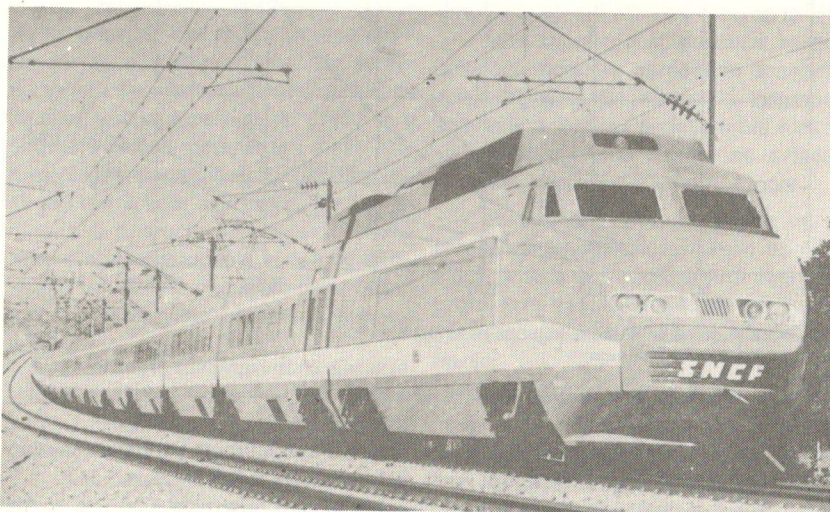
posebno značenje u izrazu za sveukupni otpor vožnje dobiva član cv^2 , koji predstavlja veličinu aerodinamičkog otpora vozila i raste sa kvadratom brzine, a po apsolutnoj veličini iznosi već kod brzine od 200 km/h približno 80% sveukupnog otpora.

Analitički izrazi za otpore vožnje suvremenih brzih željezničkih vozila oslanjaju se u biti na empirijski dobivene rezultate brojnih i sistematskih eksperimenata s vozilima na pruzi u realnim uvjetima, koji su uglavnom i potvrđeni teoretskim istraživanjima i pokusima na modelima u strujnim kanalima.

Pojedine željeznice, kao, na primer, DB, SNCF, BR, JNR, razvile su prema vlastitom iskustvu i eksperimentima određene analitičke izraze za otpore vožnje, koji su strogo vezani na pojedinačna vozila, odnosno na vlakove s kojima je eksperimentirano, pa se čak i za slične tipove vozila međusobno razlikuju. Zato se kod primjene ovih izraza, odnosno njihovih ekstrapolacija na nova vozila mora voditi računa o strukturi i konfiguraciji eksperimentalnih vozila i pruge te uvjetima okoline za vrijeme eksperimentiranja.

Radi sigurnog održavanja maksimalne putne brzine u izrazu za otpor vozila u ravlini uzimaju se u obzir određeni faktori, kojima je definirana i izvjesna rezerva snage radi djelovanja protuvjeha ili zahtjeva za mogućnost ubrzanja i kod maksimalne brzine, odnosno njenog održavanja i na dijelovima trase sa izvjesnim usponima.

Francuske željeznice za vozilo velikih brzina TGV – PSE (slika 4 – Train à Grande Vitesse – Paris Sud Est; pro-



Slika 4 – TGV – PSE (Train à Grande Vitesse) Paris Sud-Est, linija Paris – Lyon Francuskih željeznica

metnica Paris–Lyon) za otpore vožnje u ravlini primenjuju računski izraz:

$$R_r = 3.90 + 4.07 v + 0.000632 v^2 \text{ (kN)}$$

gdje je v (km/h) brzina vozila.

U ovom izrazu ukalkuliran je učinak protuvjetera od 8 km/h kod brzine od 260 km/h uz normalne atmosferske uvjete od +15°C i 1013 mbar.

Vozilo TGV–PSE ima slijedeću konfiguraciju: 1 MK (motorna kola) + 8 PK (putnička kola) + 1 MK (motorna kola)

Analitički izraz za otpore u ravlini dobiven na temelju eksperimenata za ovo vozilo glasi:

$$R_r = 2.54 + 0.034 v + 0.000572 v^2 \text{ (kN)}$$

sa protuvjetrom, a bez protuvjetera vrijednost aerodinamičkog faktora c se smanjuje na 0.000538.

Karakteristike ovoga vozila su slijedeće:

– konfiguracija 1 MK + 8 PK + 1 MK

– masa	418 t
– dužina	200 m
– kapacitet	386 putnika

Istovremeno su kod SNCF-a mjereni otpori vožnje klasične kompozicije sličnog kapaciteta putnika i konfiguracije:

1 lokomotiva BB 22200 + 6 vagona + 1 lokomotiva BB 22200

i karakteristikama:

– masa	456 t
– dužina	188 m
– kapacitet	424 putnika

Uzimajući u obzir protuvjetar i normalne atmosferske uvjete, izraz za otpore u ravlini glasi:

$$R_r = 4.62 + 0.039 v + 0.000906 v^2 \text{ (kN)}$$

Kvalitativni tok krivulja potrebne snage za ove dvije konfiguracije vozila velikih brzina, i to: TGV–PSE – kontinuirani blok motornih i putničkih kola LOK + VAG + LOK – klasični sastav lokomotiva i vagona pokazan je na slici 5.

vozila velikih brzina ICE (Intercity Experimental – slika 6) primjenile slijedeći računski analitički izraz za otpore u ravlini:

$$R_r = 15 \cdot m + (0.025 m + 0.3472 Q_L) v + c (v + 15)^2 \text{ (N)}$$

u kome su:

m (t) – masa vozila

Q_L (m³/s) – protočna količina zraka za hlađenje

c N/(km/h)² – aerodinamički faktor ovisan o izvedbi i konfiguraciji vozila

v (km/h) – brzina vožnje sa dodatkom za protuvjetar od 15 km/h i normalne atmosferske uvjete

Ovaj voz se sada nalazi u probnom pogonu, i prethodi seriji novih vlakova velikih brzina za putnički promet na DB prugama.

U okviru zajedničkog projekta (DE–UFRACO) IZMEĐU SNCF i DB, za novu prometnicu Frankfurt – Paris kod dimenzioniranja vuče vozila slijedećih karakteristika:

– konfiguracija	1 MK + 5 PK + 1 MK
– masa	335 t
– dužina	160 m
– kapacitet	320 putnika

od DB je za otpore u ravlini uz protuvjetar od 15 km/h primjenjen analitički izraz:

$$R_r = 5.0 + 0.02 v + 0.000486 (v+15)^2 \text{ (kN)}$$

Japanske željeznice (JNR) za proračun otpora vozila velikih brzina na magistralnoj liniji Shinkansen (slika 7) primjenjuju slijedeći analitički izraz, potvrđen eksperimentima do brzina od 286 km/h:

$$R_r = (12 + 0.022 v) \cdot m \cdot 10^{-3} + (0.00013 + 0.00029 \cdot 10^{-2} \cdot L) v^2 \text{ (kN)}$$

u kome su:

m (t) – masa vozila

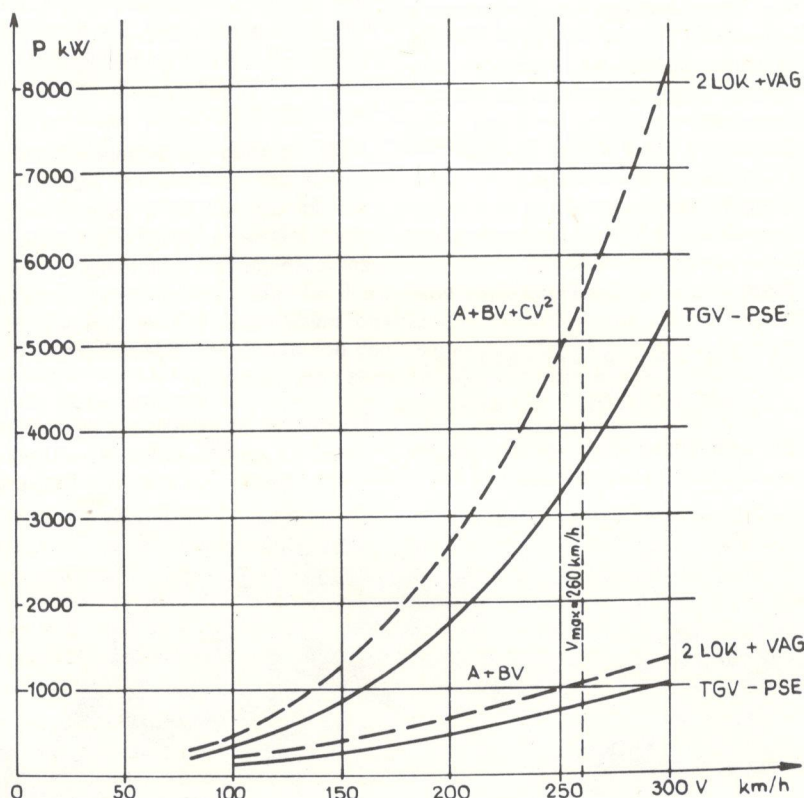
L (m) – dužina vozila

v (km/h) – brzina kretanja

Koristeći izraze za otpore vozila u ravlini moguće je određivanje potrebne snage na kotačima pogonskih vozila prema izrazu:

$$P = R_r \cdot v \text{ (kW)}$$

pri čemu se preko mehaničkih i električnih faktora iskorišćenja dolazi do snage motora, te uzimajući u obzir pomoćne pogone može odrediti snagu, koja se preko pantografa vuče iz električnog voda, odnosno podstanica stabilnih električnih postrojenja.



Legenda:
a – Kontinuirani jedinični blok motornih i putničkih kola (TGV – PSE)
b – lokomotive i putnički vagoni

Slika 5 – Potrebna računska snaga za konfiguracije vlakova

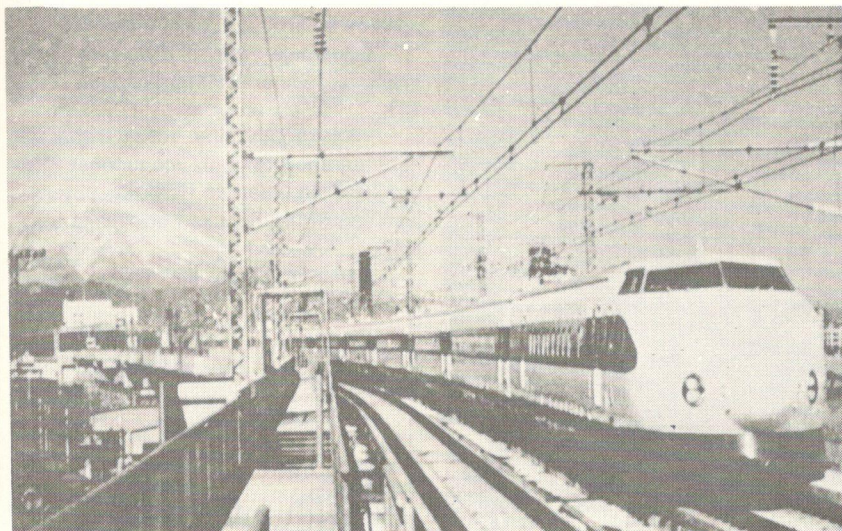
Vidi se da kod brzine od 260 km/h razlika potrebne snage iznosi, radi različitih otpora vožnje, približno 1900 (kW), čime je i opravdan razvoj vozila velikih

brzina u konfiguraciji kontinuiranog bloka motornih i putničkih kola.

Njemačke željeznice (DB) su u fazi definicije i proračuna eksperimentalnog



Slika 6 – ICE (Intercity – Experimental) Njemačkih željeznica (DB) (FOTO MBB)



Slika 7 – Serija 362 Shinkansen magistrale Japanske željeznice (JNR)

3.4 Vučna karakteristika

Vučna željezničkih vozila postavlja specifične zahtjeve na koncepciju pogona čije bitno svojstvo treba biti što jednoličnije razvijanje i što bolje iskorištavanje ugrađene snage, i to po mogućnosti u cijelom području brzina kretanja vozila. Osim toga, željeznička se vozila pod putnim opterećenjem moraju dati pokrenuti uz određeno ubrzanje, što znači da upravo u tim uvjetima mora biti ostvariva maksimalna vučna sila, odnosno zakretni moment.

Uzimajući u obzir fizikalna svojstva rotirajućih strojeva, da se u mogućem području konstantne snage funkcionalna veza između zakretnog momenta i kutne brzine (broja okretaja) pokazuje kao istostrana hiperbola prema izrazu:

$$P = M \cdot \omega = k \cdot M \cdot n = F \cdot v \text{ (kW)}$$

može se definirati idealna vučna karakteristika sličnog oblika (slika 8).

Kod željezničkih pogonskih vozila treba odrediti električne komponente zagona sa elektromotorima, čije se karakteristike u najvećoj mjeri približuju idealnoj vučnoj hiperboli, pri čemu se u području velikih momenata i malih brojeva okretaja posebna pažnja treba posvetiti termičkom naprezanju komponenta, a u području maksimalnih brzina uzeti u obzir odstupanja vučne karakteristike od idealne hiperbole prema specifičnim svojstvima ugrađenih elektromotora.

U stvarnosti, idealna vučna karakteristika podliježe ograničenjima uvjetovanim fizikalnom prirodom slijedećih pojava:

– veličina prenositivog momenta, odnosno vučne sile između kotača i trac-

nice ograničeni su već diskutiranom pojavom adhezije, pa su adhezijska vučna sila i fizikalna granica moguće prenosive snage bez obzira na jačinu ugrađenih pogonskih agregata i njihovih karakteristika (slika 8);

– linija sveukupnih otpora vozila u sjecištu sa vučnom hiperbolom definira ravnotežno stanje između ugrađene snage i otpora vožnje kod neke teoretske najveće brzine v_0 , pri kojoj ne postoji dalja mogućnost ubrzanja vozila, a time ni povećanje brzine. Na temelju ove teoretske najveće brzine definira se, s obzirom na uvjete prometa, maksimalna brzina vožnje u eksploataciji $v_{max} < v_0$ (slika 8).

Vidi se da za pokretanje i ubrzanje, kao i postizavanje i održavanje maksimalne brzine stoji na raspolaganju područje vučne sile, ograničeno granicom adhezije, hiperbolom konstantne snage i linijom sveukupnih otpora vozila (slika 8).

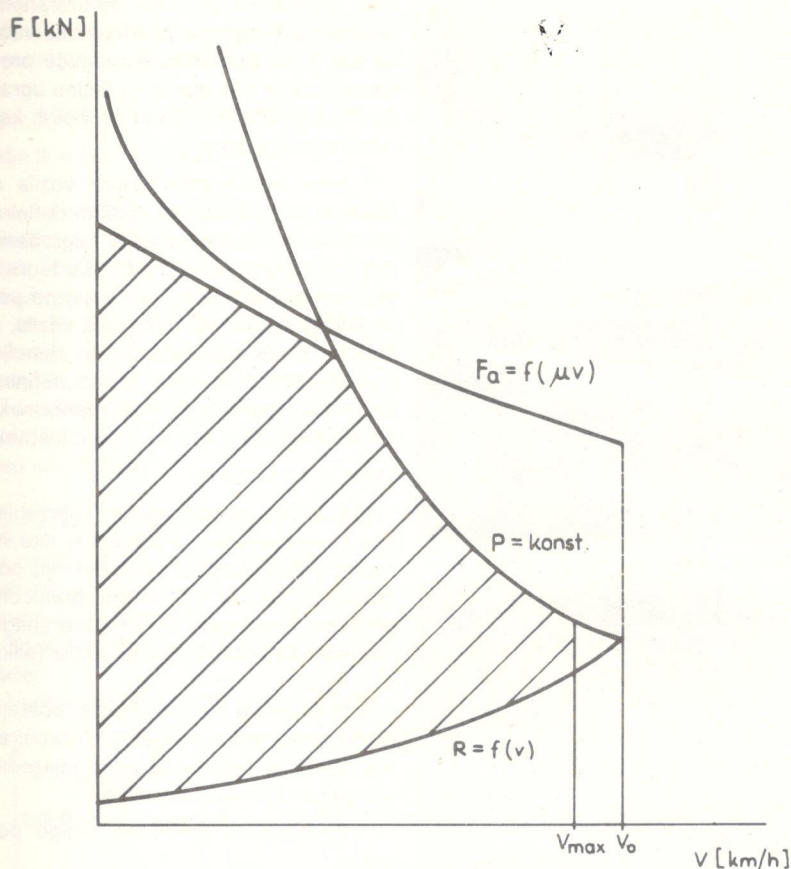
S obzirom na definiciju vuče, postoje razne principijelne mogućnosti proširenja, odnosno povećanja ovog mjerdavnog područja vučne sile, i to:

- povećanjem ugrađene snage pogona,
- smanjenjem sveukupnih otpora,
- povećanjem adhezijske težine, odnosno rad na granici adhezije.

Pri tome se mora voditi računa da su mogućnosti realizacije ovih mjera ograničene iz slijedećih objektivnih razloga:

- povećanje snage pogonskih agregata vodi neminovno do povećanja težine i volumena komponenta, pri čemu su težine komponenta ograničene dozvoljenim osovinским pritiscima i cijelom konstrukcijom, a njihov volumen dozvoljenim profilom željezničkih vozila;
- sveukupni otpori, posebno aerodinamički, mogu se određenim opsežnim mjerama smanjiti samo do izvjesnog minimuma, koji je i nadalje u biti funkcija kvadrata brzine i mora se svladati snagom zagona;
- povećanje adhezijske težine ograničeno je također dozvoljenim osovinским pritiscima, a opsežnim mjerama protuklizne zaštite moguće je do izvjesne mjere približiti fizikalnoj granici adhezije.

Slijedi da je vučna karakteristika osnovni izvor informacija o kinematičkim svojstvima projektiranog vozila, pokazuje mogućnosti ubrzanja, položaj radne točke i moguće rezerve snage.



Slika 8 – Idealna vučna karakteristika sa fizikalnim ograničenjima i mogućnostima proširenja područja vučne sile

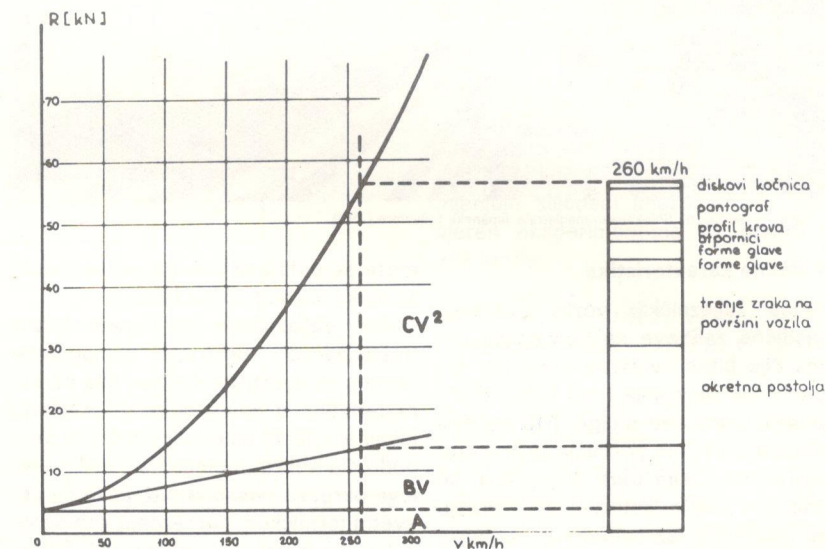
4. ISTRAŽIVANJE AERODINAMIČKOG OTPORA

Energetska potrošnja i dimenzioniranje vuče željezničkih vozila velikih brzina ovisi primarno od sveukupnog otpora vožnje, čiji se najveći i mjerodavni dio odnosi na aerodinamički otpor vozila.

Stoga je današnja istraživanje otpora vožnje brzih željezničkih vozila posebno intenzivno na području teoretske i eksperimentalne aerodinamike, pri čemu se otpori zraka promatraju sa stacionarnog i nestacionarnog stajališta.

Kreće li se vozilo konstantnom brzinom u slobodnoj okolini i mirnome zraku, aerodinamički otpori se mogu promatrati sa stacionarnog stajališta. Pri tome se sveukupni otpor zraka sastoji od sljedećih komponenata:

- otpora radi stvaranje statičkog pritiska kod naglog zaustavljanja struje zraka na čeonj površini vozila,
- otpora radi pojave trenja struje zraka na stranicama vozila,
- otpora radi odvajanja strujanja i turbulencije na pojedinim komponentama, kao i iza vozila.



Slika 9 – Rasčlanjivanje ukupnog aerodinamičkog otpora vožnje prema pokusima sa TGV – PSE

Nestacionarnost problema strujanja oko vozila pojavljuje se kod promatranja pojava, kao što je, na primer, mimoilaženje vozila, vožnja na mostovima, usjecima i tunelima.

Opsežna proučavanja izvora aerodinamičkog otpora na modelima vozila u strujnim kanalima, kao i eksperimenti

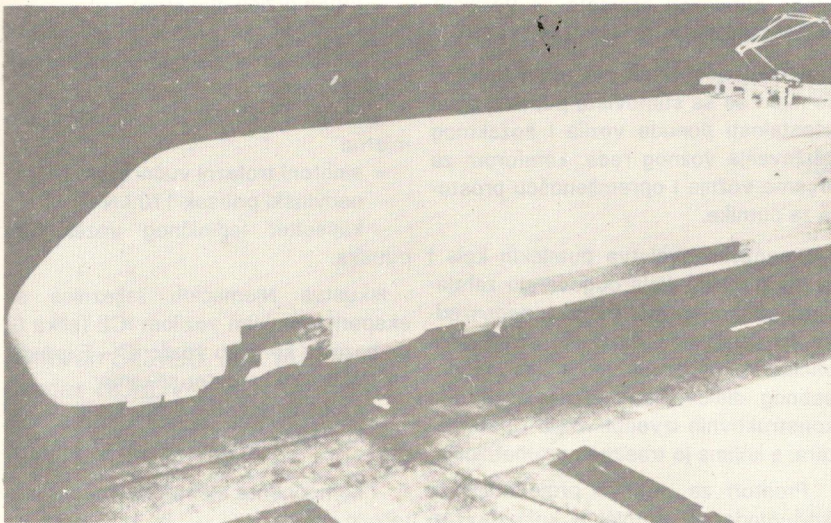
ranje u realnim uvjetima ukazali su na različiti intenzitet pojedinih izvora aerodinamičkog otpora s obzirom na cjelokupni aerodinamički otpor vozila (slika 9) i na taj način usmjerili istraživanja u traženju novih konstruktivnih rješenja.

Eksperimentima sa vozilom TGV-PSE i analitičkom razradom rezultata s obzirom na otpore vožnje omogućeno je rasčlanjavanje ukupnog aerodinamičkog otpora na njegova parcijalne dijelove prema mjestu nastajanja i relativnom intenzitetu (slika 9).

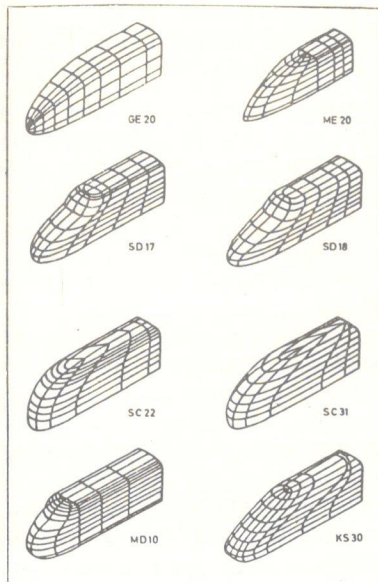
Na taj način uočene su sljedeće konceptijske i konstruktivne mjere za postizanje najvećeg učinka u smanjenju aerodinamičkog otpora vozila:

- integracija okretnih postolja u sanduk vozila,
- zatvaranje podvožja vozila,
- integracija pantografa i električne opreme sa krovom vozila (slika 10)
- formiranje glave motornih kola prema aerodinamičkim principima (slika 11),
- vanjska površina vozila treba biti kontinuiranog toka, uz mogućnost integracije komponenata, koje su potencijalni izvori turbulencija i odvajanja strujanja,
- primjena punih diskova za tarne kočnice.

Konzekventnim provođenjem ovih mjera Francuske željeznice očekuju kod novog vozila TGV – Atlantique (TGV-A) za liniju Paris – Bordeaux smanjenje ukupnog aerodinamičkog otpora za 10% prema vozilu TGV-PSE na liniji Paris-Lyon.



Slika 10 – Ispitivanje integracije pantografa i električne opreme sa krovom vozila na modelu u strujnom kanalu



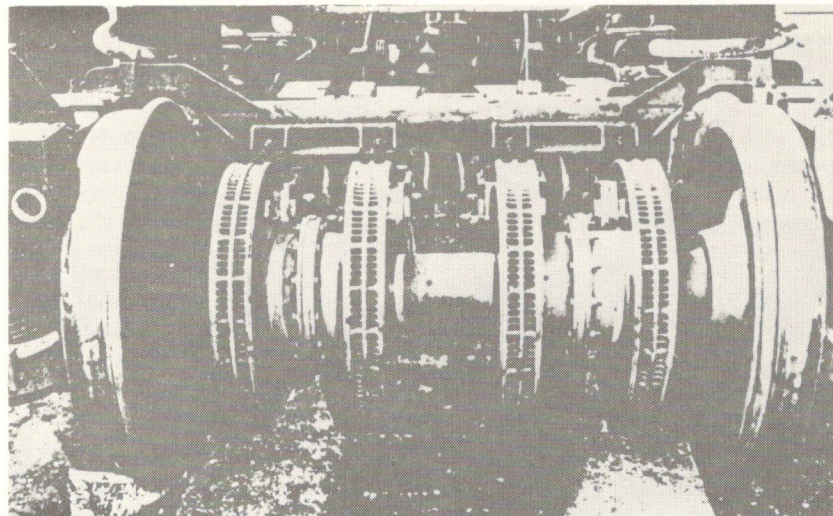
Slika 11 – Istraživanja aerodinamički najpovoljnijih formi glava kod Njemačkih željeznica (DB) za vozila velikih brzina

5. TEHNIKA KOČENJA

Promet velikim brzinama postavlja posebne zahtjeve na koncepciju sustava za kočenje.

Budući da se u svim predvidivim uvjetima eksploatacije vozilo mora sigurno i precizno zaustaviti na predviđenom putu, potrebna kočna sila za usporenje vozila osigurava se djelovanjem raznih vrsta kočnica.

Koncept kočenja kod vozila velikih brzina bazira se na djelovanju elektromotora kao generatorskih kočnica na principu rekuperacije (DB) ili otpornika (SNCF), tarnim disko-kočnicama jedna-



Slika 12 – Konstrukтивно rješenje osovine sa četiri tarne disk.kočnice (TGV-PSE)

komjerno raspodijeljenim po svim osovinama (slika 12), magnetskim kičnicama i elektrokinetičkim vrtložnim kočnicama, neovisnim od koeficijenta trenja između kotača i tračnice, simetrično raspoređenih između osovine okretnih postolja.

Generatorske i disk-kočnice prenose kočnu silu adhezijom, pa se za njihovo projektiranje uzima srednja vrijednost koeficijenta trenja do brzine od 300 km/h od $\mu = 0,08 + 0,06$ (slika 13).

Osim ovih kočnica, kočni učinak na vozilo ima i aerodinamički otpor kod isključenja pogona, posebno u području velikih brzina.

Radi ostvarivanja optimalne kočne sile u raznim situacijama, sve vrste kočnica su međusobno povezane automatskom kontrolom i regulacijom.

Redoviti zaustavni putevi odgovaraju usporenjima prihvatljivim za putnike,

koja se kreću u od 0,7 do 0,9 m/s². Za brzo kočenje dozvoljena usporenja su od 1,2 do 1,5 m/s².

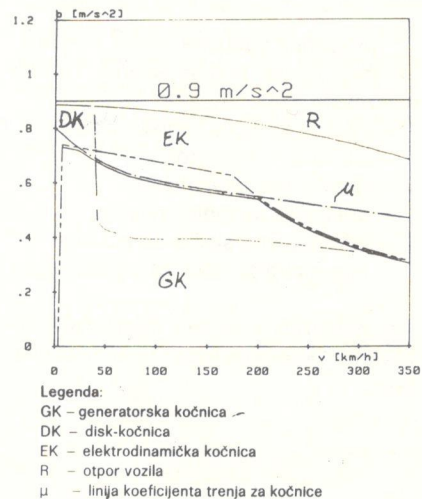
Kod eksperimentalnog vozila ICE Njemačkih željeznica raspored uključivanja pojedinih vrsta kočnica za usporenje i zaustavljanje vozila vrši se prema slijedećim kriterijima:

- minimalno trošenje tarnih disk-kočnica,
- rekuperacije energije,
- ravnomjerno usporavanje vozila i iskorištavanje adhezije.

Prema tome, u redovitom pogonu kočenje vozila se oslanja u prvom redu na generatorske i elektrokinetičke kočnice.

Osnovni zadatak tarnih disk-kočnica je preuzimanje usporenja u situacijama naglih kočenja, kao i u slučajevima dje-

lomično ili potpunog ispadanja generatorskih i elektrokinetičkih kočnica, pa



Slika 13 – Djelovanje kočnica za srednje usporenje od 0,9 m/s² (ICE)

u tim kritičnim situacijama diskovi trebaju izdržati i termička naprezanja iznad 500°C.

Međusobno djelovanje pojedinih kočnica kod ICE vozila uz konstantno usporenje od 0,9 m/s² pokazano je na slici 13. Zaustavni putevi pri kočenju od 200 km/h za normalno kočenje iznose 1980 m, a kod brzog kočenja 1280 m, dok od 300 km/h zaustavni putevi kod normalnog kočenja iznose 4160 m, a kod brzog kočenja 3190 m (zagrijavanje diskova tarnih kočnica do 400°C – vanjska temperatura 5°C).

6. KONCEPCIJA PROSTORA ZA PUTNIKE

Razvoj željezničkih vozila velikih brzina ima za osnovni cilj realizaciju atrak-

tivnog putničkog prometa sa vozilima visokog komfora.

Atraktivnost brzih modernih željeznica mjeri se sa stanovišta putnika, osim učestalosti ponude vozila i egzaktnog održavanja voznog reda, komforom za vrijeme vožnje i opremljenošću prostora za putnike.

Dinamička svojstva putničkih kola i vozila u cjelini, koja odgovaraju zahtjevima udobne vožnje putnika, neposredna su posljedica detaljnih istraživanja oscilatornih procesa vozila, kao i međusobnog djelovanja vozila/kolosijek, te konstruktivnih izvedbi vozila i parametara, s kojima je trasirana prometnica.

Prostori za putnike projektiraju se kod modernih putničkih kola sa raznovrsnim visokokvalitetnim sadržajima, kao na primjer: (slika 14):



Slika 14 – Putnički prostor vozila ICE Njemačkih željeznica (DB) FOTO MBB.

- prostrana i udobna sjedeća mjesta, uz mogućnost prilagođavanja raznim položajima tijela,
- zvučna izolacija vanjske buke,
- klimatizirani prostor,
- raznovrsna osvjetljenja,
- priključak za radio i telefon,
- informativna služba za putnike,
- integrirani prostor za ugostiteljske usluge,
- moderno uređenje interijera, oblikovanje komponenata i kombinacije boja.

7. ZAKLJUČAK

Opravdanost željezničkog putničkog prometa sa vozilima velikih brzina najbolje se očituje u stalnom intenzivnom razvoju i usavršavanju novih generacija ovih vozila u okvirima naprednih željeznica.

Iskustva Francuskih željeznica sa vozilima TGV-001 i TGV-PSE (slika 4) su baza novoj generaciji vozila TGV –Atlantique, sa slijedećim karakteristikama:

- putna brzina 300 km/h
- konfiguracija 1 MK + 10 PK + 1 MK
- komponente električne vuče u motornim kolima
- struja 25 kV/50 Hz i 1,5 kV istosmjerna
- sinhroni trofazni vučni motori
- osovinski pritisak 170 kN
- kapacitet jediničnog vozila 505 putnika.

Iskustva Njemačkih željeznica sa eksperimentalnim vozilom ICE (slika 6) su baza za serijsko vozilo IC – Express, sa slijedećim karakteristikama:

- putna brzina 250 km/h
- konfiguracija 1 MK + n + PK + 1 MK
- komponente električne vuče u motornim kolima
- struja 15 kV/16 2/3 Hz.
- asinhroni trofazni vučni motori
- osovinski pritisak 190 kN
- kapacitet jediničnog vozila do 700 putnika prema broju putničkih kola.

Iskustva Japanskih željeznica sa vozilima serije 351 i 361 Shinkansen magistrale su baza za novo vozilo serije 362 (slika 7), sa slijedećim karakteristikama:

- putna brzina 240 km/h
- konfiguracija 6 motornih/putničkih kola
- komponente električne vuče raspoređene na sva okretna postolja i sve su osovine pogonske
- struja 25 kV/50 Hz
- kolektorski vučni motori istosmjernе struje
- osovinski pritisak 170 kN
- kapacitet jediničnog vozila 380 putnika.

Promatrajući razvoj brzih željezničkih vozila sa pozicija slabije razvijenih Željeznica, razumljivo je da diskutirane velike brzine vožnje ne mogu biti od primarnog značenja, već primjena saznanja i iskustva stečenim ovim razvojnim projektima za projektiranje takvih vozila, koja se trebaju kretati optimalnom putnom brzinom s obzirom na specifične uvjete pojedinih željezničkih mreža.

(Adresa: Nenad Dujmović, dipl. inž., Centar za istraživanje i projektovanje SOUR ŠTP «Zagreb» Zagreb).

Prijedlog koncepta 6-osovinske električne lokomotive za Jugoslovenske željeznice*)

UDK 625.282.621.335.2-833.6:65.001.8.001.5

Radovan ĐONLIĆ, dipl. inž.
Dragan GOBOVIĆ, dipl. inž.
Zoran KOMUNJER, dipl. inž.
Jusuf CRNALIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Potreba za 6-osovinskim lokomotivama za uvču vlakova na prugama u Jugoslaviji je neosporna. Izuzimajući čisti ravničarski dio od Zagreba do Beograda, na dionicama srećemo brdske i ravničarske uslove, gdje BoBo lokomotive ne mogu potpuno udovoljiti, a veliki dio je i pretežno brdski, gdje je ekonomičnija vuča sa 6-osovinskim lokomotivama. Za vuču u teškim uslovima bilo je prvo predviđeno rješenje sa tandemvožnjom i zato je određen broj lokomotiva naručen od Traktion-uniona sa mogućnošću daljinskog upravljanja. Ovo rješenje nije u tehničkom pogledu bilo dorečeno pa zbog nepouzdanog rada od strane JŽ nije nikada korišteno. Na seriji JŽ 441-700 mi smo dali rješenje koje dobro i pouzdano radi, ali se ova mogućnost ne koristi u dovoljnoj mjeri, dobrim dijelom i zbog navika i već stečene odbojnosti prema ovom rješenju. Na kritičnim dionicama danas se koristi vuča u kombinaciji sa potiskivanjem, ali to je samo parcijalno rješenje, koje će se uvijek koristiti na prugama koje imaju jedan kraći ali izraziti uspon, kao što je to slučaj sa Bradinom na pruzi Sarajevo-Kardeljevo. Nema sumnje da je u uslovima teške vuče najekonomičnija 6-osovinska lokomotiva.

Na razvoju 6-osovinske lokomotive za Jugoslovenske željeznice počelo se organizirano raditi u »Rade Končaru«

*) Organsku celinu sa ovim napsom čine i sledeća četiri članka koji se daju u nastavku. To su: Određivanje sile vođenja Heumannovom grafoanalitičkom metodom za više varijanti šestosovinskih lokomotiva – D. Gobović, dipl. inž.; Adheziona svojstva mehaničkog sistema 6-osovinskih lokomotiva – R. Đonlić, dipl. inž.; Izbor koncepta okretnih postolja BoBo lokomotiva sa jednodjelnim sandukom – Z. Komunjer, dipl. inž.; Izbor glavne električne opreme, snage i karakteristika za odabranu varijantu 6-osovinske lokomotive – J. Crnalić, dipl. inž.

od kraja 1980. i početkom 1981. godine, a u 1982. i 1983. godini ovaj razvojni projekt uvršten je u Plan razvoja SOUR-a »Rade Končar« i time mu je dat puni značaj i sa nivoa SOUR-a.

Ciljevi postavljeni već na početku ovog razvoja odnosili su se na istraživanje rješenja u električnom i mehaničkom sistemu koja će sa stanovišta vučno-energetskih karakteristika i adhezionih svojstava zadovoljiti zahtjeve vuče na našim prugama, a sa stanovišta dinamičkog ponašanja pri vožnji na ravnoj pruzi i u krivinama biti optimalna.

Pored ovoga, težili smo da rješenje 6-osovinskih lokomotiva baziramo na konceptu lokomotiva koje već voze na prugama JŽ i ostvarimo u najvećoj mogućoj mjeri unifikaciju opreme, dijelova i po mogućnosti kompletnih sklopova.

2. MOGUĆE VARIJANTE TEHNIČKIH RJEŠENJA

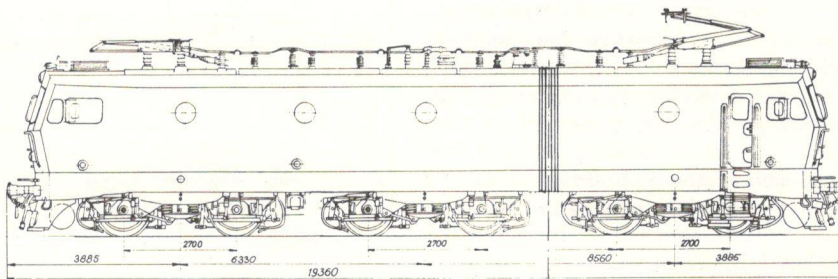
Imajući sve napred rečeno u vidu, istraženo je više varijanti tehničkih rješenja.

a) Lokomotiva sa asimetričnim zglobovima BoBo+Bo

Lokomotiva se sastoji od dvije zglobovne povezane cjeline, od kojih je jedna u mehaničkom pogledu identična sa lokomotivom JŽ 441 i 442, sa smanjenim razmakom između prvog i drugog postolja na 6300 mm, koliko je potrebno za smještaj transformatora i tiristor-skog ispravljača između stalaka drugog i trećeg motora.

Drugi dio polusanduka leži na jednom postolju Bo i oslanja se na prvi preko bočnih oslonaca, a povezan je jednim zglobovima i sa dva specijalna hidraulična uređaja koji za normalnu dinamiku vožnje tako čvrsto povezuju ova dva polusanduka da se mogu smatrati jednom cjelinom.

Zglob za ovu lokomotivu konstruiran je po uzoru na »ANSALDO« zglob, ali u varenoj izvedbi i bez centralnog svornjaka, a hidraulični uređaji su identični kao na lokomotivi JŽ 362, čiju smo dokumentaciju inače već dobili kroz licencni ugovor. Na slici 1 prikazana je mjerena skica ove varijante lokomotive.



Slika 1 – Skica sa osnovnim mjerama lokomotive sa asimetričnim zglobovima

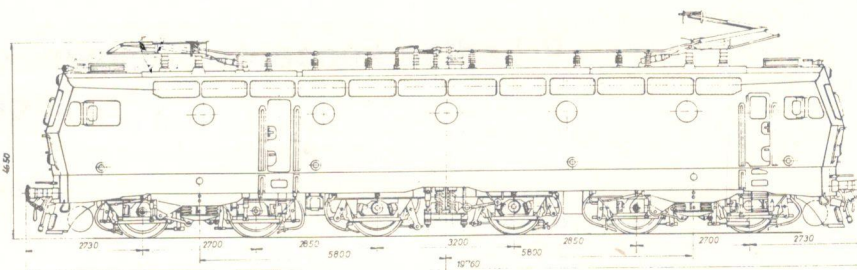
b) Lokomotiva BoBoBo sa simetričnim zglobovima

Ova lokomotiva je tako koncipirana da ima krajnja postolja sa vučnim motorima identična postoljima na lokomotivi JŽ 442, a srednja postolja ima ista, kolske slogoze sa reduktorima i vučnim motorima, te iste opruge primarnog i sekundarnog ogibljenja.

Okvir i koljevka su rekonstruirani na principu ovješnja ili, blje reći, oslanjanja sanduka na postolje i vezi između polusanduka i postolja preko zgloba i centralnog svornjaka, kao na lokomotivi JŽ 362, i to tako da se kompletan zglob sa osloncima i hidrauličnim uređajima može bez ikakvih praktičkih dorada ugraditi u lokomotivu.

U svaki polusanduk bi bio ugrađen po jedan sklop tiristorski ispravljač-transformator sa po 3 vučna motora, tako da preko zglova ne bi imali energetske kabele i spojeve.

Za ovu varijantu je, pored crteža srednjeg postolja, izrađena i kompletna dispozicija smještaja opreme i električna šema glavnih strujnih krugova. Na slici 2 prikazane su osnovne mjere ove varijante lokomotive.



Slika 3 – Mjerna skica lokomotive BoBoBo sa jednodjelnim sandukom

442, a srednje je rekonstruirano za bočni pomak do ± 220 mm, što je dovoljno za prolaz kroz horizontalnu krivinu radijusa do 80 m. Za srednje postolje istražena su dva rješenja, i to kod jednog se pomjera kompletno postolje sa oprugama i jarmovima, a kod drugog samo okvir postolja.

e) Lokomotiva osne formule CoCo sa mehaničkim sistemom kao i lokomotiva JŽ 461 rumunjske proizvodnje

S obzirom da ove lokomotive voze u Jugoslaviji i da postoji mogućnost da se i dalje nabavljaju, a da bi se kroz kooperaciju sa rumunjskim proizvođačima realizirao i ovakav koncept, smatrali smo za potrebu da i ovaj koncept pod-

motivu imala samo povećan trafo i ispravljače za napajanje još jedne dvomotorne jedinice.

Na slici 4 data je skica sa osnovnim mjerama navedene varijante.

f) Lokomotiva osne formule CoCo sa mehaničkim sistemom dizel-električne lokomotive serije JŽ 661

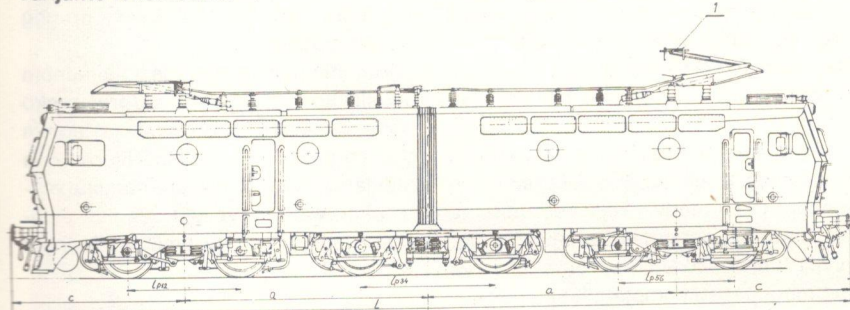
Ova varijanta je naknadno razmatrana na zahtjev ŽTP Zagreb. S obzirom da se ova serija lokomotiva pokazala dobrom u dugogodišnjoj eksploataciji i da »Đ. Đaković« radi na usvajanju proizvodnje pojedinih vitalnih dijelova okretnog postolja lokomotive, zahtjev je osnovan i opravdan.

Za ovu varijantu električne lokomotive izrađen je u ETI – »Rade Končar« idejni projekt, na bazi kojeg je bilo sagledivo da se ovakav koncept može realizirati.

Na slici 4 prikazane su osnovne mjere ovakve lokomotive.

Sve ove varijante rješenja 6-osovinske lokomotive usporedili smo sa nekoliko, za izbor ovakve lokomotive, bitnih stanovišta, i to:

- sila skretanja i vođenja, te sa ovima u vezi i trošenja vijenca bandaza pri prolazu lokomotive kroz zavoje,
- adhezionih svojstava mehaničkih sistema,
- mogućnosti realizacije u relativno kratkim rokovima, te
- izbor snage osnovne opreme i raspored opreme unutar raspoloživog prostora.



Slika 2 – Skica sa osnovnim mjerama lokomotive sa simetričnim zglobovima (varij. b i c)

c) Lokomotiva sa simetričnim zglobovima BoBoBo identična u mehaničkom pogledu sa lokomotivom JŽ 362 »ANSALDO«

Ova varijanta je uzeta samo radi usporedbe sa ostalim rješenjima pod istim uvjetima, tako da nije detaljnije razrađivana na monofazno napajanje.

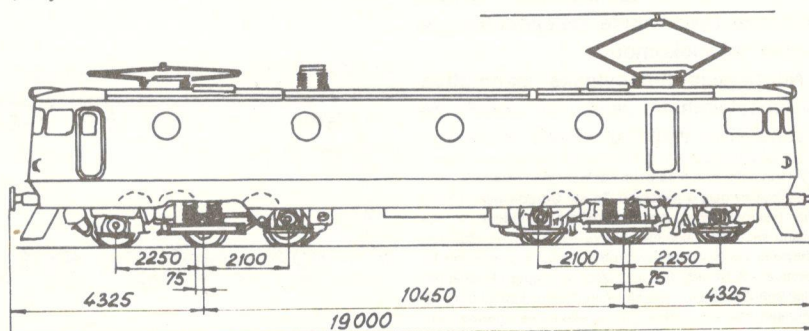
S obzirom da postoje određeni planovi da se u perspektivi i ova lokomotiva pregradi na monofazni sistem, smatrali smo da o ovom rješenju treba više znati u poređenju sa ostalim.

d) Lokomotiva BoBoBo s jednodjelnim sandukom

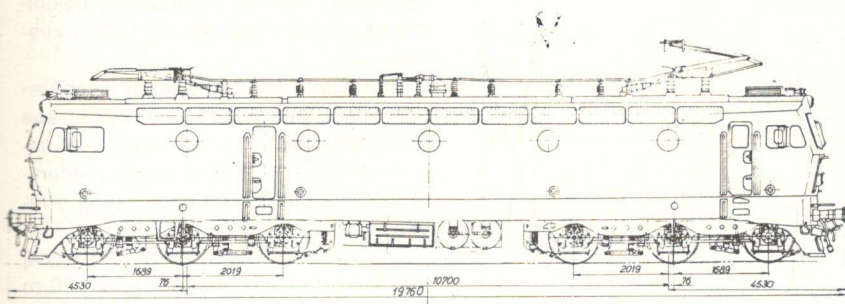
Ova lokomotiva ima krajnja postolja zamjenjiva sa postoljima na JŽ 441 i

vrnemo komparativnoj analizi zajedno sa ostalim varijantama.

Ova varijanta nije detaljnije razmatrana, ali je izvjesno da bi se u ovakvom mehaničkom konceptu najlakše mogla realizirati jedna snažna lokomotiva, koja bi u odnosu na tiristorsku loko-



Slika 4 – Mjerna skica lokomotive CoCo serije JŽ 461



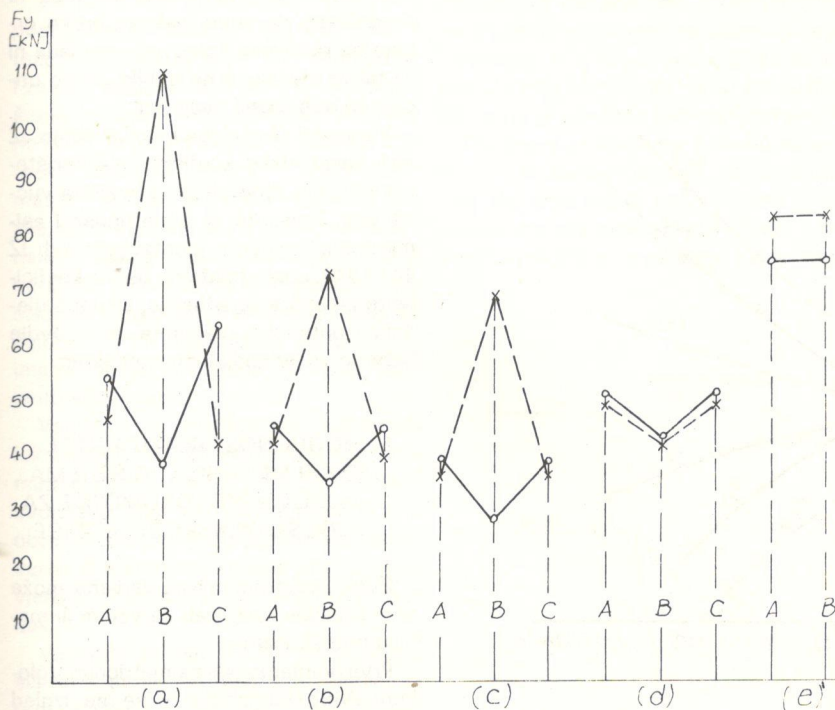
Slika 4 – Mjerna skica CoCo električne lokomotive na bazi JŽ 661

3. BOČNE SILE I TROŠENJE VIJENCA KOTAČA 6-OSOVINSKE LOKOMOTIVE U ZAVOJU

Da bi se kvantificiralo ponašanje promatranih varijanti 6-osovinskih lokomotiva u zavoju, proveden je vrlo opsežan proračun sila koje se javljaju između kotača i šina pri upisivanju vozila u zavoju. Za ovaj proračun je korištena grafoanalitička metoda Heumanna. Proračun je proveden za potpuno iste uslove vuče i brzine pri vožnji na radijusu 180 m za različite vrijednosti zazora između vijenca bandaza i šina, i to u uslovima kada lokomotiva vuče i kada se koristi kao potiskivač na usponu. Prikaz ovog rada daje se u posebnom referatu, a ovdje ćemo koristiti samo neke od njegovih rezultata.

Na slici 5 prikazan je dijagram bočnih sila, odnosno sila vođenja za različite varijante. Sila skretanja je sila kojom vijenac kotača naliže na tračnicu, a sila vođenja je bočna sila između kotača i šina i ona se razlikuje od sile skretanja samo za silu trenja kod bočnog pomicanja kotača po tračnici pri vožnji u zavoju. Punom crtom su prikazane ove sile pri kočenju, a isprekidanom crtom pri potiskivanju.

Iz ovih dijagrama vidimo da je u režimu vuče najpovoljnija varijanta »ANSALDO« i naša varijanta sa simetričnim zglobovima, dok je najnepovoljnija CoCo varijanta. U režimu potiskivanja vlaka izrazito najnepovoljnija je varijanta sa asimetričnim zglobovima, a zatim slijede varijante sa simetričnim zglobovima, dok kod jednodelnog sanduka nema



Legenda:

—●— vuča
- - - x - - - potisak

Slika 5 – Dijagramski prikaz sila vođenja 6-osovinskih lokomotiva pri vuči i potiskivanju vlaka u zavoju radijusa 180 m (veća vrijednost od oba smjera vožnje)

bitnih razlika između režima vuče i potiskivanja, što je i logično.

Na slici 6 prikazani su dijagrami koeficijenta trošenja vijenca bandaza, koji je u stvari produkt sile skretanja i njegov kraka do centra rotacije, a to je u stvari veličina srazmjerna radu sile trenja između tračnica i vijenca kotača, pa time i trošenja vijenca.

Vidimo da je u uvjetima vuče najnepovoljnija CoCo varijanta i varijante sa zglobovima u režimu potiskivanja. Ovdje se još više ističe nepovoljnost varijanti CoCo, što nam ukazuje da je za ove lokomotive karakteristično istrošenje vijenca bandaza.

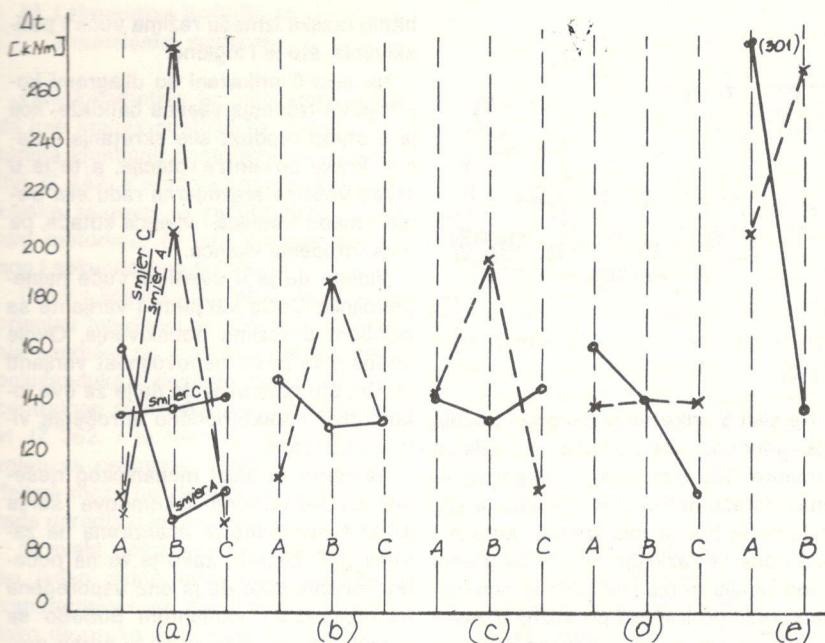
Varijanta na bazi mehaničkog rješenja dizel-električne lokomotive serije JŽ 661 naknadno je analizirana na zahtjev ŽTP Zagreb, kako je to na početku rečeno, tako da je ona uspoređena sa odabranom varijantom BoBoBo sa monolitnim sandukom. U tu svrhu proveden je proračun samo za sile vođenja za brzine od 20 do 80 km na pruzi radijusa 300 m sa nadvišenjem 113 mm. Na slici 7 prikazane su izračunate sile vođenja za ove dvije varijante.

Iz ovih dijagrama vidimo da manje sile vođenja a time i manje bočne sile, kao i trošenje vijenca bandaza imamo u Bobobo varijanti sa monolitnim sandukom. Ukupno gledano, zglobove varijante u vuči bolje prolaze kroz zavoje, ali zato su pri potisku znatno nepovoljnije, ako da se i ovdje može zaključiti da je optimalnija lokomotiva u varijanti BoBoBo sa monolitnim sandukom.

4. USPOREDBA ADHEZIONIH SVOJSTAVA MEHANIČKIH SISTEMA 6-OSOVINSKIH LOKOMOTIVA

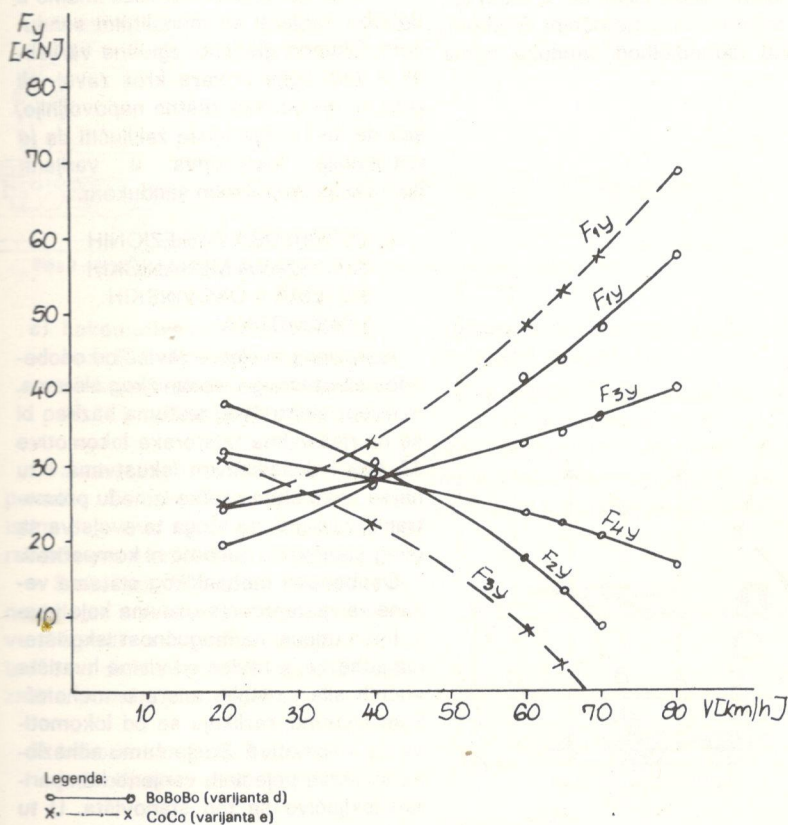
Adheziona svojstva zavise od osobitosti električnog i mehaničkog sistema. Koncept električnog sistema bazirao bi se na rješenjima tiristorske lokomotive JŽ 442 i dosadašnjim iskustvima i tu nema neke bitne razlike između promatranih varijanti, pa stoga ta svojstva sa ovog stanovišta nećemo ni komparirati.

Osobitosti mehaničkog sistema vezane za rasterećenje osovina koje imaju bitan utjecaj na mogućnost iskorištenja adhezije, a zavise od visine hvatišta vučnih sila i ostalih mjera u mehaničkom sistemu, razlikuju se od lokomotive do lokomotive. Stoga ćemo adheziona svojstva pojedinih varijanti komparirati isključivo sa tog stanovišta. U tu svrhu, u posebnom referatu dat je prikaz metoda i rezultata proračuna raste-



Legenda:
 ○ — — — — — vuča
 x — — — — — potisak

Slika 6 – Koefficienti trošenja vijenca bandaza 6-osovinskih lokomotiva pri vuči i potiskivanju vlaka u zavoju radijusa 180 m (za smjer vožnje A, a za varijantu a smjer A i C)



Legenda:
 ○ — — — — — BoBoBo (varijanta d)
 x — — — — — CoCo (varijanta e)

Slika 7 – Sile vođenja lokomotive CoCo serije JŽ 661 i BoBoBo sa jednodjelnim sandukom

rećenja i dodatnih opterećenja pojedinih osovina pri vuči sa 362 kN na kvačilu.

Proračunat je i koeficijent iskorištenja adhezione težine za promatrane mehaničke sisteme, definiran kao odnos osovinskog pritiska najrasterećenije osovine i statičkog osovinskog pritiska.

Osim ovoga, proračunat je i uticaj vertikalne zakrivljenosti radijusa 500 m koju srećemo na grbinama ranžirnog kolodvora, 1000 m na nemagistralnim i 2000 m na magistralnim prugama.

Na slici 8 prikazana su, u obliku dijagrama izračunatih vrijednosti koeficijenta, iskorištenja adhezione težine te maksimalne i minimalne vrijednosti osovinskih pritisaka pojedinih varijanta lokomotiva, pri vuči sa silom J62 kN na kvačilu.

Iz ovog dijagrama vidimo da mehanički sistemi CoCo serije JŽ 461 i BoBoBo na bazi JŽ 441 i 442 imaju znatno bolja adhezionna svojstva od ostalih varijanti, s tim da je CoCo nešto bolji radi relativno velikog razmaka između osovina okretnog postolja.

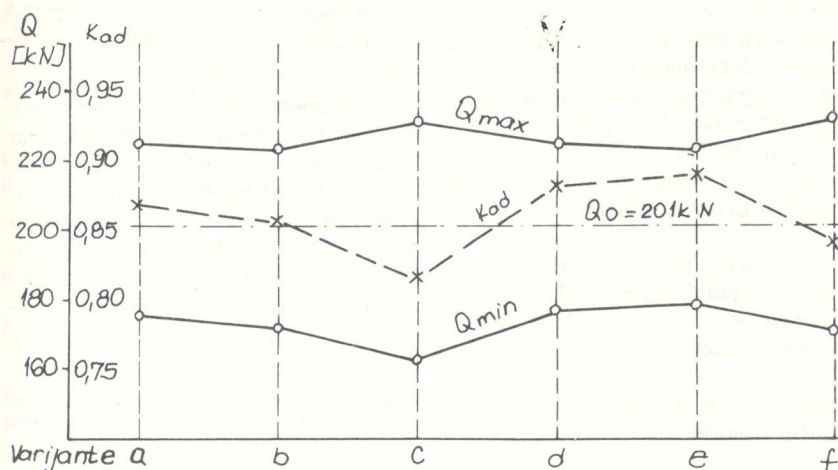
Ovi sistemi su osjetljivi na vertikalne krivine, ali, kao što se iz rezultata računa vidi, to je zanemarivo, pogotovo ako se uzme u obzir da se na magistralnim prugama srećemo sa radiusima većim od 2000 m a na nemagistralnim od 1000 m, dok ove lokomotive nisu ni predviđene da vuku vlakove preko grbine na ranžirnim kolodvorima, mada ni za takve slučajeve ne bi bilo većeg uticaja na adhezionna svojstva.

Varijante »Ansaldo« i CoCo serije JŽ 461 imaju niske koeficijente iskorištenja adhezije zbog visokog hvatišta vučnih sila. Varijante sa simetričnim i asimetričnim zglobovima, postavljene od JŽ 441 i 442, imaju relativno dobre koeficijente iskorištenja adhezije. Ukupno gledano, optimalna varijanta je i ovdje BoboBo sa jednodjelnim sandukom.

5. MOGUĆNOST REALIZACIJE I IZBOR MEHANIČKOG SISTEMA 6-OSOVINSKE LOKOMOTIVE ZA JUGOSLAVENSKE ŽELJEZNICE

Svaka od promatranih varijanti može se u principu realizirati sa većim ili manjim poteškoćama.

Prva varijanta sa asimetričnim zglobovima BoBo+Bo mogla bi se na izgled najlakše realizirati jer na postojeći kompletan mehanički sistem od JŽ 442 dodajemo polusanduk sa jednim posto-



Slika 8 – Koeficijent iskorištenja adhezije težine te maksimalne i minimalne vrijednosti osovinjskih pritisaka

ljem. Najsloženiji dio mehaničkog sistema bio bi zglobov, koji također ne bi bio nerješiv, tim prije što smo jedno idejno rješenje zgloba u zavarenoj izvedbi već u fazi ovog istraživanja konstruirali. Najveće poteškoće imali bismo pri smještaju opreme i uravnoteženju masa. Ovakva rješenja mogu se sresti kod teških industrijskih lokomotiva, dakle kod malih brzina. Mi smo ovu varijantu eliminirali nakon proračuna bočnih sila i saznanja o enormnim bočnim silama na srednjem postolju pri potisku ili naletu lokomotive.

Varijanta sa simetričnim zglobovima i postoljima na bazi JŽ 441/442 bilo bi teže realizirati, ali ne bi bilo nemoguće. I za ovu varijantu izvedeno je idejno rješenje za zglobov i modifikaciju srednjeg postolja. U ovoj varijanti bi također bilo teško smjestiti opremu i uravnotežiti mase. I ovdje imamo povećane bočne sile na srednjem postolju pri potisku i naletu, ali ne tolike kao u prethodnoj varijanti. Ako ovome još dodamo vrlo složenu konstrukciju srednjeg dijela, sa zglobovima i modifikacijama na postolju, imamo dovoljno razloga da i ovu varijantu eliminiramo.

Varijantu sa mehaničkim sistemom lokomotive JŽ 362 »Ansaldo« smo eliminirali zbog nepovoljnih adhezionih svojstava. Ova lokomotiva može doći u obzir za prepravku u električnu manevarku ili lokomotivu manje snage, ali bi vjerojatno trebalo konstruirati novi sanduk.

Varijante na bazi CoCo mehaničkog sistema serije JŽ 461 smo eliminirali radi relativno velikih bočnih sila i trošenja vijenca bandaza vodećih kotača pri prolazu kroz zavoje, a ne treba zaboraviti ni činjenicu da ovaj sistem nije naš

i da bismo ga trebali uvoziti iz Rumunjske.

Varijantu CoCo na bazi serije JŽ 661 smo, kako rekossmo, naknadno promatrali. Mogućnost realizacije jedne monofazne lokomotive postoji i čak je u ETI – »R. Končar« izrađeno jedno idejno rješenje. Nedostatak ovoga je bilo ograničenje u snazi zbog suženog prostora i manjih promjera kotača, tako da bi se mogla realizirati lokomotiva snage 3200 kW, trajne vučne sile 227 kN maksimalne brzine 124 km/h, odnosno 246 kN, 114 km/h. Pored ovoga, ovo mehaničko rješenje ima slaba adhezijska svojstva a i povećane sile skretanja i vođenja, a s tim u vezi i trošenje vijenca bandaza tako da su to bili razlozi da ga ne predložimo kao najoptimalnije.

Odabrana je varijanta BoBoBo sa jednodjelnim sandukom kao najpovoljnija. Kao što smo vidjeli, ova varijanta je sa stanovišta sile skretanja i vođenja u zavoju te iskorištenja adhezije najoptimal-

nija. Mogućnost unifikacije opreme rukovanja i održavanja je najveća. Mogućnost realizacije ovog koncepta je također veća od bilo koje promatrane varijante.

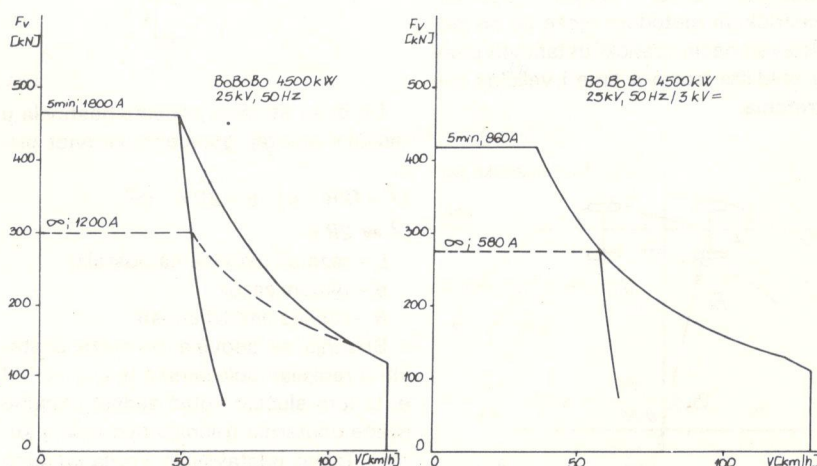
Krajnja postolja su praktički ista kao i kod JŽ 442/441 a modificirana su samo radi većeg kuta zakretanja u zavoju radijusa 80 m, a takva postolja bila bi primjenjiva i na svim novim i do sada proizvedenim lokomotivama JŽ 441 i 442. Za izbor srednjeg postolja istražene su dvije varijante. U jednoj sanduk bi bio ovješten na jarmove preko vješalica i u zavoju bi se cijelo postolje bočno pomicalo, a kod drugog koljevka sa oprugama se ne bi micala već samo okviri.

Centralni svornjak bi u koljevci bio uležišten preko klizača u uljnoj kupki. U posebnoj referatu analizirane su obje varijante, a odabrana je druga radi manjih bočnih, odnosno manje bočne krutosti postolja. Prva varijanta ima relativno kratke vješalice. Kod druge varijante smo morali ići na modifikaciju okvira i povećan razmak među osovinama od 2700 na 3200 mm, ali su svi ostali dijelovi unificirani sa postoljima od JŽ 441 i 442.

Upravljačnice i sanduk u poljima krajnjih postolja bi bio potpuno identičan sa JŽ 442, samo bi se razlikovao u srednjem dijelu.

6. IZBOR GLAVNE ELEKTRIČNE OPREME, SNAGE I VUČNIH KARAKTERISTIKA ZA ODABRANU VARIJANTU

U posebnoj referatu analizirani su ovi problemi za električnu lokomotivu 25 kV 50 Hz i 2-sistemska lokomotivu



Slika 9 – Vučne karakteristike lokomotive 25 kV, 50 Hz, 4500 kW i 2-sistemske lokomotive 25 kV, 50 Hz/3 kV – 4500 kW

25 kV, 50 Hz/3 kV – i dat je konačan prijedlog. Ovdje samo možemo navesti da se pri ovome nastojala postići čim veća unifikacija sa postojećim lokomotivama JŽ 441 i 442.

Za varijantu monofaznog napajanja 25 kV, 50 Hz uz primjenu identičnih vučnih motora lokomotive JŽ 442 snage 1100 kW ne bi bilo racionalno koristiti punu snagu pa je predložena snaga lokomotive od 4500 do 5100 kW, uz odgovarajuće rezerve i po struji i po naponu.

Za dvosistemsko napajanje predloženo je rješenje snage 4500 kW, shodno

tehničkim uslovima za 20 do 40 lokomotiva za lječitaciju ŽG Ljubljana i ŽTP Zagreb. Vučni motori za ove lokomotive po ugradbenim mjerama bili bi isti kao motori od JŽ 442, ali bi bili rađeni za napon 1500 V, izolacione do 4 kV.

Na slici 9 prikazane su vučne karakteristike za oba tipa lokomotiva.

Iz ovih karakteristika lokomotive vidimo da bismo u ovom konceptu mogli realizirati jednu snažnu lokomotivu za potrebe Jugoslavenskih željeznica na prugama elektrificiranim 25 kV, 50 Hz i jednu lokomotivu sličnih karakteristika koja bi mogla saobraćati na cijelom području elektrificiranih pruga u Jugosla-

viji, a to bi sa svoje strane utrlo put ostvarivanju tehničkog jedinstva na cijelom području SFRJ.

Istovremeno usvajanjem proizvodnje ovakvih lokomotiva domaća industrija bi povećala svoju ponudu i za izvoz. Ovaj prijedlog koncepta 6-osovinske lokomotive i dosadašnji rad na ovome u »Radu Končaru« i djelom u »Janku Gredelju« u »MIN« treba shvatiti kao mali i početni doprinos tome i takvom nastojanju.

(Adresa: Radovan Đonlić, dipl. inž., Dragan Gobović, dipl. inž., Zoran Komunjer, dipl. inž. i Jusuf Crnalić, dipl. inž., »Rade Končar«, Zagreb)

Određivanje sila vođenja Heumannovom grafoanalitičkom metodom za više varijanti 6-osovinskih lokomotiva

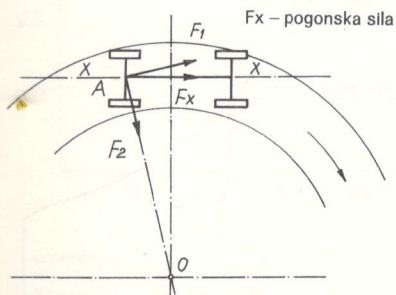
UDK 282:621.335.2-833.6:65.001.8.001.5

Dragan GOBOVIĆ, dipl. inž. stroj.

Pojavom šinskih vozila počela se razvijati i tehnika pružnog vođenja kako bi se došlo do optimalnih konstrukcijskih rješenja.

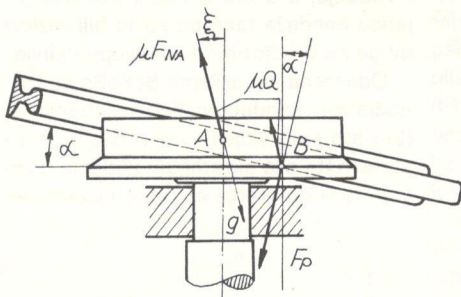
Do sada postavljene teorije razmatrale su odnose sila koje se pojavljuju između kotača i tračnica pri kretanju vozila.

Nakon niza pokušaja da se razvije teorija koja bi potvrdila svoje rezultate i u praksi, prof. Heumann je 1913. godine objavio tzv. metodu postupka minimuma, koja se nije bitnije mijenjala do današnjih dana. Ovom grafičko-numeričkom metodom može se na jednostavan način grafički ustanoviti položaj središta trenja a time i veličina sile skretanja.



Slika 1

Vozilo sa dva kolska sloga prolazeći zavojem zauzima uvijek položaj u kojem vanjska tračnica vodi prednji kolski slog, dok se zadnja nastoji postaviti radijalno.



Slika 2

Da bi se stražnja osovina postavila u radijalni položaj, geometrijski uvjet glasi:

$$L^2 = (2R - e) \cdot e = 2Re - e^2$$

$$L^2 \approx 2Re$$

L – razmak osovina na postolju

e – ukupni zazor

R – radijus zakrivljenosti

Stražnja se osovina ne može postaviti u radijalni položaj ako je $L > \sqrt{2Re}$. U tom slučaju kotač zadnje osovine siječe unutarnju tračnicu pod nekim kutom. Takvo postavljanje vozila zovemo upopriječenim kretanjem.

Postolje osnovog razmaka $L = 2700$ [mm] kod ukupnog zazora $e = 10$ [mm] i na pruzi radijusa zakrivljenja $R = 300$ [m] postaviti će se upopriječeno.

$$2700 > \sqrt{2 \cdot 300000 \cdot 10}$$

$$2700 > 2449,5$$

Kod takvog prolaza vozila kroz zavoj, između kotača (prednjeg vanjskog) i šine djeluju sile prema slici 2.

F_{NA} – normalna sila (u točki A)

F_{NB} – normalna sila (u točki B)

ξ – kut između osovine i smjera klizanja g

F_{NA} – sila trenja u A

- F_p – horizontalna komponenta normalne sile grebena bandaža, tzv. sila skretanja
 d – kut između osi kolnog sloga i smjera sile F_p
 μF_N – sile trenja u B
 μ – koef. trenja između tračnice i kotača

Iz gore prikazane skice, sila vođenja iznosi:

$$F_y = F_p - \mu Q \cos \xi$$

Da bi se došlo do veličine skretanja potrebne za savladavanje otpora pri prolazu tog vozila kroz zavoj treba oznavati položaj središta trenja nekog vozila.

Do rezultata se može doći na temelju ravnoteže svih vanjskih horizontalnih sila koje djeluju na vozilo uz pretpostavke:

- koeficijent trenja μ je nepromijenjen
- opterećenje kotača Q je nepromijenjeno
- promatrano vozilo niti vuče niti je kočeno
- potpuna postrana krutost

Heumanov postupak minimuma za određivanje sile skretanja F i kraka sile skretanja osniva se na pretpostavci da vozilo u zavoju zauzima onaj položaj za koji je sila skretanja minimalna.

Kod dodira u dvije točke (kotač–šina, greben–šina):

$$F_1 \cos d - \mu_{1y} Q_{1a} = Y_{last}$$

$$F_1 \cos d - \mu_{1y} Q_{1a} + F_1 + Y_{lad} = Y_{la \max}$$

Y_{last} – statička sila vođenja

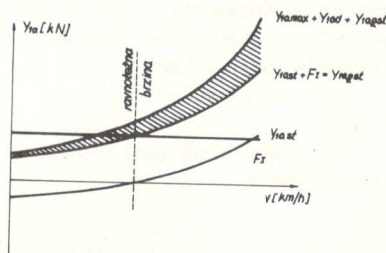
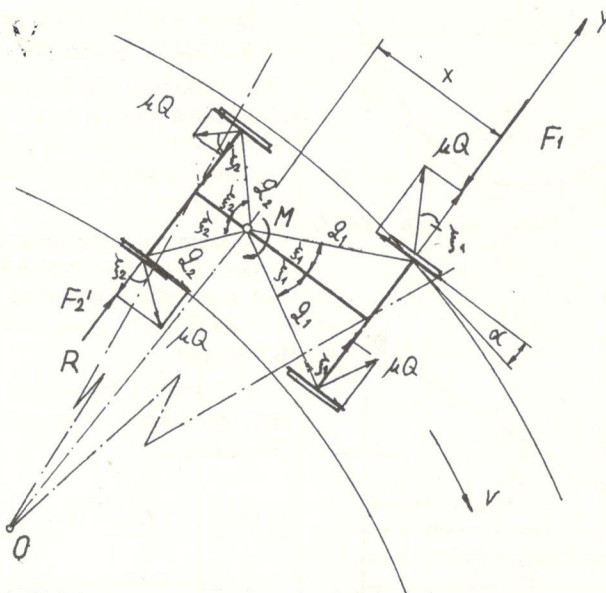
F_1 – centrifugalna sila ili pretičak centrifugalne sile

Y_{lad} – dinamička sila vođenja

$Y_{la \max}$ – maksimalna sila vođenja

- μ – koef. trenja kod zakretanja
 μ_y – poprečni koef. trenja
 M – središte trenja
 Q – opterećenje (vertikalno) točka
 F_1 – sila skretanja

Slika 4 – Sile na kolskom slogu jednog dvoosovinskog okretnog postolja u XY ravnini



Slika 5

$$F_1 \cdot X - \sum_1^{2e} 2\mu Q a_i =$$

$$M_o = \sum_1^{2e} 2\mu Q a_i$$

$$F = \frac{M_o}{X}$$

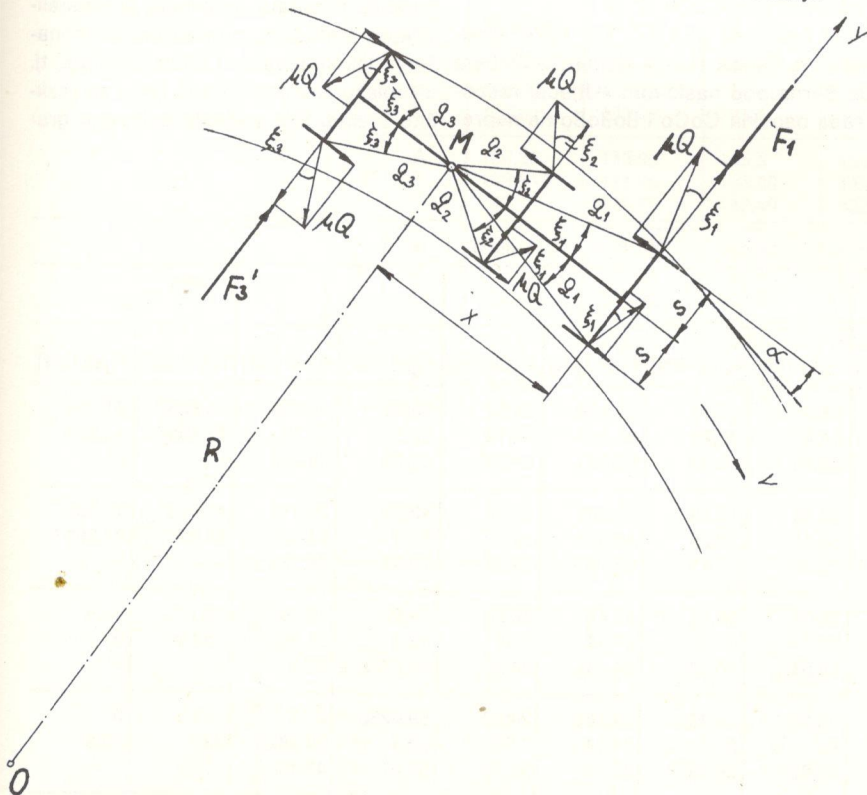
Za upopriječeno vozilo:

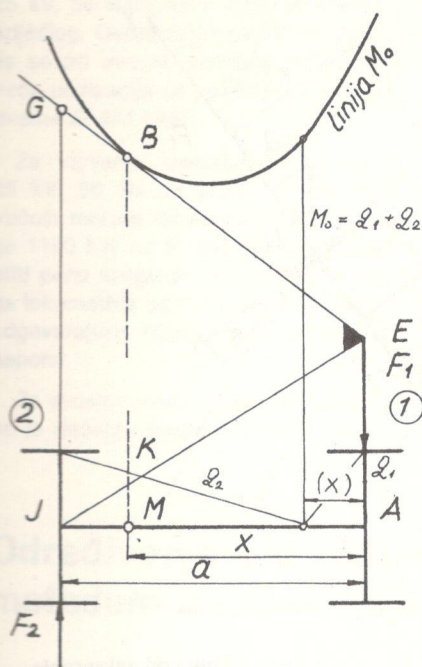
$$X = \frac{a}{2} + \frac{R \theta}{a}$$

$$F_1 = \frac{G_i}{JA} 2\mu Q = \frac{BK}{MA} 2\mu Q$$

$$F_2 = \frac{EA}{JA} 2\mu Q = \frac{KM}{KJ} 2\mu Q$$

Slika 3 – Sile na kolskom slogu jednog troosovinskog okretnog postolja u ravnini XY





Slika 6

U sklopu studije izbora osnovnog koncepta šestoosovinske lokomotive za JŽ, proveden je proračun sila između kotača i šina koje karakteriziraju kvalitet prolaza vozila kroz zavoj.

Proračun je proveden korištenjem grafičko-analitičke Heumannove metode. Na tako dobivene sile skretanja, odnosno sile vođenja superponirane su i:

- komponente vučnih sila (kuka, odbojnici),
- centrifugalne sile (bez nadvišenja i s nadvišenjem),

– bočne sile, uslijed momenata torzije kod postolja Bo (vješalice).

Sile skretanja, sile vođenja i pokazatelj trošenja vijenca bandaze određeni su za radijus zakrivljenja pruge $R = 180$ [m], ukupni zazor $e = 10$ [mm] i koeficijent trenja $\mu = 0,2$.

Analizom su obuhvaćene slijedeće varijante šestoosovinskih lokomotiva:

- električna lokomotiva s dvodjelnim sandukom povezanim zglibom (Bo–Bo+Bo),
- električna lokomotiva s dvodjelnim sandukom povezanim zglibom (Bo–Bo–Bo),

c) električna lokomotiva s dvodjelnim sandukom (Bo–Bo–Bo) serije 362 »Ansaldo«,

d) električna lokomotiva s krutim sandukom (BoBoBo),

e) električna lokomotiva serije 461 CoCo,

f) dizel-električna lokomotiva JŽ serije 661 (ČoCo).

Geometrijske karakteristike pojedinih varijanti prikazane su u tabeli 1.

a – udaljenost između središta okret-nih postolja

L – ukupna dužina lokomotive

c – udaljenost od središta krajnjih postolja do odbojnika

TABELA 1 – VARIJANTE ŠESTOOSOVINSKIH LOKOMOTIVA

	a	b	c	d	e	f
a [mm]	6300	6300	5750	6300	10300	11278
a ₁ [mm]	8560	6300	5750	6300	2100	–
c [mm]	3885	3885	3950	3885	4750	–
L [mm]	22630	20370	18400	20370	19800	18491
b	–	–	–	–	2250	–

Rezultati su prikazani tabelama 2, 3, 4.

Istom metodom proveden je i usporedni proračun sila skretanja za 6-osovinske lokomotive BoBoBo s jednodjelnim sandukom i dizel-električnom lokomotivom CoCo JŽ 661.

U časopisu ZEV br. 7/8 1974. objavljen je članak Hansa Heinircha Webera iz Berna pod naslovom »Utjecaj rasporeda osovin CoCo i BoBoBo na napre-

zanje kolovoza«. Mjerenjima sila vođenja na lokomotivama Ae 6/6 (CoCo) i Re 6/6 (BoBoBo) došlo se do nekih kvantitativnih usporedbenih rezultata, prikazanih tabelama.

Da bi se ti rezultati iskoristili za komparaciju rezultata dobivenih grafoanalitičkom metodom, promatralo se ponašanje lokomotiva pod istim uvjetima, tj. u prolazu zavojem $R=300$ [m] i za različite brzine. Sila vođenja dobivena gra-

TABELA 2 – SILE SKRETANJA [kN]

Režim rada	Postolje		V a r i j a n t e									
			a		b		c		d		e	
			F _{Us1} [kN]	F _{Us2} [kN]	F _{Us1} [kN]	F _{Us2} [kN]	F _{Us1} [kN]	F _{Us2} [kN]	F _{Us1} [kN]	F _{Us2} [kN]	F _{Us1} [kN]	F _{Us2} [kN]
Vuča	Smjer A	A	73,99	18,22	65,06	27,15	54,165	24,52	70,88	28,355	94,8267	31,2647
		B	32,11	46,06	54,41	32,25	46,565	32,12	62,3	24,38	45,405	11,558
		C	83,1	3,57	59,76	18,39	56,845	21,84	42,78	28,356	–/–	–/–
	Smjer C(B)	A	62,23	15,94	59,76	18,39	56,845	21,84	42,78	28,356	45,405	11,558
		B	57,38	34,83	54,41	32,25	46,565	32,12	62,3	24,38	94,8267	31,2647
		C	62,3	24,38	65,06	27,15	54,165	24,52	70,88	28,355	–/–	–/–
Potisak	Smjer A	A	31,21	61	36,06	56,15	22,44	56,25	54,07	45,16	73,7	53,9
		B	97,52 ¹	16,25 ¹	93	0	87,34	7,89	62,3	24,3825	103,5	0
		C	62,3	24,4	58,04	20,13	54,155	24,52	69,0235	2,11	–/–	–/–
	Smjer C(B)	A	34,92	43,25	58,04	20,13	54,155	24,52	69,0235	2,11	103,5	0
		B	128,49 ¹	33,18 ¹	93	0	87,34	7,89	62,3	24,3825	73,7	53,9
		C	27,54	59,13	36,06	56,15	22,44	56,25	54,07	45,16	–/–	–/–

¹ – Sile skretanja imaju isti smjer (prema unutar) na prvom i drugom kolskom slogu, i to na vanjskim kotačima.

TABELA 3 – SILE VOĐENJA [kN]

Režim rada	Postolje		V a r i j a n t e									
			a		b		c		d		e	
			Fy1 [kN]	Fy2 [kN]	Fy1 [kN]	Fy2 [kN]	Fy1 [kN]	Fy2 [kN]	Fy1 [kN]	Fy2 [kN]	Fy1 [kN]	Fy2 [kN]
Vuča	Smjer A	A	55,52	4,762	46,59	13,692	37,114	9,78	52,41	14,897	75,93	13,135
		B	13,64	32,6	35,94	18,792	29,514	17,38	43,83	10,92	26,507	0
		C	64,63	0	41,29	4,932	39,794	7,1	24,31	14,898	-/-	-/-
	Smjer C(B)	A	43,767	2,4822	41,29	4,912	39,794	7,1	24,31	14,9	26,507	0
		B	38,917	21,372	35,94	18,79	29,514	17,38	43,83	10,92	75,93	13,135
		C	43,837	10,922	46,59	13,693	37,114	9,78	52,41	14,9	-/-	-/-
Potisak	Smjer A	A	12,74	47,54	17,59	42,692	5,389	41,51	35,6	31,1	54,802	35,77
		B	79,05	2,79	74,53	0	70,289	0	43,83	10,92	84,6	0
		C	43,83	10,94	39,57	6,672	37,1	9,78	50,55	0	-/-	-/-
	Smjer C(B)	A	16,45	29,79	29,57	6,672	37,1	9,79	50,55	0	84,6	0
		B	110,02	19,72	74,53	0	70,289	0	43,83	10,9247	54,802	35,77
		C	9,07	45,67	37,68	40,697	5,389	41,51	35,6	31,7	-/-	-/-

$$F_Y = F_S - \mu Q \cos \xi$$

$$A_f = F_{S1} \cdot x + F_{S2} (1-p-x)$$

TABELA 4 – POKAZATELJI ISTROŠENJA VIJENCA BANDAŽE

Režim rada	Postolje		V a r i j a n t a				
			a	b	c	d	e
			Af kNm	Af kNm	Af kNm	Af kNm	Af kNm
Vuča	Smjer A	A	161,66	149,75	142,49	162,31	301,167
		B	96,23	131,76	133,89	142,3	138,23
		C	107,02	133,08	145,5	105,65	-/-
	Smjer C (B)	A	136,38	133,08	145,5	105,65	138,23
		B	139,515	131,76	133,98	142,3	301,167
		C	142,3	149,75	142,49	162,31	-/-
Potisak	Smjer A	A	104,62	111,09	142,47	139,9	205,9
		B	207,76	187,54	196,86	142,3	268,94
		C	142,31	130,8	106,97	140,63	-/-
	Smjer C (B)	A	99,97	130,8	106,97	140,63	268,94
		B	281,78	187,54	196,86	142,3	285,9
		C	95,96	111,09	142,47	139,9	-/-

TABELA 5

Tip šest. lok.	Sile vođ. [kN]	V [km/h]					
		20	40	60	65	70	80
BoBoBo	F1y	19,4	27,36	40,18	43,92	48,25	57,87
	F2y	37,6	29,92	17,1	13,2	8,76	-
	F3y	24,61	28,8	32,82	34,42	36,15	40
	F4y	31,96	27,86	23,76	22,16	20,4	16,7
CoCo	F1y	25	33,62	47,97	52,46	57,3	68,07
	F3y	30,8	22,18	7,82	3,34	-	-

Kutevi naleta kod prvog postolja:

$$\alpha_1 = \frac{x_{12}}{R} = \frac{2461}{300} = 82 \cdot 10^{-3} \quad \alpha_1 = 28' 38''$$

$$\alpha_2 = \frac{a_1 - x_{12}}{R} = \frac{27 - 2461}{300} \quad \alpha_2 = 2' 44''$$

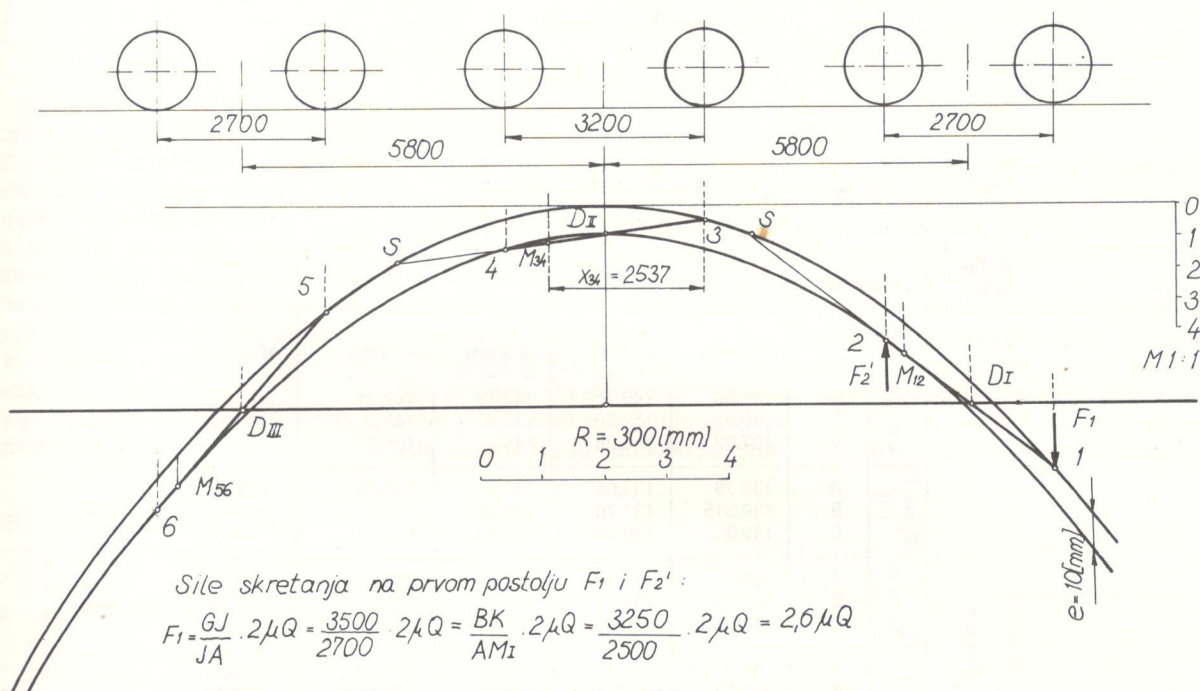
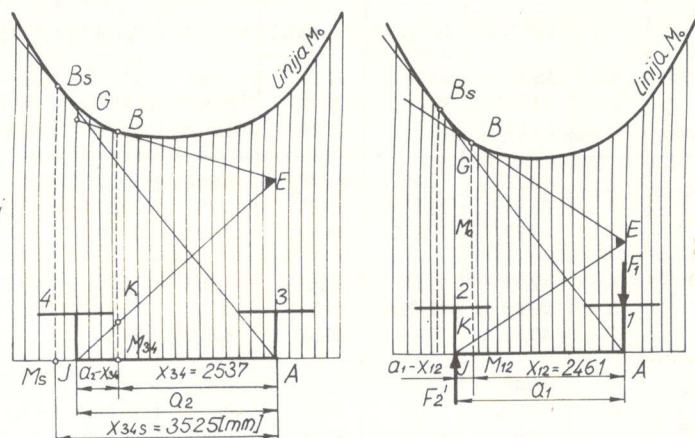
Slobodno kretanje nastupilo bi za sljedeći zaor

$$e = \frac{x \cdot a}{R} - \frac{a^2}{2R} = \frac{305,27}{300} - \frac{2,7^2}{2 \cdot 300}$$

$$e = 15,3 \text{ [mm]}$$

Kutevi naleta na srednjem postolju:

$$\alpha_1 = 29' 4'' \quad \alpha_2 = 7' 36''$$



Sile skretanja na prvom postolju F_1 i F_2' :

$$F_1 = \frac{GJ}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{3500}{2700} \cdot 2\mu Q = \frac{BK}{AM_1} \cdot 2\mu Q = \frac{3250}{2500} \cdot 2\mu Q = 2,6\mu Q$$

$$F_2' = \frac{EA}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{KM_{12}}{M_{12}} \cdot 2\mu Q = \frac{1700}{2700} \cdot 2\mu Q = \frac{126}{200} \cdot 2\mu Q = 1,26\mu Q$$

Sile skretanja na srednjem postolju:

$$F_3 = \frac{GJ}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{BK}{AM} \cdot 2\mu Q = \frac{3810}{3200} \cdot 2\mu Q = \frac{3020}{2537} \cdot 2\mu Q = 2,38\mu Q$$

$$F_4' = \frac{EA}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{KM}{MJ} \cdot 2\mu Q = \frac{2900}{3200} \cdot 2\mu Q = \frac{601}{663} \cdot 2\mu Q = 1,82\mu Q$$

Slika 7 – Određivanje sila skretanja upoprijечnom kretanju Heumannovom metodom za šestosovinsku lokomotivu BoBoBo

Sile skretanja kod prvog okretnog postolja:

$$F_1 = \frac{GJ}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{BK}{AM} \cdot 2\mu Q = \frac{6250}{3708,4} \cdot 2\mu Q = 3,37\mu Q$$

$$F_3' = \frac{EA}{JA} \cdot 2\mu Q = \frac{KM}{MJ} \cdot 2\mu Q = \frac{2900}{37084} \cdot 2\mu Q = 1,58\mu Q$$

Kutevi naleta:

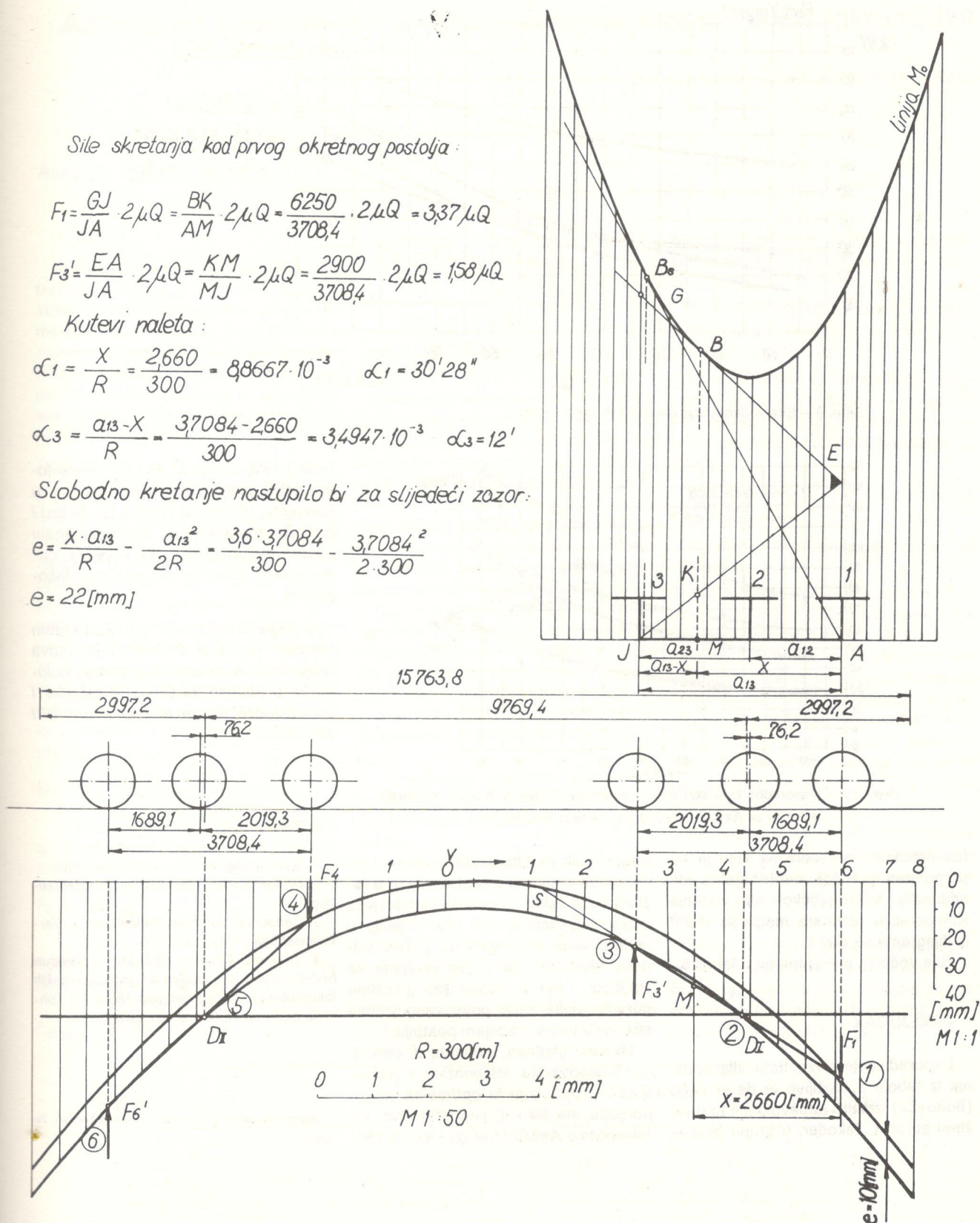
$$\alpha_1 = \frac{X}{R} = \frac{2660}{300} = 88667 \cdot 10^{-3} \quad \alpha_1 = 30' 28''$$

$$\alpha_3 = \frac{a_3 - X}{R} = \frac{37084 - 2660}{300} = 3,4947 \cdot 10^{-3} \quad \alpha_3 = 12'$$

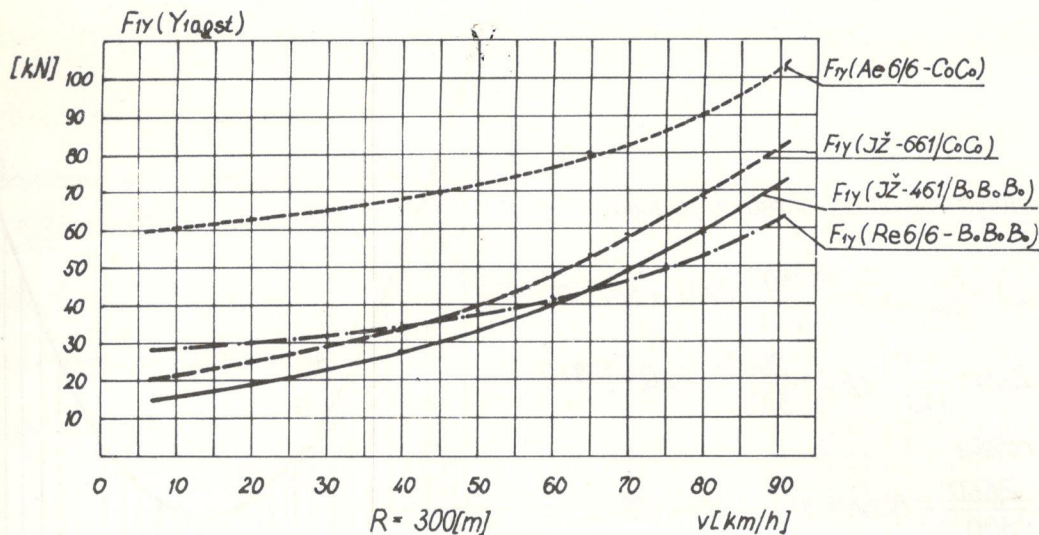
Slobodno kretanje nastupilo bi za sljedeći zazor:

$$e = \frac{x \cdot a_{13}}{R} - \frac{a_{13}^2}{2R} = \frac{3,6 \cdot 3,7084}{300} - \frac{3,7084^2}{2 \cdot 300}$$

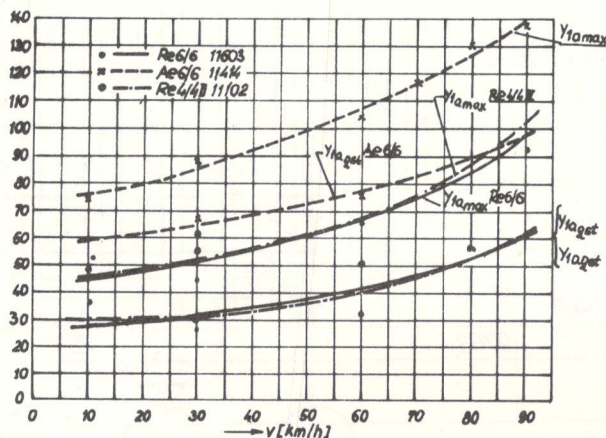
$$e = 22 [\text{mm}]$$



Slika 8 – Određivanje sila skretanja pri upopriječnom kretanju Heumannovom metodom za 6-osovinsku lokomotivu JŽ



Slika 9 – Sile vođenja šestooosovinskih lokomotiva



Slika 10 – Usporedba kvazistatičkih i maksimalnih sila vođenja u ovisnosti o brzini za Ae6/6 i Re6/6 na radijusu $R=300$ [m]

foanalitičkom metodom na koju je superponiran pretižak centrifugalne sile odgovara kvazistatičkoj sili vođenja. Komparacije rezultata mogu se pratiti iz dijagrama na slici 9.

Sile vođenja prikazane su u tabeli 5.

ZAKLJUČAK

Uspoređivanjem rezultata sila vođenja iz tabele 3, uočljivo je da je varijanta (BoBo+Bo) izrazito nepovoljna, i to u režimu guranja. Također, u grupu izrazito

nepovoljnih rezultata svrstava se i lokomotiva varijante e (CoCo), kako u režimu vuče tako i u režimu potiskivanja vlaka. Najmanje iznose sile vođenja u režimu vuče ima varijanta c (»Ansaldo«). Međutim, kao i sve varijante sa zglobom, i ova je nepovoljna u režimu guranja vlaka zbog povećanog iznosa sila vođenja na srednjem postolju.

Ukupno gledao, varijanta d, odnosno 6-ooosovinska lokomotiva s jednom djelnim sandukom je optimalna. Iz usporedbe, na slici 9, kvazistatičkih sila lokomotiva Ae6/6 (CoCo) i Re6/6 (Bo-

BoBo) SBB, CoCo JŽ 461 i BoBoBo lokomotive predložene kao konačne u konceptu, vidi se da i Re6/6 (BoBoBo) i BoBoBo lokomotive iz koncepta imaju znatno manje iznose sila vođenja, odnosno kvazistatičke sile od CoCo lokomotive.

Iz toga prolazi da se rasporedom osovina kao kod BoBoBo lokomotiva mogu znatno smanjiti naprezanja kolo-slijeka u odnosu na CoCo, a također i da se može većim brzinama prolaziti zavojlama.

LITERATURA

1. Joza Serdar: »Lokomotive – opći dio«
2. Dr Karl Sachs: »Elektrische Triebfahrzeuge«
3. Zeitschrift für Eisenbahnwesen u Verkehrstechnik – br. 7/8 1974.
4. Gobović Dragan, dipl. inž.: »Proračun bočnih sila i sila vođenja šestooosovinskih lokomotiva u zavoju radijusa 180 m« – Tehnički elaborat TE 065, 31.01.1982.

(Adresa: Dragan Gobović, dipl. inž., »Rade Končar«, Zagreb).

Adhezijska svojstva mehaničkog sistema 6-osovinskih lokomotiva

UDK 625.282:621.335.2-833.6:65.011.8.001.5

Radovan ĐONLIĆ, dipl. inž.

1. UVOD

Sposobnost lokomotive da vuče neki teret ograničena je vučnim mogućnostima motora i adhezionim trenjem između kotača i tračnica, koje skraćeno zovemo adhezija. Najveća sila koja se može ostvariti na obodima kotača neke osovine, koju nazivamo i adhezijska sila, može se izraziti formulom za, na primjer, 1 osovinu:

$$F_{ad1} = \mu Q_1$$

u kojoj je koeficijent adhezije, odnosno maksimalna vrijednost koeficijenta adhezionog trenja, iznad kojeg nastaje klizanje a Q_1 je stvarni osovinski pritisak promatrane osovine, u ovom slučaju prve. Stvarni osovinski pritisak neke osovine je jednak zbiru statičkog osovinskog pritiska Q_0 koji je u pravilu isti na svim osovinama i teži se da bude isti i dodatnih sila koje nastaju kao rezultat djelovanja sila unutar mehaničkog sistema. Za prvu osovinu možemo pisati:

$$Q_1 = Q_0 \pm \Delta Q_1$$

Ukoliko ne bi bilo ovih dodatnih sila, tj. u idealnom mehaničkom sistemu imali bismo:

$$F_{od1} = \mu Q_0$$

S obzirom da je adhezija lokomotive ograničena adhezijom osovine koja ima najmanju adhezijsku silu, tj. koja je:

$$F_{ad_{min}} = \mu (Q_0 - \Delta Q_{max})$$

iskorištenje adhezijske težine lokomotive definirat ćemo kao odnos:

$$K_{od} = \frac{F_{od_{min}}}{F_{od1}} = \frac{\mu(Q_0 - \Delta Q_{max})}{\mu Q_0} = 1 - \frac{\Delta Q_{max}}{Q_0}$$

Smanjenje adhezije zbog rasterećenja osovine može se eliminirati ili ublažiti reguliranjem vučnih sila na obodima kotača zavisno od stvarnog osovinskog pritiska ili dodatnim mehaničkim uređajima, kao što su pneumatski ili hidraulični cilindri, ali za usporedbu adhezijskih svojstava pojedinih varijanti 6-osovinskih lokomotiva mi sa ovim mogućnostima nećemo računati.

Kod svih varijanti uzet ćemo da je lokomotiva teška 123t, tj. da je statički osovinski pritisak 201.1 kN, a vučna sila na obodima kotača ista i jednaka 60,33 kN.

U nastavku ćemo analizirati adhezijska svojstva 6-osovinskih lokomotiva, i to:

- BoBoBo s dvodjelnim sandukom i simetričnim ili asimetričnim zglobovima,
- BoBoBo s jednodjelnim krutim sandukom,
- CoCo lokomotive s jednodjelnim krutim sandukom.

2. BoBoBo LOKOMOTIVE SA DVODJELNIM SANDUKOM SA ASIMETRIČNIM I SIMETRIČNIM ZGLOBOM

Za teoretsko razmatranje poći ćemo od lokomotive sa asimetričnim zglobovima

kao univerzalnijem rješenju a kao posebne slučajeve kvantificirat ćemo slijedeće varijante:

a) lokomotiva sa asimetričnim zglobovima i postoljima identičnim kao na lokomotivi JŽ 441;

b) lokomotive sa simetričnim zglobovima i krajnjim postoljima kao na JŽ 441, a srednje postolje konstruirano na bazi elemenata od JŽ 441 i koncepta od JŽ 362;

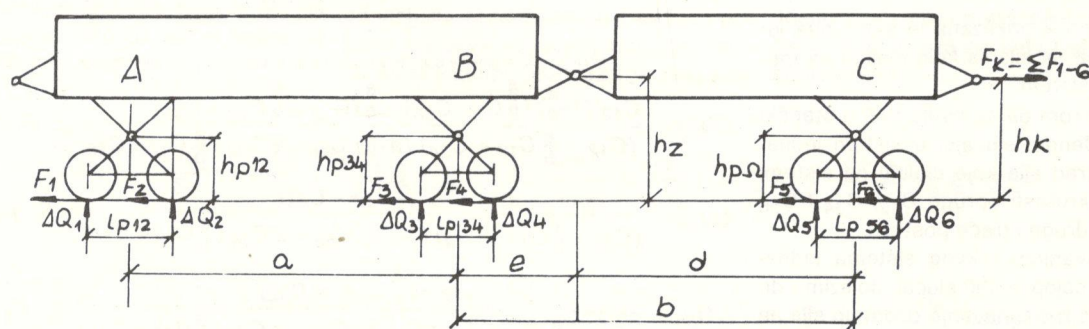
c) lokomotiva JŽ 362, istosmjerna 3 kV »ANSALDO«.

Za naše razmatranje poći ćemo od modela na slici 1.

Kod ove lokomotive, sa potpuno asimetričnim mehaničkim sistemom, nije isto da li se vozi u smjeru A ili B, a lokomotiva sa simetričnim zglobovima mehaničkog sistema je samo prividno simetrična, jer je srednje postolje u pravilu vezano za jedan polusanduk preko centralnog svornjaka, a drugi polusanduk se preko zgloba veže za prvi, pa ni kod nje nije svejedno da li se vozi u smjeru A ili B.

Za vožnju u smjeru A i opterećenje vlačne kuke na kraju B prikazane su sile na modelu na slici 1, a za vožnju u smjeru B sve horizontalne sile imaju obrnut smjer.

Preko sistema jednakozbi za ravnotežu svih sila u mehaničkom sistemu dobiveni su izrazi za dodatno opterećenje ili rasterećenje pojedinih osovine, kako slijede, za smjer vožnje A:



Slika 1 - Skica općeg modela zglobne lokomotive

$$\Delta Q_1 = -\frac{1}{2a} [(h_z - h_{p34}) \sum F_{1-4} + (h_{p34} - h_{p12}) (F_1 + F_2) + \frac{e}{d} (h_z - h_k) \sum F_{1-6} - \frac{e}{d} (h_z h_{p56}) \sum F_{1-4}] - \frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2)$$

$$\Delta Q_2 = -\frac{1}{2a} [(h_z - h_{p34}) \sum F_{1-4} + (h_{p34} - h_{p12}) (F_1 + F_2) + \frac{e}{d} (h_z - h_k) \sum F_{1-6} - \frac{e}{d} (h_z h_{p56}) \sum F_{1-4}] - \frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2)$$

$$\Delta Q_3 = -\frac{1}{2a} [(h_z - h_{p12}) \sum F_{1-4} + (h_{p34} - h_{p12}) (F_3 + F_4) + \frac{a+e}{d} (h_z - h_k) \sum F_{1-6} - \frac{a+e}{d} (h_z h_{p56}) \sum F_{1-4}] - \frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4)$$

$$\Delta Q_4 = -\frac{1}{2a} [(h_z - h_{p12}) \sum F_{1-4} + (h_{p34} - h_{p12}) (F_3 + F_4) + \frac{a+e}{d} (h_z - h_k) \sum F_{1-6} - \frac{a+e}{d} (h_z h_{p56}) \sum F_{1-4}] - \frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4)$$

$$\Delta Q_5 = -\frac{1}{2d} [(h_z - h_{p56}) (F_5 - F_6) - (h_z - h_k) \sum F_{1-6}] - \frac{h_{p56}}{l_{p56}} (F_5 + F_6)$$

a za smjer vožnje B:

$$\Delta Q_1 = \frac{1}{2a} [(h_k - h_{p34}) \sum F_{1-6} - (h_z - h_{p34}) (F_5 + F_6) + (h_{p34} - h_{p12}) (F_1 + F_2) - \frac{e}{d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6)] + \frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2)$$

$$\Delta Q_2 = \frac{1}{2a} [(h_k - h_{p34}) \sum F_{1-6} - (h_z - h_{p34}) (F_5 + F_6) + (h_{p34} - h_{p12}) (F_1 + F_2) - \frac{e}{d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6)] + \frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2)$$

$$\Delta Q_3 = -\frac{1}{2a} [(h_k - h_{p12}) \sum F_{1-6} - (h_z - h_{p12}) (F_5 + F_6) - (h_{p34} - h_{p12}) (F_3 + F_4) - \frac{a+e}{d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6)] + \frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4)$$

$$\Delta Q_4 = -\frac{1}{2a} [(h_k - h_{p12}) \sum F_{1-6} - (h_z - h_{p12}) (F_5 + F_6) - (h_{p34} - h_{p12}) (F_3 + F_4) - \frac{a+e}{d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6)] - \frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4)$$

$$\Delta Q_5 = -\frac{1}{2d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6) + \frac{h_{p56}}{l_{p56}} (F_5 + F_6)$$

$$\Delta Q_6 = -\frac{1}{2d} (h_z - h_{p56}) (F_5 + F_6) - \frac{h_{p56}}{l_{p56}} (F_5 + F_6)$$

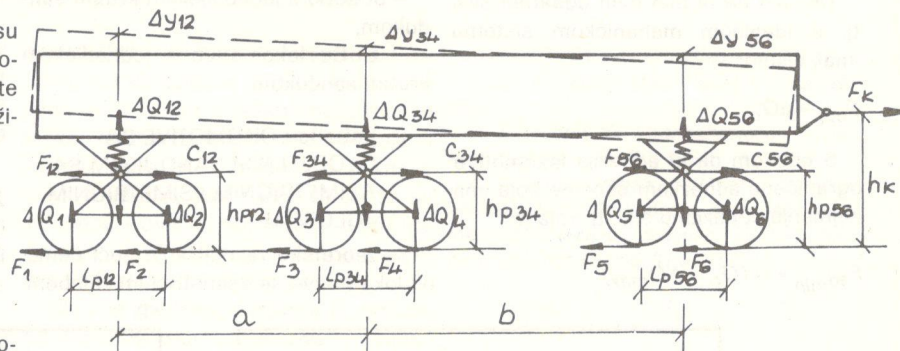
Pomoću ovih izraza izračunate su sile rasterećenja (predznak «-») i dodatnog opterećenja (predznak «+») te koeficijent iskorištenja adhezione težine. Rezultati računa dati su u prilogu.

3. BoBoBo LOKOMOTIVE S JEDNODJELNIM KRUTIM SANDUKOM

Na slici 2 prikazana je skica ove lokomotive sa silama koje djeluju na mehanički sistem.

S obzirom da se ovdje radi o štatički neodređenom slučaju, u sistem jednažbi, pored sila koje djeluju na sistem, ulaze i krutosti opruge C_{12} , C_{34} i C_{56} za pvo, drugo i treće postolje.

Rješavanjem takvog sistema jednažbi za najopćenitiji slučaj, dolazimo do izraza za izračunavanje dodatnih sila na pojedinim postoljima:



Slika 2 - Skica modela BoboBo lokomotive sa jednodjelnim sandukom

$$\Delta Q_{12} = \frac{C_{12}[(1+\frac{a}{b})(\frac{a}{b}C_{12}-C_{56}) - \frac{a}{b}(C_{12} + \frac{a}{b}C_{12} + C_{34})]}{(C_{12} + \frac{a}{b}C_{12} + C_{34})(a+b)C_{56} - aC_{34}(\frac{a}{b}C_{12} - C_{56})} \sum_{i=1}^6 F_i (h_k - h_{pi})$$

$$\Delta Q_{34} = \frac{C_{34}(\frac{a}{b}C_{12} - C_{56})}{(C_{12} + \frac{a}{b}C_{12} + C_{34})(a+b)C_{56} - aC_{34}(\frac{a}{b}C_{12} - C_{56})} \sum_{i=1}^6 F_i (h_k - h_{pi})$$

$$\Delta Q_{56} = \frac{C_{54}(C_{12} + \frac{b}{a}C_{12} + C_{34})}{(C_{12} + \frac{a}{b}C_{12} + C_{34})(a+b)C_{56} - aC_{34}(\frac{a}{b}C_{12} - C_{56})} \sum_{i=1}^6 F_i (h_k - h_{pi})$$

U našem slučaju imamo simetričan mehanički sistem u odnosu na srednje postolje, tj.: $a=b$ i $C_{12}=c_{56}$, pa slijedi:

$$\Delta Q_{12} = -\frac{1}{2a} \sum_{i=1}^6 F_i (h_k - h_{pi})$$

$$\Delta Q_{34} = 0$$

$$\Delta Q_{56} = \frac{1}{2a} \sum_{i=1}^6 F_i (h_k - h_{pi})$$

Dodatna opterećenja i rasterećenja pojedinih osovina iznose:

$$\Delta Q_1 = -\frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2) + \frac{1}{2} \Delta Q_{12}$$

$$\Delta Q_2 = \frac{h_{p12}}{l_{p12}} (F_1 + F_2) + \frac{1}{2} \Delta Q_{12}$$

$$h = \left(\sqrt{R^2 - \left(\frac{a-b}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \left(\frac{a+b}{2}\right)^2} \right) \times 1000 \quad [mm]$$

u kojem je R radijus vertikalne zakrivljenosti grbine, odnosno udoline.

Dodatno opterećenje, odnosno rasterećenje pojedinih postolja zbog grbine iznosi:

$$\Delta Q_{g12} = -A b h$$

$$\Delta Q_{g34} = A (a+b) h$$

$$\Delta Q_3 = -\frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4) + \frac{1}{2} \Delta Q_{34}$$

$$\Delta Q_4 = \frac{h_{p34}}{l_{p34}} (F_3 + F_4) + \frac{1}{2} \Delta Q_{34}$$

$$\Delta Q_5 = -\frac{h_{p56}}{l_{p56}} (F_5 + F_6) + \frac{1}{2} \Delta Q_{56}$$

$$\Delta Q_6 = \frac{h_{p56}}{l_{p56}} (F_5 + F_6) + \frac{1}{2} \Delta Q_{56}$$

BoBoBo mehanički sistem je osjetljiv na vertikalnu zakrivljenost pruge. U slučaju grbine opruge srednjeg postolja će se dodatno sabiti a krajnjih rasterećiti, a u slučaju udoline bit će obrnuto.

Visina grbine, odnosno udoline na dijelu srednjeg postolja iznosi:

U našem slučaju je srednje postolje u sredini a krutost opruga prvog i trećeg postolja je identična, tj. $a=b$ i $c_{12}=c_{56}$ pa gornji izlazi poprimaju jednostavniji oblik i za slučaj grbine imamo:

$$\Delta Q_{g12} = F_{g56} = -\frac{C_{12} C_{34} h}{2 C_{12} + C_{34}}$$

$$\Delta Q_{g34} = \frac{2 C_{12} C_{34} h}{2 C_{12} + C_{34}}$$

a za slučaj udoline samo se mijenjaju predznaci u izrazima.

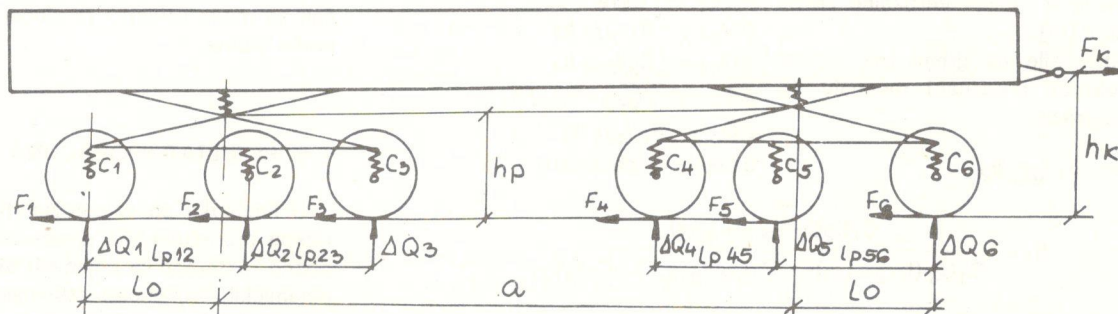
Dodatna opterećenja, odnosno rasterećenja na postoljima zbog grbine ili udoline sumiraju se sa dodatnim opterećenjima, odnosno rasterećenjima zbog vučnih sila.

Rezultati računa dati su na kraju.

4. CoCo LOKOMOTIVE

Na slici 3 je prikazan opći model jedne Coco lokomotive.

Strane A i B su u mehaničkom pogledu potpuno simetrične i nema razloga da to tako ne bude, tako da je $l_{p12} = l_{p56}$ i $l_{p34} = l_{p56}$. Oslonci sanduka se ne poklapaju sa osima srednjih kolskih slogova, što znači da ako su $l_{p12} \neq l_{p23}$ i $l_{p34} \neq l_{p56}$, vertikalne sile se ne mogu podjednako rasporediti na sva tri kolska sloga.



Slika 3 - Skica opšteg modela CoCo lokomotive

Statički osovinski pritisci su jednaki jer su mase na postolju pomaknute na drugu stranu, tako da se to jedno sa drugim kompenzira.

I ovdje imamo statički neodređen sistem, ali dok smo kod BoBoBo imali u odnosu na sanduk, ovdje imamo u odnosu na okvir okretnog postolja, tako da se u sistemu jednadžbi javljaju kru-

tosti primarnih ovještenja pojedinih osovina, $c_1, c_2 \dots c_6$. Rasterećenje, odnosno dodatno opterećenje pojedinih osovina zbog sila na kuki i sila na postolju iznosi:

$$\Delta Q_1 = -\frac{C_1 C_3}{D_1} \left(1 + \frac{l_{23}}{l_{12}}\right) \frac{h_k - h_p}{a} \sum F_{1-6} - \frac{C_1}{D_1} \left(\frac{C_2 + C_3}{l_{p23}} + \frac{C_3}{l_{p12}}\right) \left[h_p \sum F_{1-3} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_{0i} - l_{p12}) \sum F_{1-6}\right]$$

$$\Delta Q_2 = -\frac{C_2}{D_1} \left(C_1 \frac{l_{p12}}{l_{p23}} + C_3 \frac{l_{p23}}{l_{p12}}\right) \frac{h_k - h_d}{a} \sum F_{1-6} + \frac{C_2}{D_1} \left(\frac{C_1}{l_{p23}} - \frac{C_3}{l_{p12}}\right) \left[h_p \sum F_{1-3} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_0 - l_{12}) \sum F_{1-6}\right]$$

$$\Delta Q_3 = -\frac{C_1 C_3}{D_1} \left(1 + \frac{l_{12}}{l_{23}}\right) \frac{h_k - h_p}{a} \Sigma F_{1-6} + \frac{C_3}{D_1} \left(\frac{C_1 + C_2}{l_{p12}} + \frac{C_1}{l_{p23}}\right) [h_p \Sigma F_{1-3} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_0 - l_{12}) \Sigma F_{1-6}]$$

$$\Delta Q_4 = -\frac{C_4 C_6}{D_2} \left(1 + \frac{l_{p56}}{l_{p45}}\right) \frac{h_k - h_p}{a} \Sigma F_{1-6} - \frac{C_4}{D_2} \left(\frac{C_5 + C_6}{l_{p56}} + \frac{C_6}{l_{p45}}\right) [h_p \Sigma F_{4-6} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_0 - l_{p56}) \Sigma F_{1-6}]$$

$$\Delta Q_5 = \frac{C_5}{D_2} \left(C_4 \frac{l_{p45}}{l_{p56}} + C_6 \frac{l_{p56}}{l_{p45}}\right) \frac{h_k - h_p}{a} \Sigma F_{1-6} - \frac{C_5}{D_2} \left(\frac{C_4}{l_{p56}} - \frac{C_6}{l_{p45}}\right) [h_p \Sigma F_{4-6} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_0 \cdot l_{p56}) \Sigma F_{1-6}]$$

$$\Delta Q_6 = \frac{C_4 C_6}{D_2} \left(1 + \frac{l_{p45}}{l_{p56}}\right) \frac{h_k - h_p}{a} \Sigma F_{1-6} - \frac{C_6}{D_2} \left(\frac{C_4 + C_5}{l_{p45}} + \frac{C_4}{l_{p56}}\right) [h_p \Sigma F_{4-6} - \frac{h_k - h_p}{a} (l_0 \cdot l_{p56}) \Sigma F_{1-6}]$$

u ovim izrazima je:

$$D_1 = 2 C_1 C_3 + C_1 (C_2 + C_3) \frac{l_{p12}}{l_{p23}} + C_3 (C_1 + C_2) \frac{l_{p23}}{l_{p12}}$$

$$D_2 = 2 C_4 C_6 + C_4 (C_5 + C_6) \frac{l_{p45}}{l_{p56}} + C_6 (C_4 + C_5) \frac{l_{p56}}{l_{p45}}$$

Ovdje također srećemo utjecaj vertikalne zakrivljenosti pruge na raspored sila, jer se postolja preko primarnih ovješena oslanjaju na tri točke. Visina grbine ili dubina udoline na dijelu 5 osovine iznosi:

$$h_2 = \left[\sqrt{R^2 - \left(\frac{l_{p12} - l_{p23}}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \left(\frac{l_{p12} + l_{p23}}{2}\right)^2} \right] \times 1000 \text{ [mm]}$$

a na dijelu 5 osovine:

$$h_5 = \left[\sqrt{R^2 - \left(\frac{l_{p45} - l_{p56}}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \left(\frac{l_{p45} + l_{p56}}{2}\right)^2} \right] \times 1000 \text{ [mm]}$$

u kojem je R radijus vertikalne zakrivljenosti u [m].

Dodatne sile na grbini (na udolini imaju obrnuti predznak) računaju se pomoću izraza:

$$\Delta Q_{g1} = -B_1 l_{p23} h_2$$

$$\Delta Q_{g2} = B_1 (l_{p12} + l_{p23}) h_2$$

$$\Delta Q_{g3} = -B_1 l_{p12} h_2$$

$$\Delta Q_{g4} = -B_2 l_{p56} h_4$$

$$\Delta Q_5 = B_2 (l_{p45} + l_{p56}) h_4$$

$$\Delta Q_6 = -B_2 l_{p45} h_4$$

u kojem su parametri:

$$B_1 = \frac{C_1 C_2 C_3 (l_{p12} + l_{p23})}{C_1 C_3 (l_{p12} + l_{p23})^2 + C_1 C_2 l_{p12} + C_2 C_3 l_{p23}^2}$$

$$B_2 = \frac{C_4 C_5 C_6 (l_{p45} + l_{p56})}{C_4 C_6 (l_{p45} + l_{p56})^2 + C_4 C_5 l_{p45}^2 + C_5 C_6 l_{p56}^2}$$

Rezultati proračuna dati su na kraju.

5. ANALIZA REZULTATA NUMERIČKOG PRORAČUNA

Rezultati numeričkog proračuna dati su u obliku tabela na kraju. Radi lakšeg sagledavanja svojstava pojedinih mehaničkih sistema, iz ovih rezultata izdvojili smo samo maksimalne i minimalne vrijednosti osovinjskih pritisaka i iz-

računate vrijednosti koeficijenata iskorištenja adhezione težine i svrstali u donju tabelu.

U osnovnom referatu ove vrijednosti su prikazane i dijagramom.

Sa stanovišta povećanja osovinjskog pritiska nema značajnijih odstupanja, s tim što najveći pritisak imamo kod varijante f (mehanički sistem na bazi JŽ 661) i varijante c («Ansald»), pa su s tog stanovišta ovo najpovoljnije varijante, dok su ostale praktički ujednačene.

Sa stanovišta najmanjeg osovinjskog pritiska, i s tim u direktnoj vezi koeficijenta iskorištenja adhezione težine, imamo isti slučaj, tj. ove dvije varijante su najnepovoljnije. Najpovoljnija je zapravo varijanta 1 (JŽ 461), ali praktički je isto tako dobra i varijanta d (BoBoBo sa jednodjelnim sandukom). Isti zaključak se može izvesti i za slučaj vožnje preko grbine.

6. REZULTATI PRORAČUNA

U nastavku se daju rezultati numeričkog proračuna sila opterećenja, odnosno rasterećenja pojedinih osovina i dinamičkih vrijednosti osovinjskih pritisaka te koeficijenata adhezije kao rezultat djelovanja sila na kuki i sila u postoljima zbog utjecaja vertikalne zakrivljenosti pruge

Vuča na ravnoj pruzi:

Varijanta	a	b	c	d	e	f
Q _{max}	225	223	231	225	223	232
Q _{min}	1750	172	163	177	179	171
Kad _{min}	0.868	0.855	0.816	0.88	0.89	0.84

Vuča preko grbine vertikalnog radijusa 1000 m:

Varijanta	a	b	c	d	e	f
Q _{max}	225	223	231	225	220	231
Q _{min}	175	172	163	174	176	170
Kad _{min}	0.868	0.855	0.816	0.86	0.88	0.84

a) BoboBo sa asimetričnim zglobovima

Ulazni podaci:

$a = 6.3 \text{ m}$, $l = 3.31 \text{ m}$, $d = 5.25 \text{ m}$, $h_z = 1.15 \text{ m}$
 $h_k = 1.05 \text{ m}$, $h_p(12) = h_p(34) = h_p(56) = 0.30 \text{ m}$
 $1p(12) = 1p(34) = 1p(56) = 2.7 \text{ m}$
 $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$
 $F_k = 362.0 \text{ kN}$
 $F(1) = F(2) = -F(6) = 60.33 \text{ kN}$

Vuča u smjeru A

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-26.36	0.42	-6.76	20.03	-7.06	19.73
Q (kN)	174.7	201.5	194.3	221.1	194.0	220.8
Kad	0.868					

Vuča u smjeru B

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	24.25	-2.53	7.42	-19.36	8.51	-18.16
Q (kN)	225.4	198.6	208.5	187.1	209.6	182.9
Kad						0.909

b) BoboBo sa simetričnim zglobovima RK

Ulazni podaci:

$a = b = d = 6.3 \text{ m}$, $l = 0$, $h_z = 1.28 \text{ m}$, $h_k = 1.05 \text{ m}$
 $1p(12) = 1p(56) = 2.7 \text{ m}$, $1p(34) = 7.2 \text{ m}$
 $h_p(12) = h_p(56) = 0.3 \text{ m}$, $h_p(34) = 0.625 \text{ m}$
 $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$
 $F_k = 362.0 \text{ kN}$
 $F_1 = F_2 = -F_6 = 60.33 \text{ kN}$

Vuča u smjeru A

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-29.08	-2.29	-0.48	26.30	-10.62	16.17
Q (kN)	172.0	198.8	200.6	227.4	190.5	217.3
Kad	0.855					

Vuča u smjeru B

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	22.44	-4.34	23.95	-23.23	3.98	-22.80
Q (kN)	223.5	196.8	225.0	177.9	205.1	178.3
Kad						0.885

c) BoboBo sa simetričnim zglobovima »Ansaldo«

Ulazni podaci:

$a = b = 5.75 \text{ m}$, $l = 0$, $h_z = 1.28 \text{ m}$, $h_k = 1.05 \text{ m}$
 $1p(12) = 1p(34) = 1p(56) = 3.2 \text{ m}$, $h_p(12) = h_p(34) = h_p(56) = 0.625 \text{ m}$
 $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$
 $F_k = 362.0 \text{ kN}$ (pretpostavljeno radi istih uvjeta sa ostalim verzijama)
 $F_1 = F_2 = -F_6 = 60.33 \text{ kN}$

Vuča u smjeru A

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-37.34	9.83	-10.2	36.98	-23.20	23.93
Q (kN)	163.8	210.9	190.9	238.1	177.9	225.0
Kad	0.816					

Vuča u smjeru B

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	30.10	-17.07	23.95	-23.22	16.71	-30.47
Q (kN)	231.2	184.0	225.0	177.9	217.8	170.6
Kad						0.848

d) BoBoBo sa jednodjelnim sandukom

Ulazni podaci:

$a = b = 5.6 \text{ m}$, $h_k = 1.05 \text{ m}$
 $1p(12) = 1p(56) = 2.7 \text{ m}$, $1p(34) = 3.2 \text{ m}$, $hp(12) = hp(56) = 0.30$
 $hp(34) = 0.47 \text{ m}$, $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$, $C(12) = C(56) = 1343 \text{ kN/mm}$
 $C(34) = 1070 \text{ kN/mm}$
 $F_k = 362 \text{ kN}$
 $F(1) = F(2) = F(6) = 60.33 \text{ kN}$

Vuča na ravnoj pruzi

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-24.223	2.590	-17.720	17.720	-2.590	24.223
Q (kN)	176.88	203.69	183.38	218.82	198.5	225.32
Kad	0.88					

Vuča na grbini vertikalnog radijusa $R = 1000 \text{ m}$

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-27.441	-0.628	-11.285	24.155	-5.808	21.005
Q (kN)	173.66	200.47	189.81	225.25	195.29	221.10
Kad	0.8635					

Vuča na udolini vertikalnog radijusa $R = 1000 \text{ m}$

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-21.005	5.808	-24.155	-11.285	0.628	27.441
Q (kN)	180.10	206.91	176.94	212.38	201.73	228.54
Kad			0.88			

e) CoCo lokomotive na bazi JŽ 461

Ulazni podaci:

$a = 10.45 \text{ m}$, $h_k = 1.05$, $hp = 0.312$
 $1p(12) = 1p(56) = 2.25 \text{ m}$, $1p(23) = 1p(45) = 2.1 \text{ m}$, $10 = 2.175 \text{ m}$
 $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$, $C(1) = C(3) = C(4) = C(6) = 4.4 \text{ kN/mm}$
 $C(2) = C(5) = 3.5 \text{ kN/mm}$, $F(1) = F(2) = F(6) = 60.33 \text{ kN}$

Vuča na ravnoj pruzi

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-21.962	-7.181	3.430	-3.430	7.181	21.962
Q (kN)	179.14	193.92	204.53	197.67	208.28	223.06
Kod	0.89					

Vuča na grbini radijusa 1000 m

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-24.817	-1.267	0.371	-6.489	13.095	19.107
Q (kN)	176.28	199.83	201.47	194.61	214.95	220.21
Kad	0.876					

f) CoCo lokomotiva na bazi lok. JŽ 661

Ulazni podaci:

$a = 9.77$, $h_k = 1.05 \text{ m}$, $hp = 0.51 \text{ m}$
 $1p(12) = 1p(56) = 1.689 \text{ m}$, $1p(23) = 1p(45) = 2.019 \text{ m}$, $10 = 1.854 \text{ m}$
 $Q_0 = 201.1 \text{ kN}$, $C(1) = C(2) = C(3) = C(4) = C(5) = C(6) = 2.443 \text{ kN/mm}$
 $F(1) = F(2) = F(6) = 60.33 \text{ kN}$

Vuča na ravnoj pruzi

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-30.474	-15.318	18.617	-18.617	15.318	30.474
Q (kN)	170.63	185.78	219.72	182.48	216.42	231.57
Kad	0.84					

Vuča na grbini vert. radijusa 1000 m

Broj osovine	1	2	3	4	5	6
dQ (kN)	-31.982	-12.549	17.356	-20.125	18.087	29.213
Q (kN)	169.12	188.55	218.46	180.98	219.19	230.31
Kad	0.84					

(Adresa: Radovan Đonlić, dipl. inž., »Rade Končar« Zagreb)

Izbor koncepta okretnih postolja BoBoBo lokomotive sa jednodjelnim sandukom

UDK 625.282:621.335.2 -833.6:65.011.8.001.5

Zoran KOMUNJER, dipl. inž. stroj.

Uvod

U novije vrijeme kod velikog broja evropskih proizvođača električnih lokomotiva zapaža se tendencija gradnje 6-osovinskih lokomotiva osnovne formule BoBoBo. Kao primjer mogu se navesti SLM, koji u neku ruku predstavlja pionira u toj tendenciji, zatim ALSTHOM, ANSALDO, NEVZ, ŠKODA, ASEA i drugi.

Zahvaljujući dosad realizovanoj, a pogotovo planiranoj elektrifikaciji znatnog broja pruga koje prolaze kroz brdske predjele Jugoslavije takva tendencija razvoja električnih lokomotiva postaje interesantna i za domaće proizvođače.

Tako se u »Rade Končaru« počelo razmišljati o razvoju takve lokomotive. U ovom radu bit će tretiran problem

mehaničkog dijela lokomotive, i to isključivo problem trčućeg stroja.

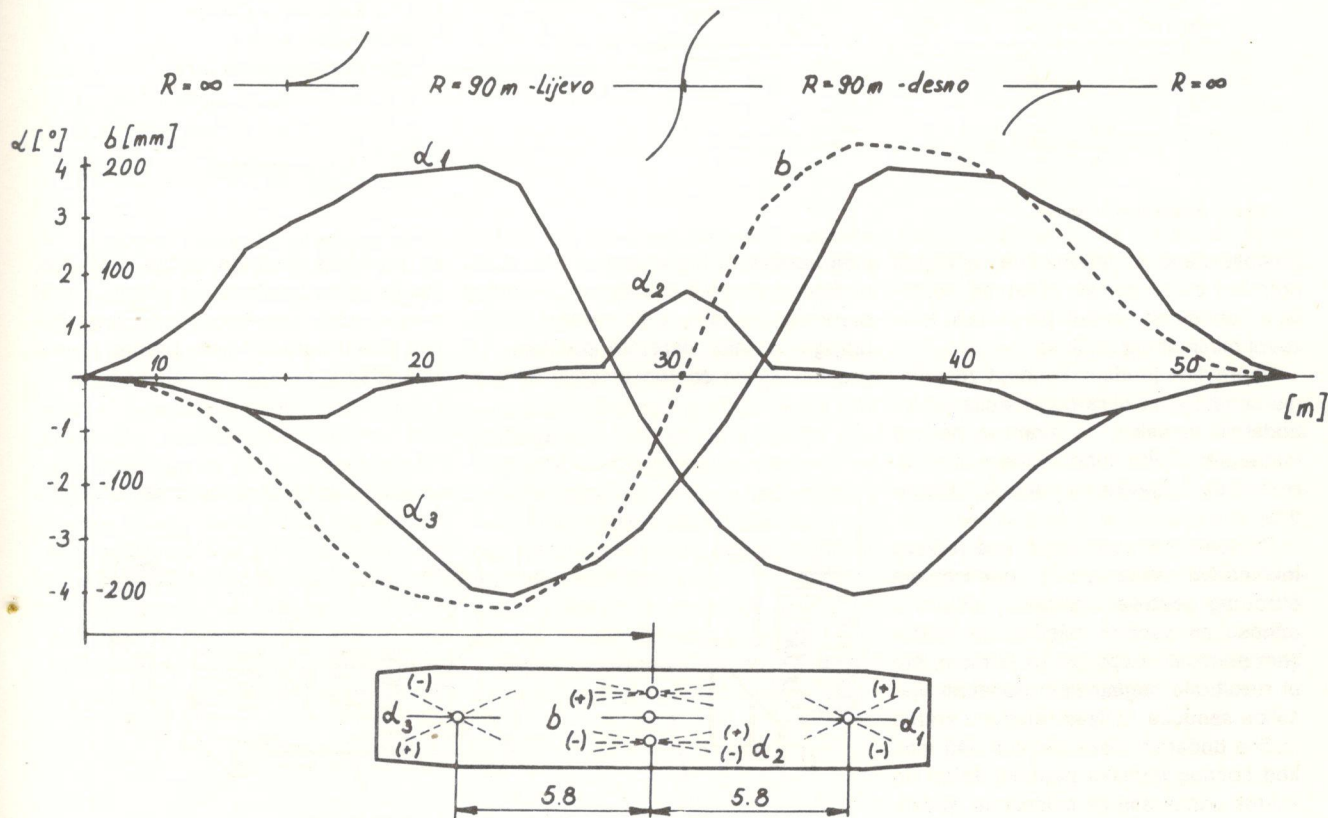
Koncept krajnjih i srednjeg okretnog postolja BoBoBo lokomotive

Radeći na mehaničkoj koncepciji BoBoBo lokomotive prva dilema bila je izvedba sanduka kao dvodjelne zglobove konstrukcije ili izvedba sanduka kao monolitne konstrukcije. Obavljene su teoretske analize obje varijante i prednost je dana jednodjelnoj konstrukciji sanduka.

Odabравši jednodjelnu izvedbu sanduka prišlo se izvedbi koncepta okretnih postolja. Kao polazište u svim razmišljanjima o konceptu okretnih postolja BoBoBo lokomotive išlo se od stanovišta da se konstrukcija okretnih po-

stolja BoBoBo lokomotive što je moguće manje razlikuje od postojeće konstrukcije okretnih postolja lokomotive JŽ 441, tako da se ostvari u što većoj mogućoj mjeri unifikacija sklopova i dijelova.

Odabrano je da na krajnjim okretnim postoljima sistem veza okretno postolje-sanduk bude identičan kao na lokomotivi JŽ 441, tj. da okretno postolje u odnosu na sanduk ima mogućnost zakretanja i vertikalnog pomaka, dok su uzdužni i bočni pomak onemogućeni. Sa takvom pretpostavkom obavila se analiza kuteva zakreta i bočnih pomaka za sva tri okretna postolja BoBoBo lokomotiva kod prolaza kroz S zavoj radijusa 90 m, pri tom je korištena Vogelova grafička metoda. Rezultati analize su prikazani na dijagramu slike 1.



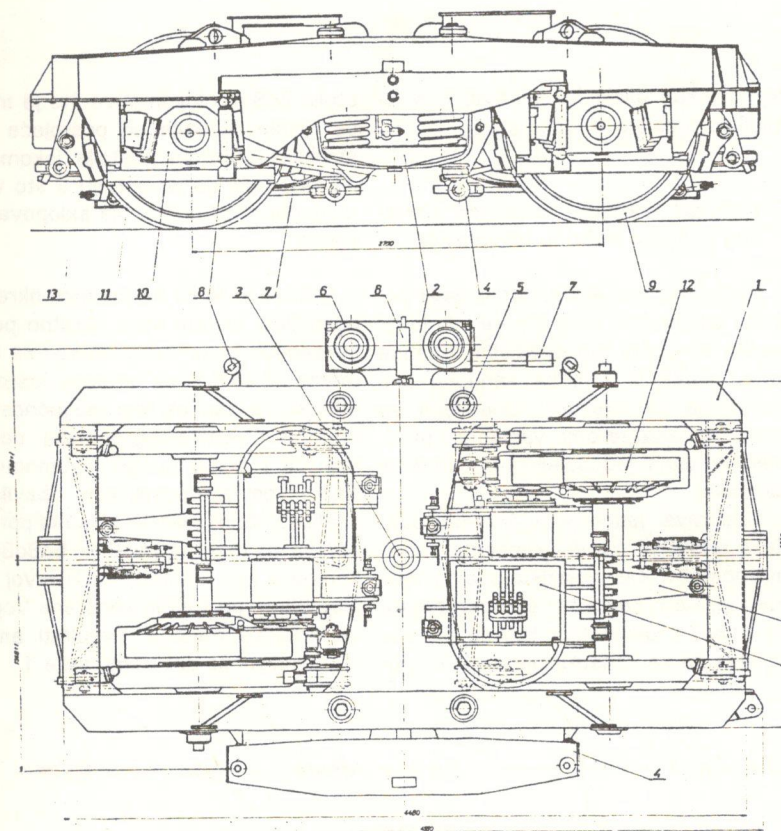
Slika 1 - Dijagram kuteva zakreta i bočnih pomaka okretnih postolja

Zbog većih kuteva zakreta krajnjih okretnih postolja BoBoBo lokomotive (veća baza fiksnih okretnih svornjaka) nego kod okretnih postolja lokomotive JŽ 441, primjena nepromjenjenih postolja JŽ 441 ne bi bila moguća jer su postolja preduga, tako da je izvršena re-

konstrukcija okvira postolja, okvir je skraćen za cca 300 mm a baza postolja je ostala ista, 2700 mm. Na taj način omogućen je veći horizontalni zakret okretnog postolja, a postignuta je mogućnost da takvo okretno postolje bez ikakvih promjena može zamijeniti

okretna postolja na lokomotivama JŽ 441 i JŽ 442. Krajnje okretno postolje je vidljivo na slici 2.

Pri odabiranju koncepta srednjeg okretnog postolja ideja vodilja je bila da ono bude identično krajnjim okretnim postoljima, ali da se u vezi okretno



1. Okvir okretnog postolja
2. Kolijevka
3. Centralni svornjak
4. Jaram
5. Vješalica
6. Sklop opruga
7. Vučna motka
8. Hidraulični amortizer
9. Kolski slog
10. Ležajni sklop
11. Primarno ogibljenje
12. Reduktor
13. Kočiono polužje
14. Vučni motor
15. Ovješanje motora



Slika 2 – Krajnje okretno postolje

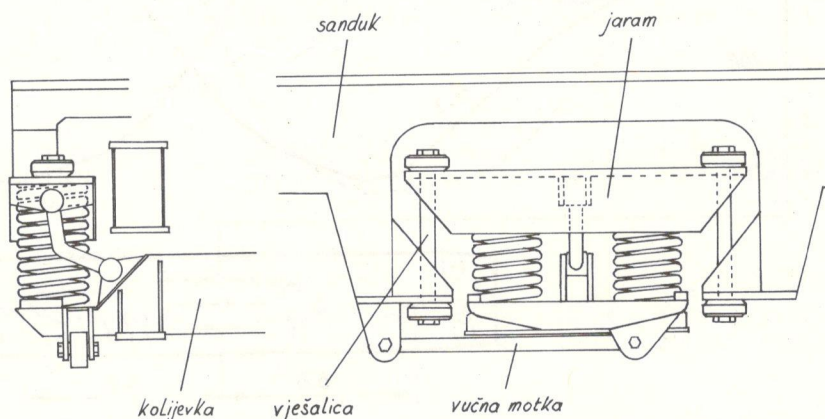
postolje-sanduk lokomotive omogućiti potrebni bočni pomak okretnog postolja u odnosu na sanduk pri prolazu kroz zavoj minimalnog radijusa.

Napravljen je idejni koncept zavješanja sanduka na okretno postolje preko dodatnih vješalica na jaram, a prenos vučne sile preko duge vučne motke direktno sa kolijevke na sanduk lokomotive.

Pri tom konceptu bi se kod prolaza lokomotive kroz zavoj pomicanjem okretnog postolja u bočnom smjeru u odnosu na sanduk zajedno sa postoljem pomicala i opruge sa jaramom, što bi rezultiralo naginjanjem dodatnih vješalica sanduka. Uslijed relativno kratke dužine dodatnih vješalica, cca 640 mm, kod bočnog pomaka postolja dolazi do znatne bočne sile na osloncima vješalica koja se opire pomaku okretnog postolja. Osim bočne komponente, dolazi

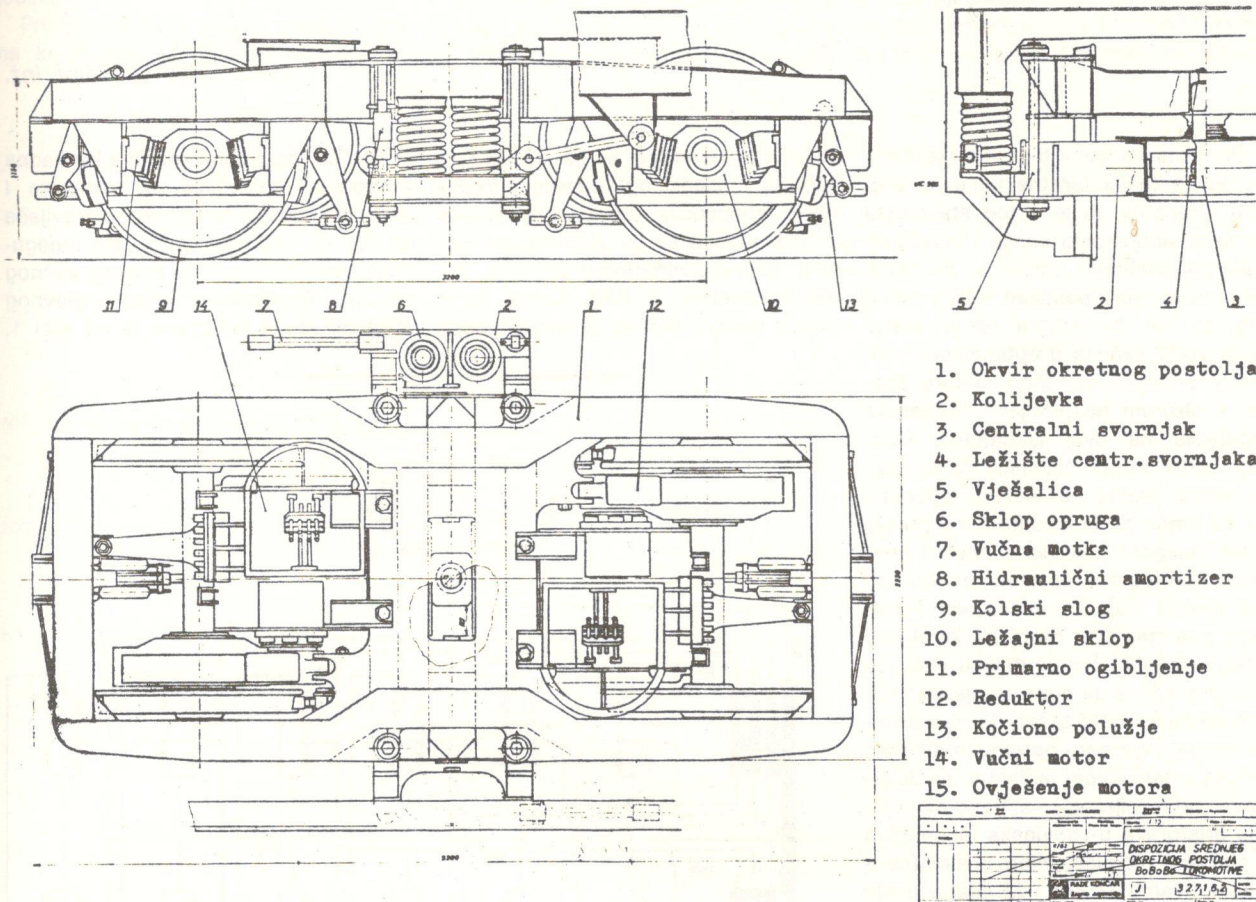
i do vertikalne komponente sile, tj. do dodatnog opterećenja opruga srednjeg okretnog postolja, a do rasterećivanja opruga krajnjih okretnih postolja. Taj problem bi se znatno umanjio kada bi

se produžile dodatne bočne vješalice, čija je visina limitirana na gornjoj strani mogućnošću smještaja jarma, a na donjoj strani ograničenjem profila, prema UIC 505.



Slika 3 – Koncept sa bočno pomičnim jarmovima

Veliki nedostatak takvog rješenja je i toga razrađena je druga koncepcija srednjeg okretnog postolja, kod kojeg je princip bočnog pomaka okretnog postolja ostvaren tako da elementi bočnog ogibljenja imaju ograničeni bočni pomak u odnosu na sanduk od 30 mm (uveden radi bolje dinamike vozila na ravnoj pruzi), a preostali dio bočnog pomaka realizira se klizanjem centralnog svornjaka unutar kolijevke, slika 4.



Slika 4 - Srednje okretno postolje

Pri takvoj koncepciji srednjeg okretnog postolja se morala znatnije promijeniti osnovna konstrukcija okretnog postolja lokomotive JŽ 441.

Predviđena je konstrukcija novog okvira okretnog postolja kod kojeg je osovinski razmak povećan na 3200 mm iz razloga da se okvir na srednjem dijelu može suziti kako bi se dobio potreban prostor za smještaj opruga bočnog ogibljenja kod prolaza lokomotive kroz zavoj. Također je predviđena i druga koncepcija uležištenja centralnog svornjaka u kolijevci, dok je kod lokomotive JŽ 441 centralni svornjak u kolijevci uležišten nepokretno u gumenoj

čahuri kod srednjeg okretnog postolja. Centralni svornjak je uležišten pomoću zgloba sa klizačem, koji omogućuje pet stupnjeva slobode kretanja (sprječena je jedino translacija u uzdužnom smjeru radi prenosa vučne sile). Pošto u ovoj koncepciji okretnog postolja nema više jarma, vučna sila se sa kolijevke prenosi preko vučne motke direktno na sanduk lokomotive. Zbog jednoličnijeg rasporeda osovinskih pritiska pri prelasku lokomotive preko grbine, odnosno udoline predviđena krutost opruga bočnog ogibljenja je cca 30% manja od opruga krajnjih okretnih postolja.

Ostali dijelovi opreme srednjeg okretnog postolja identični su sa okret-

nim postoljima JŽ 441, tako da je postignuta unifikacija dijelova i opreme.

Zaključak

Prikazan koncept okretnih postolja električne BoBoBo lokomotive bazira se na principima i rješenjima koja se danas primjenjuju u svijetu i koja su iskušana u praksi, a najveća prednost prikazanog koncepta leži u relativno malom broju promjena postojeće konstrukcije okretnih postolja električnih lokomotiva JŽ 441 i u potpunoj unifikaciji opreme sa dosadašnjim električnim lokomotivama tipa JŽ 441 i JŽ 442.

Izbor glavne električne opreme, snage i karakteristika za odabranu varijantu 6-osovinske lokomotive

UDK 625.282.621.335.2-833.6:65.011.8.001.5.

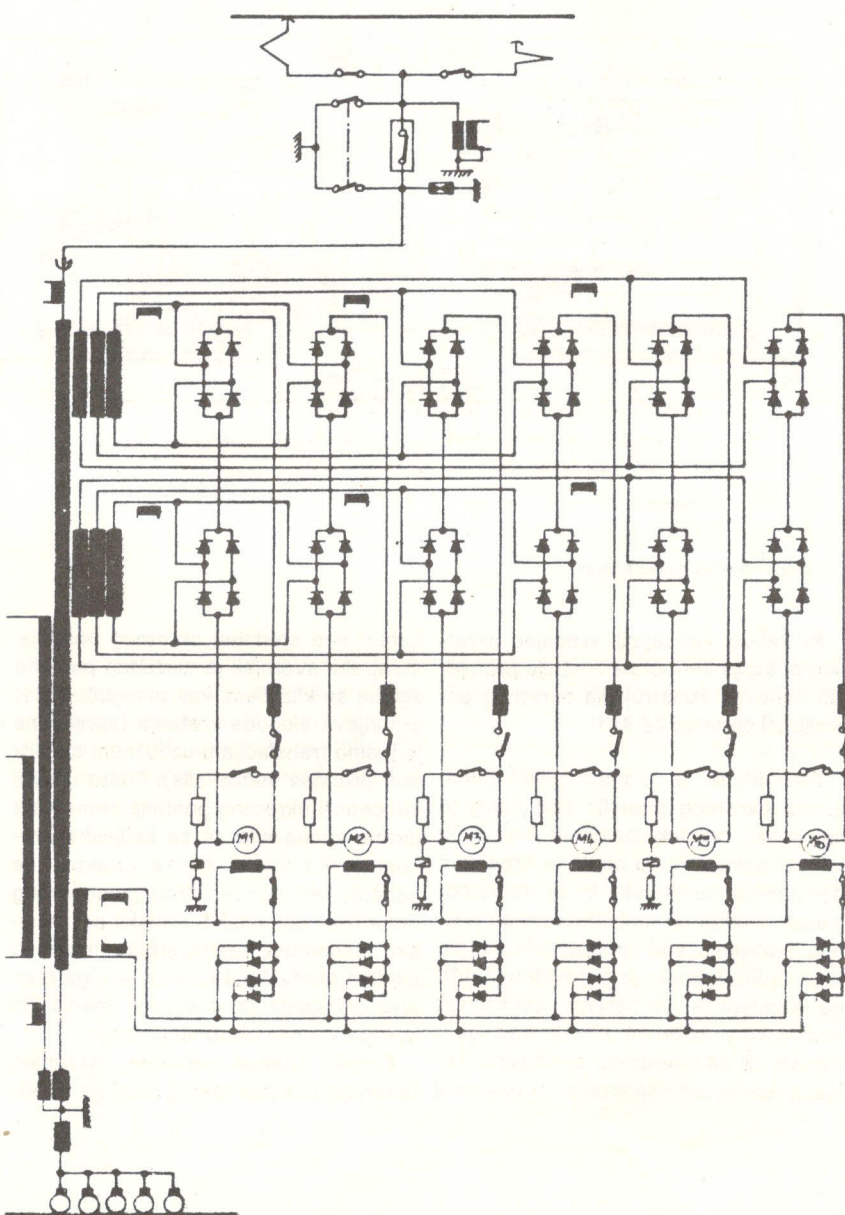
Jusuf CRNALIĆ, dipl. inž.

Osnovna namjena 6-osovinske lokomotive je teška teretna vuča na brdskim prugama, te je s tog stanovišta izvršeno optimiranje snage i karakteristika za odabranu varijantu. Pri tome lokomotiva mora postizati velike vučne sile, ali se kod izbora njene snage mora voditi računa o optimalnom korištenju energije, odnosno faktoru snage, s obzirom na primjenu tiristorske regulacije na ovoj lokomotivi. Uzeli smo ovdje u obzir činjenicu da su realne vozne brzine na teškim usponima 50-60 km/h, pa bi lokomotiva s prevelikom snagom bila neracionalno korištena, uz dodatno opterećenje kontaktne mreže jalovom energijom. Pored toga, nastojali smo da njena karakteristika zadovolji i brzu putničku vuču, te smo postigli da se puna snaga lokomotive može koristiti skoro do maksimalne brzine. Pri izboru opreme vodili smo računa o tehničkom jedinstvu na Jugoslavenskim željeznicama, pa je monofazna tiristorska 6-osovinska lokomotiva u najvećoj mogućoj mjeri unificirana s lokomotivama JŽ 441 i JŽ 442, a ovdje smo joj uvjetno dali oznaku serije JŽ 462.

U ovom materijalu u kratkim crtama prikazana je i dvosistemska 6-osovinska lokomotiva, s kojom »R. Končar« učešćuje na licitaciji 20 do 40 lokomotiva za ŽG Ljubljana i ŽTP Zagreb. Koncipirana je na istom mehaničkom rješenju kao i monofazna, a optimiranje snage i karakteristika izvršeno je prema tehničkim uvjetima postavljenim od ŽG Ljubljana i ŽTP Zagreb. Pri izboru opreme također je u najvećoj mogućoj mjeri vođeno računa o tehničkom jedinstvu, posebno zbog činjenice da bi ta lokomotiva mogla voziti na svim elektrificiranim prugama u Jugoslaviji. Ovdje smo joj uvjetno dali oznaku serije JŽ 261.

storske lokomotive serije JŽ 442. Iz lja i svakoj su pridružena dva kaskadna BoBoBo mehaničkog rješenja prirodno slijedi koncepcija glavnog elektromotornog pogona sa tri dvomotorne jedinice. Svaka dvomotorna jedinica, kao kod lokomotive JŽ 442, sastoji se iz vučnih motora jednog okretnog posto-

iristorska ispravljača za armature i dva reverzibilna tiristorska ispravljača za uzbude vučnih motora, što omogućava zasebnu kontrolu svakog vučnog motora. Principijelna shema glavnog strujnog kruga prikazana je na slici 1.



Slika 1

1. Tiristorska 6-osovinska BoBoBo lokomotiva JŽ 462

Tiristorska 6-osovinska lokomotiva serije JŽ 462 koncipirana je na bazi tiri-

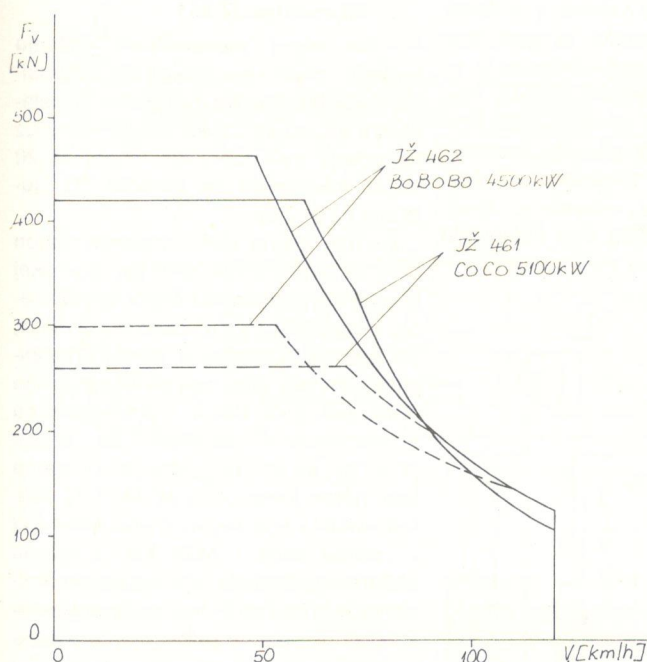
Ovakva koncepcija glavnog elektromotornog pogona omogućava i preslikavanje kompletnog sistema regulacije lokomotive JŽ 442, uz dodatne elemente za upravljanje trećom dvomotornom jedinicom.

Primjenom istih vučnih motora kao na lokomotivi JŽ 442, lokomotiva JŽ

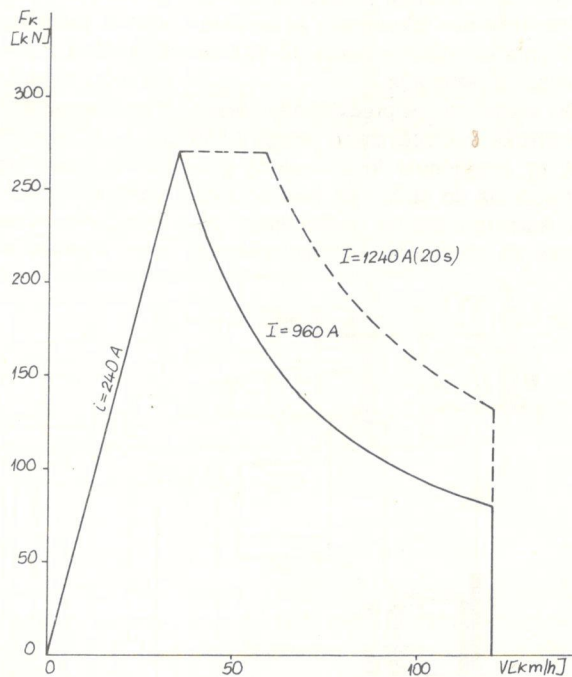
462 mogla bi imati trajnu snagu 6600 kW. Međutim, analizom pojedinih elemenata za izbor rješenja, predlažemo slijedeće:

– smanjenjem struje motora na 1200 A lokomotiva bi imala trajnu vučnu silu 300 kN, što je dovoljno za vuču vlaka od 800 t na korigiranom usponu od

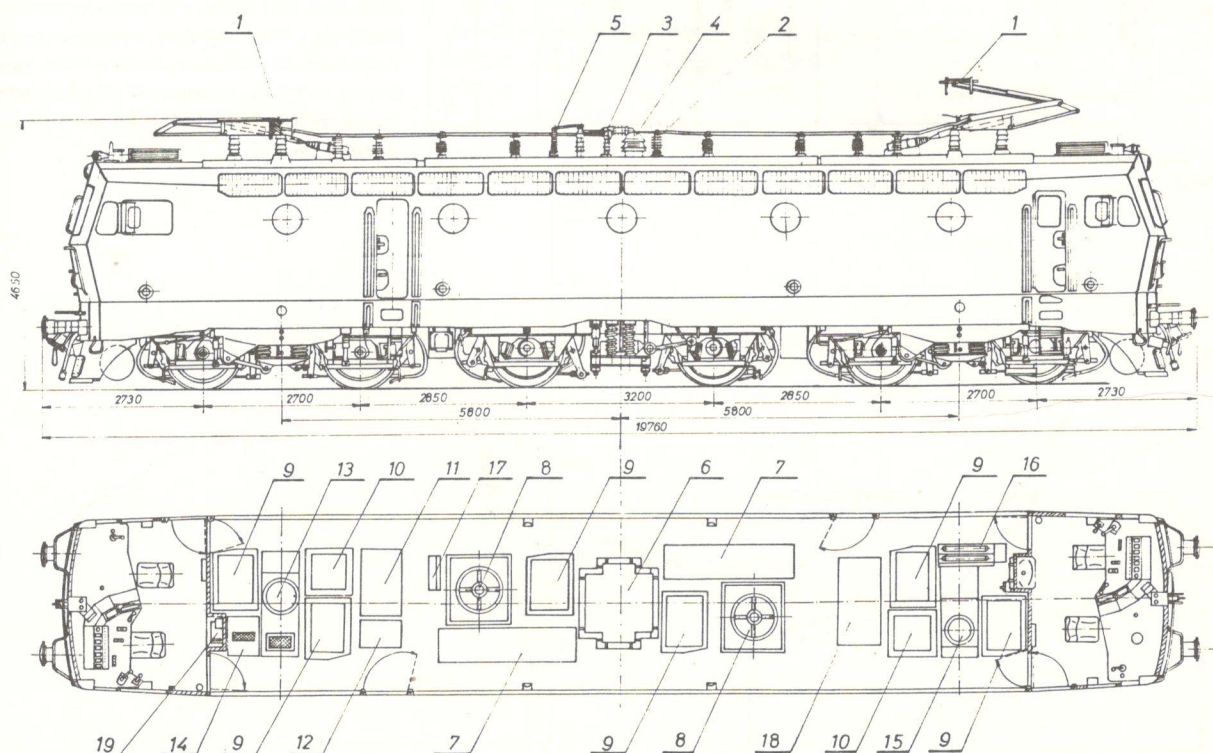
300‰, pri čemu bi se mogla znatno reducirati ventilacija, odnosno snaga pretvarača za pomoćni pogon, te ostvariti izvjesna ušteda energije, – s obzirom na faktor snage, bilo bi najpovoljnije da lokomotiva radi sa potpuno propaljenim tiristorima, odnosno u režimu slabljenja polja, što znači da bi traj-



Slika 2



Slika 3



Slika 4

na brzina trebala biti u okviru voznih brzina 50–60 km/h, odnosno trajna snaga 4500–5100 kW.

Vučne karakteristike lokomotive JŽ 462 sa trajnom snagom 4500 kW prikazane su u glavnom referatu, a snaga 5100 kW jednostavno se može realizirati povećanjem snage transformatora. Na slici 2 prikazana je usporedba karakteristika ove lokomotive sa karakteristikama lokomotive serije JŽ 461 rumunjske proizvodnje.

Na lokomotivi je predviđena elektro-otpornička kočnica trajne snage 2400 kW, uz mogućnost kratkotrajnog preopterećenja do 4000 kW, koja po svojim karakteristikama zadovoljava zahtjeve za električno kočenje vlakova,

koje će ova lokomotiva prema svojim vučnim sposobnostima vući na pojedinim prugama. Karakteristika električne kočnice prikazana je na slici 3. Predviđena je, također, i koordinacija električne i zračne kočnice lokomotive.

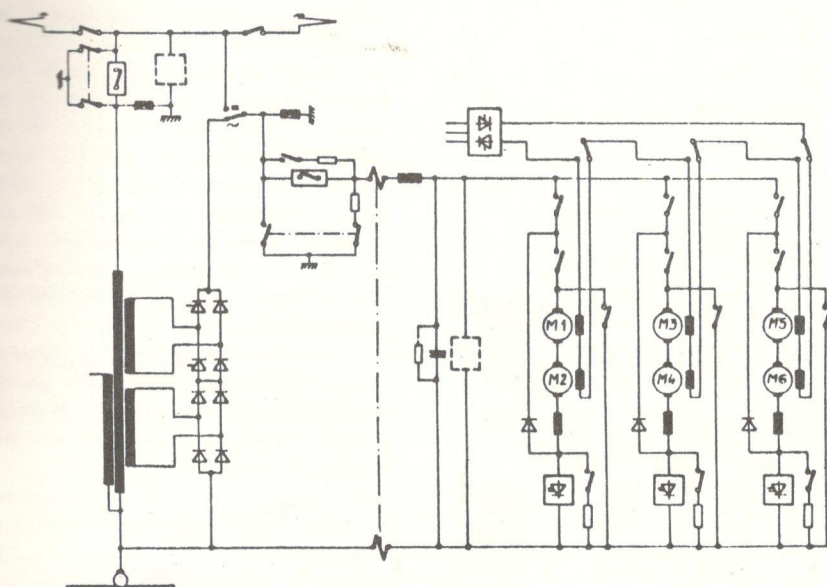
Pomoćni elektromotorni pogon čine trofazni asinhroni motori za pogon glavnog kompresora, ventilatora i pretvarača jednofaznog napona u trofazni. Električna i pneumatska oprema je u najvećoj mogućoj mjeri odabrana iz lokomotive JŽ 442, odnosno JŽ 441, tako da su upravljačnice sa dijelovima strojarnice iznad krajnjih postolja praktički identične onima na lokomotivi JŽ 442. Povećanje razmaka osovinu u srednjem postolju na 3200 mm omogućilo

je smještaj transformatora u sredinu lokomotive, što, uz simetričan razmještaj glavnih tiristorskih ispravljača i hladnjaka za ulje, čini ovo rješenje optimalnim s obzirom na raspored težina. Razmještaj opreme u lokomotivi JŽ 462 prikazan je na slici 4.

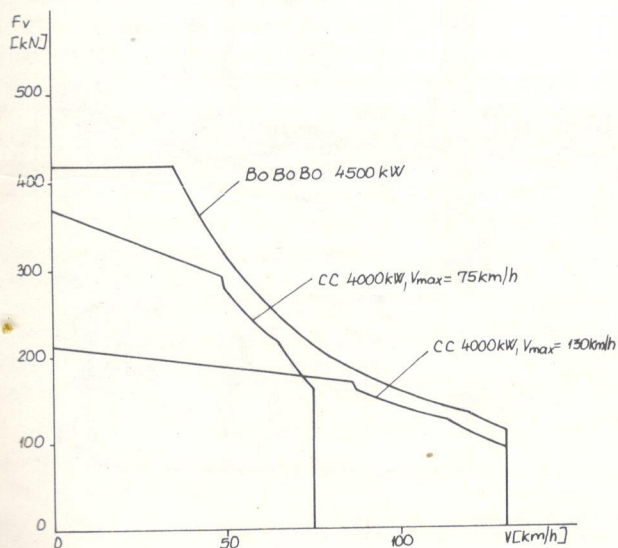
2. Dvosistemska 6-osovinska lokomotiva JŽ 261

Na istom mehaničkom rješenju BoBoBo može se realizirati i dvosistemska lokomotiva za napone napajanja 25 kV, 50 Hz i 3 kV istosmjerno, uz ispunjenje svih tehničkih uvjeta za 20 do 40 lokomotiva za licitaciju ŽG Ljubljana i ŽTP Zagreb.

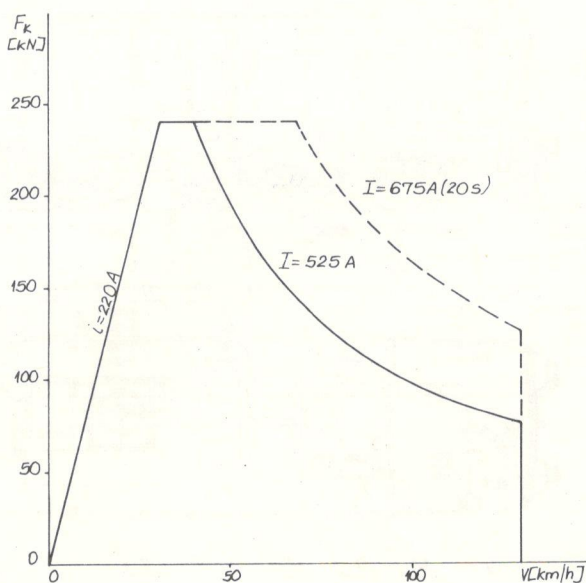
I ovdje glavni elektromotorni pogon čine tri dvomotorne jedinice, a svakoj je pridružen tiristorski čopor za napajanje iz mreže 3 kV, odnosno ispravljača, pri radu na izmjeničnoj mreži. Principijelna shema glavnog strujnog kruga prikazana je na slici 5. Vučni motori su s nezavisnom uzbudom, za napon 3000/2V, sa istim ugradbenim mjerama kao motori lokomotive JŽ 441 i JŽ 442. Lokomotiva ima trajnu snagu 4500 kW u režimu vuče i 2400 kW u režimu električnog kočenja, a maksimalna brzina joj je 130 km/h. Vučne karakteristike ove lokomotive prikazane su u glavnom referatu, a na slici 6 je usporedba sa karakteristikama dvosistemske lokomotive CC 4000 kW sa monomotornim postoljima i sa dva prenosna omjera reduktora, koju zajednički nude francuska firma »Alsthom« i »R. Končar«. Karakteristika električne kočnice prikazana je na slici 7.



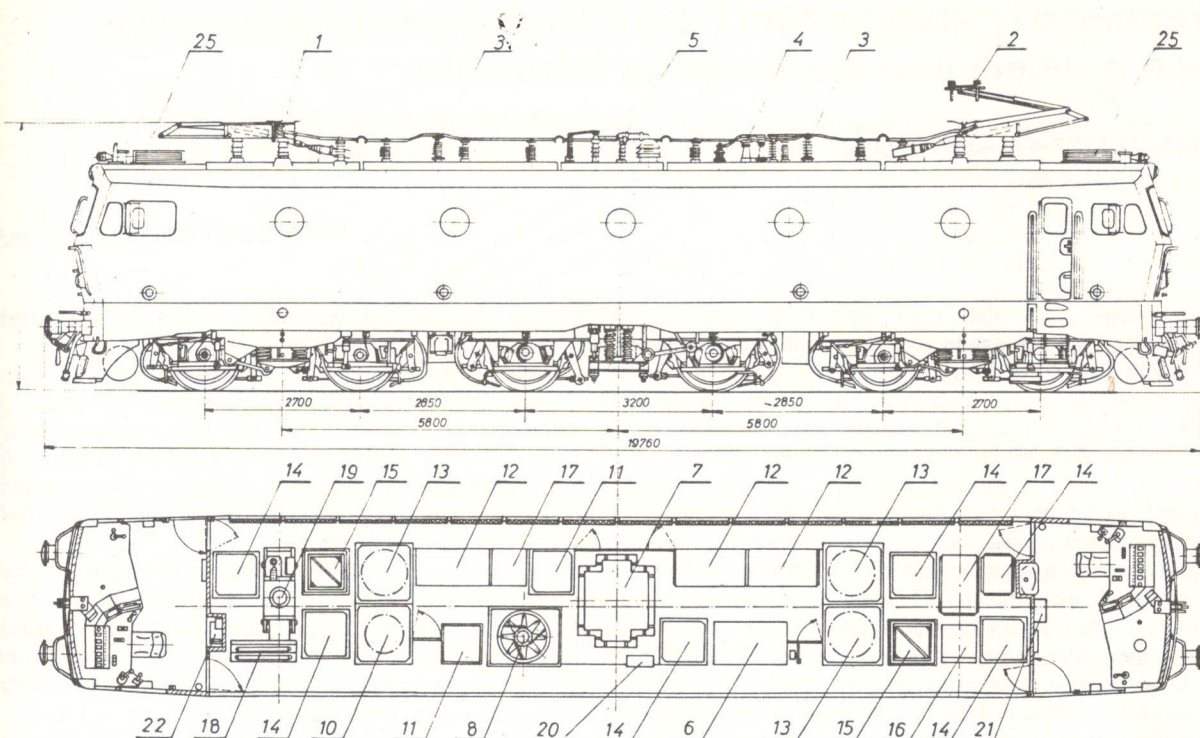
Slika 5



Slika 6



Slika 7



Slika 8

Pomoćni pogon čine trofazni asinhroni motori napajani iz tiristorskog pretvarača istosmjernog napona u trofazni.

Električna i pneumatska oprema je u najvećoj mogućoj mjeri unificirana sa opremom lokomotiva JŽ 441 i JŽ 442. Upravljačnice su praktički identične kao na lokomotivi JŽ 442, dok je oprema razmješтана u strojarnici na sličan

način kao kod lokomotive JŽ 462. Razmještaj opreme dvosistemske lokomotive prikazan je na slici 8.

3. Zaključak

Na bazi provedene analize se može zaključiti da se predloženom BoBoBo konceptu 6-osovinske lokomotive

može realizirati snažna lokomotiva, koja će zadovoljiti potrebe Jugoslovenskih željeznica za vuču teretnih vlakova na najtežim brdskim prugama, a istovremeno i za vuču brzih i ekspresnih vlakova, sa velikim brzinama, na ravničarskim prugama.

(Adresa: Jusuf Crnalić, dipl. inž. »Rade Končar« Zagreb)

Sprezanje dva dizel-motora i dva hidrodinamička prenosnika snage u sistem prenosa snage na lokomotivi

UDK 625.282.335.2-833.6:65.011.8.001.5

Vladimir JOVANOVIĆ, dipl. inž.

Jugoslovenski proizvođači motora ne proizvode dizel-motore snage u dijapazonu od 200 do 550 kW. Slična je i situacija na domaćem tržištu i sa hidrodinamičkim prenosnicima snage, tako da domaći proizvođači lokomotiva nisu u mogućnosti da proizvedu dizel-hidrauličnu lokomotivu ove snage sa domaćim komponentama.

Za lakše manevre u manjim ranžirnim stanicama i na industrijskim kolosecima, kao i za vuču manjih vozova, ove lokomotive imaju sve performanse i ekonomska opravdanja za punu eksploataciju u ovakvim uslovima rada. Sadašnja ekonomska situacija zemlje diktira nove ekonomske momente i odnose u privre-

di, tj. usmerava privredu na domaće znanje i tehnologiju u proizvodnji. To je razlog što je »Sektor za razvoj i projektovanje »RO »MINTRANS« pristupio traženju rešenja za tip lokomotive ove snage.

Osnovni problem bio je kako rešiti pogonsku grupu lokomotive kada na domaćem tržištu nema ni dizel-motora ni hidrodinamičkog prenosnika te snage. Iz tih razloga pribeglo se jednom interesantnom kompromisnom rešenju, koje može da da odlične rezultate rada i značajne energetske uštede. U stvari, radi se o sprezanju dva dizel-motora i dva hidrodinamička prenosnika snage u jednu pogonsku grupu, ali postoji i moguć-

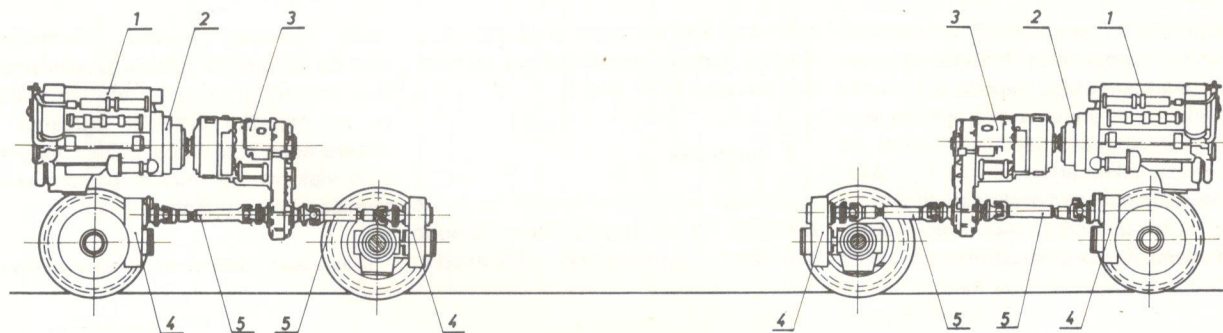
nost parcijalnog rada, kada nije potrebna puna snaga.

Na slici 1 prikazana je jedna od mogućih varijanti ovakve pogonske grupe.

Pozicija 1 (slici 1) je vazdušnohladeni četvorotaktni dizel-motor sa prirodnim punjenjem i direktnim ubrizgavanjem. Proizvođač ovog dizel-motora je »TAM« iz Maribora.

Na slici 2 prikazan je dijagram motora F 8L 413 F. Nominalna snaga dizel-motora po DIN 6270 za rad sa prekidi- ma je 165 kW pri nominalnom broju obrtaja od 2500 min⁻¹, a maksimalni obrtni moment kod 1500 min⁻¹ je 693 Nm.

Pozicija 3 (sl. 1) je hidrodinamički prenosnik sa oznakom 4 PW 45 H1, koji



Slika 1

proizvodi industrija »14 oktobar« iz Kruševca.

Maksimalni ulazni parametri koje menjač može da primi iznose: maksimalna ulazna snaga $P = 184$ kW; maksimalni ulazni broj obrtaja $n = 2500$ min⁻¹; maksimalni ulazni moment $M = 800$ Nm.

Hidrodinamički prenosnik 4 PW 45 H1 sastoji se od hidrodinamičkog pretvarača momenta i četvorobrazinskog dvosmernog menjača planetarnog tipa sa integrisanim razvodnim prenosnikom. Na slici 3 data je kinematska šema menjača 4 PW 45 H1. Izlazno vratilo i zupčanik razvodnog prenosnika spregnuti su kandžastom spojnicom, tj. postoji mogućnost isključivanja (nultovanja). Ovakva konstrukcija omogućava rad sa polovinom raspoložive snage (rad samo jednog motora i menjača), ili

uvršćenje lokomotive u voz bez razvezivanja kardanskih vratila.

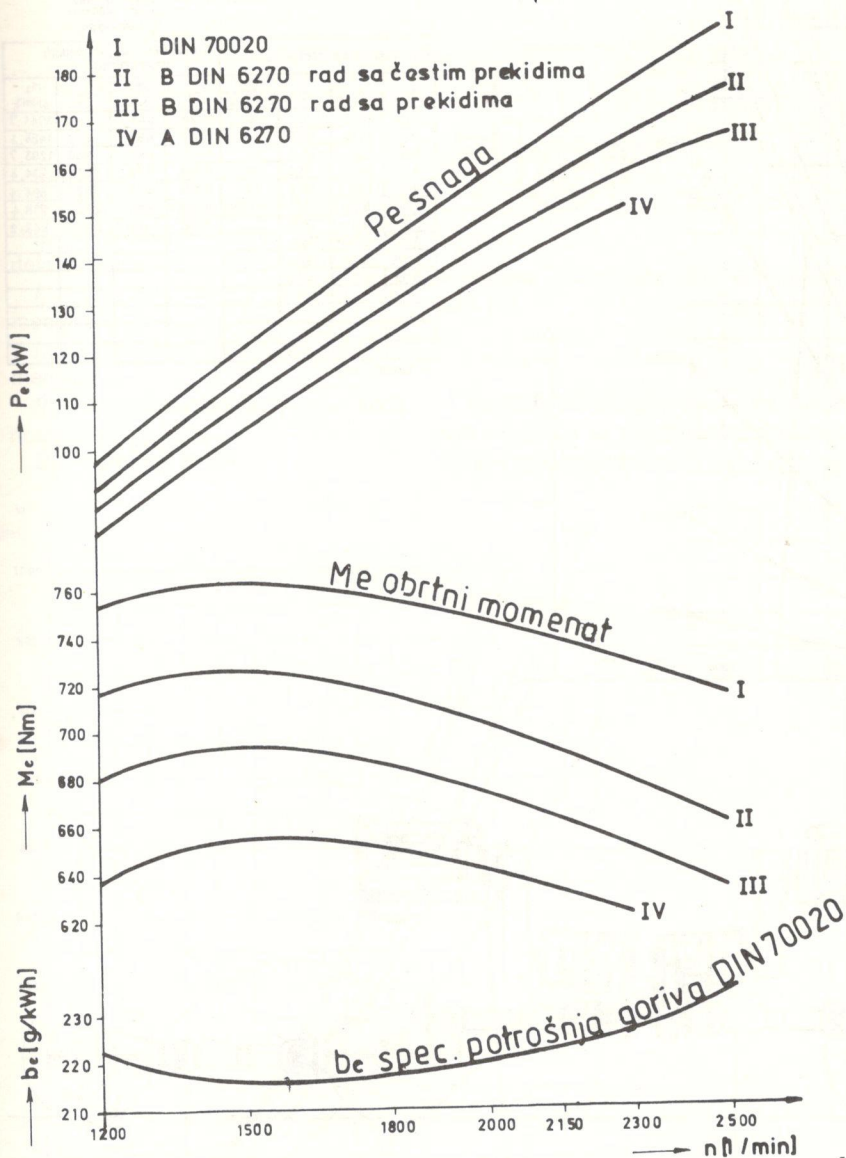
Sprega motora F 8L 413 F sa hidrodinamičkim pretvaračem ZFW 350-16/2.1.2. koji se nalazi na hidromehaničkom prenosniku snage 4 PW 45 H1 data je na dijagramu (slika 4). Sa dijagrama se vidi da je ova sprega odlična, jer se koristi puna snaga motora uz veoma visok hidraulični stepen korisnosti hidrodinamičkog pretvarača, koji se kreće od 81-86,5%. Maksimalni koeficijent transformacije za pretvarač iznosi 2,635.

Na slikama 1 i 5 date su dve osnovne koncepcije ovakve pogonske grupe. Pogonska grupa sa slike 1 projektovana je za zglobnu lokomotivu (slika 6). Na slici 5 prikazana je druga koncepcija ovakve pogonske grupe, koja se primenjuje na

lokomotivi sa obrtnim postoljima (slika 7).

Za obe ove koncepcije koriste se iste komponente pogona, s tom razlikom što pogonska grupa na slici 5 ima i obrtna postolja. Obe koncepcije pogonske grupe imaju još jednu zajedničku osobinu što se tiče kinematike, a to je: da bi se lokomotiva kretala u jednom od smerova (napred ili nazad), jedan od menjača treba da bude uključen u smeru »napred«, a drugi u smeru »nazad«. Kod klasičnih izvedbi menjača ovo ne bi imalo uticaja na rad, jer su prenosni odnosi za oba smera jednaki, ali kod menjača planetarne izvedbe nemamo jednake prenosne odnose za oba smera, što nameće niz pitanja na koje treba dati odgovor. Hidrodinamički pretvarači u ovakvom sistemu prenosa snage, pored

DIJAGRAM MOTORA 8L 413F



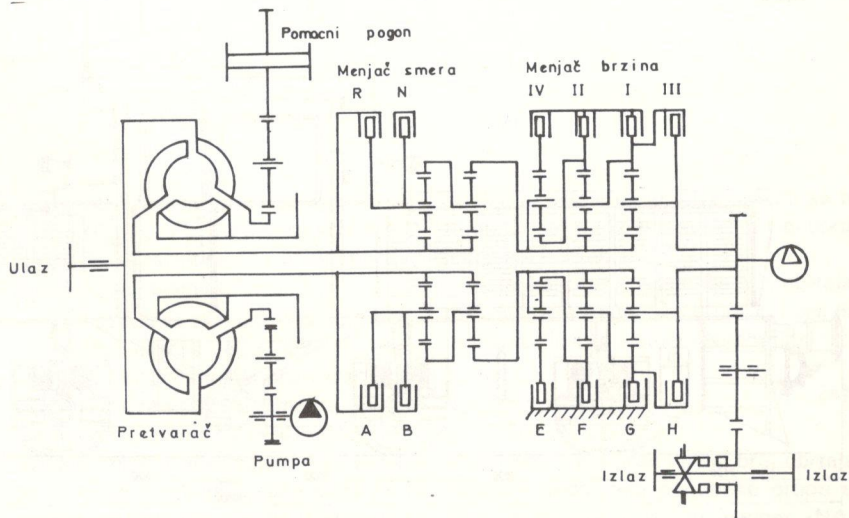
Slika 2

Iskorišćenja svih svojih svojstava, omogućuju sprežanje parcijalnih pogonskih grupa u jednu celinu, tj. sinhronizuju njihov rad.

Dalji predmet razmatranja biće sinhronizacija rada hidrodinamičkih pretvarača i dizel-motora, odnosno nalaženje radnih tačaka hidrodinamičkih pretvarača pri različitim režimima rada i opterećenjima.

Prenosni odnosi mehaničkog dela menjača su:

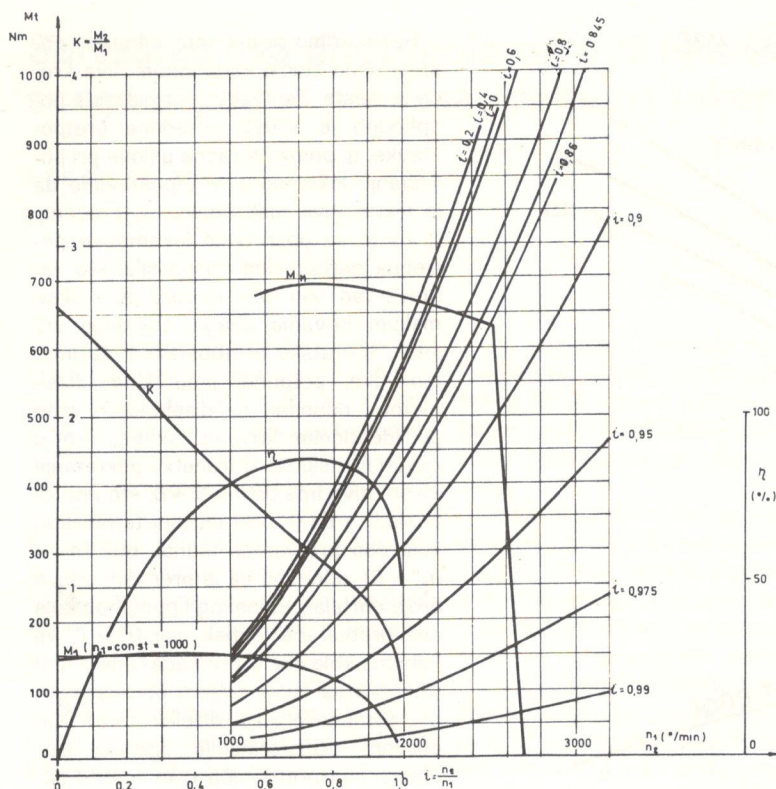
	napred	nazad
1. brzina	5,10	5,21
2. brzina	2,32	2,38
3. brzina	1,00	1,02
4. brzina	0,55	0,56



Slika 3

Razmotrimo prvi slučaj, odnosno posmatrajmo slučaj kada lokomotiva kreće iz mesta. Za ovakvo razmatranje neophodno je uvesti određene pretpostavke, tj. postaviti radne uslove pri pokretanju lokomotive. Pretpostavimo da je lokomotiva maksimalno opterećena, tj. da je za pokretanje lokomotive potrebna maksimalna vučna sila, što zahteva rad oba dizel-motora po maksimalnim krivama snage. Uvedimo još jednu teoretsku pretpostavku: da imamo dva potpuno identična dizel-motora, odnosno da dizel-motori rade po identičnim krivama snage, što u praksi nije slučaj. U trenutku pokretanja lokomotiva ima brzinu $V = 0$, što ima za posledicu da je broj odrtaja turbinskog kola oba pretvarača jednak nuli ($n'_t = n''_t = 0$), odnosno da je prenosni odnos broja obrtaja turbinskog i pumpnog kola oba pretvarača jednak nuli ($i' = i'' = 0$). Pumpna kola oba pretvarača rade u tom trenutku sa istim brojem obrtaja $n'_p \approx n''_p$ (brojevi obrtaja dizel-motora). Koeficijent transformacije obrtnog momenta oba pretvarača u momentu pokretanja lokomotive je jednak i iznosi $K' = K'' = 2,635$. Kako je uvedena teorijska pretpostavka da su oba dizel-motora u radu potpuno identična, iz dijagrama na slici 4 vidimo da su i momenti i brojevi obrtaja dizel-motora jednaki.

Jednačina (1) predstavlja ukupnu vučnu silu na obodima točkova koji pripadaju delu pogonske grupe u kojoj je menjač uključen u smeru »NAPRED«, a jednačina (2) ukupnu vučnu silu na obodima točkova koji pripadaju delu pogonske grupe u kojoj je menjač uključen u smeru »NAZAD«:



Slika 4

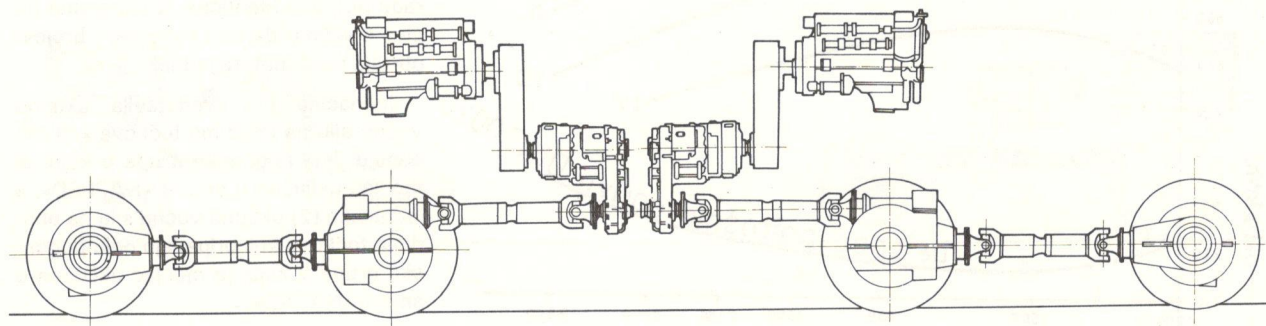
PRETVARAČ ZFW 350-16/2.1.2

po VA 2007/39

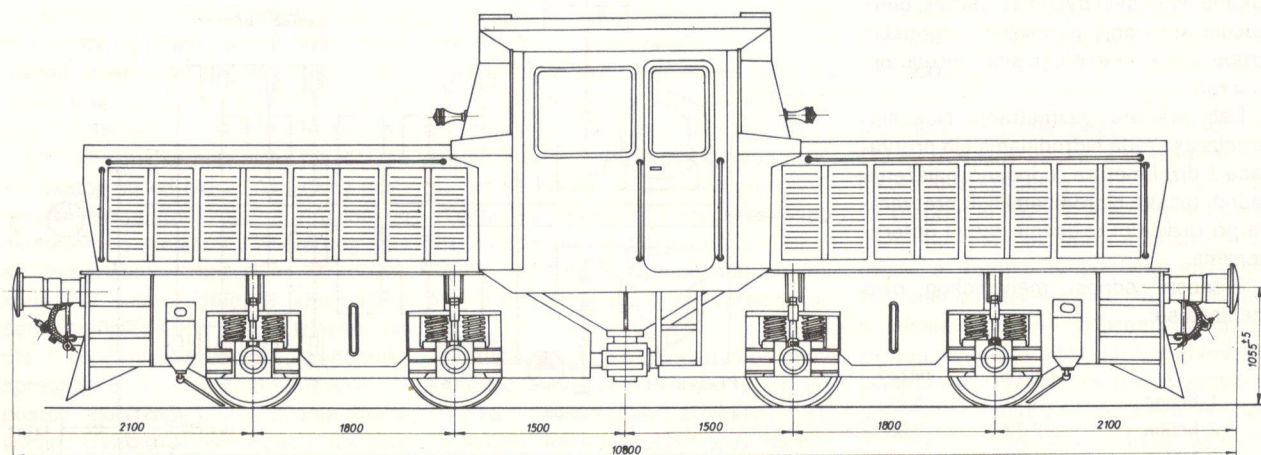
Podaci iz ZF 4166 700 582
 $n_1 = 1480 \text{ min}$
 $t = 70-100^\circ\text{C}$

Karakteristika pretvarača				Zajednički rad pri punom opterećenju		
ϵ	K	q	$M_1(Nm)$ $n_1 = 1000$ $\omega_{syn} [s]$	n_1	$M_1(Nm)$	$M_2(Nm)$
0	2.635	0	146	2182	663	1741
0.2	2.235	44.7	154	2100	668	420 1486
0.4	1.81	72.4	153	2100	668	840 1203
0.6	1.42	85.2	142	2190	662	1314 954
0.8	1.08	86.4	117	2350	643	1880 694
0.85	0.98	84.2	100.96	2500	631	2150 618
0.9	0.9	81.0		2550	498	2295 448
0.95	0.76	72.2				
0.975	0.65	63.4				
0.99	0.5	49.5				

* 10 Nm = 1 kpm



Slika 5

**Silka 6**

$$F' = \frac{2 K' \cdot M'_m \cdot i_m \cdot i_j \cdot i_{op} \cdot \eta}{D_t} \quad (1)$$

$$F'' = \frac{2 K'' \cdot M''_m \cdot i''_m \cdot i_j \cdot i_{op} \cdot \eta}{D_t} \quad (2)$$

gde je:

K – koeficijent transformacije

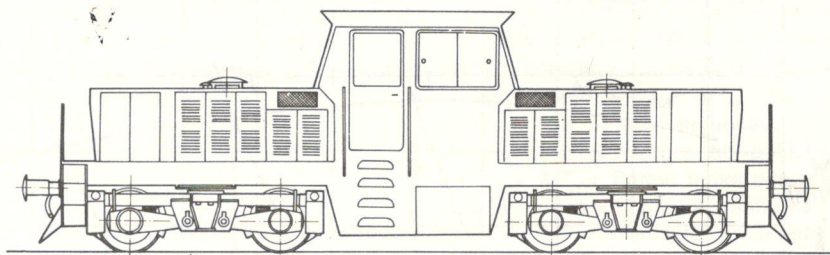
i_m – prenosni odnos mehaničkog dela menjača

i_j – prenosni odnos izlaznog dela menjača

i_{op} – prenosni odnos izlaznog dela menjača

η – ukupni mehanički stepen korisnosti

D_t – prečnik točka



Slika 7

Ukupna vučna sila data je jednačinom (3).

$$F = F' + F''$$

(3)

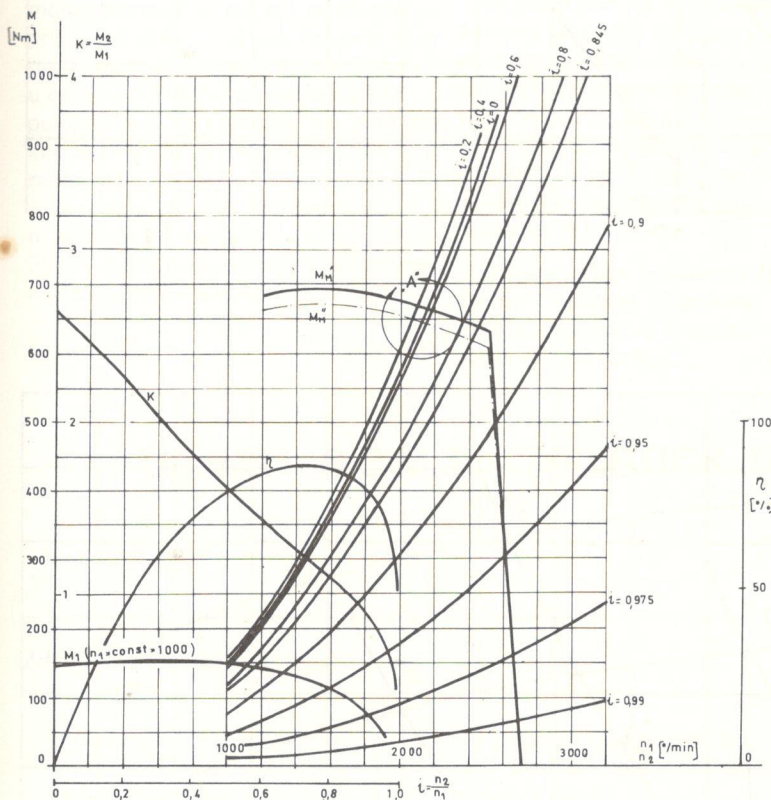
Analizirajući jednačine (1) i (2), a imajući u vidu da se radne tačke oba pretvarača poklapaju (slika 4), zaključujemo

da su parcijalne vučne sile F' i F'' različite po intenzitetu, i to da je

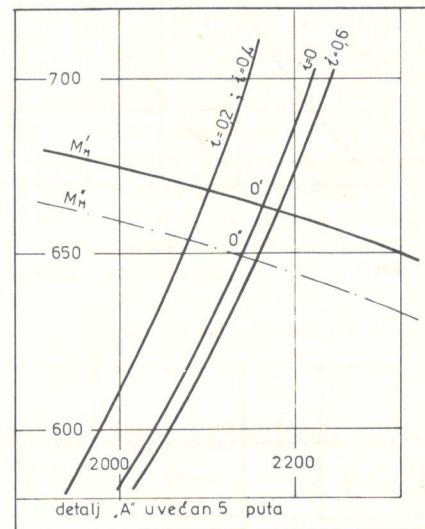
$$F' < F''$$

jer je

$$i'_m < i''_m$$



Slika 3



Kada u praksi ne postoje dva potpuno identična dizel-motora, tj. njihove radne performanse nisu identične, imamo slučaj koji je prikazan na dijagramu (slika 8). Sa dijagrama se jasno uočava da se radne tačke ne poklapaju, što ima za posledicu različite ulazne brčjeve obrtaja pumpnih kola ($n'_p \neq n''_p$) i različite ulazne obrtne momente ($M'_m \neq M''_m$).

Koeficijenti transformacije obrtnog momenta i u ovom slučaju ostaju jednaki ($K' = K'' = 2,635$). Različiti ulazni obrtni

momenti i različiti prenosni odnosi menjača ($i'_m < i''_m$) u smeru »NAPRED« i »NAZAD« rezultiraju različitim parcijalnim vučnim silama ($F' \neq F''$).

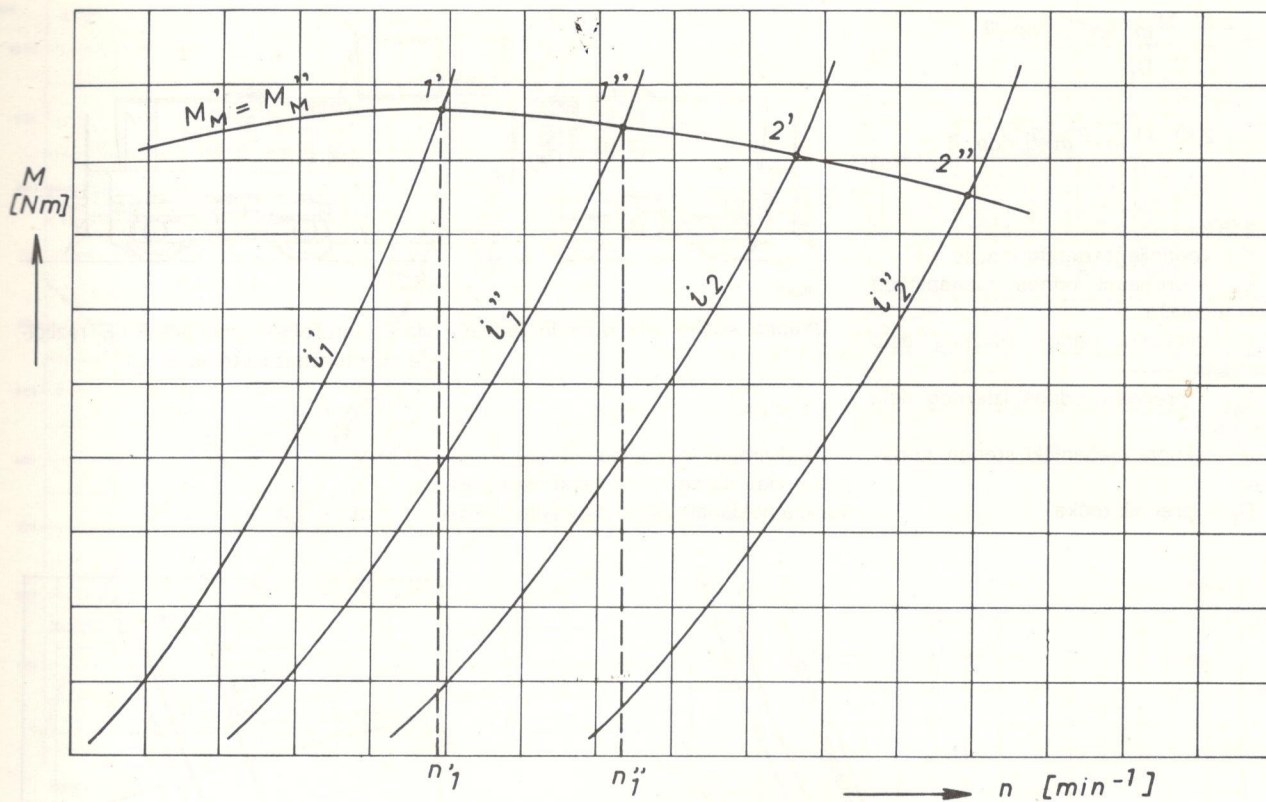
Dalji predmet razmatranja biće analiza sinhronizacije obz sprege dizel-motor – hidrodinamički pretvarač, kada je lokomotiva krenula iz mesta, krećući se nekom brzinom ($V \neq 0$) i pod nekim konstantnim opterećenjem. Kod ovakve koncepcije pogonske grupe mora da se u svakom trenutku obezbedi osnovni kinematski uslov lokomotive. Osnovni ki-

nematski uslov lokomotive ogleda se u tome da svi točkovi u svakom trenutku imaju isti broj obrtaja.

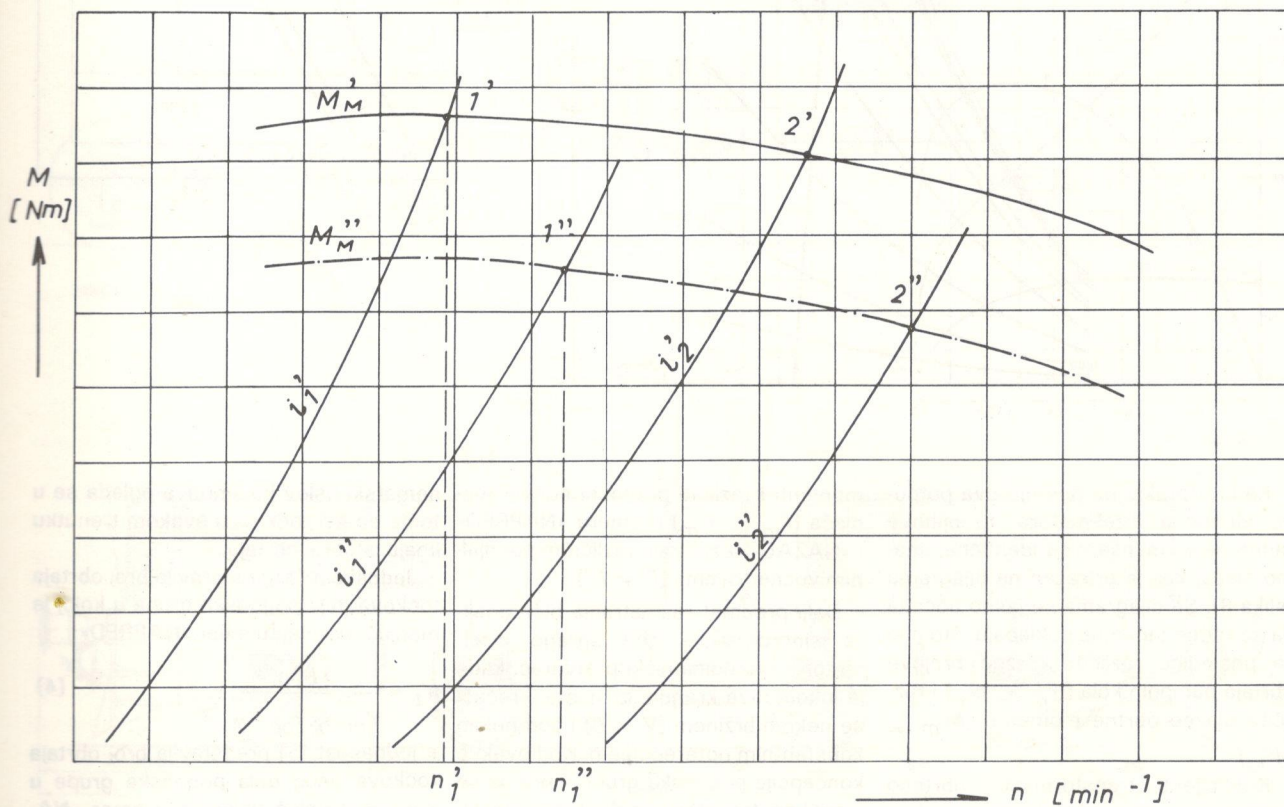
Jednakost (4) predstavlja broj obrtaja točkova dela pogonske grupe u kojoj je menjač uključen u smer »NAPRED«:

$$n'_t = \frac{i' \cdot n'}{i'_m \cdot i_j \cdot i_{op}} \quad (4)$$

a jednakost (5) predstavlja broj obrtaja točkova onog dela pogonske grupe u kojoj je menjač uključen u smer »NAZAD«:



Slika 9



Slika 10

$$n''_t = \frac{i'' \cdot n''}{i''_m \cdot i_j \cdot i_{op}} \quad (5)$$

Iz osnovnog kinematskog uslova, da su brojevi obrtaja svih točkova na lokomotivi u svakom trenutku jednaki, sledi jednakost:

$$n'_t = n''_t$$

odnosno

$$\frac{i' \cdot n'}{i'_m} = \frac{i'' \cdot n''}{i''_m} \quad (6)$$

Na slici 9 dat je dijagram na kome su određene radne tačke oba pretvarača sa dva potpuno identična dizel-motora. Oba dizel-motora rade pod istim režimom opterećenja, što je i na dijagramu prikazano ($M'_m = M''_m$). Pumpno kolo pretvarača na menjaču koji je uključen u smer »NAPRED« ima radnu tačku 1', a pumpno kolo pretvarača na menjaču koji je uključen u smer »NAZAD« ima radnu tačku 1«.

Iz ranijeg izlaganja zna se da su prenosni odnosi menjača u smeru »NAZAD« manji nego prenosni odnosi menjača u smeru »NAPRED«:

$$i'_m < i''_m \quad (7)$$

Kako prenosni odnosi menjača i'_m i i''_m figuriraju u imeniocu jednačine (6), na osnovu nejednakosti (7) proizilazi sledeća relacija:

$$i' \cdot n' < i'' \cdot n'' \quad (8)$$

Analizirajući jednačinu (6), a vodeći računa o relacijama (7) i (8), zaključujemo da turbinsko kolo pretvarača, koje pripada menjaču koji je uključen u smer »NAZAD«, ima veći broj obrtaja od turbinskog kola pretvarača na menjaču koji je uključen u smeru »NAPRED«, za onoliko za koliko je i prenosni odnos jednog menjača veći od drugog ($i''_m > i'_m$).

Na dijagramu (sl. 9) dobijamo i potvrdu ovog zaključka. Ovde se jasno uočava da je prenosni odnos broja obrtaja turbinskog i pumpnog kola u tački 1'' veći nego u tački 1' ($i''_1 > i'_1$), a to isto važi i za brojeve obrtaja pumpnih kola ($n''_1 > n'_1$), što potvrđuje nejednakost (8). Istovremeno to je i potvrda jednačine (6).

Dokazivanjem jednakosti (6) potvrđen je i osnovni kinematski uslov da točkovi lokomotive u svakom trenutku imaju isti broj obrtaja.

U praksi nemamo »idealne« motore koji rade u istom režimu, već imamo motore koji rade po nekim diferentnim krivama snage ($M'_m \neq M''_m$). Na dijagramu (slika 10) jasno se uočava da se momentne krive motora ne poklapaju ($M'_m > M''_m$). Radne tačke oba pretvarača pri nekoj brzini lokomotive $V \neq 0$ su 1' i 1''. Očitavajući vrednosti za radne tačke 1' i 1'' uočavamo da i ovde važe malopredložene diferentne relacije prenosnih odnosa turbinskih i pumpnih kola pretvarača ($i''_1 > i'_1$) i brojeva obrtaja pumpnih kola ($n''_1 > n'_1$).

Ovakva korelacija parametara ide u prilog nejednaci (8), a kako i ovde važi činjenica da je prenosni odnos menjača uključenog u smer »NAPRED« manji nego prenosni odnos menjača uključenog u smer »NAZAD« ($i'_m < i''_m$) – relacija (7), dovodi do zaključka da i u ovom slučaju mora da vazi jednačina (6), pa je time i ispunjen osnovni kinematski uslov lokomotive.

Primena ovakve pogonske grupe na lokomotivama ima pun efekat u sadašnjem ekonomskom trenutku zemlje, pogotovu što mogu da se ostvare značajne energetske uštede pri parcijalnom radu pogonske grupe.

(Adresa: Vladimir Jovanović, d'pl. inž. MIN N's).

Uljanik – S.E.M.T. – PIELSTICK dizelski motori za lokomotive JŽ i SŽD

UDK 625.282:621.335.2 – 833.6:65.011.8.001.5

Zdenko PETROVIĆ, dipl.inž.

1. Općenito

Na lokomotivama JŽ prisutan je veliki broj dizelskih motora od kojih većina nije proizvedena u zemlji. Ovisno o seriji lokomotiva, snage se kreću od 294 kW za manevarske lokomotive do 2200 kW za magistralne lokomotive. S obzirom da je veliki broj tih lokomotiva već dugo u eksploataciji, bilo je neophodno posvetiti pažnju pitanju remotorizacije lokomotiva, posebno manevarskih lokomotiva, koje su zbog uvjeta eksploatacije najugroženije.

Kod manevarskih lokomotiva s dizelskim motorima snage 294 kW (serija 731), 441 kW (serije 641, 732, 734) i 606 kW (serija 642) već je dulje vrije-

me prisutno razmišljanje o remotorizaciji s dizelskim motorima koji bi se proizvodili u zemlji.

Mogućnost proizvodnje dizelskih motora s tim opsegom snaga bila bi od velike koristi, kako za željeznice tako i za proizvođača motora.

Posljednjih godina, uzimajući u obzir gore navedeno, Uljanik se uključio u nastojanje da se na lokomotive JŽ ugrade dizelski motori domaće proizvodnje.

U suradnji s ŽTP Zagreb, ŽTO Beograd i ŽTO Novi Sad, Uljanik je analizirao potrebne karakteristike dizelskih motora za pogon lokomotiva. Zajednički zaključak bio je da ULJANIK – S.E.M.T. – PIELSTICK dizelski motori u

potpunosti ispunjavaju zahtjeve koji se postavljaju za lokomotivske motore.

Nakon tog zaključka, zajednički smo se prihvatili izrade projekta remotorizacije lokomotiva serija 641, 642, 731 i 732. Zajednički rad je 1985. godine urodio potpisivanjem ugovora između ŽTP Zagreb i Uljanika, kojima je ugovorena remotorizacija pet dizel-hidrauličnih lokomotiva serije 731 s Uljanikovim dizelskim motorom 6 PA4 V 185 VG prednabijanim s dva AIRESURCE – GARRETT TV81 radijalna turbopuhala i dvije dizel-električne lokomotive serije 642 s Uljanikovim dizelskim motorom 8 PA4 V 185 VG.

Također su dovršeni projekti za remotorizaciju lokomotive serije 641 za-

ŽTO Beograd i Novi Sad. U ovom radu su opisani dizelski motor 6 PA4 V 185 VG prednabijen s dva AIRESURCE GARRETT TV81 turbopuhala za remotorizaciju lokomotive serije 731 i dizelski motor 12 PA4 V 200 VG prednabijan s turbopuhalom BBC VTC 254 namijenjen za pogon novih sovjetskih dizel-električnih lokomotiva.

Na kraju rada dat je osvrt na sadašnji stupanj usvojenosti brzohodnih motora u Uljaniku i na planove daljeg usvajanja, iz kojih je vidljivo nastojanje Uljanika da do kraja 1987. godine usvoji što veći dio proizvodnje komponenta PA4 dizelskih motora.

2. Remotorizacija dizel-hidraulične lokomotive serije 731 dizelskim motorom 6 PA4 V 185 VG

Dizel-hidraulične lokomotive serije 731 imaju dvotaktni dizelski motor JW 400 nazivne snage 294 kW pri 1500 o/min. Lokomotive su već dulje od 20 godina u eksploataciji i bilo je neophodno izvršiti njihovu kompletnu rekonstrukciju zamjenom kako starog dizelskog motora tako i hidrauličnog prijenosnika VOITH.

U suradnji s ŽTP Zagreb i RO »J.Gredelj« odlučili smo se za dizelski motor 6 PA4 V 185 VG prednabijan s dva radijalna turbopuhala AIRESURCE – GARRETT TV81.

Upotreba dva GARRETT TV81 turbopuhala uvjetovala je konstrukcione izmjene na motoru kako bi se omogućila montaža GARRETT turbopuhala i dva izmjenjivača topline zrak/voda, koje su riješene u Uljaniku. Motor nema na sebi međurashladnik prednabijenog zraka već se zrak nakon komprimiranja u turbopuhalu vodi kroz dva izmjenjivača topline zrak/voda, u cilindre. Svako turbopuhalo snabdijeva zrakom tri cilindra na svojoj strani motora.

Izmjenjivači topline zrak/voda, kapaciteta 6 kW svaki, imaju funkciju obezbjeđenja stabilnog i kvalitetnog rada dizelskog motora. U zimskim uvjetima, kada motor radi s velikim brojem okretaja i malim opterećenjem, može doći do kavitacije unutar komore izgaranja na gornjem rubu košuljice cilindra, te na čelu klipa i na glavi, koja nastaje zbog velikog gradijenta tlaka po stupnju osnovnog koljena prilikom izgaranja. Tada se pojavljuje neugodan reski zvuk, udaranje iz područja prostora izgaranja. Najjednostavniji i ujedno naje-

fikasniji način, da se izbjegnu opisane pojave je povišenje temperature zraka prije usisnog ventila smanjivanjem intenziteta međuhlađenja zraka nakon turbopuhala ili izostavljanjem istoga.

Na našem motoru, zahvaljujući izmjenjivačima topline zrak/voda, postižemo zagrijavanje zraka od vode koja ima temperaturu 85°C i nakon izlaza iz motora biva vođena kroz izmjenjivače topline, te konačno preko termostatskog regulacionog ventila u sačasti rashladnik.

Zrak će se u izmjenjivačima topline zrak/voda zagrijavati sve dok motor radi s velikom brzinom vrtnje i malim opterećenjem, osobito kada je temperatura okolnog zraka niska. U takvim uvjetima, se u turbopuhalu postiže niski kompresioni omjer, što rezultira niskim temperaturama komprimiranog zraka na izlazu iz turbopuhala.

Kada motor radi pod normalnim opterećenjem u turbopuhalu se postiže viši kompresioni omjer, koji kod nazivnog opterećenja iznosi 2,134, što rezultira višim temperaturama komprimiranog zraka na izlazu iz turbopuhala. Ove temperature se kreću od 110 do 130°C, ovisno o opterećenju motora i temperaturi okolnog zraka.

U takvim uvjetima, izmjenjivači topline zrak/voda praktički vrše funkciju standardnih međurashladnika zraka tako da se u njima, prije ulaska u cilindre, zrak ohladi na temperaturu od 90 do 100°C, ovisno o opterećenju i temperaturi okolnog zraka. U standardnom međurashladniku zrak bi se ohladio na nižu temperaturu, jer on ima veći kapacitet.

Radi malog rashladnog kapaciteta izmjenjivača topline, maksimalna snaga koju motor može razviti je reducirana na 486 kW kod 1500 o/min.

Rashladni sistem je jednotemperaturni, reguliran termostatskim ventilom. Temperatura vode na izlazu iz motora je 85°C. Da bi izbjegli naglo opterećenje hladnog motora odmah nakon startanja, kad je temperatura rashladne vode niska, postavljen je termostat koji ne dopušta opterećenje motora dok temperatura rashladne vode na ulazu u motor ne dostigne temperaturu od 40°C.

Prije ulaska u motor rashladna voda jedinim dijelom odvodi toplinu iz cijevnog rashladnika ulja za podmazivanje motora, a drugim dijelom iz rashladnika hidrauličnog ulja VOITH-ovog hidrauličnog prijenosnika. Rashladna voda iz

opisanih rashladnika se miješa i cjelokupna protočna količina vode ulazi u motor, gdje odvodi toplinu sa košuljice cilindra i glave motora, i nakon toga prolazi kroz izmjenjivače topline zrak/voda i nakon njih dolazi na termostatski regulacioni ventil, koji održava stalnu izlaznu temperaturu rashladne vode, tako da jedan dio vode propušta u sačasti rashladnik, a drugi dio propušta direktno na usis pumpe rashladne vode. Na usis pumpe rashladne vode priključena je cijev spojena s rezervoarom za nadopunjavanje rashladnog sistema rashladnom vodom, radi spriječavanja kavitacije.

Preporuča se upotreba sistema rashladne vode pod tlakom, ali tada treba provjeriti izdržljivost sačastih rashladnika da ne bi došlo do prskanja elemenata.

Ukoliko dođe do pegrijavanja rashladne vode, aktivirat će se termostat alarma na 90°C, odnosno motor se posredstvom drugog termostata svodi na prazni hod ako rashladna voda dostigne temperaturu od 95°C.

Dobava ulja za podmazivanje obezbjeđena je zupčastom pumpom pogonjenom motorom, koja je smještena u uljnom koritu motora. Ulje se vodi kroz termostatski regulacioni ventil, koji jedan dio ulja propušta kroz cijevni rashladnik ulja za podmazivanje, a drugi dio direktno. Nakon miješanja ulja iz rashladnika i onog direktno propuštenog, ulje manjim dijelom (oko 5%) odlazi u centrifugalni prečistač ulja i iz njega u uljno korito. Najveći dio ulja prolazi kroz filter s promjenjivim ulošcima, finoće filtriranja 20μ, domaće proizvodnje. Nakon filtra jedan dio ulja odlazi u motor, a drugi dio u turbopuhala GARRETT, gdje podmazuje ležajeve i istovremeno odvodi dio topline. Normalna izlazna temperatura ulja je 85°C, a maksimalno dopuštena temperatura ulja za podmazivanje je 90°C. Tlak ulja za podmazivanje kontroliran je s dva presostata.

Primjenom dva turbopuhala GARRETT TV81 postignut je mnogo bolji odziv motora, poboljšana je rad u prijelaznim režimima i postignuto je kvalitetnije izgaranje u režimu praznog hoda, što je od osobite važnosti za manevarske lokomotive.

Kompletan tahometrijski sistem je riješen u Uljaniku, tako da se više ne mora uvoziti. Tahometrijski sistem kontrolira brzinu vrtnje kod paljenja motora (uključuje starter), broj okretaja u praznom hodu (uključuje zaštitu), nomina-

lan broj kretaja i nadbrzinu motora (gašenje motora).

Startanje dizelskog motora vrši se pomoću električnog startera BOSCH TB 15 kW 24 V s ugrađenom termozaštitom.

Dizelski motor je u lokomotivi temeljen s elastičnim odmetačima domaće proizvodnje i Uljanik je izvršio proračun elastičnog temeljenja simulacijom vibracija na kompjuteru.

Glavni izlaz snage, motor-hidraulični prijenosnik izveden je pomoću kardana i elastičnih spojki. Prednji izlaz snage pogoni pomoću kardana ventilator sačastih rashladnika vode. Kompjuterski proračun torzijskih vibracija izvršen je u Uljaniku.

Motor ima linijsku visokotlačnu pumpu goriva s mehaničkim svrežimskim regulatorom.

Regulator je sistemom polužja povezan s pneumatskim servopozicionerom, koji prima pneumatski signal (od 0,5 bara do 5,0 bara) sa voznog ventila u upravljačnici lokomotive.

Uspoređujući Uljanikov motor 6 PA4 V 185 VG s prijašnjim JW 400 motorom, bit će navedene njegove prednosti.

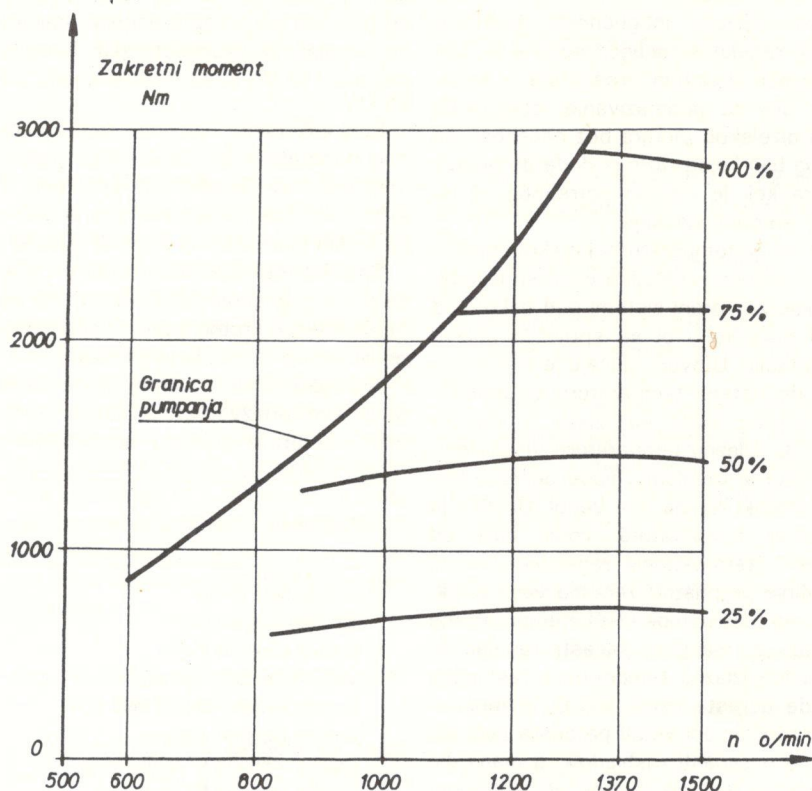
Uz približno jednake gabaritne izmjere ostvarena je za 50% veća snaga motora. Pri tom je postignuto značajno smanjenje potrošnje goriva, dok je potrošnja ulja za podmazivanje smanjena.

S istim motorom trebaju se remotorizirati i dizel hidraulične lokomotive serije 732.

Radi usporedbe sa dizelskim motorom JW 400, navedene su neke karakteristike dizelskog motora 6 PA4 V 185 VG prednabijanog s dva radialna turbopuhla AIRESURCE GARRETT TV81:

maksimalna snaga	486,0 kW
nominalna brzina vrtnje	1500 o/min
srednji efektivni tlak kod 441 kW	1,040 Mpa
maksimalni tlak izgaranja kod 441 kW	8,00 MPa
kompresioni omjer turbopuhala	2,134
specifična potrošnja goriva	238 g/kWh
potrošnja ulja za podmazivanje	1,2 g/kWh
stupanj djelovanja adijab. kompresije TP	0,770
ukupni stupanj djelovanja turbopuhala	0,5775
omjer zrak/gorivo	31,17
maks. temperatura ispušnih plinova na ulazu u turbinu	590°C

RADNO PODRUČJE DIZELSKOG MOTORA 6 PA4 V 185 VG PREDNABIJAN AIRESURCE - GARRETT TV81 TURBOPUHALIMA



3. Dizelektrična lokomotiva za SSSR s dizelskim motorom 12 PA4 V 200 VG

U posljednje vrijeme veoma intenzivno se radi na projektu dizelskog motora za dizelektrične lokomotive za SSSR snage 1765 kW. Ovaj projekt zahtijeva osobitu pažnju, jer su parametri iz SSSR pred nas postavili veoma stroge zahtjeve u pogledu mase, gabarita i snage dizelskog motora, kao i u pogledu potrošnje goriva.

Analizom naših dizelskih motora, opredelili smo se za 12-cilindarski motor 12 PA4 V 200 VG prednabijan jednim BBC turbopuhalom četvrte generacije VTC 254 s dva međurashladnika zraka visoke iskoristivosti i specifične konstrukcije.

Ovaj motor može razviti snagu od 1765 kW kod 1500 o/min uz nisku specifičnu potrošnju goriva, od 216 g/kWh + 3%. Kod tih uvjeta postiže se srednji efektivni tlak od 17,9 bara.

Navedena specifična potrošnja goriva postiže se kod nominalne snage prilagođavanjem karakteristika turbopuhala potrebama dizelskog motora opterećenog nominalnom snagom. Radi toga je potrebno naglasiti da je ovaj di-

zelski motor predviđen za magistralne lokomotive koje imaju veliku vrijednost faktora srednjeg opterećenja motora. Za lokomotive u SSSR-u njegova se vrijednost, prema podacima dobivenim od sovjetske strane, kreće oko 0,40.

S obzirom da se istovremeno radi i o lokomotivama koje obavljaju vuču vlakova na veoma velikim udaljenostima, uštede na smanjenoj potrošnji goriva bit će značajne.

Ukoliko bi se takav dizelski motor koristio na lokomotivama koje imaju malu vrijednost faktora srednjeg opterećenja motora, tj. manju od 0,25, uštede na potrošnji goriva bi bile manje jer motor sa opisanim načinom prednabijanja ima, u svim radnim točkama ispod nominalne, veću specifičnu potrošnju goriva od 216 g/kWh.

Radi navedenog, preporuča se da motor radi što je moguće kraće vrijeme u praznom hodu i kod nižih opterećenja i brzina vrtnje.

Motor će biti upravljan elektronskim regulatorom snage BARBER COLMAN DYNA + 8 s elementima za praćenje tlaka visokotemperaturne vode, tlaka ulja za podmazivanje i tlaka zraka za prednabijanje u cjelokupnom radnom području dizelskog motora od 500 do

1500 o/min, te relejom za slučaj proklizavanja kotača.

Zahvaljujući mogućnosti elektronskog regulatora snage, moguće je, bez montaže dodatnih presostata u sistemu ulja za podmazivanje, obezbijediti rad dizelskog motora bez opasnosti da zbog bilo kojeg razloga dođe do pojave tlaka koji je niži od potrebnog za ispravno podmazivanje.

I visokotemperaturni i niskotemperaturni sistem rashladne vode su izvedeni kao zatvoreni sistemi pod tlakom od 0,7 bara kako bi se spriječila pojava kavitacije. U ovom slučaju je maksimalna dopuštena temperatura visokotemperaturne vode na izlazu iz motora 105°C. Izlaznu temperaturu visokotemperaturne rashladne vode održava termostatski regulacioni ventil. Ukoliko je izlazna temperatura vode niža od 105°C, termostatski regulacioni ventil počinje propuštati veći dio vode direktno na usis pumpe visokotemperaturne vode, a manji u sačasti rashladnik. Ukoliko izlazna temperatura rashladne vode poraste iznad 105°C, termostatski regulacioni ventil propušta veći dio vode u sačasti rashladnik, a manji dio direktno na usis pumpe visokotemperaturne vode. Na taj način uspijevamo održati izlaznu temperaturu vode u tolerancijama od $\pm 3^\circ\text{C}$. Ukoliko bi iz bilo kojeg razloga temperatura visokotemperaturne vode porasla na vrijednost od 110°C, termostatski daje alarm, a kod dostizanja temperature od 115°C, termostatski svodi motor na prazni hod.

Ulje za podmazivanje dobavljaju dvije zupčaste pumpe smještene u uljnom koritu i pogonjene od motora. Ulje nakon pumpe prolazi kroz termostatski regulacioni ventil koji održava izlaznu temperaturu ulja od 85°C. Ukoliko je temperatura ulja viša od 85°C, veći dio ulja propušta kroz cijevni rashladnik ulja, a manji dio ulja ga zaobilazi. Nakon miješanja ulja iz cijevnog rashladnika i ulja iz zaobilazne cijevi, manji dio ulja prolazi kroz centrifugalni prečištač, i nakon njega u uljno korito, a veći dio prolazi kroz samočistivi filter ulja za podmazivanje i nakon toga odlazi u motor.

Ukoliko bi tokom rada došlo do zagrijavanja ulja na temperaturu višu od 90°C, motor bi pomoću termostata bio sveden na prazni hod.

Motor se starta pomoću dva električna startera s ugrađenom termozaštitom od preopterećenja. Da bi spriječili pokušaj startanja motora sa samo jednim starterom, predviđen je startni

releji koji ne dopušta uključanje samo jednog startera i na taj način svakog od njih štiti od preopterećenja. Starteri se napajaju iz akumulatorskih baterija napona 110 V i svaki razvija snagu od 25 kW.

Spoj koljenaste osovine i rotora vučnog generatora bit će izveden samocentrirajućom elastičnom spojkom, u skladu s kompjuterskim proračunom torzijskih vibracija koji provodi Uljanik.

Spoj kućišta dizelskog motora i startora vučnog generatora izvesti će se posredstvom krutog adaptacionog zvo- na lijevanog iz nodularnog lijeva.

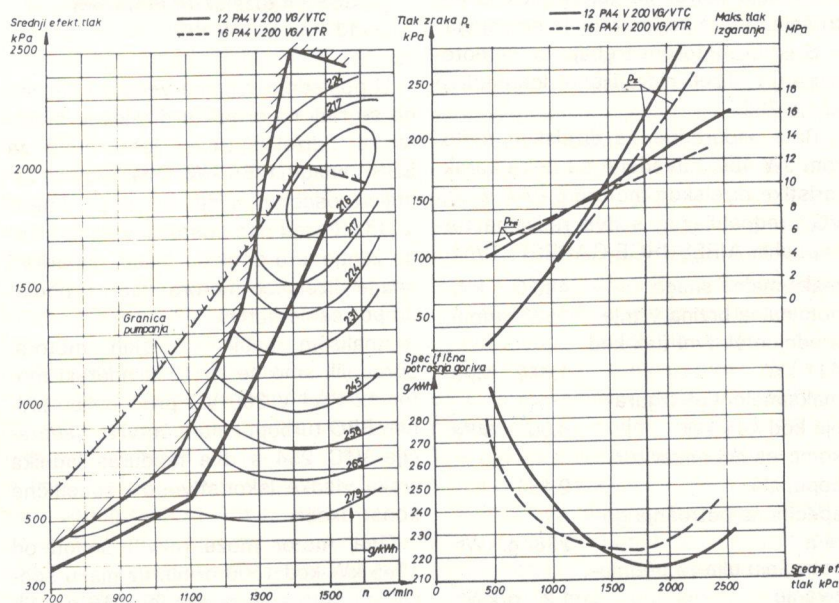
Agregatiranjem vučnog generatora sovjetske proizvodnje s našim dizelskim motorom pomoću adaptacionog

zvana dobivamo vučni agregat koji će na lokomotivi biti elastično temeljen, u skladu s zahtjevima koji proizlaze iz kompjuterskog proračuna elastičnog temeljenja izvršenog u Uljaniku.

Kompletnu automatiku i elektroniku na vučnom agregatu Uljanik rješava s već provjerenim elementima domaće proizvodnje.

Radi usporedbe sa standardnim dizelskim motorom 16 PA4 V 200 VG koji je prednabijen s dva turbopuhala BBC VTR 250, bit će prikazane neke od karakteristika oba dizelska motora. Svi navedeni podaci, osim maksimalne snage dizelskih motora, dani su za snagu od 1765 kW.

Pokazatelj	16 PA4 V 200 VG 2xBBC VTR 250	12 PA4V200 VG 1xBBC VTR 254
Maksimalna snaga	2256 kW	2076 kW
Nazivna brzina vrtnje	1500 o/min	1500 o/min
Srednji efektivni tlak	1,34 MPa	1,79 MPa
Maksimalni tlak izgaranja	9,00 MPa	12,00 MPa
Specifična potrošnja goriva	225 g/kWh	216 g/kWh
Temperatura ispušnih plinova	490 °C	590 °C
Toplina predana VT vodi	640 kW	481 kW
Toplina predana NT vodi, zrak	300 kW	320 kW
Toplina predana NT vodi, ulje	220 kW	186 kW
Odnos mase i razvijene snage	4,0 kg/kW	3,7 kg/kW



4. Zaključak

Iz svega izloženog vidi se Uljanikova orijentacija da u suradnji s renomiranim proizvođačem dizelskih motora za lokomotivsku aplikaciju ALSTHOM, koristeći pritom iskustva Jugoslavenskih željeznica, proizvodi dizelske motore za lokomotivsku aplikaciju.

U proteklom periodu postigli smo usvojenost proizvodnje od 63,5% s tendencijom daljeg porasta.

Uz suradnju s Jugoslavenskom željeznicom i RM planiramo da usvojenost motora do kraja 1987. godine dostigne vrijednost iznad 70%.

(Adresa: Zdenko Petrović, dipl.inž. »Uljanik« Pula)

Jugoslovenski zglobni tramvaj – od modela do proizvoda

UDK 625.62:65.012.122.001.5

Dr Zdravko VALTER, dipl. inž.,
Nedeljko MILINOVIĆ, dipl. inž.,

1. UVOD

Nakon gotovo desetogodišnje pauze, ponovno je aktualizirana domaća proizvodnja tramvaja koja je u nas imala dugu tradiciju, a puni zamah uslijedio je nakon 1955. godine, od kada je proizvedeno nekoliko stotina 2-osovinskih, 4-osovinskih i 6-osovinskih tramvajskih motornih kola i prikolica. Negdje oko 1975. godine, kada domaći tramvaj više nije bio financijski konkurentan stranom tramvaju, proizvodnja je ugašena. Domaći gradovi s tramvajskim saobraćajem, a to su Beograd, Zagreb, Sarajevo i Osijek, od tada se novim tramvajskim vozilima opskrbljuju iz vani.

Porovna orijentacija na domaći tramvaj rezultat je mijenjanja odnosa u društvu i većeg oslanjanja na domaću proizvodnju i domaću pamet. Započela je početkom 1983. godine, kada je u Privrednoj komori Jugoslavije potpisan Sporazum o započinjanju aktivnosti na razvoju, izradi, ispitivanju i financiranju prototipa »jugoslavenskog zglobnog tramvaja«.

Institut za strojarstvo – Strojarski fakultet SOJR »Đuro Đaković« preuzeo je zatim istraživačko-razvojni zadatak pod nazivom »Prototip jugoslavenskog

zglobnog tramvaja«, čije se aktivnosti upravo privode kraju i u okviru kojeg su primijenjene i metode modeliranja, što je osnovna tema ovoga napisa.

Iako je »Đuro Đaković« još 1967. godine isporučio svoj prvi 6-osovinski zglobni tramvaj »Zagrebačkom električnom tramvaju«, novi zglobni tramvaj dobio je naziv »jugoslavenski« jer je namijenjen svim gradskim saobraćajnim poduzećima u zemlji. Najizražajija novina kod njega je maksimalna orijentacija na domaću opremu u svim njegovim segmentima. To znači razvoj velikog broja komponenta koje su se ranije uvozile.

2. TEHNIČKI ZAHTEJEVI I KONCEPT NOVOG TRAMVAJA

Osnovni tehnički zahtjevi za »jugoslavenski zglobni tramvaj« sadržani su u zajednički izrađenim Osnovnim prometno-tehničkim uvjetima za razvoj i izradu prototipa »jugoslavenskog zglobnog tramvaja« i u Pravilniku o tehničkim uvjetima i elementima za projektiranje i proizvodnju tramvajskih vozila, »Narodne novine SRH« br. 11/1977. i 53/1984. Oni sažeto sadrže slijedeće:

- mogućnost vuče jedne prikolice i mogućnost pogona dvaju spojenih vozila,

- 160 do 200 putničkih mjesta u vozilu,

- pogonska brzina od 60 km/h,

- zamjenljiva pogonska okretna postolja,

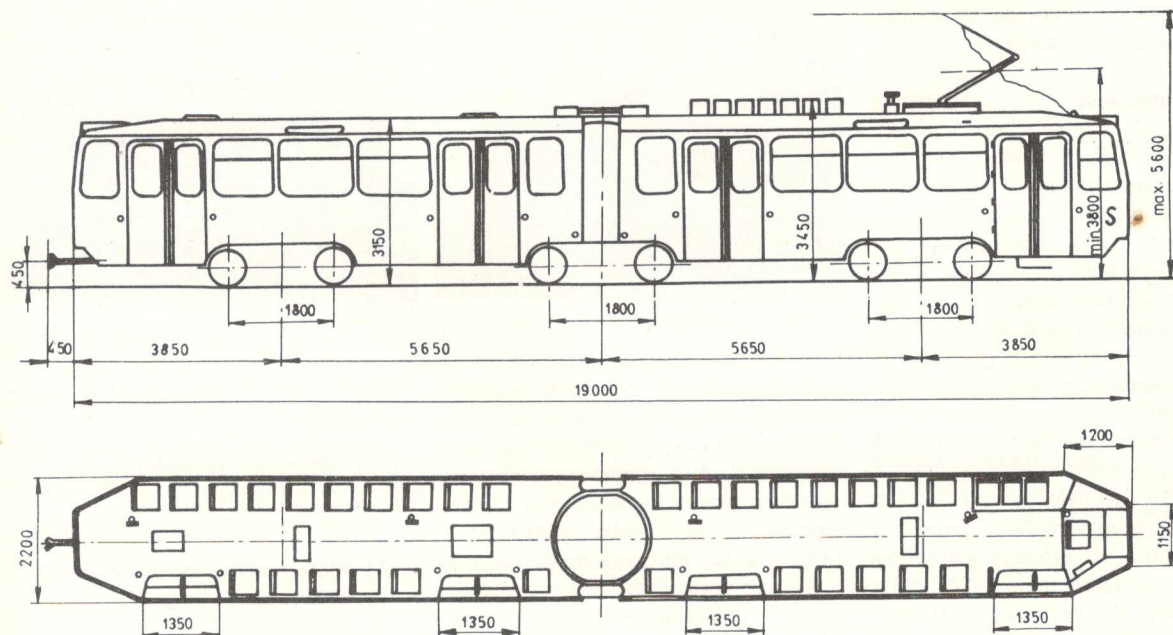
- određene vučne i kočne karakteristike na definiranim nagibima i dužinama pruge uz maksimalno opterećenje samog vozila i vozila spregnutog s odgovarajućom prikolicom,

- vožnja na pruzi s najmanjim radijusom, u javnom gradskom prometu od 18 m, a u spremištu od 16 m,

- prilagođenost za rad bez konduktera,

- širina tramvaja 2,2 m, a dužina najviše 21 m.

Nakon detaljne analize raspoložive dokumentacije starog zglobnog tramvaja i istraživanja pojedinih rješenja na suvremenim, posebno zapadnoevropskim tramvajima, formiran je osnovni koncept novog tramvaja [1]. On pretpostavlja vozilo za jednosmjerni promet s tri okretna postolja, od kojih su prvo i zadnje pogonska, slika 1.



Slika 1 – Mjerna skica tramvaja

Konstrukcija koša i poda predviđena je od lakih čeličnih cijevi i hladno oblikovanih profila, a unutrašnjost tramvaja sadrži mnogo elemenata od umjetnih materijala dopadljivog dizajna.

Upravljanje tramvajem izvedeno je preko otpornika pomoću indirektnog kontrolera s 18 stupnjeva za vožnju i 17 stupnjeva za kočenje. Za pogon su predviđena dva istosmjerna serijska vučna motora snage 120 kW, odnosno satne snage 150 kW, napajana iz kontaktne mreže istosmjernog napona 600 V (+20% – 33%).

3. MODELIRANJE U FAZI RAZVOJA TRAMVAJA

Danas se »jugoslavenski zglobni tramvaj« nalazi u fazi razrade dijelova konstrukcije i u tehnološkoj pripremi za proizvodnju. Završena je faza istraživanja pa se može govoriti o njenim rezultatima i iskustvima. Značajna aktivnost istraživačke faze sastojala se od prikupljanja davno stečenih znanja, jer je trebalo premostiti proteklih 10 godina u kojima na tom programu nije bilo nikakvih aktivnosti.

Druga značajna aktivnost u istraživačkoj fazi bila je primjena raznih modela sa svrhom dobivanja određenih saznanja o istraživanome objektu. Primjena metoda modeliranja i simuliranja u svrhu proizvodnje određenog proizvoda, posebno u fazama njegova istraživanja, projektiranja i dimenzioniranja, nije više novina. Neke od tih metoda primijenjene su i u razvoju novog tramvaja.

Modeliranje se u osnovi može odvijati u dva slijedeća pravca [2]:

1. izrada fizičkog modela, odnosno materijaliziranog modela koji posjeduje određena svojstva originala,
2. uspostavljanje matematičkog modela, odnosno spoznajnog procesa koji sadrži obradu informacija.

Materijalizirani model izvodi se najčešće kao geometrijski model, a može i kao elektrodinamički, toplinski ili hidraulički model.

Matematički model je u stvari logički model, koji se realizira kroz program za elektroničko računalo. Pretpostavka za uspostavljanje matematičkog modela je sveobuhvatno istraživanje određenog objekta, a rezultira matematičkim formulama koje definiraju ovisnost među fizikalnim veličinama. Tu je nužna primjena matematičke analogije, odnosno

sličnosti. Za analizu i sintezu dinamičkih procesa matematički model postaje simulacioni model, koji omogućava simulaciju dinamičkog sustava. Na njemu se mogu izvoditi kompjuterski eksperimenti.

Modeliranje se može provesti po strukturalnoj i po funkcionalnoj analogiji. Kod strukturalne analogije koristi se direktna analogija između fizikalnih varijabli i parametara modela i originala, dok kod funkcionalne analogije osnova je tzv. kibernetičko modeliranje, odnosno modeliranje određenih upravljačkih i pogonskih procesa.

Modeliranje se izvodi u slijedećim etapama:

1. formuliranje zadataka i utvrđivanje konkretnih svojstava originala, na primjer, njegovih parametara,
2. izbor odgovarajućeg modela,
3. istraživanja na modelu,
4. prijenos rezultata s modela na original,
5. kontrola ispravnosti rezultata dobivenih modelom na originalu.

U nastavku slijede opisi dvaju modeliranja izvršenih u fazi razvoja tramvaja, i to:

1. fizičko modeliranje konstrukcije tramvaja,
2. matematičko modeliranje ogibljenja.

3.1 Fizičko modeliranje konstrukcije tramvaja

Uz primjenu metode konačnih elemenata i korištenjem računala u dimenzioniranju konstrukcije koša i donjeg postolja tramvaja izrađen je i model prednjeg dijela vozila u naravnoj veličini.

Ovaj model je vrlo korisno poslužio za određivanje rasporeda opreme u vozačkom prostoru, analizu ergonomske uvjeta rada vozača i utvrđivanje parametara definiranih tehničkim zahtjevima za tramvaj. Isto tako se, zahvaljujući modelu, moglo ustanoviti kako predviđena projektna rješenja utječu na vanjski i unutarnji dizajn vozila.

Model načinjen od nosive čelične konstrukcije i drveta omogućio je dobivanje prostorne predodžbe o vanjskom izgledu prednjeg dijela tramvaja, koja je izazvala brojne diskusije. Na taj je način bilo moguće naći rješenje koje je udovoljilo estetskim i tehnološkim zahtjevima, slika 2.



Slika 2 – Model prednjeg dijela koša: a) pogled s boka i b) pogled srijeda

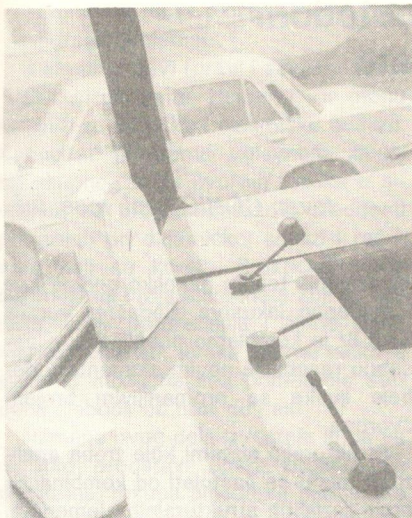
U okviru ovog modela izrađen je i radnjama koje on mora obavljati u toku upravljački prostor, u koji, osim vozača, dolazi i veliki broj raznih uređaja. Tu je upravljački pult, grijač upravljačnice, sjedalo vozača te razni upravljački i signalni uređaji. Pojedini uređaji izrađeni od drveta i stiropora mogli su se po volji razmještati kako bi se dobio najsvrsishodniji raspored. Isto tako se mogla velika pažnja posvetiti samom vozaču, preglednosti s vozačeva mjesta i

vožnje, slika 3.

Izrađeni model riješio je mnoge projektne dileme, a vjeruje se da će znatno pomoći i u izradi prototipa.

3.2 Matematičko modeliranje ogibljenja

Tramvaj ima tri 2-osovinska okretna postolja. Svako od njih posjeduje pri-



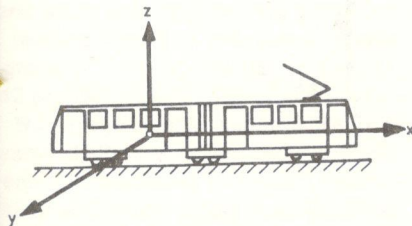
Slika 3 - Pogled u upravljačnicu

marni i sekundarni sistem ogibljenja, koji su sastavljeni od elastičnih i prigušnih elemenata. Matematičkim modeliranjem ovih sistema ogibljenja željele se dobiti preporuke za izbor najoptimalnijih parametara pojedinih elemenata [3].

Ispravno riješeno ogibljenje osigurava putnicima ugodnu vožnju, a istovremeno smanjuje dinamička opterećenja tračnica. Ono podrazumijeva svođenje vibracija izazvanih na kontaktu kotač-tračnica na prihvatljiv iznos. Ove vibracije, koje se javljaju u uzdužnom, bočnom i vertikalnom smjeru, utječu na trajnost pruge i na dimenzioniranje elemenata nosive konstrukcije tramvaja.

U okviru vrlo složenog vibracijskog sistema, kojeg čini tramvaj, odabrani su karakteristični matematički modeli na kojima su obavljani kompjuterski eksperimenti. Analize vibriranja izvedene su u smjeru osi prikazanih na slici 4. To su:

- vertikalno vibriranje (u smjeru osi z),
- kutno uzdužno vibriranje (zakretanje oko osi y),
- kutno poprečno vibriranje (zakretanje oko osi x).



Slika 4 - Osnovne osi vibriranja

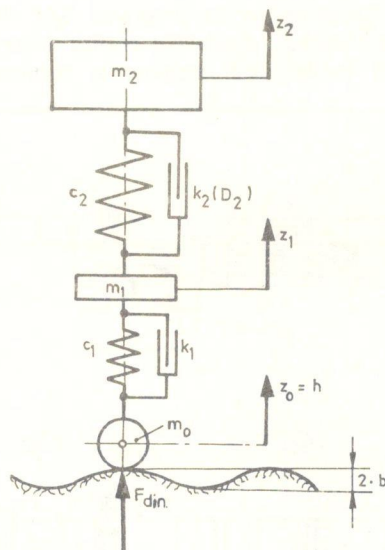
Kao kriteriji za ocjenu vibracija tramvaja odabrani su:

- pomoć nadgradnje (koš s donjim postoljem),
- ubrzanja nadgradnje,
- rezonantne frekvencije nadgradnje,
- dinamičke sile na kontaktu kotač-tračnica.

Proračun je rađen na slijedeći način:

- rješavanjem odgovarajućih diferencijalnih jednačini koje se pridružuju pripadajućim vibracijskim modelima i
- formiranjem prijenosnih funkcija za veličine odabranih kriterija u odnosu na jediničnu amplitudu uzbude, a u zavisnosti od uzbune frekvencije.

Istraživanje vibracijskih karakteristika tramvaja vrenu je na tri vibracijska modela: za vertikalne vibracije, za rotacione vibracije oko uzdužne osi i rotacione vibracije oko poprečne osi. Kao primjer je na slici 5 prikazan vibracijski model za analizu vertikalnih vibracija. On predstavlja vertikalni vibracijski podsistem parcijalne mase nadgradnje nad jednim osloncem na tračnicu.



Slika 5 - Vibracijski model za analizu vertikalnih vibracija

Na slici 5 m_1 označava masu jednog okretnog postolja, m_2 parcijalnu masu nadgradnje nad jednim okretnim postoljem, a m_0 je masa kolnih slogova, c_1 je krutost primarnih, a c_2 krutost sekundarnih opruga, k_1 i k_2 su koeficijenti prigušenja u primarnom i sekundarnom dijelu oslonca, z su pomaci, b je amplituda uzbude, a F_{din} je dinamička sila na dodiru kotač-tračnica.

Nakon kompjuterskog eksperimentiranja na sva tri modela, definirane su

preporuke za izbor slijedećih parametara:

- primarno ogibljenje: krutost jednog gumenog oslonca i koeficijent prigušenja u jednom gumenom osloncu,
- sekundarno ogibljenje: krutost jedne sekundarne opruge i koeficijent prigušenja jednog amortizera.

4. DALJNJE AKTIVNOSTI

Predviđeno je da prototip »jugoslavenskog zglobnog tramvaja« bude završen do kraja 1987. godine. Nakon jednogodišnje eksploatacije i sveobuhvatnog ispitivanja i testiranja prići će se izradi serije.

Čitav ovaj proces pratit će se u okviru istraživačkog zadatka, kako bi se što prije premostio jaz između najnovijih rješenja koja se danas primjenjuju u svijetu i stanja u kojem se nalazi naše znanje primjenljivo u tom proizvodu. U okviru toga pristupit će se i rješavanju chopperskog upravljanja tramvajem.

Osnove za optimistička razmišljanja o perspektivnosti domaće proizvodnje tramvaja leže u spoznaji da je tramvajski promet danas najjeftiniji gradski promet i da u cijelosti udovoljava uvjetima zaštite čovjekove okoline. Na njega će se, najvjerojatnije, pored četiri grada koja danas imaju tu vrstu prometa, orijentirati i neki drugi domaći gradovi. Eventualna razmišljanja o nastavljanju uvoza tramvajskih vozila ne samo da postaju suvišna nego i disonantna sa suvremenim društvenim i ekonomskim kretanjima. Smatra se da bi do 2000. godine moglo biti proizvedeno najmanje 200 ovakvih tramvaja.

LITERATURA

- (1) Milinović, N.: Osnovni koncept »jugoslavenskog zglobnog tramvaja«, stručni časopis »Djuro Đaković«, Sl. Brod, br. 1/1986, str. 3. do 8.
- (2) Uhlmann, H.: Grundlagen der elektrischen Modellierung und Simulationstechnik, Akademische Verlagsgesellschaft Geest & Portig KG, Leipzig 1977.
- (3) Bjelovučić, D., Jeras, D.: Sinteza sistema elastičnog oslanjanja u okviru projekta tramvaja tip JZT 1, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, 1985.

(Adresa: dr Zdravko Valter, dipl. inž. i Nedeljko Milinović, dipl. inž., Institut za strojarstvo Strojarskog fakulteta -> Đura Đaković - Slavonski Brod).

Statički proračun postolja drezine DHD-200 metodom konačnih elemenata i analiza dobijenih rezultata

UDK 621.335.8:62-216.5:620.173.001.5

Jovan CONIĆ, dipl. maš. inž.

1. UVOD U PROGRAM ZA STATIKU I DINAMIČKU ANALIZU KONSTRUKCIJA (SAP - IV)

Razvoj efikasnog računarskog programa za analizu struktura – konstrukcija zahteva poznavanje tri naučne discipline: mehanike konstrukcija, numeričke analize i primenu računara.

Efikasnost programa mnogo zavisi od numeričkih metoda koje se koriste i njihove primene na računaru.

Međutim, najvažniji aspekt opšte namene programa za računar je lakoća kojom se može modifikirati, proširiti, i ažurirati; s druge strane može se lako dogoditi da program zastari nekoliko godina posle dovršavanja. Ovo stoga jer se razvijaju novi strukturalni elementi, raspoložive numeričke procedu-

re ili je proizvedena nova oprema računara koja zahteva nove metode šifriranja.

Program strukturalne analize SAP je zamišljen tako da ga korisnik može modifikirati; proširivati. Dodatne mogućnosti i novi elementi se mogu lako dodavati.

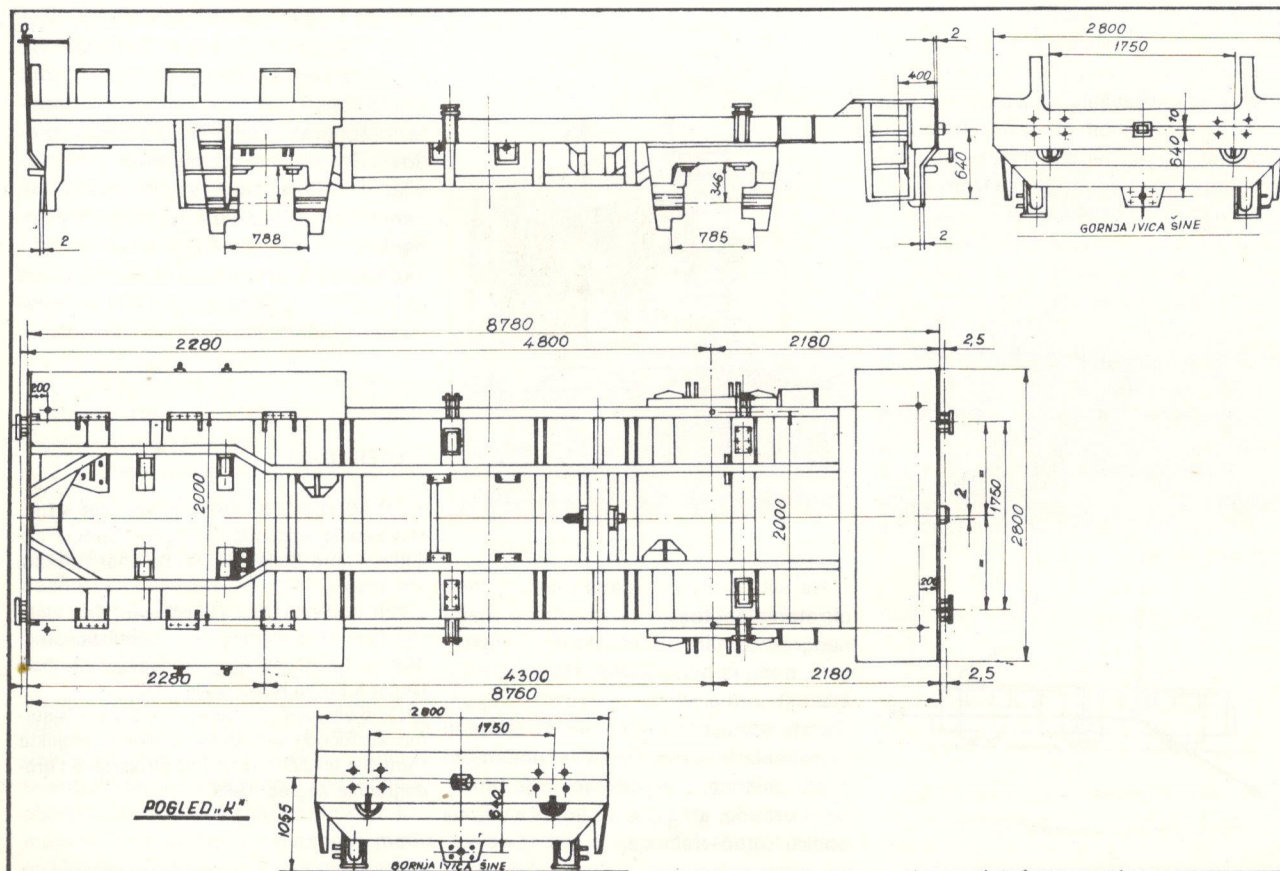
Program poseduje kapacitet za analizu velikih trodimenzionalnih sistema; međutim ne gubi se od efikasnosti pri rešavanju malih problema. Takođe, iz kompletnog programa, manji programi specijalne namene mogu se lako uklopiti korišćenjem samo onih podprograma koji su trenutno neophodni za izvršavanje programa.

Sadašnja verzija programa SAP IV za statičku i dinamičku analizu linearnih strukturalnih sistema je rezultat

istraživanja tokom nekoliko godina kao i stečenog iskustva. Sadašnja verzija SAP IV je kompletno poboljšana, a posebno raspolaže novim elementom debele ljuske sa promenljivim brojem čvorova.

Strukturalni sistemi koje treba analizirati mogu se sastojati od kombinacija broja različitih strukturalnih elemenata. Sadašnji program sadrži sledeće tipove elemenata:

- a) trodimenzionalni štap,
- b) trodimenzionalnu gredu,
- c) ravanske elemente (sa ravanskim naponima i deformacijama),
- d) dvodimenzionalni osnosimetrični element,
- e) trodimenzionalni elementi,
- f) element debele ljuske sa promenljivim brojem čvorova,



Slika 1 – Postolje drezine DHD-200

- g) element tanke ploče ili ljuske,
- h) granični element i
- i) element cevi (pravi i savijeni deo).

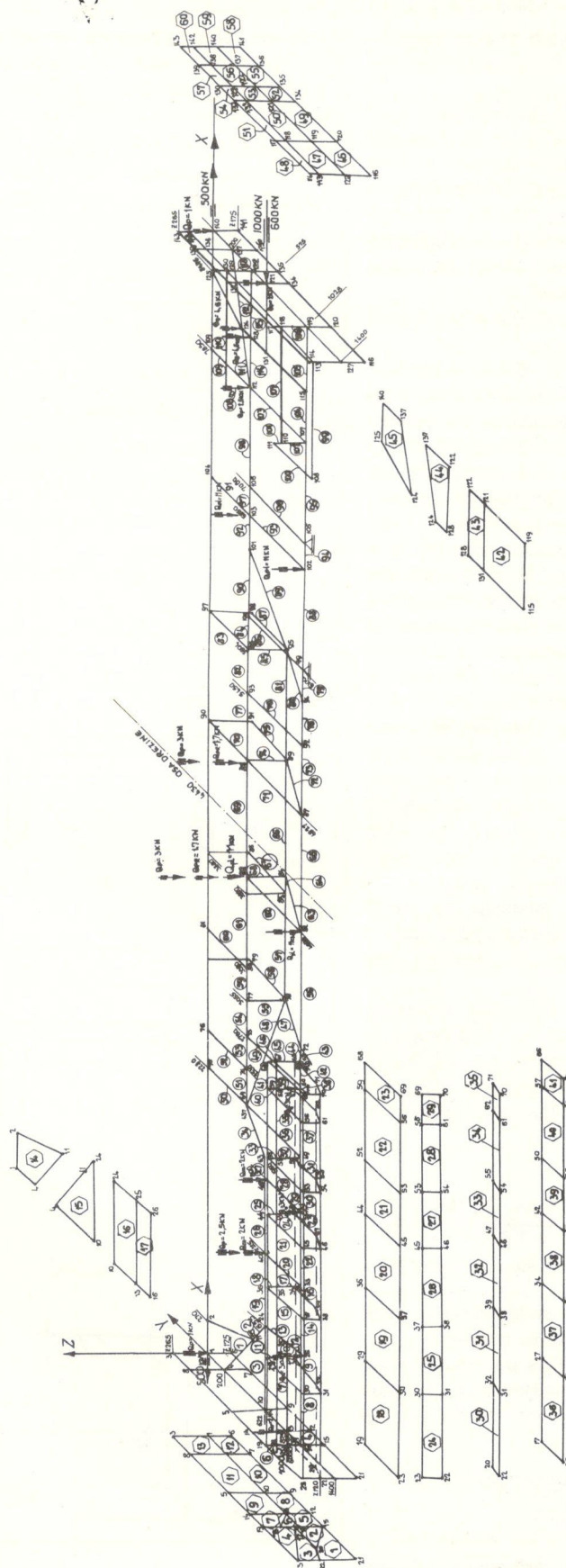
Ovi strukturalni elementi se mogu koristiti za statičku i dinamičku analizu. Kapacitet programa uglavnom zavisi od ukupnog broja čvornih tačaka u sistemu, od broja sopstvenih vrednosti potrebnih pri dinamičkoj analizi i računara koji se koristi. Praktično nema ograničenja broja elemenata koji se koriste, broja opterećenja i širine trake matrice krutosti. Svaka čvorna tačka u sistemu može da ima pomeranje stepena slobode od nule do šest.

Namena ovog dela izveštaja je da se ukratko predstavi opšta organizacija programa, tekuća biblioteka elemenata i numeričke metode koje su korišćene. Različite mogućnosti koje stoje na raspolaganju za statičku analizu su opisane i data tipična vremena obrade. Pri prezentaciji, naglašeni su praktični aspekti programa, a za informacije o razvoju strukturalnih elemenata i numeričkih metoda korisnik se upućuje na odgovarajuće reference.

1.1 Tehnički opis konstrukcije i aproksimacija iste na elemente greda i elemente tanke ploče

Tema ovog statičkog proračuna je čelična konstrukcija postolja drezine DHD-200 s TAM motorom (Slika 1) koja se sastoji (prikazano na prethodnom crtežu) iz više različito valjanih profila ([6; 5; [10; [14; [20; [24] i limova lamela debljine 6 mm, 8 mm, 10 mm i 15 mm, međusobno spojenih zavarivanjem. Čeonni delovi drezine znatno su ojačani rebrima debljine 6 mm i 8 mm. Ovo iz razloga da se adekvatno prenesu horizontalna opterećenja od sila na odbojnicama i kvačilu. Po uzdužnoj osi drezine ugrađena su 4 [24 profila međusobno spojena različitim presecima [profila. Dva unutrašnja [24 proila savijena su po uzdužnoj osi drezine, a spojena su za čelo konstrukcije kosnicima i rebrima. Ispod 2 unutrašnja profila ugrađena je nosač-rešetka od valjanih [10 profila.

Na prilagođavanju konstrukcije programa SAP-IV u daljem radu je korišćena dokumentacija (sklopovi i radionički crteži) predmetnog postolja drezine. Svrha statičkog proračuna postolja drezine DHD-200 metodom konačnih elemenata je da se izvrši provera napona i deformacija u konstrukciji. Tako-



Slika 2 - Mreža modela postolja drezine DHD-200 sa TAM-ovim motorom

de se na osnovu proračunatih napona određuju mesta koja bi bila podvrgnuta tenzometrijskim merenjima pri ispitivanju konstrukcije.

Konstrukcija postolja drezine je izrađena od materijala Č 0361 sa sledećim mehaničkim karakteristikama:

- minimalna čvrstoća $\sigma_m = 37 \text{ kN/cm}^2$
- minimalna granica razvlačenja $\sigma_v = 25 \text{ kN/cm}^2$
- minimalno izduženje $\delta_5 = 24\%$
- dozvoljeni napon za osnov. opterećenje $\sigma_d = 16 \text{ kN/cm}^2$
- dozvoljeni napon za kombinov. opter. $\sigma_d = 24 \text{ kN/cm}^2$

Na osnovu postojeće dokumentacije postolja drezine DHD-200 a »TAM« motorom izvršena je zamena svih nosećih elemenata konstrukcije pomoću greda (tip 2 iz programa SAP-IV) i elemenata ploče i tanke ljuske (tip 6 u programu SAP-IV). Prilikom aproksimacije konstrukcije na elemente greda i elemente ploče i tanke ljuske vodilo se računa o adekvatnom prenošenju horizontalnih i vertikalnih sila, kao i o uslovima opterećenja.

Opterećenje za izabrane slučajeve opterećenja, kao i sama konstrukcija drezine je simetrična, pa se radi smanjenja broja čvorova i elemenata greda i elemenata ploče i tanke ljuske u modelu za proračun uzima polovina predmetne konstrukcije po uzdužnoj osi. Ovim postupkom smanjuje se vreme rada računara, a izlazni podaci gotovo da se ne razlikuju od rezultata cele konstrukcije.

Model drezine DHD-200 aproksimiran izabranim elementima iz programa SAP-IV prikazan je na crtežu (slika 2). Isti se sastoji iz 143 čvora, 115 greda sa 9 različitih krutosti i 60 elemenata tanke ploče.

2. IZRAČUNAVANJE GEOMETRIJSKIH KARAKTERISTIKA POJEDINIHI GREDA

Geometrijske karakteristike svih preseka greda date su tabelarno

Kao što se vidi na pomenutim listovima uzete su površine u (x), (y) i (z) pravcu, kao i momenti inercije (I_x), (I_y) i (I_z)

3. ANALIZA USLOVA OPTEREĆENJA

U statičkom proračunu drezine DHD-200 metodom konačnih elemenata

ta usvojeño je 3 slučaja opterećenja. Pritom se vodilo računa da se uključe kako horizontalne tako i vertikalne sile, a u skladu sa tehničkim uslovima br. 12. izdatim od strane JŽ (V2005).

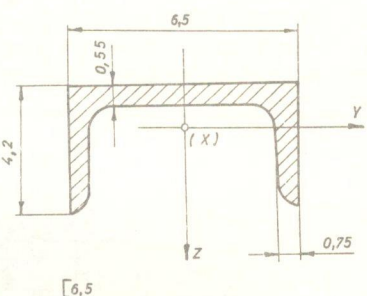
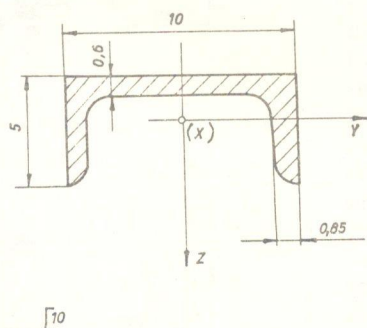
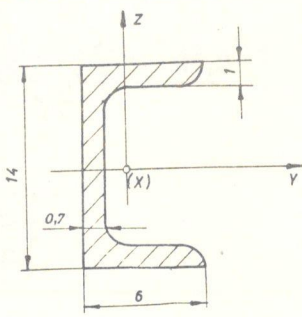
Vertikalna opterećenja (Q) su:

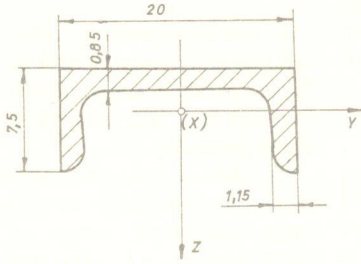
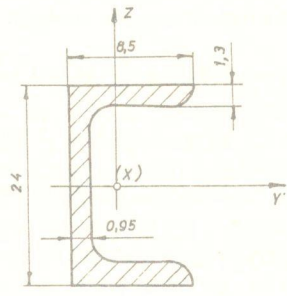
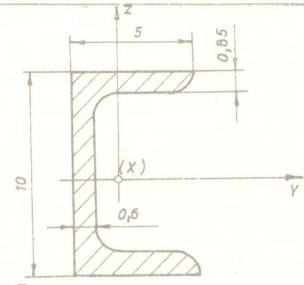
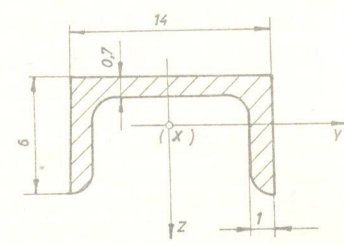
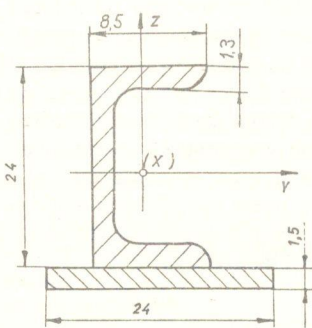
- težina upravljačnice 1800 kg
- težina motora 800 kg

- težina prenosnika 680 kg
- težina platforme 8800 kg
- težina dizalice 1840 kg
- težina postolja 1700 kg

Horizontalna opterećenja su:

- sile na odbojnicima $F_u = 1000 \text{ kN}$
- sila na kvačilu od istezanja $F_i = 1000 \text{ kN}$

Tip grede	IZGLED GREDE	GEOMETRIJSKE KARAKTERISTIKE GREDE
1	FIKTIVNA GREDA	$A_x = 100.000 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 50.000 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 50.000 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 100.000.000 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 100.000.000 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 100.000.000 \text{ (cm}^4\text{)}$
2		$A_x = 9,03 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 3,57 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 5,47 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 1,54 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 14,1 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 57,5 \text{ (cm}^4\text{)}$
3		$A_x = 13,48 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 6 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 7,48 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 2,767 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 29,3 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 206 \text{ (cm}^4\text{)}$
4		$A_x = 20,4 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 10,6 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 9,8 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 5,6 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 605 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 62,7 \text{ (cm}^4\text{)}$

Tip grede	IZGLED GREDE	GEOMETRIJSKE KARAKTERISTIKE GREDE
5		$A_x = 32,297 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 17 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 15,295 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 11,7 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 148 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 1920 \text{ (cm}^4\text{)}$
6		$A_x = 42,3 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 19,63 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 22,8 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 19,308 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 3600 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 248 \text{ (cm}^4\text{)}$
7		$A_x = 13,48 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 7,48 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 6 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 2,767 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 206 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 29,3 \text{ (cm}^4\text{)}$
8		$A_x = 20,4 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 9,8 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 10,6 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 5,6 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 62,7 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 605 \text{ (cm}^4\text{)}$
9		$A_x = 72,3 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_y = 56 \text{ (cm}^2\text{)}$ $A_z = 23 \text{ (cm}^2\text{)}$ $I_x = 25 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_y = 6761 \text{ (cm}^4\text{)}$ $I_z = 1976 \text{ (cm}^4\text{)}$

U daljem radu izvršena je analiza sva tri slučaja opterećenja.

Prvi slučaj opterećenja: $\frac{1}{2} Q + F_u$

U proračunu je uzeta horizontalna sila od 1000 kN na odbojnicima u čvorovima 13 i 121 i polovina vertikalnog opterećenja od uticaja težine postolja i ugradnje opreme na njemu (težina upravljačnice, težina motora, težina platforme, težina dizalice).

Drugi slučaj opterećenja: $\frac{1}{2} Q + 0,6 F_u$

U ovom slučaju opterećenja uzeta je horizontalna sila od 600 kN na odbojnicima a vertikalno opterećenje je isto kao i u prvom slučaju opterećenja.

Treći slučaj opterećenja: $\frac{1}{2} Q + 1/2 F_1$

U proračunu je uzeta horizontalna sila na kvačilu od 500 kN u čvorovima 1 i 140 i vertikalno opterećenje isto kao u prvom i drugom slučaju opterećenja.

4. PRORAČUN NA RAČUNARU I ANALIZA DOBIJENIH REZULTATA

Statički proračun drezine DHD-200 izvršen je na računaru H6/57 a korišćen je program za statičku i dinamičku analizu konstrukcija SAP-IV. Rezultati proračuna sa ulazno-izlaznim podacima dati su u posebnom prilogu.

Izlazni rezultati iz programa SAP-IV su deformacije i naponi na modelu konstrukcije dati u vidu pomeranja u čvorovima (translacije i rotacije u x, Y, i z pravcu), veličine sila R_1 , R_2 i R_3 i momenata M_1 , M_2 i M_3 na krajevima grede. Izlazni rezultati iz programa SAP-I za tanke ploče su komponentni naponi i komponentni momenti savijanja.

4.1 Analiza pomeranja

Pomeranje zadatih čvorova na modelu drezine u sva tri pravca globalnog koordinantnog sistema su zanemarljivo mala pa ne zahtevaju posebnu analizu. to ukazuje na dovoljnu krutost konstrukcije postolja drezine.

4.2 Analiza napona u gredama

Za svaki od zadata 3 slučaja opterećenja izračunate su aksijalne sile R_1 i

smicajne sile R_2 i R_3 , takođe i torzioni moment M_1 i dva momenta savijanja M_2 i M_3 za svaku od upotrebljenih 115 greda. Na osnovu ovih izračunatih veličina datih u priloženom listingu sa proračuna na računaru, određuje se veličina normalnih i tangencijalnih napona za svaku gredu posebno po obrascima:

– Normalni napon:

$$\sigma = \frac{R_1}{A_1} \pm \frac{M_2}{I_2} \cdot Y_{max} \pm \frac{M_3}{I_3} \cdot X_{max}$$

– Tangencijalni napon:

$$\tau = \frac{M_1}{W_0} + \frac{R_2}{A_2} + \frac{R_3}{A_3}$$

Najveći normalni naponi javljaju se u podužnim nosačima i to kako na spoljašnjim tako i na unutrašnjim, po celoj dužini konstrukcije.

U sledećoj tabeli dati su najveći normalni naponi koji su dobijeni po napred navedenim obrascima za sva tri slučaja opterećenja. Tangencijalni naponi nisu posebno analizirani jer su znatno manji od normalnih.

TABELA NAJVEĆIH NORMALNIH NAPONA
kN/cm²

Broj grede	Slučaj opterećenja		
2			19,04
8	- 24,22	- 9,71	
15	- 24,22	- 14,64	
22	- 25,85	- 15,49	
27	- 35,87	21,54	34,68
34	- 41,54	25,03	35,17
42	- 22,94	- 15,66	
56	- 21,33	- 13,24	
65	- 21,77	- 13,92	
79	- 18,58		
103			21,35
104	- 22,48	- 11,72	

Iz tabele se može uočiti da se najveći naponi javljaju u prvom i trećem slučaju opterećenja što se s obzirom na primenjene horizontalne sile u tim slučajevima može i očekivati. Pošto je u proračunu za sve slučajeve opterećenja korišćena kombinacija vertikalnih i horizontalnih opterećenja, to shodno propisima JŽ, dozvoljeno opterećenje za upotrebljeni materijal iznosi:

$$\sigma_d = 24 \text{ kN/cm}^2$$

Na većini apriksimiranih greda iz tabele najopterećenijih greda u konstrukciji naponi su oko dozvoljene granice, što se s obzirom na izvršenu aproksimaciju konstrukcije i neuzimanja u obzir nekih ojačanja i dodataka koji utiču na povećanu krutost, može zaključiti da su i te grede dobro dimenzionisane.

U gredama 27 i 34 za prvi i treći slučaj opterećenja dobijaju se naponi koji su znatno veći od dozvoljenih. To je mesto na unutrašnjim podužnim nosačima gde se oni sužavaju prema središtu drezine, odnosno ispod zadnjeg dela motora. Uticaj momenta savijanja M_3 je najuticajnija komponenta u povećanju ovih napona, pa je potrebno nekim horizontalnim rebrom ili povezivanjem spoljnjeg i unutrašnjeg nosača to neutralisati.

4.3 Analiza napona u tankim pločama

Za sve slučajeve opterećenja izračunati su komponentni naponi S_{xx} , S_{yy} , S_{xy} a takođe i komponentni momenti savijanja M_{xx} , M_{yy} i M_{xy} za sve upotrebljene elemente.

Na osnovu navedenih veličina i debljina elemenata datih ranije kod opisanja elemenata, mogu se odrediti glavni naponi σ_1 i σ_2 kao i njihovi pravci u odnosu na lokalne ose pojedinih elemenata, kao i odgovarajući ekvivalentni naponi pomoću sledećih izraza:

$$\sigma_x = |S_{xx} \pm \frac{6}{h^2} M_{xx}| \max$$

$$\sigma_y = |S_{yy} \pm \frac{6}{h^2} M_{yy}| \max$$

$$\tau_{xx} = |S_{xy} \pm \frac{6}{h^2} M_{xy}| \max$$

$$\sigma_{1/2} = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) \pm \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

$$\tan 2\alpha = \frac{-2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2}$$

Kod većine elemenata naponi su znatno manji od dozvoljenih za upotrebljeni materijal a značajniji naponi javljaju se u sledećim elementima:

– Element 14, slučaj opterećenja 3:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 20,4 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_2 &= -17,4 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_e &= 19,08 & \text{kN/cm}^2 \end{aligned}$$

– Element 17, slučaj opterećenja 1:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -26,78 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_2 &= 6,28 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_e &= -24,2 & \text{kN/cm}^2 \end{aligned}$$

– Element 42, slučaj opterećenja 1:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 3,82 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_2 &= 27,7 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_e &= 26 & \text{kN/cm}^2 \end{aligned}$$

– Element 45, slučaj opterećenja 3:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 22,5 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_2 &= -13,7 & \text{kN/cm}^2 \\ \sigma_e &= 19,6 & \text{kN/cm}^2 \end{aligned}$$

U elementima 17 i 42 i u prvom slučaju opterećenja dobijaju se naponi koji su oko granice najvećih dozvoljenih napona za upotrebljeni materijal. S obzirom da ta prekoračenja nisu velika i da je prilikom proračuna obrađena konstrukcija postolja bez postojećih konstruktivnih ojačanja, to su stvarni naponi manji od gore prikazanih.

5. ZAKLJUČAK

Na osnovu prethodno izvršene analize naponsko-deformacionog stanja postolja drezine DHD-200 može se uočiti da se najveći naponi dobijaju u prvom slučaju opterećenja od dejstva kombinovanog opterećenja vertikalnih sila i sila na odbojnice od po 1000 kN. S obzirom da se radi o drezini i da naponi na malom broju mesta prelaze dozvoljene vrednosti (za prvi slučaj opterećenja) i na mestima gde u proračunu nisu uzeta sva ojačanja može se zaključiti da je postolja drezine DHD-200 dobro dimenzionisano.

(Adresa: Jovan Conić, dipl. maš. inž.)

Dosadašnji rad i budući zadaci Tehničke komisije JŽ za razvoj teretnog kolskog parka

Dragoslav PAJIĆ, dipl. inž.

UVOD

Možda će mnogi postaviti pitanje zbog čega je potrebno da se na ovakvom Savetovanju govori o radu jedne komisije, kada, verujem, da ima i mnogo njih koji danas prvi put čuju da postoji Tehnička komisija Jugoslovenskih železnica za razvoj teretnog kolskog parka. Međutim, ipak ima više razloga da se, baš na ovom Savetovanju kaže nekoliko reči o radu ove Komisije, a takođe i o njenim budućim zadacima.

Prvi razlog je, što ova Komisija ne prekidno radi od maja 1970. godine tj. više od 16 godina i što pretstoji 100-ti sastanak. Mali je broj tehničkih komisija koje su toliko dugo vremena intenzivno radile u gotovo nepromenjenom sastavu.

Drugi razlog je taj što se ova Komisija bavila jednim značajnim pitanjem iz osnovne delatnosti železnice, a to je razvojem teretnog kolskog parka.

Teretni kolski park je od izuzetnog značaja za železnicu, jer služi kao sredstvo za proizvodnju a sve češće predstavlja i sastavni deo robe koja se prevozi. Naročiti značaj za jednu železnicu teretno-kolski park ima zbog uključivanja u međunarodni saobraćaj i zbog velikih finansijskih sredstava uložених u nabavku, odnosno koja se kasnije ulažu u održavanje.

Kao sredstvo za proizvodnju u saobraćaju, teretna kola treba da ispune svoj zadatak sigurno, pouzdano i ekonomično. Za razliku od drugih voznih sredstava teretna kola moraju da ispunjavaju i druge zahteve kao što su:

- da budu sposobna da se kao prevozno sredstvo pojedinačno uključuju u saobraćaj;
- da bez planskog održavanja izdrže rok revizije 5–6 godina i da za vreme vožnje budu bez nadzora;

- da izdrže teške uslove eksploatacije tj. da obezbede tovar i konstrukciju od oštećenja u eksploataciji, naročito prilikom ranžiranja u grbinama i ranžirnim stanicama, prilikom mehanizovanog utovarai istovara;

- da su sposobna da ih korisnici sami, bez pomoći železničara, mogu utovarivati i istovarivati.

Kao sastavni deo robe koja se prevozi, teretna kola se sve više koriste. U vreme monopola železnice, politika prevoza se zasnivala na primeni relativno jednostavnih teretnih kola opšte namene. Međutim, porastom konkurencije i sve većim zahtevom za prevozom specijalnih roba, došlo je do potrebe da se sve više i više grade specijalna teretna kola. Zbog toga železnica, da bi dobila deo i ovog specijalnog prevoza na tržištu, mora da razvija svoj teretno-kolski park tako da ga prilagodi i specijalnim potrebama (na primer, vagoni cisterne, plato kola za prevoz kontejnera, kola za prevoz automobila, hucke-pack prevoz, i dr.). Na ovaj način deo teretnog kolskog parka postaje usko specijalizovan za prevoz određenih roba tj. sastavni deo robe koja se prevozi.

Teretna kola su **prevozno sredstvo koje se uključuje u međunarodni saobraćaj**, te moraju odgovarati propisima za međunarodni saobraćaj. Svi osnovni zahtevi i tehnološke novine u oblasti tehnike teretnih kola i zajedničku upotrebu teretnih kola regulišu evropske železnice zajedno putem tehničkih propisa i normi kroz:

- Međunarodnu uniju železnica (UIC–Union internationale des Chemins de Fer), koja donosi propise;
- Biro za istraživanje i opite (ORE–Office de Recherches et d'Essais), koji obavlja istraživanja i predlaže rešenja;

- Pravilnik o uzajamnoj upotrebi teretnih kola u međunarodnom saobraćaju (RIV–Règlement internationale Veicoli).

Da bi se teretna kola mogla zajednički koristiti u međunarodnom saobraćaju moraju da odgovaraju normama koje propisuje UIC a to su:

- **UIC–unificirana teretna kola**, čija se unifikacija propisuje u objavama UIC kroz definisanje osnovnih dimenzija, nosivosti, opreme i zamenljivih delova.
- **UIC–standardna teretna kola** čija se standardizacija sastoji u tome da ORE (stručna komisija ORE B12) izrađuje kompletnu dokumentaciju za kola koja su izrađena na bazi unificiranih teretnih kola, zajednički na međunarodnom planu razvijena, izrađena i ispitana.

Teretna kola čine veliki deo vrednosti voznog parka železnice a takođe i velika sredstva su angažovana za održavanje.

Teretna kola učestvuju po nabavnoj ceni u odnosu na sva vozna sredstva JŽ sa 53% a u troškovima održavanja sa oko 28%

Treći razlog je taj što će i ubuduće razvoj teretnog kolskog parka biti vezan za ovu Komisiju, pa je na ovom Savetovanju mesto da se o tome kaže.

1. KRATAK ISTORIJA RADA TEHNIČKE KOMISIJE JŽ ZA RAZVOJ TERETNOG KOLSKOG PARKA

Jugoslovenske železnice su 1968. godine odlučile da u neposrednom razvojnom periodu nabave 21.000 teretnih kola koja treba da budu kola veće nosi-

vosti, sposobna za visoke brzine saobraćaja i pogodna za postavljanje automatskog kvačila. Ova odluka je bila donešena u vreme kada je situacija sa teretnim kolskim parkom bila kritična: zastareo kolski park nije mogao da obezbedi prevoz roba jer je pored nedostatka kola, imobilizacija teretnih kola i troškovi održavanja bili izvanredno veliki.

Tada je dogovoreno da se odmah pristupi nabavci 10.000 teretnih kola sa obrtnim postoljima, a da se sledećih 11.000 kola nabave sa eventualnom korekcijom.

Da bi se osiguralo izvršenje dogovorene nabavke, obrazovana je 1970. god. Komisija JŽ za nabavku teretnih kola, a u okviru ove Komisije formirana je Tehnička komisija JŽ za razvoj teretnog kolskog parka, sastavljena od stručnjaka železničkih transportnih preduzeća i ZJŽ. Inicijator i organizator ove Komisije je dipl. inž. Momčilo Radotić, koji je sve do 1974. godine vodio rad ove Komisije i dao ovoj Komisiji osnovni ton rada.

Osnovni zadatak ove Komisije je bio da osigura tehničko jedinstvo i da eliminiše što je više moguće greške u razvojno-konstrukcionim rešenjima novih kola.

Prvi sastanak Tehničke komisije je održan 07.05.1970. godine i do sada je održano 99 sastanaka.

U početnom periodu rada, postavljajući sebi kao cilj izgradnju teretnih kola sa savremenim i perspektivnim tehničkim rešenjima, držeći se principa standardizacije i unifikacije, Tehnička komisija je morala da reši mnoga pitanja, kao što su:

- da kritički razmotri postojeće tehničke uslove, standarda, tipizaciju i dr.
- da sredi postojeću i pristupi izradi jedinstvene tehničke dokumentacije za pojedine tipove kola
- da izvrši izbor tehničkih rešenja za glavne komponente teretnih kola (obrtno postolje, osovinski sklop, vlačno-odbojne spremlje, i dr.)
- da izvrši reviziju postojećih i izabere najpovoljnije tehnologije za proizvodnju i definiše materijale za proizvodnju
- da donese propise i uputstva i sprovede ispitivanje prototipova novih teretnih kola.

Za kupovinu prvih 10.000 teretnih kola bila je raspisana međunarodna licitacija, koja je bila propala i posle koje su železnička transportna preduzeća počela odvojeno da nabavljaju različite serije teretnih kola u zemlji i inostran-

stvu bez primene jedinstvenih tehničkih rešenja. Tada je pretila opasnost da JŽ heterogeno nabavljaju teretna kola i da bi se ovo sprečilo, Kolegijum generalnih direktora Železničko-transportnih organizacija je ovlastio Tehničku komisiju da je ona jedino merodavna da overava tehničku dokumentaciju za zajednički teretno kolski park. Ova odluka je bila od izvanrednog značaja za ostvarivanje tehničkog jedinstva budućih nabavaka teretnih kola. Može se slobodno reći, da je zahvaljujući ovoj odluci, koja je sprovedena i kroz propise, nabavka teretnih kola za sve korisnike, bilo JŽ i privatne, vršena prema jedinstvenoj tehničkoj dokumentaciji čime je princip tehničkog jedinstva sproveden i pored dezintegracije i osamostaljenja železničkih transportnih organizacija.

Ova odluka bila je od neprocenjive koristi za JŽ. Danas se to može najbolje videti ako se analizira stanje vučnih vozila, građevinskih mašina, signalna postrojenja, informatika. Kod vučnih vozila, gde je najveći broj vozila nabavljen pojedinačno od železničkih transportnih organizacija, postoje mnogo različitih serija istih ili sličnih karakteristika (snaga, brzina i sl.), nesređena tehnička dokumentacija, neispitana tehnička rešenja.

Dakle, zahvaljujući ovoj odluci i savesnom radu Tehničke komisije, teretni kolski park JŽ je za poslednjih 16 godina nabavljen po jedinstvenoj tehničkoj dokumentaciji i time je očuvano tehničko jedinstvo teretnog kolskog parka JŽ.

2. SADRŽAJ RADA TEHNIČKE KOMISIJE JŽ ZA RAZVOJ TERETNOG KOLSKOG PARKA U PROTEKLIM PERIODU

Kao što je već rečeno, osnovni zadatak Tehničke komisije je bio izgradnja

savremenog teretnog kolskog parka koji će se graditi prema savremenim i perspektivnim tehničkim rešenjima. Razvoj teretnog kolskog parka Jugoslovenske železnice su se oslonile na domaću industriju šinskih vozila, a to su fabrike: Fabrika vagona Kraljevo, Mašinska industrija Niš, »Đuro Đaković«, »Vaso Miskin–Crni«, »Goša«, »Bratstvo« – Subotica, »Boris Kidrič« – Maribor i niz drugih proizvođača opreme i komponentata.

Osnovne postavke u radu Tehničke komisije su:

- Jedinstvena tehnička dokumentacija za jedan tip kola, bez obzira na proizvođača ili korisnika;
- za svaku seriju kola određeni su nosioci tehničke dokumentacije (proizvođači), koji su dužni da unapređuju tehnička rešenja, vrše sve izmene;
- svu tehničku dokumentaciju numerisati i arhivirati;
- konstrukcija kola treba da je takva da se obezbeđuje brzina od 100 km/h, a uz manje dopune i 120 km/h s tim da se imaju koristiti proverena tehnička rešenja, standardizovana i tipizirana od UIC i preporučena od ORE;
- kroz tehničku dokumentaciju osavremeniti pojedine tehnologije u cilju povećanja nivoa kvaliteta, sigurnosti pouzdanosti (npr. tehnologija zavarivanja, tehnologija antikorozijske zaštite i garancija 5 godina).

U proteklom periodu rada Tehničke komisije tj. od 1970 godine do 1986. god. izgrađeno je 18 novih različitih serija teretnih kola (Gas, Gbs, Eas, Es, Eams, Laes, Rgs, Regs, Rs, Uai, Sgss, Taes, Tads, Tbis, Uach, Fads i Ubis) sa ukupno 32.222 kola ili 60% od ukupnog kolskog parka. U ovom periodu znatno je modernizovan teretno kolski park, povećana nosivost kola, povećan broj RIV kola i kola sa savremenom kočnicom i brzinom 100 km/h i iznad. To se vidi iz sledećeg prikaza:

	1970.	1986.	1986/70. g.
1. Broj teretnih kola	58.069	53.122	– 8,5%
2. Broj 2-osovnih kola	54.639	25.354	– 46,4%
3. Učešće 2-osovnih kola %	94,0%	47%	
4. Broj 4-osovnih kola	3.430	26.467	+ 771%
5. Učešće 4-osovnih kola %	5,9%	49,8%	
6. Nosivost (mil. tona)	1,34	2,22	+ 65%
7. Broj kola RIV	43.571	49.062	+ 12%
8. Učešće RIV kola u ukupnom broju	75%	92%	
9. Broj kola za 100 km/h i više	8.144	39.112	+ 480%
10. Učešće kola za 100 km/h u ukupnom broju	14%	73%	

Pored izgradnje novih tipova kola, izvršena je standardizacija osnovnih komponenata teretnih kola:

- obrtno postolje Y 25 Cst
- odbojno vlačna sprema sa prstenastim oprugama
- osovinski sklopovi sa monoblok-točkovima
- trčeci stroj 2-osovnih kola
- oprema kola (ventili, slavine i dr.)
- kompletna kočnica i oprema.

Takođe je bilo više rekonstrukcija pojedinih kola, a i sanacionih tehničkih rešenja za slučajeve koji su se u toku eksploatacije pokazali neodgovarajućim bilo da nisu dobro konstruisana i izrađena ili da su uslovi eksploatacije isuviše oštri, pa konstrukcija kola nije izdržala.

Pored poslova razvoja teretnih kola Tehnička komisija je rešavala i neka tehnička pitanja iz oblasti eksploatacije i održavanja teretnih kola.

U radu Tehničke komisije, pored članova Komisije predstavnika ŽTO/ŽTP/ŽG aktivno učestvuju i predstavnici proizvođača vagona, koji su takođe dali svoj doprinos na razvoju teretnog kolskog parka.

3. BUDUĆI ZADACI TEHNIČKE KOMISIJE JŽ ZA RAZVOJ TERETNOG KOLSKOG PARKA

Svakako da i dalje ostaje kao osnovni zadatak Tehničke komisije da nastavi izgradnju teretnih kola po jedinstvenoj tehničkoj dokumentaciji sprovodeći tehničko jedinstvo, primenjujući savremena i perspektivna tehnička rešenja, propise UIC, a oslanjajući se na preporuke ORE i razvoj teretnog kolskog parka razvijenih železnica.

Osnovne tendencije razvoja teretnog kolskog parka u Evropi su:

- povećanje brzine teretnih vozova od 80 km/h na 90 km/h odnosno kasnije 100 km/h
- povećanje opterećenja po osovini od 20 t na 22,5 t
- povećanje kapaciteta tovarjenja teretnih kola.

3.1 Povećanje brzine teretnih vozova

Maksimalna brzina teretnih vozova u međunarodnom saobraćaju je određena propisima RIV i objavom UIC 432 i to: minimalna brzina teretnih vozova u

»normalnom režimu« iznosi 80 km/h, zatim u »S-režimu« 100 km/h i u »SS-režimu« 120 km/h. Kao što je poznato, povećanje brzine u teretnom saobraćaju od 60 km/h na 80 km/h izvršeno je 1970. god. i od tada se nije menjalo. Međutim, brzine u putničkom saobraćaju se stalno povećavaju i u Evropi je sve više pruga gde vozovi saobraćaju sa brzinom 160 km/h i većom, a od 1990. god. biće dosta relacija gde će se voziti 250 km/h. Zbog toga je u UIC razmatrana mogućnost opšteg povećanja brzine teretnih vozova na 100 km/h.

Na osnovu Studije UIC je zaključeno da nije moguće opšte povećanje brzine na 100 km/h u bliskoj budućnosti bez ograničenja u sastavima vozova, ali je utvrđeno da je povećanje na 90 km/h moguće i doneta je odluka da se brzina u međunarodnom saobraćaju od 1.1.1990. godine poveća na 90 km/h, tj. u međunarodnom saobraćaju se mogu koristiti samo teretna kola koja ispunjavaju uslove za 90 km/h.

Međutim, povećanje na 100 km/h je i dalje prisutno u radu komisija UIC-a, jer je to krajnji cilj.

Pored ovoga, neke železnice u Evropi su inicirale (DB, OBB, SNCF) da je potrebno sva teretna kola obeležiti sa oznakom, koja ispunjavaju uslove trčanja za 100 km/h i 120 km/h tj. da im mirnoća hoda i stabilnost zadovoljavaju potrebne zahteve. Tako je donešena odluka da se sva RIV-kola označe određenim oznakama da li ispunjavaju uslove trčanja za 100 km/h odnosno 120 km/h a nemaju P-kočnicu, kako bi ih neke železnice u Evropi, koje imaju duže zaustavne puteve ili druge mogućnosti u vezi razmaka između predsignala i signala mogle koristiti i sa većom brzinom od 80 km/h odnosno 90 km/h.

Dakle, neposredni zadaci u vezi povećanja brzine teretnih kola su:

- Analiza kolskog parka i obeležavanje RIV-kola za 90 km/h;
- Analiza kolskog parka u vezi opšteg povećanja brzine na 100 km/h i 20 t po osovini (broj kola i potrebne modifikacije)
- Analiza kolskog parka u vezi davanja oznaka za sposobnost kola za brzinu od 100 km/h (mogućnost trčanja)
- Analiza kolskog parka u vezi davanja oznaka za sposobnost kola za brzinu od 120 km/h (mogućnost trčanja).

Ovde treba napomenuti da neke evropske železnice (kao npr. SBB, NS) već imaju teretna kola za saobraćaj i

većim brzinama od 120 km/h. Naime, ove železnice su izradile teretna kola (2-osovna za 140 km/h i 4-osovna za 160 km/h) koja saobraćaju u vozovima Inter City. I druge železnice (DB) se pripremaju za saobraćaj teretnih vozova većih od 120 km/h pošto njihove nove pruge su predviđene za 250 km/h za mešoviti saobraćaj.

Na osnovu izloženog, može se zaključiti da je osnovni cilj povećanja brzine na 100 km/h, ali da treba očekivati i dalje zahteve za povećanje brzine teretnih vozova.

3.2 Povećanje opterećenja po osovini od 20 t na 22,5 t

Na osnovu studije o ekonomičnosti povećanja opterećenja po osovini, Poslovodni odbor UIC utvrđuje da se od 01.01.1984. god. može u internacionalnom saobraćaju koristiti 22,5 t opterećenje po osovini i uvedena je nova kategorija pruga »D«.

Međutim, treba napomenuti da još nisu definisana tehnička rešenja kočnice za 100 km/h i 22,5 t opterećenja po osovini za cele vozove. Ovo pitanje se rešava u okviru UIC i rešenja će do kraja 1986. godine biti poznata.

3.3 Povećanje kapaciteta tovarjenja teretnih kola

Povećanje kapaciteta tovarjenja teretnog kolskog parka se postiže povećanjem opterećenja po osovini na 22,5 t i većom primenom 4-osovnih kola.

Prednosti 4-osovnih kola su:

- kapacitet tovarjenja je znatno veći u vozu dužine 700 m sa 4-osovnim kolima od voza sa 2-osovnim kolima
- troškovi manipulacije sa 4-osovnim kolima su manji te se roba može prevoziti sa manje troškova.

3.4 Neposredni zadaci Tehničke komisije JŽ za razvoj teretnog kolskog parka

Kao neposredni zadaci Tehničke komisije su sledeći:

- priprema tehničke dokumentacije za gradnju teretnih kola sa opterećenjem od 22,5 t, po osovini i izrada prototipa

- | | |
|-----------------------------|-----------|
| • Eaos od 81 m ³ | • Tams |
| • Hbis | • Taps |
| • Habis | • Sahimms |

– priprema tehničke dokumentacije specijalnih kola (npr. dvospratnih kola za prevoz automobila, hucke-pack, i dr.).

- obratno postoje Y25L za 22,5 t
- osovinski sklop za 22,5 t
- vešajni sistem za 22,5 t
- odbojnik klase B, eventualno klase

C

- modernizacija vlačne spreme
- priprema tehničke dokumentacije, izrada prototipa za obrtno postolje Y25R (a) s za 20 t po osovini
- priprema tehničke dokumentacije, izrada prototipa i prototipsko ispitivanje

4. ZAKLJUČAK

Na osnovu izloženog može se zaključiti:

– Tehnička komisija JŽ za razvoj teretnog kolskog parka odigrala je važnu ulogu u očuvanju tehničkog jedinstva teretnog kolskog parka JŽ u proteklom periodu,

– Primenjujući savremena tehnička rešenja tehnički nivo i kapacitet teretnog kolskog parka je na nivou razvijenih železnica u Evropi,

– U budućem radu očekuju se takođe značajni zadaci u daljem sprovođenju modernizacije teretnog kolskog parka, koji će zadovoljiti zahteve u međunarodnom saobraćaju kako u bliskoj tako i u daljoj budućnosti.

(Adresa: Dragoslav Pajić, dipl. ing. savetnik koordinator za razvoj vozniha sredstava ZJŽ Beograd).

U PRIPREMI JE NOVA STRUČNA KNJIGA — PRIRUČNIK

„ELEKTRIČNE LOKOMOTIVE JŽ-461“

autora: D. Arandževića, dipl. inž., Z. Milićevića, dipl. inž. i V. Marjanovića, dipl. inž.

Knjiga je namenjena pre svega mašinovođama elektrovučnih vozila, mada će njen sadržaj omogućiti da je koriste i železnički radnici drugih zanimanja u službama za održavanje i eksploataciju vučnih vozila. Prema obrađenoj materiji moći će da se koristi, u nedostatku udžbenika, i u školama za mašinovođe.

Detaljno su obrađeni električni, mehanički i pneumatski uređaji, rad i postupci za rukovanje pri pojavi smetnji.

Obuhvaćene su obe podserije lokomotiva i sve modifikacije izvršene u toku dosadašnje eksploatacije.

Knjiga je podeljena u sledeća poglavlja.

1. Uvod
2. Tehnički podaci i karakteristike
3. Opšti opis lokomotive
4. Opis mehaničkog dela
5. Opis električnog dela
6. Opis pneumatske instalacije i vazdušne kočnice
7. Visokonaponska oprema
8. Vučna oprema
9. Pomoćni pogon
10. Niskonaponska i upravljačka oprema
11. Rad lokomotive i rukovanje
12. Neispravnosti na lokomotivi
13. Opis modifikacija i modifikovanih lokomotiva
14. Održavanje lokomotive

Knjiga će biti bogato ilustrovana crtežima, šemama, fotografijama i dijagramima, a šampaće se latinicom na srpskohrvatskom jeziku. u formatu B-5.

Narudžbe prima izdavač

ZAVOD ZA NOVINSKO-IZDAVAČKU I PROPAGANDNU DELATNOST JŽ,
11000 BEOGRAD, Nemanjina 6.

Savremene jugoslovenske konstrukcije zatvorenih teretnih vagona

Dr Stojadin STOJČIĆ, dipl. inž.

1. Uvod

Zatvoreni teretni vagoni namenjeni su prevozu raznih vrsta roba koje treba štiti od atmosferilija, kao što su: roba u paletama, gajbama, balama, kućni nameštaj i uređaji, lekovi, prehrambeni artikli i druga komadna roba.

Veliki zahtevi za prevoz ovakvih vrsta roba učinili su da su železnice posebnu pažnju poklanjale razvoju zatvorenih teretnih vagona i njihovoj brojnosti. To je razlog što zatvoreni teretni vagoni čine blizu trećinu ukupnog voznog

parka Jugoslovenskih železnica, a takođe i železničkih uprava u Evropi.

Koncepcijom vagona omogućena je potpuna mehanizacija utovara i istovara inače najtežih i dugotrajnih poslova na železnici. Utovar i istovar vagona obavlja se pomoću viljuškara, preko velikih otvora na stranicama vagona.

Želja da se proces utovara i istovara ubrza dovela je do razvoja dve familije zatvorenih teretnih vagona.

— »Klasični« zatvoreni teretni vagoni sa otvorom za utovar-istovar u sredini stranice ili dva otvora na krajevima stranice vagona slike 1, 2 i 3.

— Drugu familiju čine zatvoreni teretni vagoni sa pokretnim stranicama, eventualno i sa pokretnim krovom. Konstrukcija ovih vagona je maksimalno prilagođena mehanizovanom utovaru-istovaru. Ovde su stranice vagona pokretne, pa se prilikom utovara -istovara

otvara bilo koja polovina stranice vagona slike 4, 5 i 6.

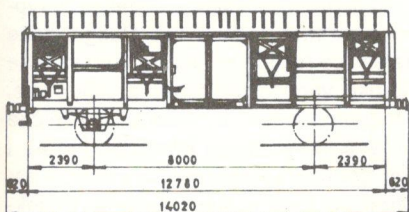
Vagoni su opremljeni savremenom automatskom vazdušnom kočnicom i sposobni su za saobraćaj brzinama 100 km/h ili 120 km/h.

Vagoni se upisuju u međunarodni garit za vozila prema objavi UIC 505-3. Vagoni u svemu odgovaraju propisima UIC, RIV i JŽS, pa su prema tome sposobni za međunarodni saobraćaj na prugama kategorije A, B i C u režimu »S« ili »SS«.

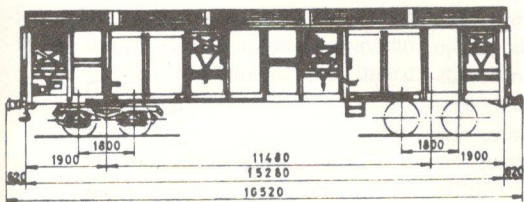
2. Zatvoreni teretni vagoni JŽ

Zatvoreni dvoosovinski teretni vagon tipa Gbs (slika 1) je jedan od brojnijih teretnih vagona Jugoslovenskih železnica. Ukupno je 6916 Gbs vagona. Ostalih tipova zatvorenih dvoosovinskih teretnih vagona u teretnom vagonskom parku JŽ ima zanemarljivo malo u odnosu na Gbs — ukupno 78 vagona. Gbs vagon već godinama uspešno razvija fabrika vagona »Bratstvo« iz Subotice. Uspešnom saradnjom »Bratstva« i fabrike vagona MIN, postignuto je da se elementi stranica Gbs i Gas vagona proizvode od voodootporne lepenke — »vagonke« istih dimenzija, te su međusobom zamenljivi. Zamenljivost elementa stranice vagona je od izuzetnog značaja za remont oba tipa vagona.

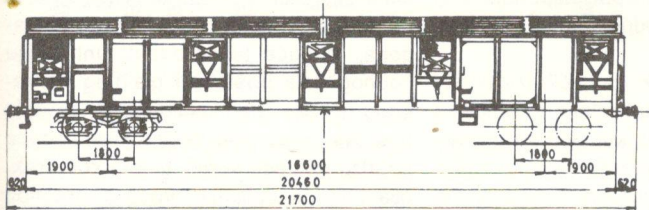
Zatvoreni četvorosovinski vagoni tipa Gas (slika 2.) čine okosnicu zatvorenih teretnih vagona Jugoslovenskih železnica. Najbrojniji su. U voznom parku JŽ teretnih vagona ima 7000 Gas vagona, i najtraženiji su. Izvode se u dve varijante: — sa stranicama od čeličnog



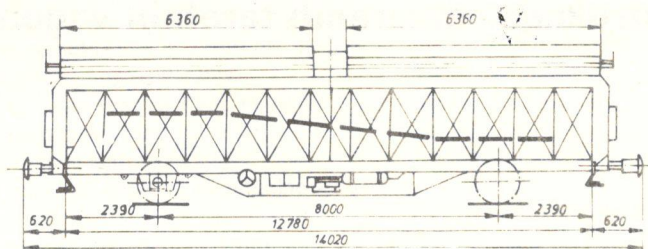
Slika 1 — Gbs — vagon



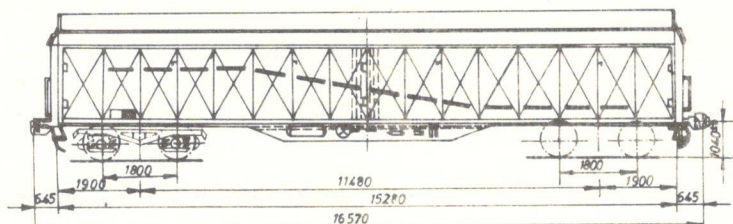
Slika 2 — gas — vagon



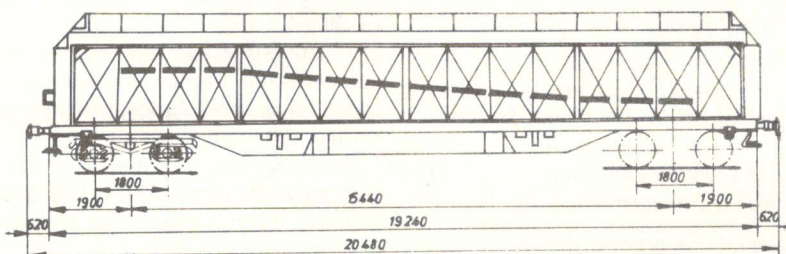
Slika 3 — Gabgs — vagon



Slika 4 – Tbis – vagon



Slika 5 – Hais – vagon



Slika 6 – Habis – vagon

lima i sa stranicama od vodootporne lepenke – »vagonke«. Gas vagona je projektovala fabrika vagona MIN koja se i danas brine o njegovom razvoju. Po našoj dokumentaciji Gas vagon je za Jugoslovenske železnice proizvođen u Engleskoj i Indiji. Na osnovu praćenja ponašanja Gas vagona u eksploataciji, za vreme od blizu 20 godina njegovog postojanja, izvršeno je više poboljšanja (čeoní nosač, vrata i drugo). Naročito je mnogo rađeno na poboljšavanju konstrukcije i funkcionalnosti vrata. Od vrata sa čeličnim oplatnim limovima i gornjim vođenjem, prema propisima UIC, prešlo se je na vrata sa oplatom od vodootporne »vagonke« i donjim vođenjem vrata, koje u to vreme nije bilo prema propisima UIC. Donje vođenje vrata omogućuje veću čirinu vagona, i jednostavnije osiguranje vrata od ispadanja. Gas vagon je isporučivan Grčkim i Albanskim železnicama. I danas se proizvodi za JŽ, a nastavlja se i rad na njegovom razvoju.

Zatvoreni dvoosovinski vagon sa pokretnim stranicama i krivom tipa Tbis (slika 4.) projektovala je i proizvodi, takođe, fabrika vagona MIN. Do danas je proizvedeno ukupno 100 vagona. Kod

ovog vagona bočna stranica se sastoji iz dva pokretna i jednog nepokretnog dela u sredini širine 500 mm. Pri utovaru-istovaru otvara se bilo koja polovina stranice čime se obezbeđuje širok otvor za mehanizovani utovar ili istovar pomoću viljuškara. Isto tako i krov vagona sastaju se iz dva pokretna dugačka dela i jednog uskog pokretnog dela u sredini vagona širine 500 mm. Otvara se ručno pomoću mehanizma jedna polovina krova i prebacuje na nepokretni deo i drugu polovinu pokretnog dela krova. Pokretni delovi krova omogućuju utovar-istovar i preko krova pomoću dizalica, što predstavlja znatno poboljšanje mehanizacije utovara-istovara, najmukotrpnijeg dela posla železnici. Na elektrificiranim prugama ova velika prednost se gubi kada se iznad krova nalazi električni vod pod naponom, koji je smrtnosan za radnike koji bi radili na krovu.

Četvoroosovinski dugački zatvoreni teretni vagoni sa pokretnim stranicama tipa Habis (slika 6.) kupljeni su u Francuskoj. U našem teretnom voznom parku ima 107 Habis vagona. Krov ovih vagona je nepokretan. Stranice su pokretne sa jednim uskim (500 mm) fiksnim

delom. Pokretne stranice se sastoje iz četiri dela, po dva sa svake strane fiksnog dela. Može se otvoriti bilo koja četvrtina ili polovina vagona. Vrata pokretne stranice vagona zabravljaju se pomoću mehanizma za zabavljanje, postavljenim na čelu vagona. U saobraćaj vagona može ići samo sa zabravljenim stranicama. Uređajem za zabavljanje rukuje vozopratno ili stanično osoblje ručno.

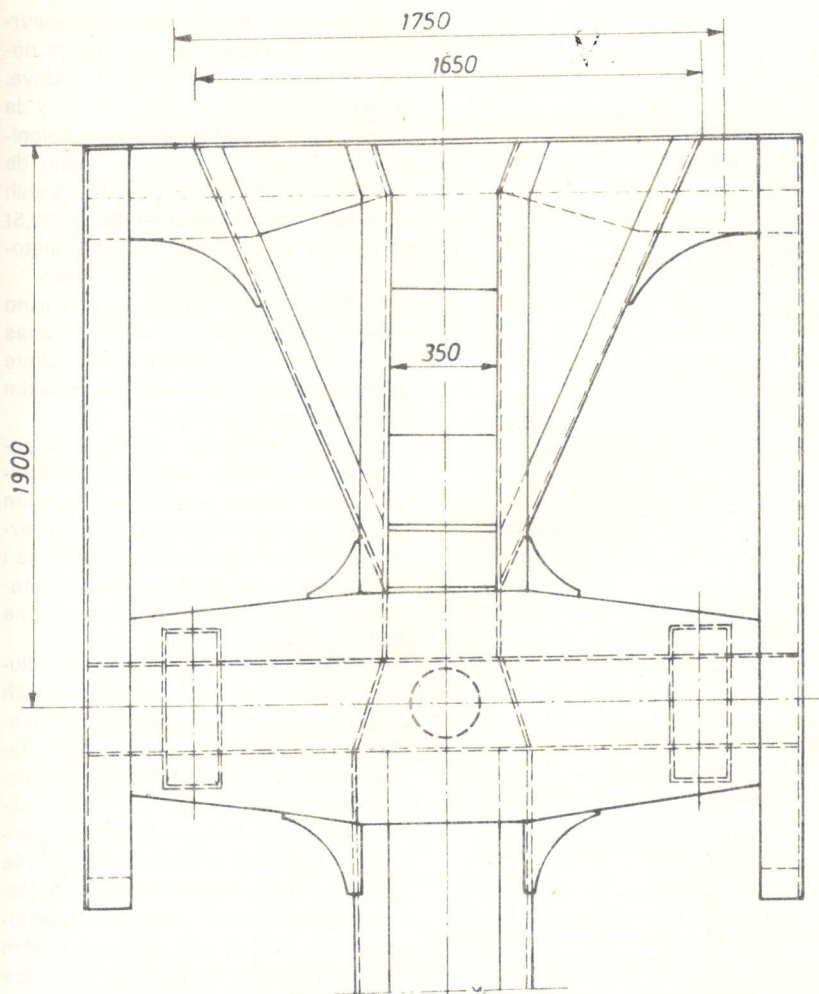
JŽ ne poseduju dugačke zatvorene teretne wagone tipa Gabgs (slika 3.) i vagona sa pokretnim stranicama tipa Hais (slika 5). Posedovanjem ovih vagona JŽ bi mogle ponuditi svojim korisnicima bogatiji izbor tipova vagona, čime bi se nesumnjivo postiglo bolje iskorišćenje kapaciteta vagona.

Fabrika vagona MIN projektovala je i (Iračkim Železnicama) isporučila veliku seriju od blizu 1000 zatvorenih teretnih vagona sa pokretnim stranicama tipa Hais. Ovaj tip vagona projektovan je prema propisima UIC i JŽS. Prototip vagona prošao je i zadovoljio sva ispitivanja koja zahtevaju propisi UIC i JŽS, čime je ispunio sve uslove za uvrštenje i uvršten je u međunarodni javni saobraćaj. Jugoslovenske železnice mogu poručiti i vrlo brzo od proizvođača dobiti ovaj tip vagona, te obogatiti i novim tipom vagona i brojno svoj teretni vozni park.

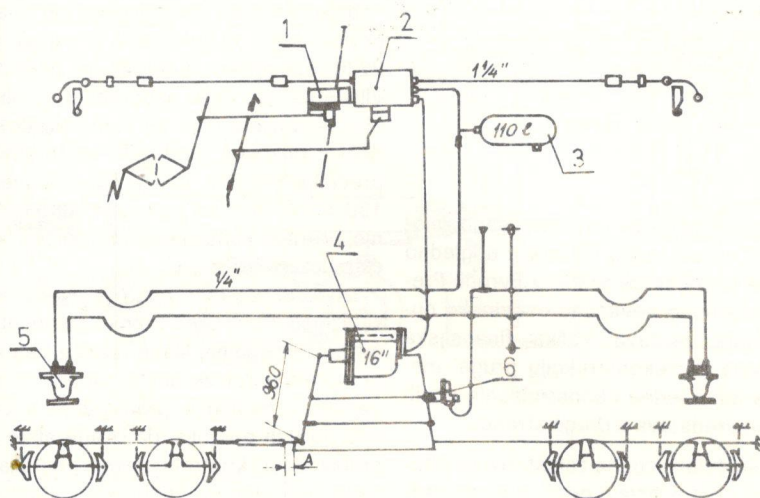
Velikozapreminske – dugačke zatvorene teretne wagone tipa Gabgs, naše železnice takođe nemaju, niti su ih naše fabrike vagona do danas projektovale. Međutim, neke evropske železničke uprave ih već imaju (Austrija, Italija), i oni se povremeno mogu videti u saobraćaju i na našim prugama. Projektantske snage naših fabrika vagona, pogotovu fabrike vagona MIN, koja je zadužena da vodi razvoj zatvorenih teretnih vagona, mogu sa sigurnošću projektovati i ovaj tip vagona.

3. Mogućnosti unifikacije

Na svim navedenim četvoroosovinskim zatvorenim teretnim vagonima, a takođe i na drugim tipovima teretnih vagona, moguće je sprovesti unifikaciju čeonog dela postolja i glavnog poprečnog nosača. Unifikacijom čeonog dela postolja i glavnog poprečnog nosača postižu se veće serije, tj. ista konstrukcija čeonog dela i glavnog poprečnog nosača ugrađuje se u različite tipove teretnih vagona, te se povećava broj istih



Slika 7 – Čeoní deo postolja



Slika 8 – Šema standardne kočnice sa promenom sile kočenja u prekratnoj težini.

elemenata za proizvodnju. Veća serija ima za posledicu bolju ekonomičnost proizvodnje, nižu cenu koštanja, bolji kvalitet, izradu specijalnih visokoproduktivnih alata, primenu specijalnih vi-

sokoproduktivnih mašina itd. što male serije ne omogućuju. Fabrika vagona MIN, radeci na razvoju vagonskih konstrukcija, razvila je i jednu konstrukciju čeonog dela postolja

i glavnog poprečnog nosača (slika 7.) Ova konstrukcija spada u red najlakših konstrukcija čeonog dela u Evropi. Može ga sa sigurnošću kvalitetno proizvesti svaka naša fabrika vagona. Konstrukcija čeonog dela postolja zadovoljava današnje uslove eksploatacije (čeoní vučni uređaj), kao i uslove eksploatacije koji će nastati posle ugradnje automatskog kvačila.

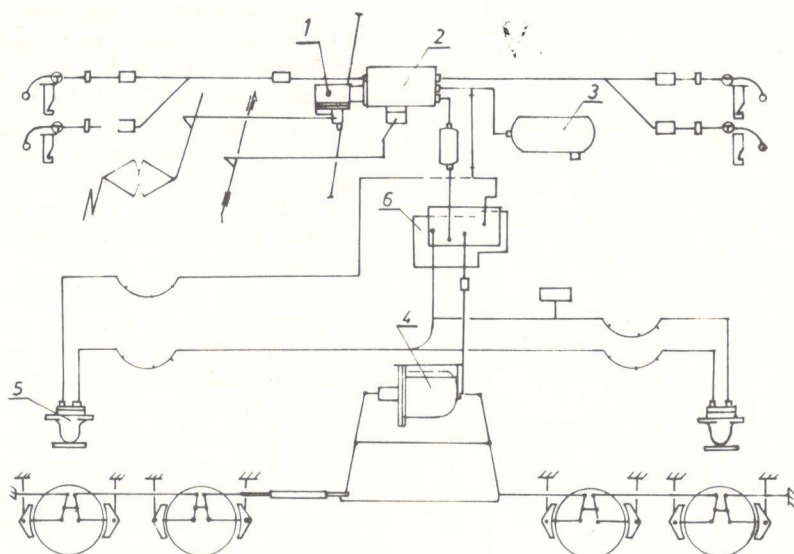
Sva vertikalna i horizontalna opterećenja postolja prenose se preko glavnog poprečnog nosača, te je zbog toga robusne konstrukcije. Svojom oblikom omogućuje ugradnju svih tipova obrtnih postolja, koji zadovoljavaju uslove UIC-510, a to su tipovi savremenih obrtnih postolja. Glavni poprečni nosač svojom visinom određuje i visinu gornje ivice postolja praznog vagona od GlŠ.

4. Kočnica

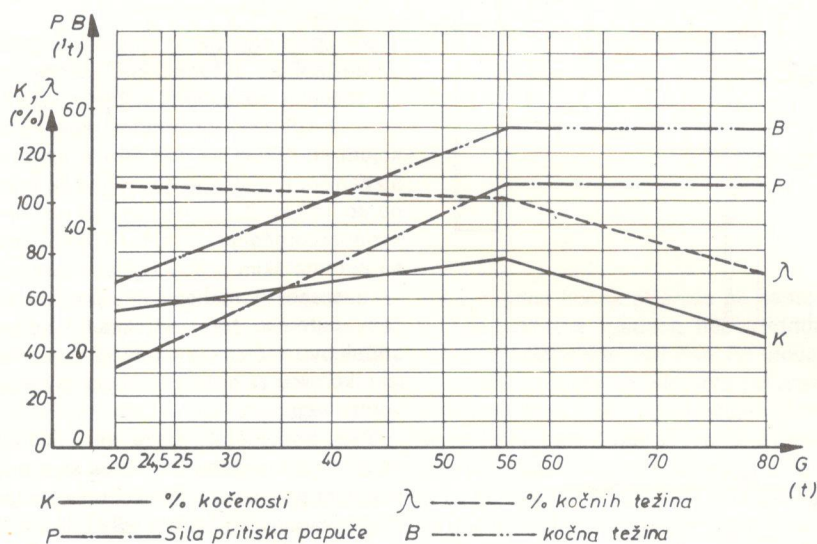
Svi tipovi zatvorenih teretnih vagona opremljeni su automatskom kočnicom sa zbijenim vazduhom sistema »Oerlikon« O-GP-16 i pritvrdnom kočnicom kojom se rukuje sa obe strane vagona sa zemlje. Kočnica je sposobna za brzine do 100 km/h (režim »S«) pri osovin-skom opterećenju od 20 t. To je kočnica sa automatskim prebacivačem »prazno – tovareno« i mahaničkim prebacivačem »putničko teretni« (slika 8.) Nedostatak ove kočnice je u tome što imamo jaku kočnicu za prazan, a slabu za nатовareni vagon.

Ovaj nedostatak može se otkloniti opremanjem vagona kočnicom sa automatskim promenom sile kočenja sa težinom vagona i u režimu »S« (slika 9.). Dobro bi bilo da svi naši novoizgrađeni teretni vagoni, ne samo zatvoreni teretni vagoni, budu opremljeni kočnicom sa kontinualnom promenom sile kočenja i u »S« režimu, pa makar ona bila i nešto skuplja, tako da se i kočenost i procenti kočne težine postepeno povećavaju sa porastom tare vagona, do maksimalne snage kočnog cilindra, a zatim padaju kao kod klasične kočnice. (slika 10.). Ovom vrstom kočnice dobija se »slaba kočnica« za prazan vagon, a jaka za nатовareni vagon, dakle, otklonjen je nedostatak kočnice sa prebacivačem »prazno – tovarno«.

Naša fabrika kočnica MZT u Skoplju proizvodi sve uređaje za obe vrste kočnica, pa se može smelije pristupiti ugradnji kočnice sa automatskom promenom sile kočenja sa povećanjem te-



Slika 9 - Šema kočnice za režim »S« sa kontinualnom promenom sile kočenja: 1-Rasporednik - Est-3f, 2-Nosač rasporednika S3, 3-Pomoćni rezervoar, 4-Kočni cilindar, 5-Merač pritiska i 6-Menjač pritiska.



Slika 10 - Dijagram procenata kočenosti i kočnih težina

žine vagona u režimu »S«, u sve novoizgrađene teretne vagone. Ova vrsta kočnice trebalo bi da postane standardna kočnica za sve novo izgrađene teretne vagone. Sa ovakvom kočnicom na teretnom voznom parku J.Ž. bi se našle na samom vrhu Evrope.

5. Prelazak na 22,5t osovinsko opterećenje

Napredne evropske željezničke uprave (Francuska, Nemačka i dr.) već se ozbiljno pripremaju za prelazak na 22,5t osovinsko opterećenje, i već imaju rešenja konstrukcija obrtnih postolja za

teretne vagone za ovo povećano osovinsko opterećenje, na koje u dogledno vreme treba da se pređe u Evropi. Prelazak na novo povećano osovinsko opterećenje zahteva velika finansijska sredstva za rekonstrukciju pruga, mostova itd. s jedne i konstruisanje novih voznih sredstava s druge strane.

Naše željeznice, na žalost, ovom pitanju još ne poklanjaju odgovarajuću pažnju. Posebno je za žaljenje što naše željeznice, a takođe i naše fabrike vagona, nisu za dosta dugi period proizvodnje i eksploatacije francuskog obrtnog postolja za teretne vagone Y25 u našoj zemlji, stvorili tim stručnjaka koji bi pratio ponašanje obrtnih postolja Y25 u

eksploataciji i radio na njegovom usavršavanju i stvaranju našeg rešenja novog obrtnog postolja za nove uslove. Ovako smo danas ponovo u situaciji da se kao i pre dvadesetak godina oslonimo na inostrana rešenja, odnosno da izaberemo jedno od UIC, već ispitivanih i prihvaćenih obrtnih postolja za 22,5t osovinsko opterećenje tj obrtno postolje Francuskih ili Nemačkih željeznica.

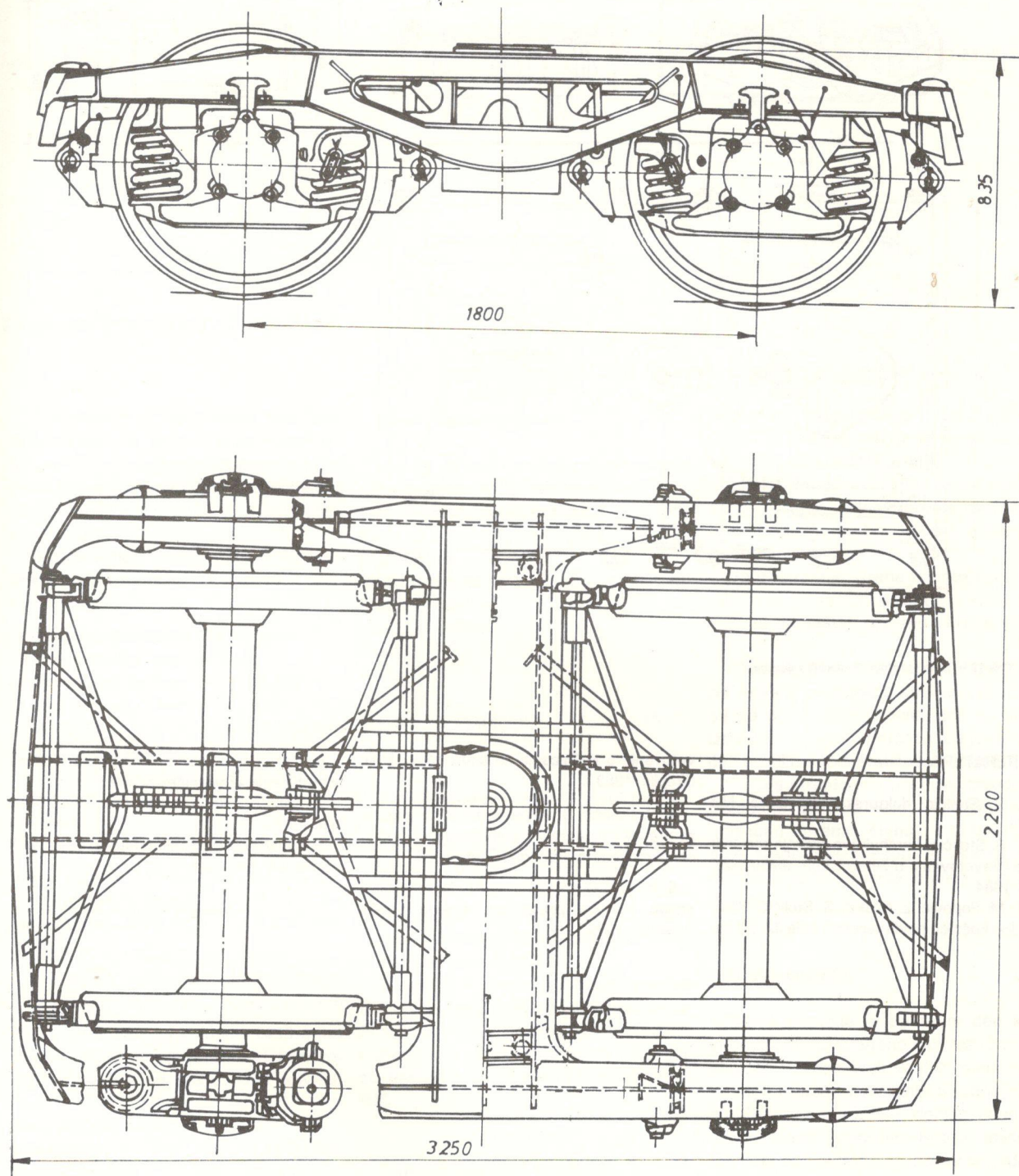
Francuske željeznice su svoje obrtno postolje Y25 razvijale i dalje, i danas imaju obrtno postolje za nove uslove saobraćaja sa povećanim osovinskim opterećenjem (slika 11.).

Nemačke željeznice, takođe nisu se dele skrštenih ruku, već su i one razvijale svoje obrtno postolje sa lisnatim gibnjevima pod mazalicom. One su razvile nekoliko varijanti obrtnog postolja i osposobile ih za 22,5t osovinsko opterećenje. Jedno od njih prikazano je na slici 12.

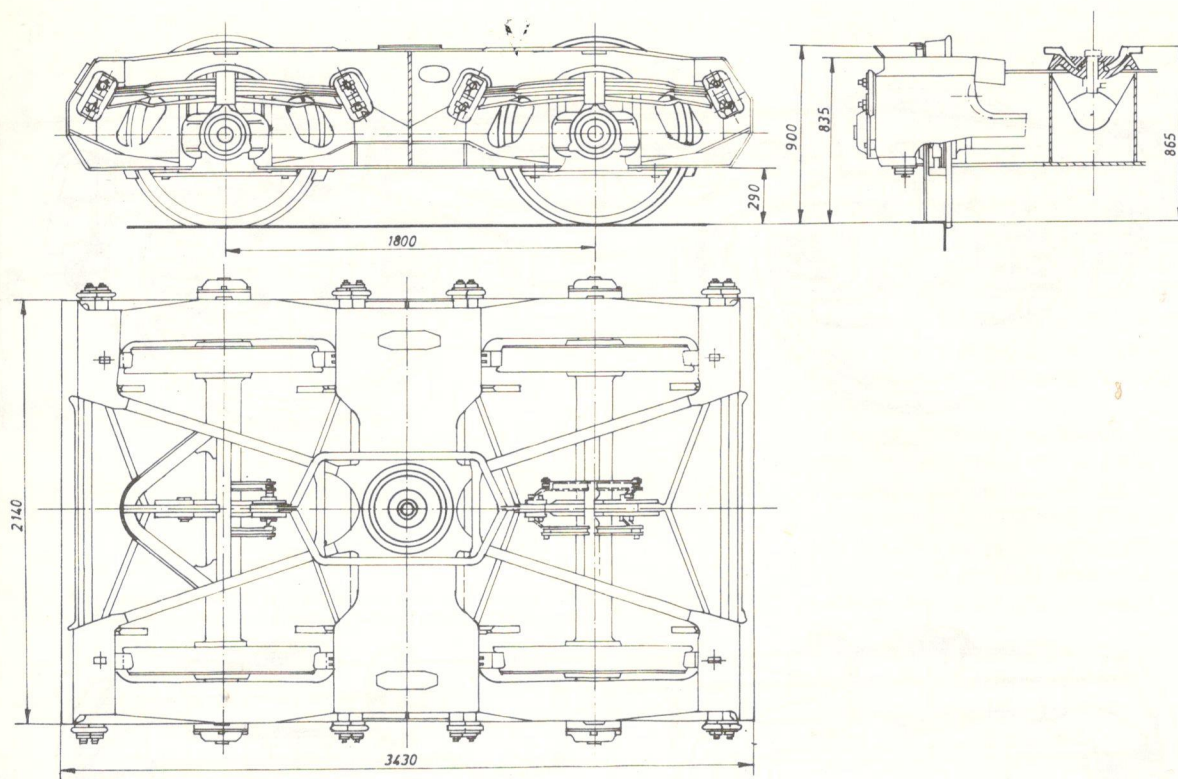
Na našim željeznicama je da se odluče za jedan od ova dva tipa uspehlih obrtnih postolja. Pri odlučivanju, svakako ne sme se zaboraviti da su naše fabrike vagona osvojile tehnologiju proizvodnje obrtnih postolja Y25; da ih kvalitetno proizvode; i da su dalje svoj doprinos u razvoju konstrukcije, a da su naše željeznice stekle bogato iskustvo, prateći ponašanje obrtnih postolja u eksploataciji. Na osnovu ovih činjenica mislim da je celishodno da se naše željeznice odluče za obrtno postolje Y25. Izborom obrtnog postolja Y25 iskoristili bi sva naša iskustva - i fabrike i željeznice - stečena u toku 20-godišnjeg perioda u proizvodnji i eksploataciji. Pelazak na 22,5t osovinsko opterećenje predstavljaće ustvari dalju nadgradnju na obrtnim postoljima koje su nam već dosta dobro poznata: prelazak na rukavac prečnika 130 mm; izrada novih ležajeva 130 x 240 mm za povećano opterećenje, prerade konstrukcije mazalice - kućišta ležaja i dr.

Izborom obrtnih postolja Nemačkih željeznica vratili bi se gotovo na početak od pre 20 godina. Naše fabrike vagona bi morale da ulože dosta napora za osvajanje tehnologije proizvodnje novog tipa obrtnih postolja, da izrade alate za proizvodnju i kontrolu obrtnih postolja, a naše željeznice da stiču eksploatacionala iskustva i sa ovim tipom obrtnih postolja. Izbor obrtnih postolja Nemačkih željeznica dosta bi usložio i remont obrtnih postolja u Jugoslovenskim željeznicama.

Dakle, na osnovu izloženog predlažem izbor obrtnih postolja Y25 za osovinsko opterećenje od 22,5t.



Slika 11 – Obrtno postolje Y25



Slika 12 – Obrtno postolje Nemačkih željeznica

LITERATURA:

1. S. Stojičić: doktorska disertacija, Niš 1977.
2. S. Stojičić: Perspektive razvoja teretnih kola (Savetovanje o železničkom mašinstvu, Niš, 1984.
3. M. Popović; Z. Mickić, S. Stojičić, Standardna kočnica novih teretnih kola JŽ. (III sa-

vetovanje o kočnicama na šinskim vozilima; Skopje, 1983.).

4. S. Stojičić; B. Veljković Kočnice vagona za prevoz cementa (IV savetovanje o kočnicama na šinskim vozilima; Ohrid 1986.)

5. Institut »Kirilo Savić«, Studijska analiza snage kočnica železničkih šinskih vozila; Beograd, 1979.)

6. V. Vajthol: Savremeni sistemi kočnica teretnih kola »Železnice« br. 4/85.

7. Konstrukcije vagona: Gbs, Bas, Tbis, Hais.

8. Konstrukcije obrtnih postolja: francuskih i nemačkih željeznica.

(Adresa: prof. dr. Stojadin Stojičić, dipl. inž.,
Mašinski fakultet Niš).

Poštanski vagon za saobraćaj na dugim relacijama

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Dr Randel BOGDANOVIĆ, dipl. maš. inž.

Železnički poštanski vagon tipa 3010 je namenjen za saobraćaj na dugim relacijama i na prugama normalnog koloseka širine 1435 mm i širokog koloseka 1520 mm širine uz uslov promene obrtnih postolja.

Spoljni izgled i osnova unutrašnjosti prikazani su na crtežu DE 3010 – poštanski vagon.

Osnovne karakteristike vagona	
Dužina sanduka vagona preko čeonih zidova	24.200 mm
Dužina vagona preko odbojnika	24.580 mm
Dužina vagona preko a.k. u nivou kvačenja	24.536 mm
Širina vagona:	
– preko lima	2.855 mm
– preko pijavica	2.893 mm

Visina vagona do vrha krova od GIŠ-a:	
– za kolosek 1435 mm	4.230 mm
– za kolosek 1520 mm	4.250 mm

Visina a.k. od GIŠ-a:	
– za kolosek 1435 mm	1.060 ± 20 mm
– za kolosek 1520 mm	1.060 ± 20 mm

Visina odbojnika za kolosek 1435 mm i kolosek 1520 mm je ista kao i za automatsko kvaliće od GIŠ do ose odbojnika.

Rastojanje vodećih svornjaka	17.200 mm
Širina koloseka:	1.435 mm
	(1.520) mm

Rastojanje osovina u obrtnom postolju	2.400 mm
Prečnik točka po krugu kotrljanja	950 mm
Masa tereta	20.000 kg
Projektovana brzina	160 km/h
Gabarit vagona:	
– za kolosek 1435 mm UIC 505–2	
– za kolosek 1520 mm O–T	

Osnova unutrašnjosti

Prema nameni i potrebnoj tehnologiji rada, vagona ima sledeće odeljke:

Tranzitno skladište površine	17 m ²
Kupe za smenu sa šest ležaja	
Mali hodnik	
Sortirnica površine	15,5 m ²
Službeni odeljak	
Službeni hodnik	
Toalet	
Kotlarnica	
Ulazište	
Maršrutno skladište	15 m ²

Kolski sanduk – noseća struktura

Kolski sanduk je izrađen od čelika kvaliteta prema standardima JUS Č.0362, limovi do 4 mm debljine i ČRN 350 (Č.0565), debljine materijala preko 4 mm. Ovi materijali odgovaraju sličnim materijalima po GOST-u.

Proračun noseće strukture vagona izvršen je metodom konačnih elemenata na računaru. Dozvoljena naprezanja materijala u nosećoj strukturi ne prelaze uslove predviđene prema uslovima UIC.

Osnovni podaci o izradi

Vagon je izrađen po principu samonošeće čelične strukture u potpuno zavaranoj izvedbi. Dopzvoljena naprezanja materijala odgovaraju UIC propisima i uslovima Sovjetskih železnica.

Donje postolje kolskog sanduka izvedeno je tako da omogućuje savladavanje krivine radijusa od 90 metara (radio-nički kolosek). Sav osnovni materijal

odgovara standardima JUS, JŽS i GOST-u. Donje postolje je izvedeno od valjanih i presovanih profila.

Skelet sanduka izrađen je od presovanih i hladno valjanih profila zavarenih u jednu celinu elektrolučno i tačkastim postupkom.

Sa unutrašnje strane konstrukcije zavareni su nosači za armaturu, kao i nosači za nameštaj, opremu i druge delove.

Stubovi za skelet, međustubovi, prsne letva i venčanica stranice izrađeni su od presovanih provila, dok su polja između stubova ukrućena odgovarajućim profilima radi stabilnosti oplata.

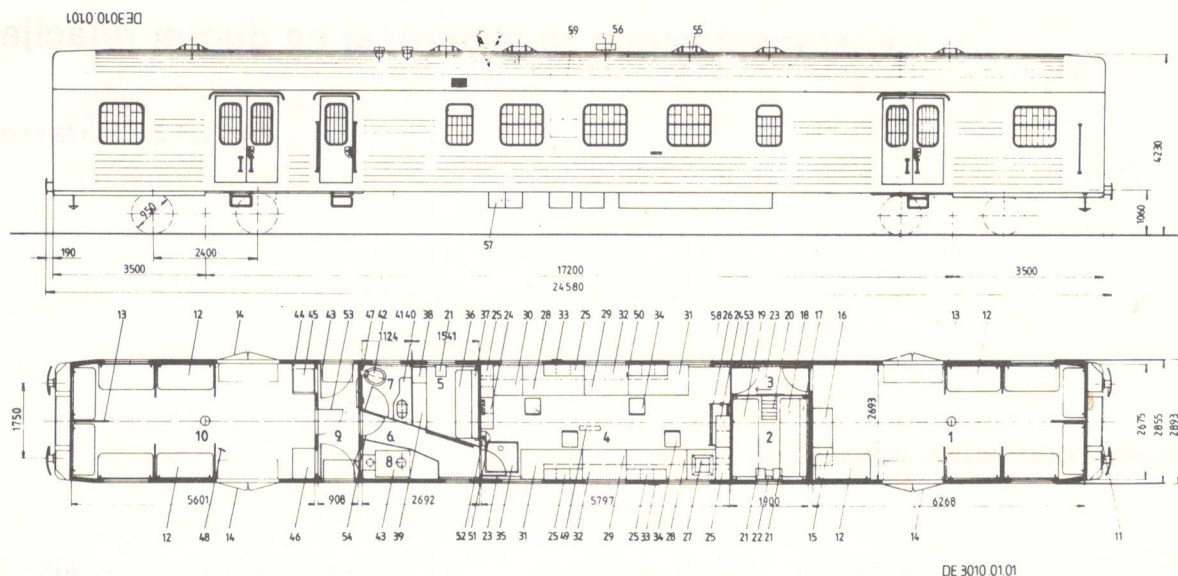
Čeone stranice su posebno izvedene i ojačane tako da mogu da prime svu potrebnu opremu, signale i ostale uređaje. Čeoni deo (keson) je vezani elemenat između stranica, donjeg postolja i krova.

Donje postolje

Donje postolje je sastavni deo kolskog sanduka, izrađeno kao rešetka, od valjanih i presovanih profila, međusobne elektrolučno zavarenih u jednu celinu. Posebno ukrućenje donjeg postolja čini talasasti podni lim. Rebra talasastog lima su postavljena u pravcu podužne ose. Talasasti lim je sastavni deo donjeg postolja. Čeoni deo donjeg postolja je podešen da može da primi centralno kvaćilo tipa SA3.

Oplata sanduka

Za spoljašnju oplatu čeonih i običnih strana upotrebljen je lim debljine 2,5



Legenda:

Odeljci:

1. Tranzitno skladište
2. Kupe za smenu
3. Mali hodnik
4. Sortirnica
5. Službeni odeljak
6. Službeni hodnik
7. Toalet
8. Kotlarnica
9. Ulazište
10. Maršrutno skladište

Oprema:

11. Signalno svetlo
12. Prtljažna polica
13. Razdeona pregrada
14. Utovarna vrata
15. Orman rezervnih delova
16. Orman za dokumentaciju
17. Gornji ležaj
18. Srednji ležaj
19. Donji ležaj
20. Merdevine
21. Preklopni stočić
22. Korpa za otpatke
23. Niša

24. Polica pregrade manja (18 pregradaka)
25. Polica pregrade veća (108 pregradaka)
26. Držać vreća
27. Istresač vreća
28. Radni sto (načelnik) — 6 pregradaka
29. Radni sto (12 pregradaka)
30. Radni sto (6 pregradaka)
31. Radni sto (10 pregradaka)
32. Polica gornja
33. Vratanca za ubacivanje pisma
34. Stolica

35. Poklopac sanduka za vreće
36. Donji ležaj sa sandukom
37. Gornji ležaj
38. Metalni orman načelnika
39. Elektroorman (razvodna tabla)
55. Ventilacioni uređaj
56. Ventilacija
57. Sanduk za vreće
58. Kuke za vešanje
59. Natpisi i tablice
40. Lavabo
41. Slavina sa tušem
42. WC šolja
43. Kotao za grejanje

44. Sanduk za pneumatsku opremu
45. Frižider
46. Sanduk za ugaj
47. Točak ručne kočnice
48. Dizalica
49. Svetiljka
50. Nož za odsecanje kanapa
51. Protivpožarni aparat
52. Prva pomoć
53. Unutrašnja vrata
54. Specijalni zabravnik hodničkih vrata

Slika 1 — Dispozicija vagona

mm, dok je oplata krova izrađena od lima debljine 1,5 mm. Oplata je elekrolučno i tačkasto zavarena sa kosturom i zajedno čine jednu konstruktivnu i noseću celinu. Stranična i krovna oplata su sa pijavicama koje obezbeđuju stabilnost od izbočavanja.

Spoljašnja vrata

Sa spoljašnje strane vagona ima ugrađena vrata za utovar robe na tranzitnom i maršrutnom odeljku: po dvoja dvokrilna vrata na svakom odeljku.

Vrata su krilna i osiguravaju u otvorenom položaju koristan prolaz od 1408 mm. Svetla visina svih vrata je 1895 mm.

Konstrukcija vrata je metalna sa spoljnim zaptivanjem i ugrađenim prozorom sa zaštitnom rešetkom. Unutrašnja obloga vrata izvedena je od plastificiranog čeličnog lima. Zabavljanje vrata izvedeno je trostruko.

Pod u području otvora vrata prekriven je rebrastim limom.

Osim utovarnih vrata, ugrađena su još dvojica ulaznih vrata za ulazište.

Ova vrata su jednokrila, obložena sa unutrašnje strane plastificiranim limom.

Vrata su snabdevena nepomičnim prozorom. Otvaraju se ka unutrašnjosti kola.

Oprema kola

Unutrašnja vrata

Vrata između ulazišta, sortirnice i utovarenih odeljaka izvedena su kao krilna.

Otvorena vrata obezbeđuju prolaz od 558 mm, a visina je 1895 mm.

Na vratima se nalazi fiksni prozor. Izrađena su od vatrootpornog armiranog poliestra, poliuretanske (samougasive) pene u vidu panela.

Vrata službenog i odeljka za smenu su klizna.

Vrata toaleta su krilna, izgrađena po istom sistemu kao VRATA IZMEĐU ODELJKA.

Prozori

Prozori su dvodeoni, u svakom utovarnom odeljku po dva i u sortirnici šest. Prozori u odeljku za smenu, službenom i u hodniku su istih dimenzija i fiksni. Prozor u toaletu je sa pokretnim krilom radi dodatne ventilacije i ima mat-staklo, kao i prozor u hodniku.

Na pritisni ram svih prozora sa unutrašnje strane ugrađena je nepomična čelična rešetka, koja štiti prozor od oštećenja. Prozori u sortirnici su izvedeni kao pokretni (u gornjem delu).

Stepenice i pridrške

Stepenice za utovarna vrata su fiksne, njihova gazišta su osigurana protiv okliznuća prilikom ulaza u kola.

Stepenice su izrađene prema odgovarajućim propisima i uklapaju se u gabarit RIC-a. Pridrške omogućuju slobodan zahvat rukom računajući i upotrebu rukavica.

Spoljni natpisi i oznake

Spoljne boje i natpisi vagona se izvo-
de prema zahtevu kupca, a standardne
oznake i natpisi prema propisima RIC.

Obrtna postolja

a) Za eksploataciju vagona na kolo-
seku širine 1435 mm je ugrađeno dvoos-
ovinsko obrtno postolje tipa KVZ-
CNII. Kolski slogovi su sa rukavicama
od 130 mm i prečnikom točka u krugu
kotrljanja 950 mm, prema Gost-u 10791,
9036-70, 4835-71, 4008-79 i
22780-77, gde se podrazumevaju naj-
novije dpune.

Obrtna postolja su za brzine do 160
km/h pri najoštrijim zahtevima eksplo-
tacionim uslovima.

Vezni delovi na donjem postolju i
obrotnom postolju su maksimalno izrađe-
ni prema sovjetskim standardima radi
promene obrtnog postolja za široki ko-
losek širine 1520 mm.

b) Za eksploataciju vagona na pruga-
ma koloseka 1520 mm širine koristi se
obrotno postolje tipa KVZ-CNII tip P. Kol-
ski slogovi su sa rukavcem na osovini
prečnika 130 mm, a prečnik točka, u
krugu kotrljanja, 950 mm. Obrtno posto-
lje je izrađeno prema važećim standar-
dima GOST, i to: 10791-64, 9036-76,
4835-71, 4008-79, 22780-77 i
10794-74. Obrtno postolje je za brzine
od 160 km/h i deo kočnog uređaja u

postolju je, za kočnicu visokog efekta
prema UIS 540.

Kočnica

Poštanski vagoni opremljeni su koč-
nicom na zbijeni vazduh brzog dejstva.

Sistem kočnice i sva kočna oprema
odgovaraju standardima UIC 540 do
544.

S obzirom na veliku nosivost vagona
za ovakav tip vagona, predviđena je
kočnica sa kontinualnom promenom
sile kočenja u zavisnosti od optereće-
nja.

Sistem kočnice je opremljen protivkli-
znom napravom tipa PKZ-MZT koja ras-
terećuje kočnice, tj. onemogućuje kliza-
nje točkova, a time i pojavu ravnih povr-
šina na bandaže.

Svi uređaji kočnice funkcionišu u
temperaturnim uslovima +50°C do
-50°C. Kočnica je tako dimenzionisana
da procenat kočne težine odgovara UIC
543, 544, odnosno:

- položaj prazno: režim R 150,4%,
režim RIC 120%—
- max. tovareno: režim R 117%
režim RIC 106%

Glavne komponente kočnice su:

- rasporednik Knorr tipa KE-GPR,
omogućava kočenje u režimu »RIC« i
»R« isključivanje kočnice vagona, opre-
mljen je automatskim otkočnim venti-
lom kojim se rukuje sa obe strane vago-
na;

- kočni cilindar, ugrađen na vagon,
ima ugradbene mere prema UIC 542.

- merni ventil tipa UV-1 obezbeđuje
odgovarajući komandni pritisak za kon-
tinualnu promenu sile kočenja,

- menjački uređaj tipa AKR koji u za-
visnosti od komandnih pritisaka iz mer-
nog ventila ostvaruje adekvatnu silu ko-
čenja;

- pomoćni rezervoar za snabdevanje
kočnice zbijenim vazduhom;

- protivklizna zaštita sastavljena od:

- elektronika PKZ,
- generatora GEN-100,
- elektropneumatskog ventila EPV-1;
- sistem za aktiviranje u slučaju
opasnosti;

- regulator kočnog polužja tipa DRV
3A 450 je dvosmeran, robusne kon-
strukcije, jednostavan za kontrolu i
ugradnju. Svi spojevi sa svornjacima
snabdeveni su čeličnim čaurama povr-
šinski cementiranim u visokofrekven-
tnim elektropečima;

- spajanje i račvanje kočnih vodova
izvedeno je sistemom WMO.

U nameri da izbegnemo niske spo-
ljašnje temperature razvili smo i šemu
sa pneumatskim sandukom, koji je sme-
šten unutar vagona, gde su propisane
temperature niže.

U pneumatski sanduk smešteni su:
rasporednik, menjač pritiska AKR, ven-
til za slučaj opasnosti NV3, centralno is-
pusni ventil SB-3, elektropneumatski
ventil EPV-1, kontrolne slavine i mano-
metar. Pneumatski sanduk je smešten
u maršrutnom odeljku.

Proizvođač svih delova kočnog siste-
ma je MZT - Skopje, sem rasporednika,
koji je Knorr-Bremse, DDR.

Umesto ovog sistema može se ugra-
diti sistem kočnice sovjetske konstruk-
cije.

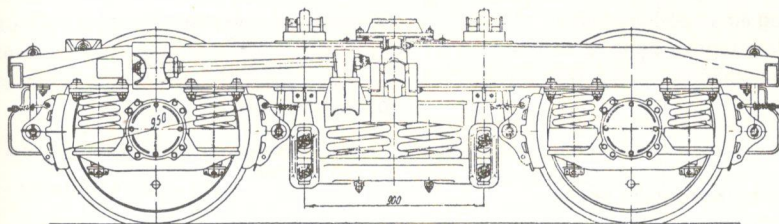
Vučno-odbojni uređaj

Za eksploataciju vagona na normal-
nom koloseku 1435 mm vučno-odbojni
uređaj odgovara propisima UIC s ugra-
đenom vučnom kukom FD i frikcionim
aparatom tipa R-2P.

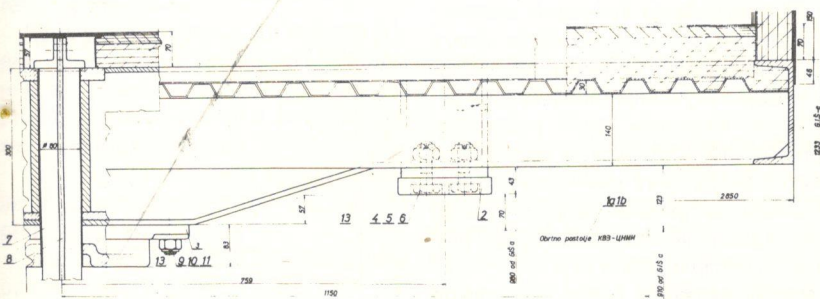
Za eksploataciju vagona na prugama
koloseka 1520 mm ugrađuje se central-
no automatsko kvačilo SA-3.

Čeoni deo donjeg postolja i vučno-
odbojni uređaj su rešeni standardnim
elementima kako bi se omogućila laka
zamena klasičnog vučno-odbojnog ure-
đaja sa centralnim automatskim kvači-
lom.

Тележка КВЗ-ЦННН



Slika 2 - Obrtno postolje tipa KVZ-CNII



Slika 3 - Glavni poprečni nosač i veza obrtnog postolja

Unutrašnja obloga kola i pregradni zidovi

Za unutrašnju oblogu poštanskog vagona upotrebljen je kao osnovni materijal armirani poliestar (laminat). Poliestar je armiran staklenim vlaknima radi obezbeđenja mehaničkih osobina, a azbestnim platnom radi otpornosti na prodor (penetraciju) toplote (plamena).

Oplata poda, stranica i krova je izvedena armiranim poliestrom (fabrički nazvanim: vatrootporni armirani poliestar).

Za oplatu stranica i krova upotrebljene su table debljine 4,5 mm, a za pod table debljine 6 mm.

Veza oplata stranica i krova je izvršena zavrtanjima preko uložaka (privaraka) i aluminijumskih profila. Obloga poda je zalepljena za podne uloške i poliuretansku izolaciju, a dodatno zakovana za uloške, mestimično, zakovicama, tako da ceo pod predstavlja jedinstvenu noseću konstrukciju (sendvič).

Pregradni zidovi su izrađeni od panela tipa sendvič; i to noseće kore – lica su od vatrootpornog armiranog poliestera, a ispunjena od tvrde poliuretanske pene.

Ovakav panel obezbeđuje potrebne mehaničke osobine, termo i zvučnu izolaciju, toplotnu branu – prodor plamena, higijensko-tehničke uslove, kao i odgovarajuća dizajnerska rešenja. Pojedinačno upotrebljeni materijali za oplatu, pod i pregradne zidove su samougasivi ili negorivi prema JUS standardima.

Gumeni profili

Gumeni delovi, primenjeni na vagonu, obezbeđuju normalnu eksploataciju pri temperaturama od $+50^{\circ}\text{C}$ do -50°C . Tvrdoca po Shore-u od 40–70 SH, otporna na atmosferilije i ulja.

Guma je crne boje.

Aluminijumski profili

Svi aluminijumski profili su kvaliteta AlMgSi (0,8–1), granice plastičnosti od 50–210 N/mm² i zatezne čvrstoće od 110–290 N/mm², otporni prema koroziji i pogodni za eloksazhu.

Al-legure su stabilne što se tiče hemijskih i mehaničkih osobina za temperaturu $\pm 50^{\circ}\text{C}$.

Svi aluminijumski profili su eloksirani u boji prirodnih al-mat površina.

Boje i dezeni unutrašnjosti

RAL 1013 (siva) za: sve plafone u vagonu.

RAL 8004 (braon) za: sve podove u vagonu i poklopce preki-dača.

RAL 1002 (golubije siva) za: sve stranice, pregradne zidove, sva unutrašnja vrata sa unutrašnje strane, fioke i vratanca nameštaja, rešetke na prozorima, rolo-zavesu i rukodržu.

RAL 1011 (svetlo braon) za: sve stolove i nameštaj, osim foka i vratanca i sve ramove prozora, nosače i rolo-zavesu i frižider.

Boja: prirodni Al (eloksaza mat) za: sve al-profile i rešetke ventilacije.

Mlečna bela boja za:

perspeks na svetiljkama.

Oprema u toaletu ista kao kod W1-kola objekat 2600.

Zvučna i termička izolacija

Za zvučnu izolaciju upotrebljen je terafon od 2–3 mm. Premaz obuhvata svu spolnju oplatu sa unutrašnje strane, kao i profile i nosače. Ovu zaštitu izvesti posle antikorozijske zaštite ovih delova.

Za termičku izolaciju upotrebljena je poliuretanska pena, slobodno nalivena, preko svih nosača profila i unutrašnje strane spolnje oplata u prosečnoj debljini od 65 mm, za stranicu čela i krov, a za pod debljine 120 mm, odnosno ispunjen je sav prostor između talasastog podnog lima i podne oplata.

Poliuretanska pena je samougasiva i ima specifičnu masu do najviše 40 kg/m³.

Elektroenergetska oprema i električne instalacije

Električna oprema i instalacija imaju za cilj obezbeđenje korišćenja električne energije u svrhu obezbeđenja uslova rada (osvetljenje i grejanje), bezbednosti osoblja i ozvučenja radnih prostorija.

Napon napajanja svih prijemnika, sem električnih grejača, je 50 V jednosmerne struje i ova električna energija se dobija od generatora (pri kretanju voza) i akumulatorske baterije (pri stanjanju i kretanju malim brzinama).

Naponi napajanja električnih grejača su svi naponi UIC, odnosno 1000 V, 16 2/3 HZ, 1500 V, 50 HZ, 1500 V jss i

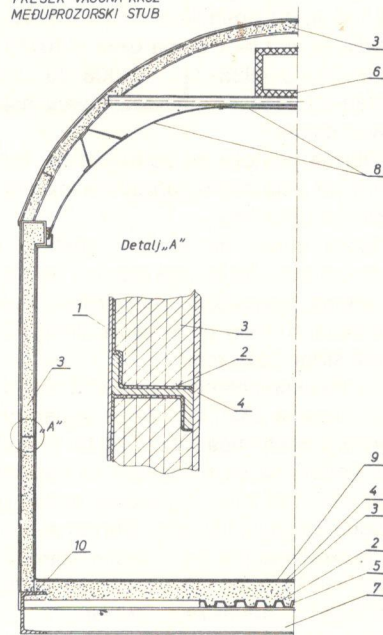
3000 V jss i ova energija se dobija od lokomotive posredstvom VN spojnih sprava i glavnog prolaznog voda.

Ukupna instalisana snaga električnih prijemnika napona 50 V iznosi 8900 W, a maksimalna jednovremena 6675 W.

Ukupna instalisana snaga električnih visokonaponskih grejača iznosi 36.000 W.

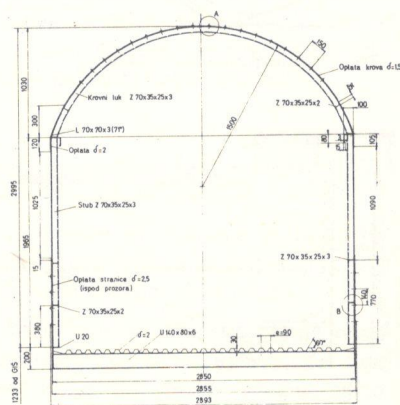
Funkcionalna šema elektroenergetske opreme data je crtežom D3010.

PRESEK VAGONA KROZ
MEĐUPROZORSKI STUB



1. Spoljašnja oplata
2. Antizvučna izolacija
3. Poliuretanska izolacija
4. Unutrašnja oplata
5. Talasasti podni lim
6. Izolacija kanala ventilacije
7. Poprečni nosač
8. Unutrašnja krovna oplata
9. Podna oplata
10. Podužni nosač

Slika 4 – Presek kolskog sanduka – termička i zvučna izolacija



Slika 5 – Poprečni presek kolskog sanduka sa osnovnim elementima konstrukcije

Sistem snabdevanja energijom

Poštanski vagon je opremljen sistemom za snabdevanje električnom energijom koji se sastoji od TRK pogona, generatora trofazne struje, ispravljača bloka regulatora i nikl-kadmijumske akumulatorske baterije.

Nominalni napon napajanja iznosi $50 \text{ V} \pm 3\% \text{ jss}$. U slučaju da napon opadne na vrednost $41 \pm 3\%$ (pri dugom stajanju vagona ili pri neispravnom generatoru), ugrađeni elektronski releji minimalnog napona automatski isključuju sve potrošače, osim pomoćnog svetla, svetla ulazišta, završnih signala i signalizacije (kočnice, zagrejanosti mazalice, požar).

Sistem elektroopreme ima elektronsku zaštitu od prenapona.

Generator

Generator je trofazni, beskontaktni, tipa 2GV.003.12YI proizvodnja SSSR, sledećih tehničkih karakteristika:

– linijski napon	45 V
– nominalna snaga	9,45 KVA
– nominalna struja	121 A
– nominalni broj obrtaja 950 ± 100 ob/min	
– napon pobude	28 V
– nominalna struja rednog namotaja pobude	147 A

Generator sadrži osnovne namotaje (3 faze) i dopunski namotaj (redni i paralelni). Kroz osnovne namotaje protiče zbirna struja opterećenja i punjenja baterije, a kroz dopunski samo struja punjenja akumulatorske baterije.

Regulator

Regulator se sastoji od regulatora napona, releja učestanosti, bloka zaštite i releja temperature.

Regulator napona (A 10) reguliše napon generatora u opsegu 47–53V promenom struje u namotaju pobude pri promeni opterećenja od 0 do maksimalne i promeni brzine voza.

Releji učestanosti (A7) reguliše napajanje i punjenje akumulatorske baterije pri kretanju voza.

Blok zaštite (A9) štiti od prenapona i od preopterećenja.

Releji temperature (A6) kontroliše punjenje akumulatorske baterije.

Akumulatorska baterija

Akumulatorska baterija je proizvodnje Krušik – Valjevo, napona 50V, kapaciteta 375 Ah.

Magistralni vod

U slučaju neispravnosti uređaja za snabdevanje električnom energijom, vagon se može priključiti na susedni vagon i na taj način obezbeđuje energiju za neophodne potrošače.

Ovo priključenje se vrši preko spojnih sprava i magistralnog voda i može najviše iznositi 1200 W.

Posredstvom ovog magistralnog voda moguće je, takođe, predati energiju susednom vagonu.

Potrošači električne energije

Osvetljenje

Osvetljenje sortirnice

Glavno osvetljenje sortirnice je fluorescentnim cevima snage 40 W. Ove fluorescentne cevi se napajaju preko pojedinih tranzistorskih pretvarača 50/220 V. U samim svetiljkama nalaze se inkodiscentne sijalice snage 25 W koje služe kao pomoćno svetlo. S obzirom da osvetljenje fluorescentnog svetla nije dovoljno, na policama su ugrađene dopunske svetiljke sa inkadiscenentnim sijalicama snage 15 W.

Osvetljenje skladišta

Osvetljenje skladišta je ostvareno inkadescenentnim svetiljkama sa sijalicama snage 40 W postavljenim na plafonu.

Radi boljeg osvetljenja iznad vrata skladišta ugrađeni su reflektori sa sijalicama snage 40 W.

Osvetljenje službenog odeljka i kupca za smenu

Glavno osvetljenje službenog odeljka i kupea za smenu je ostvareno sa fluorescentnim svetiljkama sa fluorescentnim cevima snage 20 W. U ovim svetiljkama se nalaze i inkadescenentne sijalice snage 25 W koje služe kao pomoćno svetlo.

Iznad ležajeva u ovim odeljcima nalaze se svetiljke za čitanje.

Osvetljenje ostalih prostorija

Osvetljenje hodnika, ulazišta i kotlarnice i WC-a ostvareno je inkadescenentnim svetiljkama sa sijalicama snage 25 W.

Signalizacija

Zvučna signalizacija

Radi omogućavanja bolje komunikacije između prostorija, u kolima su ugrađene zujalice, i to u sortirnici, službenom odeljku i kupeu za smenu. Tasterom koji se nalazi u ulazištu ostvaruje se poziv u sortirnici, a tasterima koji se nalaze u sortirnici uključuju se zujalice u službenom odeljku, odnosno u kupeu za smenu.

Signalizacija napunjenosti rezervoara vodom

U kolima je ugrađen elektronski merač nivoa vode u rezervoaru. Merač meri i signalise minimalni i maksimalni nivo vode u rezervoaru. Signalizacija sijalice minimalnog i maksimalnog nivoa vode u rezervoaru nalaze se na levoj i desnoj strani pored ulaza u kola.

Završni signali

Na oba kraja kola sa leve i desne strane nalaze se završni signali sa inkadescenentnim sijalicama od 40 W.

Signalizacija zagrejanosti mazalice

Na svakoj mazalici obrtnog postolja se nalaze dajući temperature mazalice. U slučaju pregrevanja mazalice ovo prekoračenje temperature se signalise signalizacionom sijalicom koja se nalazi na razvodnoj tabli.

Signalizacija požara

U kolima je ugrađen uređaj za signalizaciju požara. Uređaj je elektronski i smešten je u službenom odeljku. Javljači požara smešteni su u službenom odeljku, maršrutnom i tranzitnom skladištu, u prostoru agregata za vazduh, odeljenju kotlarnice, sortirnici i u kupeu za smenu. Javljači požara daju signal elektronskog komandi koja je obezbeđena zvučnom i svetlosnom signalizacijom.

Signalizacija na vratima

Utovarna vrata maršrutnog i tranzitnog skladišta su snabdevena signalizacijom, koja daje obaveštenje kada su vrata otvorena ili zatvorena.

Unutrašnja oprema

Sva unutrašnja oprema prikazana je na sl. 1. Konstrukcija i ugradnja data je na odgovarajućim konstruktivnim crtežima.

Odeljci i oprema su sledeći:

Vodosnabdevanje i toalet

Poštanski vagon je snabdeven sistemom za snabdevanje vodom gravitacionog tipa. Sistem obezbeđuje hladnu vodu za piće i toplu vodu. Vodovodna instalacija obuhvata samo odeljak toaleta.

Sistem sa sastoji od rezervoara od 300 litara, cevnog razvoda, armature (ventili, slavine) i mesta za korišćenje vode. Potrošači su klozetska šolja sa mehanizmom, lavabo sa slavinom za toplu i hladnu vodu i tuš. Topla voda se dobija preko bojlera koji se nalazi u sklopu kotlovskog postrojenja. Tekuća voda je iz rezervoara hladne vode i prolazom, preko nepovratnog ventila, kroz bojler se zagreva.

Rezervoar za vodu je izrađen od nerđajućeg čelika i izoliran tako da zadovoljava propisane uslove za eksploataciju i u zimskim uslovima. Sa obe strane vagona postavljeni su pokazivači stanja vode u rezervoaru u granicama praznog puno.

Toalet je opremljen potrebnom opremom i to: lavabo (sa ormarom) sa slavinom za toplu i hladnu vodu i tušem; klozetskom šoljom sa mehanizmom; ogleđalom, nosačem higijenskog papira; kutija za ubruse i određene pridrške. Dalje u toaletu se nalazi el. svetiljka i grejno telo vodenog sistema za grejanje.

Pod stranice i plafon su od poliesterskog laminata koji je otporan na vlagu i »hemikalije« koje se nalaze u toaletu uz maksimalnu mehaničku čvrstoću.

U podu su na određen način ugrađeni delovi za odvod tečnosti iz toaleta kao i prolaz cevi, od drugih instalacija uz kvalitetno zaptivanje.

Sistem grejanja i ventilacije

Za zimske uslove eksploatacije vagon je snabdeven sistemom za zagrevanje. Greju se svi odeljci, sem maršrutnog i tranzitnog.

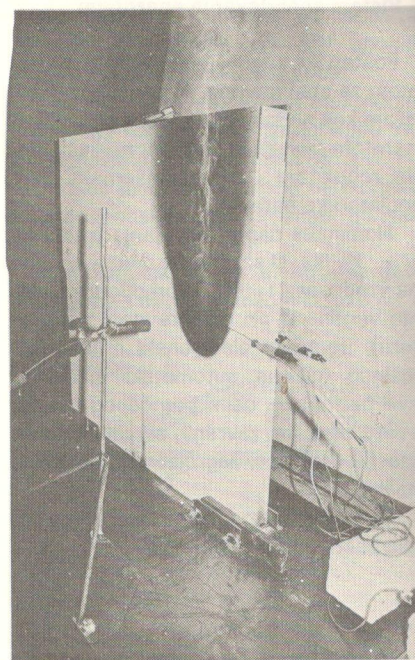
Sistem za zagrevanje je niskog pritiska sa vodom kao grejnim fluidom. Voda se zagreva u kotlovskom postrojenju do 95°C i preko grejnih cevi i grejnih tela prenosi toplotu u odgovarajućim odeljcima vagona.

Kotlovsko postrojenje sastoji se od izmenjivača toplote, ugrađenih u jednom kotlu za čvrsto gorivo (ugalj), i električnu energiju. Kapacitet kotla je 36 (60) KW, tip 424. Kotlovsko postrojenje, a samim tim i sistem za grejanje je snabdeven sigurnosnim i regulacionim uređajima za pravilno funkcionisanje.

Grejni sistem je projektovan da radi gravitaciono, a ugrađena je i cirkulaciona pumpa za slučaj potrebe intenzivnog zagrevanja radnih odeljaka.

Sistem ventilacije je višestruk. Ugrađena je statička ventilacija u krovu za svaki odeljak, tipa kuk-kuk, prinudna ventilacija sa ubacivanjem svežeg vazduha koji se podgreva električnim izmerljivim sa toplom vodom za prelazne periode grejanja – kada ne radi grejni sistem i, na kraju, mogućnost ventilacije odeljaka otvaranjem prozora.

Svaka vrsta ventilacije ima mogućnost regulacije kapaciteta promene količine vazduha. Statička se reguliše mehanički po sistemu »maksimum« i »minimum«, uz mogućnost izbora i međupoložaja; prinudna ventilacija izvodi se



Slika 6 – Ispitivanje toplotnih karakteristika panela

ubacivanjem svežeg vazduha, kao i izbacivanjem zaprlijanog ventilatorom (samo u sortirnici) i, na kraju, prema potrebi i zavisno od uslova u saobraćaju, mogu se otvarati prozori.

Sa ovakvim sistemom ventilacije mogu se izabrati, putem sistema regulacije, potrebni uslovi za komforan rad u odeljcima, zavisno od spoljne temperature i brzine kretanja vozne kompozicije.

LITERATURA

- Tehnički uslovi za poštanski vagon gabarita RIC za međunarodni transport na koloseku 1435 mm i 1520 mm širine, iz 1985. godine, SSSR.
- Tehnički uslovi SEV, prema protokolu XII zasedanja komisije, Ulan Bator, 1977.
- Projekti i izvedeni vagoni pošte za JŽ tip 3005.00.00.
- Projekat za pošte za SSSR tip 3010.00.00, »Goša«, 1986.

(Adresa: dr Radeš Bogdanović, dipl. maš. inž., GOŠA – Smederevska Palanka).

Proračun čvrstoće noseće strukture vagona prema graničnom stanju

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Prof. dr Radoje LIŠANIN, dipl. inž.,
Doc. dr Dobroslov RUŽIĆ, dipl. inž.,

1. UVODNA RAZMATRANJA

Stalna tendencija povećanja mase tereta po vagonu, brzine prevoza i sigurnosti eksploatacije inicirala je konstantnu tendenciju smanjenja sopstvene mase vagona zbog uštede energije u prevozu i manipulacijama. Ove težnje su deo opštih napora JŽ ka što ekonomičnijem prevozu robe i putnika uz maksimalnu sigurnost pri tome.

Smanjenje mase vagona može se postići samo kompleksnom akcijom u više pravaca: boljom tehnologijom izrade, racionalnijim projektovanjem, preciznijim proračunima, detaljnijim tipskim ispitivanjima, opsežnim funkcionalnim ispitivanjem, preciznim praćenjem u eksploataciji, solidnim održavanjem.

Proračun čvrstoće jedne konstrukcije treba da da što verniju sliku napona i deformacija, da ukaže na mesta moguće akumulacije oštećenja i da odredi stepen pouzdanosti konstrukcije za zadate uslove eksploatacije.

Dosadašnji koncept proračuna vagona na čvrstoću prema dozvoljenim naponima i deformacijama, sa uvođenjem statičkih opterećenja u konstrukciju, odavno trpi kritiku i ne može da stvori pravi utisak o mogućnostima izdržljivosti konstrukcije i o verovatnoći dostizanja predviđenog veka.

Odnos prihvaćene granice nosivosti (σ_T ili $\frac{3}{4} \sigma_T$) i dopunskih napona, koji proračunom praktično mogu da se obuhvate, a nastaju kao posledica tehnologije proizvodnje, dostiže takav nivo da računski dobijena naponska slika od zadatog opterećenja ni izbliza ne daje pravu sliku napona.

Posledice ovoga nije potrebno naročito naglašavati. Stepem nepoznavanja tih

veličina je veoma veliki, a sve to nepoznato prevazilazi se koeficijentom sigurnosti. Ovakvo stanje dovodi dotle da su računski naponi u oblasti Hukovog zakona, a da pažnja konstruktora nije prisutna u oblastima gde se akumuliraju nepovoljni uticaji bitni za dužinu veka i pouzdanost konstrukcije. U svakom slučaju proračun treba učiniti korisnijim i od njega stvoriti jako uporište u borbi protiv viška mase, a za povećanu pouzdanost.

2. KARAKTERISTIKA KONCEPTA PRORAČUNA SA DOZVOLJENIM NAPONOM I STVARNO ZNAČENJE KOEFICIJENTA SIGURNOSTI

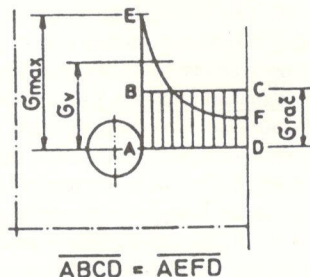
Karakteristike koncepta proračuna sa dozvoljenim naponima su ukratko ove:

- opterećenje je kvantitativno određeno prema iskustvu i prema posmatranjima, a dopunjeno je studijama udesa (ORE B6 i B12), što predstavlja čistu empiriju;
- konstrukcija se računa sa srednjim naponima u preseccima (slika 1);
- u proračun se ne uvode zaostali naponi uzrokovani tehnologijom proizvodnje.
- u proračun se u principu ne uvode uticaji koncentracije napona ili se samo

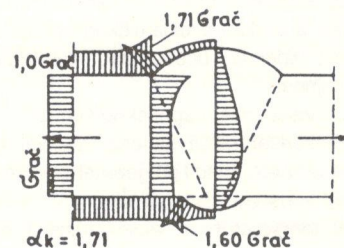
blago i neselektivno koriguju dozvoljeni naponi u oblastima u kojima se koncentracije napona očekuju (slika 2);

e) dopušteni računski naponi limitirani su vrstom upotrebljenog materijala i mestom na konstrukciji.

Ovaj koncept proračuna sa dozvoljenim naponima nasleđen je još s kraja prošlog veka, kada su se pojavili propisi za čelične konstrukcije. Kasnije je više puta dorađivan i upotrebljava se uglavnom još u svim železnicama UIC-a, sa minimalnim razlikama. Jedan od osnovnih faktora ovakvog koncepta je koeficijent sigurnosti. Pod koeficijentom sigurnosti, »n«, za dato naponsko stanje, podrazumeva se broj koji pokazuje koliko puta treba jednovremeno uvećati sve komponente jednog naponskog stanja da bi ono postalo granično. Jednostavnije je, manje tačno ali još uvek prihvatljivo, za definisanje naponskog stanja poslužiti se ekvivalentnim naponima σ_{ekv} . Ekvivalentni napon je takvo naponsko stanje koje proizvodi u zategnutom štapu jednako opasno naponsko stanje kao zadano. Ovaj pojam, veoma mnogo korišćen u praksi, u osnovi predstavlja realizaciju ideje da se prelaz iz jednog naponskog stanja u drugo kvalitetno može predstaviti jednom numeričkom veličinom, što u stvarnosti nije uvek izvodljivo. Praktično,



Slika 1.



Slika 2.

poređenjem dva naponska stanja ne uzimaju se u obzir osobine materijala, koje se kod različitih materijala na različite načine menjaju pri raznim naponskim stanjima. Na taj način pojam σ_{ekv} treba shvatiti kao nešto što nije sasvim korektno ali je veoma pogodno za izvođenje praktičnih proračuna. Koeficijent sigurnosti »n« može da se prikaže izrazom:

$$n = \sigma_{\text{gran}} / \sigma_{\text{ekv}}$$

gde je, na primer, u čvrstoći noseće strukture vagona $\sigma_{\text{gran}} = \tau$.

Problem se, dakle, svodi samo na način određivanja σ_{ekv} .

3. STVARNA I RAČUNSKA MOĆ NOŠENJA

Pod sposobnošću nošenja obično se podrazumeva sposobnost konstrukcije da se suprotstavi nastajanju graničnih stanja. Sposobnost nošenja jedne konstrukcije obično je vezana sa naponskom slikom i čvrstoćom uopšte. Pojam noseće sposobnosti je širi od pojma čvrstoće. Pojam čvrstoće u užem smislu uglavnom obuhvata napone, deformacije i stabilnost konstrukcije. Pojava tečenja zbog narušavanja kompaktnosti i zbog korozije, nedovoljne krutosti, pojave vibracija, neposredno nije vezana sa čvrstoćom, ali pojavljuje se kao granično stanje, koje ograničava noseću sposobnost vagonskih konstrukcija.

U ovom radu se posmatraju samo ona granična stanja koja su vezana sa nivoom pouzdanosti u eksploataciji – moć i kvalitet nošenja konstrukcije. Pod čvrstoćom, u širokom inženjerskom smislu reči, podrazumeva se sposobnost konstrukcije ili elementa da se suprotstavi ne samo rušenju nego i nastajanju tečenja, gubitka stabilnosti, širenju pukotina i sl.

Među velikim brojem uočenih faktora koji bitno utiču na noseću sposobnost zavarene vagonске konstrukcije treba naročito istaći sledeće:

– Spoljašnji faktori:

a) opterećenja koja deluju, naponi i deformacije koji su njihove posledice;
b) statički ili dinamički karakter opterećenja, a u slučaju dinamičkog opterećenja njihov spektar, učestanost, simetričnost, slučajnost;

c) višeosnost naponskog stanja;
d) koncentracija napona, različita kako po intenzitetu tako i po geometrijskoj formi;

e) sopstveni zaostali naponi;

f) temperatura u eksploataciji i njena promena bilo u vremenu bilo po konstrukciji;

g) okolina i njome izazvani fizički i hemijski procesi na konstrukciji;

h) uslovi eksploatacije i održavanja (tekuće i investiciono);

i) vreme eksploatacije.

– Unutrašnji faktori (faktori i svojstva materijala u širem smislu kao reakcija na pobrojane spoljašnje uticaje):

a) elastičnost, koja se karakteriše modulom elastičnosti E, i plastičnost, koja se karakteriše dijagramom (σ, ϵ);

b) čvrstoća određena pri jednokratnom opterećenju, izražena granicom tečenja, granicom velikih izduženja, granicom kidanja;

c) plastičnost u smislu relativnog izduženja i poprečnog suženja;

d) ojačanje materijala i plastična nestabilnost pri istezanju;

e) elastična nestabilnost pri pritisku i smicanju;

f) otpornost zamoru i nastajanju pukotina;

g) otpornost na ponovljena plastična naprezanja;

h) otpornost na učestanost opterećenja;

i) trajna čvrstoća i plastičnost pri visokim temperaturama;

j) starenje metala pri deformacijama u promenljivoj temperaturi i vremenu;

k) suprotstavljanje početku rušenja u prisustvu koncentrata napona – (zazora, pukotina i sl.);

l) otpornost na interkristalnu koroziju i pucanje usled korozije;

m) postojanost na niskim temperaturama.

U konkretnim uslovima eksploatacije nabrojani faktori se pojavljuju u složenoj međuzavisnosti i određuju stvarnu čvrstoću konstrukcije. Pod stvarnom čvrstoćom konstrukcije se podrazumeva ona čvrstoća, utvrđena u eksploataciji ili ispitivanjima, pri konkretnim svojstvima materijala, opterećenju, temperaturi u konkretnoj sredini, pri konkretnoj tehnologiji izrade, koja se suprotstavlja nastajanju takvih graničnih stanja od kojih zavisi uspešna eksploatacija. Nisu svi faktori uvek prisutni, niti imaju uvek isti rang važnosti za uspešnu eksploataciju.

Prilikom određivanja čvrstoće noseće konstrukcije vagona uzima se ograničen broj faktora u razmatranju, zbog:

a) nedostatka savremenih znanja neophodnih za formiranje univerzalne metode proračuna;

b) nerazrađenosti složenih teorija koje bi mogle jednovremeno da obuhvataju veći broj faktora;

c) visoke cene i dugog trajanja potrebnih ispitivanja koje bi trebalo sprovesti radi formiranja takve jedne teorije;

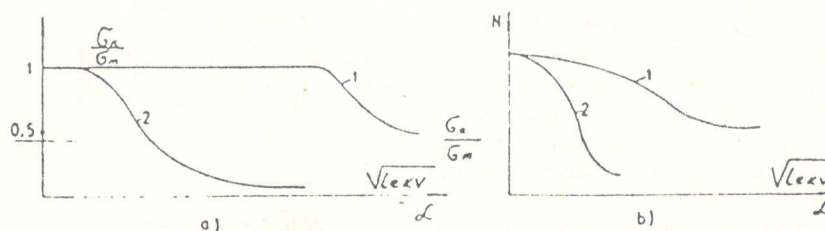
d) težnje da se obezbedi dostupnost proračuna za lica koja nemaju visoka naučna obrazovanja.

Ovakav pristup dovodi do toga da se računarska čvrstoća obično, manje ili više, ne poklapa sa realnom. Računska čvrstoća ustanovljena kroz proračun, korišćenjem rezultata ispitivanja materijala i konstrukcija, je sposobnost konstrukcije suprotstavljanju graničnih stanja od kojih zavisi uspešna eksploatacija konstrukcije.

U početku su se razvijale metode proračuna koje su uzimale u razmatranje samo neke od glavnih karakteristika konstrukcije, što je slučaj i sa većinom današnjih metoda. Metode proračuna čvrstoće u kojima figurišu dva ili više faktora, vezanih međusobno i za današnji nivo znanja predstavljaju retkost.

Iz izloženog se može zaključiti da je jedan od razloga nepodudaranja stvarne i računarske čvrstoće nepostojanje kompleksne teorije čvrstoće, koja bi zajedno obuhvatila više uticajnih faktora u jedan složeni proračun.

Na osnovu rezultata opita i eksploatacijskih ispitivanja došlo se i do drugog bitnog uzroka nepodudarnosti stvarne i računarske čvrstoće. To je privremeno isključivanje iz razmatranja slabo proučenih faktora, koji su se kasnije pokazali da su na nivou onih osnovnih. Ovde se naročito misli na koncentraciju napona i pojavu širenja pukotina. Na slici 3 šematski je prikazana zavisnost odnosa stvarne čvrstoće konstrukcije prema maksimalnoj σ_M materijala u zavisnosti od koeficijenta koncentracije napona materijala ili dužine ekvivalentne pukotine l_{ekv} pri $S = 0$, za normalan materijal (Č 0362) i visokootporni materijal (Č 0562).



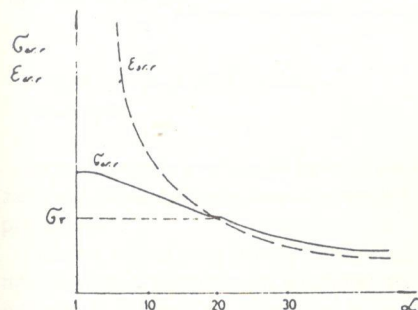
Slika 3 – Uticaj dužine pukotine l_{ekv} i koeficijenta koncentracije napona na stvarnu čvrstoću – a) i vek konstrukcije – b)

Odnos eksploatacione čvrstoće σ_e i maksimalne σ_M dat je isprekidanom linijom. »N« – je broj ciklusa promena napona.

Stvarna i računska čvrstoća mogu se razlikovati i zbog nepravilnog izbora graničnog stanja i kriterijuma za ocenu čvrstoće konstrukcije. Ovo ne samo da snižava tačnost i uskraćuje autentičnost računskim metodama nego i negativno deluje na kvalitetnu ocenu stvarne čvrstoće konstrukcije i na odluku o eventualnom njenom puštanju u serijsku proizvodnju.

Tipičan primer za ovo bi bilo uzimanje za granično stanje zavarene vagonске konstrukcije granice tečenja materijala, mada bi za to trebalo uzeti rušenje usled zamora ili usled koncentracije napona pri niskim temperaturama. Veoma često greške se prave korišćenjem samo naponskih graničnih stanja a ne i deformacijskih zajedno sa njima (na primer σ_{doz} i ϵ_{doz} za kola). Glavna razlika između deformacijskih i naponskih kriterijuma sastoji se u tome što su deformacijski kriterijumi podjednako dobro osetljivi na promenu koeficijenta koncentracije napona u svim dijapazonima njegove promene, slika 4, a za to vreme naponski kriterijumi lošije reaguju na promene koncentracije napona jer srednji napon ostaje niži od σ_T . Za malo ϵ , što je čest slučaj sa vagonskim nosećim konstrukcijama, naponski kriterijumi su manje indikativni, a naročito ako je razlika σ_T i σ_T mala (Al konstrukcija vagona), vidi sliku 4.

Statičke prirode stvarne čvrstoće kao i statički karakter pojava i raspodele defekata u zavarenim konstrukcijama mogu izazvati pomenuta nepodudaranja.



Slika 4 – Šematska zavisnost srednjeg napona na granici loma σ_{sr} i srednje deformacije na granici loma ϵ_{sr} od koeficijenta koncentracije napona

4. NOVE TENDENCIJE

Pod uticajem saznanja o nedostacima primenjivanih koncepata proračuna javljaju se moderni koncepti. Prihvatajući sugestiju »zajedničkog komiteta za sigurnost konstrukcija*«, mišljenja smo da se u želez-

ničkoj vagonskoj zavarenoj gradnji mogu definisati četiri nivoa analize nosivosti.

Nivo III: Proračun se bazira na primeni teorije verovatnoće. Uticaji koji deluju na konstrukciju uvode se preko stvarnih krivih raspodela, pa se proverava da li je postignut zadovoljavajući stepen sigurnosti.

Nivo II: Da bi se izbegao zamašan i težak posao oko formiranja krivih raspodele, postupak se uprošćava time što se za određivanje stepena sigurnosti sračunavaju samo karakteristične vrednosti (srednja vrednost i standardna devijacija) i koeficijent varijacije, na osnovu pretpostavke normalne raspodele sračunavaju indeksi sigurnosti.

Nivo I: Ovo je dalje uprošćavanje probabilističkog prilaza i pre bi se moglo reći da je semiprobabilistički.

Nivo 0: Deterministički prilaz. Propisano opterećenje i proračunski naponi dati su kao determinisane vleičine. Pretpostavlja se da je model naprezanja poznat. Sve nesigurnosti su pokrivene jednim opštim koeficijentom sigurnosti.

Ovo je postupak koji se u pojedinim zemljama primenjuje pri uvođenju novih propisa za dokaz dovoljne nosivosti konstrukcija naravno, jednovremeno sa uvođenjem proračuna prema graničnim stanjima.

5. GRANIČNO STANJE

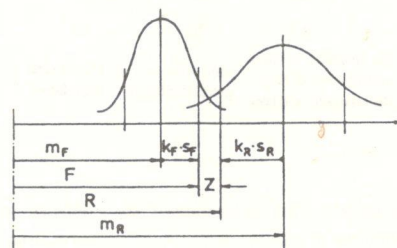
Granično stanje je stanje u kome konstrukcija, ili neki njen bitan deo, postaje nesposobna da dalje ispunjava funkciju za koju je bila projektovana. Zadatak projektovanja je da osigura da verovatnoća dostizanja bilo kog od graničnih stanja u normalnoj eksploataciji bude manja od izvesne dogovorene vrednosti za tip konstrukcije o kojoj je reč. Za vagonске zavarene konstrukcije granično stanje mora se odrediti i prema naponskim i prema deformacijskim kriterijumima (vidi poglavlje 3, slika 4). Granična stanja mogu da se podele u dve osnovne grupe.

- granična stanja koja odgovaraju gubitku osnovne noseće sposobnosti konstrukcije i nastajanju prekomernih deformacija, što, u oba slučaja, dovodi do gubitka osnovne funkcije. Ovde spadaju: gubitak stabilnosti oblika, gubitak stabilnosti položaja, krti, plastični, zamorni ili neki drugi lom, rušenje usled sopstvene mase, elektrohemijaska i interkristalna korozija, tečenje materijala, smicanje u vezama, zamor, pukotina, ugib na sredini vagona i sl;

- granična stanja koja mogu da ometaju normalnu eksploataciju objekta ili da smanjuju vek zbog: pojava prekomernih defor-

macija, prekomernih napona, pojava vibracija, pukotina i sl.

U slučaju granične nosivosti vagona, postoje dve osnovne promenljive: »R« za nosivost i »F« za opterećenje. U tom slučaju postoje i dva parcijalna koeficijenta sigurnosti, za nosivost n_R i za opterećenje n_F (vidi sliku 5).



$$R = m_R - k_R s_R \quad F = m_F + k_F s_F$$

Slika 5.

Karakteristične vrednosti m , s i k pokazuju koliko su vrednosti R i F udaljene od srednje vrednosti, mereno standardnom devijacijom.

$R - F = Z$, $Z \leq 0$ je zona sigurnosti

Dokaz nosivosti iz uslova graničnog stanja prema nivou I glasi:

$$n_F F = R / n_R$$

Krajnji cilj ove regulative bi bio prelazak na nivo III (vidi poglavlje 4), ali je posle više pokušaja postalo jasno da taj put nije jednostavan.

6. PRORAČUN PREMA GRANIČNOM STANJU

Ovakav proračun treba u osnovi da definiše i da prihvatljiv prilaz za:

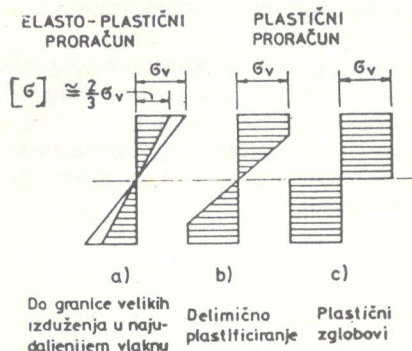
- dokaz nosivosti,
- definisanje opterećenja, dokaz upotrebljivosti,
- definisanje parcijalne sigurnosti za opterećenje i nosivost,
- ostale važne uslove.

Dokaz nosivosti. Postoje dva prilaza problemu: zavisno od toga da li se za osnovu uzima elastilno ili plastično ponašanje materijala (vidi sliku 6), što mora biti unapred definisano

U vagonogradnji (putnički vagoni su ljuške sa ramom, a teretni su ramovi) mogu se pojaviti svi slučajevi sa slike 6, što ne mora da se dogodi kod svih konstrukcija.

Definisanje opterećenja. Uz pretpostavku da je u pogledu proračuna nosivosti konstrukcija vagona na nivou I, opterećenja

*) (Joint Committee on Structural Safety)



Slika 6

se uvode kao determinističke veličine, a granične vrednosti u pogledu opterećenja određuju se koeficijentom sigurnosti. Poseban koeficijent sigurnosti se uvodi za nosivost konstrukcije. Opšti izraz za dokaz nosivosti je:

F_{v1} – vertikalna propisana opterećenja,
 F_a – aksijalna propisana opterećenja,
 n_{F1} – koeficijent sigurnosti za vertikalna opterećenja,
 n_{F2} – koeficijent sigurnosti za bočna opterećenja.

Dokaz upotrebljivosti. Dokaz upotrebljivosti vezan je za niz kriterijuma kojima se reguliše normalna upotreba vagona u eksploataciji, redovno tekuće i investiciono održavanje.

Ostali dokazi. Pod ostalim dokazima misli se da treba dati dokaz o veku zavarene vagonске konstrukcije, otpornosti protiv požara vagona, akustičnoj podobnosti, toploprovodljivosti i sl., pod uslovima normalne eksploatacije i zadovoljavajućeg održavanja.

Zamor. Zamor noseće strukture vagona ne bi trebalo da spada pod dosadašnje kriterijume graničnog stanja, jer je jačina na zamor σ_D za oblast učestalosti opterećenja i broja promena u veku vagona obično niža od limitnog stanja σ_T . Zbog toga dokaz izdržljivosti konstrukcije na vek zbog zamora nije primarna veličina. Za neke druge sklopove vagona (obratno postolje, osovina, disk za kočenje, papuča i sl.) situacija je potpuno suprotna. Slična situacija je sa pojavom pukotina usled zamora. Ovde se misli na niskociklični zamor.

Krti lom. Pojava krtog loma kod zavarenih vagonских konstrukcija sa raznorodnim materijalima, uz zahtev za izdržljivošću i na veoma niskim temperaturama, pod navedenim uslovima je prisutna i mora biti zadržano granično stanje u smislu kontrole proračuna nosivosti. S obzirom da je noseća struktura vagona višestruko statički neodređena konstrukcija, pojava krtog loma ima blaži uticaj. Nestabilno stanje koje nastaje pojavom pukotine, koja se nekontrolisano širi i koja može da predstavlja postojeću ili u eksploataciji nastalu grešku i može da dovede do gubitka integriteta dotičnog dela ili sklopa, je jedan oblik koji nije analitički potpuno obuhvaćen. Za zavarene konstrukcije vagona granično stanje treba da se definiše prema deformacionim kriterijumima (vidi glavu 3 i sliku 6)

7. ZAKLJUČAK

Posle svega iznetog, može se zaključiti da posle više decenija provedenih na »ni-

vou O« treba što pre reći na »nivo I« jer su se za to stekli svi uslovi (i teorijski i praktični). Izdaci za prelazak u naredni stepen su znatno manji nego gubici zbog nesavršenog projektovanja, koji se ogledaju u povećanoj masi vozila, negarantovanom veku trajanja i nepredviđenim izdacima za održavanje. Krajnji cilj je prelazak na regulativu III. Primena ovoga koncepta graničnog stanja i napuštanje koncepta dozvoljenih napona predstavlja veliku promenu navika kod projektovanja i zahteva drukčiji način mišljenja.

LITERATURA

1. – R. Lišanin, D. Ružić, G. Simić, Raschet na prochnost' spal'nogo vagona dlya SSSR, Mašinski fakultet, 1986.
2. – R. Lišanin, G. Simić, D. Ružić, D. Petrašinović, Proračun čvrstoće poštanskog vagona za SSSR, Mašinski fakultet, Beograd, februar 1986.
3. – Privremeni program tipskih ispitivanja putničkih kola, mašinski deo, ZJŽ, Br. 32-4/82-5a, Beograd, 1982.
4. – Uvod u mehaniku loma i konstruisanje sa sigurnošću od loma, referati: P1 – Stojan Sedmak, P20 – Milan Radojković, P9 i P18 Mohan Ratvani Institut »Goša« i TMF iz Beograda, 1980.
5. – Savremeni aspekti projektovanja i izrade sudova i cevovoda pod pritiskom, Institut »Goša« i TMF iz Beograda, 1983.
6. – Mehanika loma zavarenih spojeva, Institut »Goša« i TMF iz Beograda, 1985.
7. G. A. Nikolajev, C. A. Kurkin, V. A. Vinokurov, Svarenije konstrukcij, Moskva, 1982.

(Adresa: prof. dr Radoje Lišanin, dipl. inž. i doc. dr Dobroslav Ružić, dipl. inž. – Mašinski fakultet Beograd).

Neka iskustva u proračunima čvrstoće nosećih struktura putničkih vagona

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Doc. dr Dobroslov RUŽIĆ, dipl. inž.
Goran ŠIMIĆ, dipl. inž.

Uvod

Razvoj konstrukcija putničkih vagona za poslednjih petnaestak godina izuzetno je dinamičan. Taj period je karakterističan po gradnji sve lakših struktura, i to za sve veće brzine.

I pored značajnog razvoja opreme na vagonima i povećanja njenog obima, ukupna težina vagona se ne povećava. U tome značajniji udeo ima snižavanje težine noseće strukture.

Ovo je omogućeno prvenstveno razvojem savremenih metoda proračuna i ispitivanja konstrukcija.

U ovom radu biće izložena neka naša iskustva u oblasti proračuna čvrstoće nosećih struktura putničkih vagona i biće ukazano na neke probleme koji su se pri tome javljali.

Pregled dosadašnjih pristupa proračunu

Razvoj metoda proračuna usko je vezan za uvođenjem računara u postupak proračuna.

Osnove teoretskog pristupa proračuna napona i deformacija poznate su odavno. S obzirom da su se sve prora-

čunske metode svodile na rešavanje sistema jednačina, osnovni cilj je bio kako, u nedostatku računskih mašina, uprostiti model do te mere da se dobije ni sistem jednačina može rešiti upotrebom elementarnih računskih postupaka. U tom smislu modeliranje nosećih struktura je kao rezultat moralo da da matematički model sa malim brojem jednačina ili sa jednačinama koje se sukcesivno rešavaju.

Tako se i u materijalu (1) iz 1973. godine preporučuju kao prihvatljive:

- »klasične« metode za rešavanje statički neodređenih ramova,
- metoda konačnih elemenata (MKE), gde se kao primer za MKE navodi jedan primer modeliranja noseće strukture u vertikalnoj podužnoj ravni.

U daljem tekstu daće se kratak prikaz razvoja našeg pristupa proračunima.

Na slici 1 prikazan je model za proračun putničkog vagona III klase za Indoneziju (2)

gde je noseća struktura predstavljena kao statički neodređeni ram u vertikalnoj podužnoj ravni simetrije.

Gornji pojas, koji obuhvata celokupnu krovnu konstrukciju (slika 1b), predstavljen je kao jedna greda.

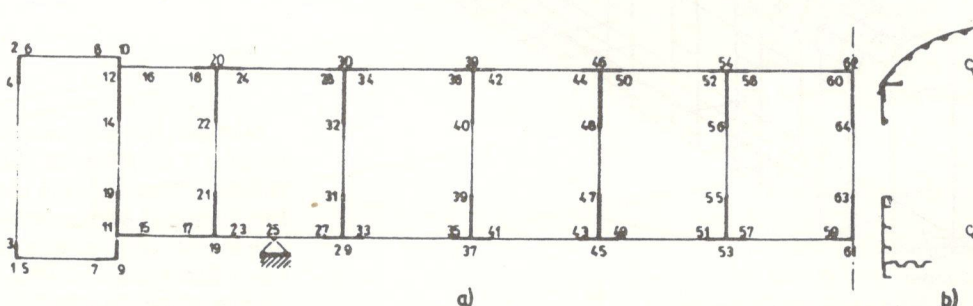
Isti je slučaj i sa donjim pojasem, koji predstavlja postolje i deo obe stranice ispod prozora (slika 1b).

Međuprozorski stub je takođe tretiran kao greda, pri čemu su delovi uz donji i gornji pojas, od ivice prozora do težišta odgovarajućeg pojasa, razmatrani kao elementi povećane krutosti (slika 1a). Ovakav model se svodi na sistem od $3n$ jednačina, gde je n broj otvora u stranici, koji je mogao biti rešen uz pomoć malih računara.

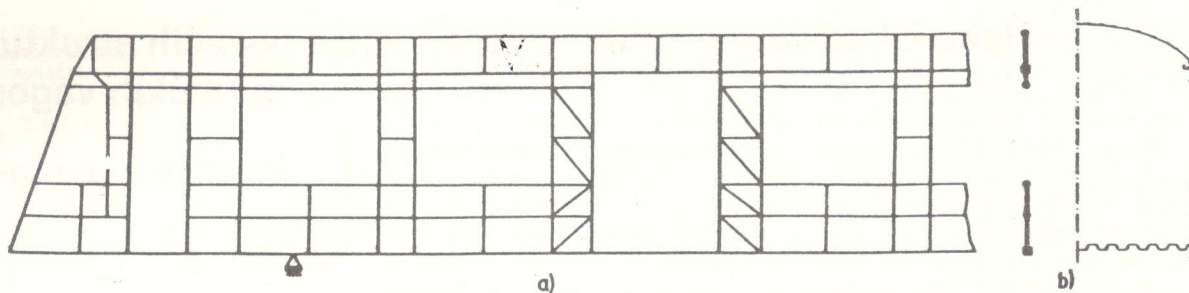
Prelaz na primenu metode konačnih elemenata (MKE) bio je omogućen zahvaljujući pojavi računara većeg kapaciteta i veće brzine rada. Šira primena MKE pretpostavljala je i pojavu gotovih usavršenih programa, jer je nerealno očekivati da pojedinac sastavi za dovoljno kratko vreme dovoljno kompleksan program koji bi obuhvatio sve raznovrsne slučajeve koji se pri proračunu konstrukcija mogu pojaviti.

Na slici 2 prikazan je deo modela za proračun upravljačnice elektromotornog voza (3).

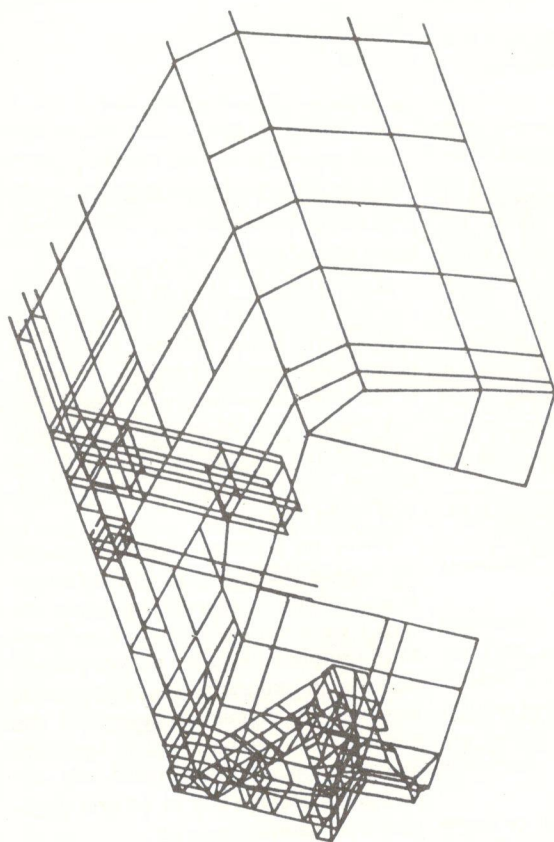
Model je ravanski ali je njime, znatno bolje nego u prethodnom primeru, obuhvaćeno učešće stranica u nosivosti celokupne strukture.



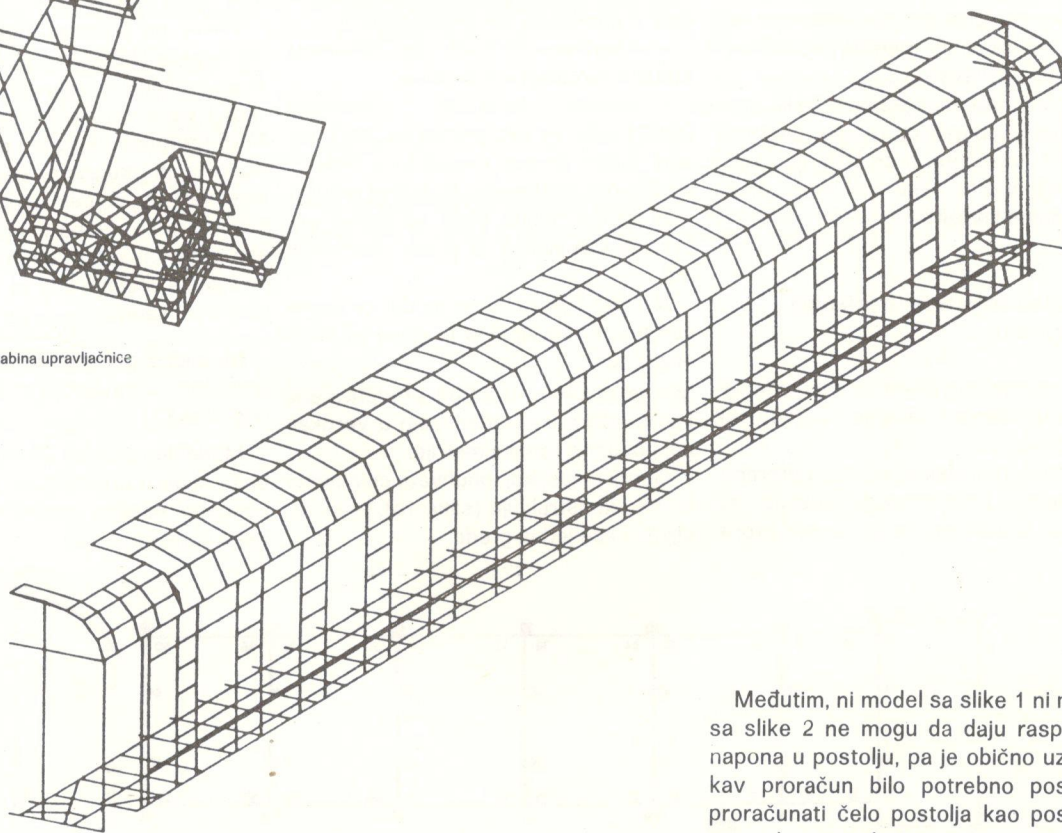
Slika 1 - Vagon III klase za Indoneziju



Slika 2 – EMV-upravljaonica



Slika 3 – EMV-kabina upravljačnice



Slika 4 – Kola za spavanje (izvoz za SSSR)

Pri formiranju modela vođeno je računa o mogućnostima koje pruža gotov program SAP IV. Osim linijskih elemenata (štapova i greda), primenjeni su i površinski noseći elementi (membrane i ploče).

Delovi stranica, ispod i između prozora, tretirani su kao membrane ovičene gredama koje odgovaraju stvarnim profilima u strukturi.

Celo postolje predstavljeno je kao jedna greda, a krov kao skup ploča ovičenih gredama (slika 2b).

Ovakav model se svodi na oko $3n$ jednačina, gde je n broj čvorova.

Za model sa slike 2 to, na primer, iznosi 718 jednačina.

Međutim, ni model sa slike 1 ni model sa slike 2 ne mogu da daju raspodelu napona u postolju, pa je obično uz ovakav proračun bilo potrebno posebno proračunati čelo postolja kao poseban ram u horizontalnoj ravni, sa pretpostavljenim konturnim uslovima.

Primenom prostornog modela (slike 3 i 4) pružaju se mogućnosti za još realnije obuhvatanje osobina stvarne strukture i za dobijanje još realnije slike raspodele napona u celoj strukturi, pri čemu se model u znatnoj meri komplikuje (4).

Naravno, to iziskuje znatno obimniju pripremu i kontrolu podataka, veći obim obrade na računaru i znatno obimniju analizu rezultata proračuna.

Ovakav model se svodi na sistem od oko 6 n jednačina, gde je n broj čvorova.

Model sa slike 4 sveo se, na primer, na 3804 jednačine.

Proračun sa takvom vrstom modela je neizvodljiv bez primene računara velikog kapaciteta, jer obim računskih operacija progresivno raste sa brojem čvorova i elemenata.

U ovom slučaju korišćen je gotov program SAPV2, koji je nešto poboljšan u odnosu na prethodni program, SAP IV.

Prostorni model omogućuje dobijanje vrlo dobre globalne raspodele napona po strukturi.

Na primer, na slici 5, prikazana je raspodela napona za dva preseka poštanskog vagona za SSSR (5) pri pritisku na ČAK silom od 2500 kN.

Ovakva raspodela napona po porečnom preseku ne može se dobiti primenom ravanskog modela.

Modeliranje pojedinih detalja strukture

Prema našem iskustvu, svi profili u strukturi mogu se predstaviti kao grede postavljene duž odgovarajućih težišnih osa. Odstupanja međusobnih položaja težišnih linija pojedinih nosača (naprimjer slika 6a) mogu se modelirati uvođenjem krutog elementa (slika 6b) ili se mogu zanemariti (slika 6c).

Iskustva govore da manja odstupanja osnih linija nemaju bitnog uticaja na opštu sliku raspodele napona posmatrane strukture, pa je, po pravilu, primenjivan način prikazan na slici 6c.

Glavni poprečni nosač (slika 7a) može se modelirati na više načina (slika 7b–7e), pri čemu je u našim proračunima sa zadovoljavajućim uspehom najčešće primenjivan model prema slika 7d i 7e.

Mesta spajanja elemenata znatno različitih geometrijskih karakteristika iziskuju u izvesnim slučajevima poseban tretman.

Na primer, spoj glavnog podužnog i glavnog poprečnog nosača (slika 8a), ukoliko su oba modelirana kao grede, iziskuje da se glavni podužni nosač na delu koji odgovara širini glavnog poprečnog nosača tretira kao greda povećane krutosti (slika 8b).

Talasasti podni lim (slika 9a) može se modelirati kao ortotropna ploča (slika 9b). Međutim, zbog vrlo velikih razlika krutosti u dva ortogonalna pravca, pri proračunu dolazi do izvesnih numeričkih problema.

Kao posledica takvog modeliranja dobija se potpuno nerealna slika raspodele napona i pomeranja. Zbog toga je talasasti podni lim modeliran pomoću niza paralelnih greda (slika 9c). Time je krutost lima u porečnom pravcu, koja je inače vrlo mala, u modelu potpuno zanemarena. Pošto je talasasti podni lim prvenstveno opterećen podužnim silama, ovakav model je uspešno primenjen.

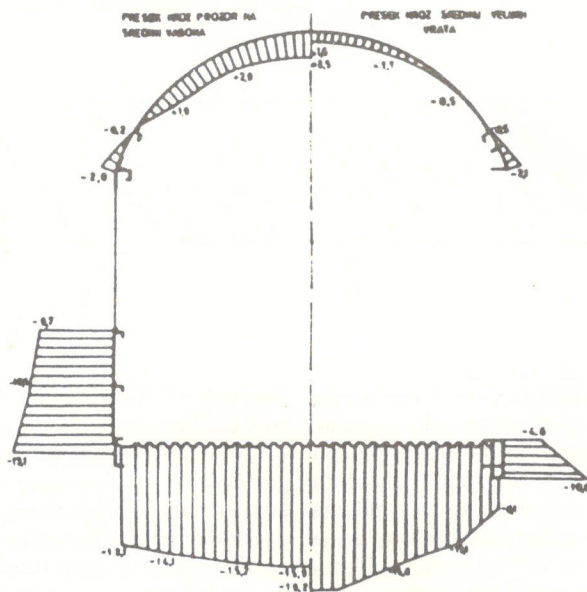
Ulaženje u više detalja i podela na veći broj manjih elemenata, po našem mišljenju, ne bi bili sasvim svrstishodni, i to iz nekoliko razloga. Praktično, nije moguće uzeti u obzir niz slučajnih faktora koji su vezani sa procesom proizvodnje, a izazivaju dopunske napone : posledice zavarivanja, savijanja profila, početne deformacije elemenata, dopuštene tolerancije u izradi itd.

Po našem mišljenju, ovi uticaji prevazilaze uticaje navedenih uprošćenja pri modeliranju.

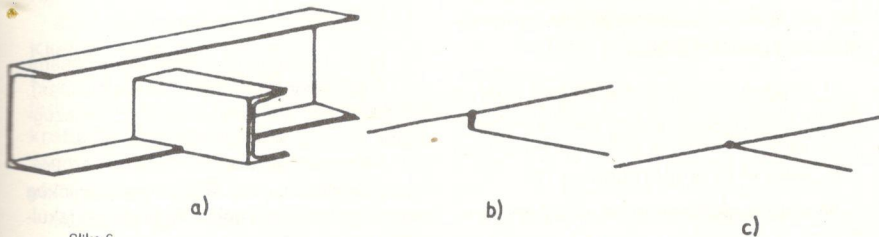
Ipak, ako postoji potreba za detaljnijom analizom raspodele napona u pojedinim čvorovima konstrukcije, moguće je iz takvog modela izvaditi konturne uslove i primeniti ih na manji, ali detaljniji, model posmatranog dela strukture.

Neki problemi stabilnosti

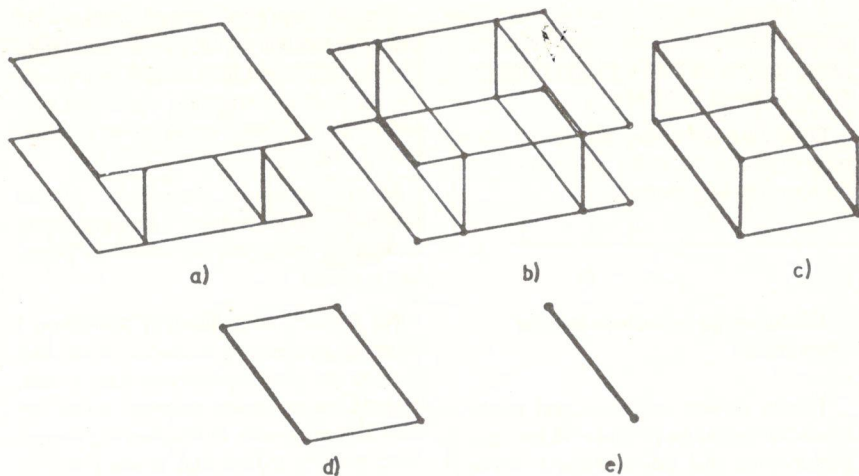
Problem stabilnosti se u slučaju profila, kao delova vagonске konstrukcije, veoma retko pojavljuje.



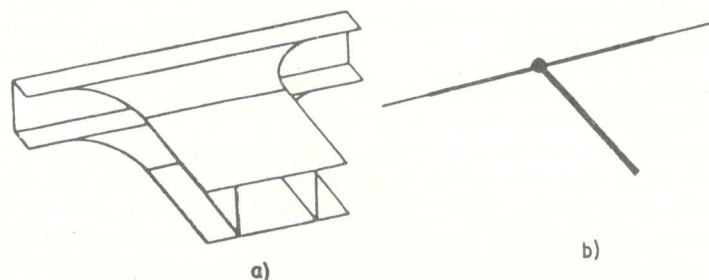
Slika 5



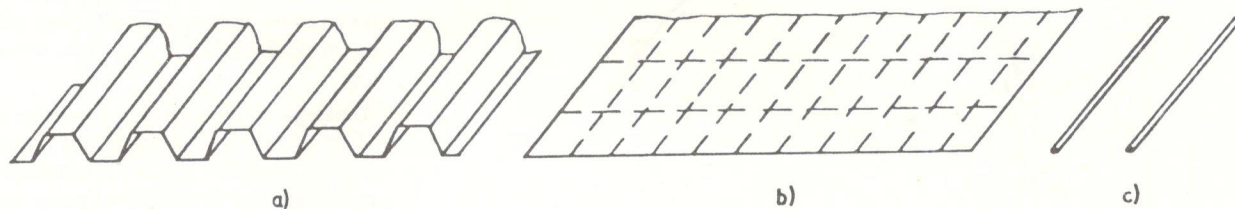
Slika 6



Slika 7



Slika 8



Slika 9

S druge strane, sposobnost nošenja delova oplata u vagonским konstrukcijama je, po pravilu, ograničena upravo stabilnošću, a ne nosivošću materijala.

Ako želimo da postignemo potpuno uključivanje oplata u nošenje opterećenja, bez gubitka stabilnosti (mada se i to u određenim slučajevima može dopustiti), najcelishodnije rešenje je primena oplata sa pijavicama na stranici i krovu.

Ukoliko se primenjuje ravna oplata, neophodna je primena većeg broja profila za ukrućenje, jer u protivnom, sa oplatom debljine 1,5 ili 2 mm, nije moguće izbeći pojavu ondulacije, a time i smanjeno učešće odgovarajućih delova oplata u nošenju opterećenja.

Takav slučaj je sa gledišta iskorišćenja materijala neracionalan.

Talasasti podni lim, s obzirom na relativno veliku površinu poprečnog preseka, ima značajnu ulogu u prenošenju podužnih sila. Pošto se nalazi u jako opterećenoj zoni, potrebno je posvetiti pažnju njegovoj stabilnosti, naročito u slučaju vagona sa velikim otvorima u stranicama, kada je postolje izloženo jačim opterećenjima.

Isto tako, rešenje čeonog dela postolja mora biti takvo da se podužne sile što ravnomernije raspodele po širini talasastog podnog lima.

U pogledu provere stabilnosti postoji mogućnost tretiranja talasastog podnog lima kao ortotropne ploče prema slici 10a, kako je to preporučeno u (6).

Međutim, dobijeni kritični naponi, sračunati iz formule na slici 10, veoma su

mali. Naše iskustvo, bazirano na ispitivanjima nosećih struktura vagona, govori da su realni kritični naponi za talasasti podni lim bar pet puta veći.

S druge strane, formula sa slike 10a, primenjena na oplatu sa pijavicama (slika 10b), daje sasvim prihvatljive rezultate.

Logičan zaključak je da se talasasti podni lim ne može dovoljno realno predstaviti kao ortotropna ravna ploča. Sličan zaključak, mada za slučaj smicanja, dat je u (7).

ZAKLJUČAK

Primena računara i, s tim u vezi, opsežnih programa za proračun čvrstoće omogućili su znatan napredak u ovoj oblasti projektovanja vagonских konstrukcija.

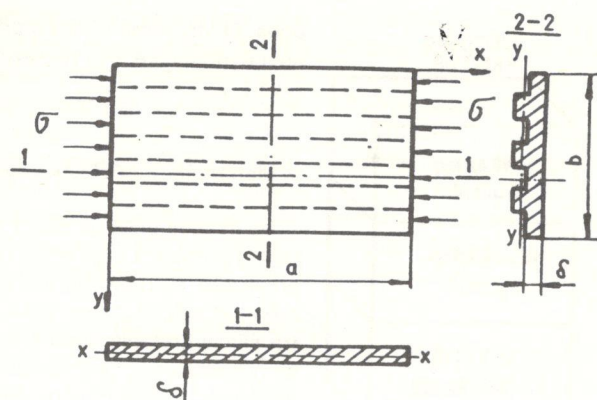
Praćenje ovih svetskih tendencija je, između ostalog, doprinelo da se i u domaćoj vagonogradnji postignu znatno lakše i racionalnije konstrukcije putničkih vagona, konkurentne i na inostranom tržištu.

Ostaje potreba da se radi na daljem proširivanju primene računara u procesu proračuna i projektovanja vagona.

Takođe ostaje detaljnije teorijsko i eksperimentalno rasvetljavanje problema stabilnosti pojedinih delova noseće strukture vagona.

LITERATURA

1. ORE (Forschungs- und Versuchsammt des Internationalen Eisenbahnverbandes), Festigkeit der Wagenkasten von Reisezugwagen, Bericht Nr. 8, Utracht, okt. 1973.
2. Lišanin R., Krivošić I., Pantović A., Proračun i analiza čvrstoće sanduka putničkog vagona sa nosećom oplatom, Mašinski fakultet, Beograd, 1978.



$$\sigma_{cr} = \frac{2\pi^2}{b^2 \delta} \frac{E}{1-\mu^2} \sqrt{J_x J_y} \quad a)$$

$$J_x = J_{1-1}/a \quad J_y = J_{2-2}/b$$

Slika 10

3. Grupa autora: Projekat noseće strukture tiristorskog EMV; motornih kola i upravljačnice, Mašinski fakultet, Beograd, 1983.

4. Lišanin R., Ruzhich D., Simich G., Raschet na prochnost' spal'nogo vagona dlya SSSR, Mašinski fakultet, 1986.

5. Lišanin R., Simić G., Ružić D., Petrašinović D., Proračun čvrstoće poštanskog vagona za SSSR, Mašinski fakultet Beograd, februar 1986.

6. Normy dlja rascheta i proektirovaniya novyh i moderniziruemih vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh), VNIIV – VNIIZHT, 1983.

7. Perel, D., Libove, C., Elastic Buckling of Infinitely Long Trapezoidally Corrugated Plates in Shear, J. Appl. Mech., Trans. ASME, Vol. 45, 1978, pp. 579–582.

(Adresa: dr Dobroslov Ružić, dipl. inž. i Goran Simić, dipl. inž., Mašinski fakultet Beograd).

Teorijska analiza dinamičkog ponašanja »Z« vagona sa obrtnim postoljem MD 52

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Goran SIMIĆ, dipl. inž.

Uvod

U poslednjih dvadesetak godina je u svetu izuzetno porastao interes za izračunavanje dinamike šinskih vozila. To je period u kome su sazreli tehnički i tehnološki uslovi za ostvarivanje brzina od 200 km/h u redovnom putničkom saobraćaju i vrlo velikih brzina od preko 200 km/h na posebno izgrađenim prugama i sa voznim parkom odgovarajuće konstrukcije.

Mada je prošlo sto godina od kada je Klingel postavio jednačinu vijugavog kretanja kolskog sklopa i time otvorio jedno vrlo važno poglavlje u izučavanju kretanja šinskih vozila, tek sa porastom brzina saobraćaja dinamika šinskih vozila je došla do punog izražaja.

Pokazalo se da su mirnoća hoda, sile između vozila i koloseka, stabilnost

kretanja itd. izuzetno važni i organičavajući činioci za postizanje velikih brzina. Zbog toga je razvoj teorijskih i eksperimentalnih metoda u oblasti dinamike šinskih vozila veoma snažan i nezaobilazan za sve koji žele da budu u krugu proizvođača savremenih vagona i lokomotiva.

Na slici je prikazana raznolikost problema koje dinamika šinskih vozila obuhvata. Prikazani su različiti slučajevi kretanja, koji su interesantni za izučavanje, zatim kriterijumi koji se pri tom koriste i mogućnosti teorijskog pristupa.

Osnovna slika o dinamičkom ponašanju šinskih vozila se dobija posmatranjem kretanja na pravoj pruzi. Ostali specifični slučajevi dopunjuju tu sliku.

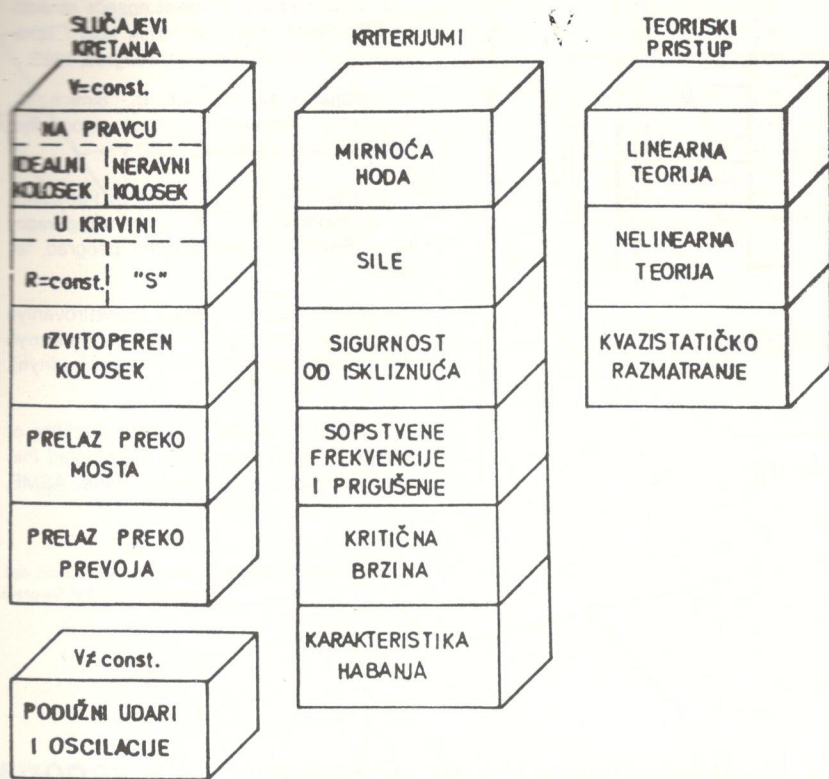
Od navedenih kriterijuma prva tri su osnovna, dok su ostali pomoćni i naj-

češće ukazuju na moguće uzroke zadovoljenosti osnovnih kriterijuma.

Teorijski pristup kojim se ovi problemi rešavaju može biti sa stanovišta linearne ili nelinearne teorije, a u nekim problemima se svodi na kvazistatičko razmatranje.

Iskustvo je i u ovoj oblasti potvrdilo da se samo teorijskim ili samo eksperimentalnim metodama teško postiže cilj i da samo njihovo racionalno kombinovanje u jedan sistematski pristup ima smisla.

Izradom vagona tipa »Z«, sa licenčnim obrtnim postoljem »MD 52«, domaća šinska industrija prati savremene tokove u vagonogradnji. Da bi se stvorila osnova za dalje usavršavanje i razvoj, u saradnji Mašinskog fakulteta Beograd i Industrije »Goša« iniciran je rad na teorijskom pristupu dinamici va-



Slika 1

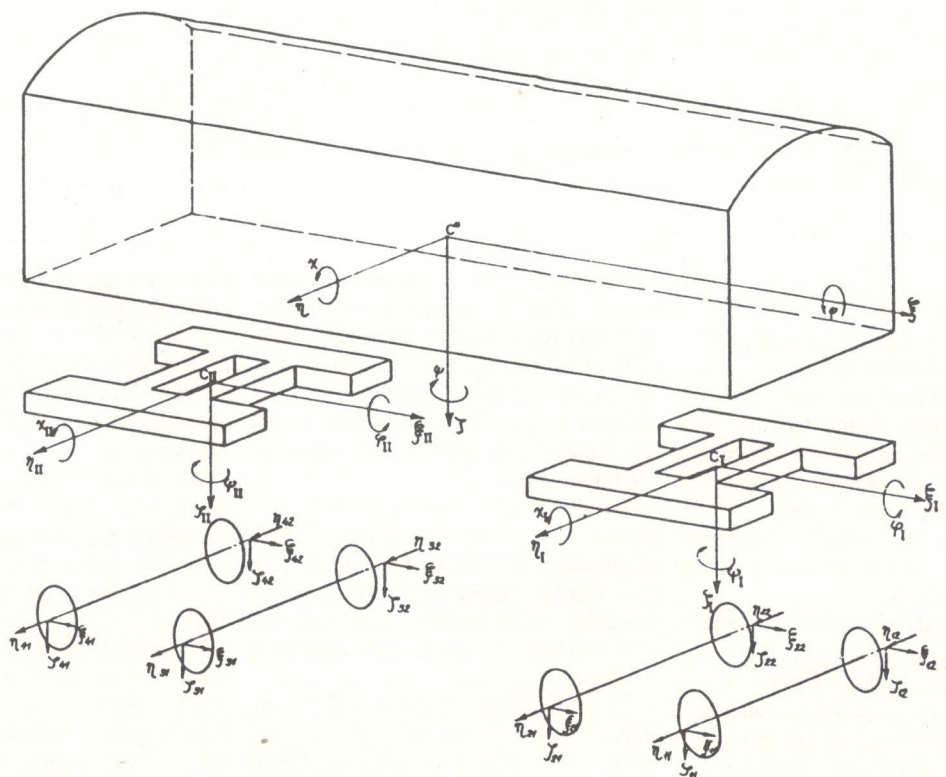
gona. Ovde ćemo ukratko prikazati osnovne postavke i prve rezultate toga rada (1).

Mehanički model »Z« vagona

Iza svakog polja na slici 1 stoji niz pitanja i problema koje treba rešiti, pa se pri analizi moramo ograničiti samo na neka od njih. U ovom radu se posmatra slučaj kretanja na pravom koloseku sa neravninama. Od kriterijuma, koriste se mirnoća hoda i bočne sile. U modelu se uzimaju u obzir tipične nelinearnosti u elementima veze.

Na slici 2 prikazan je usvojeni mehanički model sa odgovarajućim koordinatama. Pri njegovom formiranju korišćene su sledeće pretpostavke:

- kolosek se smatra apsolutno krutim i nema inerciona svojstva;
- kolski sklopovi, ramovi obrtnih postolja i kolski sanduk su apsolutno kruta tela, simetrična u odnosu na podužnu i poprečnu vertikalnu težišnu ravan;
- elastični i prigušujući elementi nemaju inerciona svojstva.



Slika 2

U pogledu pobude vagona kao oscilatornog sistema, mogu se izdvojiti dve osnovne komponente: neravnine koloseka i profil točka, koji je uzrok vijuganja kolskih sklopova.

S obzirom na nedostatak verodostojnih podataka o neravninama i imajući u vidu obim obrade tih podataka, usvojen je, u prvoj fazi, uprošćen – deterministički način opisivanja neravnina, preko

$$\begin{aligned}\xi_{ij} &= A_1 \sin(B_1 \cdot V \cdot t - \alpha_{i1}) \\ \eta_{ij} &= A_2 \cos(B_1 \cdot V \cdot t - \alpha_{i1}) + A_3 \cos(B_3 \cdot V \cdot t - \alpha_{i3}) \\ \zeta_{ij} &= A_4 \cos(B_1 \cdot V \cdot t - \alpha_{i1}) + A_5 \cos(B_4 \cdot V \cdot t - \alpha_{i2})\end{aligned}$$

Parametri A i B zavise od visine (amplitude) neravnina i nagiba profila, a α su odgovarajući uglovi fazne razlike. $V = \text{const.}$ je brzina kretanja, a t – vreme.

Time je model sa slike 2 u ovoj fazi sveden na problem sa 18 stepeni slobode.

Za formiranje diferencijalnih jednačina koje opisuju oscilovanje sistema korišćen je Dalmberov princip, koji se svodi na sledeću matricnu jednačinu:

$$\{Q^{in}\} + \{Q^a\} + \{Q^r\} = 0 \quad (1)$$

gde je:

$\{Q^{in}\}$ – matrica kolona generalisanih inercionih sila;

unapred usvojenih prostih harmonijskih funkcija. Na isti način je tretirano kretanje kolskih sklopova, što znači bez posebne analize sila u dodiru točakšina. Umesto toga, vijuganje sklopova dato je odgovarajućim harmonijskim zakonima zasnovanim na kretanju slobodnog kolskog sklopa. Tako je ukupno kretanje kolskih sklopova definisano zakonima oblika:

$\{Q^a\}$ – matrica kolona generalisanih aktivnih sila;

$\{Q^r\}$ – matrica kolona generalisanih sila reakcije veza.

Ova jednačina predstavlja u stvari sistem jednačina dinamičke ravnoteže sistema. Na slici 3 su kao ilustracije predstavljene sile koje deluju na ram jednog obrtnog postolja.

Za dobijanje diferencijalnih jednačina kretanja, sve sile iz (1) se, polazeći od fizičkih zakona i geometrijskih odnosa, moraju izraziti u funkciji generalisanih koordinata brzina i ubrzanja. Za to je potrebno poznavanje karakteristika

svih elemenata veze: poruga, amortizera itd.

Polazni podaci i karakteristike veza

Osnovna pretpostavka za uspešnost jedne analize je tačno poznavanje potrebnih polaznih podataka. U našem slučaju većina podataka je preuzeta neposredno iz raspoložive tehničke dokumentacije. Neki podaci su polazeći od tehničke dokumentacije izračunati. Za izvestan broj polaznih veličina računski postupak bi bio suviše obiman i podložan greškama. Za one od takvih veličina, za koje je to u datom trenutku bilo moguće, sprovedena su merenja.

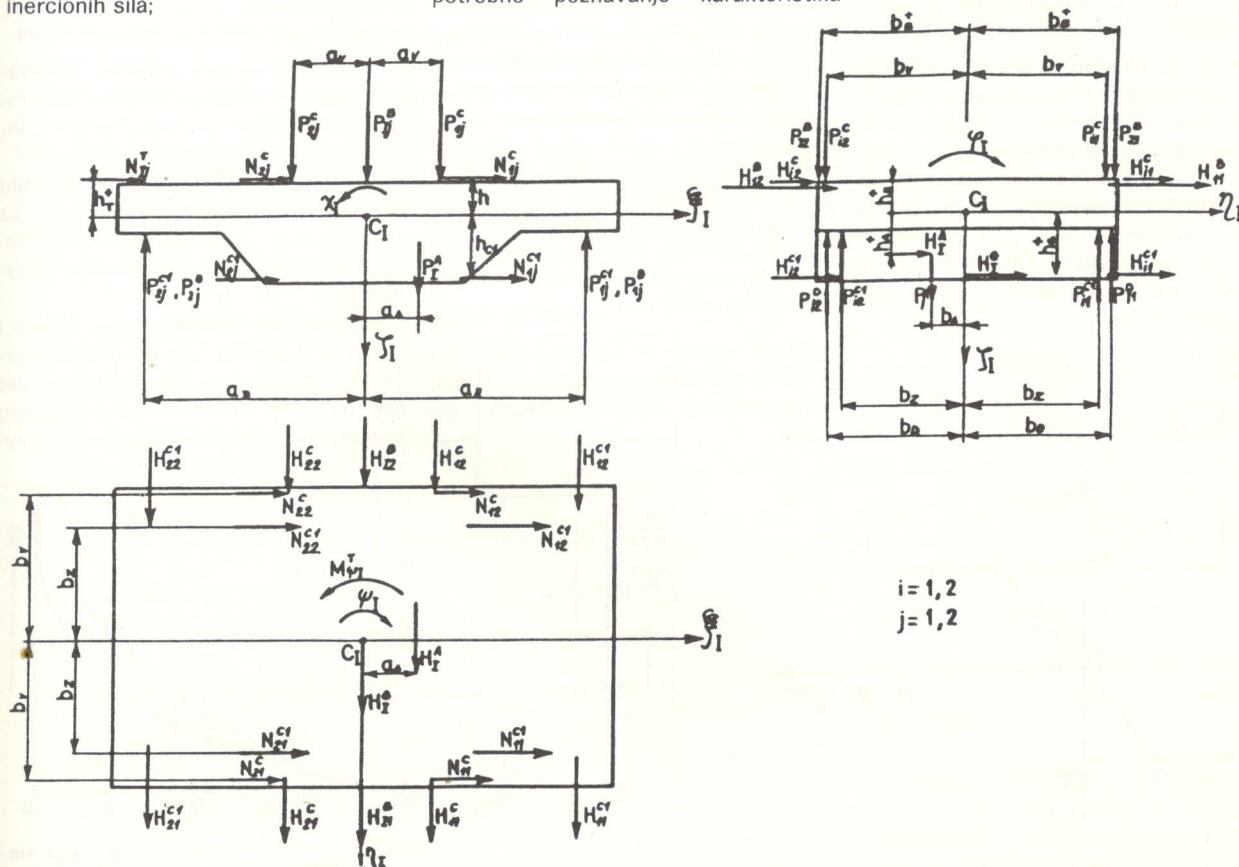
Tako su merenjem određeni:

$m = 1300 \pm 5 \text{ kg}$ – masa rama obrtnog postolja (sa vim elementima kruto vezanim za ram);

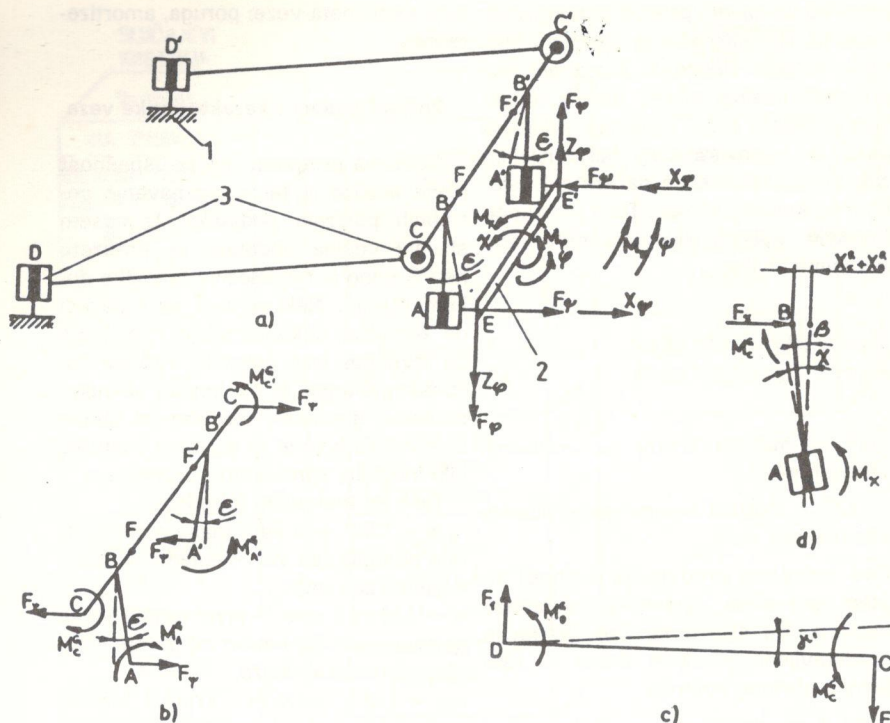
$h = 120 \pm 5 \text{ mm}$ – nivo težišta rama obrtnog postolja meren od gornje ivice glavnih nosača naniže;

$c_{VZ} = 112 \pm 3 \text{ kN/m}$ – krutost lisnatih vođica kolskog sklopa u vertikalnom pravcu.

Niz potrebnih podataka je određen računski. Kao primer navodimo određivanje elastičnih karakteristika uređaja



Slika 3



Slika 4

protiv vijuganja (slika 4). Ovaj uređaj povezuje ram obrtnog postolja (oznaka 1 na slici 4), sa nosačem klevke (2) preko sistema gumeno-metalnih elemenata (3) i torzionog vratila (F F').

Shema sa slike odgovara slučaju rotacije nosača klevke (oko koordinatnih osa) u odnosu na ram. Slično je analiziran i slučaj translacije u pravcu koordinatnih osa. Može se konstatovati da ovaj uređaj pruža značajan otpor samo pri relativnoj translaciji u podužnom pravcu i pri relativnoj rotaciji oko vertikalne ose. Odgovarajuće izračunate krutosti iznose:

$$c_{xT} = 1,13 \cdot 10^6 \text{ N/m}$$

$$c_{\psi T} = 1,60 \cdot 10^7 \text{ Nm/rad}$$

Pri relativnoj rotaciji rama obrtnog postolja u odnosu na kolski sanduk, moment reakcije veze je nelinearna funkcija ugla rotacije, prema slici 5. Deo AB odgovara krutosti c_T . Kad se dostigne vrednost momenta trenja na pokliznicama (M_{μ}), otpor veze ostaje pri većim uglovima konstantan.

Na slici je predstavljena nelinearna karakteristika gumenog, bočnog graničnika hoda između sanduka i rama obrtnog postolja. Ovaj element stupa u dejstvo pri relativnom bočnom otklonu većem od 25 mm.

Osim navedenih karakteristika, graničnik hoda svakog elastičnog elementa predstavlja takođe nelinearnu promenu.

Matematički model i rešenja

S obzirom na navedene nelinearnosti u vezama, oscilatorni sistem modela sa slike 2, uz spomenuta uprošćenja i ograničenja, opisan je sistemom od 18 nelinearnih diferencijalnih jednačina drugog reda.

U principu, za sisteme nelinearnih diferencijalnih jednačina ne postoje opšte analitičke metode, već se mora pribegći numeričkoj integraciji. Pri tome nam stoji na raspolaganju više metoda. U našem slučaju je korišćena Gilova varijanta metode Runge - Kuta, koja ima mogućnost kontrole greške, pa se tačnost numeričkog računanja može održati u željenim okvirima. Ova metoda zahteva svođenje problema na sistem diferencijalnih jednačina prvog reda, što se postiže jednostavnim smenama, posle kojih je dobijen sistem od 36 jednačina oblika:

$$\dot{y}_i = f(t, y_1, y_2, \dots, y_k)$$

sa početnim uslovima:

$$t = t_0, y_i = y_{i0}, \dot{y}_i = \dot{y}_{i0}$$

gde je:

$$i = 1, 2, 3, \dots, k;$$

k = ukupni broj jednačina prvog reda;

t - vreme (nezavisna promenljiva);

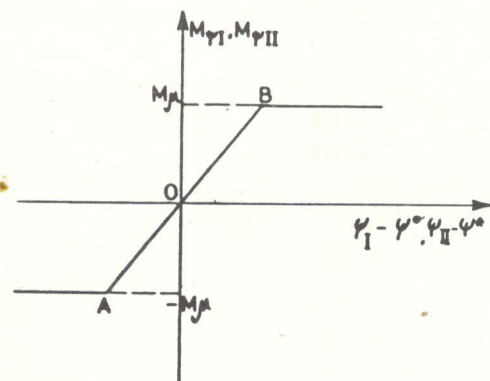
y_i - nepoznate;

$\dot{y}_i$ - prvi izvod nepoznatih po vremenu.

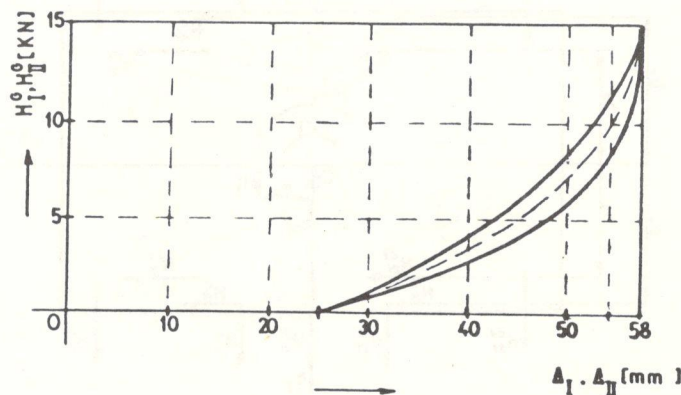
Ovo je tzv. Košijev problem, što znači da su pri rešavanju sistema diferencijalnih jednačina poznati početni uslovi.

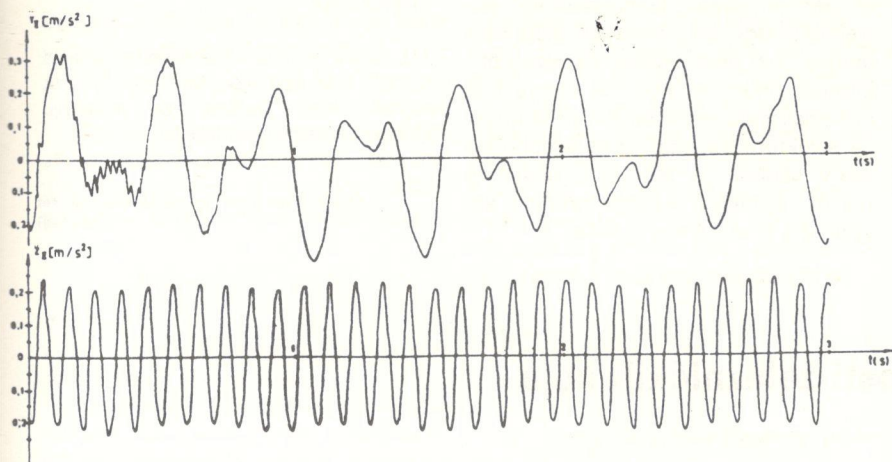
Numeričkim integraljenjem dobijaju se numeričke vrednosti nepoznatih za konačan broj vrednosti nezavisno promenljive u željenom vremenskom intervalu Δt .

Izlazni podaci su pomeranja, brzine i ubrzanja u pravcu svih usvojenih koordinata. Na slici 7 je kao ilustracija dat tok ubrzanja težišta drugog obrtnog postolja u vertikalnom i bočnom pravcu.



Slika 5





Slika 7

Pomoću posebnih programa izračunavaju se mirnoća hoda (pokazatelj W_z) i bočne sile (H, H_{max}, Y_{max2m}). Moguće je i određivanje sila u bilo kom elementu veze.

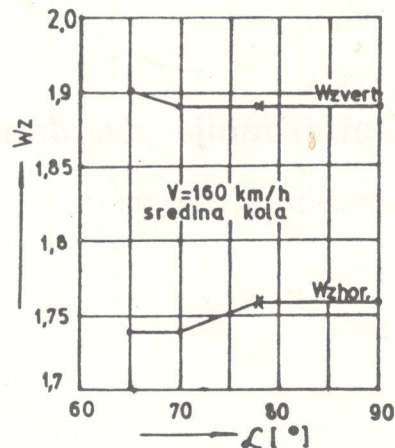
Variranje parametara i analiza rezultata

Osnovna prednost teorijske analize je mogućnost lakog variranja parametara i sagledavanje njihovog uticaja na izlazne veličine. Na taj način se dobija osnova za eventualne izmene, prilagođavanja ili razvoj konstrukcije. Isto tako, dobijeni rezultati mogu bitno da skrate i olakšaju eksperimentalne provere, ako posluže kao smernice i polazna baza za njih.

Na slici 8 je prikazana računski dobijena zavisnost mirnoće hoda od brzine. Uočava se manje-više konstantno pogoršanje mirnoće u horizontalnom pravcu, sa porastom brzine. U vertikalnom pravcu, posle maksimuma oko $V = 140 \text{ km/h}$ dolazi čak do opadanja pokazatelja W_z . S obzirom na uprošćeni način tretiranja pobude, dobijene apsolutne vrednosti možemo prihvatiti uz izvesnu rezervu. Međutim, u kvlajativnom pogledu dobijeni rezultati su veoma korisni. To se može ilustrovati i sa sledeća dva primera.

Na slici 9 je prikazan uticaj ugla nagiba sekundarnog amortizera (α) na mirnoću hoda. Krstićem je označena vrednost parametara α na izvedenoj konstrukciji obrtnog postolja MD 52. Uočava se da promena ovog ugla

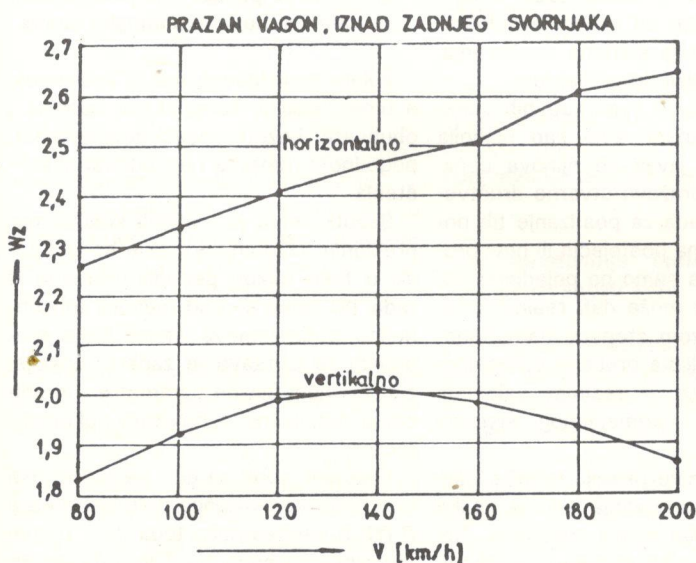
samo u manjoj meri utiče na pokazatelj W_z . Jasno je da bi eksperimentalno utvrđivanje ovakve zavisnosti, zbog potrebnih konstruktivnih prilagođavanja, bilo znatno komplikovanije i skuplje, a kao što se vidi na slici 9, bez bitnijih rezultata.



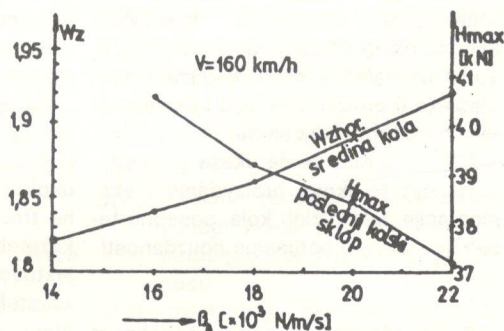
Slika 9

Na slici 10 prikazan je uticaj karakteristike horizontalnog amortizera (β_A) na bočnu mirnoću hoda i bočne sile. Uočava se suprotan uticaj na posmatrane izlazne veličine. Ovako dobijena kvalitatívna slika može veoma dobro da posluži u slučaju potrebe da se mirnoća hoda ili sile, jedno na račun drugog, koriguju putem izmene karakteristike amortizera.

Na sličan način izvršena je i analiza nekih drugih parametara na izlazne veličine.



Slika 8



Slika 10

Zaključak

U ovom obimu sprovedena analiza već daje mogućnosti za kvalitatívno sagledavanje uticaja pojedinih parametara na dinamičko ponašanje vagona. Radi poboljšanja dobijenih rezultata u

kvantitativnom pogledu, kao prvi zadatak predstoji realnije tretiranje pobude, obuhvatanje sila u dodiru točak-šina sa stanovišta nelinearne teorije, kao i što tačnije utvrđivanje polaznih podataka za proračun.

Analiza predstavlja prvu fazu ovladavanja teorijskim pristupom problemima dinamike putničkih vagona. Zajedno sa

eksperimentalnom komponentom, potrebno je izgraditi jedinstveni sistemski pristup ovoj problematici, na nivou približnom onom na kom se danas kod nas analiziraju problemi čvrstotće noseće strukture vagona. To je neophodan uslov ukoliko se želi da u budućem razvoju putničkih vagona pratimo savremena svetska dostignuća.

LITERATURA

- (1) Grupa autora: Dinamičko ponašanje putničkih kola tipa »Z«, Mašinski fakultet Beograd, 1984 (rađeno za industriju »GOŠA«, Smederevska Palanka)

(Adresa: Goran Simić, dipl. inž. Mašinski fakultet Beograd)

Optimizacija pouzdanosti železničkih kola

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

1. Uvod

Za racionalno odvijanje železničkog transporta, pored stalnog usavršavanja vučnih i vučenih vozila, neophodno je stalno usavršavati i metode njihovog održavanja.

Zadatak organizacije održavanja je neprekidno obezbeđenje transporta tehnički ispravnim vozilima sa što manjim troškovima održavanja. Ovi pak troškovi uveliko zavise od pouzdanosti i tehničkog stanja kola. Minimizacija troškova održavanja može se postići jedino u uslovima primene železničkih kola sa optimalnom pouzdanošću i racionalnog sistema održavanja.

Rešavanje problema usavršavanja organizacije održavanja železničkih kola na naučnim osnovama treba sprovoditi uzimajući u obzir međuzavisnost ulaganja u proizvodnju kola i eksploatacionih troškova koji slede.

Cilj ovog rada je da ukaže na međuzavisnost troškova proizvodnje i eksploatacije železničkih kola, posebno tehničkih, i njihove optimalne pouzdanosti.

2. Pouzdanost i radna sposobnost železničkih kola

Pouzdanost je jedan od osnovnih kvalitativnih pokazatelja železničkih kola. Železnice i društvo u celini trpe ogromne gubitke usled nedovoljne pouzdanosti železničkih kola. Primera radi, troškovi tekućeg i redovnog održavanja teretnih kola u toku eksploata-

cije su oko četiri puta veći od njihove nabavne cene.

Pouzdanost kola je uveliko predodređena već kod projektovanja. Ona zavisi od konstrukcije kola u celini i njenih pojedinih sklopova, primenjenih materijala, antikorozijske zaštite, pogodnosti održavanja i niza drugih faktora.

Obezbeđenje pouzdanosti kola ostvaruje se u procesu njihove proizvodnje istih. U ovom slučaju ona zavisi od tačnosti izrade, metoda kontrole kvaliteta, sistema upravljanja tehnološkim procesom, metoda ispitivanja i dr.

Realizacija pouzdanosti kola ostvaruje se u toku eksploatacije, jer se pokazatelj bezotkaznosti i dugovečnosti javljaju samo u procesu rada kola i uglavnom zavise od uslova eksploatacije, primenjenog sistema održavanja, režima rada i niza drugih faktora.

Za upoređivanje kvantitativnih pokazatelja pouzdanosti kola kao najbolja jedinica mere javlja se njihova cena, ukoliko ona odražava stvarne društvene troškove rada za postizanje tih pokazatelja. Ocena postojećih ili novoprojektovanih kola samo po pojedinim pokazateljima ne može dati realnu predstavu o njihovom stepenu usavršenosti i ne dozvoljava procenu optimalnosti konstrukcije u realnim uslovima eksploatacije i primenjenog sistema održavanja.

Savremeni nivo razvoja tehnike daje mogućnost ostvarivanja veoma velike pouzdanosti bilo kojeg proizvoda. No, pritom treba voditi računa o troškovima za postizanje takvog cilja, koji

moгу biti toliko veliki da ih efekat povećane pouzdanosti ne može nadoknaditi, te ukupni rezultati sprovedenih mera mogu biti negativni.

Treba napomenuti da neke mere za povećanje pouzdanosti kola čak i ne zahtevaju naročite troškove. Naime, postoji niz ekonomski opravdanih mera za povećanje pouzdanosti poboljšanja konstrukcije kola. Na primer, umesto primene visokokvalitetnih i skupih materijala ići na usavršavanje tehnološkog procesa, korišćenje raznih metoda ojačanja detalja, primena progresivnog sistema održavanja i tome slično.

3. Osnovni pokazatelji pouzdanosti kola i njihova ekonomska ocena

Pojam pouzdanosti nekog proizvoda, a time i kola je kompleksna osobina i obuhvata: bezotkaznost, dugovečnost, pogodnost remonta i pogodnost skladištenja.

Bezotkaznost je osobina kola za neprekidnim očuvanjem radne sposobnosti u toku nekog perioda vremena ili rada, pri čemu se pod radnom sposobnošću podrazumeva stanje kola sposobnih za izvršavanje zadate funkcije, zadržavajući ulazne parametre u granicama definisanih tehničkom dokumentacijom.

Osnovni pokazatelj bezotkaznosti kola jeste verovatnoća rada bez otkaza $P(t)$, tj. verovatnoća toga da u datom intervalu vremena $t = T$ ili u datom intervalu rada kola neće doći do otkaza.

Veličina $P(t)$, kao i svaka druga verovatnoća, može biti u granicama:

$$0 \leq P(t) \leq 1$$

Izborom veličine intervala vremena »T« moguće je za svaki proizvod odrediti vrednost $P(t)$ jer su ove veličine povezane funkcionalnom zavisnošću:

$$P(t) = \int_{t-T}^{\infty} f(t) dt$$

gde je:

$f(t)$ – gustina verovatnoće vremena rada kola do otkaza.

Dugovečnost je osobina kola za očuvanjem radne sposobnosti u eksploataciji do dozvoljenih granica istrošenja prema ustaljenom sistemu održavanja.

Osnovni pokazatelj dugovečnosti kola je srednji vek službe do otpisa i srednji rad do otpisa.

Na vek trajanja (službe) kola bitno utiče obim radova kod održavanja. Vreme, a takođe i troškovi radne snage i materijala na održavanju ne zavise samo od eksploatacije i tehnologije održavanja, već i od konstrukcije kola i njegove pogodnosti za održavanje.

Pogodnost održavanja je osobina kola da su osposobljena tako da je moguće lako otkrivanje otkaza i odstranjivanje neispravnosti prilikom održavanja.

Pogodnost skladištenja je osobina kola za neprekidnim očuvanjem ispravnog stanja i radne sposobnosti u određenim uslovima skladištenja i transporta. Ova osobina kola se ne odnosi na period neposredne eksploatacije, već na period stajanja, rezerve isl.

Kompleksni pokazatelj pouzdanosti kola jeste »koeficijent tehničkog iskorišćenja«:

$$K_{ti} = \frac{Tr}{Tr + \sum Trm}$$

gde je:

Tr – ukupno vreme rada bez otkaza u određenom periodu eksploatacije;

$\sum Trm$ – ukupno vreme remonta u istom periodu eksploatacije. Koeficijent tehničkog iskorišćenja je bezdimenzionalna veličina i kreće se u granicama:

$$0 < K_{ti} < 1$$

Brojčano on je jednak verovatnoći da kola u proizvoljnom momentu vremena rade a nisu u remonu.

Koeficijent tehničkog iskorišćenja za period između dve opravke naziva se koeficijentom gotovosti.

Ocenu dostignutog nivoa pouzdanosti i neophodnost njenog povećanja treba u prvom redu posmatrati sa ekonomskeg aspekta.

Povećanje bezotkaznosti i dugovečnosti kola, sa jedne strane, je povezano sa povećanjem cene kola, a sa druge, sa smanjenjem troškova održavanja i smanjenjem vremena stajanja kola u neradnom stanju. Pokazatelj pouzdanosti sa ekonomske tačke gledišta predstavlja odnos ukupnih troškova proizvodnje i eksploatacije i vremena rada kola bez otkaza tj.:

$$K_p = \frac{Q_p + Q_e}{Te - \sum Trm} \quad (1)$$

gde je:

Q_p – cena novih kola (troškovi proizvodnje);

Q_e – ukupni troškovi održavanja u toku eksploatacije;

Te – eksploatacioni vek kola;

$\sum Trm$ – ukupno vreme stajanja kola usled neispravnosti u toku čitavog perioda eksploatacije;

K_p – ekonomski pokazatelj pouzdanosti.

Iz gornjeg obrasca proizilazi da treba graditi kola sa što manjim koeficijentom » K_p «. To se može postići racionalnom raspodelom sredstava između proizvodnje i eksploatacije.

Kao pokazatelj raspodele sredstava između proizvodnje i eksploatacije može poslužiti koeficijent eksploatacijskih troškova:

$$K_e = \frac{Q_e}{Q_p} \quad (2)$$

ili njegova recipročna vrednost, tzv. koeficijent primarnih ulaganja:

$$K_{pu} = \frac{Q_p}{Q_e} \quad (3)$$

Navedeni pokazatelji omogućuju ocenu stepena usavršenosti konstrukcije kola prema troškovima proizvodnje i održavanja za čitav vek eksploatacije.

4. Određivanje optimalnog nivoa pouzdanosti kola

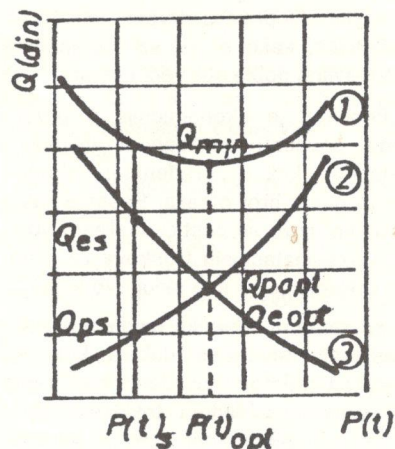
Povećanje pouzdanosti kola može se postići razradom i primenom savršenijih konstrukcija i tehnoloških postupaka, korišćenjem jačih i nerđajućih materijala, visokokvalitetnim tehničkim održavanjem, planskim sprovođenjem redovnih opravki i sl. Sve te mere zahtevaju dopunske troškove.

Ukupni troškovi proizvodnje i eksploatacije iznose: $Q = Q_p + Q_e$

gde je:

Q_p – troškovi proizvodnje (razrade i izrade);

Q_e – troškovi eksploatacije.



Slika 1 – Dijagram zavisnosti troškova proizvodnje i eksploatacije od pouzdanosti kola:

1 – Ukupni troškovi $Q = Q_p + Q_e$, 2 – Troškovi proizvodnje Q_p i 3 – Troškovi eksploatacije Q_e

Na slici 1 prikazana je zavisnost troškova proizvodnje i eksploatacije kola od pouzdanosti. Kao što se sa slike vidi, postoji dvostruka veza između pouzdanosti i troškova proizvodnje i eksploatacije, i to: kod zahteva za što većom pouzdanošću troškovi proizvodnje su značajno veliki, ali se zato smanjuju troškovi eksploatacije i, naravno, obrnuto.

Pouzdanost kola je funkcija većeg broja promenljivih slučajnih i neslučajnih faktora.

Ukupni troškovi potrebni za obezbeđenje zahtevanog nivoa pouzdanosti mogu biti predstavljeni u obliku sume troškova potrebnih za obezbeđenje bezotkaznosti i dugovečnosti:

$$Q(R) = Q(\lambda) + Q(\mu) - Q(\lambda, \mu) \quad (4)$$

gde je:

$Q(\lambda)$ – troškovi za obezbeđenje zahtevanog nivoa bezotkaznosti i potpunog obezbeđenja dugovečnosti;

$Q(\mu)$ – troškovi za obezbeđenje dugovečnosti i potpunog obezbeđenja bezotkaznosti;

$Q(\lambda, \mu)$ – deo ukupnih troškova za isto vreme obezbeđenje bezotkaznosti i dugovečnosti.

Nedostatak ovog obrasca jeste teškoća razdvajanja pojedinih sabiraka $Q(\lambda)$, $Q(\mu)$, $Q(\lambda, \mu)$.

Kola se sastoje iz skupa sklopova i delova. Ukoliko kola nisu na odgovara-

jućem nivou pouzdanosti, ne znači da su svi njihovi delovi loši. Veći deo delova obično odgovara zahtevima. Nedovoljna pouzdanost kola uslovljena je otkazima pojedinih njihovih sklopova i delova. Zbog toga je neophodno odrediti koje sklopove u prvom redu treba poboljšati, kako bi se sa što manjim troškovima dobio što veći efekat.

Ponekad je ekonomičnije u prvom redu povećati pouzdanost delova i sklopova, koji u poređenju sa drugim imaju manji broj otkaza. Rešenje ovog zadatka može se postići analizom otkaza i eksploatacionih troškova za njihovo otklanjanje za sve sklopove kola.

Savremene tehničke mogućnosti dozvoljavaju stvaranje delova kola sa unapred zadatom pouzdanošću. Pitanje je samo opravdanost troškova. Uprava tehnoekonomska analiza pouzdanosti bilo kojeg dela omogućava izbor optimalnih pokazatelja koji obezbeđuju najveću efektivnost.

Pravilno određivanje optimalnih eksploatacionih osobina delova dovodi do znatnog smanjenja ukupnih troškova izrade i održavanja. Imajući u vidu činjenicu da su troškovi održavanja nekoliko puta veći od troškova proizvodnje, neophodno je posvetiti veću pažnju na to da konstrukcija kola odgovara realnim uslovima eksploatacije sistema održavanja.

Usvojeni sistem održavanja utiče na izbor konstrukcije kola i obrnuto. Bezotkaznost delova kola treba da se zasniva na dužini međuremontnog perioda. Ukoliko su pak tehničke mogućnosti delova takve da obezbeđuju bezotkaznost dužu od međuremontnog perioda, onda je moguće produženje međuremontnog perioda. U vezi s tim, svi delovi kola trebalo bi da raspolažu radnim resursima jednakim ili deljivim sa dužinom međuremontnog perioda. Ukoliko su kola sa delovima različitih radnih resursa, to umanjuje efektivnost planskih periodnih opravki. U tom slučaju se ne garantuje rad bez otkaza u periodu između dve opravke, te dolazi do vanplanskih opravki, što povećava ukupne troškove održavanja.

Kod izrade kola deo troškova ne zavisi samo od obezbeđenja pouzdanosti, već i od drugih kvalitativnih pokazatelja, kao što su: estetika, udobnost i dr. Prema tome, troškovi izrade mogu se posmatrati kao zbir:

$$Q_p = Q_{p'} + Q_p$$

gde je:

$Q_{p'}$ – troškovi razrade i izrade u vezi sa obezbeđenjem pouzdanosti;

Q_p – troškovi razrade i izrade koji nisu u vezi sa obezbeđenjem pouzdanosti.

Verovatnoća bezotkaznog rada se dakle javlja kao funkcija troškova vezanih za obezbeđenje bezotkaznosti, tj.:

$$P(t) = f(Q_p)$$

Veličina eksploatacionih troškova zavisi od verovatnoće bezotkaznog rada, tj.:

$$Q_e = f[P(t)] \text{ odakle sledi:}$$

$$Q_e = f(Q_p)$$

Ova zavisnost može biti predstavljena u sledećem obliku

$$Q_e = a \left(\frac{b}{Q_p} \right)^c \quad (5)$$

gde su: a , b i c – koeficijenti veze.

Tada ukupni troškovi projektovanja, izrade i eksploatacije, koji su u vezi sa obezbeđenjem pouzdanosti, mogu biti određeni po obrascu:

$$Q = a \left(\frac{b}{Q_p} \right)^c + Q_p \quad (6)$$

Minimum funkcije nalazimo iz uslova da je prvi izvod iste jednak nuli, tj.:

$$\frac{dQ}{dQ_p} = ab^c (-c) Q_p^{-c-1} + 1 = 0$$

odakle je:

$$ab^c c Q_p^{-c-1} = 1 \quad \text{odnosno:} \quad Q_{p \text{ opt}} = (a b^c c)^{\frac{1}{c+1}} = \sqrt[c+1]{a b^c c} \quad (7)$$

Odredimo sada odnos eksploatacionih troškova i troškova razrade i izrade vezanih za obezbeđenje pouzdanosti, za optimalnu tačku. Veličina eksploatacionih troškova u ovoj tački biće:

$$Q_{e \text{ opt}} = ab^c (Q_{p \text{ opt}})^{-c} \quad (8)$$

odakle je odnos:

$$\frac{Q_{e \text{ opt}}}{Q_{p \text{ opt}}} = \frac{ab^c (ab^c c)^{-\frac{c}{c+1}}}{(ab^c c)^{\frac{1}{c+1}}} = \frac{1}{c} \quad (9)$$

Kako su kod izrade teretnih kola troškovi koji nisu u vezi sa obezbeđenjem pouzdanosti veoma mali, tj.: $Q_{p'} \rightarrow 0$,

može se uzeti da je:

$$\frac{Q_{e \text{ opt}}}{Q_{p \text{ opt}}} = \frac{1}{c}$$

Prema inostranim stručnim publikacijama, na osnovu istraživanja optimalne pouzdanosti, može se reći da su u tački optimuma troškovi razrade i izrade jednaki ukupnim eksploatacionim troškovima, a to će biti obezbeđeno pri $c = 1$.

Očekivana efektivnost od optimizacije pouzdanosti kola za ceo radni vek kola biće:

$$E = \frac{(Q_{p'} + Q_{es}) - (Q_{p \text{ opt}} + Q_{e \text{ opt}})}{Q_{ps} + Q_{es}} \cdot 100\% \quad (10)$$

Koeficijent promene troškova održavanja biće:

$$m_e = \frac{Q_{es} - Q_{e \text{ opt}}}{Q_{es}} \cdot 100\% \quad (11)$$

Koeficijent promene troškova izrade kola biće:

$$m_p = \frac{Q_{ps} - Q_{p \text{ opt}}}{Q_{ps}} \cdot 100\% \quad (12)$$

gde je:

Q_{ps} i Q_{es} – stvarni troškovi izrade i eksploatacije kola (za postojeće uslove);

$Q_{p \text{ opt}}$ i $Q_{e \text{ opt}}$ – troškovi izrade i eksploatacije pri optimalnoj pouzdanosti.

Kod teretnih kola je:

$$Q_{p'} \approx 0, \text{ tj.: } Q_e = a \left(\frac{b}{Q_p} \right)^c = \frac{ab^c}{Q_p^c}$$

$$\text{odakle je: } ab^c = Q_e \cdot Q_p^c$$

Prema tome, ako se zna Q_{ps} i Q_{es} , može se naći » c «, a zatim se za optimalnu tačku nalazi:

$$Q_{p \text{ opt}} = \sqrt[c+1]{ab^c c} = \sqrt[c+1]{Q_{es} \cdot Q_{p'}^c \cdot c}$$

Dalje je moguće odrediti:

$$Q_{e \text{ opt}} = \frac{Q_{p \text{ opt}}}{c}$$

Dobivši $Q_{p \text{ opt}}$ i $Q_{e \text{ opt}}$ i znajući Q_{ps} i Q_{es} , nalazimo koeficijente m_e i m_p .

Pozitivni znak ovih koeficijenata pokazuje smanjenje, a negativan povećanje odgovarajućih troškova.

Pošto je pak od mnogo većeg interesa određivanje očekivane efektivnosti od optimizacije pouzdanosti za različite tipove kola, to se obrasci E , m_e , m_p mogu napisati u nešto drugačijem obliku uvođenjem već napred pomenutog koeficijenta eksploatacionih troškova

$$k_e = \frac{Q_e}{Q_p}$$

Kako je $Q_{es} = k_e \cdot Q_{ps}$, transformacijom dobijamo:

$$Tada\ je: E = \frac{Q_{ps}(k_e + 1) - Q_{ps} \sqrt{k_e \cdot c \cdot (1 + c)}}{Q_{ps}(k_e + 1)} \cdot 100 [\%]$$

ili

$$E = \left[1 - \frac{(1 + \frac{1}{c}) \sqrt{k_e \cdot c}}{k_e + 1} \right] \cdot 100 [\%] \quad (13)$$

Analogno tome dobijamo:

$$m_e = \left(1 - \frac{1}{c + \sqrt{k_e \cdot c}} \right) \cdot 100 [\%] \quad (14)$$

$$m_p = \left(1 - \sqrt{k_e \cdot c} \right) \cdot 100 [\%] \quad (15)$$

Iz obrazaca 13, 14 i 15 se vidi da efektivnost od optimizacije pouzdanosti kola zavisi od konkretnih vrednosti koeficijenta eksploatacionih troškova »ke« i koeficijenta »c«, a ne zavisi od apsolutnih vrednosti troškova izrade i održavanja kola. Izložena metodologija daje široke mogućnosti korišćenja koeficijenta eksploatacionih troškova za ocenu pouzdanosti kola.

Primenom obrazca za E, m_e i m_p , za različite vrednosti »ke« i usvajajući $c=1$ izvršen je proračun efektivnosti optimizacije pouzdanosti kola, a rezultati su dati u obliku dijagrama na slici 2. Pomoću ovih dijagrama moguće je veoma lako odrediti efektivnost optimizacije pouzdanosti za različite tipove kola. Tako, na primer, za odnos ukupnih eksploatacionih troškova i troškova izrade nekih kola od 3 : 1, tj. za $k_e = 3,0$, iz dijagrama na slici 2 sledi da se uvođenjem kola sa optimalnom pouzdanošću mogu smanjiti ukupni (društveni) troškovi za 14% ($E = 14\%$), a troškovi održavanja za 42% ($m_e = 42\%$).

Ocena pouzdanosti železničkih kola, njena optimizacija i na osnovu toga poboljšanje konstrukcije voza u celini omogućuje izvršenje zadatog obima prevoza sa najvišim tehnokonomskim pokazateljima. Pokazatelji pouzdanosti kola određuju troškove održavanja smernice razvoja pogona za održavanje i predstavljaju putokaz za

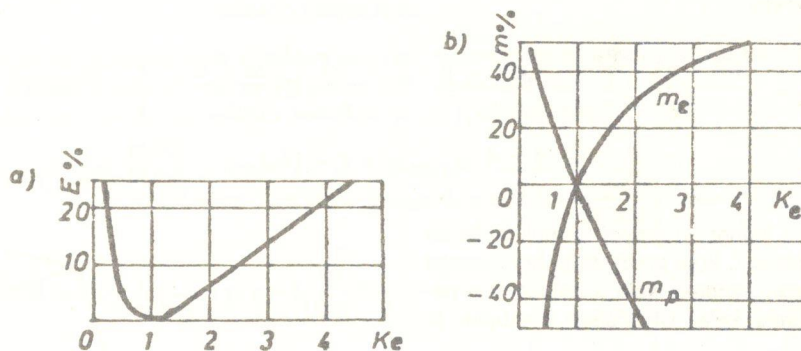
usavršavanje organizacije održavanja kola.

Eksploatacija i održavanje kola odvija se u specifičnim uslovima, najčešće na otvorenom prostoru, danju i noću. Takav rad nije nimalo privlačan i zahteva veće materijalne troškove. Zato težište svih troškova treba da bude u sferi vagonogradnje. To omogućuje da se na račun razrade i uvođenja konstrukcije kola visoke pouzdanosti uz nešto veće troškove proizvodnje (veće cene) bitno smanjuju eksploatacioni troškovi, smanjuje broj radnika na održavanju i obezbeđuje stabilniji transportni rad.

5. Zaključak

Usavršavanje organizacije održavanja železničkih kola je jedan od osnovnih problema železničkog transporta koji treba rešavati u uskoj vezi sa usavršavanjem konstrukcije železničkih kola i povećanjem njihove pouzdanosti tako da se planirani obim prevoza obavi sa minimalnim troškovima izrade i održavanja.

Troškovi eksploatacionog održavanja naših teretnih kola u toku njihovog eksploatacionog veka su nekoliko puta veći od cene istih. Međutim, kod nekih železničkih uprava sa razvijenijim železničkim saobraćajem ovi troškovi kod nekih tipova kola iznose samo 70% od cene kola. Prema rezultatima istraživanja stranih železničkih stručnjaka, kao jedan od osnovnih pokazatelja pouzdanosti železničkih kola može se uzeti tzv. koeficijent eksploatacionih troškova (odnos troškova eksploatacije i proizvodnje) čija vrednost treba da se kre-



Slika 2 - Dijagrami za određivanje efektivnosti optimizacije pouzdanosti kola: a) Zavisnost efektivnosti od koeficijenta eksploatacionih troškova i b) Zavisnost koeficijenta promene troškova izrade - m i koeficijenta promene troškova eksploatacije - m_e od koeficijenta eksploatacionih troškova

će oko jedinice da bi se postigla optimalna pouzdanost kola.

Metodologija proračuna efektivnosti optimizacije pouzdanosti izložena u ovom radu omogućava da se na veoma brz i relativno lak način za sve serije i tipove naših kola, posebno teretnih, utvrdi nivo pouzdanosti i unapred (u prvom približenju) sračunaju efekti od uvođenja (proizvodnje) kola sa optimalnom pouzdanošću, odnosno da se na osnovu optimalnih vrednosti ekonomskih pokazatelja pouzdanosti kola sračunaju optimalni troškovi proizvodnje i održavanja.

LITERATURA

1. V.P. Bugaev, Soveršenstvovanie organizacii remonta vagonov, »Transport«, Moskva, 1982.
2. Z. Lisovski, O. Krettek, Optimalnaja nadležnost podvižnogo sostava i strategija dostiženija optimuma, »Železnice dorogi mira«, 1978/79.
3. C.A. Pronikov, Nadležnost mašin, »Mašinostroenie«, Moskva, 1978.

(Adresa: Vladimir Aleksandrov, dipl. maš. inž. MZT Skopje - KTB Beograd).

Naginjanje putničkih kola

UDK 625.23:620.173.21.001.4

Vladimir BOŽIĆ, dipl. inž.

UVOD

Prilikom gradnje novih putničkih kola (kola koja se uvrštavaju u putničke, brze, ekspresne i poslovne vlakove) potrebno je kod projektiranja i nakon izrade prototipa provjeriti sve njihove glavne karakteristike. Iako su glavne dimenzije putničkih kola za međunarodni promet standardizirane objavama UIC 567-1 i 561-2, zbog primjene različitih tipova okretnih postolja potrebno je kod svih kola provjeriti gabarit i stabilnost.

Provjera gabarita radi se rutinski, pomoću objave UIC 505-2, a provjerava se približavanje kritičnih presjeka kola liniji gabarita u krivini polumjera $R = 250$ m. To približavanje kola liniji gabarita zove se suženje ili ograničenje gabarita. Za suženje gabarita u sredini kola (između okretnih postolja) važi formula iz UIC-a:

$$E_f = \frac{1,465 - d}{2} + q + W_{\infty} + Z - 0,015$$

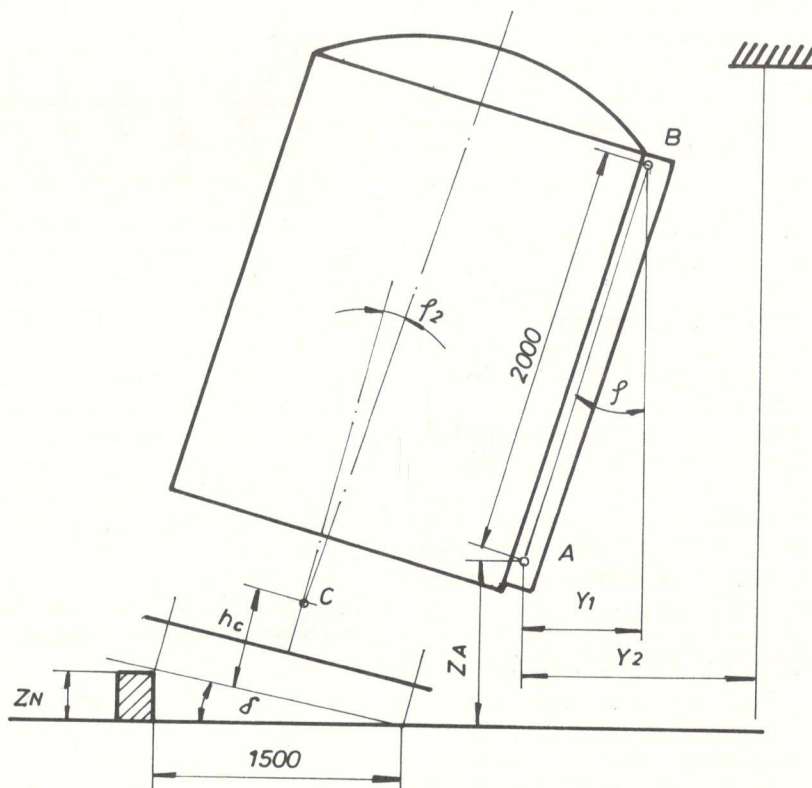
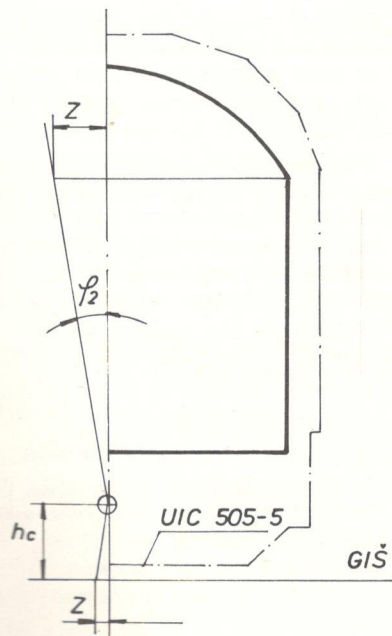
a za suženje gabarita između čela kola i okretnog postolja:

$$E_a = \frac{an^2 + n^2 - \frac{p_2}{4}}{500} + \frac{1,465 - d}{2} + \frac{n + a}{a} + q \frac{2n + a}{a} + \frac{n}{a} \cdot W_{l(250)} + \frac{n + a}{a} W_{a(250)} + Z + (X_a) > 0 - \begin{matrix} 0,025 \\ 0,030 \end{matrix}$$

I u jednoj i u drugoj formuli javlja se veličina Z , koja predstavlja horizontalni pomak sanduka kola u ovisnosti o naginjanju kola. Uobičajeni postupak je

takav da se najprije pretpostavi $z = 0$, tj. da nema naginjanja, izračunaju se i nacrtaju linije suženja gabarita, a onda se izračunaju veličine Z po objavi UIC 505-5 i dodaju veličinama za unutarnje i vanjsko suženje gabarita (slika 1).

Sposobnost naginjanja imaju svaka kola, a veličina naginjanja ovisi o ogibnjenju i ovješanju. Centar oko kojeg se kola naginju (ljudaju) zove se pol naginjanja. Pod naginjanjem kola podrazumjeva se samo naginjanje sanduka kola u odnosu na kolosijek, a ne i naginjanje okretnog postolja, koje se također naginje. Na ravnom kolosijeku naginjanje izaziva, na primjer, sila vjetra koji puše bočno i centrifugalno, sila u krivini, a na nagnutom kolosijeku, osim spomenutih sila, još i komponenta sile teže paralelna s kolosijekom.



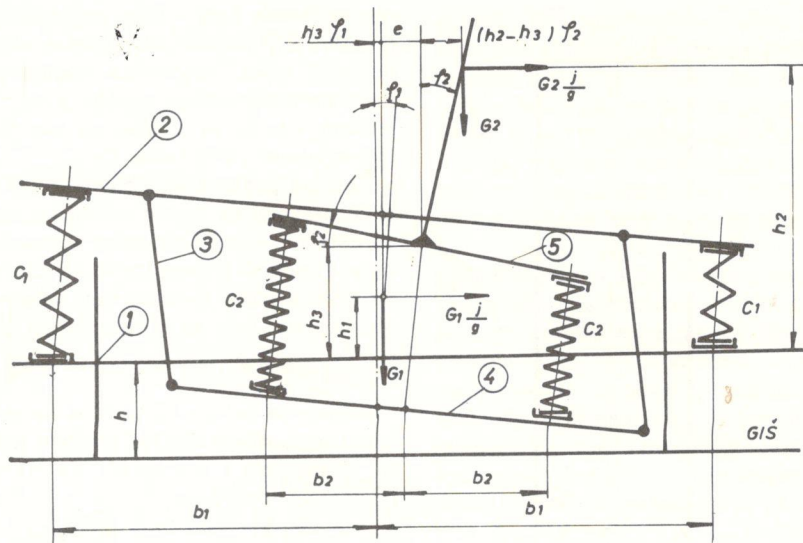
Slika 2

Računanje koeficijenta naginjanja

Kut između okomice na kolosijek i simetrale nagnutog sanduka kola (Φ_2) podijeljen s kutom nagnutosti kolosijeka (δ) je omjer koji se zove koeficijent naginjanja, tj. $S = \frac{\Phi_2}{\delta}$, a moguće ga je izračunati na osnovu konstruktivnih podataka okretnog postolja i sanduka kola (slika 2).

Računanje se provodi po objavi UIC 505-5, prema slici na kojoj je okretno postolje prikazano shematski, s osnovnim karakteristikama ogibnjenja i ovješnja (slika 3). Pomoću formule iz UIC-a izračunava se kvazistatički kut nagiba sanduka:

Slika 3



$$\Phi_2 = \frac{\left(1 - \frac{h_3}{h_2}\right) \left(1 - \frac{G_1 h_1 + G_2 h_2}{2c_1 b_1 2}\right) + \frac{c_2}{c_1} \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2 \left(1 + \frac{G_1 h_1}{G_2 h_2} + \frac{G_2}{h_2 c_y}\right) \cdot \frac{j}{g}}{\frac{2c_2 b_2^2}{G_2 h_2} - \left[\frac{c_2}{c_1} \left(\frac{b_2}{b_1}\right)^2 - \left(1 + \frac{G_1 h_1}{G_2 h_2}\right)\right] - \left[\left(1 - \frac{h_3}{h_2}\right) \left(1 - \frac{G_1 h_1 + G_2 h_2}{2c_1 b_1 2}\right)\right]}$$

a iz poznatog nadvišenja Z_N dobije se kut nadvišenja δ , odakle se izračuna koeficijent naginjanja $S = \frac{\Phi_2}{\delta}$.

Vrijednost S po UIC-u ne treba biti veća od 0,4 (za prazna kola), a ako je veća, onda najveća vrijednost Z u formuli za suženje gabarita ne smije biti takova da kola izlaze iz gabarita. Kako je omjer neponištene horizontalne akceleracije i akceleracije sile teže jednak omjeru nadvišenja pruge i razmaka tračnica to je $\frac{j}{g} = \frac{N}{L} = \frac{Z_N}{L} = \frac{Z_N}{R} = \sin \delta$, pa je za jedna kola S konstantan u zavisnosti o nadvišenju, odnosno uvijek je isti bez obzira kakvo je nadvišenje.

Iz formule za Φ_2 je vidljivo da veličina naginjanja najviše ovisi o krutosti opruga (što su opruge tvrđe, naginjanje je manje), o razmaku opruga (što je razmak veći, naginjanje je manje) i o položaju težišta sanduka kola i tereta (što je težište niže, naginjanje je manje).

U formuli za Φ_2 potrebno je za svako okretno postolje odrediti krutost u poprečnom smjeru c_y , tj. odrediti veličinu $\gg e \ll$ (slika 3).

Otklone $\gg e \ll$ ovisi o veličini sile $G_2 \frac{j}{g}$ i krutosti sistema koji se tome odupire.

Ako se zanemare razna trenja i pretpostavi da je poprečna krutost svih

opruga relativno velika, otklon $\gg e \ll$ zavisi onda samo o dužini vješalice, odnosno o dužini od sjedišta vješalice do mjesta gdje se zdjela oslanja na karike vješalice (slika 5).

Iz odnosa sile:

$$\frac{G_2 \frac{j}{g}}{G_2} = \frac{e}{R} = \sin \delta \text{ i odnosa } \frac{e}{R} = \sin \delta, \text{ a također i } \frac{j}{g} = \frac{Z_N}{1500} = \sin \varphi$$

$$\text{dobije se } \frac{e}{R} = \frac{Z_N}{1500} \text{ pa je } e = R \frac{Z_N}{1500} = \frac{j}{g} R$$

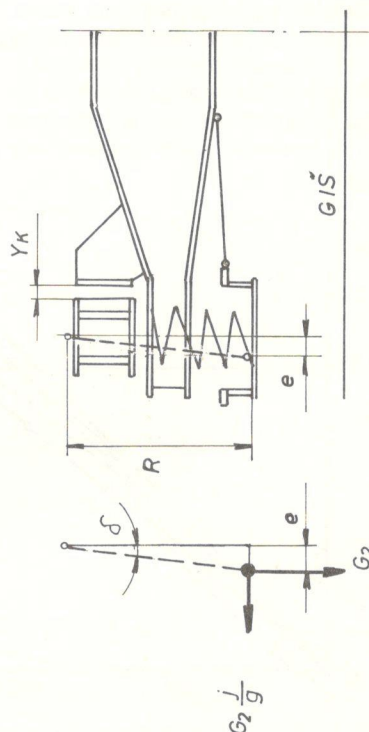
U formuli za kut Φ_2 javlja se veličina c_y (krutost sistema u poprečnom pravcu) i ona za ovaj pretpostavljeni slučaj poprečna krutost opruga velike, a trenje u vješalicama malo) iznosi:

$$c_y = \frac{G_2 \frac{j}{g}}{e} = \frac{G_2 \frac{j}{g}}{R \frac{j}{g}} = \frac{G_2}{R}$$

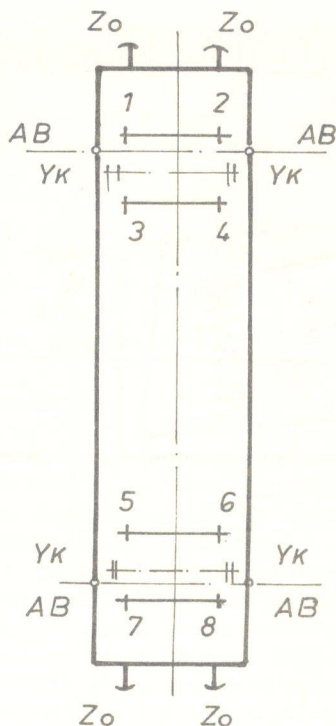
Pomak $\gg e \ll$ je na okretnom postolju ograničen i iznosi 25 mm, i to je zazor između koljevke i okvira okretnog postolja kad su kola na ravnoj pruzi. Kod naginjanja taj se zazor mijenja (veličina Y_K na slici 4 i mjeri se.

Određivanje koeficijenta naginjanja mjerenjem

Mjerenje kuta naginjanja opisano je načelno u objavi UIC-505-5, a detaljno



Slika 4



Slika 5

u Privremenom programu tipskih ispitivanja putničkih kola – mašinski deo, Beograd, 1982. Ovim privremenim programom je predviđeno kutove mjeriti pomoću precizne libele na sredini kola. Međutim, u praksi se pokazalo da to nije praktično, jer treba hodati po nagnutim kolima, što nije ugodno, a samo očitavanje kuta nije dovoljno precizno. Zbog toga je za mjerenje kuta naginjanja

nja službenih kola i kola prigradskog prometa ŽTP Zagreb odabrana metoda pomoću viska, kojom se naginjanje mjeri na četiri mjerna mjesta, a ne na jednom, i to iz vana, tako da nije potrebno ulaziti u kola (slika 5).

Kola se postavljaju na iznivaliran kolo-sijek, izmjere se visine odbojnika (da se ustanovi jesu li kola dobro izbalansirana) i onda se u presjecima AB pomoću mjerne letve i viska mjeri veličina Y_1 , pomoću koje se iz relacije $\sin \varphi_2 = \frac{Y}{2000}$ dobije kut φ_2 vrlo točno (slika 2).

Naginjanje se obavlja tako da se pomoću hidrauličkih dizalica podigne jedna strana kola i pod kotače se stave podmetači određene visine (veličina Z_N na slici 2). Podmetači su visine 50, 75, 100, 125, 150 i 180 mm. Kod svake visine podmetača mjeri se veličina Y_1 i unosi u tablice, i to kako kod povećanja tako i kod smanjenja visine. Za svako nadvišenje izračuna se kut φ_2 i koeficijent naginjanja S , a mjerenje se obavlja za prazna i tovarena kola naginjući ih na jednu (lijevu) i drugu (desnu) stranu.

Paralelno se mjere i veličine Y_2 i Z_A (slika 2) i veličina Y_K (slika 4) potrebne za određivanje pola naginjanja h_C (vidi kasnije).

Za ovo mjerenje potrebno je imati slijedeće: ravnu dasku malo dužu od 2 m, dva viska, lineal dužine 3 m, četiri hidrauličke dizalice, po 4 podmetača visine 50–180 mm i mjernu vrpцу (dvo-

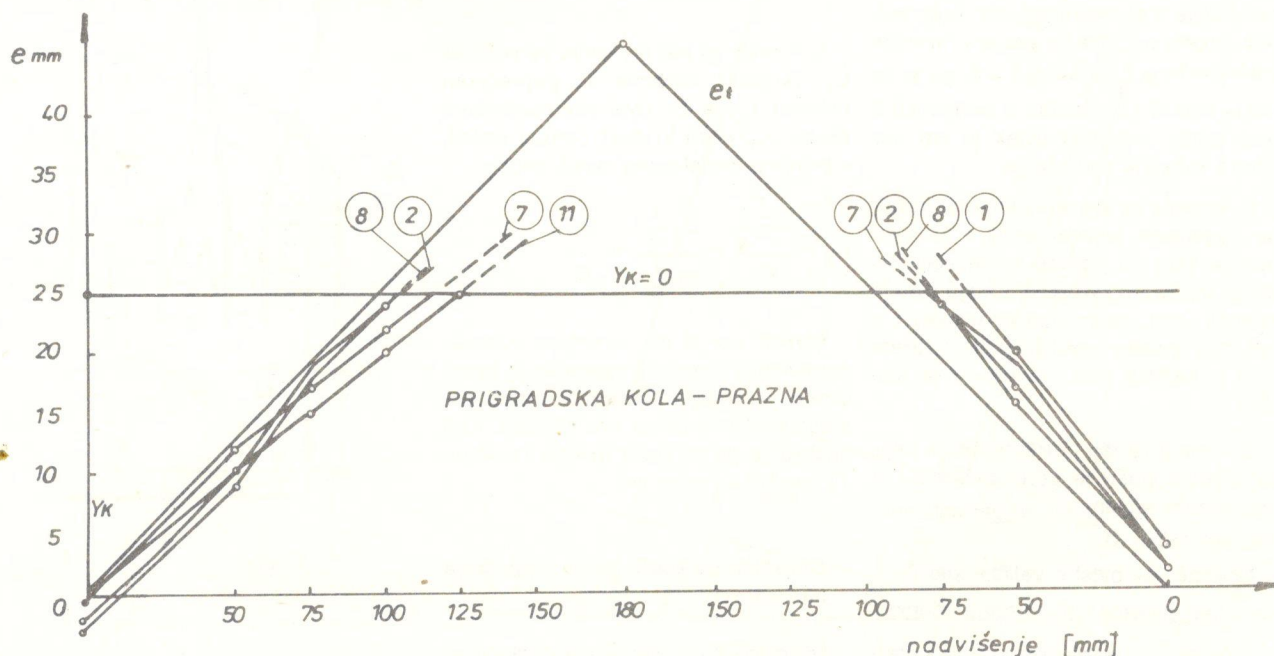
metar). Jedno mjerenje (naginjanje, na primjer, praznih kola na jednu stranu) moguće je obaviti za 3–4 sata, odnosno sva za prazna i tovarena kola, za lijevu i desnu stranu, u dva radna dana (ne računajući vrijeme za ukrcaj tereta).

Važno je napomenuti da je nakon svakog dizanja kola i postavljanja na odmetače određene visine **neophodno** izvibrirati kola. Prva iskustva su pokazala da trenje u sistemu ovješnja nije zanemarivo. Prilikom mjerenja otklona koljevke (veličina Y_K) ustanovljeno je da otklon uvijek zaostaje za računskim zbog tog trenja, a ako se kola izvibriraju, otklon se vrlo dobro poklapa s računskim (slika 6).

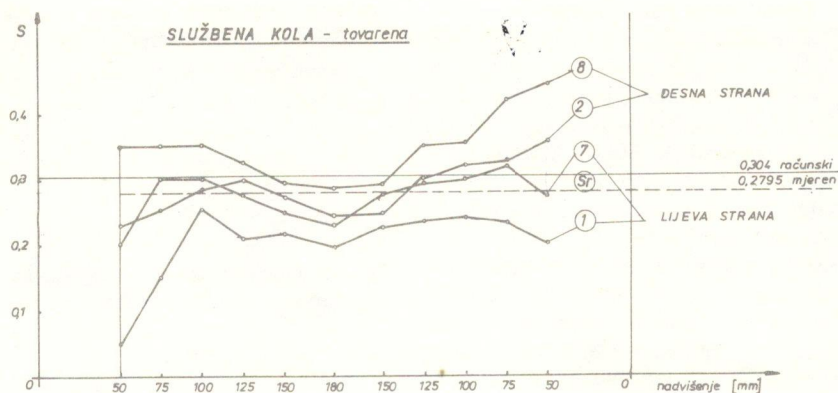
Vidljivo je da se kola slobodno ljuļaju u vješalicama sve do nadvišenja od 100 mm, nakon čega se koljevka nagnu na dočekač ($e > Y_K - 25 \text{ mm}$), i ako se kola ne bi vibrirala, trenje između koljevke i bočnog dočekača okvira okretnog postolja bi umanjilo kut nagiba kola, pa bi i koeficijent naginjanja bio manji.

Tendencija pada koeficijenta naginjanja S kod nadvišenja većih od 100 mm vidljiva je iz rezultata mjerenja ako kola nisu vibrirana (slika 7).

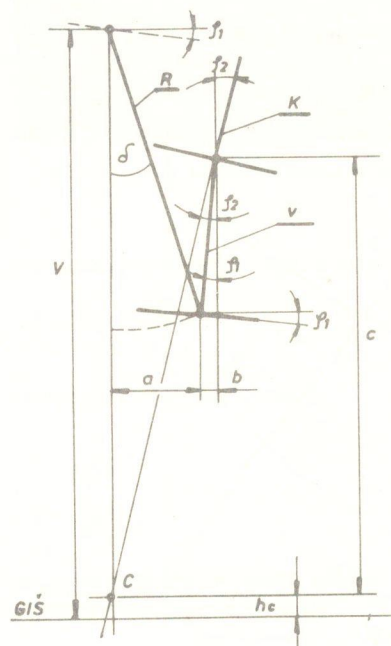
Primjer usporedbe veličine koeficijenta naginjanja dobivenog proračunom i mjerenjem službenih kola prikazan je na dijagramu (slika 7). Vidljivo je da za pojedino nadvišenje pruge izmjereni koeficijent odstupa od računskog, a i



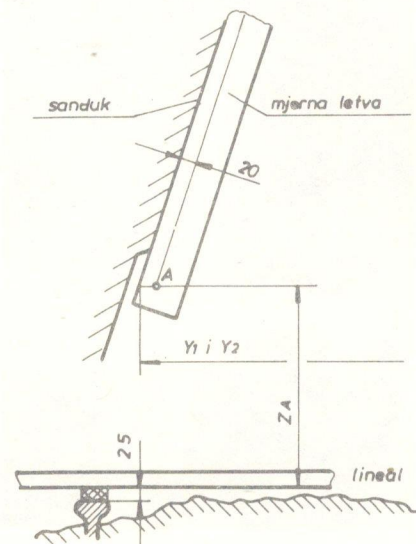
Slika 6



Slika 7



Slika 8



Slika 9

srednje vrijednosti izmjerenog koeficijenta naginjanja manje su od računске vrijednosti baš zbog utjecaja trenja koje kod mjerenja ovih kola nije uključeno vibriranjem.

Problem težišta sanduka kola

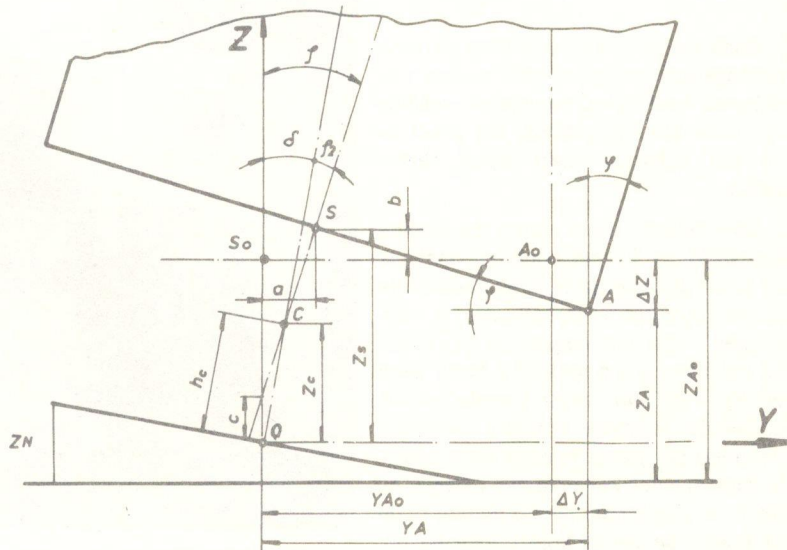
Kod usporedbe rezultata računanja i mjerenja koeficijenta nagiba S , svakako, treba uzeti u obzir i odstupanje stvarnog težišta sanduka kola od računskog. Iz formule za kut φ_2 i slike 3 vidljivo je da veliki utjecaj ima visina težišta sanduka (veličina h_2). Ta se veličina obično dobiva računskim putem iz proračuna težišta kola, ali ona sigurno odstupa od strane veličine. Mjerenje te veličine kod nas do sada nije još obavljeno niti za jedna kola. Mogućnost mjerenja te veličine postoji, opisano je u Privremenom programu tipskih ispitivanja putničkih kola, Beograd 1982, po-

glavlje 4.3, »Određivanje položaja težišta kola«, ali zahtjeva određeni prostor, naprave i mjerne uređaje, što je vrlo skupo. Međutim, težište sanduka kola moglo bi se, uz dodatni napor, izračunati iz rezultata mjerenja naginjanja kola. Potrebno je samo vrlo točno mjeriti sve veličine koje se mogu direktno mjeriti (na primjer h_3 , G_1 , G_2 , c_1 , c_2 , c_y indirektno), a druge veličine koje ne utječu bitno na proračun (h_y) uzeti računске. Veličina h_2 može se izraziti iz formule za φ_2 ili S ili se može odrediti pokušavanjem iz nekoliko računanja s različitim veličinama h_2 , uspoređujući rezultate mjerenja i računanja. Važno je kod toga u proračun unijeti točne podatke (izmjerene ne računске) za veličine G_1 , G_2 , h_3 , c_1 , c_2 , c_y , a veličine h_1 , b_1 , i b_2 uzeti računске.

U formuli za φ_2 ili S treba onda varirati veličinu h_2 dok se ne poklopi s izmjerenom.

Mjerenje i proračun treba provesti i za tovarena kola. Kod toga treba posebno paziti na mjerenje količine tereta (veličina G_2) i na težište tereta, koje se može točno odrediti mjerenjem na licu mjesta. Ciljeli se proračun ponovi s novim veličinama G_1 , G_2 , h_1 , h_3 , h_y (veličine b_1 , b_2 , c_1 i c_2 se ne mijenjaju) i usporedi s proračunom za prazna kola. Iz vrijednosti za visinu težišta tovarnog sanduka i poznate vrijednosti položaja težišta tereta lako se odredi težište praznog sanduka kola, odnosno težište cijelih kola (praznih i tovaranih).

Nažalost, prilikom mjerenja naginjanja službenih i prigradskih kola sva ova saznanja još nisu bila poznata i pojedinih detaljima nije posvećena dovoljna



Slika 10

pažnja, zbog čega nedostaju pojedini podaci, pa nije više moguće dobiti prave vjerodostojne podatke. Na to treba obratiti pažnju kod slijedećih mjerenja.

Računanje pola ljuľanja

U objavi UIC 505-5 nije napisana formula za izraćunavanje pola ljuľanja pa ju je potrebno za svako okretno postolje izvesti posebno. Na slici 8 prikazana je shema naginjanja okretnog postolja JG-6. Vidljivo je odmah da poloţaj pola ljuľanja C, osim o kutu nagiba kola, najviše ovisi o duţini vješalice na kojima se nalazi zdjela s oprugama koljevke (R-vješalice, v - visina opruga koljevke, V - visina gornjeg hvatišta vješalice).

Kod naginjanja kola okvir okretnog postolja nagne se za kut φ_1 , vješalice koljevke se postavje u okomiti poloţaj (u odnosu na kolosijek one tvore kut δ), a sanduk se nagne za kut φ_2 u odnosu na os okomitu na kolosijek.

Velićina pola ljuľanja dobije se iz relacije:

$$h_c = V - R \cos \delta + v \cos \varphi_1 - c$$

$$\begin{aligned} \text{kako je } a &= R \sin \delta & \varphi_1 &= S_1 \delta \\ b &= v \sin \varphi_1 & \varphi_2 &= S_2 \delta \\ c &= \frac{a+b}{\tan \varphi_2} \end{aligned}$$

gde je δ kut nadvišenja kolosijeka pa se nakon uvrštenja i pojednostavljenja dobije:

$$h_c = V - R + v - \frac{R + v S_1}{S_2}$$

Kada se za neko konkretno okretno postolje uzmu odgovarajući podaci i izraćunati koeficijenti naginjanja, velićina h_c moţe biti i negativna, što znaći da se pol ljuľanja nalazi ispod razine Glš-a.

Ove relacije vaţe samo za nagibe kod kojih se koljevka još ne naslanja na boćni doćekać, a to je za nadvišenje pruge do otpriliko 100 mm. Ako je nadvišenje veće, kut nagiba će biti takav da velićine $a + b$ na slici 8 bude veća od $Y_k = 25 \text{ mm}$ (zazor izmeću boćnih doćekaća koljevke i okvira okretnog postolja) pa gornja relacija neće vaţiti. U tom slućaju koljevka se oslanja na okvir okretnog postolja i u mjestu dodira stvara se trenje koje utjeće na osnovne velićine naginjanja (S i h_c).

Određivanje pola ljuľanja mjerenjem

Mjerenje velićina potrebnih za određivanje pola ljuľanja naćelno je definirano objavom UIC 505-5. Metoda mjerenja i izraćunavanja velićine pola ljuľanja koja je primjenjena kod ispitivanja sluţbenih i prigradskih kola RO »Janko Gredelj« moţe se primjeniti na bilo koja kola, bez obzira na sistem ogibnjenja. Ovom metodom se uzimaju podaci o pomaku jedne toćke na ivici sanduka, kao i kut naginjanja sanduka u toj toćki (slika 9 i 10). Iz horizontalnog i vertikalnog pomaka odabrane toćke A i kuta nagnutosti sanduka moţe se izraćunati poloţaj pola ljuľanja (toćka C).

Pomoću izmjerenih velićina, prema slici 10, moguće je određiti velićine, gdje je L širina sanduka kola:

$$a = Y_A - \frac{L}{2} \cos \varphi$$

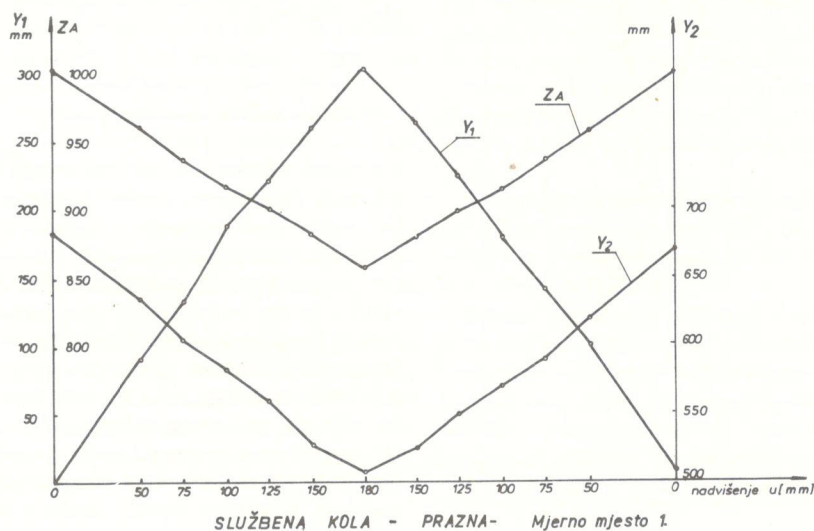
$$b = Z_A + \frac{L}{2} \sin \varphi - Z_{A0}$$

Za simetralu nagnutog kolosijeka kroz toćku O vrijedi jednadţba:

$$Z = \tan(90 - \delta) \cdot y = \frac{y}{\tan \delta}$$

a za simetralu nagnutog sanduka:

$$Z = \tan(90 - \varphi) \cdot y + c = \frac{y}{\tan \varphi} + C$$



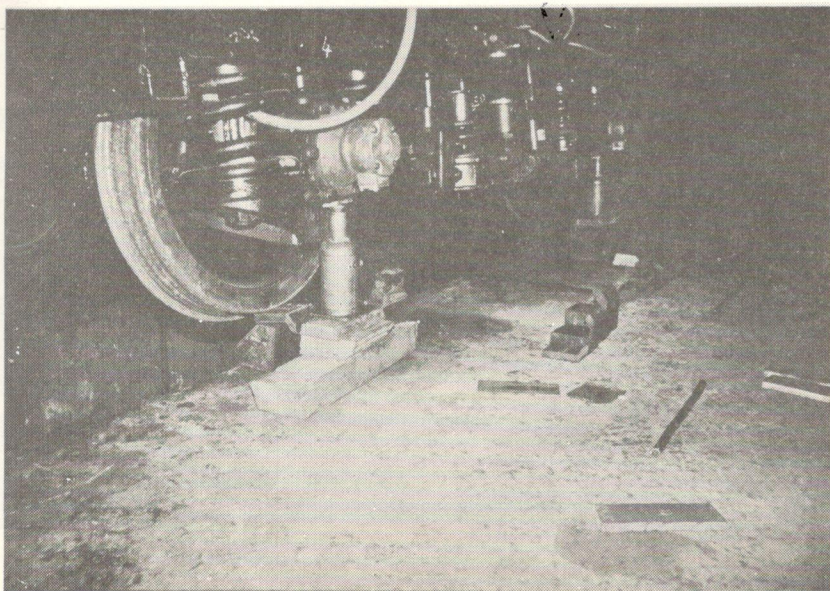
Slika 11



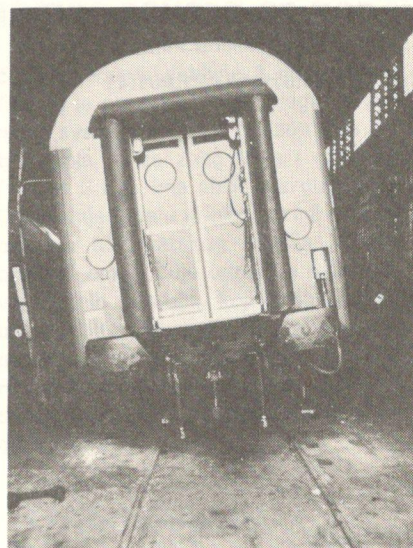
Slika 12 - Mjerenje udaljenosti toćke A od Glš-a (mjera Z_A)



Slika 13 - Mjerenje horizontalne udaljenosti od toćke A do viska (mjera Y_1)



Slika 14 – Dizanje kola pomoću hidrauličkih dizalica i stavljanje podmetača pod kotače.



Slika 15 – Maksimalno nagnuta kola kod nadvišenja pruge od 180 mm.

Jednadžba pravca kroz točku S glasi:

$$Z = Z_{A_0} - \frac{Z_N}{2} + b$$

a za pravce u sjecištu točke C:

$$Z = \frac{y}{\operatorname{tg} \varphi} + c$$

$$Z = \frac{y}{\operatorname{tg} \delta}$$

za $y = a$ može se izračunati veličina c , a onda Y_C , odnosno Z_C i odatle:

$$h_C = \frac{Z_C}{\cos \delta}$$

Mjerene veličine unose se u tablicu za svako nadvišenje pruge i izračunava također u tablici.

Prilikom obrade rezultata mjerenja uočeno je da i male greške u mjerenju (očitanju ili zapisivanju) imaju velike posljedice na rezultat, jer je iz slike vidljivo da zbog malog kuta naginjanja ($\varphi_{\max} = \delta + \varphi_2 \approx 8,5^\circ$), a relativno velikog odklona sanduka »e« ($Y_k = 25 \text{ mm}$) presjecište simetrale sanduka i okomice kolosijeka jako varira.

Usporedba računskih i izmjerenih vrijednosti pola ljučenja za navedena kola ovdje namjerno nije iznijeta jer postoje znatna odstupanja vrijednosti za

pojedina mjerna mjesta, iako ukupna, odnosno srednja vrijednost svih izmjerenih vrijednosti, može se reći, zadovoljava.

Preporuča se zato prije numeričke obrade rezultata nacrtati krivulje očita-nih vrijednosti i po potrebi ih dotjerati tako da čine logičan slijed vrijednosti (slika 11).

I za ovo mjerenje neophodno je potrebno izvibrirati sanduk nakon svakog postavljanja kola na određenu visinu nadvišenja kako bi se što više smanjio utjecaj trenja na rezultat.

(Adresa: Vladimir Božić, dipl. inž., »Janko Gredelj« Zagreb)

Vagon za prevoz cementa

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Prof. dr Stojadin STOJIČIĆ,

1. UVOD

Fabrika vagona Mašinske industrije u Nišu više od dvadeset godina isporučuje Jugoslovenskim železnicama vagone za prevoz cementa i drugih praškastih materijala. Radeći na razvoju ovog tipa vagona, za ovo vreme razvijene su nove konstrukcije, koje su uvek bile lakše od prethodnih i sa povećanom zapreminom. Ova nova konstrukcija zamenila je dosadašnje sa tri bunkera ($V=36m^3$), odnosno četiri bunkera ($V=50m^3$) uz znatno smanjenje sopstvene težine, odnosno povećanje zapremine.

Vagon je namenjen prevozu materijala u prahu ili sitnozrnastih materijala specifične težine do $1,0 t/m^3$: cement, glinica, kreč, gips, kalcinirana soda, kao i žita i drugih materijala granulata do 3 mm.

Vagon se puni gravitacijom iz silosa, preko četiri otvora koji se hermetički zatvaraju. Istovar se obavlja korišćenjem zbijenog vazduha pritiska 2,5 bara, pomoću »vazdušnog jastuka« preko dva otvora sa svake strane vagona u silose visoke do 35 m, ili do 300 m u horizontali. Istovar punog vagona sa cementom obavi se za oko 25 min.

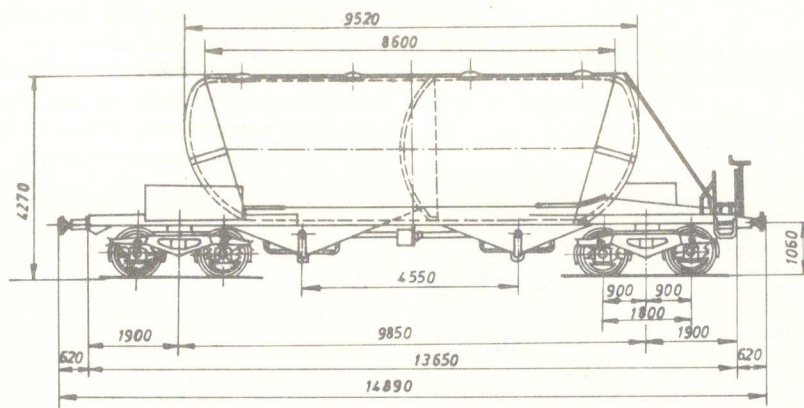
Vagon za prevoz cementa građen je za gabarit prema objavi UIC 505-3. Konstrukcija vagona u svemu odgovara propisima UICa, RIVA i JŽS, pa je prema tome sposobna za međunarodni saobraćaj na prugama kategorije A, B i C u režimu »S«.

I vagon je ugrađena kočnica O-GP-16«.

Konstruktivna koncepcija vagona data je na slici 1, a njegov izgled na slici 2.

2. OSNOVNI TEHNIČKI PODACI

– širina koloseka	1435mm
– dužina vagona preko odbojnika	14,890mm
– dužina vagona preko čeonih nosača	16,650mm
– razmak stožera – svornjaka	9,850mm
– maksimalna visina od GIŠ	4,275mm
– prečnik rezervoara	3,000mm
– zapremina	60m
– sopstvena težina	23,5t
– nosivost	56,5t
– maksimalno osovinsko opterećenje	20t
– minimalni poluprečnik krivine	75m
– maksimalna brzina	100km/h
– obrtno postolje	Y25Cst
– kočnica	O-GP-16«



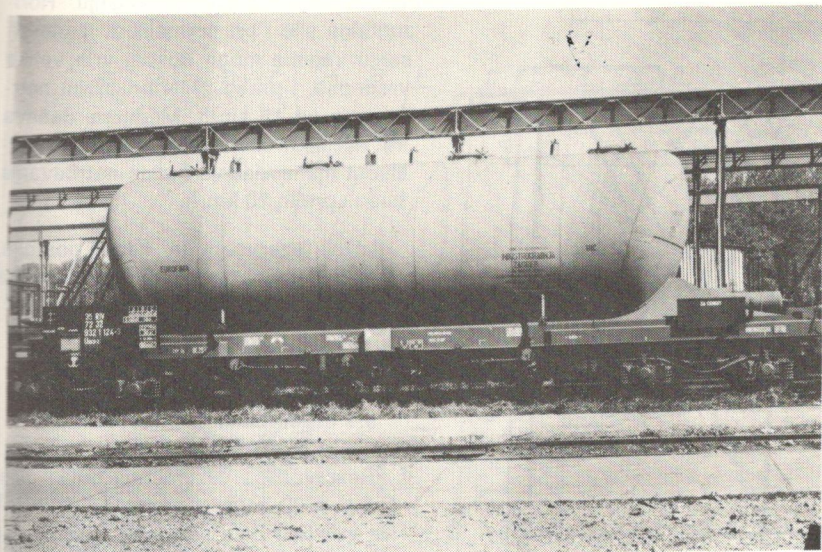
Slika1— Dispozicija vagona za prevoz cementa

3. KONSTRUKCIJA VAGONA

3.1 Postolje

Postolje je rešetkaste konstrukcije sa samo spoljašnjim podužnim nosačima (sl. 3). Ovakva konstrukcija je uslovljena smeštajem levaka rezervoara za istovar u sredini između glavnih popre-

čnih nosača. Izrađeno je od limova, valjanih i savijenih profila međusobno elektrolučno zavarenih. Noseći elementi postolja izrađeni su od kvalitetnog konstrukcionog materijala Č0562(JUS CBŽO 500) sa dodatkom bakra radi poboljšanja njegove otpornosti na koroziju. Konstrukcija postolja zadovoljava današnje uslove eksploatacije (čeon



Slika 2 – Vagon za prevoz cementa

vučni uređaj i odbojnici), kao i uslove železničkog saobraćaja koji će nastati posle ugradnje automatskog kvačila.

Konstrukcija čeonog dela postolja prikazana je na slici 4. U njoj je predviđen prostor za kasniju ugradnju automatskog kvačila (UIC 530-2). Konceptijom ove konstrukcije ostvarena je želja da se veći deo sabojne sile sa odbojnika preko kosnika i glavnog poprečnog nosača prenese u sredinu, na rezervoar. Oslonac automatskog kvačila

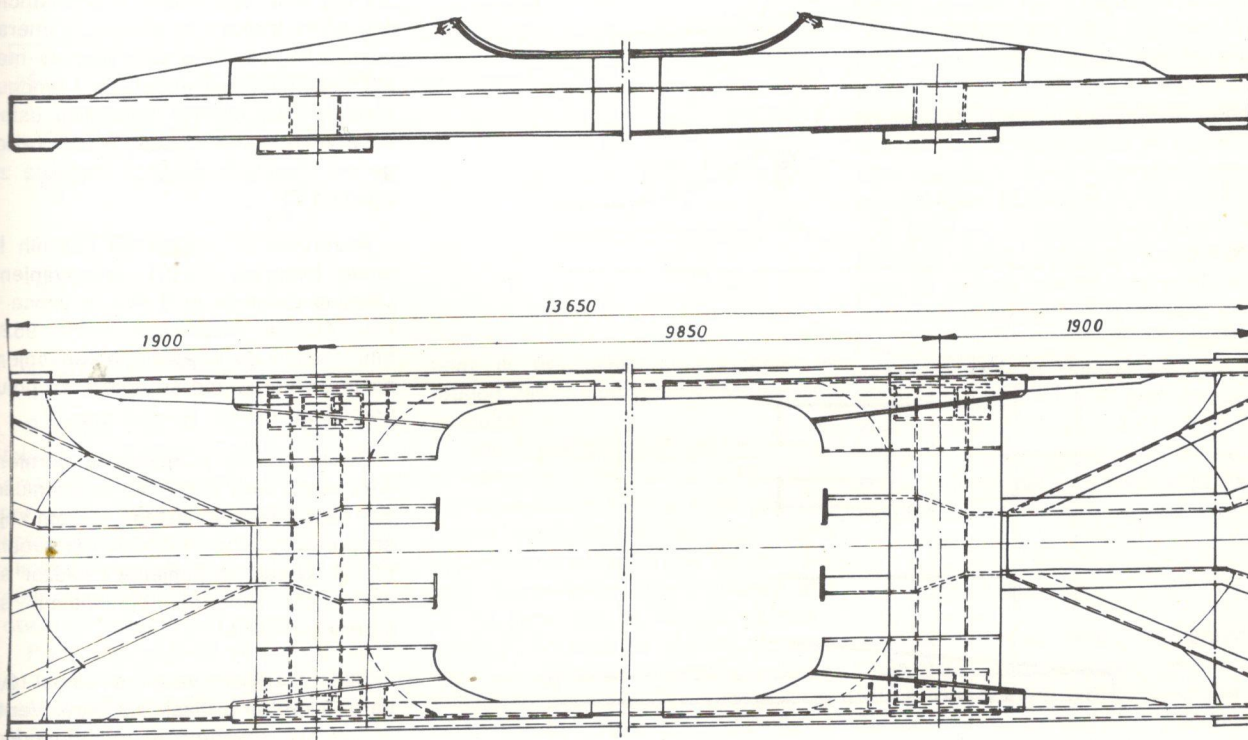
oslonjen je na glavni poprečni nosač, te se sabojna sila sa AK direktno prenosi na glavni poprečni nosač i dalje na konstrukciju rezervoara. Ovakvim postavljanjem oslonca AK omogućeno je dimenzionisanje nosača vlačne spreme prema manjoj sili, vučnoj sili sa AK. Kosnik je jednim svojim krajem postavljen neposredno iza ose odbojnika, a drugim oslonjen na oslonac AK, čime je omogućeno upisivanje obrtnog postolja u postolje vagona u krivinama

poluprečnika $R=35$ m bez ikakvog usecanja kosnika.

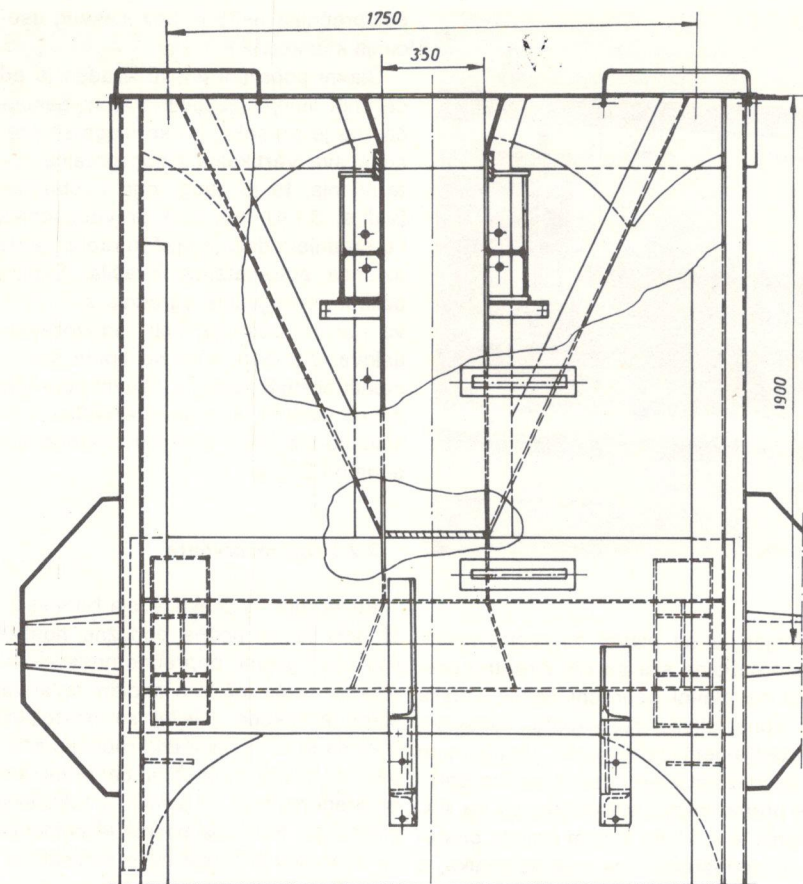
Glavni poprečni nosač izrađen je od čeličnih limova debljine 8 mm. Sandučastog je preseka. Preko njega se prenose sva vertikalna i horizontalna opterećenja, te je zbog toga i robusan (vidi sl. 3 i 4). Ima oblik pravougaonika i u srednjem delu je ojačan radi prijema oslonca automatskog kvačila. Svojom oblikom omogućuje ugradnju svih tipova obrtnih postolja, koji zadovoljavaju uslove UIC-510, a to su tipovi savremenih obrtnih postolja. Glavni poprečni nosač svojom visinom obezbeđuje i visinu gornje ivice postolja praznog vagona od GiŠ-a.

3.2 Ležaj rezervoara

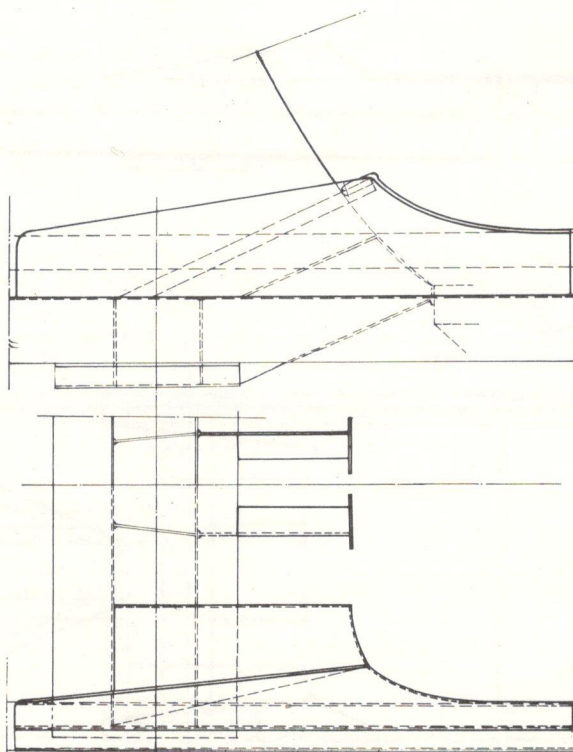
Rezervoar se preko ležaja (vidi sl. 3 i 5) oslanja na bočne podužne nosače postolja i glavne poprečne nosače. Rezervoar je sa ležajem spojen zavarivanjem, a takođe i ležaj sa postoljem, tako da je dobijena jedna robusna kompaktna celina sposobna da primi sva opterećenja koja se javljaju u toku eksploatacije. Posebna pažnja je poklonjena zavarivanju ležaja sa rezervoarom i postoljem, jer se preko njega prenose velike horizontalne sile koje nastaju pri natrčavanju jednih vagona na druge u



Slika 3 – POSTOLJE



Slika 4 – ČEONI DEO POSTOLJA



Slika 5 – Ležaj rezervoara

toku vožnje i pri manevrisanju. Horizontalne sile i pri normalnom manevrisanju vagona mogu dostići vrlo velike vrednosti, i preko 2MN pri brzini natrčavanja od 15 km/h. Međutim, dešava se, nažalost dosta često, da pri nepažljivom manevrisanju brzine natrčavanja budu i preko 20 km/h.

Ležaj rezervoara je, kao i postolje, noseći element pa je izrađen od limova kvalitetnog čelika, Č0562.

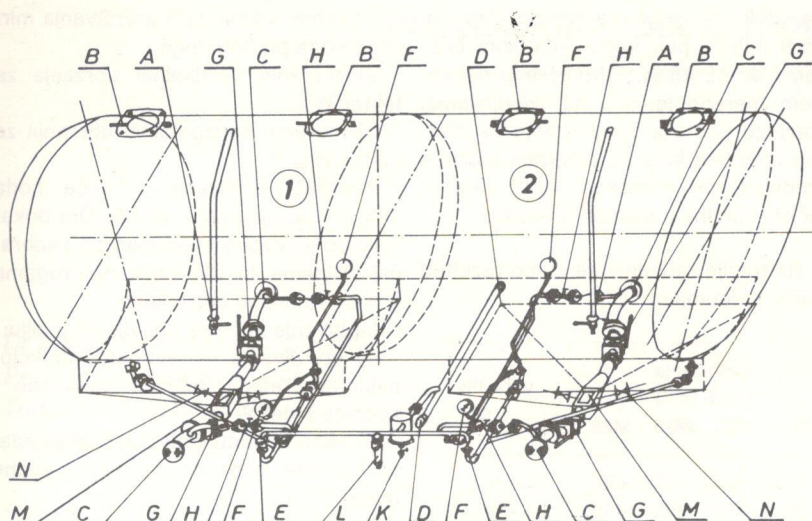
3.3 Rezervoar

Rezervoar je cilindričnog oblika prečnika 3000 mm, zapremine $V=60 \text{ m}^3$. Na gornjem delu rezervoara nalaze se četiri otvora prečnika 500 mm za utovar i nadzor. Na donjem delu rezervoar ima dva otvora za pražnjenje. Rezervoar se sastoji iz dva nezavisna približno jednaka dela (vidi sliku 1) odvojena srednjim dancem. Donji deo rezervoara produžuje se u piramidalne levke, koji omogućuju pražnjenje pomoću komprimovanog vazduha. Omotač rezervoara je na mestu levaka isečeni, kako bi cement bez prepreka dospeo u piramidalni deo. Krajevi isečenog omotača su međusobno spojeni jakim nosačim, koji obezbeđuju oblik rezervoara i pri maksimalnom pritisku vazduha. Prelaz cilindričnog dela rezervoara u prizmatični deo levka izveden je pomoću usmeravajućih limova, čime su izbegnuta mesta nagomilavanja materijala i omogućeno je lako klizanje materijala usled sopstvene težine u levak. Iz istih razloga su i spoljašnja danca nagnuta za ugao od 45° .

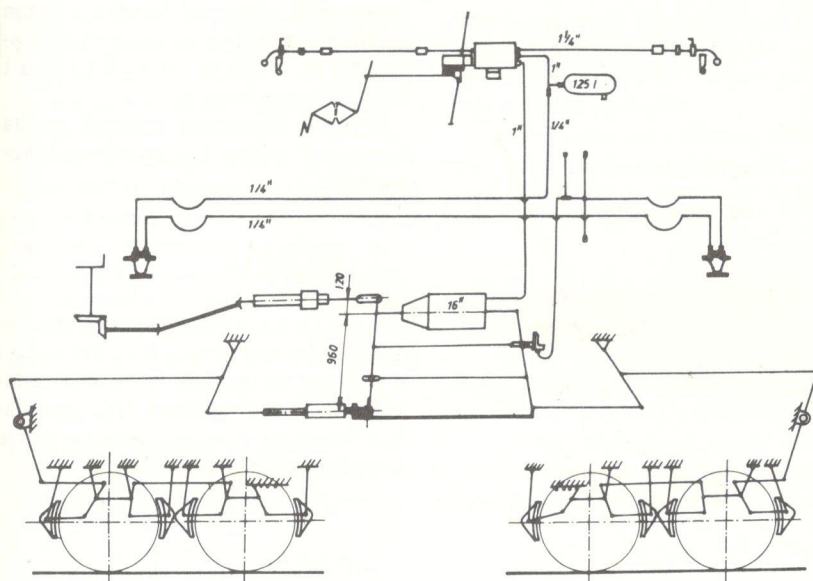
Rezervoar je izrađen od čeličnih limova kvaliteta Č0361 zavarivanjem. Debljina omotača je 6 mm, a danca 7 mm. Dužina rezervoara iznosi 9520 mm. Danca su izrađena presovanjem na toplo, korpastog su oblika, sa poluprečnikom krivine $R=460 \text{ mm}$.

Do otvora za punjenje na gornjem delu rezervoara dolazi se sa kočničarske platforme lestvicama i stazom koja se proteže celom dužinom rezervoara (sl. 2). Otvori za punjenje i nadzor se hermetički zatvaraju poklopcima sa leptir-navrtkama.

Radni pritisak vazduha iznosi 2,5 bara, a probni pritisak 3,3 bara. Ventil sigurnosti smešten je na dovodnoj cevi.



Slika 6 – ŠEMA PUNJENJA I PRAŽNENJA



Slika 7 – ŠEMA VAZDUŠNE KOČNICE

4. UTOVAR – ISTOVAR

Punjenje vagona obavlja se iz silosa fabrika slobodnim padom materijala, preko četiri otvora na gornjoj strani rezervoara. Punjenje – utovar se može vršiti preko četiri otvora odjednom, ukoliko to instalacija za utovar omogućuje, ili postupno kroz svaki utovarni otvor sa pomeranjem vagona.

Pražnjenje vagona se obavlja pomoću vazduha pod pritiskom (sl. 6), preko cevni priključaka C, koji su postavljene po dva sa svake strane vagona. Vagon se može prazniti ceo odjednom, ili svaki deo rezervoara posebno – jedan za drugim. Pražnjenje rezervoara odjed-

Vazduh pod pritiskom od 2,5 bara od kompresora dovodi se do priključka D, zatim se otvore slavine E-na delu koji želimo isprazniti, ili sve ako želimo istovremeno istovariti ceo vagon. Kada se u rezervoaru postigne pritisak od 2 do 2,5 bara, koji se očitava na manometru F, otvaraju se slavine G, posle čega nastaje istovar cementa u silose. Pritisak u rezervoaru i instalaciji ne može narasti preko 2,5 bara, jer je ograničen ventilom sigurnosti L.

Slavine H za pomoćni vazduh otvaraju se u slučajevima kada se cement

Istovaruje na visini većoj od 3 m i dužini većoj od 10 m, ili kada je tovar granulacije 1,5 do 3 mm.

5. KOČNICA

Vagon za prevoz cementa opremljen je automatskom kočnicom sa zbijenim vazduhom sistema »OERLIKON«-(0-GP-16») i ručnom kočnicom na platformi (sl. 7). Spособna je za brzine do 100 km/h (režim »S«) pri osovinskom opterećenju od 200 KN. To je kočnica sa automatskim prebacivačem »prazno-tovarno« i mehaničkim prebacivačem »teretno-putničko«. Radi obezbeđenja pravilnog funkcionisanja automatskog prebacivača i sprečavanja pojave ravnih mesta pri nepravilnom tovarenju vagona, merni ventili su postavljeni dijagonalno u svakom obrtnom postolju.

Svi kočni uređaji: rasporednik Est3f; kočni cilindar 16«; - regulator kočnog polužja DRV2A-H1-600; merni ventil DP2; automatski menjač sile kočenja »prazno – tovarno« L/KA; mehanički prebacivač »teretno – putnički«; čeonu slavine i ostali kočni pribor su proizvod naše fabrike kočnica – Metalnih zavoda – »TITO« u Skoplju.

S obzirom da piramidalni delovi rezervoara (levak) zauzimaju srednji deo postolja između glavnih poprečnih nosača, kod ovog vagona je izveden veoma složen sistem kočnog polužja. Povezivanje kočnog polužja vagona sa kočnim polužjem obrtnih postolja izvedeno je preko čela postolja (vidi sl. 7), uz pomoć kratke poluge sa velikim »šlicom«, radi nesmetanog upisivanja obrtnih postolja u krivine.

6. ISPITIVANJA

Vagon za prevoz cementa je statički i dinamički ispitan prema propisima UIC i JŽ u Institutu »Đuro Đaković« u Slavonskom Brodu i na pruzi Slavonski Brod-Zagreb.

Pri statički ispitivanjima mereni su naponi pomoću mernih traka u 50 mer-

nih mesta; ugibi na krajevima vagona, iza svornjaka i u sredini; podizanje opterećenog vagona na jednom kraju ispod čeonog dela konstrukcije u predelu odbojnika.

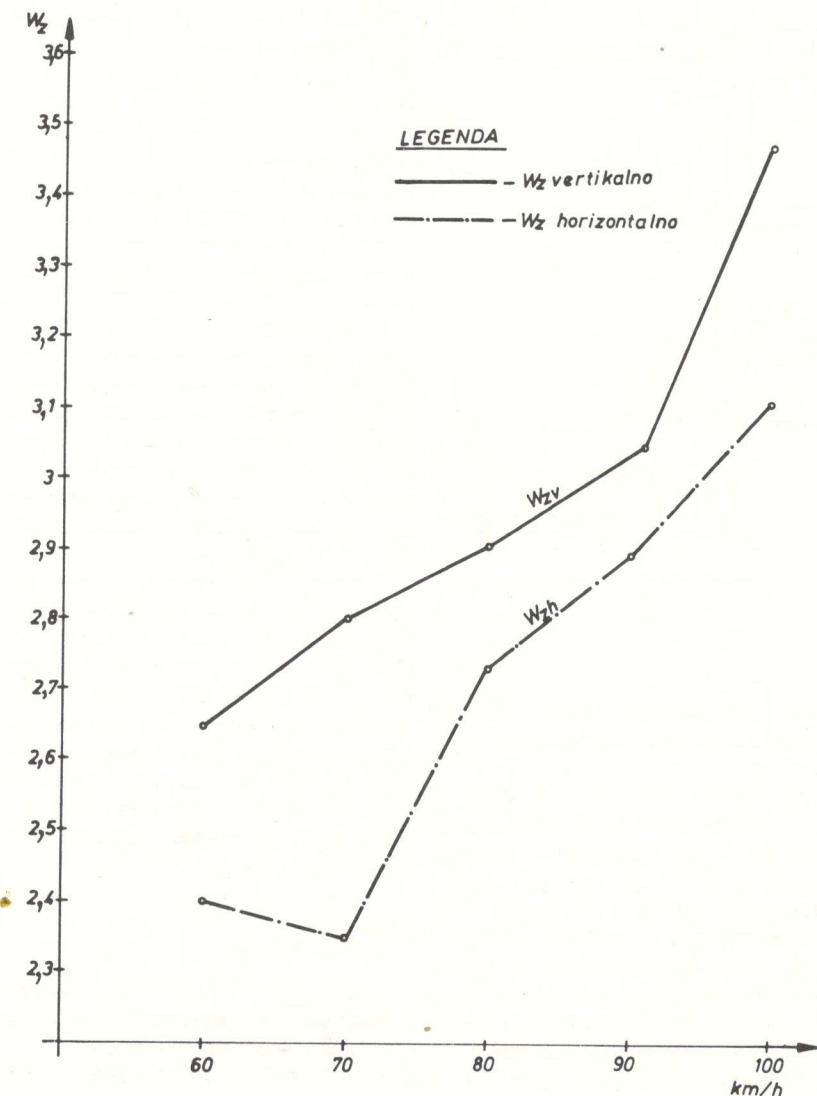
Dinamička ispitivanja obuhvatila su sledeće probe:

– probe naletanja, koje se izvode naletanjem punog vagona (bruto težine 80 t) na ispitivani vagon. Vagon koji se ispituje je neukočen – u stanju mirova-

nja, dok na njega na pravo i ravnoj pruži naleće pun vagon rastućim brzinama do 15 km/h. Pri probama naletanja mereno je: sila na odbojnicima; ubrzanje postolja i naprezanje na mer-nim mestima koja su pokazala najveće vrednosti pri statičkom ispitivanju (4 tačke) i brzina u momentu sudara.

Ilustracije radi daju se samo rezultati probe naletanjem.

red. broj probe	brzina naletanja (km/h)	sile na odboj. (KN)		naprezanja (doN/cm ²)				ubrzanje g
		F ₁	F ₂	M24	M23	M25	M26	
1	10,42	300	400	-2000	-1890	-1050	-950	3,1 g
2	14,1	1500	1050	-2810	-2790	-1600	-1450	3,4 g
3	15,64	1220	1560	-2900	-2812	-1610	-1500	3,71 g



Slika 8 – FAKTOR MIRNOĆE HODA W_z

– probne vožnje radi utvrđivanja mirnoće hoda po Šperlingu

a) merenje vertikalnih ubrzanja za faktor W_{zv}

b) merenje horizontalnih ubrzanja za faktor W_{zh}

Rezultati ispitivanja mirnoće hoda dati su na dijagramu slici 8. Oni pokazuju da je vagon sposoban za saobraćaj brzinama do 100 km/h, na prugama gde su te brzine dozvoljene.

Ispitivanje kočnice obavlja se u cilju:

a) utvrđivanja ispravnosti i funkcionalnosti uređaja kočnice ponaosob i kočnice u celini,

b) eksperimentalnog utvrđivanja snage kočnice, odnosno procenata kočne mase.

Ispitivanja su obavljena na pravo i ravnoj pruži, kod Slavenskog Broda, po lepom i sunčanom vremenu, odbacivanjem iz brzine od 100 km/h, sa četiri tovarnosti vagona: prazan vagon (23,82 t), maksimalno opterećeni vagon (80 t), vagon težine 43,8 t i 48,8 t (oko prekretno težine).

Rezultati ispitivanja pokazali su da vagon zadovoljava sve propisane kriterijume.

7. ZAKLJUČAK

Kako su pri projektovanju i konstruisanju poštovani propisi UIC, RIV i JŽS i s obzirom da rezultati ispitivanja zadovoljavaju sve kriterijume UIC, ovaj vagon ispunjava sve uslove za uvrštenje u međunarodni javni saobraćaj.

LITERATURA

1. S. Stojičić: Perspektiva razvoja teretnih kola, Savetovanje o železničkom mašinstvu, Niš, 1984.
2. S. Stojičić: Vagon sa pokretnim stranicama, Zbornik radova Mašinskog fakulteta, Niš, 1985.
3. S. Stojičić, C. Todorov, D. Ilinčić, M. Srećković, Lj. Rašković i O. Milosavljević: Konstrukcija cisterne za prevoz mazuta »Železnice« br. 4/83
4. Elaborat o statičkom ispitivanju vagona za cement
5. Elaborat o dinamičkom ispitivanju vagona za cement
6. Elaborat o ispitivanju mirnoće hoda vagona za cement
7. Elaborat o ispitivanju kočnice vagona za cement

(Adresa: prof. dr Stojadin Stojičić, dipl. inž., Mašinski fakultet Niš)

Pouzdanost specijalnog osamnaestoosovinskog transportera u prevozu separatora pare*

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl.inž.
Prof. dr Lazar RUSOV, dipl. inž.
Tomislav SIMOVIĆ, dipl.inž.
Arandjel BABIĆ, dipl.inž.

1. UVOD

U višegodišnjim istraživanjima sprovedenim u toku projektovanja, ispitivanja i eksploatacije specijalnog osamnaestoosovinskog transportera dobijeni su značajni rezultati i iskustva u ovoj oblasti šinskih vozila. Razvijen je analitički metod u toku projektovanja konstrukcije (1) i obavljena eksperimentalna verifikacija (2), na osnovu čega je utvrđeno dinamičko ponašanje ovog složenog sistema. U toku sedmogodišnje eksploatacije potvrđeni su rezultati istraživanja i dobijena saznanja o mogućnostima poboljšanja konstrukcije (3).

Složenost kretanja osamnaestoosovinskog transportera, dužine 43000 mm i ukupne težine 3600 KN, naročito je izražena pri upisivanju u krivine, pri

čemu se javlja poprečno pomeranje obrtnih postolja u odnosu na teret.

Bočno pomeranje obrtnih postolja u odnosu na teret dovodi do neravnog opterećenja točkova po osovinama pa je stabilnost od iskliznuća pri kretanju u krivini smanjena.

Problem iskliznuća i pouzdanost kretanja predstavlja **značajan problem** u ovom slučaju, te se centralno mesto u ovom radu posvećuje tome.

2. OSAMNAESTOOSOVINSKI TRANSPORTER

Teret velikih dimenzija (separator pare težine 2800 KN), koji u mehaničkom modelu predstavlja krutu gredu (1, 4) oslonjenu na šest troosovinskih obrtnih postolja, ostvaruje vezu između

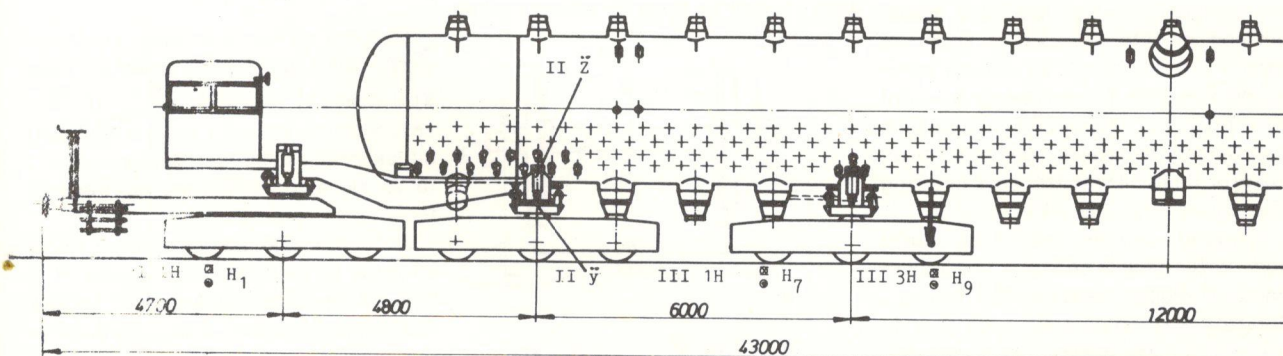
njih i na taj način formira jednu celinu, koja predstavlja vozilo.

Veze između obrtnih postolja i tereta u vertikalnom pravcu ostvarene su posredstvom hidrauličnih cilindara vezanih u tri zatvorena sistema, čime je zadovoljen nužni uslov stabilnosti tereta i bezbednosti od nakretanja, sa ciljem ostvarenja ravnomerne raspodele opterećenja po obrtnim postoljima, odnosno osovinama.

U poprečnom pravcu, ostvarena veza između obrtnih postolja i tereta omogućava relativno pomeranje ± 430 mm, posredstvom bočne hidraulike, čime se postiže ravnomerna raspodela poprečnih horizontalnih sila po obrtnim postoljima pri relativnom bočnom pomeranju tereta u odnosu na obrtna postolja pri kretanju u krivini. Poprečne hidraulične veze izvedene su sa du-

Merno mesto sa desne strane transportera

III 3DV- $\Delta Q'_g$



Merno mesto sa leve strane transportera

III 3DV- $\Delta Q'_g$

Slika 1 - Raspored mernih mesta

* Ovaj rad predstavlja deo istraživanja u okviru projekta "Razvoj analitičko-eksperimentalnih metoda za potrebe projektovanja šinskih vozila", koji finansira Osnovna zajednica nauke Regiona Kraljevo.

plom instalacijom zbog pouzdanosti sistema, tako da po tri obrtna postolja čine posebne zatvorene sisteme, čime je omogućeno normalno upisivanje u krivine. U većim krivinama ($R < 250$ m) predviđeno je dopunsko bočno pomeranje tereta radi upisivanja u gabarit i postizanja potrebne stabilnosti.

Poprečno pomeranje tereta po vodičama na obrtnim postoljima izvedeno je kotrljanjem, čime je ostvarena minimalna sila trenja u poprečnom pravcu, koja se javlja zajedno sa otporima u hidraulici pri prolasku transportera kroz krivinu i predstavlja paraziti uticaj koji deluje destabilišući na sistem (sl. 1).

Kompleksnom proračunskom analizom određena je statička stabilnost, stabilnost od prevrtanja i iskliznuća, a na osnovu svih rezultata definisani su režimi kretanja i program ispitivanja u cilju utvrđivanja dinamičkog ponašanja i konačne verifikacije. Po izvršenim ispitivanjima, određeni su konačni režimi kretanja, odnosno propisani uslovi eksploatacije.

Najnepovoljniji uslov kretanja odnosi se na iskliznuće, s obzirom na specifičnosti koje su iznete.

3. ISKLIZNUĆE TRANSPORTERA

Na osnovu sprovedenih istraživanja u fazi projektovanja (1) dobijeni su uticaji koji mogu biti uzrok iskliznuću. Analitički rezultati dinamičke stabilnosti eksperimentalno su potvrđeni.

Stabilnost trećeg i četvrtog obrtnog postolja od iskliznuća je najnepovoljnija pa se njihovo ponašanje uzima kao osnova za propisivanje režima kretanja (3).

U zaključku rada (1) dato je: »Kretanje transportera, kao složenog transportnog objekta, moguće je kroz sve zadate krivine, izuzev za manje radijuse od $R = 250$ m, nadvišenja $h = 140$ mm, pri čemu je potrebno dopunskim funkcijama hidrauličke pomeriti teret kako bi nestabilnost trećeg i četvrtog obrtnog postolja bila otklonjena.

Naravno, ovo se odnosi na slučaj kada vozilo stoji ili se kreće malim brzinama. U slučaju nestabilnosti trećeg i četvrtog obrtnog postolja, neće doći do prevrtanja transportera. Ovaj zaključak teorijske analize potvrđen je u praksi. Zbog nepravilnog rukovanja u održavanju došlo je do iskliznuća trećeg obrtnog postolja u krivini $R = 250$ m.

Radi utvrđivanja uzroka iskliznuća i određivanja pouzdanosti osamnaesto-

osovinskog transportera u prevozu separatora pare, posle detaljnog remonta sprovedena su eksperimentalna istraživanja dinamičke stabilnosti a potom istražene mogućnosti pouzdanijeg prevoza.

3.1. Uticaj pohabanog koloseka (3)

Polazeći od najnepovoljnijeg uslova kretanja transportera sa gledišta dinamičke stabilnosti od iskliznuća, prolaska kroz krivinu $R = 250$ m sa odgovarajućim nadvišenjem, potrebno je odrediti maksimalnu dozvoljenu brzinu kretanja kada se uzme u obzir i pohaban kolosek.

Da bi se uspešno rešio ovaj zadatak, potrebno je odrediti maksimalnu dozvoljenu bočnu silu u kontaktu točak-šina na trećem obrtnom postolju, a potom na osnovu ranije utvrđenog mehaničkog modela izračunati dozvoljenu maksimalnu brzinu kritičnog obrtnog postolja.

3.2. Stabilnost nesimetričnog kretanja transportera na pohabanom koloseku (3)

Kretanje transportera sa separatorom kroz krivine ima nesimetričan karakter, s obzirom na relativno bočno pomeranje tereta u odnosu na obrtna postolja.

Analiza se svodi na srednju osovinu troosovinskog obrtnog postolja (sl. 2).

Na slici 2 prikazane su sile koje deluju na točkove osovine u površini kontakta sa glavom šine. Određivanje sila N_{ij} i T_{yij} u površini kontakta veoma je složen mehaničko-matematički problem i izvodi se pomoću diferencijalnih

jednačina oscilatornog kretanja železničkog vozila.

Usled elastične veze osovine sa ogiblenom masom, koja može da vrši opšte oscilatorno kretanje, poluprečnici krugova kotrljanja točkova su različiti, pa u kontaktu točak-glava šine dolazi do elastičnog klizanja u poprečnom pravcu, usled čega se u tangentnim površinama javljaju tangentne sile T_{yij} koje su u funkciji normalne sile na mestu kontakta i određuju se relacijom:

$$T_{yij} = \tau_{yij} \cdot N_{ij} \dots \dots \dots (1)$$

gde su τ_{yij} veličine koje karakterišu pseudo-klizanje i nazivaju se redukovane tangentne sile i određuju se eksperimentalno. Ove sile su bezdimenzione veličine.

Na slici 3 dat je dijagram promene redukovane sile u zavisnosti od redukovnog klizanja.

Na osnovu modela datog na slici 2 slede izrazi za vertikalne i bočne sile u kontaktu točak-šina:

$$\begin{aligned} Y_{ij} &= (\tau_{yij} \cdot \cos \varphi_{ij} \pm \sin \varphi_{ij}) \cdot N_{ij} \approx \\ &(\tau_{yij} \pm \operatorname{tg} \varphi_{ij}) \cdot N_{ij} \\ Z_{ij} &= (\cos \varphi_{ij} \pm \tau_{yij} \sin \varphi_{ij}) \cdot N_{ij} \approx \\ &(\pm \tau_{yij} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{ij}) \cdot N_{ij} \end{aligned} \quad (1)$$

Uglovi φ_{ij} zavisni su od oblika profila glave šine i točka.

Na slici 4 date su vrednosti $\operatorname{tg} \varphi_{ij}$ za tzv. Milerov pohabani profil glave šine (5).

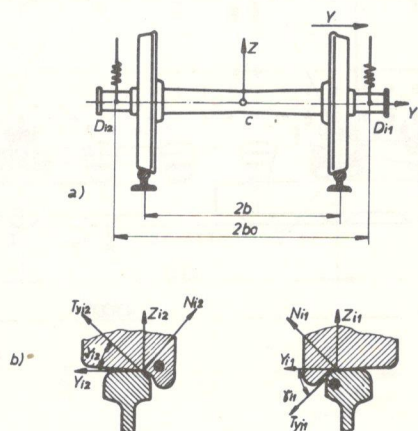
Polazeći od izraza (2), može se odrediti odnos $\frac{Y_{ij}}{Z_{ij}}$, koji definiše stabilnost od iskliznuća:

$$\frac{Y_{ij}}{Z_{ij}} = \frac{\tau_{yij} \pm \operatorname{tg} \varphi_{ij}}{1 \pm \tau_{yij} \operatorname{tg} \varphi_{ij}} \quad (3)$$

Uvodeći eksperimentalne vrednosti $\tau_{yij} = 0,5$ i $\operatorname{tg} \varphi_{ij} = 0,2$ (slika 3 i slika 4) u izraz (3) dobija se $\frac{Y_{ij}}{Z_{ij}} < 0,7$ što se odnosi na granični uslov stabilnosti od iskliznuća točka sa pohabane šine, i to za slučaj ravnomernog opterećenja točkova po osovinu.

Za ovo vozilo najnepovoljniji slučaj kretanja je prolazak kroz krivinu $R = 250$ m (najveće rasterećenje točka). Rasterećenje točka » ΔQ « određeno je računski i eksperimentalno ($\Delta Q_{\text{rač}} = 1818$ daN, $\Delta Q_{\text{exp}} = 1963$ daN) za krivinu $R = 250$ m, što predstavlja visoku saglasnost.

Rasterećenje točka osovine posledica je poprečnog pomeranja tereta u odnosu na obrtno postolje. Na slikama



Slika 2 - Sile koje deluju na točkove u površini kontakta sa glavom šine

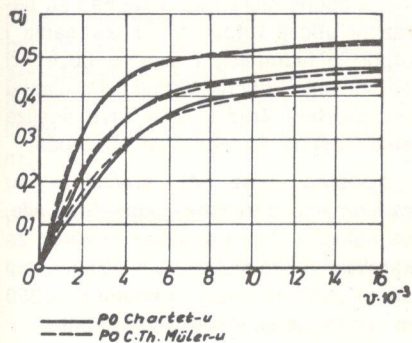
5, 6, 7 i 8 dati su rezultati dinamičkog ispitivanja, odnosno vertikalne i poprečne sile, ubrzanja i mirnoća hoda (merna mesta sl. 1); u različitim uslovima kretanja transportera, što je osnova za identifikaciju dinamičke stabilnosti uz korišćenje (6) i (7) razvijenih kriterijuma u okviru UIC-a.

Za ovaj slučaj vozila dobija se strožiji kriterijum nego za slučaj klasične konstrukcije (sl. 9). Rasterećenje kritičnog

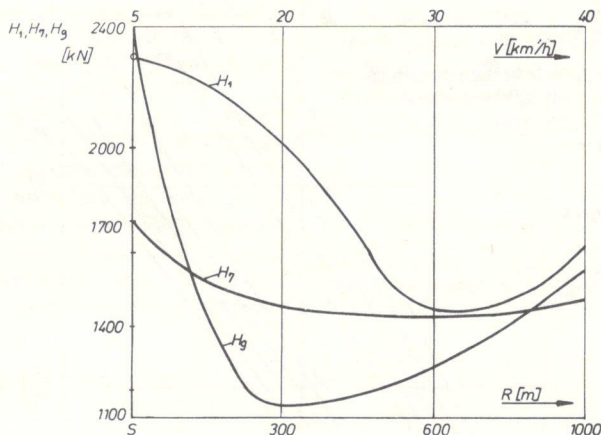
točka za 1963 daN dovodi do smanjenja odnosa $\frac{Y_{ij}}{Z_{ij}}$ na 0,42, u odnosu na slučaj kada je $\Delta Q = 0$ a $\frac{Y_{ij}}{Z_{ij}} = 0,7$ (klasičan vagon). Ovaj kriterijum uzima u obzir maksimalno dozvoljen pohaban kolosek.

Iz prethodnog sledi: $Y_{ij} = 0,42 Z_{ij}$, a pošto je $Z_{ij} = Q = 7512$ daN (opterećenje točka po šini) dobija se: $Y_{ij} = Y_{7max} = 3155$ daN.

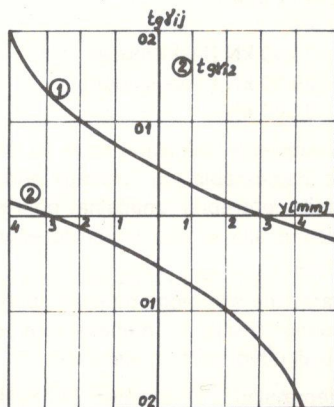
Na osnovu kritične sile određuje se kritična brzina prolaska kroz krivinu $R = 250$ m.



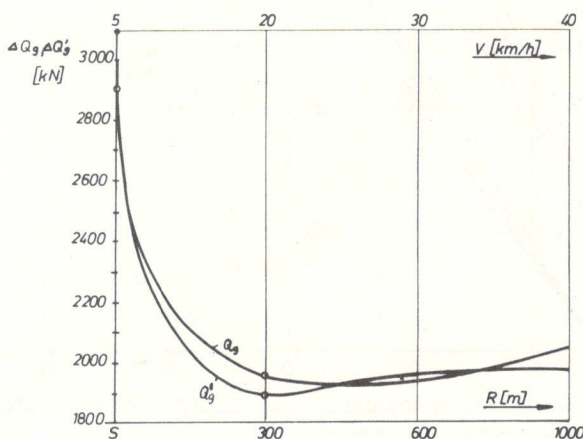
Slika 3 – Redukovane tangencijalne sile H_1, H_7, H_9 kao funkcije redukovane klizanja v (5)



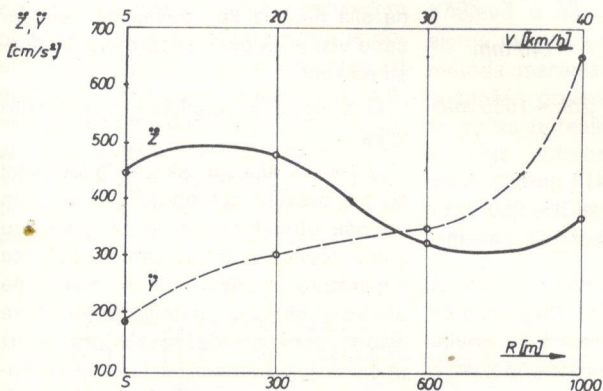
Slika 5. Dijagram promene bočnih sila



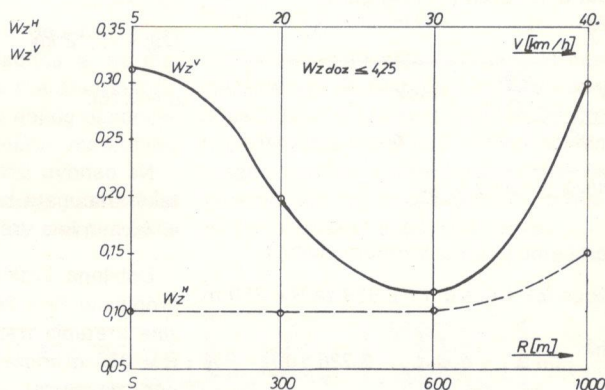
Slika 4 – Vrednosti koeficijenta nagiba za MÜLER-ov pohabani profil glave šine (5)



Slika 6. Dijagram promene vertikalnih sila



Slika 7 – Dijagram promene ubrzanja



Slika 8 – Dijagram mirnoće hoda

5. ZAKLJUČAK

U ovom radu dat je prikaz višegodišnjih istraživanja na specijalnom osamnaestoosovinskom transporteru. Transporter kao železničko vozilo predstavlja originalno rešenje, koje se može fleksibilno primeniti za različite vrste tereta koji u gabaritu pruge mogu ostvariti vezu sa šest obrtnih postolja, dok krutost tereta mora biti odgovarajuća u smislu samonosećeg elementa u sistemu. Po prvi put se u konstrukcijama višeosovinskih vagona pojavljuje bočna hidraulika, koja zahteva specifičan analitički i eksperimentalni pristup problemu.

Analizirajući uzroke iskliznuća transportera i okolnosti pod kojima se može

desiti, stvorena je osnova za dogradnju kontrolnog sistema, u cilju pouzdanog i bezbednog prevoza ovog izuzetno skupocenog tereta.

LITERATURA

(1) L. Rusov, R. Rakanović, A. Babić, T. Simović, Đ. Đokić: »Dinamika 18-osovinskog transportera u prevozu separatora pare« – Obitni centar FVK, Kraljevo, 1978.

(2) M. Kalajdžić, R. Rakanović, A. Babić, T. Simović, Đ. Đokić: »Izveštaj o istaživanju statičke i dinamičke stabilnosti 18-osovinskog transportera sa separatorom pare« – Obitni centar FVK, Sarajevo, 1979.

(3) R. Rakanović, L. Rusov, T. Simović, A. Babić i dr.: »Pouzdanost osamnaestoosovin-

skog transportera u prevozu separatora pare«, Kraljevo, 1986.

(4) L. Rusov: »Dinamičko ponašanje specijalnog osamnaestoosovinskog transportera na krivolinijskom i pravolinijskom koloseku«, »Tehnika«, god. XXXIV, br. 11 (2307–2311), Beograd, 1979.

(5) N. Čučuz: »Dinamičko ponašanje šinskih vozila u krivini sa stanovišta nelinearne teorije«, Beograd, 1969.

(6) Preporuke ORE B10/RP12, B12/RP17, B12/RP34

(7) E. Sperling: »Mirnoća hoda železničkih vozila« (prevod S. Marković), Beograd, 1970.

(Adresa: dr Ranko Rakanović, docent Mašinskog fakulteta Kraljevo, prof. dr. Lazar Rusov, Mašinski fakultet Beograd, Tomislav Simović, dipl. inž. šef Obitnog centra FVK Kraljevo i Arandel Babić, dipl. inž. direktor Sektora razvoja FVK Kraljevo).

Određivanje podužnih sila kola u vozu

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Mr Zoran MICKIĆ, dipl. maš. inž.

Radi definisanja međuvagonskog spoja neophodno je odrediti opterećenje kojim je on podvrgnut pri raznim eksploatacionim uslovima, odnosno odrediti podužne sile kola u vozu.

Podužne sile kola u vozu možemo odrediti eksperimentalnim i računskim putem. Eksperimentalna metoda je dosta skupa i za pojedine analize može se primeniti računska metoda. Za računsku metodu neophodno je izvršiti analizu svih faktora koji utiču na kretanje voza čime se kretanje voza može matematički modelirati i na računarima simulirati.

1. EKSPERIMENTALNA METODA

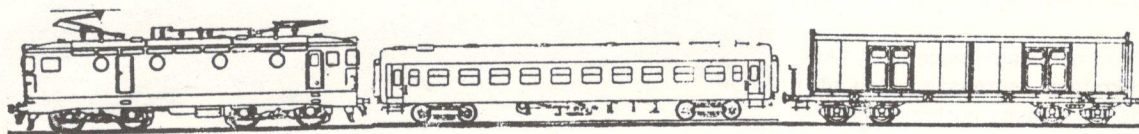
U okviru dinamičkih ispitivanja teretnih kola za prevoz uglja proizvodnje MIN Niš sprovedena su i ova merenja. Ispitivanje je obavio Obitni centar FVK Kraljevo u saradnji sa Institutom za alatne mašine i alate iz Beograda. Ova metoda merenja usklađena je sa mogućnošću organizacije merenja Instituta, jer su za realizaciju nekog obimnijeg merenja potrebna velika materijalna sredstva.

Za sprovođenje merenja postajala je mogućnost merenja dve merne veliči-

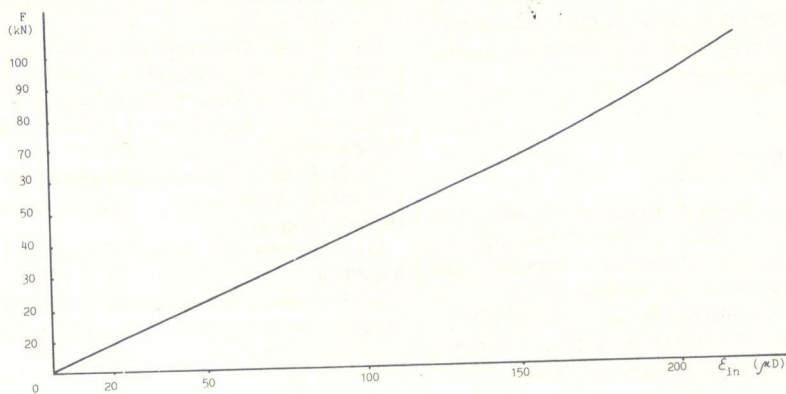
ne. Merena je sila na kuki tegljenika i ubrzanje kola u pravcu kretanja.

Metode merenja zasnovane su na korelaciji električnih i mehaničkih veličina. Signali koji se javljaju u pretvaračima pojačavaju se u pojačavačima i u indikatorima se registruju.

U okviru ispitivanja obavljeno je merenje brzine. Pretvarač za merenje ubrzanja, B12/200 proizvod firme HBM, bio je postavljen na glavnom poprečnom nosaču postolja pored obrtne šolje. Za merenje sile na kuki tegljenika primenjen je pretvarač sopstvene izrade.



Slika 1 – Šematski prikaz mernog voza



Slika 2 – Dijagram zavisnosti sile od dilatacije pretvarača sile

1.1 Pretvarač sile

Sama konstrukcija odbojnika je veoma nepogodna za pravljenje nekog pretvarača koji bi mogao da registruje silu u ovakvim uslovima merenja, pa je samim tim otpala mogućnost merenja sabojne sile. Konstrukcija vlačne spreme je mnogo pogodnija za tu svrhu.

Za pretvarač sile poslužila je »ušica«, pošto je ona najelastičniji deo vlačnog uređaja. Na fino obrušenim površinama zalepljene su dve merne trake, jedna aktivna stavljena u pravcu istezanja i druga kompenzaciona upravna na pravac istezanja.

Merne trake su vezane u »polu-most«, japanske su firme Tokyo Sokikenyu CO, LTD, tipa PL-10, nominalnog otpora 120 Ω, dužine baze 10 mm. Lepljene su dvokomponentnim lepkom x 60 firme HBM.

Baždarenje pretvarača vršeno je na Mašinskom fakultetu u Nišu. Opterećenje je simulirano kidalicom »Amsler«, sa koje se očitavala veličina sile. Dilatacija je merena pojačivačem Hottinger-Baldwin KWS/6 E-5.

Očitavanje je vršeno šest puta, i to tri puta prilikom opterećenja od nule do 100 kN svakih 10 kN i tri puta pri rastećenju. Rezultati su dati u tabeli 1, a grafička zavisnost sile od dilatacije dobijenog pretvarača data je na slici 2.

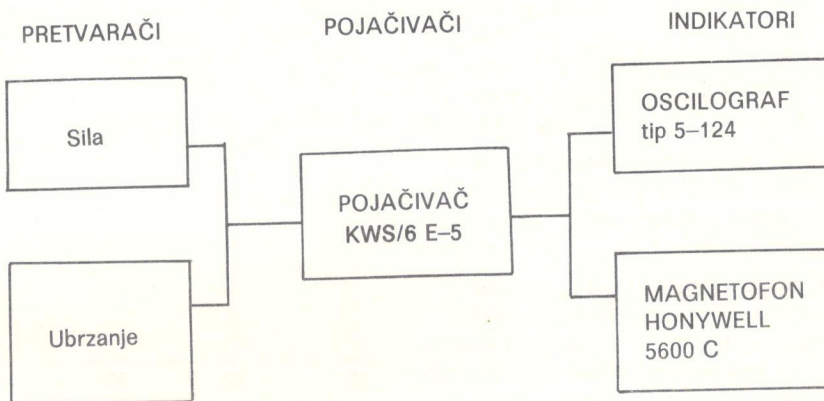
1.2 Organizacija merenja

Prilikom merenja mirnoće hoda i stabilnosti kretanja, merena je vučna sila i ubrzanje od polaska do brzine od 110 km/h, prema slici 1. Drugom prilikom je merena vučna sila i ubrzanje kola u

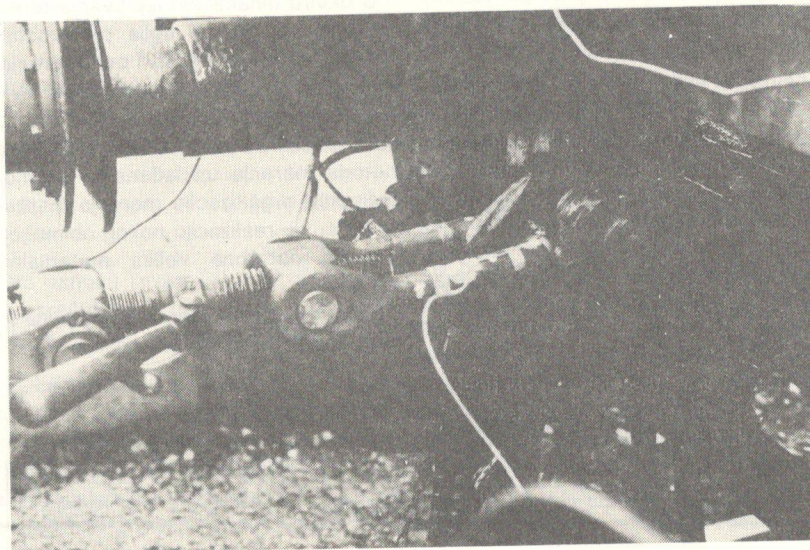
vozu sastavljenog od trinaest kola, i to od polaska do brzine 30 km/h.

Na slici 3 dat je šematski raspored korišćene instrumentacije pri merenju.

Na slici 4 prikazana je fotografija pretvarača sile postavljenog na kola pri merenju.



Slika 3 – Šematski raspored instrumenata pri merenju



Slika 4 – Pretvarač sile

Signali iz pretvarača preko pojačivača zapisivani su na višekanalnom oscilografu i na magnetofonu.

Sa induktivnim pretvaračem, a koristeći ispušt na točku kola, vršeno je markiranje na traci oscilografa koje odgovara punom obrtu točka. Koristeći vremensku bazu zapisa i kinematski prečnik točka izvršeno je, za svaki slučaj merenja, sračunavanje tačne brzine kola.

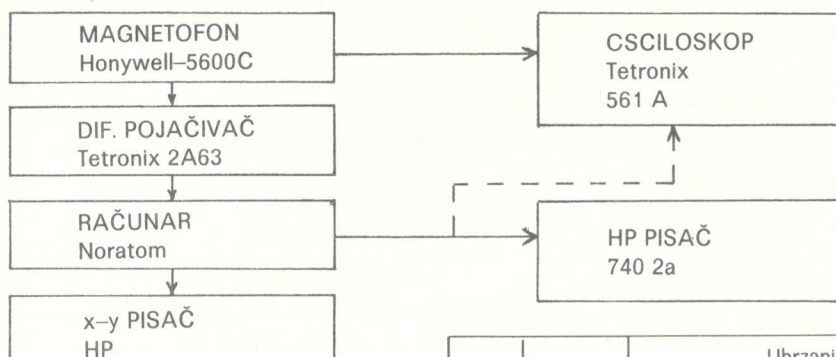
Svi instrumenti su smešteni u vagon-laboratoriji, koja je u tu svrhu posebno opremljena. Napajanje energijom se obavlja agregatom Honda od 4 (kW).

Pre svakog početka merenja sprovedena je kalibracija instrumenata. Na završetku merenja obavljena je provera kalibracije, koja je garancija za svako uspelo merenje.

Obrada rezultata, zapisanih na magnetofonu, se obavlja laboratorijski, a sa zapisa oscilografa direktno. Na slici 5

TABELA 1

Sila F (kN)	$\mathcal{E}(\mu D)$						$\mathcal{E}_{in}$ (μD)	Osetljivost pretvarača $\alpha=44,12$ (daN/ μD)
	I merenje		II merenje		III merenje			
	optere- ćenje	rastere- ćenje	optere- ćenje	rastere- ćenje	optere- ćenje	rastere- ćenje		
10	22	27	21	20	26	28	24	41,66
20	46	49	42	40	53	50	46,6	42,86
30	76	72	62	59	76	75	70	42,85
40	94	97	83	80	100	98	92	43,47
50	130	114	102	99	124	120	115	43,47
60	152	128	124	119	148	140	135	44,44
70	170	164	144	140	170	162	158	44,30
80	188	174	164	160	190	180	176	45,45
90	205	194	183	180	215	205	197	45,63
100	215	210	260	200	225	225	212,5	47,05



Slika 5 – Blok-šema rasporeda instrumentacije u laboratoriji

dat je šematski izgled rasporeda instrumentacije pri laboratorijskoj obradi rezultata.

Ubrzanje se kao slučajna vremenska funkcija sa magnetofonske trake preko diferencijalnog pojačivača može preneti na beskonačnu traku (petlju) statičkog analognog računara. Ekran osciloskopa se koristi za vizuelnu kontrolu signala koji izlaze iz magnetofona, kao i snimljeni signali pri reprodukciji iz računara.

Rezultati analize vremenskih funkcija dobijaju se u grafičkom obliku preko pišača.

Merenja su obavljena na deonici pruge od Lapova do Bagrdana. Vreme je bilo lepo, šine suve, a temperatura vazduha oko 25°C.

1.3 Merenja kod jednih kola

Pri ovom merenju sastav voza je bio: elektrolokomotiva 441 mase 30 t, vagon-laboratorija mase 40 t i vagon za ugalj 23,5 t.

Merenje je obavljano od polaska kompozicije do brzine 15 km/h i od 50 do 110 km/h.

Veličine zapisa sa oscilografa, pojačanje i rezultati izmerenih veličina ubrzanja i sile u međuvagonskom spoju između laboratorije i kola dati su u tabeli 2.

Zapis sile i ubrzanja u funkciji vremena pri polasku prikazan je na slici 6.

1.4 Merenja kod probnog voza

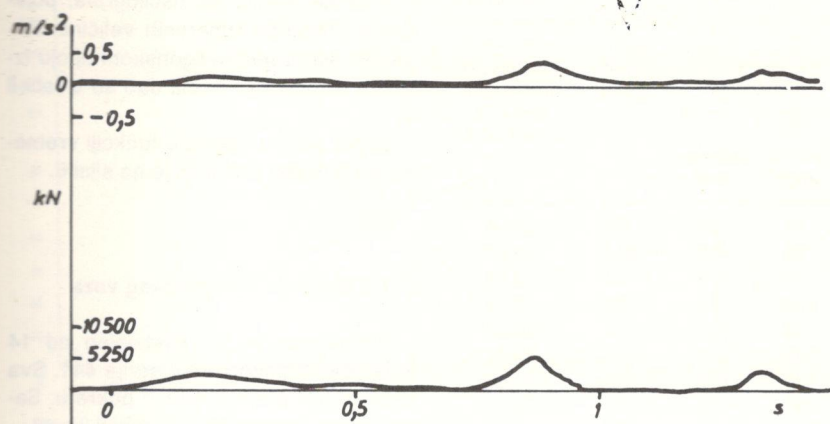
Probni voz je bio sastavljen od 14 kola i elektrolokomotive serije 441. Sva kola su bila pre merenja u pokretu. Sastav kompozicije dat je u tabeli 3.

Merenje je obavljeno dva puta. Prvi put od polaska do 10 km/h, a drugi put do polaska do 30 km/h. Tom prilikom merena je podužna sila između laboratorije i prvih kola i ubrzanje prvih kola u pravcu kretanja.

Na slici 7 dati su zapisi sile i ubrzanja pri merenju sa naglim dejstvom vučne sile, a na slici 8 se vide zapisi sile i ubrzanja pri laganom dejstvu vučne sile.

TABELA 2

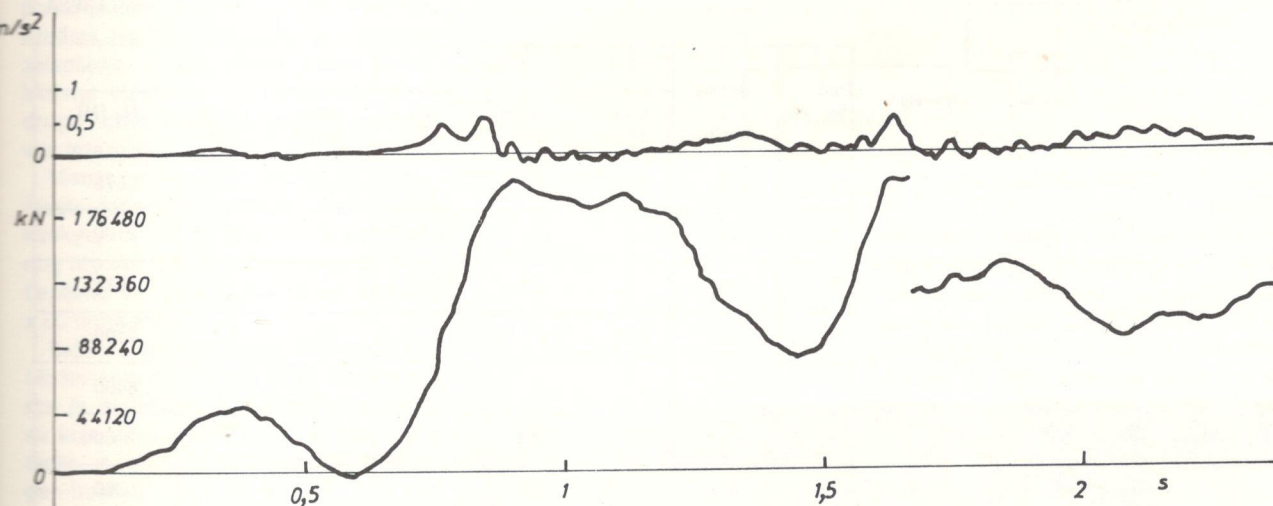
Red. br.	Brzina x km/h	Ubrzanje			Sila		
		poja- ćanje	zapis mm	x m/s ²	poja- ćanje	zapis mm	N ₁ (N)
1	5	2000	3	0,3	200	7,5	7875
2	10	"	1	0,1	"	2	2100
3	15	"	0,5	0,05	"	1,5	1575
4	50	500	0	0	100	1	2100
5	55	"	8	0,2	"	4	8400
6	60	"	0	0	"	1	2100
7	65	"	6	0,15	"	3	6300
8	70	"	0	0	"	1	2100
9	75	"	4	0,1	"	2,5	5250
10	80	"	0	0	"	1	2100
11	85	1000	4	0,2	"	3,5	7350
12	90	"	0	0	"	1	2100
13	95	"	3	0,15	"	3	6300
14	100	"	0	0	"	1	2100
15	105	2000	0,5	2,25	"	4	8400
16	110	"	0	0	"	1,5	3150



Slika 6 – Zapis sile i ubrzanja u funkciji vremena pri polasku jednih kola

TABELA 3

Red. br.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
tip kola	vag. lab	Gbs	Tads	Kggs	Kggs	Gbs	Gbs	Gbs	Eas	Eas	Gas	Gas	Gas	Facc
masa t	40	33,8	23,7	52,5	52,5	12	12	13,4	13,4	13,6	30,5	30,5	31,1	23,5



Slika 7 – Zapis sile i ubrzanja pri polasku kompozicije sa naglim dejstvom vučne sile

2. RAČUNSKO ODREĐIVANJE PODUŽNIH SILA

2.1 Modeliranje probnog voza

Za analizu rezultata pripremljen je jedan matematički model voza, izvršeno programiranje i na digitalnom računaru Računskog centra Građevinskog fakulteta u Nišu dobijeni su rezultati.

Program za model je napravljen tako da simulira kretanje probnog voza 1.4. Model voza je dobijen na osnovu ([1], [2]), i to kao sistem od 14 nelinearnih diferencijalnih jednačina drugog reda:

$$m_0 \ddot{x}_0 + N_1 + m_0 (0,01962 + 0,000136 \dot{x}_0^2) = \frac{A}{1 + 0,036 \dot{x}_0}$$

$$m_1 \ddot{x}_1 - N_2 + m_1 (0,01962 + 0,000136 \dot{x}_1^2) = 0$$

$$m_{12} \ddot{x}_{12} - N_{12} + N_{13} + m_{12} (0,01962 + 0,000136 \dot{x}_{12}^2) = 0$$

$$m_{13} \ddot{x}_{13} - N_{13} + m_{13} (0,01962 + 0,000136 \dot{x}_{13}^2) = 0$$

gde je:

$$N_i = 4,82 \cdot 10^6 (\dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i)$$

Za međuvagonsku vezu uzeta je linearna veza za sve spojeve $c_i = c = 4,82 \cdot 10^6$ N/m, zbog mogućnosti primene na

računaru. Krutost je uzeta kao srednja vrednost krutosti vlačne sprege. Mase kola date su u tabeli 3.

TABELA 4

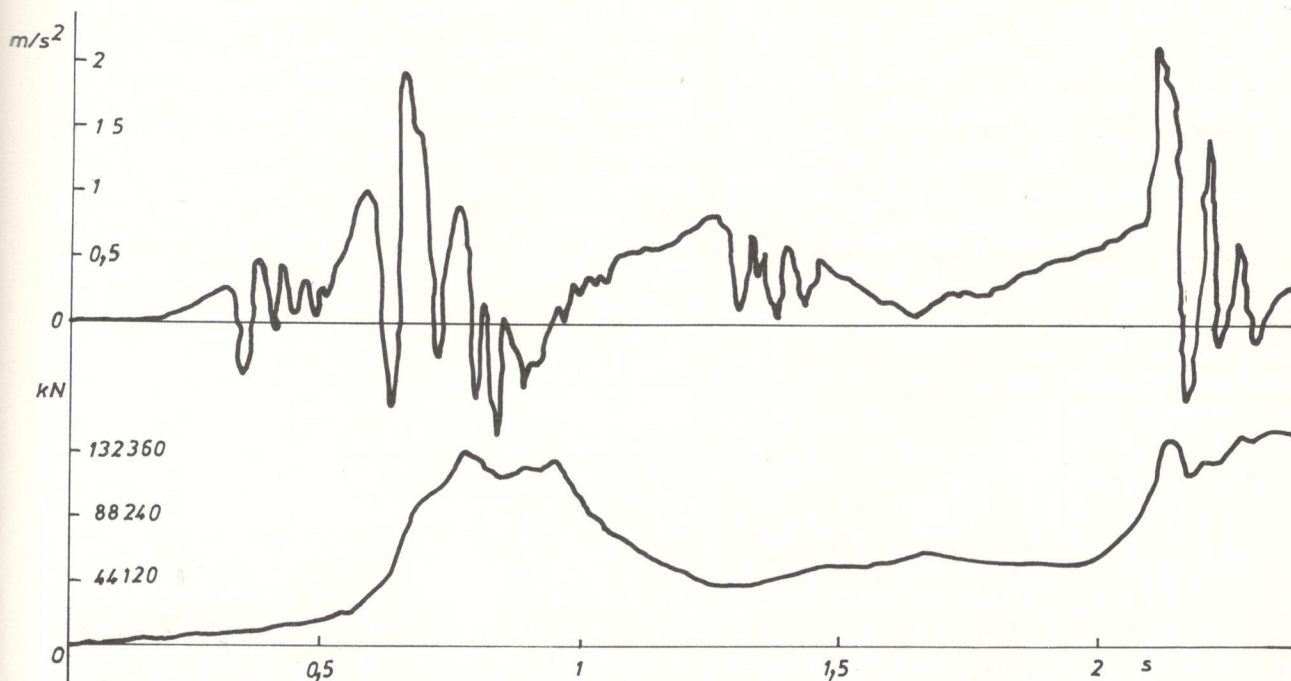
Red. br. i	Brzina x m/s	Ubrzanje			Sila		N_i (N)
		pojačanje	zapis mm	x	pojačanje	zapis mm	
1	1,38	100	5	0,245	200	15	66180
2	2,77	100	2	0,0981	200	24	105880
3	4,15	100	4	0,1962	200	32	141180
4	5,55	100	1,5	0,0735	200	25	110300
5	6,93	100	3	0,147	200	30	132360
6	8,32	100	3,5	0,1716	200	39	172068

mena za obradu $\Delta t = 0,005$. Za primer 2 i priraštaj vremena za obradu $\Delta t = 0,05$ od polaska do 3 s data je grafička promena sila u spojevima od vremena (sl. 10).

Na slici 11 prikazana je grafička promena sila u zavisnosti od vremena (primer 6) od polaska voza pa do 15 s.

3. ANALIZA RAČUNSKIH I EKSPERIMENTALNIH REZULTATA

Ako spojima grafike iz primera 1, 2, 3, 4, i 5 (sl. 12), dobijamo jednu zajedničku zavisnost sila N_i od vremena t , za



Slika 8 – Zapis sila i ubrzanja pri polasku kompozicije sa laganim dejstvom vučne sile

Kretanje ovog sistema simulirano je šest puta za šest početna uslova, datih u tabeli 5. Za ove primere uzeto je i da su početni uslovi: $t = 0$; $x_0 = 0, \dots, x_{13} = 0$; $\dot{x}_0 = 0, \dots, \dot{x}_{13} = 0$.

Program je pisan na jeziku FORTRAN IV primenom numeričke metode integracije Runge – Kutta.

2.2 Računski rezultati

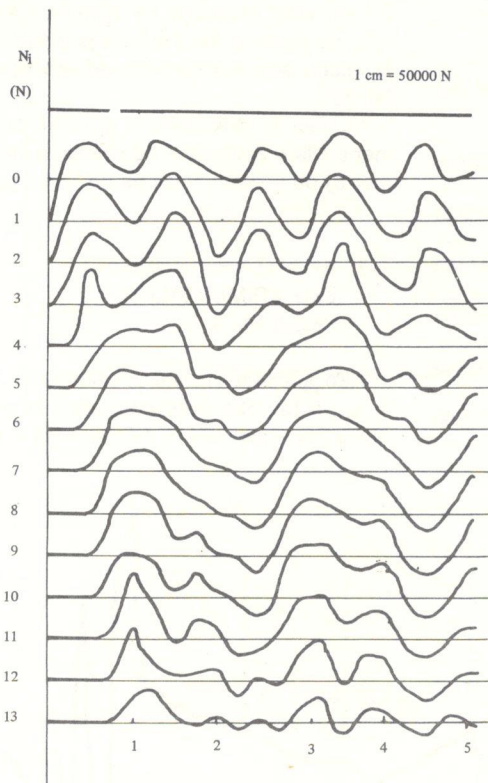
Tabelarno štampani rezultati sa računara dati su grafički za sve primere. Za primer 1 (sl. 9) data je zavisnost sila u međuvagonskim spojevima od vremena, i to od polaska do 5. s. Tom prilikom je pri programiranju uzet priraštaj vre-

period od polaska pa do 5. s. Možemo videti da se vrhovi maksimuma i minimuma ne razlikuju po obliku za jedan te isti presek. Za isti presek amplituda se menja po istom zakonu, samo se razlikuje njena veličina. Znači, pri delovanju vučnih sila raznih intenziteta, za isti presek voza menja se samo veličina amplitude, dok se maksimumi i minimumi veličina sila ostvaruju u istom vremenskom periodu.

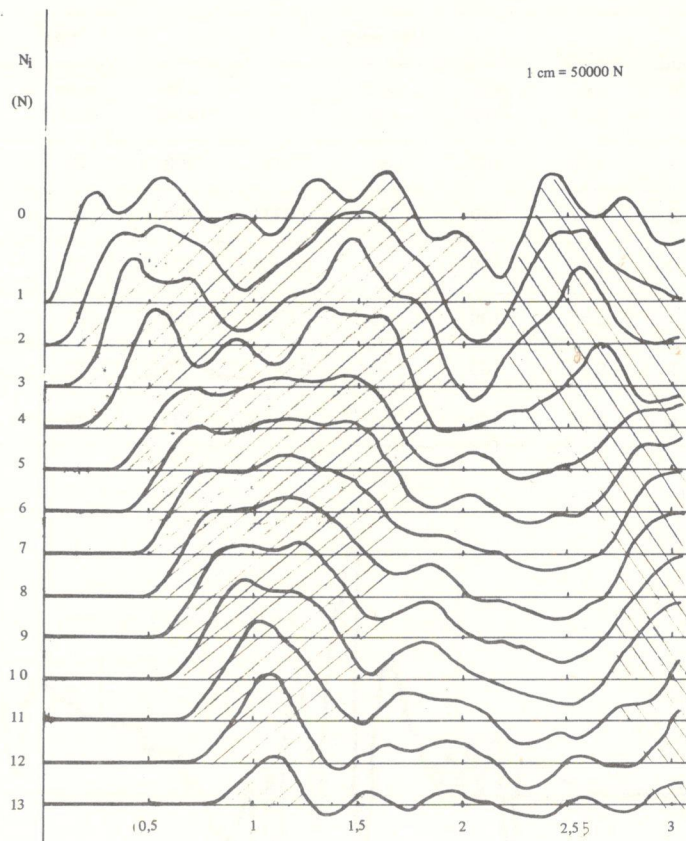
Ako se posmatra zajednička zavisnost (sl. 12) u određenom trenutku najveći talas stiže na kraju, a zatim se ponovo javlja na početku voza. Taj talas, premeštajući se duž voza, u odgovarajućim presecima uvećava podužne sile, kad ide od početka ka kraju, a u povratku ih smanjuje, što se dobro vidi na slici 10.

TABELA 5

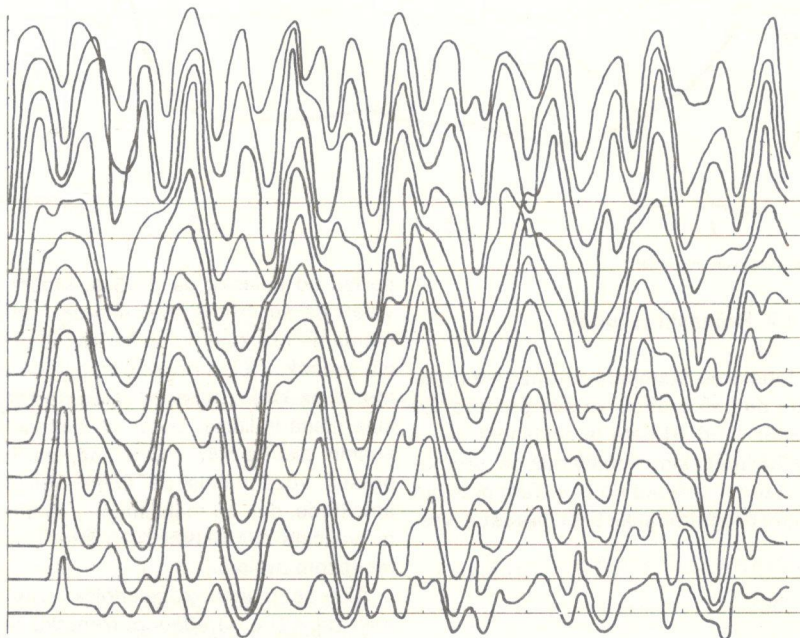
Primer i	1	2	3	4	5	6
Brzina x_0	1,38	2,77	4,15	5,55	6,93	8,32
Ubrzanje x_0	0,245	0,0981	0,1962	0,0735	0,147	0,1716
Sila N_1	66180	105880	141180	110300	132360	172068



Slika 9 – Zavisnost podužnih sila od vremena za primer 1 od polaska do 5 s



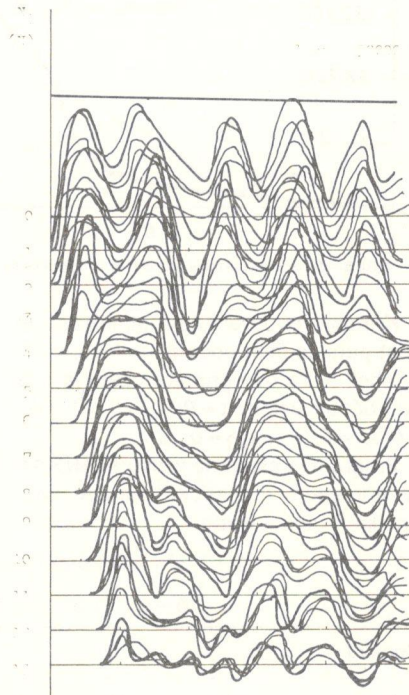
Slika 10 – Zavisnost podužnih sila od vremena za primer 2 od polaska do 3 s



Slika 11 – Zavisnost podužnih sila od vremena za primer 6 od polaska do 15 s

Posmatrajući ovaj model za duži vremenski period (od polaska do 15. s, sl. 11) vrednosti veličina podužnih sila imaju neprigušeni karakter, što je posledica uzimanja za razmatranje međuvagonske veze bez sile trenja. U praksi su te sile sa trenjem i sistem ima prigušeni karakter. Takođe se vidi da su podužne sile nezavisne od brzine kola.

Kod polaska voza (sl. 13), ako posmatramo zajedno vidimo da su skoro jednake izmerene i izračunate vredno-



Slika 12 – Zavisnost podužnih sila od vremena za primere 1, 2, 3, 4 i 5 od polaska do 5 s

sti vučnih sila. Međuvagonski spoj je tom prilikom opterećen na istezanje pa

TABELA 6

Red. br.	Brzina x m/s	Ubrzanje x m/s ²	Sila (18) N	Sila izmerena N
1	1,388	0,3	7517	7875
2	2,77	0,1	2834	2100
3	4,166	0,05	1691	1575
4	13,88	0	1691	2100
5	15,27	0,2	5906	8400
6	16,66	0	1348	2100
7	18,05	0,15	5027	6300
8	19,44	0	1669	2100
9	20,83	0,1	4198	5250
10	22,22	0	2039	2100
11	23,61	0,2	69,43	7350
12	25	0	2458	2100
13	26,38	0,15	6210	6300
14	27,77	0	2926	2100
15	29,16	0,25	9054	8400
16	30,55	0	3444	3150

TABELA 7

Red. br.	Brzina x m/s	Ubrzanje x m/s ²	Sila (18) N	Sila računska N
1	1,38	0,245	66180	107594
2	2,77	0,0981	105880	48242
3	4,15	0,1962	141180	88617
4	5,55	0,0735	110300	39496
5	6,93	0,147	132360	70334

FORTRAN IV V01C-03 SAT 03-JUN-78 00:05:13 PAGE 001
CORE=10K, UIC=C100,1008 E1,LP1/LI1=E1,FDR

```

0001 IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
0002 DIMENSION SM(14),Y(28),SK(4,28)
0003 M=0,50-02
0004 C=0,19620-01
0005 D=0,1560-03
0006 CO=0,4820+07
0007 READ(2,2)(SM(I),I=1,14)
0008 2 FORMAT(7D11,4,3X)
0009 DO 15 K=1,1
0010 READ(2,7)R,UB,SN
0011 7 FORMAT(F5,2,F7,4,D13,6)
0012 A=(1,00+0,360-01*B)*(SN+SM(1)*(UB+C+D*B*B))
0013 WRITE(3,8)K
0014 8 FORMAT(1H,30X,'PRIMER BR= ',I1,/,/,6X,'I',8X,'NI(T)',13X,'BRZINA',
+11X,'UBRZANJE',/)
0015 DO 10 I=1,28
0016 10 Y(I)=0,00
0017 T=0,00
0018 DO 15 LK=1,60
0019 DO 90 M1=1,50
0020 DO 50 J=1,27,2
0021 50 SK(1,J)=Y(J+1)
0022 SK(1,2)=(A/(1,00+0,360-01*Y(2))-CO*(Y(1)-Y(5)))/SM(1)-(C+D*Y(2)**2
+*)
0023 DO 60 J=4,26,2
0024 JP=J/2
0025 60 SK(1,J)=CO/SM(JP)*Y(J-3)-2,00*Y(J-1)+Y(J+1)-(C+D*Y(J)**2)
0026 SK(1,28)=CO/SM(14)*(Y(25)-Y(27))-(C+D*Y(28)**2)
0027 H=M/2,00
0028 DO 70 I=2,4
0029 DO 75 J=1,27,2
0030 75 SK(1,J)=Y(J+1)+H*SK(I-1,J+1)
0031 Y1=Y(1)+H*SK(I-1,1)
0032 Y2=Y(2)+H*SK(I-1,2)
0033 Y3=Y(3)+H*SK(I-1,3)
0034 SK(1,2)=(A/(1,00+0,360-01*Y(2))-CO*(Y1-Y3))/SM(1)-(C+D*Y2**2)
0035 DO 80 J=4,26,2
0036 JP=J/2
0037 Y1=Y(J-3)+H*SK(I-1,J-3)
0038 Y2=Y(J-1)+H*SK(I-1,J-1)
0039 Y3=Y(J+1)+H*SK(I-1,J+1)
0040 80 SK(1,J)=CO/SM(JP)*(Y1-2,00*Y2+Y3)-(C+D*(Y(J)+H*SK(I-1,J)**2)
0041 Y1=Y(25)+H*SK(I-1,25)
0042 Y2=Y(27)+H*SK(I-1,27)
0043 Y3=Y(28)+H*SK(I-1,28)
0044 SK(1,28)=CO/SM(14)*(Y1-Y2)-(C+D*Y3**2)
0045 IF (I-5) 70,71,70
0046 71 M=2,00*M
0047 70 CONTINUE
0048 DO 90 J=1,28
0049 90 Y(J)=Y(J)+H/6,00*(SK(1,J)+2,00*SK(2,J)+2,00*SK(3,J)+SK(4,J))
0050 UB=(A/(1,00+0,360-01*Y(2))-CO*(Y(1)-Y(3)))/SM(1)-(C+D*Y(2)**2)
0051 I=0
0052 T=LK*0,2500
0053 WRITE(3,95) T,I,Y(2),UB
0054 95 FORMAT(10X,'T= ',F5,2,/,/,5X,I2,21X,2(D15,8,3X))
0055 DO 97 I=1,12
0056 UB=CO/SM(1+I)*(Y(2*I-1)+2,00*Y(2*I+1)+Y(2*I+3))-(C+D*Y(2*I+2)**2)
0057 SN=CO*(Y(2*I-1)-Y(2*I+1))
0058 97 WRITE(3,100) I,SN,Y(2*I+2),UB
0059 100 FORMAT(5X,I2,3X,3(D15,8,3X))
0060 I=13
0061 SN=CO*(Y(25)-Y(27))
0062 UB=SN/SM(14)-(C+D*Y(28)**2)
0063 15 WRITE(3,100) I,SN,Y(28),UB
0064 CALL EXIT
0065 END

```

je bilo moguće registrovati tu silu. Zbog primene pretvarača sile (1.1) kod merenja podužne sile jednih kola, vide se samo pozitivne vrednosti veličine sile. U poređenju sa računskim vrednostima, može se videti da nedostaju negativne vrtdnosti (sl. 13). Vrednosti veličina sila su skoro jednake, a i zakoni promene takođe.

U tabeli 6 dat je prikaz podužnih sila jednog vagona. Ako uporedimo račun-ske sile i izmerene za jedna kola, vidi-mo da su one približno jednake. Male razlike koje se javljaju mogu biti posledica merenja sile veličine malog reda za koje pretvarač ima malu osetljivost. Iz priloženog se vidi da se za analizu podužnih sila ne mora uvek pribegavati

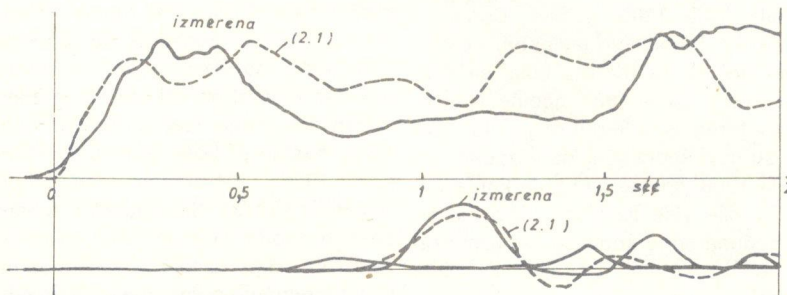
skupim eksperimentima već i račun-skim metodama.

Primenom savremenih računara i adekvatnim matematičkim modelira-njem možemo simulirati proces kreta-nja voza.

LITERATURA:

- [1] Magistarski rad Mr. Zoran Mickić, – Po-dužne sile kola u vozu pri ustaljenim i prelaznim režimima kretanja Niš, 1983.
- [2] Veršinski Danilov, Danilov Čelnokov, –Dinamika vagona, Moskva 1972.
- [3] FVK Obitni centar – Elaborati o statičkom i dinamičkom ispitivanju vagona.

(Adresa: mr Zoran Mickić, dipl. maš. inž., MIN Niš).



Slika 13 – Polazak s mesta, a) voz. 6.2, b) jedna kola

Unifikacija i standardizacija na evropskom planu

UDK 625.1:658.516/49

Petar GAŠIĆ, dipl. inž.

Već nekoliko godina se vode velike rasprave u železnicama Evrope oko toga kako se organizovati za veću unifikaciju i standardizaciju železnica. Povod je bila 100-godišnjica tzv. Tehničkog jedinstva železnice, pa je tom prilikom pokrenuta inicijativa za obnovu ovog organizma.

Smatram potrebnim da ovom skupu iznesem neke pojedinosti i istorijat vezan za ovaj poduhvat, kako bi se iz toga mogli izvući i korisni zaključci za JŽ.

Osvrnuću se detaljnije na istorijski nastanak TJ železnice i aktuelne probleme u vezi s tim.

Ova evropska železnička organizacija je slavila svoju 100-godišnjicu zajedno sa 100-godišnjicom prve izgrađene pruge u Švajcarskoj – Saint Gothard. Stvorena je 21. oktobra 1882. godine u Bernu. U to vreme se nisu, kao danas, upotrebljavale skraćenice pa se ova organizacija uvek pisala punim imenom, odnosno Tehničko jedinstvo železnice. Za vreme proslave 100-godišnjice TJ zemlje članice ove organizacije (bar većina njih) odučile su se na njeno ožvljavjanje. Pripremna konferencija održaće se 21. do 23. oktobra ove (1986.) godine u Bernu, a planira se da se IV Međunarodna konferencija TJ održi 1987. godine.

Zbog značaja TJ za unifikaciju i standardizaciju u železnici, smatram korisnim da se podsetimo istorijata i napora pionira železnice za stvaranje tehničkog jedinstva, čime je mnogo urađeno za razvoj železnice i njeno ekonomično poslovanje, a posebno za bezbednost prevoza putnika i stvari.

Prilikom otvaranja pruge preko Saint Gotharda, avgusta 1882. godine, švajcarska vlada je pozvala vlade susednih zemalja, i to Nemačke, Francuske, Italije i Austrougarske, da učestvuju na Međunarodnoj konferenciji eksperata o

tehničkom jedinstvu železnice. Ova ideja je već u fazi priprema imala pozitivan eho.

Na konferenciji je rečeno da su ciljevi stvaranja ove organizacije:

- da se značajno olakša međunarodni saobraćaj i razvijaju ekonomski odnosi među narodima,

- da milioni putnika koji poveravaju svoje živote železničarima zaslužuju da se sva znanja i sredstva koja su na raspolaganju upotrebe za bezbednost saobraćaja.

Stoga je, rečeno je tada, uniformnost pojedinih delova železničkog materijala od neprocenjive koristi. Delegate su na osnivačkoj konferenciji vodili članovi vlada; za predsednika TJ izabran je Švajcarac, za prvog potpredsednika Nemač, a za drugog Francuz.

Na završnoj sednici (21. oktobra 1882. godine) potpisan je protokol koji je predviđao da železnička vozna sredstva moraju odgovarati određenim propisima da bi mogla saobraćati prugama zemalja članica. Štampa je dala veliki publicitet ovom događaju i u detalje izveštavala o napretku konferencije pod imenom Tehničko jedinstvo železnice, što dokazuje da su njena nastojanja i odluke odgovarali zahtevu vremena. Posle toga, konferencija se drugi put sastala maja 1886. godine. Donet je protokol o tehničkom jedinstvu i carinskom pečatu za teretna kola, sa važnošću od 1. aprila 1887. godine. Na trećoj konferenciji, u Bernu maja 1907, doneti su novi sporazumi, sa važnošću od 1. jula 1908. godine. Od tada konferencija TJ nije više sazivana. Sazivale su se međunarodne komisije za razmatranje novih tekstova, a švajcarska vlada je bila zadužena za administrativno usaglašavanje. Godine 1911. i 1912. komisija je izradila treću verziju propisa nazvanih »Propisi 1913«, sa važnošću

od 1. maja 1914. godine. Ovi propisi odnosili su se na opšti gabarit teretnih kola, na dimenzije poprečnog profila kola i na tovarjenje kola. Projektom Međunarodne železničke unije (UIC), sačinjenom u Parizu 1922. godine, došlo se do četvrte verzije odredaba o TJ i carinskom pečatu za teretna kola. Dodajmo tome da su propisi za produžnu kočnicu teretnih vozova publikovani 1929. godine. Pošto je izvršeno doterivanje projekta, švajcarska vlada je objavila njihovu važnost od 1.1.1939. godine te se ovi propisi pamte kao »verzija 1938«.

Posle ovog kratkog istorijata nastanka TJ treba se podsetiti i na vreme kada je ono nastalo. Ta retrospektiva omogućice nam da cenimo vrednost inicijative Švajcarske i drugih evropskih zemalja, kao i domašaj postignutih dogovora.

S obzirom na položaj u centru Evrope, Švajcarska je predodređena kao zemlja tranzita između Severa i Juga. Međutim, u gradnji železnica ona je malo zakasnila. Prva transalpska železnica Semmering izgrađena je u Austriji 1854. godine, zatim su pruge preko Brennera (1867) i Mont Cenisa (1871) povezale Francusku i Italiju. Dakle, Švajcarska je bila okružena železnicom. Izgradnja pruge preko Saint Gotharda (1882. godine) i bušenje tunela Arlberg prema Austriji konačno su povezali Švajcarsku sa evropskim tranzitom i otpočeo je dugi period auforije gradnje železničkih pruga. Najveći stepen ushićenja nastao je bušenjem tunela Simplon (1906) i izgradnjom Loetschberg železnice (1913). Šezdesetih i sedamdesetih godina prošlog veka evropske železnice, koje su bile u punom zamahu, jednostavno su morale ići na međunarodnu saradnju. Dokaz za to je i I evropska konferencija za izradu reda vožnje 1872. godine, a 1874. godine su

dva švajcarska advokata predložila međunarodnu konvenciju o železničkom teretnom saobraćaju, koja je postala stvarnost 1893. Pre i posle otvaranja pruge Saint Gothard (1882) inicijative i zalaganja švajcarske vlade doveli su do čuvene konferencije o TJ u Bernu.

Dakle, evropska konferencija o redu vožnje i tehničko jedinstvo bili su kruna uspeha na međunarodnom planu. Duh međunarodne saradnje bio je učvršćen i posebno izražen zaključivanjem međunarodne konvencije o transportu tereta železnicom (CIM), potpisanoj 1890, sa važnošću od 1. januara 1893. godine, kada je bio оформljen »Centralni biro za međunarodni saobraćaj železnicom«.

A sada da se ponovo vratimo TJ. Treba posebno istaći da su učesnici konferencije, dakle osnivači TJ, vlade zemalja a ne železničke uprave. U pravnom smislu, ova organizacija imala je međuvladinu, a ne privatno-pravni karakter.

Njeni organi su konferencije, komisije i poslovodna železnička uprava, tu je ulogu imala švajcarska železnica, koja je vodila sekretarijat ove organizacije. Dalji razvoj je, međutim, išao u tom smislu da su članovi međunarodnih organizacija železničke uprave a ne vlade. U tom smislu UIC, čije je sedište u Parizu, predstavlja najbolji primer. Suprotno od TJ koje okuplja vlade, ovde se radi o međunarodnoj organizaciji koja grupiše železničke uprave koje su vremenom u većini imale državni karakter. Od svog stvaranja, 1922. godine, UIC sarađuje sa raznim međuvladinim organizacijama, kao što su Evropska konferencija ministara saobraćaja i TJ. Ova posebna saradnja zasniva se na sporazumima zaključenim 1931/1932, 1947. i 1952. godine. Kao što je rečeno, verzija TJ 1938. urađena je od strane UIC. Prijem u TJ može da traži svaka zemlja od švajcarske vlade, koja u tom smislu vodi određenu proceduru. TJ – to valja istaći – nema budžeta i kotizacije. Kao što je rečeno, osnivači TJ su: Švajcarska, Nemačka, Francuska, Italija i Austrougarska. Članice TJ prema verziji 1938. su sledeće zemlje: Nemačka, Austrija, Belgija, Bugarska, Danska, Francuska, Grčka, Mađarska, Italija, Luksemburg, Holandija, Norveška, Poljska, Rumunija, Švedska, Švajcarska, Čehoslovačka, Turska i Jugoslavija. Evropske zemlje koje koriste široki kolosek umesto normalnog nisu članice, kao ni Velika Britanija, koja nije potpuno povezana sa kontinentom.

Prema »verziji 1938« propisuju se sledeće osnovne stvari:

- razmak koloseka 1435 mm,
- opšte odredbe za razmenu kola,
- konstrukcija i stanje kola,
- tovarenje teretnih kola,
- produžna kočnica teretnih vozova,
- carinski propisi,
- bezbednost voznih sredstava, putnika i osoblja.

U vezi sa poslednjim interesantna su dva primera: »vozila moraju bez teškoće prolaziti kroz krivinu poluprečnika 150 m i kod širine koloseka 1435 mm« i »ručica kočnice za slučaj opasnosti koja deluje na produžnu kočnicu u putničkim kolima treba da je postavljena tako da je uočljiva i lako dostupna putnicima, tj. da ne moraju prelaziti vrata. Ne treba ih postavljati na krajevima kola ni u WC«.

TJ je u prošlosti imalo prilično zasluga. Navešću nekoliko primera. Kupovina 500 putničkih unificiranih kola Eurofima, 70-tih godina za račun DB, FS, OeBB, CFF, SNCF i SNCB. Ova kola saobraćaju IC vozovima i zamenila su stare TEE vozove. Zatim uvođenje međunarodnih teretnih vozova TEEM, kontejnera, auto-vozova koji prelaze granice bez teškoća. Uvođenje letnjeg vremena je unifikacija nastala na evropskoj konferenciji reda vožnje. Napori za nalaženje uniformnih rešenja TJ bili su zaobiđeni elektrifikacijom pruga sa različitim sistemima. Srećom, korektivnim faktorima i tehničkim razvojem omogućeno je da se prave višesistemske lokomotive.

Kao što sam rekao, prilikom proslave 100-godišnjice TJ većina zemalja članica izjasnila se u prilog obnove TJ. Formirana je komisija koja je trebalo da izradi međunarodni sporazum o TJ i ona ga je uradila.

TJ je zaslužno za razvoj evropskog železničkog saobraćaja. Međutim, ono se nije razvijalo intenzivno, jer su zakazale institucije koje su ga činile. Zbog toga je UIC, stvorena 1922, sve više postajala jedina organizacija koja se bavi tehničkim normama za gradnju i eksploataciju železnica. Sada se nastoji da se TJ modernizuje na adekvatan način i osposobi za buduće zadatke. Međutim, UIC se protivi stvaranju TJ jer ne vidi potrebu za jednom ovakvom organizacijom. S druge strane, zastupnici obnove TJ ističu da je to jedina organizacija koja obezbeđuje tehničku koordinaciju na državnom nivou, što je condi-

tio sine qua non međunarodnog železničkog saobraćaja. Već na samom početku međunarodne železničke saradnje akcenat je bio na koherentnoj železničkoj mreži koja udovoljava minimalne zahteve. Ova orijentacija ponovo se nameće kod stvaranja nove mreže za velike brzine. Pobornici obnove TJ smatraju da bi ono poslužilo tom cilju i da bi bilo pogodan instrument za tehničku koordinaciju na visokom nivou i da stoga treba da postoji. Evo liste pitanja za koja se smatra da je TJ optimalni organizam:

- 1) Prilagođavanje razvoju tehnike i uvođenje široke koordinacije na području tradicionalne legislative
 - Sistemi struja
 - Automatsko kvačilo
 - Uslovi za blok-vozove
 - Unificirane lokomotive za teretni saobraćaj koje prelaze granice (tehnika pretvarača, asinhroni motori)
 - Koncentracija održavanja
- 2) Rešavanje problema višeg nivoa
 - Granični problemi
 - Zaštita okoline
 - Sistem saobraćaja velikih brzina (tehnički problemi za međunarodni saobraćaj jednokolosečnim prugama)
 - Informatika (upravljanje saobraćajem, obaveštavanje klijentele)
 - Signalizacija prelaza u nivou
- 3) Indirektno uključivanje TJ
 - Planiranje magistralnih pruga evropskih železnica
 - Kombinovani saobraćaj
 - Trajektno veze
 - Telematika (prenos transportnih dokumenata).

Protagonisti obnove tehničkog jedinstva vide svoju osnovnu ulogu u tri važna dokumenta a to su: saobraćaj velikim brzinama, infrastruktura za veze i infrastruktura kombinovanog saobraćaja. Smatraju da se ovde radi o domenima odlučujućim za železnicu, jer je u pitanju međunarodna saradnja koja se mora realizovati na državnom nivou.

Komisija za obnovu TJ predložila je dve varijante organizovanja: kao međunarodna organizacija i kao međunarodni dogovor. O ovome će se odlučiti krajem ovog meseca (oktobar 1986.) na sastanku u Bernu. Obnovi TJ najviše opozicije pruža UIC. Naime, UIC, kao železnička unija, koja povezuje evropske železnice, izgrađuje samostalno

svoju normativu, ima uhodan sistem rada u sedam komisija, sa brojnim potkomisijama i radnim grupama, i strahuje od stvaranja jedne paralelne organizacije. Za te svoje rezerve ima dosta razloga, koje komisija nudi u materijalima za obnovu TJ. Mnoge norme koje se predlažu dovele bi do apsurdne situacije jer se ne vodi dovoljno računa o železnici i njenim tehničkim mogućnostima, a posebno, ulazi se u detalje koje jedino železnica može da specifičira. Tako, na primer, komisija čak predlaže nivo varničenja na pantografu elektrolokomotiva! Dakle, UIC apeluje preko kompetentnih ljudi u železnici da se suprotstave ili pak pruže velike rezerve obnovi i kompetencijama TJ.

Ne ulazeći u oblast van tehničkih nadmetanja, tj. da je TJ švajcarska organizacija a UIC francuska, jer su sedišta ovih organizacija u Bernu i Parizu, smatram da je korisno obnoviti TJ za rešavanje strateških pitanja razvoja železnice zbog »državnog« karaktera ove organizacije, jer se ta pitanja zaista mogu rešavati uspešno samo na vladinom nivou, pre svega zbog velikih investicija i implikacija ovih odluka na buduću status železnice. Međutim, bilo bi vrlo štetno uplitanje TJ u poslove UIC i metode kojima UIC uspešno rešava sva tehnička pitanja železnice. Prema tome, ukoliko bi i došlo do obnove TJ, bila bi neophodna stroga podela nadležnosti.

Jugoslovenske železnice su zvanično iznele stav da nije prihvatljiva reorganizacija TJ jer zadire duboko u tehničke nadležnosti železničkih uprava članica UIC koja uspešno deluje od 1922. godine jer bi to predstavljalo i anuliranje nekih već utvrđenih pravila u međunarodnom železničkom saobraćaju definisanih kroz objave UIC. Nije bez značaja ni finansijski momenat, jer se sada za obnovu TJ traže znatna devizna sredstva u vidu kotizacije, za kojom mi u ovom trenutku ne vidimo preku potrebu.

(Adresa: Petar Gašić, dipl. inž. direktor Sektora za vozna sredstva ZJŽ Beograd).

Eksploatacija i održavanje vučnih vozila JŽ

UDK 621.335.2-833.6:658.581.004.5

Doc. dr Marjan MANDIR, dipl. maš. inž.

UVOD

Osnovni zadatak saobraćajne politike sastoji se u tome da bude komponenta u sklopu ekonomske politike zemlje koja će u maksimalnoj mjeri doprinosti povećanju produktivnosti rada, povećanju rentabilnosti i sniženju troškova proizvodnje kako bi učešće transportnih troškova u cijeni robe stalno smanjivali.

Energetska kriza će ubrzati proces diferencijacije na transportnom tržištu u korist onih prevoznika čiji su prevoznici troškovi manji. U tom pogledu budućnost je više naklonjena željezničkom saobraćaju, jer je jeftiniji, a pored toga koristi elektroenergiju koju dobijamo uglavnom iz domaćih izvora, što ide u prilog energetskom bilansu zemlje.

Željeznički saobraćaj ima sve opšte osobine transporta, uključujući tu i prenošenje vrijednosti željezničkih vozila kao transportnih sredstava na robu koja se prevozi, zato i reprodukcija željezničkih vozila predstavlja složeni kompleks tehničko-ekonomskih mjera usmjerenih na:

- očuvanje upotrebne vrijednosti vozila u toku njegovog radnog vijeka i
- zamjenu vozila drugim vozilom kada se za to steknu odgovarajući uslovi,

Da bi se očuvala upotrebna vrijednost vozila tokom njihovog radnog vijeka, ona se podvrgavaju održavanju, u toku koga se obezbjeđuje odgovarajući kvalitet tehničkog sistema koji svako vozilo za sebe predstavlja.

Pri tom se smatra da kvalitet tehničkog sistema koji čini željezničko vozilo ima ove 4 dimenzije:

- funkcionalnost,
- pouzdanost,
- bezbjednost i
- ekonomičnost.

Karakteristike funkcionalnosti vozila i njihova ekonomičnost su veličine koje se, uglavnom, posebno prate, tako da je svako njihovo odstupanje od željenog nivoa primjetno i kao takvo inicira

izmjene u programu održavanja ili izmjene u načinu eksploatacije.

Pouzdanost željezničkog vozila je funkcija njegove konstrukcije. Program održavanja, ma kako bio koncipiran, ne može da obezbjedi pouzdanost veću od one koja je svojstvena samoj konstrukciji ali zato neadekvatno održavanje može pouzdanost smanjiti.

Neadekvatno fizičko stanje vozila posljedica je, opet, neadekvatnog održavanja ili neadekvatne upotrebe vozila pa se zato, kada se govori o bezbjednosti vozila kao jedne od dimenzija kvaliteta vozila, mora razmatrati njihovo održavanje i režim eksploatacije.

Za produženje radnog vijeka vučnih vozila svakako su najznačajnije mjere održavanja koje su u cjelini orijentisane na očuvanje originalnih radnih karakteristika u prihvatljivim granicama.

Iako je politika održavanja vučnih vozila postavljena kao periodična politika u kojoj, na kraju svakog ciklusa održavanja vučno vozilo treba da bude u fizičkom stanju kao da je novo, ipak praktična iskustva redovno ne potvrđuju takve pretpostavke.

Naime, zbog nesavršenosti sistema za održavanje, starost vučnih vozila ima uticaja na stvarno stanje vozila i njihovih ključnih komponenata ako one, u toku održavanja nisu bile zamjenjivane.

1. ORGANIZACIJA EKSPLOATACIJE I ODRŽAVANJA VUČNIH VOZILA JŽ

Pravilnikom o održavanju željezničkih vozila, određen je model i politika održavanja kao i osnovni parametri politike održavanja na JŽ.

Problem održavanja vučnih vozila mora se tretirati u svojoj kompleksnosti u Zajednici JŽ, koja treba da obezbjedi da se u svim ŽTO vodi jedinstvena politika održavanja.

Broj vučnih vozila JŽ, krajem 1985. godine iznosio je:

– parnih lokomotiva	193 komada
– dizel lokomotiva	834 komada
– elektro lokomotiva	495 komada
– elektromotornih vozova	238 komada
– dizel motornih vozova	197 komada
– šinobusa	195 komada
Ukupno:	2152 komada

(Podaci su uzeti iz statistike ZJŽ za 1985. godinu).

1.1 Organizacija eksploatacije vučnih vozila na JŽ

Sva vučna vozila JŽ raspoređena su u 31 OOUR-a vuče. Prosječan broj vučnih vozila u jednom OOUR-a vuče iznosi oko 69 komada.

Svi OOUR vuče uglavnom vrše stalni nadzor nad vučnim vozilima u eksploataciji i dnevne preglede.

Stalni nadzor vučnih vozila vrši se:

- pri pripremi vozila za rad,
- tokom rada vučnog vozila i
- po završetku rada vučnog vozila.

1.2 Organizacija održavanja vučnih vozila u JŽ

Osnovni zadatak održavanja je da vučna vozila uvijek budu u ispravnom stanju, a da troškovi održavanja po jedinici rada budu što manji.

Pravilnikom o održavanju željezničkih vozila na JŽ određeni su model i politika održavanja. Model preventivnog održavanja u principu ne pretpostavlja nikakve inovacije na tehničkom sistemu u toku njegovog održavanja. On podrazumijeva zamjenu dijelova u kvaru istim takvim samim ispravnim.

Prema sada važećem Pravilniku, održavanje vučnih vozila vrši se:

- stalnim nadzorom,
- kontrolnim pregledima i
- redovnim opravkama.

1.2.1 Kontrolni pregledi vučnih vozila

Kontrolne preglede na vučnim vozilima vrši 17 OOUR-a za održavanje šinskih vozila koliko ih je bilo 1. jula 1986. godine.

Vrste kontrolnih pregleda vučnih vozila su:

– petnaestodnevni pregled	P ₀
– mjesečni pregled	P ₁
– tromjesečni pregled	P ₃
– šestomjesečni pregled	P ₆
– dvanaestomjesečni pregled	P ₁₂

Kriterijum za ulazak vučnih vozila u kontrolne preglede je vrijeme eksploatacije.

1.2.2 Redovne opravke vučnih vozila

Redovne opravke vučnih vozila na JŽ vrše: OOUR-i za održavanje šinskih vozila i RO »JANKO GREDELJ« Zagreb, koji su u sastavu JŽ i remontne radionice: »MIN« Niš, »BORIS KIDRIČ« Maribor, »ŠINOVOZ« ZRENJANIN i »RADE KONČAR« Zagreb, koji nisu u sastavu JŽ.

Vrste redovnih opravki vučnih vozila su:

– srednja opravka	SO
– glavna opravka	GO

Ciklus redovnih opravki vučnih vozila sastoji se u naizmjeničnom smjenjivanju opravaka.

Kriterijum za obavljanje redovnih opravaka vučnih vozila je rad izražen u pređenim kilometrima, s tim što postoji vremensko ograničenje kada vučno vozilo mora ući u odgovarajuću opravku po ciklusu bez obzira na pređene kilometre, s obzirom da vrijeme utiče na tehničko stanje lokomotive u pogledu bezbjednosti i pogonske sigurnosti.

Vremensko ograničenje između dvije uzastopne opravke dizel vučnih vozila je 4, a kod elektro vučnih vozila 5 godina. Vremensko ograničenje se ne može produžavati.

Redovne opravke vučnih vozila vrše uglavnom OOUR-i za održavanje šinskih vozila i to svaki za svoj ŽTO, a samo neke redovne i veće vanplanske opravke, koje OOUR-i za održavanje šinskih vozila ne mogu izvršiti, vrše remontne radionice koje nisu u sastavu

JŽ, a koje su specijalizovane za pojedine serije vučnih vozila.

Kod OOUR za održavanje šinskih vozila nema podjele rada na održavanju prema vrsti opravke ili po serijama vučnih vozila, nego svaki OOUR održava ona vučna vozila sa kojima raspolaže dotični ŽTO.

1.3 Neka inostrana iskustva

1.3.1 Organizacija eksploatacije vučnih vozila u SNCF

Francuske željeznice imaju veoma dugu i bogatu tradiciju u domenu izbora i primjene savremenih vučnih vozila, kao i u organizaciji njihove racionalne eksploatacije i održavanja.

Broj vučnih vozila na SNCF u 1982. godini je 6174.

Cjelokupni vučni park SNCF-a raspoređen je u svega 35 depoa. Od toga čisto električnih ima 6, čisto dizel-depoa 11, dok je većina (ukupno 18) mješovito za dizel i električna vučna vozila.

Prosječan broj vučnih vozila u jednom depou iznosi oko 177 komada.

Važno je naglasiti da SNCF smatraju da je optimalni broj vučnih vozila u jednom depou pri kome se može najracionalnije organizovati eksploatacija i tekuće održavanje 180–200, a da je donja granica 120 vučnih vozila.

1.3.2 Organizacija održavanja vučnih vozila u SNCF

SNCF su održavanje podjelili na redovno, koji se periodično ponavlja i vanredno koji se vrši prema ukazanoj potrebi.

Podjela rada na poslovima održavanja vučnih vozila kod SNCF-a je izvršena tako da nema preklapanja dje latnosti kako između depoa i remontnih

radionica tako i između samih remontnih radionica.

1.3.3 Organizacija eksploatacije vučnih vozila DB

Broj vučnih vozila na DB u 1982. godini je 8800 komada.

Sva vučna vozila na DB raspoređena su u 120 depoa.

Prosječan broj vučnih vozila u jednom depou iznosi oko 74 komada.

U depou se vrši stalan nadzor nad vučnim vozilima u eksploataciji, manje vanplanske opravke i kontrolni pregledi.

1.3.4 Organizacija održavanja vučnih vozila u DB

Održavanje vučnih vozila koja se nalaze u inventarskom parku DB podijeljeno je na kontrolne preglede i redovne opravke.

Redovne opravke vučnih vozila vrši 10 glavnih radionica koje su specijalizovane za pojedine vrste vučnih vozila.

Za redovno održavanje elektro lokomotiva imaju 2, za elektromotorne vozove 2, za dizel vozove i dizel manevarske lokomotive 3 i za dizel-motorna kola i šinobuse imaju 3 glavne radionice.

1.4 Upoređenje pokazatelja eksploatacije i održavanja vučnih vozila JŽ i nekim evropskim željezničkim upravama.

Poređenjem pokazatelja eksploatacije i održavanja vučnih vozila na mreži JŽ sa pokazateljima u nekim evropskim željezničkim upravama, a koji su prikazani u tabelama 1, 2, 3 i 4 dolazi se do podataka koji ukazuju da postoji dosta razlika u pokazateljima eksploatacije i održavanja vučnih vozila.

TABELA 1 – PROSJEČNO OPTEREĆENJE DIZEL I ELEKTRO LOKOMOTIVA

Željeznička uprava	Prosječno opterećenje dizel lokomotiva (brtkm/lok.km)			Prosječno opterećenje elektro lokomotiva (brtkm/lok.km)		
	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.
DB	182	186	187	487	487	490
FS	170	171	174	480	477	483
ÖBB	135	134	139	388	392	407
SNCF	274	270	261	557	549	559
JŽ	379	387	391	682	710	711

TABELA 2 – PROSJEČAN GODIŠNJI PUT DIZEL I ELEKTRO LOKOMOTIVA

Željeznička uprava	Prosječan god.put (1000 km) po dizel lokomotivi radnog parka			Prosječan godišnji put (1000 km) po elektro lokomotivi radnog parka		
	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.
DB	74,62	75,35	76,80	176,54	178,54	183,17
FS	50,91	49,87	49,15	129,16	126,82	126,74
OBB	58,53	57,05	56,64	135,97	135,02	136,01
SNCF	87,83	86,91	88,52	170,49	168,93	169,59
JŽ	102,40	108,51	107,52	175,85	173,96	170,84

Podaci su uzeti iz statistike UIC za navedene godine.

TABELA 3 – RASPOLOŽIVOST ELEKTRO LOKOMOTIVA I NJIHOVO KORIŠTENJE

Željeznička uprava	Raspoloživost lok. u %			Korištenje rasp.lok. u %			Korištenje inventarskog parka lok. u %		
	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.
DB	94	94	95	91	91	92	86	86	87
FS	80	80	80	98	98	100	78	78	80
OBB	90	91	91	99	98	98	89	89	89
SNCF	94	94	95	87	86	82	82	81	81
JŽ	85	78	80	91	100	100	77	78	80

Podaci su uzeti iz statistike UIC za navedene godine.

TABELA 4 – RASPOLOŽIVOST DIZEL LOKOMOTIVA I NJIHOVO KORIŠTENJE

Željeznička uprava	Raspoloživost lok. u %			Korištenje rasp. lok. u %			Korištenje inventarskog parka lok. u %		
	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.	1982.	1983.	1984.
DB	93	93	94	83	83	83	77	77	78
FS	75	74	76	100	100	100	75	74	76
OBB	91	92	92	87	86	85	79	79	78
SNCF	94	94	95	76	76	75	71	71	71
JŽ	82	72	73	89	95	93	71	68	68

Podaci su uzeti iz statistike UIC za navedene godine.

na, a u nekim ŽTO usitnjena u mnogo OOUR vuče, što ima znatnog uticaja na korištenje raspoloživih vučnih vozila, na izvršeni obim rada i na kvalitet izvršenih usluga. Boljom i jedinstvenom organizacijom korištenja raspoloživih vučnih vozila na JŽ sigurno možemo postići još bolje rezultate.

Raspoloživost vučnih vozila JŽ pokazuje efikasnost održavanja. Iz tabela 3 i 4 vidi se da je raspoloživost dizel i elektro lokomotiva u JŽ najmanja.

Sadašnje stanje organizacije održavanja vučnih vozila na JŽ je nezadovoljavajuće. Imobilizacija je velika, pouzdanost vučnih vozila u eksploataciji je loša, jer broj defekata i broj zahtjeva za vanplanskim opravkama stalno raste, a troškovi održavanja su visoki i imaju tendenciju stalnog rasta.

Uzroci ovakvog stanja su:

- nije obezbjeđen industrijski remont vučnih vozila,
- nije obezbjeđena unifikacija i tipizacija vučnih vozila,

Poređenjem podataka iskazanih u tabelama br. 1, 2, 3 i 4. za JŽ i željezničke uprave DB, FS, OBB i SNCF možemo zaključiti:

- da je prosječno opterećenje dizel i elektro lokomotiva izraženo u brtkm/lok. km najveće na JŽ,

- da je prosječno pređeni godišnji put dizel lokomotiva najveći u JŽ, a elektro lokomotiva je manji samo od željezničke uprave DB,

- da je raspoloživost dizel i elektro lokomotiva izražena u % najmanja u JŽ,
- da je % korištenja raspoloživih lokomotiva u JŽ među najboljim željezničkim upravama i

- da je % korištenja inventarskog parka lokomotiva najslabiji u JŽ.

Ovi podaci pokazuju da se raspoloživa vučna vozila u JŽ uglavnom bolje koriste nego u drugim željezničkim upravama sa kojima se vrši upoređenje.

Poznato je da je organizacija eksploatacije vučnih vozila u JŽ neujednače-

- opravke vučnih vozila vrši veliki broj depoa i remontnih radionica, koje nisu dovoljno opremljene sa potrebnom opremom i kadrovima,

- velika su zadržavanja na opravkama radi slabe organizacije rada, radi nedostatka potrebnih rezervnih dijelova i materijala,

- kvalitet izvršenih opravaka u mnogim depovima i remontnim radionicama nije zadovoljavajući, a što se vidi iz povećanog zahtjeva za izvršenje vanplanskih opravaka i povećanog broja defekata i

- obim izvršenih radova za pojedine vrste opravki nije isti kod svih depoa i remontnih radionica.

Korištenje inventarskog parka vučnih vozila na JŽ je najslabiji radi najveće imobilizacije radi održavanja, a koja se kretala u periodu od 1982. do 1984. godine od 15 do 22% kod elektro od 18 do 28% kod dizel lokomotiva.

Ovi podaci ukazuju da JŽ koje imaju (krajem 1985. godine) u inventarskom parku 2152 vučna vozila, moraju u narednom periodu posvetiti znatno veću pažnju njihovoj eksploataciji i održavanju.

2. ORGANIZACIJA EKSPLOATACIJE I ODRŽAVANJA VUČNIH VOZILA U ŽTO SARAJEVO

2.1 Organizacija eksploatacije vučnih vozila

2.1.1 Broj vučnih vozila

Krajem 1985. godine, ŽTO ima u inventarskom parku slijedeći broj vučnih vozila:

– dizel-lokomotiva serije 661	43 komada
– elektrolokomotiva serije 441	87 komada
– elektromotornih vozova serije 411/415	25 garnitura
– dizel-lok. manevarki serije 643	4 komada
– dizel-lok. manevarki serije 642	5 komada
– dizel-lok. manevarki serije 733	32 komada
– šinobusa serije 812/818	7 garnitura
Ukupno	203 komada

Sva vučna vozila u ŽTO-u, raspoređena su u 8 OOUR-a vuče. Prosječan broj vučnih vozila u jednom OOUR-u vuče iznosi oko 25 komada.

Svi OOUR-i vuče vrše stalni nadzor nad vučnim vozilima u eksploataciji i dnevne preglede.

S obzirom da prevoz putnika i robe ŽTO Sarajevo, vršimo sa voznim elektrolokomotivama serije 441 i dizelelektričnim lokomotivama serije 661, to ćemo razmatrati pokazatelje eksploatacije i održavanja ovih serija lokomotiva.

U tabelama broj 5, 6, 7, 8, 9, 10 i 11, prikazani su pokazatelji izvršenog rada, imobilizacije, raspoloživosti i broja defekata na navedenim serijama lokomotiva u periodu od 1981. do 1985. godine.

Na osnovu pokazatelja iskazanih u tabelama broj: 5, 6, 7, 8, 9, 10 i 11, možemo zaključiti slijedeće:

- prosječno izvršeni obim rada po lokomotivi inventarskog parka, izražen u brtkm, veći je kod elektro nego kod dizel lokomotiva. Prosječno izvršeni obim rada po lokomotivi, kod elektro lokomotiva ima tendenciju stalnog rasta, a kod dizel lokomotiva posljednjih godina ima tendenciju pada,

- prosječno ostvarena dnevna kilometraža po lokomotivi inventarskog parka veća je kod elektro, nego kod dizel lokomotiva i ima tendenciju stalnog rasta, a kod dizel lokomotiva uz manje oscilacije zadržava se na istom nivou,

- imobilizacija elektro lokomotiva radi održavanja je velika i kreće se od 15 do 23%. Za redovno održavanje se kreće od 4,6 do 12,9%, a za tekuće održavanje od 2,1 do 18%. Imobilizacija dizel lokomotiva je manja i kreće se od 11 do 19%,

- broj defekata vučnih vozila je velik i ima tendenciju stalnog rasta. Broj defekata na pređenih 100.000 km kod elektro lokomotiva kreće se od 5,96 do 8,37, a kod dizel lokomotiva od 1,52 do 2,19 što znači da je broj defekata kod elektro lokomotiva znatno veći nego kod dizel lokomotiva.

Pokazatelji iz tabela od broja 1 do broja 11, pokazuju da je izvršeni rad i korištenje raspoloživog parka vučnih vozila u ŽTO Sarajevo i u JŽ kao cjelini dosta dobro i ako znamo da organizacija eksploatacije vučnih vozila na JŽ nije zadovoljavajuća i da možemo postići znatno bolje rezultate.

Imobilizacija vučnih vozila u ŽTO i u JŽ je velika. U ŽTO Sarajevo imobilizacija elektro lokomotiva je znatno veća nego kod dizel lokomotiva. Da bi po-

TABELA 5 – PROSJEČNO IZVRŠENI OBIM RADA PO LOKOMOTIVI INVENTARSKOG PARKA ZA LOK. SERIJE 441 i 661

Serija lokomotive	Obim izvršenog rada u 10 ⁶ brtkm				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	96	96	103	113	117,5
661	58	60	55,6	45	39

TABELA 6 – PROSJEČNO IZVRŠENI OBIM RADA PO LOKOMOTIVI RASPOLOŽIVOG PARKA ZA LOK. SERIJE 441 i 661

Serija lokomotive	Obim izvršenog rada u 10 ⁶ brtkm				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	113	124,6	134	138	147
661	66,6	67	68,6	52	44

TABELA 7 – PROSJEČNO OSTVARENA DNEVNA KILOMETRAŽA PO LOKOMOTIVI ZA LOK. SERIJE 441 i 661

Serija lokomotive	Prosječno ostvarena dnevna km.				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	417,4	475,6	473,0	497,6	476,6
661	256,9	263,0	292,4	286,9	257,4

TABELA 8 – IMOBILIZACIJA LOK. SERIJE 441 i 661 POSEBNO ISKAZANA ZA TEKUĆE, A POSEBNO ZA REDOVNO ODRŽAVANJE IZRAŽENO U %

Serija lokomotive	% i m o b i l i z a c i j e									
	1981.		1982.		1983.		1984.		1985.	
	TO	RO	TO	RO	TO	RO	TO	RO	TO	RO
441	2,1	12,9	13,7	9,3	18	–	13,4	4,6	15,4	4,6
661	8,2	4,6	11	–	16,7	2,3	8,4	4,6	7,4	4,6

TABELA 9 – RASPOLOŽIVOST LOKOMOTIVA SERIJE 441 i 661 IZRAŽENO U %

Serija lokomotive	R a s p o l o ž i v o s t u %				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	85	77	82	82	80
661	87,2	89	81	87	88

TABELA 10 – OSTVARENI BROJ DEFEKATA NA LOKOMOTIVAMA SERIJE 441 i 661

Serija lokomotive	Broj kvarova (defekata)				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	856	679	732	847	1105
661	112	146	109	98	113
Ukupno:	968	825	841	945	1218

TABELA 11

Serija lokomotiva	Broj kvarova na 100.000 pređenih kilometara				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	7,85	5,96	6,03	6,72	8,37
661	1,68	2,19	1,73	1,52	1,83

pravili stanje kod elektro lokomotiva serije 441, potrebno je u što kraćem roku završiti dogovorene modifikacije na svim lokomotivama.

Poseban problem je kvalitet održavanja vučnih vozila. Česti defekti vučnih vozila uzrokuju svaki dan velike poremećaje u saobraćaju, a time se ugrožava i bezbjednost saobraćaja.

2.2 Organizacija održavanja vučnih vozila

Stalni nadzor nad vučnim vozilima u eksploataciji i izvršenje dnevnih pregleda objavlja osoblje vuče.

Kontrolne preglede vučnih vozila vrše:

- OOUR za održavanje šinskih vozila Doboj i
- OOUR za održavanje šinskih vozila Rajlovac.

Redovne opravke vučnih vozila vrše:

- OOUR za održavanje šinskih vozila Doboj,
- OOUR za održavanje šinskih vozila Rajlovac,
- RO »JANKO GREDELJ« Zagreb,
- RO »MINTRANS« Niš,
- RO »ŠINOVOZ« Zrenjanin i
- SOUR »RADE KONČAR« OOUR lokomotive Zagreb.

Iz ovog se vidi da redovno održavanje vučnih vozila vrše 2 OOUR za OŠV, koji su u sastavu ŽTO i 4 remonte radionice, koje nisu u sastavu ŽTO, a 3 nisu ni u sastvu JŽ.

Kvalitet izvršenih opravaka u OOUR OŠV i remontnim radionicama, izuzev SOUR »RADE KONČAR«–OOUR Lokomotive, nije zadovoljavajuće, a što se vidi iz velikog broja defekata i zahtjeva za izvršenje vanplanskih opravaka.

Razlog ovakvog stanja je neopremljenost depoa i remontnih radionica sa potrebnom opremom i kadrovima i radi nedostatka rezervnih dijelova.

Iz podataka koji su dati u tabelama broj: 12, 13, 14, 15, 16 i 17, možemo vi-

TABELA 12 – PREĐENI PUT LOKOMOTIVA U KM SERIJE 441 I 661 PRIJE ULASKA U REDOVNU OPRAVKU

Serija lokomotive	Prosječno pređeni put lok. u km.				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	634.660	713.500	658.538	660.166	685.458
661	442.941	352.250	374.917	369.900	394.077

TABELA 13 – IZVRŠENJE PLANA KONTROLNIH PREGLEDA NA LOKOMOTIVAMA SERIJE 441 I 661 U %

Serija lokomotive	% izvršenja kontrolnih pregleda				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	66	69	67	73	74,5
661	65	70	67	73	77,0

TABELA 14 – BROJ IZVRŠENIH REDOVNIH OPRAVAKA LOKOMOTIVA SERIJE 441 I 661

Serija lokom.	Izvršeni broj redovnih opravaka				
	1981.	1982.	1983.	1984.	1985.
441	22	22	15	13	26
661	17	3	12	12	13
Ukupno:	39	25	27	25	39

djeti efikasnost i ostvarene troškove održavanja vučnih vozila u ŽTO Sarajevu od 1981 do 1985. godine.

Prema Pravilniku 241, upućivanje u redovnu opravku predviđeno je za lok. serije 441 poslije pređenih 600.000 km $\pm$ 15%, a za lok. serije 661 poslije pređenih 350.000 km $\pm$ 15%.

Na osnovu pokazatelja iskazanih u tabelama broj: 12, 13, 14, 15, 16 i 17, Možemo zaključiti slijedeće:

– upućivanje lokomotiva u redovnu opravku, vrši se uvijek uz korištenje dozvoljenog odstupanja od propisanog kriterija za ulazak lokomotiva u redov-

nu opravku u pređenim km između dvije opravke od $\pm$ 15%.

– plan kontrolnih pregleda lokomotiva u posmatranom periodu, izvršavao se sa 65 do 77%, što nije zadovoljavajuće, ali ohrabruje činjenica da se stanje poslednjih godina popravlja,

– broj izvršenih redovnih opravaka lokomotiva godišnje u posmatranom

periodu, kreće se od 25 do 39 lokomotiva, a godišnji plan se izvršavao sa 77%,

– zadržavanje lokomotiva u redovnim opravkama je veliko. Poslednjih godina stanje se malo popravilo, ali još nije zadovoljavajuće. Prema ugovoru za lokomotive serije 441, SO treba da se završi za 20, a GO za 40 dana, a ostvareno je prosječno zadržavanje za SO 57, a za GO 135 dana. Kod dizel lokomotiva prema ugovoru SO treba da se završi za 15, a GO za 46 kalendarskih dana, a ostvareno je prosječno zadržavanje za SO 34, a za GO 65 kalendarskih dana.

TABELA 15 – BROJ IZVRŠENIH REDOVNIH OPRAVAKA LOKOMOTIVA SERIJE 441 I 661 PO REMONTNIM RADIONICAMA

Serija vozila i remonter		Broj obavljenih redovnih opravaka									
		1981.		1982.		1983.		1984.		1985.	
		SO	GO	SO	GO	SO	GO	SO	GO	SO	GO
441	OŠV Rajlovac	7	8	11	2	5	1	6	–	3	5
	OŠV Dobo	1	2	4	–	4	2	1	–	7	–
	R. Končar	–	4	1	4	–	3	–	6	–	7
	Zagreb	–	–	–	–	–	–	–	–	–	1
	J. Gredelj	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
661	Zagreb	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	MIN	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	NIŠ	–	–	–	–	–	–	–	–	3	–
	OŠV	10	7	2	1	9	3	8	4	6	7
	Dobo	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	MIN	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	Niš	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

TABELA 16 – ZADRŽAVANJE LOKOMOTIVA SERIJE 441 I 661 U REDOVNOJ OPRAVKI PO REMONTNIM RADIONICAMA

Serija lokomotive i remonter		Broj kalendarskih dana zadržavanja lok. u opravci									
		1981.		1982.		1983.		1984.		1985.	
		SO	GO	SO	GO	SO	GO	SO	GO	SO	GO
441	OŠV Dobo	165	372	60	–	44	334	37	–	64	–
	OŠV. Rajlov.	30	108	42	78	71	71	79	–	47	67
	R. Končar	–	235	50	73	–	83	–	98	–	75
	Zagreb	–	–	–	–	–	–	–	–	–	636
	J. Gredelj	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
661	Zagreb	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	MIN	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	NIŠ	–	–	–	–	–	–	–	–	78	–
	OŠV Dobo	20	41	17	42	57	72	35	74	27	85
		–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

TABELA 17 – PROSJEČNA CIJENA REDOVNIH OPRAVKI LOKOMOTIVA SERIJE 441 I 661 PO REMONTNIM RADIONICAMA

Serija lokomotive i remonter		Ostvarena ukupna cijena po lokomotivi							
		1982.		1983.		1984.		1985.	
		SO	GO	SO	GO	SO	GO	SO	GO
441	OŠV								
	Rajlov.	1603188	2934391	3001968	3719383	3688361	–	8032718	14608621
	OŠV Dobo	1753239	–	3735730	3154307	1248105	–	7435061	–
	R. Končar Zagreb	13939188	18104160	–	13164226	–	22589435	–	37577052
	J. Gredelj Zagreb	–	–	–	–	–	–	14378992	–
661	MIN Niš	–	–	–	–	–	–	16976700	–
	OŠV Dobo	727235	3256619	1818022	4117636	2905486	6455666	3110621	11297149

Prosječne cijene za izvršenje redovnih opravaka lokomotiva su dosta visoke kod remontera koji nisu u sastavu ŽTO-a. Velike su razlike i u cijeni NČ koje važe za 1986. godinu i one iznose:

– OOUR za OŠV Dobo i Rajlovac 1.000 din./NČ
– SOUR »Rade Končar« Zagreb 2.587 din./NČ
– RO »Janko Gredelj« Zagreb 2.550 din./NČ
– RO »Šinvoz« Zrenjanin i RO »Mintrans« Niš za:

– redovne opravke 1.450 din./NČ
– vanredne opravke 2.000 din./NČ

Na osnovu podataka o cijeni NČ i podataka datih u tabeli 17, vidi se da su cijene iste vrste opravke i na istom vučnom vozilu veoma različite i imaju tendenciju naglog rasta. U periodu od 1982. do 1985. godine zavisno od remontera, godišnji rast cijena se kretao i do 125%. Ovakav rast cijena željeznica ne može podnijeti i moraju se tražiti remonteri čija će cijena opravke biti realnija.

2.3 Eksploatacija i održavanje ostalih vučnih vozila

U ŽTO-u Sarajevo u ukupnom obimu rada na prevozu putnika i robe od 11.051.291.10³ brtkm u 1985. godini, elektro vuča učestvuje sa 78,2% a dizel vuča sa 21,8%.

U dosadašnjem razmatranju smo vidjeli pokazatelje eksploatacije i održavanje raznih lokomotiva serije 441 i 661, a sada ćemo razmotriti pokazatelje ostalih serija vučnih vozila

2.3.1 Elektromotorni voz serije 411/415

ŽTO Sarajevo ima inventarski park od 25 EMV. Eksploataciju EMV vrše OOUR-i za vuču vozova Rajlovac i Doboj.

Održavanje EMV vrše:

- OOUR za OŠV Rajlovac, koji vrši kontrolne preglede, srednje, glavne i manje vanplanske opravke,
- RO »Janko Gredelj« Zagreb i RO »Šinvoz« Zrenjanin vrše glavne i veće vanplanske opravke.

Imobilizacija EMV radi održavanje od 1982. do 1985. godine, iznosilo je od 53 do 57%.

Razlog ovako velike imobilizacije je:

- nedostatak rezervnih dijelova,
- neosposobljenost remontera za kvalitetno održavanje i
- velika osjetljivost EMV u eksploataciji a naročito zimi.

2.3.2 Manevarske lokomotive

Održavanje manevarskih lokomotiva vrše:

- OOUR za OŠV Doboj i OOUR Rajlovac i
- RO »Janko Gredelj« Zagreb.

Imobilizacija lokomotiva radi održavanje u periodu od 1982. do 1985. godine iznosila je:

- kod lokomotiva serije 733, do 42 do 43% i
- kod lokomotiva serije 642 i 643, od 19 do 37%.

Razlog ovako velike imobilizacije manevarskih lokomotiva je nedostatak rezervnih dijelova i neopremljenost remontnih radionica.

2.3.3 Šinobusi

Održavanje šinobusa serije 812/818, vrši RO »Šinvoz« Zrenjanin. Imobilizacije šinobusa radi održavanje u periodu od 1982. do 1985. godine i iznosi 30 do 32%.

Razlog ovako velike imobilizacije je dotrajalost šinobusa i nedostatak rezervnih dijelova.

Svi ovi pokazatelji ukazuju da ne možemo biti zadovoljni sa sadašnjim stanjem organizacije eksploatacije i održavanja vučnih vozila na JŽ i da ovo stanje moramo mjenjati.

U sklopu organizacionih promjena, koje se vrše u mnogim ŽTO-ima, treba obezbjediti ujednačavanje organizacije eksploatacije vučnih vozila na JŽ sa tendencijom okrupnjavanja i smanjenja broja OOUR-a vuče, jer vidimo da ova ko organizovani ne možemo postići bolje rezultate rada.

Poseban je problem sadašnja organizacija održavanja vučnih vozila na JŽ. Sa ovakvom organizacijom i postignutim rezultatima rada na održavanju nisu zadovoljni ni JŽ ni remonteri.

Radi takvog stanja, Jugoslovenske željeznice i remonteri moraju u narednom periodu obezbjediti veću raspoloživost i pouzdanost vučnih vozila u saobraćaju uz dogovorenu podjelu rada i realnu cijenu održavanja.

ZAKLJUČCI

1. Jugoslovenske željeznice, koje raspolažu (krajem 1985. godine) sa 2152 vučna vozila, moraju se u narednom periodu više angažovati za bolje korištenje i održavanje vučnih vozila.

2. Zajednica JŽ treba da obezbjedi da se u svim ŽTO vodi jedinstvena politika održavanja vučnih vozila.

3. Zajednica JŽ treba da obezbjedi da ugovori za održavanje vučnih vozila kod remontnih radionica budu jedinstveni za sva ŽTO.

4. Potrebno je donijeti novi ili inovirati važeći Samoupravni sporazum 206. o zajedničkom korištenju rezervnih dijelova za sva vozna sredstva JŽ.

5. Potrebno je na nivou ZJŽ uvesti praćenje zaliha rezervnih dijelova za sva vozna sredstva JŽ.

6. Postojeća organizacija eksploatacije i održavanje vučnih vozila na JŽ nije zadovoljavajuća radi:

- neujednačene organizacije vuče JŽ, velikog broja OOUR vuče i radi neobezbjedene dobre koordinacije između službe vuče u ŽTO i ZJŽ,

- velikog broja remontnih radionica koje nisu dovoljno opremljene sa potrebnom opremom, kadrovima i rezervnim dijelovima i

- neizvršene podjele rada na održavanju vučnih vozila između depoa i remontnih radionica po vrstama opravki ili po serijama vučnih vozila.

7. Sve remontne radionice koje vrše održavanje vučnih vozila treba da budu u sastavu JŽ.

8. ZJŽ, ŽTO i remontne radionice treba da obezbjedi da sva vučna vozila blagovremeno uđu u kontrolni pregled i redovnu opravku i da se propisani obim rada za svaku vrstu pregleda i opravke izvrši u cjelosti, jer do danas to nismo uspjeli i ako se stanje u tom pogledu u nekim ŽTO popravlja.

9. Stručne službe ZJŽ i ŽTO treba da rade na unapređenju održavanja vučnih vozila u odnosu na sadašnje stanje.

10. Postojeći sistem preventivnog održavanja vučnih vozila nije zadovoljavajući, jer broj defekata i broj zahtjeva za izvršenje vanplanskih opravki stalno raste, te postoji potreba za njegovim usavršavanjem. Utvrđivanje mjerodavnih osnova za preventivno održavanje treba vremenom provjeravati i po potrebi mjenjati.

11. ZJŽ i sve ŽTO treba da obezbjedi unifikaciju, tipizaciju i standardizaciju kod nabavke novih vučnih vozila.

12. Na JŽ do sada nije obezbjeđen industrijski remont vučnih vozila, ZJŽ, ŽTO i remonteri imaju obavezu da se izvrše potrebne pripreme i pređe na industrijski remont onih vučnih vozila za koji se steknu uslovi. Ovim bi povećali kvalitet opravaka i smanjili zadržavanje u opravci.

(Adresa: dr Marjan Mandir, dipl. maš. inž.
ŽTO »Sarajevo« Sarajevo)

Primena novih naučnih disciplina u održavanju dizel-vučnih vozila

UKD 621.335.2-833.6:658.581.012.21

Vladimir ALEKSANDROV, dipl. maš. inž.

1. Uvod

Dizel-vučno vozilo predstavlja sistem za sebe. Sistem za hlađenje dizel-motora predstavlja takođe sistem za sebe, a istovremeno je deo sistema vozila. Vozilo je pak deo sistema čovek-mašina, koji je opet deo proizvodnog sistema, a ovaj dalje deo privrednog sistema, koji je deo društvenog sistema.

Dizel-vučno vozilo je i deo transportnog sistema, koji u privrednom životu zemlje predstavlja jednu od snovnih podloga razvoja.

Otkazi u radu sistema ove vrste izazivaju zakašnjenja, povrede, gubitak ljudskih života i ogromne materijalne štete.

Kako je u eksploataciji transportnih sistema stalno prisutan faktor – čovek, a intenzitet rada je u stalnom porastu, zahtevi u pogledu pouzdanosti su sve veći.

Svaki sistem u mašinstvu (skup elemenata i odnosa između njih i njihovih karakteristika povezanih međusobno u celini, na način pogodan za vršenje nekog korisnog rada) ima dva osnovna stanja, i to:

- stanje sistema u radu i
- stanje sistema u otkazu,

koji se stalno ponavljaju ciklično u toku veka trajanja sistema.

• Efikasno vraćanje sistema iz stanja u otkazu u stanje u radu je upravo zadatak održavanja. Međutim, nema dobrog održavanja bez primene savremene teorije održavanja. U daljem tekstu ovog rada biće iznete definicije i osnovni principi savremenih naučnih disciplina primenljivih u održavanju dizel-vučnih vozila.

2. Nove naučne discipline u održavanju

Na dizel-vučnim vozilima, kao i na većini drugih tehničkih sistema dolazi povremeno do otkaza. Da bi se dizel-vučna vozila i pored toga mogla i dalje koristiti, neophodno je njihovo održavanje. Prema tome, održavanje dizel-vučnih vozila predstavlja neophodnu i veoma značajnu fazu u ukupnom životnom ciklusu vozila, počev od projektovanja do konačnog povlačenja iz eksploatacije.

I pored toga što se održavanju železničkih vučnih vozila, uključujući dizel-vučna vozila, posvećuje sve veća pažnja, uporedo sa razvojem železnice, kao značajne privredne grane, može se reći da je još uvek nedovoljno formirana svest o mestu i značaju održavanja u životnom ciklusu vozila. Održavanje se često posmatra izolovano, nezavisno od drugih aktivnosti u ciklusu vozila, što je posebno izraženo na našim železnicama.

Snažnim industrijskim razvojem u svetu, u poslednjim decenijama razvijaju se nove naučne discipline koje upućuju na jedan novi odnos prema tehničkim sistemima, koji kao i mnoge druge pojave u prirodi podležu opštim i posebnim prirodnim zakonima. Tako se došlo do saznanja da su svi segmenti u životnom ciklusu vozila, uključivo održavanje, međusobno neraskidivo povezani i da ovi odnosi u velikoj meri određuju njegovu ukupnu efektivnost. Posebno mesto u ovim novim naučnim disciplinama pripada teoriji pouzdanosti. Na nju se kasnije nadovezuje niz specifičnih disciplina. Jedna od njih je teorija održavanja, koja se bavi proble-

mima održavanja tehničkih sistema. Teorija održavanja dobila je snažnu potporu u srednjoj disciplini – logistici. Logistika je posebno jasno ukazala na značaj i mesto održavanja u životnom ciklusu tehničkih sistema.

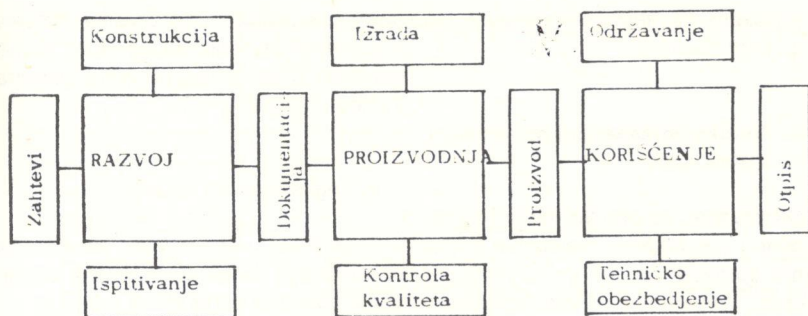
Sve ove naučne discipline bile su do skora vezane uglavnom za vojne, prvenstveno elektronske sisteme. Ubrzo se počele prenositi na vazduhoplovne i kosmičke sisteme. Zahvaljujući pozitivnim rezultatima upravo na ovim sistemima, ove naučne discipline prodiru sve više i u drugim tehničkim sistemima, posebno na motorna vozila. Zbog velike analogije drumskih motornih vozila sa dizel-vučnim vozilima na železnici, ove naučne discipline su pogodne i za izučavanje problema održavanja dizel-vučnih vozila, pogotovu što je ovde reč o organizovanim voznim parkovima vozila sve viših radnih performanci, ali i sve većih nabavnih cena.

Zastoji znatno utiču na ekonomičnost svakog tehničkog sistema. U ukupnim troškovima prevoza na železnici, značajan deo predstavljaju troškovi održavanja, uz istovremeno angažovanje velikog broja zaposlenih na održavanju.

3. Životni ciklus i efektivnost uložених sredstava

Životni ciklus jednog tehničkog sistema, u konkretnom slučaju dizel-vučnog vozila, je veoma kompleksan i objedinjuje niz aktivnosti, kao što je šematski prikazano na slici 1.

Ostvarenje svake aktivnosti zahteva ulaganje određenih sredstava. Zbir svih ulaganja čini »ukupne troškove život-



Slika 1 – Životni ciklus vozila

nog ciklusa» sistema, odnosno vozila. Na slici 2 prikazana je struktura troškova po aktivnostima.

Svrishodnost uložениh sredstava može se ocenjivati samo na osnovu toga šta taj sistem daje, posebno u odnosu na postavljene zahteve. Merilo svrshodnosti uložениh sredstava predstavlja efektivnost sistema, koja se može izraziti na sledeći način:

$$E(t, \tau) = R(t) \cdot G(\tau) \cdot FP, \text{ gde je:}$$

$R(t)$ – pouzdanost, odnosno verovatnoća rada bez otkaza (koliko dugo sistem može da radi)

$G(\tau)$ – raspoloživost (gotovost), odnosno verovatnoća da će sistem u

ova stanja su složene strukture i sa-
stoje se iz više vremenskih intervala.

Vreme u radu može biti vreme aktivnog rada, vreme čekanja na rad, vreme opsluživanja ili redovnog tehničkog pregleda itd. Analogno tome, vreme u otkazu može biti vreme aktivne opravke, vreme čekanja na transport u radionicu, vreme čekanja na ulaz u radionicu, vreme čekanja usled nedostatka rezervnih delova itd.

Gotovost sistema G , kao jedna od bitnih osobina sistema, može se prikazati u obliku: $G = \frac{T_{sur}}{T_u}$, gde je:

T_{sur} – ukupno vreme u kome je sistem u ispravnom stanju

T_u – ukupno vreme posmatranja.
S druge strane je $T_u = T_{sur} + T_{ak}$,
gde je:
 T_{ak} – vreme u kome se sprovode postupci održavanja.

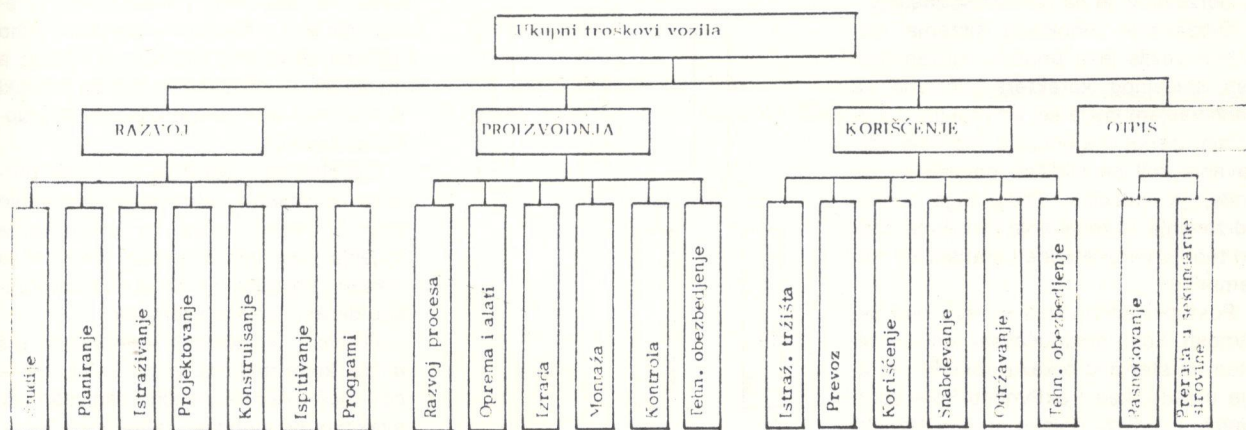
4. Integralno tehničko obezbeđenje

Za obezbeđenje što veće efektivnosti uložениh sredstava mora biti zadovoljen veći broj zahteva. Pre svega, konstrukcija vozila mora imati povoljne osobine pouzdanosti i pogodnosti održavanja. To su tzv. unutrašnji faktori.

Pored unutrašnjih faktora, postoje i niz spoljnih faktora, kao što su: snabdevanje pogonskim materijalima, opsluživanje, održavanje, snabdevanje rezervnim delovima itd. U okviru spoljnih faktora spadaju i: kapaciteti za opsluživanje i održavanje, skladišta, vozno i tehničko osoblje, tehnička dokumentacija, kvalifikacije izvršilaca radova itd.

Svi ovi elementi obuhvaćeni su pojmom »integralno tehničko obezbeđenje«.

Logistika je tehnička disciplina koja izučava rad, funkcionisanje i uslove rada tehničkih sistema, kao što je pri-

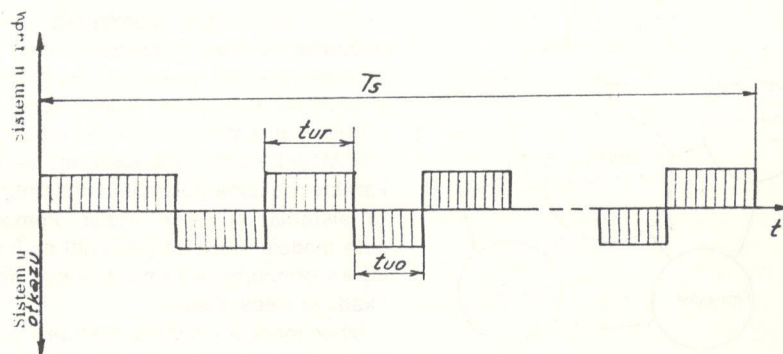


Slika 2 – Ukupni troškovi životnog ciklusa vozila

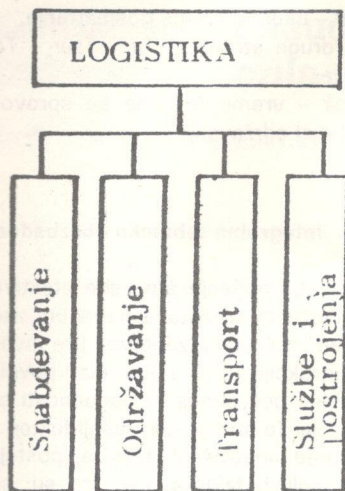
bilo kom trenutku vremena biti raspoloživ (kada sistem može da se uključi u rad)

FP – funkcionalna podobnost (nezavisno od vremena) (kako sistem izvršava zadatak).

Smisao definicije atektivnosti prikazan je šematski na slici 3. Dijagram na slici 3 pokazuje da sistem u toku vremena može biti u dva osnovna stanja: »u radu« i »u otkazu«. Prelaz iz stanja »u radu« u stanje »u otkazu« nastupa pojavom otkaza ili kada se sprovode preventivni postupci održavanja. Oba



Slika 3 – Radna sposobnost vozila



Slika 4 - Predmet izučavanja logistike

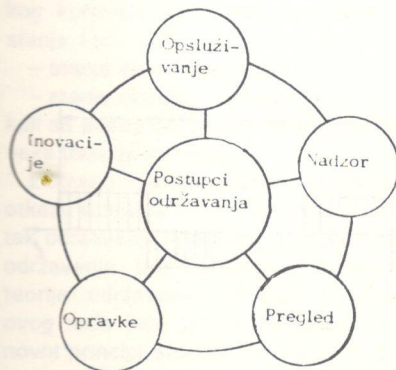
kazano na slici 4. Zadatak logistike je da obezbedi zahtevanu gotovost, tj. sve činioce neophodne za ispravan rad sistema, kao i za vraćanje sistema iz stanja u otkazu u stanje u radu.

5. Proces i postupci održavanja

Kod vozila kod kojih se u toku normalne eksploatacije često javljaju otkazi, održavanje je od posebnog značaja.

Održavanje tehničkog sistema, odnosno vozila je u principu složen proces slučajnog karaktera. Potreba za održavanjem javlja se, po pravilu, u slučajnim trenucima i dužina intervala održavanja koji se ciklično ponavljaju, takođe, je slučajna. Zbog toga teorija održavanja za rešavanje problema koristi teoriju verovatnoće i statističku matematiku.

Postupci održavanja su sve one aktivnosti koje omogućavaju da se sistem iz stanja u otkazu dovede u stanje u radu, kao i aktivnosti koje sprečavaju ili odlažu pojavu otkaza. Na slici



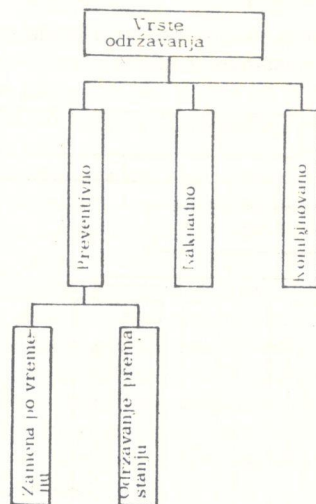
Slika 5 - Postupci održavanja

5 prikazani su šematski osnovni postupci održavanja.

6. Politika održavanja i mogućnosti optimizacije

Održavanje, po pravilu, može biti: naknadno i preventivno. Naknadno održavanje sprovodi se tek pošto dođe do otkaza. Preventivno održavanje sprovodi se pre pojave otkaza i ako treba da spreči pojavu otkaza, odnosno da uspori ili odloži neočekivani zastoj sistema. Veoma često se koristi tzv. kombinovano održavanje, preventivno i naknadno.

Preventivno održavanje se ostvaruje na dva načina: preventivnom zamenom elemenata posle određenog vremena rada i preventivnim pregledima u određenim vremenskim periodima i donošenjem odluke o eventualnoj zameni delova na osnovu utvrđenog stanja. U poslednje vreme se sve češće primenjuje održavanje prema stanju. Na slici 6 prikazane su vrste održavanja.



Slika 6 - Vrste održavanja

Da bi se izvršila optimizacija nekog postupka održavanja, potrebno je da se osnovni uticajni postupci održavanja povežu odgovarajućim jednačinama, tj. potrebno je stvoriti tzv. model održavanja. Modeli održavanja zasnivaju se na karakteristikama pouzdanosti elemenata sistema, odnosno vozila. Pomoću ovih modela može se proceniti da li se isplati preventivna zamena nekog dela i kada je treba obaviti.

Izbor modela i načina postupka održavanja zajedno sa drugim odlukama koje omogućavaju da se ovo sprovede

naziva se politikom održavanja. Politika održavanja utvrđuje se za svaki slučaj posebno, u zavisnosti od vrste sistema i uslova njegovog rada.

7. Pogodnost održavanja

Pogodnost održavanja predstavlja verovatnoću da će se postupak održavanja obaviti u određenom vremenu.

Pogodnost održavanja definiše se u teoriji održavanja, na sledeći način:

$$Po = \int_0^{t1} f(to) dt, \text{ gde je:}$$

to - vreme trajanja postupka održavanja

$f(to)$ - funkcija gustine trajanja pojedinih postupaka održavanja

$t1$ - određeno vreme trajanja postupka održavanja

Funkcija gustine trajanja pojedinih postupaka održavanja može se statistički izraziti u obliku:

$$f(to) = \frac{ni}{Ni}, \text{ gde je:}$$

ni - broj vremenskih intervala u otkazu koji su manji ili jednaki $t1$

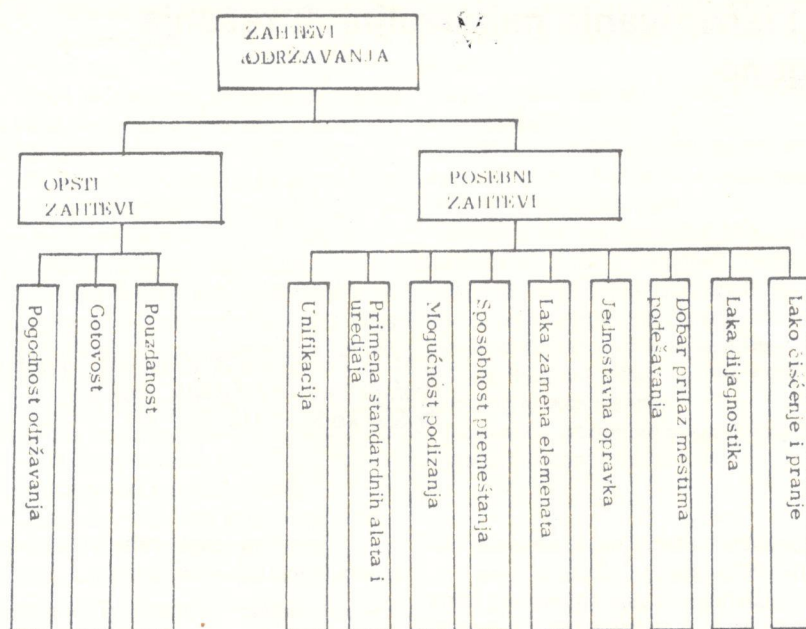
Ni - ukupan broj vremenskih intervala u otkazu.

Pogodnost održavanja odnosi se uvek na određeno (kalendarsko) vreme, jer se u funkciji vremena stalno menja (raste) broj intervala u otkazu, a menja se i broj intervala koji su jednaki ili kraći od određenog trajanja postupka održavanja.

Obezbeđenje visokog kvaliteta procesa održavanja zahteva preduzimanje svih potrebnih mera za smanjivanje trajanja pojedinih intervala vremena u otkazu i smanjivanje broja ovih intervala u datom periodu vremena.

Problem uključivanja održavanja još u fazi konstruisanja vozila relativno je nov i još uvek nedovoljno saglasan, ali, svakako, neophodan. Zahteve održavanja obavezno treba uključivati još u razvoju vozila. Načelni prikaz ovih zahteva prikazan je na slici 7. Ovi zahtevi mogu biti opšti i posebni. Opšti zahtevi su međusobno povezani. Naime, zahtevani nivo pouzdanosti utiče i na gotovost (veća pouzdanost manje pojava stanja u otkazu), ali ostvarivanje zahtevane gotovosti traži i odgovarajuće pogodnosti održavanja, tj. da se postupci održavanja obave za što kraće vreme.

Zahtev ukupne pogodnosti održavanja treba da se još u fazi razvoja vozila raspodeli na sve agregate, sklopove i delove koji podležu održavanju. Ova raspodela naziva se alokacijom pogod-



Slika 7 – Zahtevi održavanja

nosti održavanja. Alokacija pogodnosti održavanja vrši se po određenim metodama zasnovanim na osnovnim karakteristikama pouzdanosti elemenata sistema, kao i na izvesnim pretpostavkama i uprošćenjima.

Posebni zahtevi održavanja ukazuju na to da se vozilo što više prilagodi specifičnim zahtevima, tj. da se obezbede uslovi za što lakše održavanje vozila u realnim uslovima. Ovakav pri-

laz se veoma mnogo koristi od strane firme General Motors i predstavlja jedan od bitnih elemenata za plasman vozila na tržištu.

8. Zaključak

Cilj ovog rada je da ukaže na mogućnost primene novih naučnih disci-

plina u oblasti održavanja vozila i na potrebu da se problematika održavanja što više teorijski izučava, što nije slučaj u našoj praksi. Posebno se ukazuje na to da održavanje vozila treba posmatrati kao veoma važan segment u životnom ciklusu vozila, jer od održavanja, u velikoj meri, zavisi ukupna efektivnost i ekonomičnost kako vozila tako i železničkog transporta u celini.

Takođe se ukazuje na činjenicu da razvoj, proizvodnja, održavanje i eksploatacija vozila čine nedeljivu celinu. Posebno se naglašava da se kvalitetan proces održavanja može ostvariti samo ako se vozilo još u fazi projektovanja osposobi za održavanje.

LITERATURA

1. Vladimir Aleksandrov, Problemi integralnog sistemskog obezbeđenja železničkih vozila – seminarski rad iz Teorije pouzdanosti na postdiplomskim studijama, Mašinski fakultet Beograd, 1984.
2. Jovan Todorović, Logistički prilaz održavanju motornih vozila, Mašinstvo 31, Beograd, 1982.
3. J. Todorović – D. Zelenović, Efektivnost sistema u mašinstvu, Naučna knjiga, Beograd, 1981.

(Adresa: Vladimir Aleksandrov, dipl. maš. inž., MZT Skopje, KTB Beograd).

Koncepcija organizacije i istraživanje najpovoljnijih rešenja održavanja putničkih vagona

UDK 625.23:658.581:011.8.004.5

Prof. dr Dobrivoje JOVANOVIĆ, dipl. inž.
Prof. dr Radoje LIŠANIN, dipl. inž.
Dr Slavko KEPČIJA, dipl. inž.

Železnički remont kod nas prolazi već niz godina složenu etapu razvoja, koju karakteriše delimično izgradnja i modernizacija proizvodnih kapaciteta, kao i težnja da se koriste nova organizaciona, tehnička i naučna saznanja. Na žalost, ovo se sve izvodi po teritorijalnoj podeljenosti (ŽTP), iz čega proizilaze i osnovne karakteristike remonta putničkih kola u nas:

- svako ŽTP, ŽTO, ŽG pretežno opravljiva vozna sredstva u radionicama na svojoj teritoriji,
- široki asortiman vozila koja se opravljaju u jednoj radionici,
- neujednačen kriterijum kontrole kvaliteta opravke,
- nedovoljna tehnološka opremljenost postojećih radionica,
- različiti organizacioni modeli rada u radionicama,
- neodgovarajuća stručna struktura zaposlenih za ovako širok asortiman vozila za održavanje,
- specijalizacija opravki po radionicama na nivou JŽ praktično ne postoji.

Na osnovu izloženog, jasan je zaključak da se od ovakve organizacije održavanja ne mogu očekivati znatnija poboljšanja na smanjenju imobilizacije železničkih putničkih kola.

Iz gore izloženog, treba na nivou JŽ objediniti održavanje pomoću modela optimalne organizacije održavanja putničkih železničkih kola koji bi pokazao sve efekte koji se mogu postići pri predloženoj organizaciji održavanja.

Istraživanja usmeriti na iznalaženje mogućnosti za unapređenje organizacije održavanja železničkih putničkih kola preko istraživanja modela i definisanja sistema automatizovanog planiranja održavanja vozila »APOV«, korišćenjem računara.

Osnovni zadaci koje bi rešavao model »APOV« su:

- planiranje, u cilju optimalnog korišćenja resursa održavanja železničkih putničkih kola, izrade i sastava sklopova i delova;

– mogućnost izrade rebalansa plana prema stanju odvijanja plana;

– jednostavno uvođenje i priprema modela.

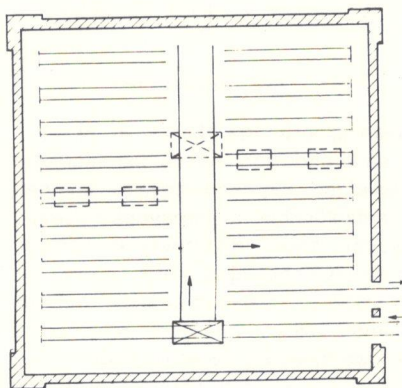
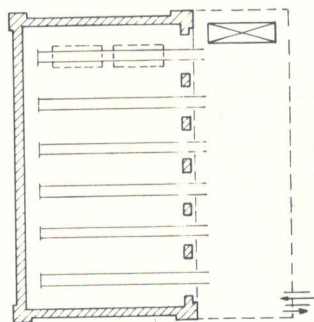
Na ovaj način došlo bi se do nove metode u organizaciji održavanja putničkih kola na mreži Jugoslovenskih železnica.

Potreba za ovakvim modelom se oseća već duže vremena zbog obavljanja industrijskog remonta putničkih vagona na mreži Jugoslovenskih železnica.

Postoje dva principa u održavanju: princip STACIONARNIH I princip PROTOČNIH SISTEMA remonta putničkih kola na JŽ. Stacionarni tip ne pripada metodama industrijskog remonta putničkih kola (kola stoje na istom mestu od početka do kraja). Osnovni nedostatak ovog sistema opravke je premeštanje grupe radnih mesta (GRM) od kola do kola, što izaziva gubitak radnog vremena, prenos alata, delova, uređaja za ispitivanje, veliki broj ljudi na kolima i slaba kontrola rada pri opravci.

Protočnim metodom kola se opravljaju kretanjem kroz remontnu radionicu, u određenim vremenskim taktovima od jednog do drugog mesta opravke. Ovde grupe radnih mesta, u procesu rada ostaju na svom radnom mestu, svako radno mesto opremljeno je alatom, priborom, mernim instrumentima i rezervnim delovima. Protočni metod ima mnoga preimućstva u odnosu na stacionarni.

Specijalizovanjem GRM povećava se učinak. Korišćenje alata i opreme je racionalnije, a gubitak radnog vremena je minimalan, pod uslovima da su taktovi usklađeni.



a) stacionarna metoda organizacije opravke putničkih kola
b) protočna metoda organizacije opravke putničkih kola

Slika 1

1. Definisanje modela organizacije za testiranje

Ovde je definisan model organizacije u kojoj bi se vršilo uvođenje optimalnog održavanja.

Obraden je program rada za održavanje 660 železničkih putničkih kola, sa sledećih pet osnovnih aktivnosti:

- demontaža putničkih kola,
- izrada delova, sklopova u sopstvenoj proizvodnji za potrebe održavanja, koji pripadaju grupi standardno zamenskih elemenata,
- izrada delova i sklopova za kojima se ukaže potreba prilikom demontaže,
- sastav putničkih kola i
- ispitivanje i probna vožnja.

Za održavanje 660 železničkih putničkih kola dat je način definisanja raspoloživih kapaciteta na osnovu kojih se pravi optimalni plan. Za ocenjivanje zamišljene organizacije za održavanje uzete su karakteristike jedne stvarne organizacije za održavanje. Izrađene su vrednosti njene relativne organizovanosti, odnosno dezorganizovanosti ili entropije.

Prikazan je način smanjenja sopstvene entropije celokupnog organizacionog sistema:

$$AO(K) + N_t(K) = \text{const.} \quad AO = N_m - N_t$$

$$0 \leq AO \leq N_m$$

AO = apsolutna organizacija,

$AO(K)$ = apsolutna organizacija na K-tom nivou organizacije,

N_t = fiksirana neodređenost sistema (entropija),

$N_t(K)$ = tekuća neodređenost sistema (dezorganizovanost) na K-tom nivou organizacije,

N_m = maksimalna neodređenost (entropije).

Treba dati metodologiju ocenjivanja organizovanosti sistema za održavanje železničkih putničkih kola.

Izabrana je negentropija kao mera kvaliteta sistema. Podizanjem nivoa organizacije uvođenjem tehničkih sistema, ili nivoa tehnologije obrade informacije, smanjuje se entropija sistema i povećava njegova efikasnost i kvalitet njegovog funkcionisanja.

Na slici 2, dat je nivo organizacije posmatran u datom trenutku.

2. Istraživanje i izrada optimalnog modela održavanja

U koncepciji izrade modela planiranja održavanja u ovom radu pošlo se od nekoliko prirodnih opterećenja:

- s obzirom na relativno mali broj železničkih putničkih kola za održavanje na jednom mestu, nije moguće niti ekonomski opravdano imati na zalih sve potrebne sastavne elemente za zamenju,

- vreme izrade delova, koji se ne nalaze u standardnim elementima za zamenju, mora biti usklađeno s vremenom rastavljanja i sastavljanja, odnosno s vremenom kada su elementi potrebni za sastavljanje,

- s obzirom na veličinu organizacije za održavanje, nije moguće opremiti je svim potrebnim proizvodnim kapacitetima, te je potrebno uskladiti potrebe s

moogućnostima kooperanata na isporuci standardnih elemenata,

- ovakav obim održavanja može imati, s obzirom na veličinu kamate na novčana sredstva, samo određene veličine zaliha gotovih komponenti.

Polazeći od ovih pretpostavki, a pre svih raspoloživog kapaciteta, model planiranja održavanja treba da reši problem optimalnog iskorišćenja raspoloživog kapaciteta i ostalih resursa i na osnovu toga da da sledeće planove:

- plan rastavljanja i defektaže,
- plan izrade delova i sklopova,
- plan potreba gotovih komponenti na skladištu,
- plan zauzeća kapaciteta po grupama radnih mesta (GRM-ovima),
- plan potrebnih sredstava za nabavku materijala i
- plan korišćenja specijalnih naprava.

Pored gore navedenog, »APOV« omogućava praćenje ostvarenja plana, kao i moguću brzu izradu rebalansa plana.

U toku rada na razvoju modela sistema »APOV« pokazale su se mogućnosti modela i u izboru optimalnih kapaciteta prema određenoj količini železničkih putničkih kola za održavanje,

2.1. Osnovni zadaci koje treba da ispunji model »APOV« sastoje se od 16 zahteva:

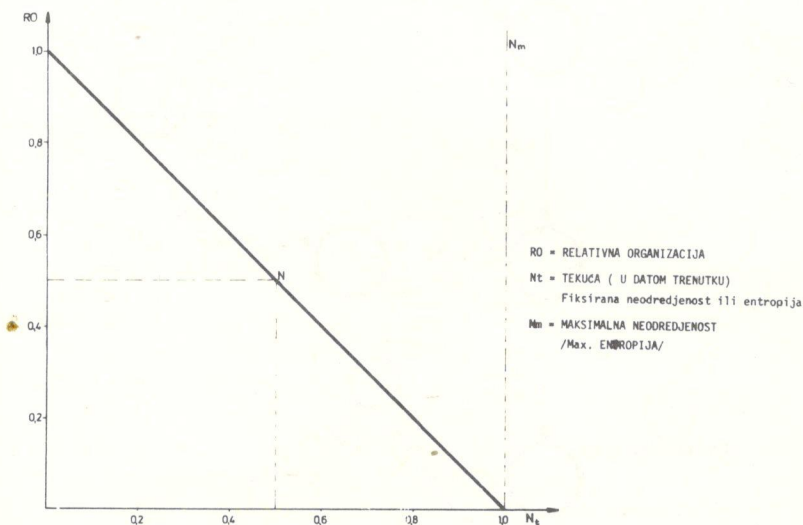
1. Izbor povoljnog rasporeda početka i završetka svih operacija sastava na zadatim proizvodima u što kraćem vremenu, sa definisanim resursima. Ovaj zahtev treba da omogući modelu izradu plana održavanja, sa definisanim rokovima početka i završetka svake operacije, na svim proizvodima u planu održavanja i raspored resursa u vremenu prema tom planu. Na ovaj način se dobija plan održavanja koji predstavlja povoljnu kombinaciju prema raspoloživim resursima.

2. Raspored izrade svih operacija sastava na jedinicama montaže koje se na glavnoj liniji sastava ugrađuju u putnička kola (proizvode koji se održavaju).

3. Raspored izrade svih delova i sklopova po operacijama kao sastavnih elemenata jedinica montaže, po svim operacijama na svim grupama radnih mesta proizvodne opreme.

4. Raspored i robove nabavke i isporuke gotove robe za potrebe plana održavanja putničkih kola.

5. Plan i robove potrebe materijala za izradu delova i sklopova u vlastitim proizvodnim pogonima za sastav putničkih



Slika 2 - Nivo organizacije

kola na održavanju. Zahtevi 3, 4. i 5. treba da reše optimalno korišćenje sredstava za nabavku materijala i vezanih sredstava u nedovršenoj proizvodnji.

6. Mogućnost dobijanja varijanti plana izmenom resursa i prioriteta. Ovaj zahtev treba da omogući modelu brzo dobijanje varijantnih rešenja izmenom prioriteta i resursa. Ovim se omogućuje izbor povoljnije varijante u odnosu na dobijenu po rešenju prvog zahteva.

U modelu »APOV« potrebno je ovu izmenu rešiti na konverzacioni način, radom sa terminalom, čime se omogućuje brzo dobijanje varijanti plana. Ovo pretpostavlja da postoji na raspolaganju jedan terminal u odeljenju planiranja. Izrada varijanti plana vrši se izmenom prioriteta proizvoda za održavanje ili izmenom raspoloživih kapaciteta (povećanje broja radnika, broja smena rada na slobodnim kapacitetima, rad u neradne dane i sl.).

7. Zadržavanje maksimalno mogućeg kontinuiteta za odvijanje sastava po vrsti kapaciteta na istom proizvodu. Ovaj zahtev sadrži u sebi zadatak da se operacije sastava što više odvijaju u kontinuitetu a nametnule su ga praktične tehnološke potrebe kod održavanja. Na osnovu toga proizilazi da je potrebno da grupa radnika, kao kapacitet na održavanju, bude raspoređena tako da se što je moguće više zadržavaju na poslu bez prekida. Na ovaj način se gubi manje vremena na pripremi posla, lakše se obezbeđuje potrebni alat i potrebna uputstva, brže se savladavaju složene operacije, olakšava se organizacija rada i raspored radnika na ostale poslove.

8. Da omogući definisanje datuma početka ili završetka održavanja svakog proizvoda. Ovaj zahtev treba da omogući da se za proizvode definišu datumi početka ili datumi završetka, radi fiksiranja datuma početka ili završetka održavanja proizvoda.

9. Da omogući definisanje različitih vremena rada na svakom od sklopova proizvoda (8, 12, 16 ili 24 časova na dan).

Ovaj zahtev sadrži potrebu da se za sve proizvode omogući definisanje različitog vremena dnevnog rada na njima. Na ovaj način se prilikom izrade varijanti plana, mogu povećanjem dnevnih sati rada po proizvodu smanjiti rokovi završetka.

10. Da omogući izradu novih planova prema praćenju ostvarenja plana.

Ovaj zahtev treba da omogući dobijanje planova prema stanju izvršenja planova, Planska vremena operacija kao

novi ulaz imaju vrednost nedovršenog dela radne operacije održavanja. Ovaj rebalans predstavlja ponovo planiranje preostalih operacija sastava i izrade delova i sklopova. Prilikom rebalansa plana treba koristiti sve mogućnosti izrade novih varijanti u cilju smanjenja roka.

11. Da omogući izradu plana održavanja prema grafovima održavanja, kao najjednostavnijem prikazu redosleda sastava i održavanja, šiframa operacija održavanja i vremenima trajanja. Ovaj zahtev osigurava direktnu transformaciju strukture sastavnice u graf održavanja. Ovo se postiže šifriranjem nivoa u sastavnici proizvoda.

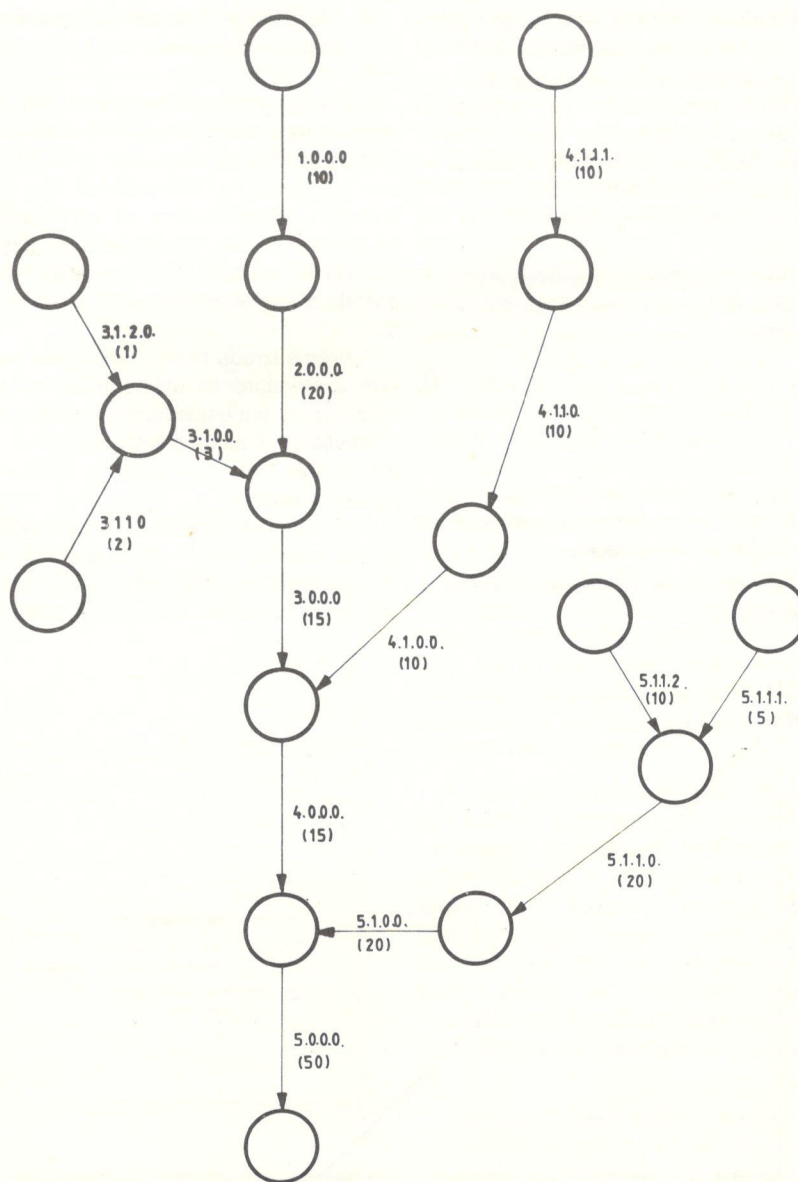
12. Da omogući izradu plana resursa (radnika po vrsti, kapaciteta, specijalnih

i standardnih alata), za realizaciju celokupnog plana održavanja i plana za svaki proizvod, sastavne elemente, gotovu robu i materijal.

13. Da omogući izradu plana praćenja izvršenja obaveza za jedinice montaže po svim kooperantima – saradnicima u poslu.

14. Da omogući minimalni obim ulaznih podataka, koji se moraju dodatno unositi i logički kontrolisati. Podatke model treba da uzima sam iz baze podataka o resursima ili datoteka stanja resursa.

15. Da omogući blagovremenu izradu plana. Na ovaj način se postavlja metodologija za kvalitetnije određivanje rokova prilikom ugovora novih poslova.



Slika 3 - Grafik montaže

16. Da omogući projektovanje i izbor proizvodne opreme i broja radnika po vrsti prema definisanoj tehnologiji i proizvodnji kod uvođenja novih linija, kapaciteta ili celokupnih proizvodnih sistema za održavanje.

Na slici 3 prikazan je primer jednostavnog grafa sastava, a na slici 4 prikazan je graf sastava sa šifriranim operacijama sastava na glavnoj i sporednoj liniji sastava. Na slici 5 dat je funkcionalni tok modela »APOV« a na slici 6 informacioni tok sistema »APOV«.

Ako se uporedi sa poznatim metodama, model »APOV« je u prednosti jer omogućuje planiranje u tri dimenzije, pored zavisnosti među operacijama, omogućava i unošenje i planiranje sadržaja operacije ili aktivnosti.

Date su sledeće koncepcije:

- za glavnu liniju,
- za sporedne linije,
- za operacije na delovima i sklopovima.

2.2. Primena modela »APOV« za različite nivoe informacionog sistema:

- prvi nivo za OUR koji nemaju informacioni sistem na računaru,
- drugi nivo za OUR koji imaju organizovano praćenje pojedinih resursa (materijala i kapaciteta na računaru) i
- treći nivo za OUR koji imaju automatizovane informacione podsisteme na računaru.

Može se zaključiti da je funkcija modela »APOV«, bez obzira na nivo za planiranje i omogućavanje izveštaja o stanju aktivnosti i operacijama održavanja, ista. Razlika postoji samo u delu manualnog (ručnog) rada, potrebnog za pripremu podataka,

3. Analiza rezultata istraživanja

Ostvarena istraživanja dovela bi do definisanja sistema automatizovanog planiranja održavanja železničkih putničkih kola korišćenjem računске opreme.

Na taj način ostvarili bi se postavljeni ciljevi i zadaci pri održavanju putničkih

kola. U toku testiranja modela »APOV« na primeni u postojećim proizvodnim sistemima došlo bi se do sledećih rezultata:

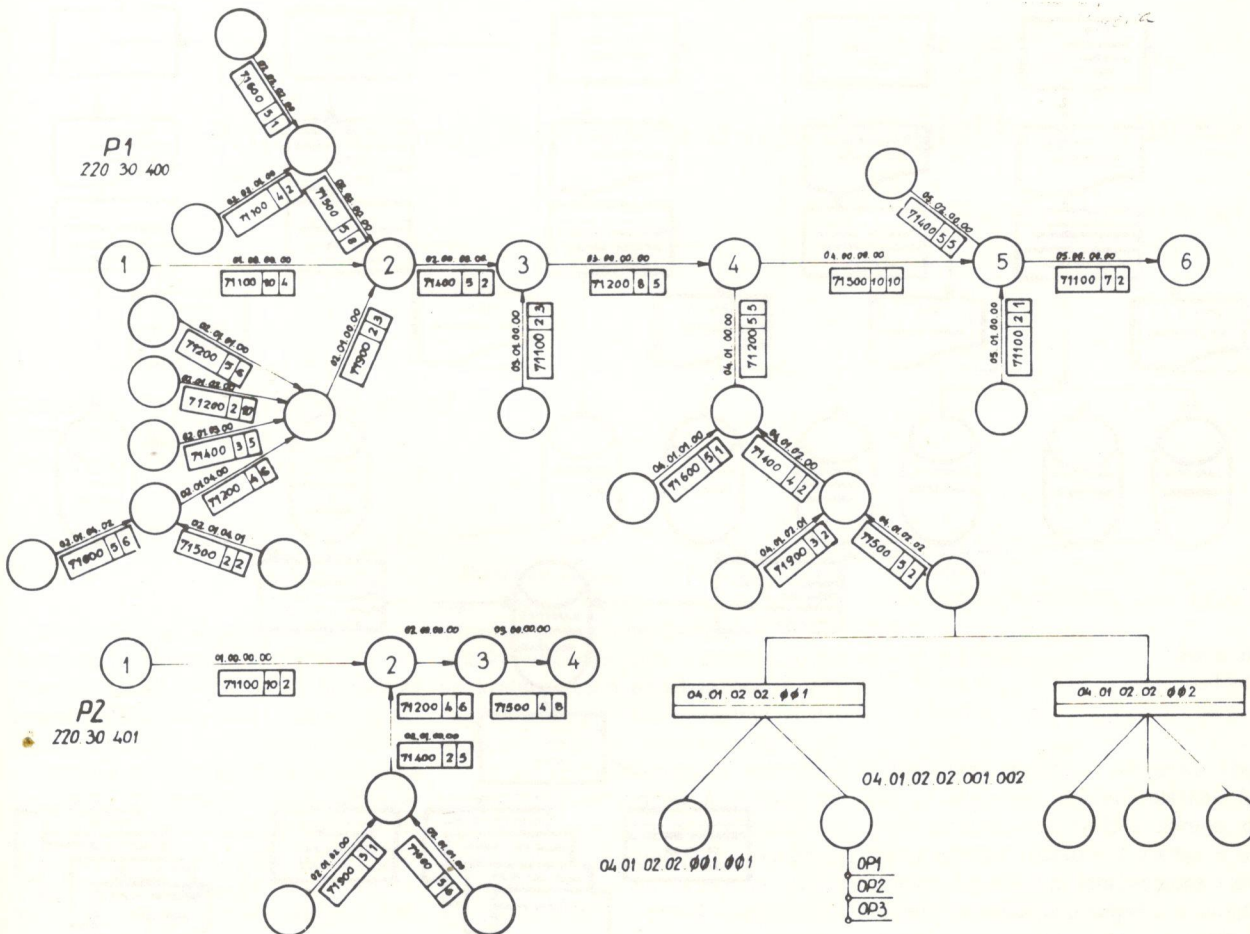
– Model je jednostavan za primenu i uvođenje. Za izradu planova do nekoliko stotina operacija, do stotinu proizvoda sa nekoliko stotina potrebnih elemenata i cca 1000 operacija potrebno je 4 dana pripreme (za kompletno ručnu primenu) i nekoliko minuta rada sistema UNIVAC 1100 za izradu jedne varijante plana.

– Definisanje potrebnih elemenata za izradu novih varijanti plana i izrada nove varijante plana traje 10–20 minuta.

– Model »APOV« bi se doveo u primenljivo stanje za rešenje zadataka planiranja i praćenje održavanja.

4. Predlog daljih istraživanja

Tokom istraživanja modela »APOV« pojavila se potreba za posebnim istraživanjima, koja nisu obuhvaćena ovim ra-



Slika 4 – Označavanje operacija sastava i proizvodnje



dom. Ovi zadaci su definisani samo u obimu koji je potreban za rešenje modela »APOV«, a njihovo rešavanje predstavlja posebne zadatke. Pored toga, rezultati rada modela »APOV« ukazali su na dalju potrebu istraživanja za dalji razvoj tog modela.

Zadaci koji su definisani samo za potrebe modela »APOV«, a mogli bi da imaju širi značaj su:

– Statistički pristup oceni pouzdano sti proizvoda koji se može razviti u model praćenja proizvoda u eksploataciji i na taj način povratno delovati na razvoj i unapređenje funkcionalnosti i tehnološkičnosti proizvoda.

– Organizovanje i praćenje materijala po kriterijumima: traženi, naručeni, došao u skladište, na osnovu kojeg bi se mogao razviti informacioni sistem za upravljanje materijalom.

– Model izbora kooperanata trebalo bi doraditi sa više razrađenih elemenata za kontrolu kvaliteta i kvaliteta održavanja rokova i troškova transprota.

Dalji razvoj modela »APOV« išao bi u cilju ugrađivanja kriterija vrednosti kao novog resursa u modelu. To znači da bi, s obzirom na očekivani plan održavanja, definisali raspoloživa sredstva i ugovaranje kooperacije, nabavku materijala i alata i prema tim u premenu ograničenim sredstvima uz već postojeća ograničenja vršila bi se izrada plana.

Ovakvo dobijeni sistem imao bi daleko veći značaj kod montaže složenih proizvoda s velikim brojem kooperanata na izradi.

LITERATURA

1. Feliks Krawczynski, Jozef Marcinjak, Nikolaj Moszarski, Zyhmunt Zbichorski »Osnovi organizacije remonta«, Varšava 1983. god.
2. Dr Karel Rzsypal i saradnici: »Racionalizacija remonta šinskih vozila, Prag, 1983.
3. Niko Majdandžić: »Optimizacija upravljanja pojedinačnom i maloserijskom proizvodnjom« Doktorska disertacija, FON, BGD. 1985. god.

4. Grupa autora: – »Der Fahrzeug-Unterhaltungsdienst der Deutschen Bundesbahn«.

5. Jampolskilj i grupa: »Razvitije koncentracije i specijalizacije v mašinstrojenii«, Izd, Mašinstrojenije, Moskva 1971.

6. Kneidl: – »Die Entwicklung des Werkstattendienstes der DB in den letzte 10, Jahren«, Glasers Annalen 104. 1980. god.

7. Gardinet: – »The history and Development of Britisc Rail Engineering LTD«, Glasers Annalen, 104, 1980. god.

8. Hülsenberg-Gallenmüler: – »Die Planung und Analysen der Kapazität« Verlag Die Wirtschaft, Berlin 1978. god.

9. Jovan Petrić: – »Nelinearno programiranje – Privredno-finansijski vodič« Beograd, 1979. godine,

10. Slavko Kepčija – Doktorska disertacija: Prilog istraživanju modela optimalne organizacije održavanja putničkih kola na JŽ. Mašinski fakultet, Beograd, Bgd. 1986. god.

11. Radoje Lišanin – Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1986. – »Proračun železničkih vozila I i II, Mašinski fakultet, Beograd, 1980. godine.

(Adresa: prof. dr Dobrivoje Jovanović, dipl. inž. i prof. dr Radoje Lišanin, dipl. inž. – Mašinski fakultet Beograd i dr Slavko Kepčija, dipl. inž., Institut »Kirilo Savić« Beograd).

Primena novog materijala u razvoju ogibljenja odbojnika

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Docent dr Ranko RAKANović, dipl.inž.
Tomislav SIMOVIĆ, dipl., inž.,
Arandjel BABIĆ, dipl. inž.,

1. Uvod

Sve izraženija orijentacija prema visokoj produktivnosti u transportu usmerava razvoj transportnih sredstava prema velikim brzinama i optimalnoj nosećoj strukturi. U procesu razvoja sredstava transporta, kroz iskustvena saznanja i rezultate istraživanja stvaraju se novi i dopunjavaju postojeći tehnički uslovi za šinska vozila. Kvalitet šinskog vozila određuje se na osnovu pokazatelja dinamičkog ponašanja u eksploataciji ili u sprovedenim dinamičkim ispitivanjima.

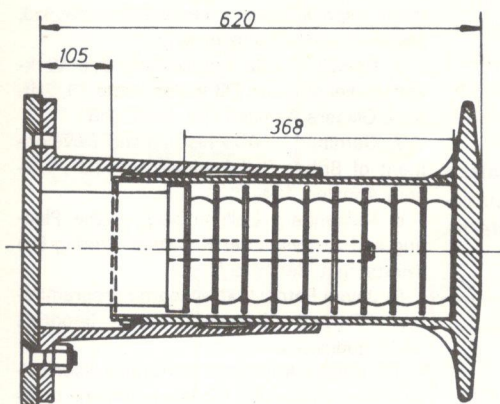
Poseban značaj u razvoju šinskih vozila imaju teorijska i eksperimentalna istraživanja »udarne čvrstoće« vagon-skih konstrukcija. Ovo iz razloga što se pri kretanju voza usled zazora između vagona i zbog promene režima vožnje (polazak, kočenje, zaustavljanje) i posebno za vreme formiranja vozova, u vučno-odbojnim uređajima vagona, javljaju podužne sile, koje vrlo često dovode do oštećenja vagona. Efekti zaštite vagona u ovakvim prilikama utoliko su izraženiji ukoliko je viši kvalitet vučno-odbojnih uređaja, odbojnika pogotovu.

Odbojnici (UIC 526-1), na osnovu raspoloživog kapaciteta, dele se u tri grupe:

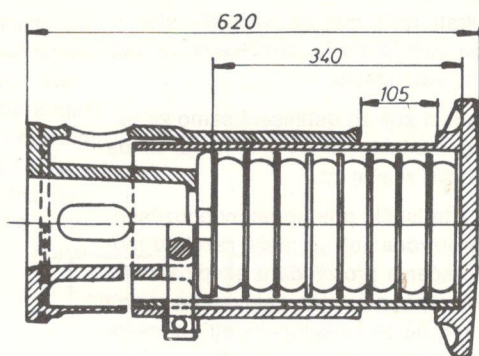
grupa odbojnika	kapacitet
Klasa A	30 kJ
Klasa B	50 kJ
Klasa C	70 kJ

Prigušena svojstva odbojnika obezbeđuju ugrađeni oružani sistem, koji može predstavljati čelična opruga, gumeni opruga, hidraulički uređaj ili elastomer. Uporednim ispitivanjima i praćenjem ponašanja odbojnika u eksploataciji došlo se do ocena za svaki od navedenih tipova.

UIC ODBOJNIK KLASA A 30 kJ



UIC ODBOJNIK KLASA B 50 kJ

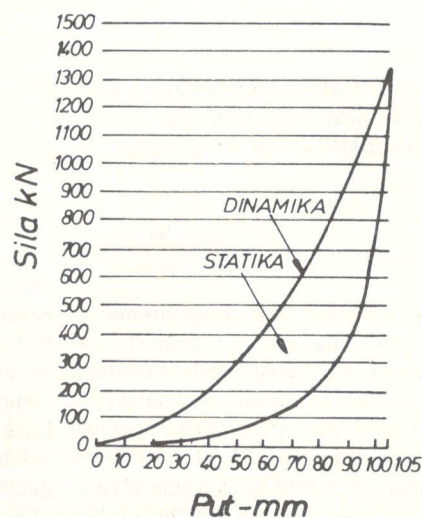
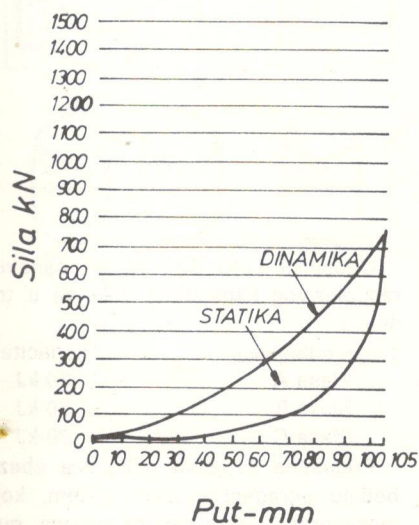


TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

	Statika	Dinamika
Put mm	105	105
Preopter. kN	12	—
Silana kraju kN	640	750
Kapacitet kJ	20	35
Apsorpcija %	46	62

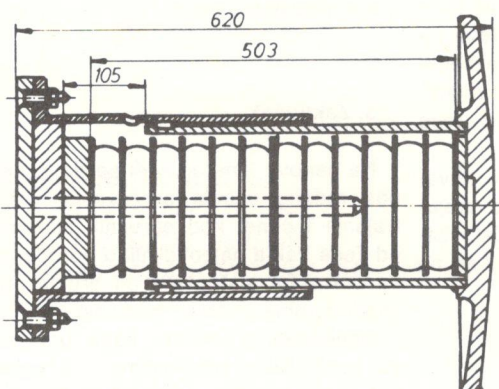
TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

	Statika	Dinamika
Put mm	105	105
Preopter. kN	12	—
Silana kraju kN	1160	1310
Kapacitet kJ	33	55
Apsorpcija %	47	66



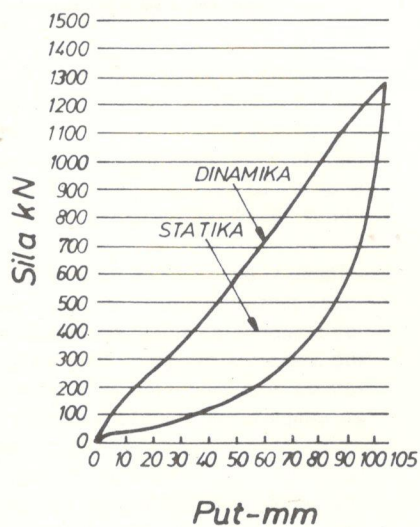
Slika 1

UIC ODBOJNIK KLASE C
70 kJ



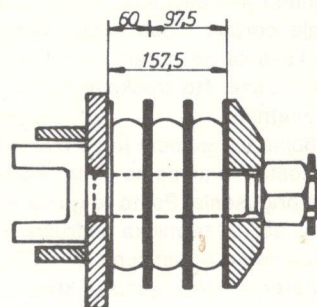
TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

		Statika	Dinamika
Put	mm	105	105
Predopter. kN		47	—
Silana kraju kN		1040	1270
Kapacitet kJ		43	74
Apsorpcija %		46	61



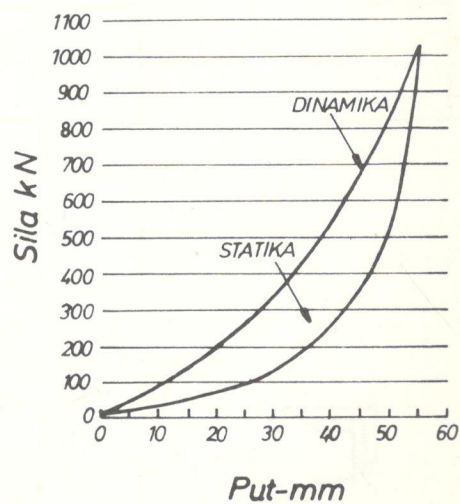
Slika 2

UIC VUČNA OPRUGA
ST-9



TEHNIČKE KARAKTERISTIKE

		Statika	Dinamika
Put	mm	60	55
Predopter. kN		15	—
Silana kraju kN		1050	1025
Kapacitet kJ		19	25
Apsorpcija %		46	58



– Odbojnik sa prstenastom čeličnom oprugom predstavlja najčešće primenjeno, ali ne i najbolje rešenje. Pojava zaglavlivanja opruge posledica je korozije i u cilju sprečavanja njenog nastanka potrebno je obezbediti stalno podmazivanje opruge i dobru zaptivenost kućišta kako bi se sprečio prodor prljavštine unutar, što troškove održavanja čini znatnim.

– Odbojnik sa gumom je za montažu vrlo jednostavan ali nema dobre karakteristike prigušenja. Pošto je guma termički nestabilna, termička područja primene veoma su ograničena. Zbog izraženog starenja, vek trajanja je kratak.

– Hidraulički odbojnik ima mogućnosti dobre apsorpcije energije udara. Glavni nedostatak ovog odbojnika je nemogućnost apsolutnog zaptivanja. Složeno izvođenje, visoki troškovi održavanja i visoka cena čine ovaj odbojnik neekonomičnim.

– Odbojnik sa elastomerom ima slične karakteristike kao i hidraulički. Zbog visoke cene, isplativ je samo kao odbojnik velikog kapaciteta.

Imajući u vidu karakteristike navedenih odbojnika, postaju jasni napor koji se čine u cilju realizacije odbojnika koji bi imao optimalne karakteristike, što podrazumeva:

- visoki stepen apsorpcije energije,
- jednostavnu izradu,
- lako održavanje,
- dug vek trajanja i
- prihvatljivu cenu.

Polazeći od navedenih zahteva, a oslanjajući se na važeće propise i iskustva stečena u više desetina ispitivanja va-

gona na sudar, Fabrika vagona Kraljevo i MINER iz USA rade na razvoju odbojnika sa opružnim sistemom na bazi novog materijala Tecs Pak-a.

Postojeća UIC kućišta odbojnika veoma je jednostavno prilagoditi Tecs Pak-u, jer ovaj materijal ne zahteva nikakvu patronu. Dovoljno je obezbediti odgovarajuću vođicu, na koju se montira potrebni broj prstenova od Tecs Pak-a.

Izgled odbojnika klase A, B i C i kvadrila sa Tecs Pak-om, kao i odgovarajuće tehničke karakteristike predstavljene tablicama i dijagramima daju se na slici 1 i slici 2.

2. Karakteristike Tecs Pak-a

Razvijen na bazi silikonskih ulja, odnosno elastomera, Tecs Pak predstavlja revolucionarni materijal za amortizere. U poređenju sa čeličnim oprugama, gumom i hidraulikom, Tecs Pak nudi veći radni učinak u svim područjima primene. Prednosti Tecs Pak-a u odnosu na druge poznate materijale, korišćene kod amortizera, ogledaju se kroz:

- mogućnost velike apsorpcije energije,
- jednostavnu izradu potrebnih geometrijskih oblika, što omogućuje veoma široku primenu,
- malu težinu,
- veliku pouzdanost u području temperature od -60°C do 150°C ,
- otpornost prema hemikalijama, vlazi i prljavštini,

– održavanje, koje ne zahteva nikakve mere tokom čitavog eksploatacionog veka,

– drugi vek trajanja, koji prevazilazi sve druge materijale iste namene, i

– konkurentnu cenu.

3. Zaključak

Na osnovu iznetog, vidi se da je odnos radnog učinka održavanja, veka trajanja i cene, kod opružnih sistema od Tecs Pak-a najpovoljniji u poređenju sa opružnim sistemima od drugih poznatih i primenjivanih materijala.

Navedene prednosti, naše potrebe za kvalitetnim odbojnicima i povoljni uslovi nabavke Tecs Pak-a kroz kontraprodukciju naših proizvoda u USA ukazuju na apsolutnu opravdanost uvođenja odbojnika sa Tecs Pak-om na vagon naše željeznice.

LITERATURA

1. R. Rakanović: »Dinamičko ponašanje šinskih vozila pri programiranom sudaru« (doktorska disertacija) – Kraljevo, 1981.
2. S.V. Verščinskij: »Dinamika vagona« – Moskva, 1980.
3. Materijali iz projekta »Razvoj elastičnih sistema« Fabrika vagona Kraljevo, 1985.
4. Propisi UIC 526-1 i UIC 520
5. Preporuke ORE B12/RP17
6. Prospektni materijal firme MINER, USA

(Adresa: doc. dr Ranko Rakanović, dipl.inž. Tomislav Simović, dipl.inž. – Obitni centar Fabrike vagona Kraljevo i Arandel Babić, dipl.inž. Sektor razvoja Fabrike vagona Kraljevo).

Razvoj obrtnih postolja teretnih vagona u FVK

UDK 625.2:620.173.21.001.41

Arandjel BABIĆ, dipl. inž.
 Dragan PETROVIĆ, dipl. inž.
 Gojko MILOJIČIĆ, dipl. inž.
 Dr Ranko RAKANOVIĆ, dipl. inž.
 Dr Milisav KALAJDŽIĆ, dipl. inž.

1. OPŠTI DEO

Razvoj obrtnog postolja kao odgovornog podsistema železničkog vozila zahteva, pored specijalizovanog znanja iz više oblasti tehničkih nauka, velike istraživačke i tehničko-tehnološke mogućnosti proizvođača. Ovo je jedan od razloga zbog kojih je razvoj obrtnih postolja uglavnom »prepušten« visokorazvijenim zemljama sveta.

Finansijska moć tih zemalja i tačno definisani koncept razvoja vozila sredstava od strane železnica i industrije predstavljaju značajnu podlogu za uspehe koji se postižu na ovom planu.

Danas u svetu postoje dve osnovne koncepcije obrtnih postolja teretnih vagona, i to:

1. tročlana obrtna postolja, sa sekundarnim ogibljenjem, najčešće livene konstrukcije i

2. UIC obrtna postolja, sa primarnim ogibljenjem i uglavnom zavarene konstrukcije.

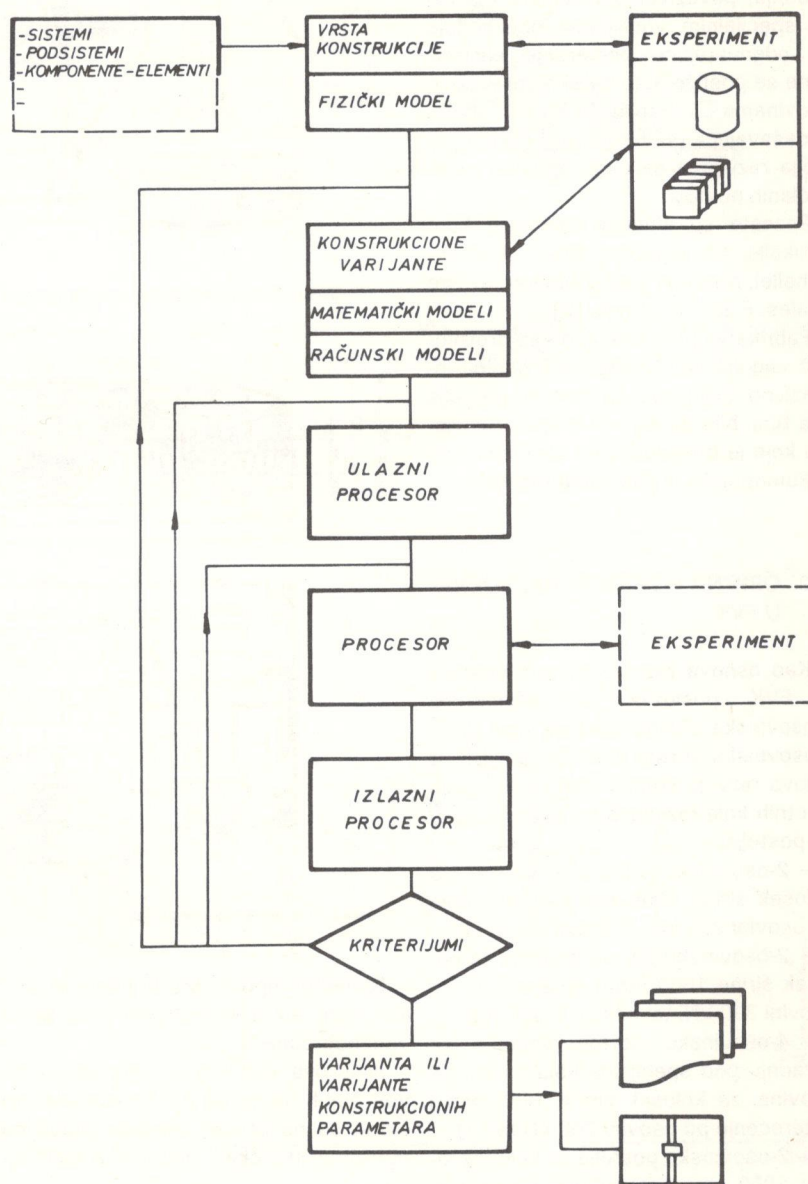
Prednosti i nedostaci ovih obrtnih postolja su dobro poznati. Za tročlana obrtna postolja karakteristike se svode na:

- relativno brzo isključivanje iz eksploatacije u slučaju kretanja praznih vagona na dužim relacijama sa brzinama većim od kritičnih (vijugavo kretanje), što se odražava na oštećenja svih elemenata vagona izloženih naprezanjima na zamor,

- kruto jednostepeno ogibljenje obezbeđuje ograničenu mogućnost izolovanja od vibracija, što utiče na porast podskakivanja,

- habanje bandaža se povećava na krivim delovima puta i

- rezonantna oscilovanja bočnog lju-ljanja dovode do iskliznuća sa šina.



Slika 1 – Blok-šema sistema proračuna

Karakteristike obrtnih postolja sa krutim ramom i primarnim ogibljenjem obuhvataju sledeće:

- konstrukcija rama obezbeđuje visoku krutost, čvrsta veza poprečnog sa bočnim nosačima dovodi do ravnomerne raspodele naprezanja,
 - frikciono prigušenje vertikalnog oscilovanja radi paralelno sa oprugama mazaličnog ogibljenja, koje ima dvostepenu karakteristiku krutosti,
 - neogibljene mase su značajno manje nego kod tročlanih postolja, što smanjuje habanje bandža i glava šina.
- [1]

Usavršavanje sadašnjih konstrukcija obrtnih postolja oba tipa predstavlja kontinualan proces razvoja u svetu. Pored poboljšanja sistema ogibljenja i prigušenja, povezivanjem kućišta mazalića specijalnim vodilicama obezbeđuje se odgovarajuće pomeranje kućišta, čime se postiže automatsko upravljanje osovina u postolju. To su tzv. samopodešavajuća (self-steering) obrtna postolja razvijena na bazi tročlanih i jednočlanih postolja.

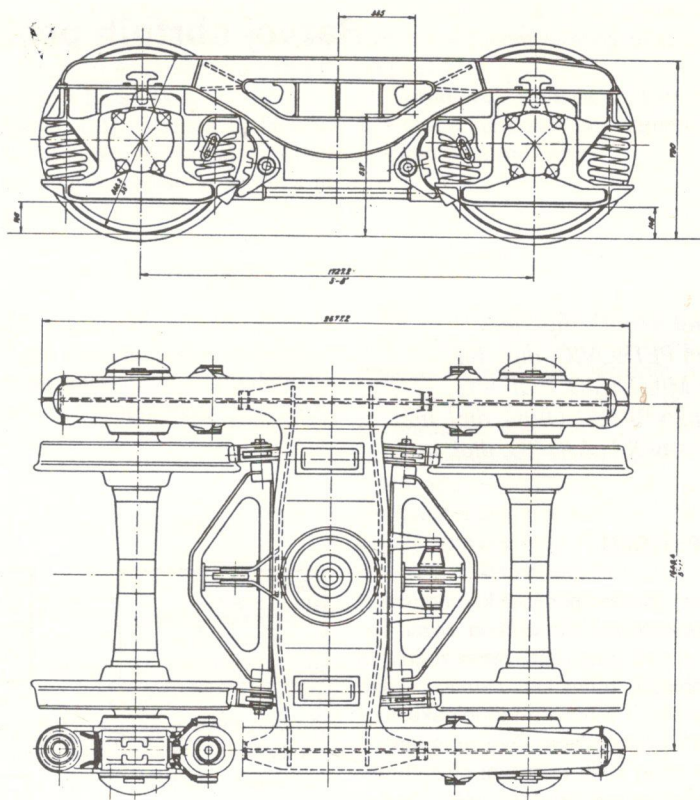
Poznate su sledeće razvijene konstrukcije tih postolja: DR-1, Barber-Schellel, National Swing Motion, Devire Scales, F 25-18 i druga. [2]

Fabrika vagona Kraljevo kao proizvođač vagona već dvadesetak godina intenzivno prati razvoj obrtnih postolja oba tipa, bilo da se radi o konstrukcijama koje je proizvodila na bazi licencnih dokumentacija ili pak sama razvijala.

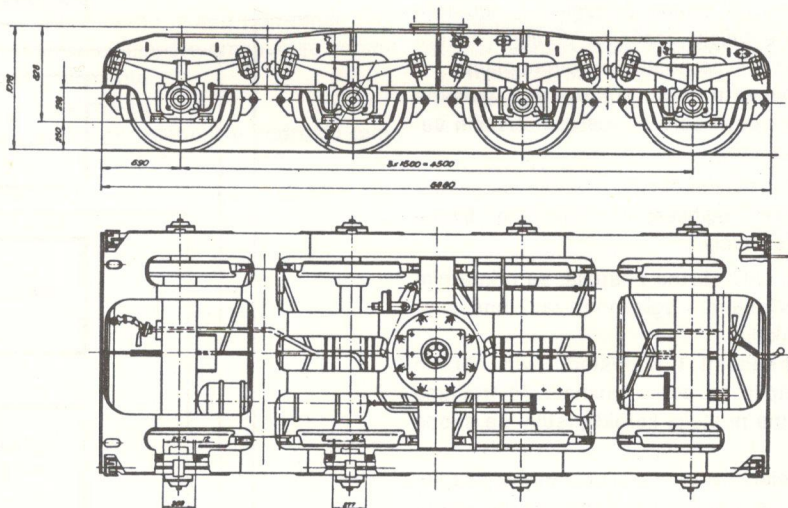
2. OBRтна POSTOLJA RAZVIJENA U FVK

Kao osnova razvoja obrtnih postolja u FVK poslužila su standardna 2-osovinska obrtna postolja tipa UIC i 3-osovinska obrtna postolja tipa DB. Iz uslova razvoja standardnih i specijalnih teretnih kola razvijena su sledeća obrtna postolja:

- 2-osovinsko obrtno postolje, za kolosek širine 1000 mm i opterećenje po osovini 250 kN, za Brazil (sl. 2) [3];
- 2-osovinsko obrtno postolje za kolosek širine 1600 mm i opterećenje po osovini 300 kN, takođe za Brazil [4];
- 4-osovinsko obrtno postolje za ugradnju pod specijalna kola sa 8 i 16 osovina, za kolosek širine 1435 mm i opterećenje po osovini 200 kN (sl. 3);
- 2-osovinsko postolje za kolosek širine 1000 mm, opterećenje po osovini 120 kN, za Burmanske železnice (sl. 4).



Slika 2 – 2-osovinsko obrtno postolje Y 1.0 Brazil



Slika 3 – 4-osovinsko obrtno postolje

Navedeni tipovi obrtnih postolja projektovani su u konstrukcijskom birou vagonogradnje*). nja na zamor a zatim su uključena u eksploataciju. [5]

Što se tiče 4-osovinskih obrtnih postolja, urađeno je 8 komada, i to po 2 komada za dva 8-osovinska transportera i 4 komada za 16-osovinski transporter.

Na prototipu postolja su obavljena predviđena ispitivanja tako da su ova

*) Projektant je A. Spasojević, dipl. inž.

postolja i transporteri u eksploataciji već 8 godina. [6]

Poslednji tip postolja je kompletno ispitano i u toku je proizvodnja oko 1000 komada, u okviru isporuke vagona za Burmu.

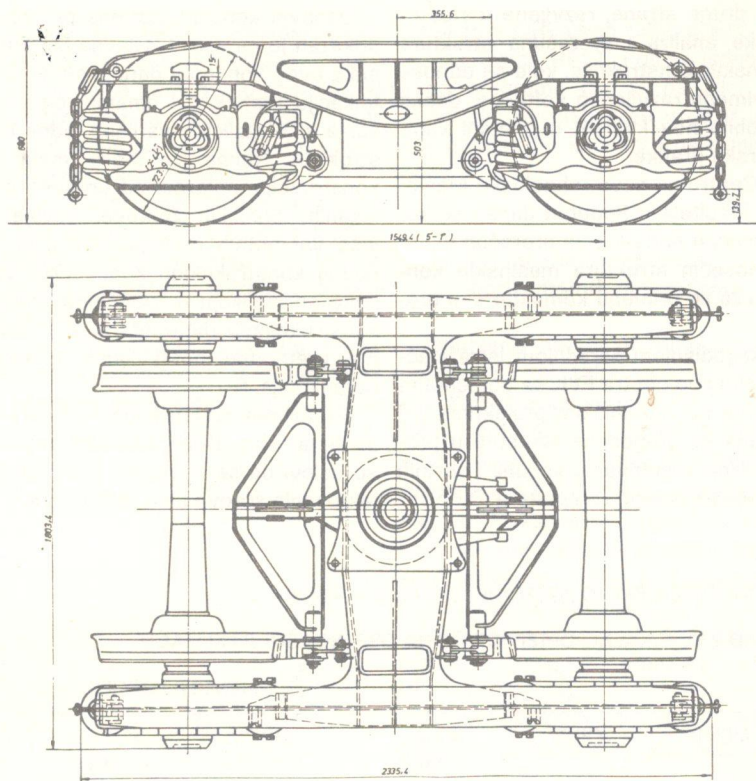
Navedena postolja sa gledišta izrade odgovaraju osvojenoj tehnologiji naše fabrike, koja je bazirana isključivo na zavarenim konstrukcijama nosećih struktura. Upravo, iskustva stečena u osvajanju proizvodnje postolja ovog tipa, prema stranim izvornim dokumentacijama, bila su izazov da se na ovom planu pokuša samostalno.

3. PRIMENJENE METODOLOGIJE PRORAČUNA NOSEĆIH STRUKTURA

Klasičan pristup proračunu čvrstoće vagonskih konstrukcija i njihovih sklopova je detaljno dat u literaturi iz ove oblasti, na primer. [7]

Međutim, opšti koncept za projektovanje nekog sistema mora danas da sadrži aktivnosti koje se odnose na moćnu podršku kompjuterske tehnologije.

Ovo se posebno odnosi na sistem konstrukcija, sa ciljem pouzdane pro- eksploataciji i eventualnom optimizaci- proračuna nosećih struktura mašinskih gnoze reagovanja na poremećaje u jom konstrukcionih parametara.

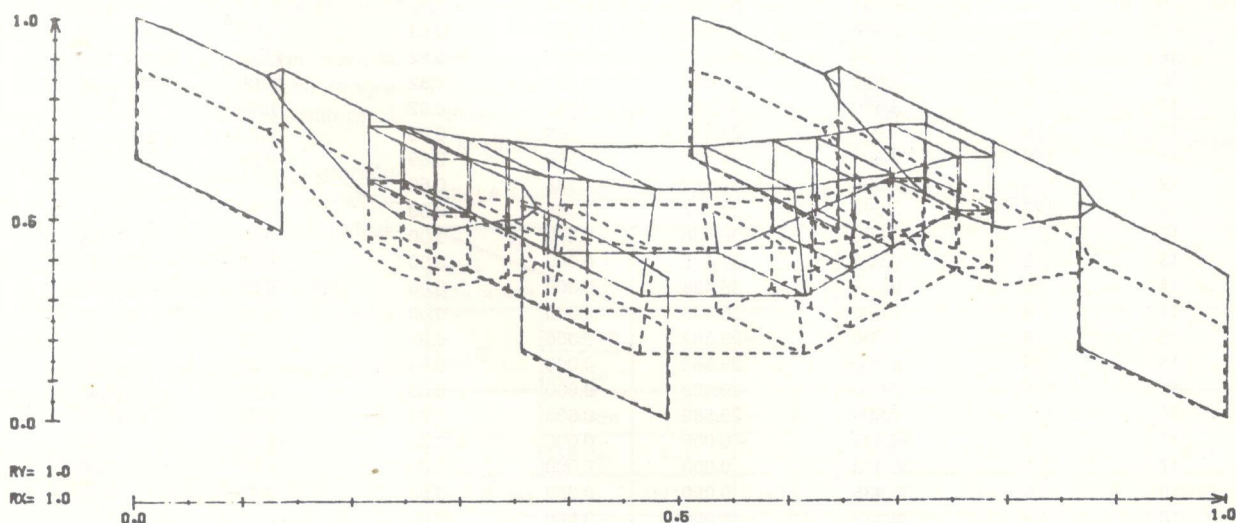


Slika 4 – 2-osovinsko obrtno postolje Y 1.0 Burma

CRTANJE POMERANJA

OBRTNO POSTOLJE 1000 BURMA '1' Y + Z

OPT 1 UMAX 3.0325E+00 1 CM



Slika 5 – Računski model i deformisana struktura prema STRESS-u

Sa druge strane, razvijene metode i tehnike analiza i proračuna struktura mašinskih konstrukcija, koje se odnose na primenu razvijenog software, danas su dobile nov kvalitet u primeni kompjuterske grafike.

U Centru za nove tehnologije Mašinskog fakulteta u Beograd danas se koristi moćan software za proračun i analizu nosećih struktura mašinskih konstrukcija uz primenu kompjuterske grafike.

Višegodišnjom saradnjom Istraživačko razvojnog centra FVK sa pomenutim centrom na zajedničkim projektima [9] stečena su dragocena iskustva u projektovanju i ispitivanju vagona i obrtnih postolja uz pomoć kompjutera.

Osnovni koncept sistema proračuna prikazan je na slici 1. Glavna karakteristika ovog koncepta odnosi se na identifikaciju statičkog i dinamičkog ponašanja više različitih varijanti jedne konstrukcije. Naime, za jednu mašinsku konstrukciju, polazeći od unapred definisanih tehničkih zahteva, usvaja se više varijantnih rešenja, poštujući osnovnu konstrukcionu koncepciju. Varijante se razlikuju u izmenama kritičnih konstrukcionih parametara, a u okvirima prethodno postavljenih tehničkih ograničenja. [8]

Nabavkom sopstvenog računarskog sistema Iskra Delta 644/320, stvoreni su uslovi da se navedeni koncept projektovanja sprovodi i u IRC-u FVK.

U daljem tekstu daje se na primeru proračuna čvrstoće noseće strukture obrtnog postolja Y 1.0 Burma primena savremenog koncepta projektovanja.

Kao software-ska podrška korišćena su dva paketa programa PROLIS i SAP 4JK.

Paket programa za projektovanje složenih struktura sastavljenih od štapova i greda PROLIS sačinjavaju programi STRESS, PRONAP i PROVAR.

Model strukture rama postolja prema STRESS-u definisan je kao prostorni ram simetričan u dve ravni (sl. 5).

Ukupan broj čvorova iznosi 124, broj elemenata (grede) 188 i broj oslonca 8.

Najveća brojna razlika između numerisanih čvorova je 9. U cilju ravnomerne raspodele naprezanja, ogibljenje postolja je zamenjeno štapovima ekvivalentnih krutosti.

STRUCTURE OBRNO POSTOLJE 1000 BURMA »1« Y + Z

LOAD 2 VERTIKALNO OPTEREĆENJE NA OBRTOJ ŠOLJI I KLIZAČU

MEMBER FORCES

MEMB	JOINT	AXIAL FORCE	SHEAR FORCE Y	SHEAR FORCE Z	TORSION MOMENT	MOMENT Y	MOMENT Z
1	3	-20.658	76.896	0.010	0.52	0.01	-160.87
1	1	20.658	-76.896	-0.010	-0.52	-0.05	445.38
2	4	-20.658	-76.896	0.010	-0.52	0.01	160.87
2	2	20.658	76.896	-0.010	0.52	-0.05	-445.38
3	122	-16.762	62.387	-0.008	-0.43	-0.01	-130.50
3	124	16.762	-62.387	0.008	0.43	0.04	361.33
4	121	-16.762	-62.387	-0.008	0.43	-0.01	130.50
4	123	16.762	62.387	0.008	-0.43	0.04	-361.33
5	1	-29.766	71.266	1.667	0.75	0.94	332.02
5	5	29.766	-71.266	-1.667	-0.75	-9.11	17.18
6	2	-29.766	-71.266	1.667	-0.75	0.94	-332.02
6	6	29.766	71.266	-1.667	0.75	-9.11	-17.18
7	124	-24.151	57.819	-1.397	-0.63	-0.78	269.39
7	120	24.151	-57.819	1.397	0.63	7.63	13.92
8	123	-24.151	-57.819	-1.397	0.63	-0.78	-269.39
8	119	24.151	57.819	1.397	-0.63	7.63	-13.92
9	1	3.690	45.743	-1.657	0.82	-0.40	-777.41
9	7	-3.690	-45.743	1.657	-0.82	11.06	1071.66
10	8	3.690	-45.743	1.657	-0.82	-11.06	-1071.66
10	2	-3.690	45.743	-1.657	0.82	0.40	777.41
11	124	2.994	37.112	1.388	-0.69	0.34	-630.72
11	118	-2.994	-37.112	-1.388	0.69	-9.27	869.46
12	117	2.994	-37.112	-1.388	0.69	9.27	-869.46
12	123	-2.994	37.112	1.388	-0.69	-0.34	630.72
13	7	-0.000	-36.438	-0.000	-0.00	0.00	-1905.68
13	15	0.000	36.438	0.000	0.00	-0.00	1621.47
14	16	-0.000	36.438	-0.000	0.00	-0.00	-1621.47
14	8	0.000	-36.438	0.000	-0.00	0.00	1905.68
15	118	-0.000	-29.562	-0.000	0.00	-0.00	-1546.12
15	110	0.000	29.562	0.000	-0.00	0.00	1315.53
16	109	-0.000	29.562	0.000	-0.00	0.00	-1315.53
16	117	0.000	-29.562	-0.000	0.00	-0.00	1546.12
17	9	36.438	-0.000	-0.000	-0.00	0.00	0.00
17	1	-36.438	0.000	0.000	0.00	-0.00	-0.00
18	10	36.438	0.000	0.000	0.00	0.00	0.00
18	2	-36.438	-0.000	-0.000	-0.00	-0.00	0.00

Slika 6 - Izlazni rezultati STRESS-a

Na mestima spajanja donjeg i gornjeg pojasa bočnih nosača, kao i bočnih nosača i poprečnog nosača uvedeni su fiksni štapovi širine 15δ (δ – debljina lima).

Kutijasti poprečni nosač predstavljen je kao četiri T nosača koji su spojeni horizontalnim i vertikalnim pločama širine 15δ.

Proračun je sproveden za sve probe predviđene Programom ispitivanja. Na slici 6 dat je primer izlaznih rezultata za slučaj vertikalnog opterećenja na obrtnoj šolji i klizaču.

Takođe, koristeći i programski paket SAP 4JK, izveden je detaljan statički proračun rama pomenutog postolja. Na slici 7 prikazan je model noseće strukture, pri čemu su kao konačni elementi uzeti ploča i tanke ljske. [10]

Ceo model ima 889 numerisanih čvornih tačaka i 5385 stepeni slobode.

Radi automatizacije unošenja ulaznih podataka i skraćanja izvršenja programa urađeni su potprogrami:

- za preslikavanje i numerisanje tačaka strukture simetrične u dve ravni. Na osnovu definisane 1/4 strukture

porukama ORE-ovog odbora B12 datih u izveštajima RP17. Primer jednog takvog programa dat je na slici 9. U ovom slučaju nisu uzeti u obzir uslovi koji nastaju pri kočenju i naletanju vagona.

4.1 Prilog analizi vrednosti horizontalnih opterećenja

Ispitivanja na zamor ramova obrtnih postolja su do 1982. godine izvođena bez kombinacije vertikalnog i horizontalnog opterećenja. Vrednosti horizontalnih opterećenja su definisane izrazom $H = 0,7 (10 + \frac{200}{3})$ i nešto su manje od maksimalne vrednosti sile H koja se sme pojaviti u visini osovin-skog ležaja na putu ≥ 2 m u ispitivanjima stabilnosti kretanja (UIC 432).

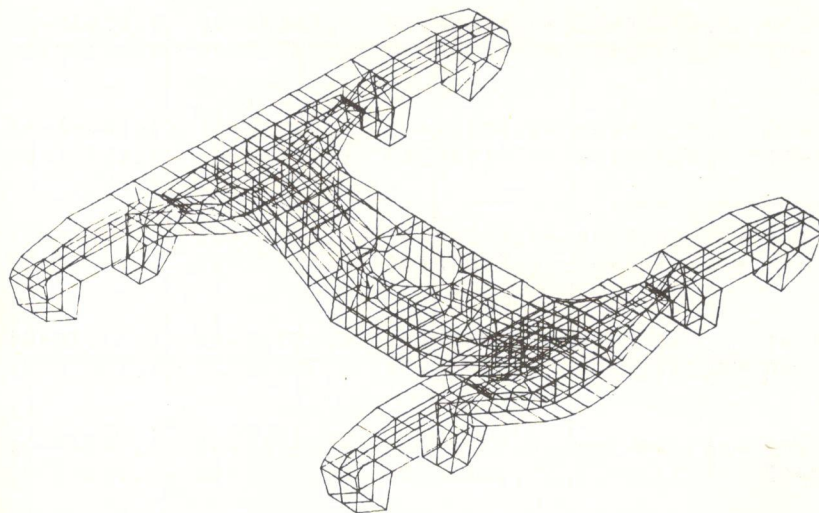
Dozvoljene vrednosti sile H daju se u odnosu na graničnu silu $H_{lim} = (10 + \frac{200}{3})$.

Pojava granične sile H_{lim} u realnim uslovima dovodi do pomeranja rešetke šina-prag.

Na osnovu analize vrednosti sile H merenih u ispitivanjima stabilnosti kretanja i mirnoće hoda koja su sprovedena u Obitnom centru FVK, zaključuje se da se maksimalne sile javljaju pri vožnji natovarenih kola u skretanju ($R = 200$ m, $V = 50$ km/h). Vrednosti sile izmerenih u pravcu imaju daleko manje vrednosti propisane za $H_{sr} + G = 0,5 (10 + \frac{200}{3})$ (Tabela 1), što upućuje na vrlo strog kriterijum horizontalnih opterećenja koja se uvode u konstrukciju rama obrtnog postolja pri ispitivanju na zamor.

Navedeni kriterijum ima opravdanja pri izvođenju ispitivanja u cilju kontrole nivoa kvaliteta tehnologije izrade već definisane konstrukcije.

Međutim, kod ispitivanja koja se sprovode na razvojnim konstrukcijama,



Slika 7 – Računski model noseće strukture prema SAP 4 JK

izvršeno je automatsko numerisanje tačaka cele strukture uz maksimalnu optimizaciju numeraciju čvorova kako bi širina pojasa matrice krutosti bila što uža,

- za numerisanje i opisivanje ploča cele strukture. Ukupan broj ploča je 920.

I u ovom slučaju proračuna uzete su u obzir sve probe predviđene Programom ispitivanja, a primer izlaznih rezultata dat je na slici 8.

Dobijeni rezultati statičkog proračuna predstavljaju osnovu za dalje aktivnosti u istraživanju optimalne konstrukcije, koje se manifestuju kroz:

- izdvajanje varijantnih rešenja,
- formiranje modela za dinamički proračun,
- definisanje mernih mesta u ispitivanjima prototipa.

4. PROGRAM I METODE ISPITIVANJA

Mesto i uloga eksperimenta u savremenom konceptu projektovanja su tačno definisani, kao što je prikazano na

slici 1. Na primeru projektovanja nosećih struktura obrtnih postolja rezultati sprovedenih ispitivanja su bili od značaja kako za formiranje modela tako i za verifikaciju novoprojektovane konstrukcije.

Do sada je više konstrukcija ramova obrtnih postolja Y 25 ispitano u statičkim i eksploatacionim uslovima, a zatim i na zamor.

Program ispitivanja i kriterijumi ocenjivanja kvaliteta uglavnom baziraju na pre-

TABELA 1. – VREDNOSTI SILA H IZMERENIH PRI KRETANJU KOLA

TIP KOLA		Zacs-Z (75 m ³)		Zaes-z (65 m ³)		Eamos-z (32 m ³) ³	
		Prazan	Pun	Prazan	Pun	Prazan	Pun
Bočna sila u daN	Prednja	421	775	600	738	607	580
	Zadnja	386	691	219	505	265	373
$H_{sr} + G$	Prednja	480	880	1500	1161	1586	1286
	Zadnja	436	779	400	1167	555	894
H_{max} (2m)							
$H_{sr} + G$ doz		1479	3833	1458	3833	1783	3833
H_{max} doz		2515	6517	2479	6517	3032	6517

³) Odnosi se na srednju vrednost sile za dijapazon brzina od 50–120 km/h

SHELL ELEMENT STRESSES

ELEM	LOAD CASE	MEMBRANE STRESS COMPONENTS			BENDING MOMENT COMPONENTS		
		SXX	SYX	SXY	MXX	MYX	MXZ
1	1	0.8459E+00	0.6960E-01	0.1818E+00	0.4356E-01	0.1900E-01	0.2430E-01
1	2	0.1669E-01	0.8443E-01	0.4664E+00	0.1228E+00	-0.1871E+00	0.9056E+00
2	1	0.8032E+00	0.8075E-01	-0.2459E+00	0.1308E+00	0.8314E-02	-0.9459E-01
2	2	-0.1756E-01	-0.8517E-01	0.4656E+00	-0.1220E+00	0.1871E+00	0.9056E+00
3	1	0.1160E+01	0.1661E+00	0.4768E-01	-0.1102E+00	0.6658E-01	0.8943E-01
3	2	0.1196E+01	0.5606E-01	0.4032E+00	-0.9115E+00	-0.1475E+00	0.6535E+00
4	1	0.1267E+01	0.1699E+00	-0.1160E+00	-0.1718E+00	0.4573E-01	-0.1840E+00
4	2	-0.1196E+01	-0.5585E-01	0.4022E+00	0.9110E+00	0.1473E+00	0.6535E+00
5	1	-0.1080E+01	-0.9130E-01	-0.5066E+00	-0.5625E-01	-0.2447E-01	0.6517E-01
5	2	-0.7012E+00	0.1113E+00	-0.3136E+00	-0.5383E+00	-0.3960E+00	0.1328E+00
6	1	-0.1170E+01	-0.8628E-01	0.5605E+00	-0.8088E-01	-0.1575E-01	0.3717E-01
6	2	0.7022E+00	-0.1057E+00	-0.3171E+00	0.5385E+00	0.3940E+00	0.1341E+00
7	1	-0.3323E+00	0.9290E+00	-0.3811E+01	0.3322E-02	0.2277E-02	0.1486E-01
7	2	-0.2584E-02	0.2613E-02	0.1724E-02	0.2286E+00	0.1025E+01	-0.1166E+00
8	1	0.9732E+00	-0.4276E+00	-0.3241E+01	0.1577E-01	0.5360E-01	0.1113E-01
8	2	-0.2010E-02	-0.6218E-03	-0.1891E-02	-0.2528E+00	-0.8908E+00	-0.3900E+00
9	1	0.1880E+01	-0.1818E-01	0.6240E+00	0.1025E+00	0.1860E+00	0.4032E-01
9	2	0.1322E+01	-0.1154E+00	0.3101E+00	-0.8151E-01	0.3968E+00	-0.6138E+00
10	1	0.2052E+01	-0.2701E-01	-0.6863E+00	0.9155E-01	0.2188E+00	-0.1861E-01
10	2	-0.1321E+01	0.1133E+00	0.3101E+00	0.7974E-01	-0.3995E+00	-0.6116E+00
11	1	-0.2499E+01	0.2766E-01	-0.4129E+00	0.1481E+00	0.4201E-01	0.9299E-02
11	2	-0.9731E+00	0.6310E-01	0.3552E+00	-0.5404E+00	-0.3576E+00	-0.7257E+00
12	1	-0.2697E+01	0.1865E-01	0.4511E+00	0.1461E+00	0.5282E-01	0.8365E-01
12	2	0.9828E+00	-0.4687E-01	0.3176E+00	0.5490E+00	0.3590E+00	-0.7301E+00
13	1	-0.1003E+01	-0.3157E+00	-0.2806E+01	0.1520E-02	0.4115E-02	0.9846E-02
13	2	-0.2285E-01	-0.1963E-01	-0.8299E-03	0.5358E+00	0.1532E+01	-0.1711E+00

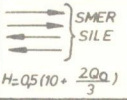
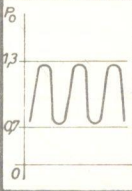
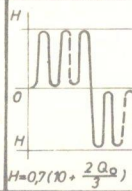
Slika 8 - Izlazni rezultati prema SAP-u 4JK

broj opterećenja je veći upravo iz razloga utvrđivanja mogućnosti konstrukcije. Kriterijum ispitivanja na zamor na opitnom štandu, dat na slici 9, uzima u obzir sigurnost koja je neophodna kod

dinamički jako opterećenih konstrukcija.

Najstrožiji kriterijum ispitivanja obrtnih postolja na zamor do sada se izvodi na opitnom koloseku ČSD-a u Velimu.

Vrednosti sila H su maksimalne s obzirom na uzdužni profil koloseka. Opitna pruga iznosi 3,951 km, pri čemu je 593 m koloseka u pravcu, a preostali deo čine krivine radijusa od 300 do 800 m.

VRSTA PROBE	VERTIKALNE SILE P		POPREČNA SILA H NA OSOVINI	IZVITOPERENOST KOLOSEKA	BROJ CIKLUSA
	P_c	P_f			
PRELIMINARNE PROBE	$P_c (1)$				
	$\frac{P_f}{P_c} = \frac{1}{5} (1)$			10 %..	
	$\frac{H}{P_c} = \frac{1}{10} (1)$		$\frac{H}{P_c} = \frac{1}{10} (1)$		
STATIČKE PROBE	0,8 P_0 1,2 P_0				
	0,8 P_0 kad je $\frac{P_f}{P_c} = \frac{1}{5}$			10 %..	
	1,2 P_0 kad je $\frac{P_f}{P_c} = \frac{1}{5}$			10 %..	
	0,8 P_0 1,2 P_0 0,8 P_0 1,2 P_0		 $H = 0,5 (10 + \frac{2 Q_0}{3})$		
DINAMIČKE PROBE NA ŠTANDU			 $H = 0,7 (10 + \frac{2 Q_0}{3})$		$6 \cdot 10^6$
	POVEĆANJE SILA P i H PO LEŽAJIMA OD 20 %				$2 \cdot 10^6$ NA SVAKOM LEŽAJU DO KIDANJA

Slika 9 – Program opterećenja primenjenih u proračunu i ispitivanju Y 1.0 Burma obrtnog postolja

Obrtna postolja, pod opterećenim kolima treba da pređu 100.000 km bez oštećenja.

4.2 Ispitivanja konstrukcije Y 1.0 B obrtnog postolja

Ispitane su dve konstrukcije rama obrtnog postolja, žarena i nežarena, prema ranije datom programu ORE-a.

Izvesna odstupanja od programa ORE-a su izvršena samo kod nežarenog postolja. Odstupanja se sastoje u postupnom povećanju sile H kako bi se utvrdila raspodela i mesta koncentracije napona.

Horizontalne sile H su imale vrednosti od $0,2 \cdot H_{lim}$, zatim $0,5 \cdot H_{lim}$ do $0,7 \cdot H_{lim}$.

Detaljna analiza napona je vršena posle svakih $0,5 \cdot 10^6$ ciklusa, pri čemu su upoređivane vrednosti napona sa dobijenim iz proračuna i u statičkim ispitivanjima.

Nežarena konstrukcija je u potpunosti izdržala predviđeni program.

Na osnovu rezultata ispitivanja nežarene konstrukcije, vrednosti sile u ispitivanju žarene konstrukcije su odgovarale nominalnim. Posle $6 \cdot 10^6$ ciklusa, vrednosti sile su povećane za 20%, sledećih 10^6 ciklusa, a zatim još za 20% u sledećih $2 \cdot 10^6$ ciklusa.

4.3 Metode ispitivanja

Na osnovu Programa ispitivanja čvrstoće noseće konstrukcije obrtnih postolja izvode se:

- statička ispitivanja,
- dinamička u eksploatacionim uslovima i.
- dinamička ispitivanja na zamor na vibro štandu.

Prva dva ispitivanja se sprovode po metodologijama osvojenim u Obitnom centru FVK. [6]

Metodologija ispitivanja ramova obrtnih postolja na zamor osvojena je u »Zavodu za raziskavo materijala in konstrukcij« iz Ljubljane. [5] [11]

Za opterećenje, vertikalno i horizontalno, koriste se dva hidraulička agregata (AMSLER P960 i SCHENCK) i dva cilindra odgovarajućih performansi za ostvarenje potrebnih sila.

Hidrauličkim sistemom za uvođenje horizontalne sile upravlja računar HP9816 radi ostvarenja zadatog programa.

Ram obrtnog postolja je oslonjen preko obrtne šolje, pri čemu je jedna strana bočnih nosača na mestu mazalice uklještena, a na drugu slobodnu stranu (konzolni deo) bočnih nosača, preko mazalica, dejstvuje vertikalno u kombinaciji sa bočnim (horizontalnim) opterećenjem. Prenosenje horizontalnog opterećenja na oba bočna nosača omogućeno je zglobnim gredama, koje povezuju suprotne mazalice. Horizontalna reakcija je prihvaćena dvozglobnim osloncem na uklještenoj strani uzdužnih nosača.

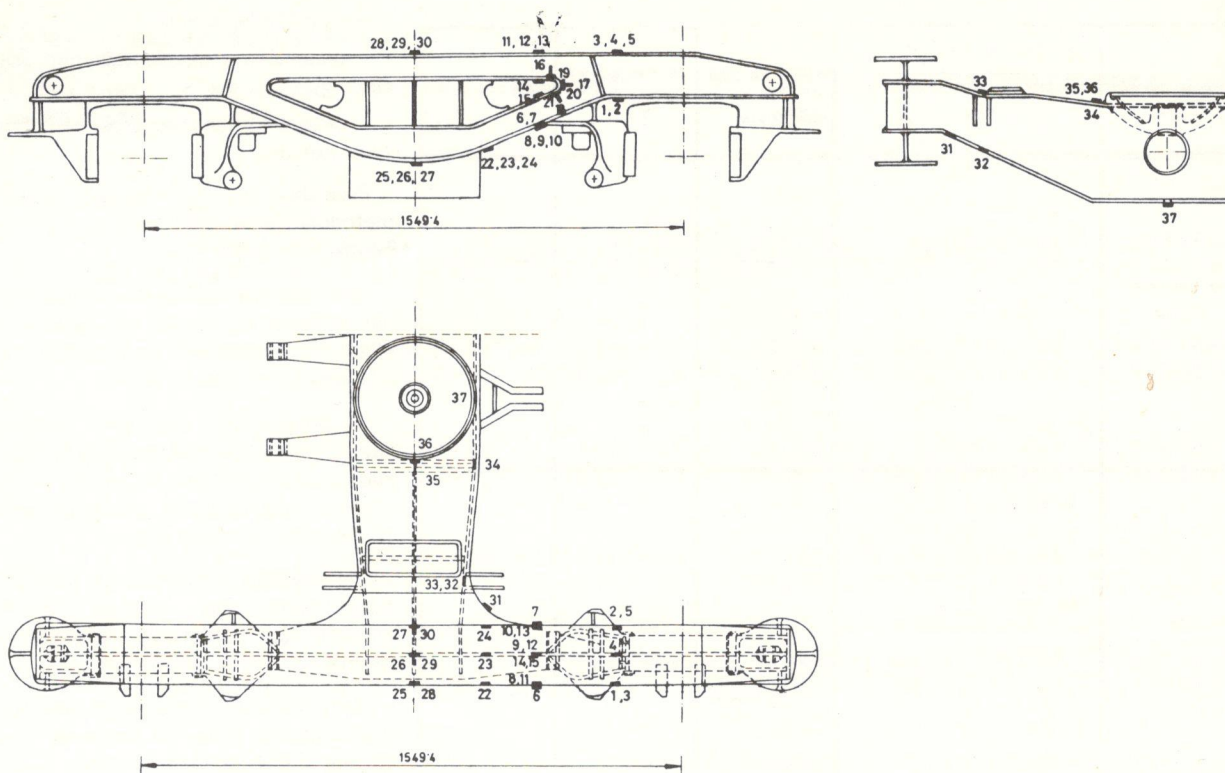
Merenje elastičnih deformacija, odnosno napona obavlja se pomoću mernih traka. U statičkim ispitivanjima opterećenje se povećava najmanje 3 puta, a rasterećenje se vrši do 8% od nominalnih vrednosti sile.

Pored napona, registruje se i ugib rama na mestu dejstva vertikalne sile.

Raspored mernih mesta na primeru rama obrtnog postolja Y 1.0 B prikazan je na slici 10. Kao kontrola, simetrično je postavljen izvestan broj mernih traka.

U toku dinamičkog ispitivanja obavlja se svakodnevna vizuelna kontrola kritičnih mesta na konstrukciji rama, a povremeno i defektoskopska snimanja defektometrom (Dr Förster, tip 2-164).

U okviru razvojnih zadataka IRC-a FVK, posebno se poklanja pažnja osvajanju metodologije prognoze zamora konstrukcija na osnovu napona snimljenih u eksploataciji.



Slika 10 – Raspored mernih mesta na obrtnom postolju Y 1.0 Burma

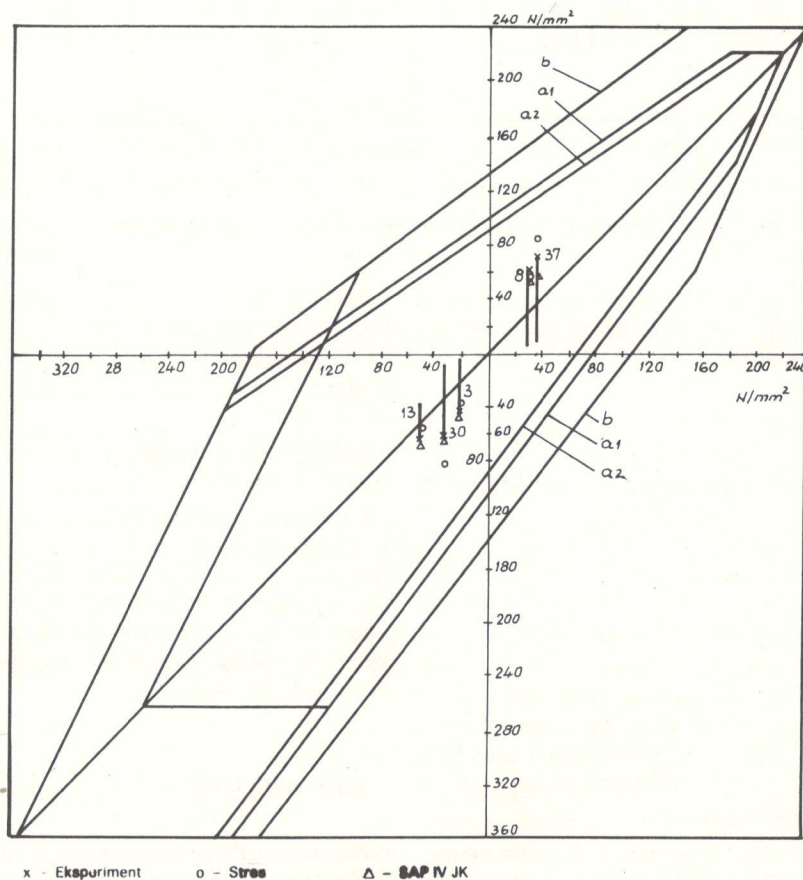
5. ANALIZA DOBIJENIH REZULTATA

Dobijeni rezultati u sprovedenim proračunima i ispitivanjima, prema savremenom konceptu projektovanja, predstavljaju osnovu za unifikaciju i tipizaciju konstrukcija. Rezultati dobijeni u proračunu čvrstoće i ispitivanju Y 1.0 B obrtnog postolja predstavljaju skup svih znanja, iskustava i tehnoloških poboljšanja dobijenih u višegodišnjem razvoju metarskih obrtnih postolja.

Na slici 11, prikazan je Smitov dijagram, sa vrednostima napona za par mernih mesta dobijenih na najopterećenijim delovima konstrukcije rama.

Radi upoređenja, date su vrednosti napona dobijene proračunom (o-STRESS, ▲-SAP 4 JK) i u ispitivanju (maksimalne i minimalne vrednosti). Vidimo da je saglasnost vrednosti napona vrlo visoka, što upućuje na veliku tačnost primenjenih metodologija proračuna i ispitivanja.

Izabrani računski modeli rama i usvojene metode ispitivanja, način oslanjanja i uvođenja opterećenja pokazuju da je dobijanje rezultata visoke tačnosti vezano za ulaganja kako u znanje tako i opremu.



Slika 11 – Uporedna analiza napona dobijenih u proračunu i ispitivanju na obrtnom postolju Y 1.0 B

Dinamičko ispitivanje nežarenog uzorka obrtnog postolja obavljeno je u više faza, s obzirom na veličinu horizontalnog opterećenja i broj ciklusa. Kod konstantnog vertikalnog dinamičkog opterećenja do $6 \cdot 10^6$ ciklusa, pri čemu je dinamička sila na obrtnu šolju iznosila:

$$P_{c,din} = 220 \text{ kN} \pm 66 \text{ kN}$$

a horizontalna dinamička sila menjala se po sledećim stepenima:

I faza: $H = \pm 17,5 \text{ kN}$ do $1,0 \cdot 10^6$ ciklusa

II faza: $H = \pm 25,0 \text{ kN}$ do $1,62 \cdot 10^6$ ciklusa

III faza: $H = \pm 35,0 \text{ kN}$ do $2,17 \cdot 10^6$ ciklusa

IV faza: $H = \pm 25,0 \text{ kN}$ do $6,0 \cdot 10^6$ ciklusa

Horizontalna dinamička sila na mazalicu varirala je u granicama između vrednosti $0 \pm H$, u intervalima po 600 ciklusa, kao što je dato u programu.

III faza dinamičkog opterećenja prekinuta je posle ukupno $2,17 \cdot 10^6$ ciklusa, zbog pojave pukotine na priključnom varu poprečnog rebra, koje ukrućuje vertikalno rebro podužnog nosača.

Pre sledeće faze dinamičkog opterećenja pukotina je sanirana varenjem. Sanirani uzorak izdržao je IV fazu dinamičkog opterećenja, do ukupno $6 \cdot 10^6$ ciklusa, bez novih oštećenja. U nastavku se dinamičko ispitivanje odvijalo po sledećim fazama:

V faza: $P_{c,din} = 264 \text{ kN} \pm 79,2 \text{ kN}$ $H = \pm 25 \text{ kN}$ do $1 \cdot 10^6$ ciklusa

VI faza: $P_{c,din} = 264 \text{ kN} \pm 79,2 \text{ kN}$ $H = \pm 35 \text{ kN}$ do $1 \cdot 10^6$ ciklusa

U VI fazi dinamičkog opterećenja pojavila se posle $0,81 \cdot 10^6$ ciklusa pukotina u priključnom varu istog rebra kao kod III faze opterećenja, samo sa druge strane. Ova pukotina se stabilizovala i nije uticala na nosivost, odnosno na dalji tok ispitivanja uzorka. Nakon VI faze povećano je vertikalno dinamičko opterećenje u vrednosti:

$$P_{c,din} = 316,8 \text{ kN} \pm 95,04 \text{ kN}$$

i horizontalno opterećenje:

$$H = \pm 35 \text{ kN}$$

Gornje kombinovano dinamičko opterećenje uzorak je izdržao još sledećih $2 \cdot 10^6$ ciklusa. Ovim je završen program ispitivanja na zamor nežarenog rampa.

Dinamičko ispitivanje žarenog uzorka obrtnog postolja započeto je sa sledećim opterećenjima:

Vertikalna dinamička sila na obrtnu šolju iznosila je:

$$P_{c,din} = 220 \text{ kN} \pm 66 \text{ kN}$$

Horizontalna dinamička sila na mazalicu varirala je u granicama između vrednosti $0 \pm H$ prema sledećem programu:

$H_{min} = 0$ $H_{max} = 35 \text{ kN}$ 600 ciklusa

$H_{min} = 0$ $H_{max} = -35 \text{ kN}$ 600 ciklusa

pri čemu maksimalne vrednosti vertikalne i horizontalne sile nisu bile u fazi.

Kod gornjeg dinamičkog opterećenja zapažena je pukotina na varu kritičnog rebra (kao i kod nežarenog uzorka), posle $1,2 \cdot 10^6$ ciklusa. S obzirom da pojava pukotine nije uticala na nosivost konstrukcije i nije ugrožavala susedne elemente, ispitivanje je produženo do $6 \cdot 10^6$ ciklusa.

Zatim je izvršeno ispitivanje još u dve faze sledećim opterećenjem:

II faza: $P_{c,din} = 264 \text{ kN} \pm 79,2 \text{ kN}$ $H = \pm 42 \text{ kN}$

III faza: $P_{c,din} = 316,8 \text{ kN} \pm 95 \text{ kN}$ $H = \pm 50,4 \text{ kN}$

Uzorak je izdržao ukupno $2 \cdot 10^6$ ciklusa kod povećanog dinamičkog opterećenja bez dodatnih oštećenja. [11]

Ispitivanjem je, u stvari, dokazano da postavljanje navedenih rebara predstavlja izvor koncentracija napona na bočnom nošaču te su iz tog razloga ona i uklonjena sa konstrukcije u serijskoj proizvodnji.

Razlog novih metodologija prognoze zamora dinamički opterećenih konstrukcija vozila predstavlja maksimalno približenje proračuna i ispitivanja realnim uslovima.

Metodologija se zasniva na:

– istovremenom snimanju dinamičkih sila i napona u svim uslovima eksploatacije,

– obradi mernih rezultata u cilju dobijanja odgovarajućih parametara za neki od već poznatih kriterijuma prognoze zamora.

Osvajanje ove metodologije predstavlja zadatak čiji se rezultati očekuju u najskorije vreme.

6. ZAKLJUČAK

Primena savremenog koncepta projektovanja uz podršku računara predstavlja jedan od višegodišnjih razvojnih zadataka IRC-a Fabrike vagona Kraljevo. Rezultati dobijeni u primeni ovog koncepta na razvoju obrtnih postolja drugih širina koloseka i nosivosti ilustruju nivo osvojenih metodologija.

Postojanje mernih laboratorija, sa sistematizovanim rezultatima više od 80 ispitanih vagonskih konstrukcija, nabavka računarskog sistema i odgovarajućeg Software-a za proračun konstrukcija, uz stalno školovanje kadrova, predstavljaju osnovu na primenu navedenog koncepta.

Iz ovog proizilaze novi zadaci u oblasti razvoja šinskih teretnih vozila, u koji Fabrika vagona Kraljevo sve više ulaže.

LITERATURA

- [1] »Ispitivanja i razradotka teležek gruzovih vagonov«, železni dorogi mira No 8, Moskva, 1981 (17–22)
 - [2] »The Economics and Performance of Freight car Trucks« Post-Conference Proceedings, Montreal, 1983.
 - [3] »Manual de mantengces e controle das pecas detruque Y 25, Bitola 1,00 m CVRO Brasil, FVK, Kraljevo, 1982.
 - [4] »Projeto ferro carajas – Brasil, FVK, Kraljevo 1982.
 - [5] »Izveštaj o statičkom i dinamičkom ispitivanju obrtnog postolja Y 1,6 m«, ZRMK, Ljubljana, 1985.
 - [6] »Statičko i dinamičko ispitivanje specijalnog 16-osovinskog transportera«, Elaborat br. 59/82, Opatni centar FVK, 1982.
 - [7] H.A. Šadur, »Vagoni« III izd., »Transport«, Moskva, 1980.
 - [8] M. Kalajdžić, T. Maneski, M. Glavonjić, »Moderni sistem proračuna nosećih struktura«, Proizvodne tehnologije, Zbornik radova sa 20. savetovanja proizvodnog mašinstva Jugoslavije, Beograd, 1986.
 - [9] »Uvođenje novih tehnika i tehnologija u proizvodni proces mašinskih konstrukcija«, završni elaborat Mašinskog fakulteta Beograd, 1986.
 - [10] »Uputstvo za korišćenje programa SAP IV« Elektronski računski centar El Niš, 1984.
 - [11] »Izveštaj o statičkom i dinamičkom ispitivanju obrtnog postolja Y 1.0 B«, ZRMK, Ljubljana, 1986.
- (Adresa: Arandel Babić, dipl. inž., Dragan Petrović, dipl. inž. i Gojko Milojić, dipl. inž. – FVK Kraljevo, dr Ranko Ranković, dipl. inž., Mašinski fakultet Kraljevo i dr Milišav Kalajdžić, Mašinski fakultet Beograd)

Analiza mogućnosti primene aluminijumskih legura u gradnji primarne i sekundarne strukture vagona

UDK 625.24:620.173.21.001.41

Milivoje TOMIĆ, dipl. inž.

1. UVODNA RAZMATRANJA

Jedan od najznačajnijih i najintenzivnijih vidova angažovanja na planu istraživanja i razvoja vagona predstavljaju napor ka smanjenju sopstvene mase. Velike brzine kretanja u međugradskom saobraćaju, uslovljene mogućnostima sistema točak/šina, česti polasci i zaustavljanja, uslovljeni malim međustaničnim rastojanjima u gradskom i prigradskom saobraćaju, zahtevaju optimalno smanjenje sopstvene mase vagona, što predstavlja odlučujući faktor racionalizacije ovog vida transporta. Takvo smanjenje mase moguće je ostvariti jedino primenom principa lake gradnje, što podrazumeva, pored promene filozofije u kreiranju konstrukcije vagona, i primenu novih materijala.

1.1 Princip lake gradnje

Laka gradnja podrazumeva način gradnje koji na osnovu ukupnih fizičkih saznanja i tehničkih dostignuća u izboru materijala i oblikovanju, upotrebom svih raspoloživih konstruktivnih i tehnoloških sredstava omogućava da se u granicama predviđenih osobina i svojstava ostvari najmanja moguća masa objekta.

Laka gradnja ima smisla sve dok cena objekta ne poraste prekomerno, a njegova čvrstoća ne padne ispod dozvoljene granice, zbog niskih kritičnih napona većine delova konstrukcije.

Porast cene se može tolerisati dok ušteda na masi pruža još uvek druge uštede u sistemu, kao:

a) rasterećenje drugih elemenata sistema i njihovo olakšanje (sekundarno olakšanje),

b) kada smanjenje mase omogućava veću korisnu nosivost pri istoj ukupnoj masi,

c) kada se smanjuje cena bruto prevoza,

d) kada je olakšano posluživanje ili transportovanje,

e) kada konstrukcija mora biti lakša.

Prilikom realizovanja lake gradnje potrebno je uzeti u razmatranje, uglavnom, osnovne grupe problema, i to:

a) propise za opterećenje i način unošenja opterećenja, kao posledica tehnologije saobraćaja,

b) oblik konstrukcije i njenih elemenata,

c) raspoloživi materijal za gradnju konstrukcije,

d) mogućnosti vezivanja elemenata u celinu.

Kriterijumi za gradnju modernih železničkih vagona prikazani su na slici 1.

Realizacija zahteva za velikim brzinama i vidokim ubrzanjima, kao i velikom nosivošću vagona uveliko zavisi od mase vagona.

Minimalna masa se dobija upotrebom najpovoljnijeg oblika, izborom najpovoljnijeg materijala, maksimalnim iskorišćenjem materijala i najpovoljnijim uvođenjem i raspodelom opterećenja. U principu, filozofija lake gradnje nije isključivo vezana za materijal konstrukcije, ali pojedine legure lakih metala (Al-legure pre svih) i kompozitni materijali mogu mnogo doprineti na tom planu. Laka gradnja je, s druge strane, ograničena i nekim posebnim faktorima konstrukcije, kao:

a) krutost,

b) neki posebni napred zadati oblici,

c) sopstvena frekvencija i sl.

Veći broj napred zadatih zahteva ograničava smanjenje mase na određeni nivo.

Za razliku od klasične konstrukcije kolskog sanduka i donjeg postolja, kod koje su strogo podeljeni elementi na noseće i nenoseće, kod lake konstrukcije praktično nema nenosećih elemenata. Kod takvih konstrukcija svi su elementi istovremeno i ravnomerno opterećeni. Ona nema izrazito jake, glomazne i teške elemente koji primaju sva opterećenja, već tako oblikovane elemente relativno tankih zidova sa visokom krutošću i lokalnom stabilnošću.

Primenom principa lake gradnje treba uzeti u obzir zahteve koji se odnose na:

a) razvoj, konstrukciju i gradnju:

- osnovnu koncepciju konstrukcije,
- izbor materijala,
- formiranje noseće strukture,
- oblikovanje i dimenzionisanje strukture,

– tehnologiju izrade;

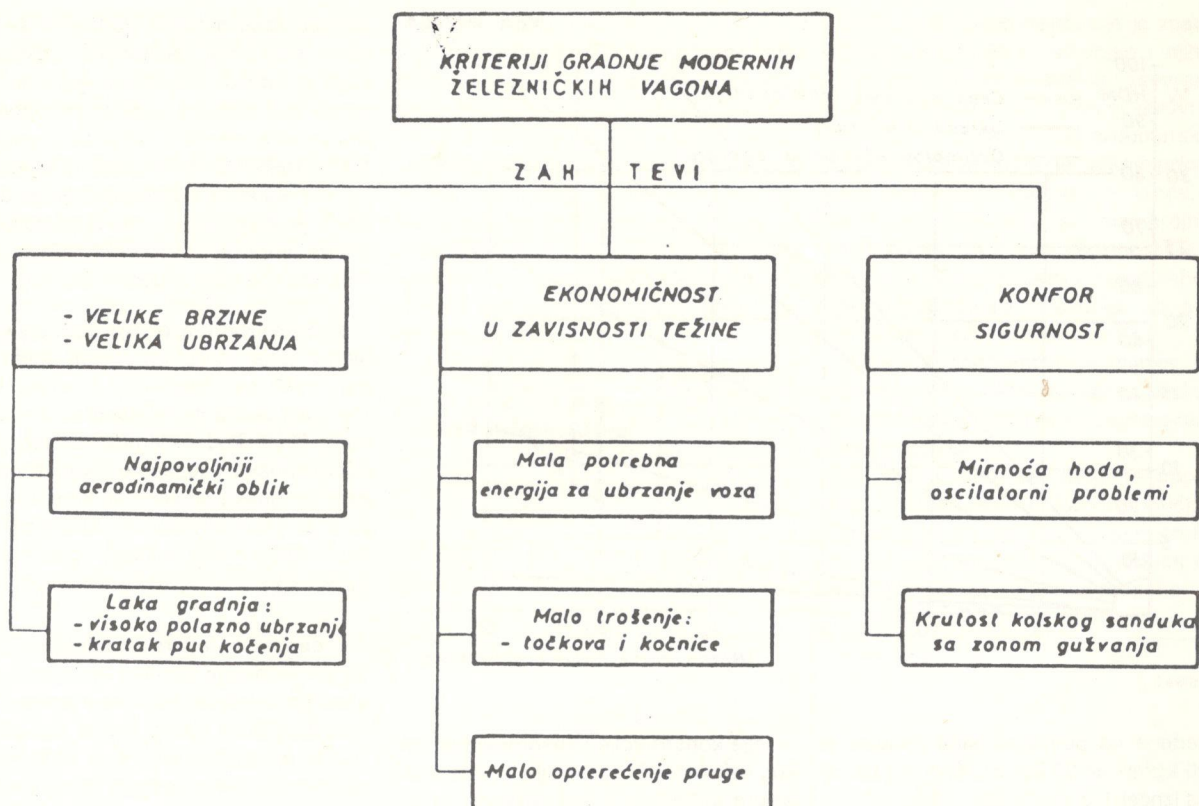
b) eksploataciju i održavanje:

- sigurnost,
- potrebnu pogonsku energiju,
- vek vozila,
- podložnost kvarovima i pouzdanost,

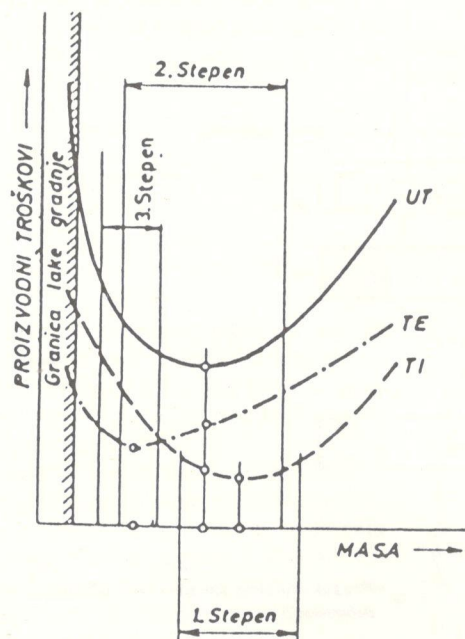
- troškove održavanja,
- ukupnu ekonomičnost (cena koštanja + eksploatacioni troškovi).

Ova načela ne mogu biti posmatrana odvojeno, već samo zajedno, s obzirom na krajnji cilj, pri čemu neka gledišta mogu imati prioritet. Zbog toga svi delovi vagona moraju biti podvrgnuti istim gledištima.

Krajnji efekat lake gradnje se u svakom slučaju traži u ekonomskim pokazateljima. Na slici 2 prikazana je zavisnost troškova gradnje i uštede u masi



Slika 1



Slika 2

Stupanj lake gradnje	Cilj	Troškovi
1	$TI = \text{minimum}$	$TI = TR + TM + TS$
2	$UT = \text{minimum}$	$UT = TI + TE$
3	Ekstremno laka grad.	$TE = \text{minimum}$

TR - Troškovi razvoja
TM - Troškovi materijala
TS - Troškovi radne snage

TI - Troškovi izrade
TE - Troškovi eksploatacije
UT - Troškovi ukupni

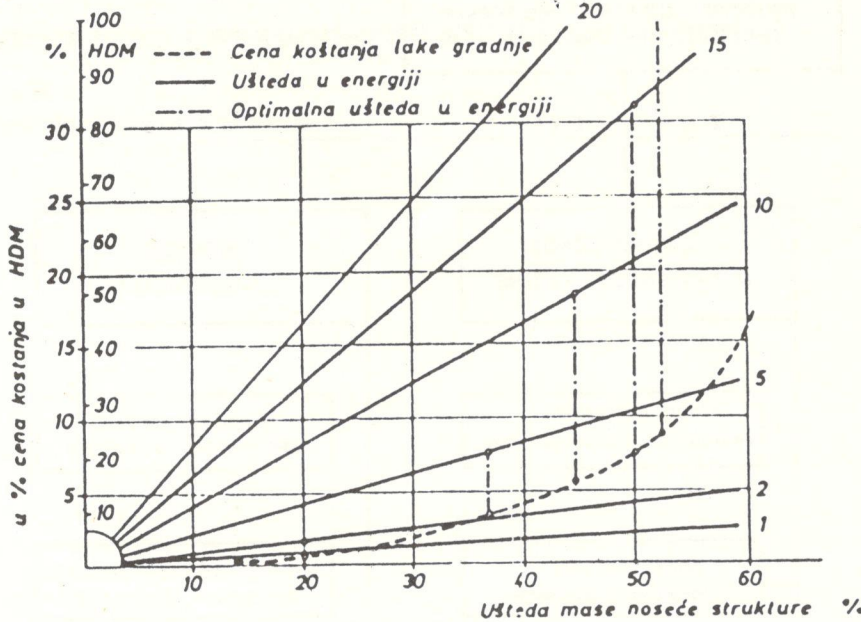
noseće strukture na proizvodne troškove.

Višak cene koštanja i cene uštede energije u zavisnosti od uštede na masi jednog lakog putničkog vagona prikazana je na slici 3.

Prilikom kreiranja nosećih struktura vagona građenih na principima lake gradnje, primarno je rešiti pitanje oblika, materijala, čvrstoće i dinamičkog ponašanja. To podrazumeva da svakom elementu strukture treba dati oblik koji

omogućava približnu jednakost napona u svim fazama opterećenja i apsolutnu stabilnost u svim oblastima radnih napona.

Koristeći princip lake gradnje, uspeo se da masa noseće strukture vagona



Slika 3

svedena na površinu pada opadne sa 200 kg/m^2 na 80 kg/m^2 . Kod nas taj odnos iznosi, još uvek, oko 132 kg/m^2 .

1.2 Faktori koji određuju primenu Al-legura u vagonogradnji

Razlog za upotrebu Al-legura u vagonogradnji je uglavnom laka gradnja. U ovom radu će biti reči o primeni Al-legura u primarnoj strukturi vagona, jer njena masa predstavlja najznačajniji deo ukupne mase vagona.

Masa vagona zavisi direktno od spoljašnjih opterećenja, koja su za putničke i teretne vagone propisana objavom UIČ-1,2.

Sagledavanjem uticaja pojedinih propisanih opterećenja (krutost na pritisak i mogućnost prijema rada kolskog sanduka kod opterećenja u ravni odbojnika, slika 4) može se doći do sledećih zaključaka:

– Al-legura je povoljniji materijal u odnosu na čelik zbog mogućnosti prijema većeg rada u zoni gužvanja pri istim ostalim uslovima, zbog manjeg modula elastičnosti.

$$A = \frac{F \cdot 1}{E \cdot A} \quad E_{\text{č}} \gg E_{\text{Al}}$$

– Kod većih sila sudara (havarija) nastaju u elementima čela plastične defor-

macije konstrukcije i apsorbovanje velikog dela kinetičke energije. I ovde je Al-legura u prednosti nad čelikom, jer dozvoljava, zbog veće plastičnosti, formiranje prikladnijih oblika pod povoljnim ekonomskim uslovima.

Kako maksimalni ugov prema propisima ne sme biti veći od 0,1% rastojanja

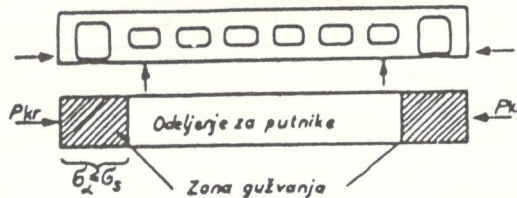
stožera zbog mirnoće hoda, što se postiže (kako su ispitivanja pokazala) kada je odnos frekvencije ljuľanja i tonjenja kod obrtnog postolja i sopstvene frekvencije noseće strukture vagona 1,4, potrebno je da krutost na savijanje ($E \cdot I$) bude u određenim granicama. Kako je $E_{\text{Al}} \ll E_{\text{č}}$, to u slučaju Al-legure moramo povećati I (oblikom profila), što nije tako skupo ni teško.

Dobrim izborom oblika gornjeg i donjeg pojasa i čvrstom vezom među njima može se obezbediti dovoljna krutost, bez obzira na relativno niske vrednosti G i E kod Al-legura. Dobar izbor podrazumeva ljuľkastu konstrukciju, naročito ljuľku od sendvič konstrukcije, koja se lako formira od Al-legura, što kod čelika nije slučaj, opet zbog $E_{\text{č}} \gg E_{\text{Al}}$.

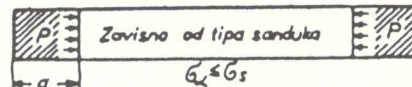
Prednost Al-legura nad čelikom ogleda se u manjem utrošku energije u procesu proizvodnje, kako za transport delova strukture (zbog manje specifične težine Al-legura) tako i za oblikovanje plastičnom deformacijom (zbog manjeg modula elastičnosti).

Al-legure su, u odnosu na čelik, znatno otpornije na gotovo sve vrste korozije.

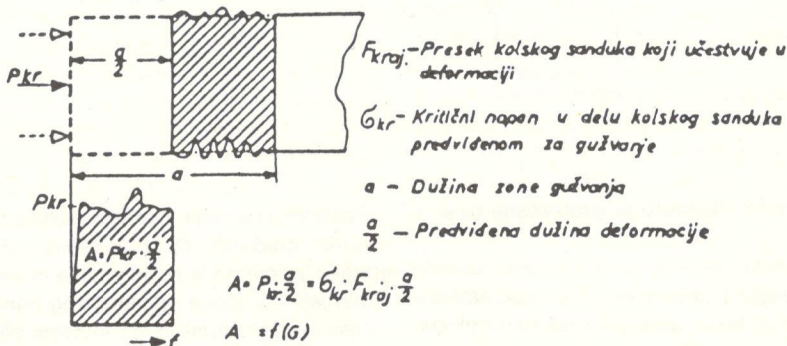
1. Provera krajeva kolskog sanduka na silu u ravni odbojnika



2. Provera sredine kolskog sanduka na krutost



3. Provera prijema rada



Slika 4

2. TEHNOLOGIJA GRADNJE STRUKTURA I NAČINA VEZIVANJA ELEMENATA U STRUKTURU

Visoka plastičnost Al-legura omogućava dobijanje najrazličitijih oblika metodama plastične deformacije (savijanje, presovanje, izvlačenje, kovanje). Al-legure se mogu liti svim do sada poznatim načinima livenja primenjujući iskustva livenja čelika.

2.1 Diferencijalna i integralna gradnja

Danas postoje dva načina gradnje:

a) diferencijalna gradnja, koja se izvodi po ugledu na čeličnu lakogradnju, i

b) integralna gradnja.

Konstrukcije izvedene načinom diferencijalne gradnje sastoje se iz većeg broja profila relativno malog poprečnog preseka i limova vezanih u jednu celinu. Ovakav način gradnje zahteva veći broj profila različitog poprečnog preseka, kod kojih prečnik opisanog kruga ne prelazi 300 mm. Veći broj elemenata strukture podrazumeva i veći broj elemenata veze, odnosno veću dužinu zavarenih spojeva.

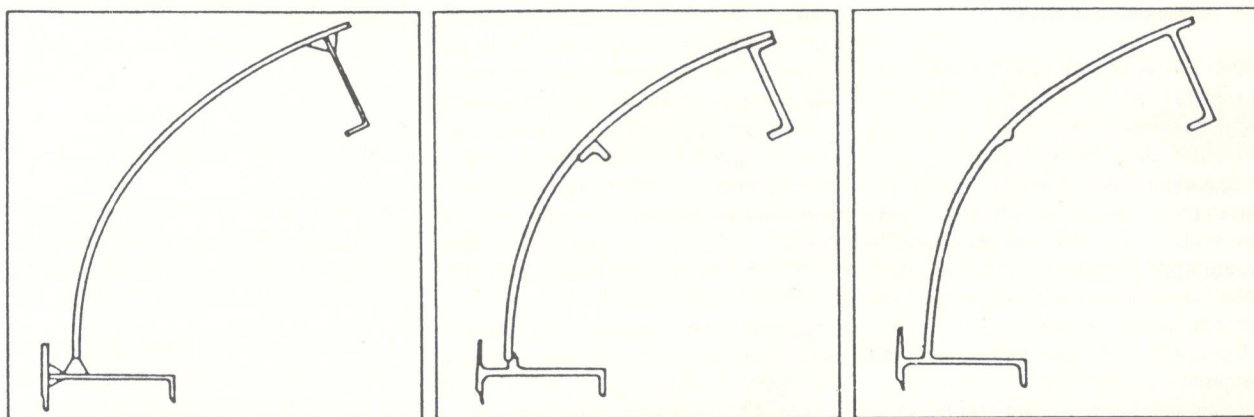
Al-integralna konstrukcija omogućava da se čitavi sklopovi, sačinjeni od nekoliko manjih Al-profila, zamene jednim jedinim velikim Al-profilom, čiji je prečnik opisanog kruga do 650 mm a dužina i do 26m^{*)}.

Prednosti koje pruža ovakva konstrukcija su očigledne. Broj profila po-

trebnih za izradu konstrukcije je znatno smanjen a takođe je smanjen i njihov sortiment. Ukupna dužina zavarenih spojeva se znatno smanjuje, a varovi su pogodni i za izvođenje na automatskim mašinama za zavarivanje. Vreme pripremnih bravarskih radova je kraće, a montažno-stezni alati su malobrojni i jednostavniji. Sve ovo doprinosi da je integralna Al-konstrukcija danas tehnološki najsavršenija i jeftinija od svih prethodnih lakih konstrukcija^{**)}.

Naša vagonogradnja je danas još uvek na nivou diferencijalne gradnje, uglavnom zbog malih mogućnosti prerađivačke industrije.

Na slici 5 date su varijante poprečnog preseka jednog karakterističnog sklopa rešenog sa: a) čeličnim profilima, b) malim Al-profilima, c) jednim Al-profilom velikog poprečnog preseka.



a)

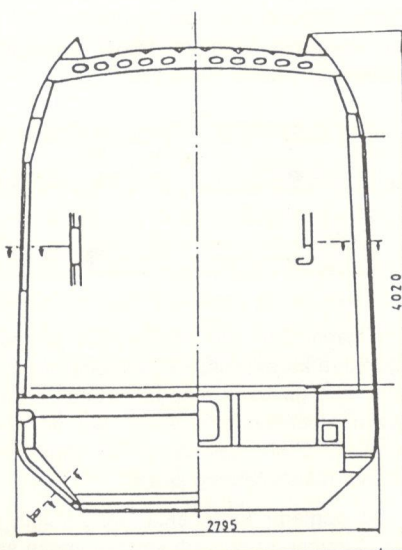
b)

c)

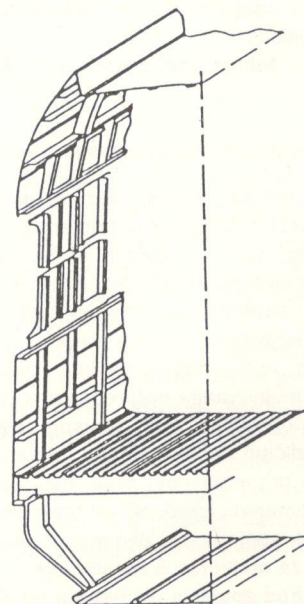
Slika 5

Slika 6 prikazuje poprečni presek elektromotornog voza ET 403 zapadno-nemačke firme MBB, kod koga je, za izradu svih kostura, upotrebljeno ukupno 24 različita Al-profila.

Veliki Al-profil se mogu izrađivati u najrazličitijim oblicima, pa je stoga moguće dobijanje potrebnog momenta inercije izborom pogodnog položaja pojedinih elemenata tog preseka, a ne jednostavnim povećanjem površine poprečnih preseka tih elemenata. To omogućava kreiranje konstrukcije koja ima srazmerno veliki moment inercije i srazmerno malu površinu poprečnog preseka.



Slika 6



^{*)} (Aluswiss)

^{**)} Ona ima i svoje mane. Složeni poprečni preseki se često ne mogu izraditi sa potrebnom minimalnom debljinom, već sa većom, iz tehnoloških razloga, što donekle umanjuje efekat lake gradnje.

Pošto je kod integralne konstrukcije broj varova znatno reduciran, moguće je u većini slučajeva predvideti takva rešenja kod kojih će se zavareni spojevi nalaziti u zonama malih napona. To dalje znači da se veliki Al-profilu mogu izrađivati i od onih legura koje nakon izlaganja visokim temperaturama (prilikom zavarivanja) nemaju osobinu samootvrdljavanja, ali zato imaju izuzetnu otpornost na koroziju. Stoga se legure sa sadržajem cinka (AlZnMg), koje imaju dobre mehaničke osobine ali malu otpornost na koroziju, mogu zameniti legurama iz grupe AlMgSi i AlMgSiMn, lošijih mehaničkih osobina nakon zavarivanja ali sa dobrim antikoroziivnim svojstvima, što u krajnjoj liniji znači produžen vek konstrukcije.

2.2 Neki osnovni postupci spajanja elemenata u strukturu

Ono što je za konstruktore i tehnološke možda i najvažnije jeste mogućnost i način spajanja elemenata u strukturu. Optimalni izbor načina spajanja, odnosno tipa elemenata za vezu je veoma delikatna posao, jer se najčešće radi o većem broju protivrečnih zahteva, kao što su: statička i dinamička nosivost spoja, masa i cena elemenata veze, cena i mogućnost njihove ugradnje itd.

Usvajanje rešenja načina spajanja elemenata u konstrukciju zavisi od:

- namene konstrukcije (podstrukture),
- uticaja načina spajanja elemenata na osobine primenjenih materijala,
- tipa i dimenzija elemenata koji se spajaju,
- tehnologije izrade konstrukcije.

2.2.1 Vezivanje vijcima

Vijci kao vezivni elementi su još uvek dosta zastupljeni u primarnoj strukturi, iako za to u suštini nema tehničkog opravdanja. Međutim, njihova primena je neophodna u svim eksploataciono rastavljivim spojevima strukture, spojevima opterećenim velikim aksijalnim i kombinovanim opterećenjima (aksijalna i poprečna), kod spajanja elemenata različitih debljina zidova gde nije moguće primeniti neki drugi način spajanja, elemenata izrađenih od različitih materijala, spojeva gde nije moguć pristup alatu za zakivanje ili zavarivanje.

Kod spajanja elemenata od Al-legura potrebno je da vijci budu zaštićeni (naj-

češće kadnjumizirani), čime se sprečava pojava kontaktne, odnosno elektrokoroziije.

2.2.2 Zakivanje

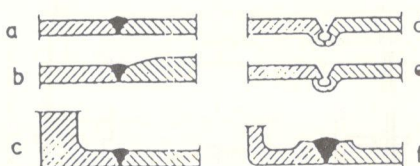
Zakivanje je dosta primenjivan način spajanja elemenata od Al-legura (u vazduhoplovnoj industriji gotovo isključiv način spajanja). Masa elemenata spojeva kod transportnih sredstava iznosi 10%–20%, osnovne strukture, što treba imati u vidu u fazi konstruisanja i svuda gde je moguće izbeći ovaj način spajanja.

2.2.3 Zavarivanje

Zavarivanje je jedan od najprimenjenijih postupaka spajanja elemenata u strukturi. Problemi koji se javljaju prilikom zavarivanja Al-legura nisu više nerešivi. To se u prvom redu odnosi na pojavu toplih i hladnih pukotina, poroznost zavarenog šava itd. Prednosti zavarenog spoja nad zakovanom i vijčanom vezom su u sniženju troškova na materijalu i smanjenju vremena rada na spajanju, izbacivanje preklapanja elemenata u konstrukciji, izbegavanje pojave pukotinske korozije itd.

Najbolji način spajanja elemenata je zavarivanje topljenjem, primenom dobro zavarljivih Al-legura, kao: AlZn4.5Mg, AlMg4.5Mn, AlMgMn, AlMg3, pri čemu najbolje karakteristike u pogledu čvrstoće šava imaju prve dve legure.

Najveća prednost se daje sučeonim šavovima jer daju optimalno raspoređivanje napona kako pri savijanju, tako i pri istezanju. Osnovni tipovi sučeonih šavova prikazani su na slici 7.



Slika 7

Ugaoni šav nije preporučljiv jer pogoršava karakteristike čvrstoće, međutim, nije ga uvek moguće izbeći. U takvim slučajevima preporučuje se »T« šav. Kod »T« šavova preporučuje se provarivanje čeonog spoja.

U pogledu korišćenja neprekidnih i mestimično prekinutih šavova, može se reći da neprekidne šavove treba koristiti za spajanje debelih limova, a prekidne

ili mestimične za spajanje tankih limova za debele.

Kontaktno podužno neprekinuto zavarivanje i tačkasto zavarivanje koristi se za spajanje preklopljenih limova. U odnosu na nivo izdržljivosti, kontaktne šavove možemo podeliti na:

- šavove sa visokim nivoom statičke i dinamičke izdržljivosti, gde se zahteva da svaka tačka nosi, i
- šavove sa niskim nivoom izdržljivosti.

Najkvalitetniji šav se dobija sa limovima iste debljine i istog materijala.

Kod zavarenih spojeva treba voditi računa o mogućnosti samootvrdnjavanja materijala elemenata nakon zavarivanja, pa u tom smislu treba i donositi konačno rešenje o izboru Al-legure za izradu elemenata strukture.

Na slici 8 prikazan je dijagram očvršćavanja dve Al-legure nakon zavarivanja.

2.2.4 Lepljenje i plakiranje

U novije vreme, razvojem smola na bazi epoksi-a počela je i široka primena lepkova za spajanje elemenata strukture. Dobre strane lepljenih spojeva bile bi:

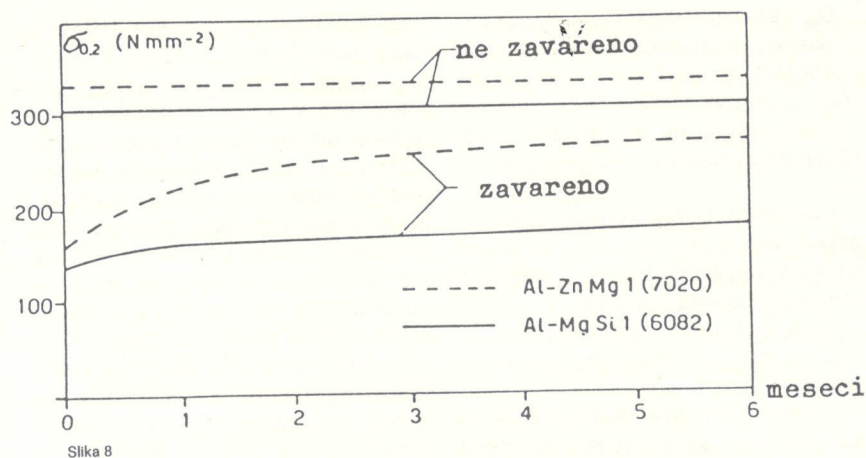
- smanjenje težine konstrukcije i povećanje njene otpornosti zbog smanjenog broja izvora koncentracije uspona,
- obezbeđenje hermetičnosti konstrukcije,
- ravnomerno prenošenje opterećenja sa jednog elementa na drugi,
- dodatna krutost elementima od tankih limova zahvaljujući površinskoj vezi,
- dobra antikoroziivna svojstva,
- mogućnost vezivanja različitih materijala.

Međutim, lepljeni spojevi imaju i svoje loše osobine, kao što su:

- niska termootpornost,
- mala otpornost na kombinovano opterećenje,
- složenost tehnološkog procesa,
- teška kontrola kvaliteta.

Zbog svega ovoga predstoji još dosta istraživačkog rada na tom planu, pa lepljeni spoj treba mehanički ojačati (zakivanje) i upotrebljavati ga samo onda gde je neophodna hermetičnost spoja.

Plakiranje je postupak spajanja različitih materijala na većoj dužini u cilju iskorišćavanja dobrih osobina jednog i drugog materijala.



Ovaj postupak je naročito pogodan za izradu bureta vagonacisterne, gde je potrebno obezbediti dobra antikoroziivna svojstva unutrašnje površine (Al-legure) i dobre mehaničke osobine (čelik). Međutim, kao i kod lepljenog spoja, i ovde predstoji dosta istraživačkog rada.

3. ZAKLJUČAK

Može se reći da su Al-legure našle svoju primenu u gradnji primarne i sekundarne strukture vagona iako im još uvek predstoji bitka sa čelikom.

Prva kola izgrađena od Al-legura pojavila su se 1929. godine u Nemačkoj za tadašnju kompaniju »Halberstadt-Blankenburger«, a 1935. u SAD za potrebe kompanije »Goodyear-Zepelin«. Od tada do danas izrađeno je dosta garnitura od Al-legura i sve su one u većoj ili manjoj meri opravdale primenu Al-legura i nosećoj strukturi. Pored kolskog sanduka, koji je na većini kola bio kompletno izrađen od Al-legura, bilo je i pokušaja da se od Al-legura izrađuje i kolevka obrtnog postolja. Do danas je, međutim, primena Al-legura za gradnju obrtnog postolja još uvek u fazi istraživanja.

Domaća vagonogradnja je danas sposobna za gradnju kompletnog kolskog sanduka na nivou diferencijalne gradnje. Tu se pre svega misli na vozila gradskog i prigradskog saobraćaja zbog znatnih ušteda u energiji tokom eksploatacije.

Integralna gradnja predstavlja zadatak koji u narednom periodu treba biti rešen, pri čemu se prvenstveno mogućnosti prerađivačke industrije moraju podići na viši nivo (izrada velikih Al-profila).

LITERATURA

1. — R. Lišanin, A. Pantović, M. Tomić
Način primene Al i Al-legura u programima SOUR »Goša« sa stanovišta projektovanja i konstruisanja — podprojekat 3, Mašinski fakultet Beograd, 1986.
2. — F. M. Mazzolani
Aluminum alloy structures, Institute of Construction Technology, University of Naples, 1985.
3. — Vazduhoplovni materijali i tehnologija gradnje letilica, Mašinski fakultet Mostar
4. — K. Hoffer Permanent Fasteners for Light-Weight Structures, Aluminium-Verlag, Düsseldorf, 1984.
5. — Olakšanje i usavršavanje konstrukcije putničkih vagona i sličnih vozila, RO Institut »Goša«, 1981.

(Adrese: Milivoje Tomić, dipl. inž., Mašinski fakultet Beograd)

Korelacija između podmazivanja i habanja venaca točkova

UDK 621.135.2:65.012.122:612.182.56

Dragoslav KARANJAC, dipl. inž.

1. O FENOMENU HABANJA VENACA TOČKOVA VOZNIH SREDSTAVA JŽ

Pojava prebrzog habanja venaca točkova jedan je od najtvrdokornijih nedostataka sa kojim se već decenijama suočavaju i službe JŽ nadležne za održavanje vozniha sredstava i proizvođači tih sredstava. Pogibelnji uticaj koji ima na sigurnost saobraćaja (zbog čega se uvek bez odlaganja mora otkloniti), te veliki direktni i indirektni troškovi koje prouzrokuje, još više apostrofiraju ovaj problem, za koji do danas, izgleda, nije nađen efikasan lek.

Što se putničkih kola tiče (konciznosti radi, ovde se ograničavamo samo

na ovu vrstu vozniha sredstava), statistički podaci datiraju iz sredine 60-tih godina i odnose se na kola koja su bila opremljena obrtnim postoljima tipa »Görlitz-srednji«. Hronike zapisnika komandacionih komisija i službi za pregled kola iz tog perioda kazuju da su se kola često morala povlačiti iz saobraćaja već posle 40–60.000 km pretrčanih radi obnove pohabanih profila točkova.

Uvođenje obrtnih postolja tipa »Wegmann« u vozni park JŽ, koje je usledilo 1964/65. godine, predstavljalo je izuzetan doprinos poboljšanju komfora vožnje, ali nije ispunilo očekivanja u pogledu smanjenja habanja venaca. Štaviše, prema nekim nalazima iz tog perioda, situacija je postala još lošija.

U to vreme rasplamsala se polemika oko toga da tolikih problema sa habanjem možda i ne bi bilo da je prilikom opredeljivanja za novi tip obrtnog postolja izbor pao na obrtno postolje MD-36. Ovakvi stavovi nesumnjivo su uticali da JŽ donese odluku da pet putničkih kola koja je »GOŠA« isporučila tokom 1968. godine bude opremljena obrtnim postoljima MD-36. Međutim, komisijski pregled obavljen kod dvojica od tih kola (vlasništvo ŽTP Zagreb), oktobra 1969. godine, pokazao je da obrtno postolje MD-36 u pogledu habanja venaca nije ispoljilo nikakvu evidentnu prednost.

U 1984. godini, kako je već poznato, započinje iz »GOŠE« isporuka putničkih

kola opremljenih obrtnim postoljima MD-52 («GOŠA 100»). Protekli period je suviše kratak za sistematizovanje nekih brojčanih pokazatelja o habanju venaca točkova kod kola sa ovim obrtnim postoljima. Međutim, polazeći od uticaja konstruktivne koncepcije obrtnog postolja na habanje venaca, s razlogom se mogu očekivati bolji rezultati. Koliko bolji, ostaje tek da se utvrdi.

Poslednji registrovan incident većih razmera prebrzog habanja venaca točkova (kojim je donekle i motivisano pisanje ovog članka) predstavlja slučaj sa 6 putničkih kola sa obrtnim postoljima Wegmann, koja je «GOŠA» tokom 1984. godine isporučila ŽTO Prištini. Ta kola su, posle prosečno pretrčanih 40.000 km, izbacivana iz saobraćaja zbog oštarih venaca točkova, što je zaista drastičan slučaj.

U zaključku ovog poglavlja još se kaže da sačinjavanje jednog integrisanog analitičkog pregleda pojava habanja venaca točkova na JŽ, sigurno, ne bi bio nimalo lak ni jednostavan posao. Uzrok je, pre svega, u nedovoljno sistematizovanim i objedinjenim podacima (jedinstvena datoteka na nivou JŽ ne postoji), zatim zbog nedovoljno poznatih okolnosti pod kojima su se pojave dešavale, a tu su često i nepouzdati podaci o broju pretrčanih km (ugradnja brojača km započela je negde 1968. godine, a docnije je bilo i slučajeva njihovog kvarenja). — Svakako da ovakva situacija predstavlja ozbiljan problem iznalaženja glavnog uzroka i preduzimanju mera za radikalnije saniranje ovog nedostatka.

2. UZROCI HABANJA VENACA TOČKOVA

Neposredan uzrok habanja venaca je toliko dobro znan da ga nije potrebno posebno isticati: trenje klizanja između samog venca i šine, pri čemu sila trenja savlađuje intermolekularnu koheziju koja postoji u materijalu točka. Obrazac:

$$F_T = F_N \cdot \mu$$

predstavlja klasičnu knativikaciju sile trenja (F_T), kao proizvoda normalne sile (F_N) i koeficijenta trenja klizanja između venca točka i šine (μ).

Normalna sila (F_T) je u stvari, transverzalna sila (H), čija je maksimalna vrednost, zbog opasnosti od iskliznuća, ograničena formulom:

$$F_{Nmax} = F_{Tmax} < 0,8Q_0 \dots \text{(prema UIC 515, t.2.2.3.) gde je}$$

Q_0 — srednji statički pritisak točka.

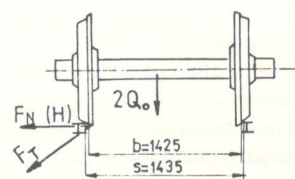
Sasvim je, evidentno da utičući na koeficijent trenja (μ) i normalnu silu (F_N), odnosno transverzalnu silu (H) možemo uticati na veličinu sile trenja ($0,8T$), pa samim tim i na intenzitet habanja.

Koeficijent trenja klizanja čelika po čeliku (venca po šini) kreće se u vrlo širokom dijapazonu i zavisi u najvećem stepenu od stanja površina:

$$\mu = 0,1 - 0,15 \dots \text{ za suvo stanje}$$

$$\mu = 0,01 - 0,05 \dots \text{ za podmazano stanje.}$$

O tome šta bi sve moglo i valjalo da se preduzme da se koeficijent trenja smanji, biće još govora.



Slika 1

vinjskih sklopova, smatraju se potpunim konstruktivnim promašajem), amplituda (a) sinusoidalne putanje težišta osovin-skog sklopa određuje se jednom od Klingelovih formula:

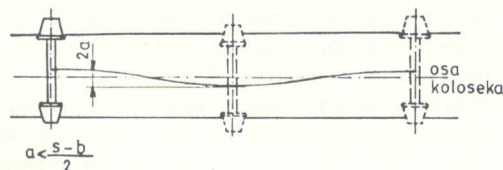
$$a < \frac{s - b}{2} \text{ gde su:}$$

s — širina koloseka i b rastojanje tačka teoretskog dodira između venca točka i glave šine.

Navedena razmatranja upućuju na zaključak da pri kretanju na pravom koloseku fenomen habanja venaca praktično i ne postoji jer nema ni dodira ovog sa šinom. Otuda ova pojava zaslužuje pažnju samo u slučajevima kada se saobraćaj odvija po prugama sa dosta krivina, i utoliko više zahteva izučavanja ukoliko su pruge sa brojnim i oštrijim krivinama.

Pored trenja između venca točka i šine, koje je označeno kao primaran uzrok habanja, na intenzitet ove pojave utiče, na više ili manje posredan način, i niz drugih faktora: tvrdoća materijala točka i šine, konstruktivna izvedba obrtnog postolja i drugi. Postojeća situacija je, međutim, takva da ne postoje neke široke mogućnosti da se variranjem ovih faktora vrši uticaj na spornu pojavu, jer su ti faktori uglavnom već opredeljeni. Tako je za točkove već odabran materijal R7 koji ima propisane granice tvrdoće, šine se izrađuju od čelika po JUS-u C.K1.020. Konstruktivna

Što se transverzne sile (H) tiče, koja je posledica međusobnog dinamičkog uticaja točka i šine (spoljne) u pravcu ose Y , Klingel je još pre jednog stoljeća dokazao da se ona javlja samo prilikom prolaska vozila kroz krivinu, slika 1. Naime, i teoretska razmatranja i izvedeni opiti potvrđuju da pri kretanju po pravom koloseku osovinski sklop izvodi tzv. Klingelovo kretanje, pri kome mu se težište kreće po sinusoidi čija se X -osa poklapa sa osom koloseka. Kada je kretanje osovinskih sklopova stabilno (obrotna postolja, odnosno vozila kod kojih pri kretanju na pravom koloseku u području brzina $0-V_{max}$ može da nastupi pojava nestabilnog kretanja oso-



izvedba obrtnog postolja veoma utiče na intenzitet transverzne sile (H), a videli smo da ova najdirektnije utiče na veličinu sile trenja (F_T). (Opštepoznata je stvar da se kod obrtnih postolja sa malom podužnom krutošću (C_x) kod osovinskih sklopova ovi pri prolasku kroz krivinu zauzimaju radijalan položaj, a tada je i sila pritiska točka na šinu najmanja). Međutim, izborom obrtnog postolja Wegmann, pa potom definitivnim opredeljivanjem za obrtno postolje MD-52, odgođena je mogućnost vršenja uticaja u ovoj sferi za jedan određen, verovatno duži, period.

Sve do sada izloženo nameće zaključak da se mnoštvo teoretskih mogućnosti za smanjenje intenziteta habanja venaca točkova u našim uslovima svodi na jedinu realnu mogućnost, koja je, na svu sreću, i vrlo efikasna, a ogleda se u smanjenju koeficijenta trenja klizanja između venca točka i šine. To je moguće postići, naravno, podmazivanjem dodirnih površina specijalnim uređajima. O tome šta sve od toga danas stoji na raspolaganju, koncizno će biti izloženo u narednom poglavlju.

3. UREĐAJI ZA PODMAZIVANJE VENACA TOČKOVA (ŠINA)

Uređaji za podmazivanje se mogu podeliti na više načina i to:

a) prema vrsti pogona na:

– pneumatske, kod kojih kao medijum za transport sredstava za podmazivanje služi komprimovani vazduh,

– mehaničke, sa klipnom ili zupčastom pumpom, koja pogon mogu dobiti od osovinskog rukavca, preko ekscentra, ili od točkića koji se kotrlja po šini, ili obrće u kontaktu sa točkom vozila,

– manuelne;

b) prema mestu ugradnje na:

– uređaje ugrađene na vozilu,

– uređaje ugrađene u sklopu koloseka,

– prenosive uređaje (koji su po pravilu sa manuelnim pogonom);

c) prema načinu regulacije na:

– elektronske, preko osovinskog davača koji odašilje električne impulse. Na ovaj način se, po pravilu, reguliše intenzitet, odnosno frekvencija brizganja maziva u zavisnosti od brzine, pređenog puta ili vremena,

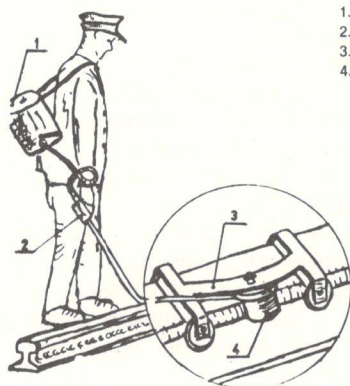
– mehaničke gde se podmazuju samo venci onih točkova koji trče po spoljnoj šini u krivini. Princip ove regulacije zasnovan je na pojavi relativnog pomeranja između obrtnog postolja i sanduka kola, što se događa pri prolasku kroz krivinu.

– bez posebne regulacije.

Ipak, kao najpraktičniju smatramo podelu na uređaje koji neposredno podmazuju šinu, a posebno venac točka i uređaje koji neposredno podmazuju venac točka, a posredno šinu.

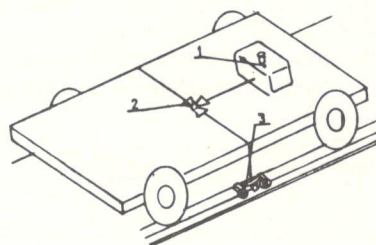
3.1 Uređaji koji podmazuju šinu

Prenosivi uređaj. – Prikazan je na slici 2, a radi sa manuelnim pogonom. Radnik koji na leđima nosi rezervoar sa uljem gura po šini kolica sa profilisanim valjkom za podmazivanje šina. Valjak je sa rezervoarom povezan vodom za ulje, u sklopu kojeg je i ventil kojim se



Slika 2

1. rezervoar za ulje
2. ventil (trokraka slavina)
3. kolica
4. valjak za podmazivanje



Slika 3

rukuje. Od rezervoara do šine ulje dospeva slobodnim padom.

Reklo bi se da ovaj uređaj predstavlja tehnički anahronizam, koji iščezava, ali nije tako. Uređaj je vrlo jeftin i veoma praktičan, pa se otuda sreće u upotrebi kod DB, SNCF, RATP, SBB i brojnih drugih železnica u Aziji, Africi i Severnoj Americi. Naročito je podesan za podmazivanje usamljenih oštih krivina i za dopunsko podmazivanje, kada podmazivanje automatskim uređajima nije dovoljno.

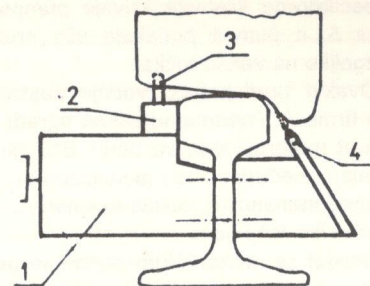
Dresine za podmazivanje. – Prikazan je na slici 3. To su, u stvari, obične pružne dresine opremljene prethodno opisanim prenosivim uređajem za podmazivanje. Dresine za podmazivanje, međutim, imaju dva valjka za podmazivanje (za obe šine), a otvaranjem trokrake slavine ulje se usmerava prema jednom ili drugom valjku, u zavisnosti

od toga koja šina treba da se podmazuje.

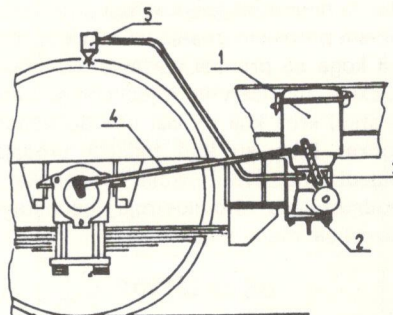
Dresine za podmazivanje korišćene su najviše kod DNB, a u ograničenom obimu i kod SJ i DB. Danas se malo koriste jer njihova upotreba remeti odvijanje redovnog saobraćaja. Uspešnu alternativu zamenu dresinama za podmazivanje predstavljaju ekvivalentni uređaji, montirani na samom vučnom vozilu.

Stacionarni uređaj. – Prikazan na slici 4. Ovi uređaji ugrađuju se, po pravilu, na koloseku ispred (iza) krivine i fiksiraju se uz spoljnu šinu. Osnovu konstrukcije uređaja čini klipna pumpa sa brizgaljkama i rezervoar za ulje.

Uređaj funkcioniše na nagaznom principu. Naime, klip pumpe je u vezi sa produžetkom koji štrči iznad gornje ravni šine. Prilikom nailaska, točak potisne produžetak, pumpa se aktivira i dolazi



Slika 4 – 1. rezervoar za ulje, 2. pumpa, 3. produžetak klipnjače, i 4. brizgaljka



Slika 5 – 1. rezervoar za ulje, 2. pumpa, 3. krivaja pumpe, 4. mehanizam sa ekscentrom i 5 brizgaljka

do brizganja ulja po unutrašnjoj strani glave šine, odakle ga zahvata venac točka i raznosi dalje.

U svetu je dosad razvijen veliki broj varijantnih rešenja ovog uređaja, ali se jednom od najuspešnijih smatra konstrukcija engleske firme P & M, koja je i prikazana na slici 4. Uređaji su se pokazali kao veoma efikasni pa ih primenjuju brojne železnice, u prvom redu železnice u visokorazvijenim zemljama: SNCB, SNCF, DB, OBB, SBB, FS, NS, SJ, AMTRAK i mnoge druge.

3.2 Uređaji koji podmazuju venac točka

ovi uređaji se, po pravilu, ugrađuju na vučnim vozilima.

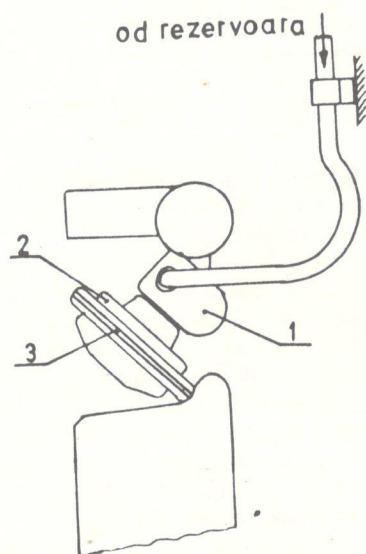
Uređaj sa grafitnim štapićem. – Jednostavne je izvedbe, ali se zbog svog skromnog učinka smatra prevaziđenim rešenjem. Štapić pod dejstvom opruge pritiska na venac točka, ostavljajući na njemu grafitni trag, koji predstavlja podmazujuće sredstvo. Ovakvi uređaji bili su ugrađeni na dizel-lokomotivama serije C61.

Uređaj sa mehaničkim pogonom na ekscentrar. – Dobijaju pogon od osovinskog rukavca, čije se obrtanje, preko polužnog mehanizma, transformiše

u oscilatorno kretanje krivaje pumpe, slika 5, a pumpa potiskuje ulje kroz brizgaljku na venac točka.

Ovakvi uređaji (proizvodnje austrijske firme A. Friedmann) bili su ugrađeni kod motornih vozova serije 812 (šinobusi), međutim, zbog glomaznog prenosnog mehanizma, danas ih smatramo zastarelim rešenjem.

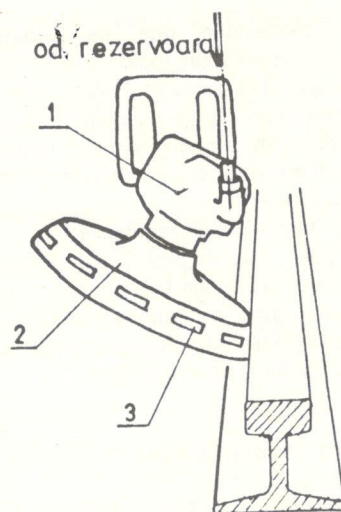
Uređaj sa mehaničkim pogonom od točka. Po mnogim nazorima predstavlja optimum u pogledu jednostavnosti konstrukcije, efikasnosti i cene. Ulje za podmazivanje dospeva na venac, potiskivano od zupčaste pumpe. Pumpa dobija pogon od točkića, koji pod određenim pritiskom prijanja uz točak vozila, od koga se prenosi obrtanje. Na obod točkića navučen je izljebljeni gumeni prsten, kroz koji prolazi ulje do venca točka. Tako su kod točkića uređaja objedinjene dve funkcije: pogonska i podmazujuća, što ilustruje jednostavnost i savršenstvo uređaja.



Slika 6 – 1. pumpa, 2. točkić za pogon pumpe i 3. prsten za podmazivanje

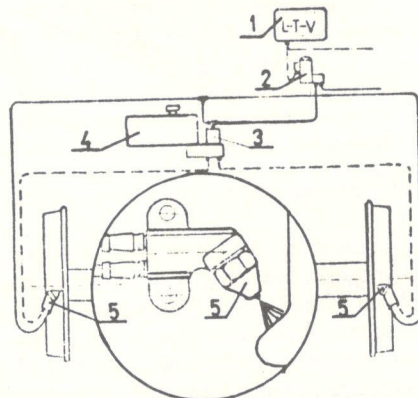
Japanska firma Fuji – Toyuki razvila je čitavu familiju ovakvih uređaja, od kojih je tip B-7000 nedavno ugrađen u eksperimentalne svrhe u JŽ, slika 6. Interesantno je navesti da među do sada razvijenim varijantnim rešenjima uređaja Fuji postoje rešenja kod kojih točkić dobija pogon kotrljajući se po šini, slika 7.

Uređaji sa pneumatskim pogonom. – Kod ovih uređaja brizganje ulja obavlja se posredstvom komprimovanog vazduha. Moderni uređaji ove konstruktivne koncepcije su, po pravilu, sa elektronskom regulacijom. Na slici 8 dat je



Slika 7 – 1. pumpa, 2. točkić za pogon pumpe i 3. prsten za podmazivanje

njihov principski šematski prikaz. »Mozak« uređaja je elektronski upravljački blok u kome se obrađuju električni impulsi prispeli od osovinskog davača. Upravljački blok odašilje komandne impulse elektropneumatskom ventilu, koji je u pneumatskoj vezi sa rasporednikom – dozatorom. Od rasporednika polaze vodovi za ulje i komprimovani vazduh i oni se susižu u brizgaljkama. Pri isticanju ulja, komprimovani vazduh ga ravnomerno raspršuje po površini venca točka.



Slika 8 – 1. upravljački blok, 2. elektropneumatski ventil, 3. rasporednik – dozator, 4. rezervoar za ulje i 5. brizgaljka

Od svih tipova uređaja ove namene, uređaji sa elektronskom regulacijom imaju najšire funkcionalne mogućnosti. Tako je moguće intenzitet podmazivanja dovesti u automatsku zavisnost od pređenog puta (tzv. režim »L«), ili od vremena (režim »T«) ili od brzine (režim »V«), ili od bilo koje druge fizičke veličine.

Međutim, baš savršenost ovih uređaja učinila ih je prilično skupljim i oset-

ljivim pri održavanju, što potvrđuje kako će se videti u daljem tekstu i iskustvo JŽ.

Danas u svetu veliki broj firmi proizvodi uređaje za podmazivanje sa elektronskom regulacijom, pri čemu sa stanovišta tradicije i renomea posebno treba istaći tandem BBC-Secheron. Preduzeće MZT iz Skoplja je naš domaći proizvođač ovih uređaja.

4. OPREMLJENOST SREDSTAVA JŽ UREĐAJIMA ZA PODMAZIVANJE VENACA TOČKOVA

Već je istaknut uticaj brojnosti i oštine krivine pruga na intenzitet habanja venaca točkova. Pravilnik JŽ 325 definiše kriterijum za ocenu brojnosti i oštine krivina jedne pruge, i to preko tzv. »pokazatelja zakrivljenosti pruge« (C), koji je određen formulom:

$$C = \frac{1}{L_t} (1,5L_1 + 1,2L_2 + L_3) \cdot 100\%,$$

gde su:

L_1 – dužina pruge u krivinama $R < 300$ m; L_2 – dužina pruge u krivinama $300 \leq R < 600$ m; L_3 – dužina pruge u krivinama $600 \leq R < 1200$ m i L_t – ukupna dužina pruge.

Sa prosečnom vrednošću pokazatelja zakrivljenosti glavnih pruga, od $C \approx 48$, Jugoslavija se, prema raspoloživim izvorima, nalazi na četvrtom mestu u Evropi, iza Norveške, Švajcarske i Austrije.

Ovako visokoj prosečnoj vrednosti pokazatelja C morale bi da budu primećene aktivnosti na smanjenju intenziteta habanja venaca točkova, te je utoliko neshvatljivija relativno oskudna opremljenost vučnih sredstava uređajima za podmazivanje, a još su manje shvatljivi neadekvatni tretman i održavanje tih uređaja u eksploataciji, što je sve evidentno u tabeli 1. (Uređaji za neposredno podmazivanje šina do sada nisu našli primenu na JŽ).

5. ZNAČAJNA ISKUSTVA ŽTO ZAGREB

Već više od jedne i po decenije se kod ŽTP Zagreb nalaze u saobraćaju dizel-motorni vozovi serije 610, proizvodnje francuske firme Brissonnetu et Lotz, kod kojih, kako je već dato u tabeli 1, nisu ugrađeni uređaji za podmazivanje venaca.

TABELA 1 – UREĐAJI ZA PODMAZIVANJE TOČKOVA VUČNIH VOZNIH SREDSTAVA JŽ

Podaci o voznom sredstvu			Podaci o uređaju		
	Serijski	Isporučilac proizvođač	Konstruktivna izvedba	Primerba	
Lokomotive	Elektro	342	Ansaldo (Italija)	mehanički sa ekscentar-pogonom	zastoji pri funkcionisanju
		362	Ansaldo (Italija)	mehanički sa ekscentar-pogonom	zastoji pri funkcionisanju
		363	Alsthom (Francus.)	sa elektronskom komand. (osovinski davač)	zastoji pri funkcionisanju
		441	»R. Končar« (ASEA)	sa elektronskom komandom (osov. davač) BBV Secheron	u pogonu cca 50% (neprohodne brizgaljke)
		442	»R. Končar«	sa elektronskom komandom (osov. davač) BBV Secheron	u pogonu cca 50% (neprohodne brizgaljke)
		461	Elektroputera	sa elektronskom komandom (osov. davač) BBC Secheron	u pogonu cca 50% (neprohodne brizgaljke)
	Dizel	642	»Đ. Đaković«	nema	—
		661	General Motors (USA)	Uređaji sa grafit. štapićem	odavno demontirano
Motorni vozovi	Elektro	311	Cegielski (Poljska)	nema	—
		410	»Goša«	sa elektronskom komandom (osovinski davač) BBC-Secheron	ne funkcioniše (nema rezerv. delova)
		411	Ganz-Mavag (Mađarska)	nema	ugrađen samo na 4 garnit. za olimp. u Sarajevu
		412	RVZ (SSSR)	sa elektronskom komandom (osov. davačem) BBC-Secheron	nije ugrađen kod 10 garnitura za ŽTO Bgd Dosta zaostaje kod funk.
	Dizel	610	Brissonneau et Lotz (Francuska)	nema	eksperimentalno ugra- đeno kod 1 garniture
		711	»B. Kidrič« /MBB	nema	—
		712	»Đ. Đaković/Macosa	nema	—
		713	»B. Kidrič«/MBB	nema	—
		811	Ganz-Mavag Mađarska	nema	—
		812	»Goša«-Ürdingen	mehanički sa ekscentar pogonom	odavno van funkcije
		813	FIAT/Italija	nema	—

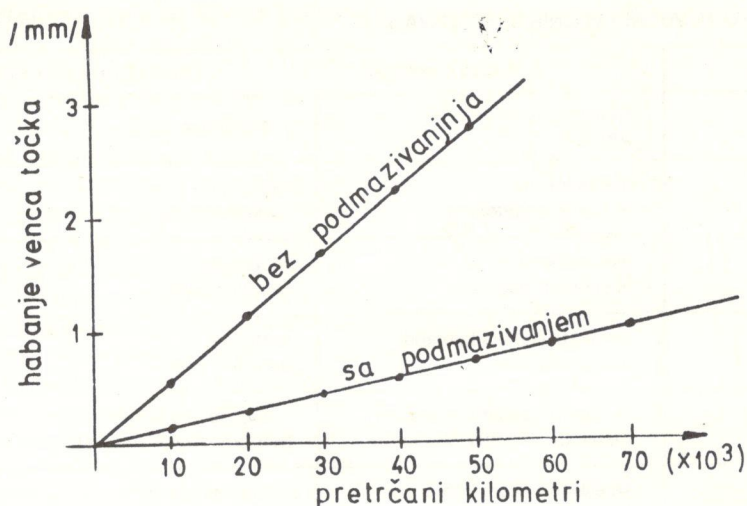
Vozovi serije 610 saobraćali su pretežno na pruzi Zagreb-Split, koja sa svojim pokazateljem zakrivljenosti od C=68 (deonica Oštarije-Split), sa stanovišta brojnosti i oštine krivina, predstavlja jednu od najtežih pruga na JŽ. Od samog početka eksploatacije kod ovih vozova je bila izražena pojava prekomernog intenziteta habanja venaca

točkova. U sklopu aktivnosti radi utvrđivanja uzroka i saniranja ove pojave, odlučeno je da se kod jednog voza eksperimentalno ugrade uređaji za podmazivanje venaca, proizvodnje firme Fuji, tipa B-7000.

Tokom tri i po meseca (u periodu avgust-decembar 1985), permanentno se komparativno pratila dva dizel-motorna

voza serije 610, od kojih je jedan bio onaj kod koga su bili ugrađeni uređaji za podmazivanje venaca. Vozovi su i dalje saobraćali na pruzi Zagreb-Split i prešli su tokom posmatranog perioda cca 75.000 km.

Na dijagramu (slika 9) date su, za oba voza, veličine prosečnog habanja venaca u zavisnosti od pređenog puta,



Slika 9 – Grafički prikaz specifičnog habanja venca točka – nepodmazano : $0,548 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$;
podmazano : $0,140 \text{ mm}/10^4 \text{ km}$

kao i veličine prosečnog specifičnog habanja venaca, svedenog na jedinični pređeni put (10^4 km).

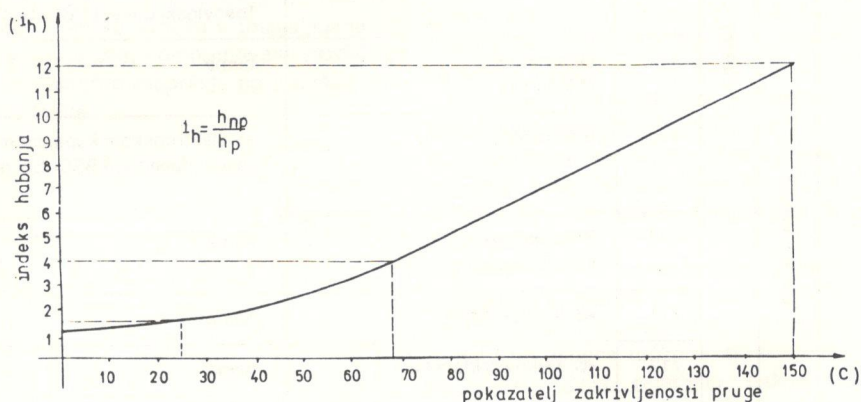
Eksperiment izveden od ŽTO Zagreb je pokazao da uređaji tipa Fuji pružaju izuzetne povoljnosti u pogledu smanjenja intenziteta habanja venaca točkova, toliko velike prednosti da to prevazilazi čak i ono što proizvođač tih uređaja svojim tehničkim prospektom reklamira, te je u ovom kontekstu izlišan bilo kakav dopunski komentar.

6. ZAKLJUČCI KOJI SE NAMEĆU

Podaci iz tabele 1, koji govore o pogonskoj spremnosti već ugrađenih uređaja za podmazivanje venaca točkova, alarmantno upućuju da bi oni ubuduće morali biti pod znatno budnijim okom službi nadležnih za održavanje vozničkih sredstava, jer sve što je ovde izloženo nedvosmisleno ukazuje da ti uređaji zaslužuju veoma brižljiv tretman tokom eksploatacije. Indikativan je slučaj željeznice SBB, koja je ustanovila propis koji se odnosi na lokomotive koje saobraćaju po najtežim prugama (sa visokim koeficijentom zakrivljenosti »C«). Po tom propisu lokomotive se ne smatraju ispravnim i sposobnim za službu ukoliko im ne funkcionišu uređaji za podmazivanje venaca točkova!

Vrlo efikasnu palijativnu meru predstavljalo bi selektivno opremanje vozničkih sredstava (lokomotiva i motornih vozova) uređajima proizvodnje Fuji, čija ugradnja ne bi bila ni komplikovana ni odviše skupa. Pod selektivnošću se

ovde misli da bi prvenstveno trebalo opremiti vozna sredstva koja saobraćaju po prugama sa velikim koeficijentom zakrivljenosti »C« i gde već postoji izražen problem prekomernog habanja venaca (primer ŽTO Prištine i relacije Beograd – Kosovo Polje, naveden u uvodnom delu).



Slika 10 – h_p (mm) – podmazano stanje, h_{np} (mm) i nepodmazano stanje

za podmazano i nepodmazano stanje, svedeno na referentnu vrednost pređenog puta od 100.000 km . Vidi se da sa smanjivanjem pokazatelja »C« opada i učinak uređaja za podmazivanje venaca, što upućuje da postoji neka granična vrednost za »C« ispod koje ugradnja uređaja nije više racionalna.

Na kraju još da se ne izostavi da uređaji za podmazivanje venaca točkova, pored svoje primarne uloge, doprinose i smanjenju emisije buke od vozila u spoljnu sredinu. Kako je UIC 515 u tački 2.3 nagovestio limitiranje intenziteta

Ne bi se trebalo ograničiti na saniranje pojedinih neuralgičnih slučajeva, nego se u sledećoj fazi opredeliti za jedan radikalni pristup. Ovome bi, kako je to već rađeno kod nekih železnica, morala da prethodi opsežna studija koja bi uzela u obzir sve specifičnosti na JŽ koje se odnose: na železničku mrežu, vozna sredstva, eksploataciju i održavanje i druge faktore koji utiču na fenomen habanja venaca. Takva studija morala bi, između ostalog, da izabere najoptimalniji uređaj za podmazivanje kojim bi trebalo opremiti vozna sredstva, da definiše procenat vučnih vozničkih sredstava koja treba opremiti uređajima, da ukaže na eventualne potrebe predviđanja mobilnih i/ili stacionarnih uređaja za podmazivanje šina, uz označavanje lokacija, te da saopšti i niz drugih za ovu materiju relevantnih podataka. U ovom kontekstu ocenjujemo veoma interesantnim dijagram na slici 10, koji daje zavisnost učinka uređaja za podmazivanje od koeficijenta zakrivljenosti pruge. Dijagram predstavlja statističku sintezu podataka iz eksploatacije kod više železnica. Na ordinati dijagrama dat je odnos habanja venca

ove buke, pitanje podmazivanja venaca točkova/šina postaje još aktuelnije.

LITERATURA:

ORE C9/3,4; ORE C19; UIC 515; Propisi o kategorizaciji pruga JŽ 325; prospekti materijali firme BBC; Fuji; P & M, ..., arhivski materijali i datoteka »GOŠE« (RO FŠV), ZJŽ (Sektor za vozna sredstva) i ŽTO Zagreb.

(Adresa: Dragoslav Karanjac, dipl. inž.
Institut »Goša« Beograd)

Analiza rezultata svlačenje-navlačenja točkova i monoblok točkova za osovinske sklopove vučnih i vučenih vozila

UDK 621.135.2.658.581.004.5

Aleksa ŠARENAC, dipl.maš.inž.

1. UVOD

Presovan sklop točka i osovine na šinskim vozilima, način obrade elemenata sklopa, način sklapanja elemenata sklopa kao i efikasnost ponovnog rastavljanja-sastavljanja sklopa zamenom jednog elementa sklopa (najčešće točka), predstavlja jedna od prioriternih i stalnih problema i zadataka sa kojima se svakodnevno susreću proizvodno-remontne organizacije šinskih vozila i sredstava čija je osnovna delatnost proizvodnja, remont i održavanje šinskih vozila.

Prema teoriji steznih sklopova, sklop točka ili monoblok točka i osovine, prikazan na slici 1, predstavlja **uzdužno presovan sklop** ostvaren čvrstom vezom elemenata sklopa, u ovom slučaju točak ili monoblok točka i osovina za šinsko vozilo, bez ikakvog posrednika, ostvaren prinudnim sklapanjem elemenata sklopa izrađenih sa zadorom.

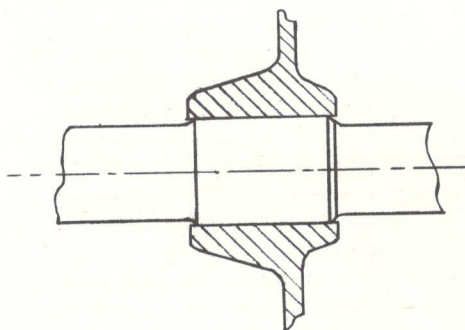
Uzdužno presovan sklop ostvaruje se prinudnim utiskivanjem unutrašnjeg

elementa (osovine) u otvor spoljnog elementa (glavčina točka) pomoću prese. Radi lakšeg sklapanja elementi sklopa treba da budu pripremljeni prema slici 2.

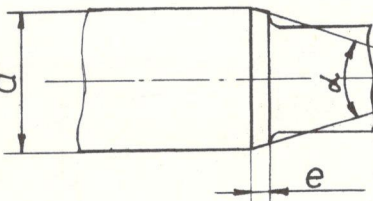
Brzina utiskivanja (brzina kretanja klipa na presi) ne treba da prelazi 120 mm/min. pošto međusobna prionljivost osovine i glavčine točka slabi pri većim brzinama. Pozitivna svojstva uzdužno presovanog sklopa ogledaju se u tome što je izrada elemenata sklopa relativno prosta (cilindrično sedište na osovini i cilindričan otvor u glavčini točka), što može da prenese jake obrtne momente, što je naponsko stanje elementa uzduž sklopa izjednačeno-izuzimajući krajeve (slika 3), što je obezbeđena koaksijalnost delova koji se sklapaju, što nemaju posrednika itd. Nedostaci uzdužno presovanih sklopova su što je moć nošenja računski vrlo teško odrediti zbog tolerancije ostvarenog zadora i zbog drugih uzroka, što moć nošenja sklopa popušta zbog promenljivih deformacija u toku rada, što se moć no-

šenja smanjuje posle više ponovljenih rastavljanja i sastavljanja elemenata približno do 15%, što je sklapanje i rastavljanje elemenata sklopa najčešće dosta teška i složena operacija i zahteva specijalnu i složenu konstrukciju prese itd.

Na osnovu iznetih teoriskih postavki i na osnovu višegodišnjeg iskustva u remontnoj radnoj organizaciji za remont vučnih i vučenih šinskih vozila RO »ŠINVOZ«-Zrenjanin došao sam do zaključka da će se postupak svlačenja i navlačenja točkova na osovine znatno unaprediti i poboljšati konstrukcijom i izradom konceptijski nove i efikasne snažne univerzalne prese. U tu svrhu, a pri tome poštujući teoretske postavke za uzdužne cilindrično presovane sklopove i uz stručnu podršku saradnika, pristupio sam tehnološko-konstruktivnoj analizi i razradi koncepcije za novu konstrukciju i tehnološki postupak izrade univerzalne prese za rastavljanje i sastavljanje sklopova na vučnim i vučenim šinskim vozilima.



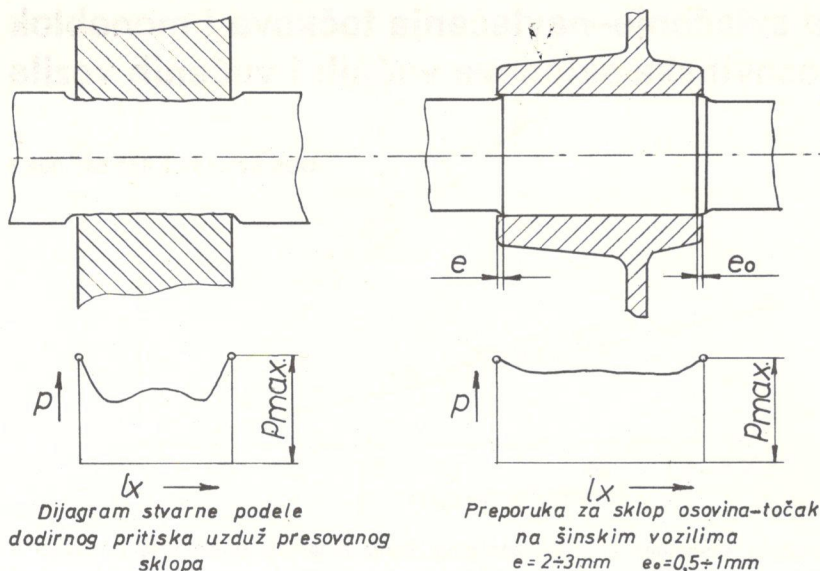
Slika 1



Slika 2

preporuke :

$$e_{min} = 0,01d + 2mm ; \quad \alpha = 10 \div 15^\circ ; \\ \beta = 60 \div 90^\circ ; \quad e_0 = 2 \div 3mm$$



Slika 3

2. TEHNIČKO-TEHNOLOŠKI ZAHTEVI

Za obavljanje postupka navlačenja točka na osovину, odnosno svlačenja točka sa osovine, na osovinskim sklopovima za šinska vozila, moraju se ostvariti uslovi definisani u tehničkoj dokumentaciji za odnosni osovinski sklop, uslovi definisani odgovarajućim JŽ propisima kao i odredbama dokumenta međunarodne unije železnica Code UIC (Union Internationale des chemins de Fer-UIC), a koji se uglavnom svode na sledeće:

2.1 Postupak navlačenja točka na osovину

- Brzina navlačenja točka na osovину preporučuje se u granicama $50 + 80 \text{ mm/minut}$,

- preklap se preporučuje u granicama od $0,8 + 1,8$ od prečnika glavčine točka za osovinske sklopove na vučnim šinskim vozilima, odn. $1,2 + 2$ od prečnika glavčine točka za osovinske sklopove na vučnim šinskim vozilima,

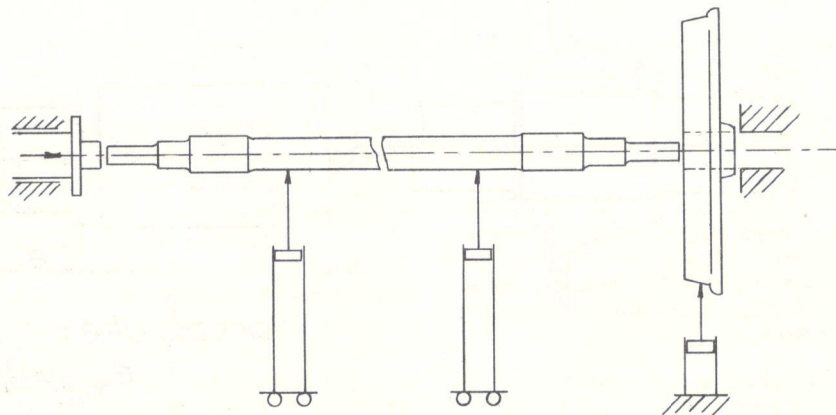
- površine naleganja osovine i rupe u glavčini točka moraju se najpre očistiti benzinom, a zatim premazati čistim lojem ili čistim biljnim uljem,

- osa pritiskivača na presi mora se približno poklapati sa osom osovine koja se utiskuje u glavčinu točka,

- u postupku napresivanja osovina treba da bude oslonjena na dva podešljiva oslonca i da se sa njima kreće

brzinom pritiskivača prese koja mora biti konstantna. Točak osovinskog sklopa treba da leži na podešljivom osloncu, i to tako da se obezbedi prilagodljivost točka osovini, tj. osa osovine i osa otvora u glavčini točka treba da se poklope, a pri tome oslanjanje točka na fiksiran oslonac (bočno) treba da se ostvari na glavčini točka i to po celom obimu,

- presa na kojoj se vrši navlačenje mora da ima baždareni manometar za registrovanje pritiska u glavnom cilindru (pritiskivač) uređaj za grafičko registrovanje rasta pritiska (sile) u toku postupka navlačenja i uporednu tabelu odnosa pritisak (bar)-sila (KN). Brzina pomeranja trake na uređaju za grafičko registrovanje rasta sile mora iznositi minimalno 20 min/minut , a razmera na ordinati dijagrama (sila) treba da bude 1000 KN/30 mm .



Slika 4

2.2 Postupak svlačenja točka sa osovine

- osovinski sklop koji je ostvaren kao poprečno presovani sklop, zagrevanjem točka, po pravilu se ne rasklapa na presi hladnim postupkom,

- osovinski sklop koji se rasklapa (depresuje) treba da leži na dva podešljiva oslonca i to tako da se njegova osa poklapa sa osom pritiskivača prese,

- točak koji se svlači treba, po mogućstvu, da se oslanja (bočno) na fiksiran oslonac prese na glavčini točka,

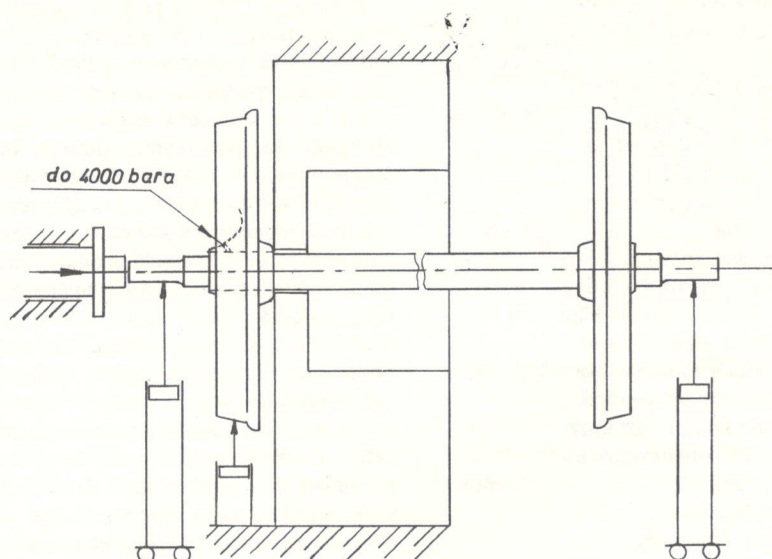
- hidrauličnim uljem pod pritiskom do 4000 bara treba delovati kroz kanal u glavčinu točka sve dotle dok ne dođe do kvašenja uljem po celom obimu točka (točkove koji nemaju kanal u glavčini točka ne treba svlačiti na presi hladnim postupkom jer zbog velikih sila može doći do trajnog oštećenja osovinskog sklopa),

- brzina sa kojom se rastavlja osovinski sklop treba da bude konstantna i ne veća od 120 mm/minut .

Na slici 4 šematski je prikazan postupak navlačenja točka na osovину, a na slici 5 postupak svlačenja točka sa osovine:

3. KONSTRUKTIVNI ZAHTEVI

Dimenzije osovinskog sklopa za vučena i vučna šinska vozila i to: prečnik točka (krug kotrljanja), prečnik sedišta glavčine točka, kočionog diska, pogonskog zupčanika na osovini sklopa, gararita pogonskog dela na sklopu kao i dužina osovinskog sklopa, predstavlja osnovne parametre koji direktno uslovljavaju konstrukciju prese, njen



Slika 5

oblik, dimenzija, način prihvatanja osovinskog sklopa i sl.

Na osnovu tehno-ekonomske analize izvedene na bazi količine osovinskih sklopova i to po vrsti: pogonski osovinski sklop, slobodni osovinski sklop; po dinamici radova na osovinskom sklopu: zamena osovine sklopa, zamena točkova sklopa, popravka pogonskog dela na sklopu idr. došlo se do zaključka da je za potrebe remonta i održavanja šinskih vozila najracionalnije konstruisati univerzalnu presu lako prilagodljivu različitim osovinskim sklopovima za vučna i vučena vozila, koja bi zadovoljila dinamiku remonta kvantitativno i kvalitativno.

Na osnovu analize proračuna presovanih sklopova ostvarenih između elemenata sklopa, osovine-točak, osovine-pogonski zupčanik, osovine-kočni disk, došlo se do nužno potrebne snage prese (nominalna sila za rastavljanje presovanog sklopa), brzine kretanja klipa u glavnom cilindru prese i dr.

Sumirajući izneto proizilazi sledeće:

- dimenzionalno presa može da prihvati osovinske sklopove, bio slobodne ili pogonske, do prečnika točka na krugu kotrljanja $\varnothing 1500$ mm, dužine sklopa do 3450 mm i težine sklopa do 50 KN,
- po vrsti osovinskog sklopa sve pogonske i slobodne osovinske sklopove prihvatljive za tri mesta oslanjanja i dva mesta za kačenje (pri postupku svlačenja, oslanjanje na rukavcima, dva rukavca i kačenje-prihvatanje točka i pogonskog zupčanika, znači angažovana dva mesta za oslanjanje i dva mesta za kačenje),

– po snazi na presi je moguće rastaviti presovane sklopove koji zahtevaju silu: nominalna 3500 KN, maksimalna 4000 KN, uz pomoć multipliciranog pritiska od 2350 bara.

4. PRIKAZ IZVEDENOG TEHNIČKOG REŠENJA

Presa za rastavljanje i sastavljanje osovinskih sklopova za vučna i vučena šinska vozila nastala kao rezultat prethodno iznetih analiza i zahteva i kao rezultat višegodišnjeg iskustva na poslovima remonta i izrade novih osovinskih sklopova sastoji se od sledećeg:

- prednji stub-nosač glavnog cilindra sa komandnim pultom,
- srednji pokretni stub sa mehanizmom za zabavljanje, jednim pomoćnim osloncem i multiplikatorom,
- zadnji vezni stub,
- osloni ram prese u fundamentu sa dva pomoćna pokretna oslonca,
- centralni hidraulični agregat za upravljanje glavnim cilindrom, pet pomoćnih cilindara i multiplikatorom,
- elektroinstalacija sa uređajima za rad i komandovanje,
- dva glavna vezna nosača prese i
- konzolni kran za samoopsluživanje prese.

4.1 Prednji stub-nosač glavnog cilindra sa komandnim pultom

Sastoji se od kutijastog čeličnog stuba, izvedba zavarena konstrukcija od

čeličnog lima Č.0545 $\neq 40$ mm i $\neq 80$ mm, dužina x širina x visina x težina = 900 mm x 1500 mm x 3080 mm x 80 KN, glavnog hidrauličnog cilindra, dvo-smernog, prečnik klipa (prečnik klipnjače x radni hod x radni pritisak/maks. pritisak = $\varnothing 400/\varnothing 280$ mm x 775 mm x 280/300 bara i komandnog pulta sa tasterom za komandovanje rada: hidrauličnih agregata, hidrauličnih cilindara, multiplikatora, pomeranja srednjeg stuba i dr. sa signalnim svetiljkama za indicaciju rada i sa instrumentima za praćenje i registraciju: procesni pisač za snimanje dijagrama sile u toku sastavljanja sklopa, pretvarač pritiska 0 + 600 bara, manometar 0 + 600 bara i el. instrument za multiplicirani pritisak od 0 – 4000 bara.

4.2 Srednji pokretni stub

Sastoji se od kutijastog čeličnog stuba, izvedba zavarena konstrukcija od čeličnog lima Č.0545 $\neq 40$ mm i $\neq 80$ mm, dužina x širina x visina x težina = 900 mm x 1500 mm x 3080 mm x 70 KN, jednog pomoćnog oslonca-hidraulični cilindar hod x nosivost = 500 mm x 25 KN, dva mehanizma za zabavljanje – hidraulični cilindar, hod x nosivost = 350 mm x 25 KN, mehanizma za pokretanje-el. motor sa graničnicima, pet hodova od 400 mm sa zabavljanjem i od multiplikatora od 0 – 2350 bara.

4.3 Centralni hidraulični agregat sa radnim cilindrima i multiplikatorom

Predstavlja zatvoren hidraulični sistem koji se sastoji od agregata I za radni hod $P_1 = 15$ KW, agregata II za brze hodove $P_2 = 22$ kW, agregata III za pomoćne cilindre $P_3 = 2,2$ KW, glavnog rezervoara za hidraulik $V = 600$ dm³, sistema za regulaciju pritiska i protoka, glavnog radnog cilindra $\varnothing 400/\varnothing 280$ hoda 775 mm, dva radna cilindra za pomoćne oslonce-pokretne hoda 800 mm, jednog radnog cilindra za pomoćni oslonac na srednjem pokretnom stubu hoda 500 mm, dva radna cilindra za zabavljanje hoda 350 mm i jednog cilindra multiplikatora, pritiska multiplikacije od 2350 bara i količine multipliciranog hidraulika od 1 dm³.

4.4. Glavni vezni nosač

Izrađen je od kvalitetnog čelika Č.4732.4, fino obrađen, dimenzija $\varnothing$ 250 mm x 7050 mm sa pet žljebova za zabavljanje srednjeg pokretnog stuba na međusobnom rastojanju od 400 mm.

4.5 Konzolni kran za samoopsluživanje

Postavljen je na prednjem stubu prese, radijus opsluživanja $r=5000$ mm, sa dvobrzinskim pokretnim mehanizmom za dizanje nosivosti 32 KN i električni okretnom konzolom. Komandna tabla kрана nalazi se iznad komandnog pulta prese i komandovanje kranom i presom vrši istovremeno jedan opslužilac.

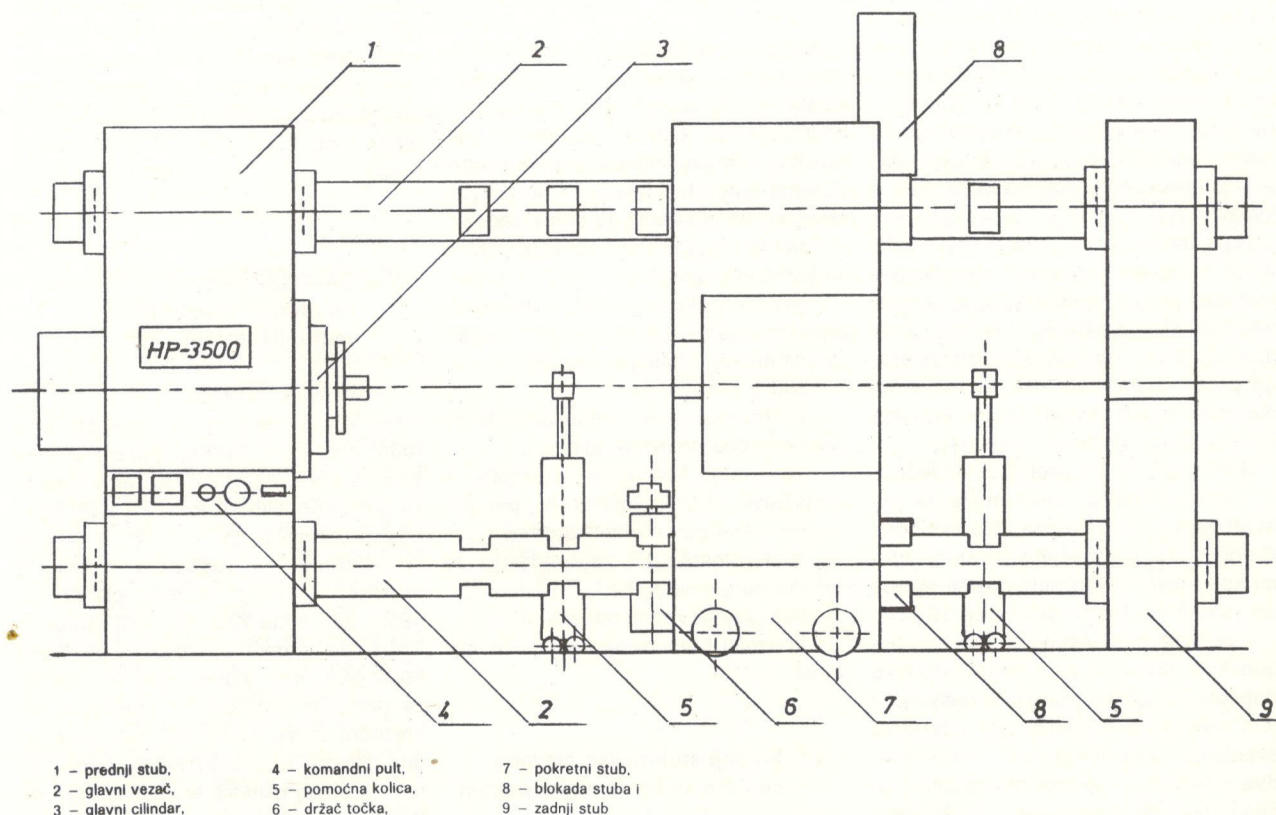
4.6. Tehničke karakteristike prese

– nominalna sila	3500 KN	– maksimalno rastojanje od oslonča do pritiskivača	3450 mm
– maksimalna sila	4000 KN	– maksimalni prečnik osovinskog sloga	1500 mm
– maksimalni hod pritiskivača	775 mm	– maksimalna težina osovinskog sklopa na sopstvenim pomoćnim osloncima	50 KN
– brzina radnog hoda pritiskivača	1 : 4 mm/s	– brzina kretanja trake u pisaču dijagrama jednaka je brzina kretanja klipa	120 mm/min.
– brzina praznog hoda pritiskivača	50 mm/s	– maksimalni pritisak ostvaren u multiplikatoru	2350 bara
		– maksimalni prečnik osovine koji prolazi kroz otvor u srednjem pokretnom stubu	250 mm
		– maksimalni prečnik osovine koji prelazi kroz otvor u zadnjem stubu	320 mm
		– instalisana električna snaga	50 KVA
		– prostorni gabariti	
		– dužina	7050 mm
		– širina	3650 mm
		– visina	4500 mm
		– visina ose glavnog cilindra	1500 mm
		– težina prese	350 KN

Rukovanje presom je vrlo jednostavno i pristupačno i prilagođeno jednom izvršiocu. Na komandnom pultu se nalaze taster-komande za sve funkcije prese, i to: uključanje-isključanje svih agregata sa indikacijom, dizanje-spuštanje pomoćnih oslonaca (pojedinačna i zajednička komanda), uključanje-isključanje blokade sa indikacijom, uključanje-isključanje kretanja srednjeg stuba, uključanje-isključanje multiplikatora, uključanje-isključanje brzih hodova napred-nazad, uključanje-isključanje radnog hoda sa indikacijom i uključanje-isključanje grafo pisača. Na komandnom pultu se takođe nalaze: registrujući instrument za snimanje dijagrama napresivanja (linijski pisač) sa izmenljivom registrujućom trakom dužine 30 metara, manometar sa prebacivačem za pokazivanje radnog pritiska u hidrauličnoj instalaciji i električnog pokaznog instrumenta za pritisak u multiplikatoru.

Presu je projektovana i izrađena u RO »Šinvoz« – Zrenjanin 1984. godine, a uz pomoć domaće mašinogradnje RMK-Zenica, PTT-Trstenik i dr.

Na slici 6 je data dispozicija prese HP-3500.



Slika 6

5. Zaključak

Pri postupku zamene monoblok točkova na osovinskim sklopovima za putnička i teretna kola, na posmatrana dva osovinska sklopa dobijeni su sledeći rezultati:

- monoblok točak: prečnik kruga kotrljanja $\varnothing$ 920mm, poreklo: uvoz-ČSSR, radno mesto obrade otvara u glavčini: vertikalni strug SKI-16 CNC, alat PP-CORUN: držač LS70.5-4025 M16, pločica KNUX 16 04 10 412 PGP 135 P35, režim obrade: $n = 145 \text{ min}^{-1}$ $s = 0,2 \text{ mm/obr.}$

- osovina: postojeca
- merenja: mesto navlačenja točka na osovini: mereno je u aksijalnom

pravcu na dva mesta i u radijalnom pravcu na dva mesta i dobijene prosečne vrednosti prečnika, koničnosti i ovalnosti; mesto glavčine točka: mereno na isti način kao prethodno i dobijene prosečne vrednosti prečnika, koničnosti i ovalnosti, vrednosti za tvrdoću dobijene su metodom merenja »Poldi« i to na osovini i monoblok točku na dva mesta merenja; vrednosti za hrapavost dobijene su merenje po celoj dužini sklopa

- navlačenje točkova obavljeno je na presi HP-3500, korišćeno sredstvo za podmazivanje: tanak sloj čistog loja nanet na osovinu i u glavčinu točka, registrovana brzina navlačenja iznosila je:

120 mm/min. sila napresivanja: rast ravnomeran do konačne vrednosti.

Iz prikazanih rezultata zamene monoblok točkova na osovinskim sklopovima za putnička i teretna kola uočljivo je sledeće:

- koničnost sedišta glavčine točka na osovinama je velika (kod cilindričnih presovanih sklopova na toj dužini, 185 mm, razlika prečnika treba da bude maks. 0,02 mm),

- kvalitet obrade otvora u glavčini točka nije zadovoljavajući (površinska hrapavost kod presovanog sklopa monoblok točak-osovina ne treba da bude veća od 1,6 m),

- zador presovanog sklopa monoblok točak-osovina nalazi se u granicama maksimalno preporučenih (maks. zador 0,33 mm), najpovoljniji zador kod ovih sklopova treba da bude 0,26 – 0,28 mm.

Univerzalna presa HP-3500 prema svojim konstruktivnim karakteristikama i tehnološkim mogućnostima u potpunosti odgovara svojoj nameni: rastavljanje i sastavljanje osovinskih sklopova za vučna i vučena vozila, a sa sadašnjom opremljenošću alata i pomoćnih pribora može prihvatiti sve osovinske sklopove sa svih vučnih i vučenih vozila koja saobraćaju na prugama JŽ-a.

Uz određene modifikacije i dopune, ova praksa je prilagodljiva za serijsku i veliko serijsku proizvodnju osovinskih sklopova za određene serije vozila (na primer: osovinski sklopovi za putnička i teretna kola, efektivno potrebno vreme za kompletiranje jednog osovinskog sklopa je 10 minuta) i u dosadašnjem dvogodišnjem radu pokazala je niz prednosti i pogodnosti u odnosu na prese iz uvoza.

TABELA REZULTATA:

Broj sloga	Broj sklopa	Osovina $\varnothing$, ovalnost, koničnost, tvrdoća hrapavost	Točak $\varnothing$, ovalnost, koničnost, tvrdoća hrapavost	Zador mm	Sila napresivanja
1.	1.1	$\varnothing$ 185,265 mm 0,005 mm 0,03 mm 161 HB 0,55 m	$\varnothing$ 184,961 mm 0,007 mm 0,01 mm 197 HB 3 m	0,304	650 KN
	1.2	$\varnothing$ 184,961 mm 0,017 mm 0,062 mm 146 HB 0,60 m	$\varnothing$ 184,602 mm 0,015 mm 0,02 mm 213 HB 2 m	0,329	750 KN
2.	2.1	$\varnothing$ 185,245 mm 0,005 mm 0,06 mm 147 HB 0,50 m	$\varnothing$ 184,950 mm 0 0 197 HB 2,5 m	0,295	880 KN
	2.2	$\varnothing$ 184,895 mm 0,04 mm 0,05 mm 133 HB 0,45 m	$\varnothing$ 184,575 mm 0,02 mm 0,03 mm 157 HB 3,2 m	0,320	960 KN

Adresa: Aleksa Šarenac, dipl.maš.inž.

Regeneracija izolacionog sistema električnih mašina kod električnih i dizel-električnih lokomotiva

UDK 625.282:621.335.2
-833.6:65.011.8.001.5

Aleksandar PERIĆ, dipl. inž.

1. Uvod

Pored električnog uticaja, električna mašina je izložena mehaničkom, toplotnom, hemijskom i drugim uticajima. Dugotrajnim delovanjem dolazi do degradacije, tj. oštećenja izolacije tako da vremenom ona postaje porozna. Pore i šupljine, koje su u početku u malom broju, omogućuju prodiranje vlage, hemijskih agenasa itd. Sa degradacijom izolacije dolazi do uvećanja električnog polja po jedinici debljine izolacije. Pritom se uvećavaju dielektrični gubici u izolaciji i stvaraju uslovi za njeno dalje starenje. Vremenom se pore i šupljine toliko uvećaju da pređu iz zatvorenih u poluzatvorene, a na kraju u otvorene (vidi sliku 1).

Ovakve pojave se mogu očekivati posle eksploatacije električnih mašina posle četiri, odnosno osam i više godina. U veoma teškim uslovima, koji se imaju na lokomotivama (promenljivo opterećenje sa veoma velikim dinamičkim silama, česta toplotna prenapreznja, promena atmosfere od vlažne tropeske do kisele itd.), proces starenja se ubrzava ako se u međuvremenu ne interveniše. Na kraju dolazi do totalne degradacije izolacionog sistema i električnog proboja.

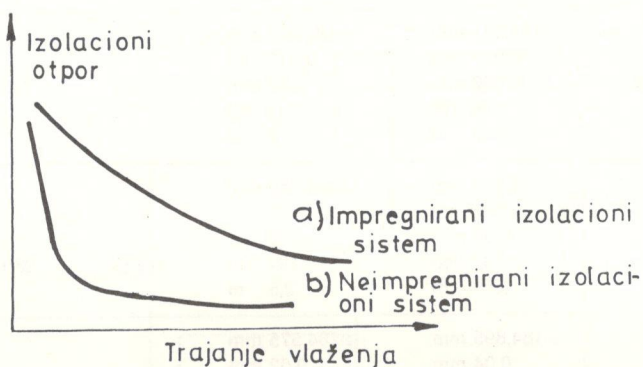
Impregnacijom eksploatisanog statora, tj. rotora ispunjavaju se pore, šupljine, pukotine i eventualno raslojena izolacija se ponovo učvršćava. Time se od izolacije dobija sledeće:

- povećan izolacioni otpor u vlažnoj i agresivnoj atmosferi,
- povećana dielektrična čvrstina,
- povećana kompaktnost i mehanička čvrstina,
- povećana toplotna provodnost namotaja,

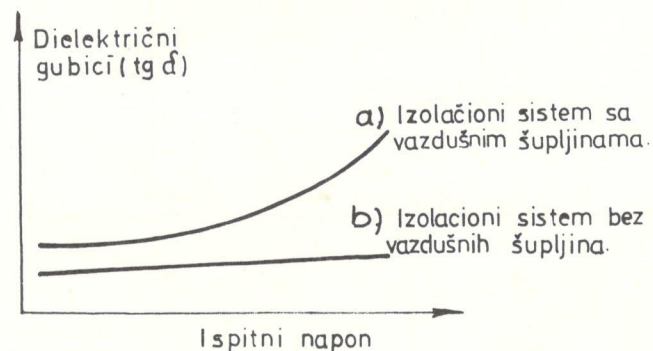


a) otvorene pore i šupljine, b) poluzatvorene pore i šupljine i c) zatvorene pore i šupljine

Slika 1 - Vrste poroznosti izolacionog sistema nakon eksploatacije-



Slika 2 -Uporedni uticaj vlage na impregnirani i neimpregnirani izolacioni sistem - kriva a) impregnirani izolacioni sistem i kriva b) neimpregnirani izolacioni sistem



Slika 3 - Uporedni prikaz dielektričnih gubitaka u zavisnosti od ispitnog napona za impregnirani i neimpregnirani izolacioni sistem -kriva a) izolacioni sistem sa vazдушnim šupljinama i kriva b) izolacioni sistem bez vazдушnih šupljina.

- smanjena jonizaciona mogućnost i posledice od nje,
- usporen proces toplotnog starenja,
- smanjena mogućnost pojave puzaćih struja.

Na slikama 2 i 3 dati su dijagrami koji potvrđuju deo ovih navoda.

Sve izneto uzeto je u obzir kod izrade tehnologije za reimpregnaciju izolacionog sistema električnih mašina na lokomotivama JŽ.

2. Oprema

Za trenutno zacrtanu tehnologiju regeneracije izolacionog sistema, MIN Niš raspolaže potrebnom opremom. Ona se sastoji od pokretnog i statičkog uređaja za pranje i odmašćivanje, ventilacionih peći za sušenje posle pranja i pečenje lak posle impregnacije. Takođe, postoji postrojenje za vakuumsku impregnaciju i uranjanje. Impregnacija statora električnih mašina obavlja se u novozgrađenom postrojenju za impregnaciju »utakanjem« izgrađenog po dokumentaciji MIN-a.

Ceđenje laka obavlja se u posebno izgrađenom sudu.

Pored ove opreme, postoji još viskozimetar, uređaji za merenje otpora izolacije i visokonaponskog testiranja, alati i druga oprema za impregnaciju.

3. Priprema statora i rotora električnih mašina za impregnaciju

Prva faza u procesu impregnacije je priprema statora i rotora.

Usled dugogodišnje eksploatacije, na lokomotivskim električnim mašinama dolazi do taloženja veoma složenih naslaga nečistoća, koje su višeslojne, organskog i neorganskog porekla, masne i zapečene, elektrostatički veoma čvrsto vezane itd. Proces impregnacije zahteva da električne mašine budu besprekorno čiste i suve.

Pošto su nečistoće višeslojne, organskog i neorganskog porekla, uklanjaju se hemijskim sredstvima, i to postupno. Tako se dobija sledeći redosled operacija:

- grubo čišćenje,
- izduvavanje zaostale nečistoće i prašine komprimiranim vazduhom,
- otklanjanje nečistoća organskog porekla hemijskim sredstvima i ispiranje vodom,

g) otklanjanje neorganskih nečistoća hemijskim sredstvom, kratkotrajnim tretiranjem,

d) ispiranje neorganskih i zaostalih organskih nečistoća emulzijom hemijskog sredstva i vode,

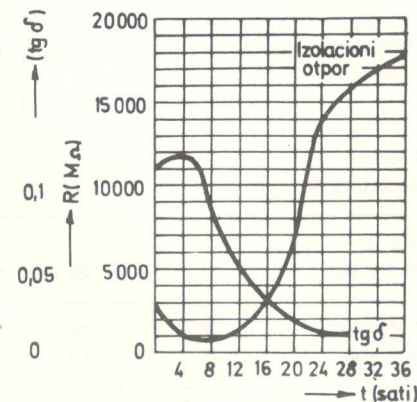
đ) završno ispiranje čistom vodom do pojave čiste tečnosti.

Sve operacije se izvode, uglavnom, pokretnim uređajem za pranje (»mini-voš« proizvođača RO »Sever« iz Subotice).

Nakon pranja, električne mašine se suše u ventilacionim pećima. Proces sušenja traje između 10 i 12 sati na temperaturi od 120° Celzijusovih. Dešava se da je nakon ovog vremena sušenja otpor izolacije nezadovoljavajući pa se proces produžuje. Slika 4 prikazuje da vreme sušenja može biti i preko 30 sati do kolena krive »izolacioni otpor«. Da bi smanjili vreme sušenje treba obavljati u vakuumskim pećima koje imaju sledeće prednosti:

- daleko veći kvalitet odstranjivanja vode i vlage iz električnih mašina,
- besprekorno dubinsko sušenje,
- odstranjuje potpuno vazdušne uključke iz unutrašnjosti mašine,
- postiže se ušteda u energiji (pri određenom vakuumu sušenje se odvija pri nižoj temperaturi),
- skraćuje se vreme sušenja.

Posle sušenja proverava se otpor izolacije. Ako je potrebno impregnisanje rotora, obavlja se demontaža svih bandażnih traka. To se radi zbog lakšeg prodiranja impregnacionog laka unutar mašine u delu ekvipotencijalnih veza, »mika«-kape itd. U slučaju da je potrebna impregnacija statora, potrebno je izvršiti njegovo zaptivanje kako bi se mogla izvesti impregnacija samo unutrašnjeg aktivnog dela statora. Ova priprema je vezana za impregnaciju statora »utakanjem« laka.



Slika 4 – Tok izolacionog otpora i ugla gubitaka za vreme sušenja električne mašine

4. Postupci regeneracije izolacionog sistema

U remontnim radionicama naše zemlje malo pažnje se posvećuje regeneraciji izolacionog sistema električnih mašina. Uglavnom, prevladava mišljenje da je reimpregnacija izolacionog sistema električnih mašina nepotrebna. Posle masovnog probijanja vučnih motora i generatora pre nekoliko godina, u MIN-u Niš je proučen problem i ceo proces regeneracije izolacionog sistema je postavljen na drugim osnovama. Tome je doprinela i stručna poseta remontnoj organizaciji Nemačkih železnica. Celokupni proces regeneracije podeljen je u nekoliko faza:

1. priprema električne mašine za impregnaciju (obrađeno u poglavlju 3);
2. priprema impregnacionog laka;
3. pregrevanje električne mašine;
4. impregnacija namotaja električne mašine;
5. ceđenje impregnacionog laka;
6. pečenje impregnacionog laka – isparavanje razređivača – otvrdnjavanje laka.

4.1. – Već je obrađena.
4.2. – Pod pripremom impregnacionog laka podrazumeva se zagrevanje u rezervoaru za pripremu, uz stalno mešanje. Zagreva se do 50° C, a nakon toga proverava se viskozitet laka. Dolevanje laka ili razređivača dovodi do toga da dobijamo viskozitet u određene i potrebne granice. Ako je lak prljav, obavlja se filtriranje.

4.3. – Da ne bi došlo do naglog zahlađenja laka pri impregnaciji, predgrevanje mašine se obavlja na temperaturi do 50° C.

4.4. – U MIN-u Niš se obavljaju tri vrste impregnacije:

- utakanjem,
 - uranjanjem,
 - vakuumiranjem,
- pri čemu se statori impregnišu postupkom utakanja, a rotori postupkom vakuumiranja i uranjanja.

Postupci vakuumiranja i uranjanja su uobičajeni pa se ovom prilikom ne obrađuju.

»Utakanje« je varijanta uranjanja, tj. potapanja. Brzina utakanja je oko 1–2 cm/min. Impregnacija traje oko 1 sat. Prednost ovog postupka je u sledećem:

- impregnira se samo aktivni deo statora,
- utrošak laka je daleko manji,
- lak se manje prlja,

– izbegava se impregnacija kablova, kliznog ležaja vučnog motora, konzolnog nosača i raznih otvora.

– ne vrši se nikakva demontaža elemenata i sklopova sa statora: konzolnog nosača, kablova i dr.

Proces utakanja laka je veoma jednostavan i ekonomičan, a daje dovoljno dobre rezultate. U remontnoj radionici u Minhenu impregnacija eksploataisanih rotora i statora pa čak i novonamotanih, obavlja se samo postupkom uranjanja.

Na bazi sveukupnog sagledavanja svrsishodne su 4 varijante postupka za impregnaciju, određene zajedno sa stručnjacima ŽTO »Beograd«:

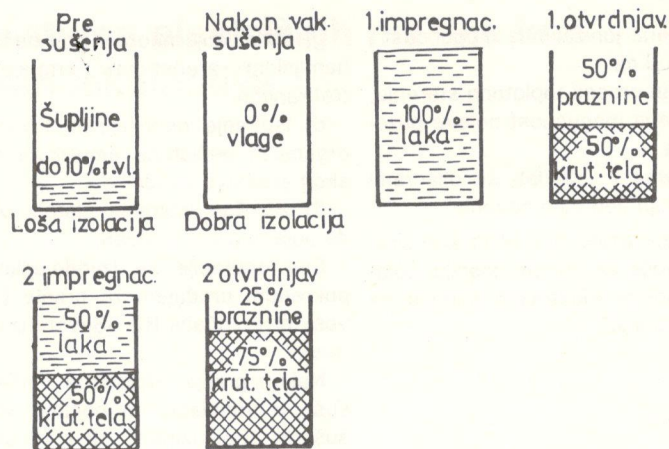
I. Za rotore i statore čiji je otpor izolacije iznad 100 Mega oma, a nemaju vidljiva mehanička optećenja ne predviđa se reimpregnacija već se popravka vrši špricanjem pokrovnim zaštitnim lakom SIB 340. Praksa dokazuje da vremenom otpor izolacije nekih ovako regenerisanih mašina opada. To znači da ovu varijantu treba preispitati.

II. Za rotore i statore čiji je otpor izolacije manji od 100 Mega oma, a veći od 50 Mega oma obavlja se impregnacija rotora postupkom uranjanja, a statora postupkom utakanja. Druga impregnacija se ponavlja.

III. Za rotore i statore čiji je otpor izolacije manji od 50 Mega oma, a veći od 10 Mega oma sprovode se dve impregnacije: stator se impregniše utakanjem, a rotor vakuumiranjem i uranjanjem.

IV. Za rotore i statore čiji je otpor izolacije manji od 10 Mega oma, a veći od 2 Mega oma treba primeniti dve vakuumske impregnacije: statore impregnisati utakanjem, a rotore vakuumiranjem.

Postupak IV je veoma diskutabilan kao i postupak I. Na Nemačkim železnicama električne mašine čiji je otpor izolacije nakon sušenja manji od 20



Slika 6 – Popuna šupljina impregnacionim lakom kod dvokratne impregnacije

Mega oma podvrgavaju se zameni dela namotaja koji narušava izolacioni otpor. Izolacioni sistem sa manjim otporom od 20 Mega oma nema smisla impregnisati. Zbog svega toga ova dva postupka treba još jedanput preispitati, obratiti pažnju na ponašanje mašina i na osnovu toga potvrditi ili ispraviti pomenute postupke.

4.5. Nakon impregnacije rotora i statora treba obavezno sa njih ocediti zaostali lak. Ceđenje laka ima dvostruku ulogu:

- ceđenje zaostalog laka
- prva faza isparavanja razređivača

4.6. Laka se peče u ventilacionim paćima. Sam proces se deli u dve faze:

- faza isparavanja razređivača
- faza otvrdnjavanja impregnacionog laka.

Proces isparavanja obavlja se na nižoj temperaturi od oko 80° C i traje oko 8 sati. Proces poćinje u hladnoj peći.

Otvrdnjavanje se obavlja na temperaturi od 135° C. u vremenu od 8 do 10 sati, s tim što se temperatura stupnjevito podiže svakog sata po 10° C. Konaćan proces pećenja laka na 135° C traje najmanje 4 sata. U završnim fazama lak prelazi iz tećnog u termoplastiĆno, a na kraju u kruto stanje.

Na slićan naćin se obavlja i druga impregnacija, a njena neophodnost se vidi iz slike 5 i 6.

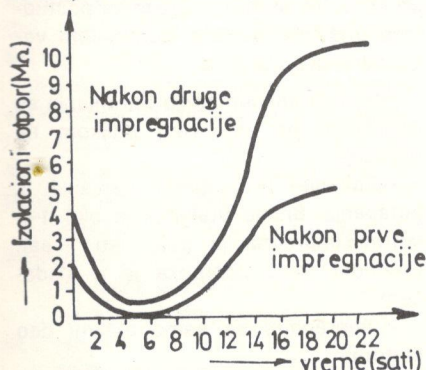
Ovaj postupak treba konaćno ispitati i dograditi.

5. Rezultati

Do današnjeg dana u MIN-u je kroz proces impregnacije prošlo negde oko 40 lokomotiva. U donjoj tabeli dat je pregled regenerisanih elektrićnih mašina u pojedinim varijantama. Kroz proces je prošlo 187 mašina.

TABELA – PREGLED REGENERISANIH ELEKTRIĆNIH MAŠINA U MIN-u NIŠ U PERIODU OD 15. 12. 1985. do 31. 07. 1986. GODINE

Naziv el. mašine	Regeneracija izolacionog sistema				Ukupno
	Varijanta				
	I > 100 MΩ	II (50+100) MΩ	III (10+50) MΩ	IV (2+10) MΩ	
Glavni generator 661	9	2	2		13
Vučni motor 661	51	23	4	6	84
Vučni 441 i	38	14	8		
motor 461	16	14			90
Ukupno	114	53	14	6	187



Slika 5 – Dijagram izolacionog otpora za dve faze tehnoloćkog procesa impregnacije

Za svaku električnu mašinu formira se merna lista. Karakterističan primer merne liste dat je na sledećoj strani.

MIN-u Niš mora se usavršiti i već su u tom pravcu preduzete odgovarajuće aktivnosti:

ž) usavršavanje postupka impregnacije I (otpor izolacije veće od 100 Mega oma) i postupka IV (otpor izolacije je manji od 10 Mega oma, a veći od 2 Mega oma).

MERNA LISTA IMPREGNACIJE ZA VUČNI MOTOR LOK. 441-098 (GO)

PODACI O ELEKTRIČNOJ MAŠINI					
Vrsta mašine		V. Motor		Tip	ISVK-644-8
STATOR			ROTOR		
Broj: 951 932			Broj: 19546		
MERENJA					
Pre pranja	Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)	Pre pranja	Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)
	288	45		288	10
Posle sušenja	Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)	Posle sušenja	Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)
	288	48		288	15
IMPREGNACIJA					
Varijanta	IV (2-10) MΩ		Varijanta	IV (2 - 10)MΩ	
Varijanta	II (50 - 100) MΩ		Varijanta	II (50 - 100)MΩ	
Varijanta	III (10 - 50) MΩ		Varijanta	III (10 - 50) MΩ	
	+			+	
ZAVRŠNA MERENJA					
Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)	Vis. nap. proba	Temp. amb. (°K)	Otpor izol. (MΩ)	Vis. nap. proba
288	2500	+	288	2000	+

Analizom merne liste konstatujemo da je impregnacijom, otpor izolacije statora uvećan sa 48 Moma na 2500 Moma što je preko 50 puta, dok je za rotor uvećanje od 15 Moma na 2500 Moma, što je preko 100 puta. Završna merenja se izvode pre sklapanja električne mašine.

6. Naredne aktivnosti na usavršavanju procesa regeneracije izolacionog sistema električnih mašina

Postojeći proces regeneracije izolacionog sistema električnih mašina u

a) izrada automatizovanog procesa pranja i odmašćivanja,

b) izrada vakuumske sušare,

v) povezivanje procesa pranja i vakuumskog sušenja automatskom linijom,

g) osposobljavanje vakuumskog impregnatora za vakuumsku impregnaciju statora vučnih motora,

d) osposobljavanje postrojenja za utakanje laka SIB 340

đ) ugrađivanje programatora na ventilacionim pećima za kontrolu i registraciju pečenja laka

e) ugrađivanje automatske kontrole ponašanja otpora izolacije pri sušenju u vakuum pećima i pečenju laka

7. Zaključak

Iz svega napred rečenog i u MIN-u ostvarenog u proteklom periodu, očigledno da proces regeneracije izolacionog sistema električnih mašina na mreži JŽ ima tehničko i ekonomsko opravdanje. Usavršavanjem tehnološkog procesa, tehnološki rezultati impregnacije biće još bolji, a kvalitet i pouzdanost regenerisanih električnih mašina biće još veća.

LITERATURA:

1. Uputa za održavanje i popravak vučnog motora ISVK 644-8 »R. Končar« – rotacioni strojevi OOUR SES, Zagreb, 1980.

2. Tehničko remontna dokumentacija za industrijsku opravku dizel električnih lokomotiva selje 661, Železnički institut »K. Savić«, Beograd, 1977.

3. Tehničko remontna dokumentacija za industrijsku opravku elektro lokomotiva serija 441 i 461, Železnički institut »K. Savić«, Beograd, 1977.

4. Tehnologija elektrotehničkog materijala, inž. V. Bek, Zagreb, 1963.

5. Elektrotehnički priručnik »Kaiser«, D. Kaiser, Zagreb '63

6. Razna originalna uputstva »GM«, »MLV«, i »Asea«

7. Merne liste za ukupno 40 lok. koje su bile u MIN-u Niš u 1985/86.

8. Impregnacija namotaja elektroproizvoda, V. Bek i P. Čatoš, Zagreb, 1970.

9. Tehnologija impregnacije, pranja i odmašćivanja električnih mašina JŽ Uputstvo, ŽTO »Beograd«, 1985.

10. Tehnologija regeneracije električnih mašina – dokumentacija MIN-a NIŠ.

(Adresa: Aleksandar Perić, dipl. inž., MINTRANS NIŠ)

Ugradnja asinhronog pretvarača faza na električnim lokomotivama serije 461

Aleksandar PERIĆ, dipl. inž.
Dragoslav PEJČIĆ, dipl. el. inž.

1. RAZLOZI ZA UGRADNJU APF

Na licencnim elektrolokomotivama serije 441 i 461 u trofaznom sistemu ugrađen je statički pretvarač faza. To rešenje je jedno od najslabijih. U dosadašnjoj eksploataciji, od ukupnog broja kvarova, na ovaj sistem otpada blizu 50% (literatura 7), a kod nekih lokomotiva i više. Nedostatak se manifestovao naročito u pregorevanju asinhronih motora pomoćnog pogona.

Stručna komisija ŽTO »Beograd« razmotrila je problem pomoćnog pogona na elektrolokomotivama i izvršila analizu svih pretvarača koji su ugrađeni u lok. sa ciljem da definiše najprihvatljiviji. Analiza je obuhvatala:

- a) usavršen statički licencni pretvarač,
- b) tiristorski pretvarač,
- c) obrtni asinhroni pretvarač.

— a) Licencni statički pretvarač usavršila je RO »Rade Končar« iz Zagreba i to rešenje uradila na lokomotivama 441–500, 600, 700 i na lok. 461 ŽTO »Titograd« (literatura 7). Ovo rešenje je zasad opravdalo svoju funkciju. Međutim, ono u sebi sadrži daleko veći broj ugrađenih elemenata nego što je u licencnom rešenju. To je bilo, da bi se od rešenja izvukao maksimum, neminovno. Po zakonu verovatnoće, to povećava mogućnost za pojavu kvarova, naročito posle duže eksploatacije.

— b) Na lokomotivama 441–800 i 442 RO »Rade Končar« je ugradila tiristorski pretvarač. Trofazni sistem koga stvara ovaj pretvarač ima najbolje karakteristike, jer je potpuno simetričan, gotovo bez asimetrije. Naponska kriva je pravougaonog, a ne sinusoidalnog oblika, što je nedostatak, ali ne od ve-

ćeg uticaja. Najveći nedostatak tiristorskog pretvarača je veoma visoka cena koštanja i veoma komplikovano održavanje. U sebi ima dosta uvoznih komponenti.

— c) Obrtni asinhroni pretvarač faza (APF) ugrađen je na elektromotornim vozovima serije 412/416 sovjetske proizvodnje. Trofazni sistem koga stvara ovaj pretvarač je veoma pouzdan. Na elektromotornim vozovima ne postoji problem pregaranja motora pomoćnog pogona. Ugradnja PF na elektrolokomotivama ne zahteva veću prepravku licencnog rešenja. Potrebno je dograditi APF i opremu za njegovo startovanje. Inače, rešenje je veoma jednostavno.

Imajući sve to u vidu, komisija je odlučila da se APF ugradi na lokomotive: 461–125 i 461–008. Ova rešenja će biti prototipna. Lokomotive treba ispitati kako se ponašaju u saobraćaju da bi se donelo konačno rešenje.

Projektovanje rešenja i izvođenje potvrđeno je MIN-u Niš.

2. KRATAK OSVRT NA APF KAO ELEKTRIČNU MAŠINU

Asinhroni pretvarač faza se po izgledu i konstrukciji ne razlikuje od običnog asinhronog trofaznog motora sa kratkospojenim rotorom, može se reći da je to specijalna verzija trofaznog asinhronog kaveznog motora. Njegov izgled dat je na slici 1 (str. 3).

Razlike između klasičnog asinhronog motora i APF su:

- a) zvezdište APF je fizički pomereno (M2)
- b) broj žljebova i navoja po fazama su različiti (fazni namotaji su:

C1–M2 – motorna faza

C2–M2 – motorna faza

C3–C4 – generatorska faza).

c) vratilo rotora nema mehanički izlaz,

d) poklopci ležajeva su rešetkasti i preko njih mašina usisava vazduh za provetravanje,

e) kućište statora ima 4 otvora za provetravanje.

2.1 Rad APF u praznom hodu

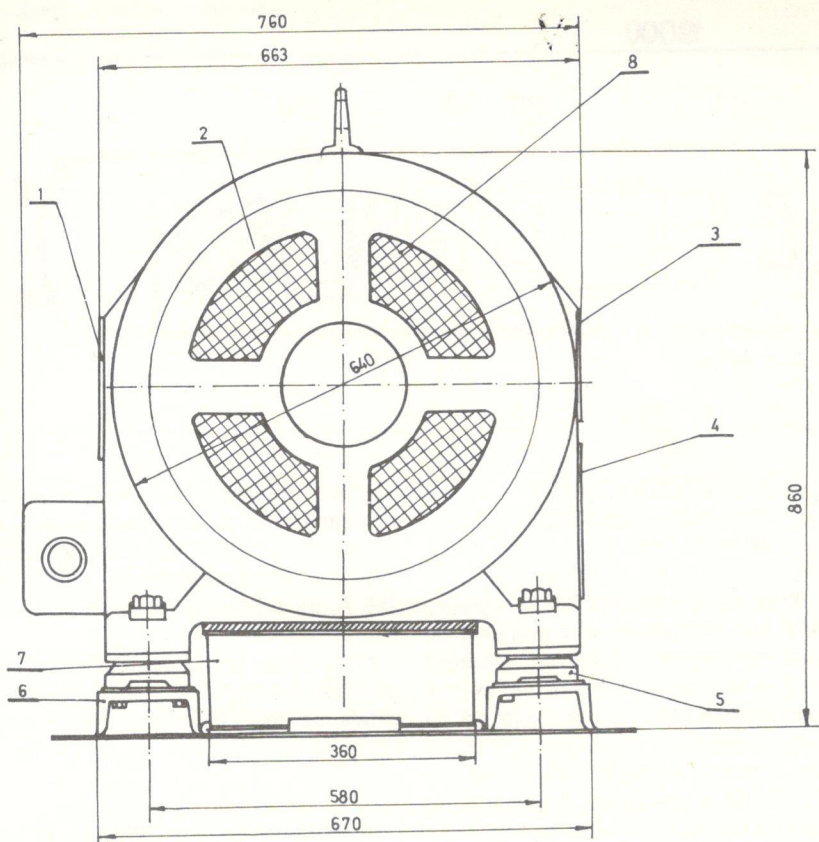
Startovanje pretvarača se može izvesti pomoću otpornika, kao što je dato na slici 2a, odnosno na slici 2b i pomoću kondenzatora, kao na slici 2c.

Pri startovanju istovremeno se uključuju kontaktori K1 i K2. Preko K1 napajaju se motorne faze C2–M2–C1. Preko K2 napaja se otpornik R (kondenzator C) i generatorska faza C3–M2, koja pri startovanju igra ulogu »pomoćne faze« i služi da usmeri rotor u pravcu »direktnog« polja statora. Kada rotor dostigne potrebnu brzinu okretanja, a generatorska faza stvori potreban napon praznog hoda, dolazi do odvajanja kontaktora K2. Time je startovanje završeno. Mašina nastavlja rad kao trofazni motor priključen jednofazno. Ovaj režim nazivamo prazan hod APF. Na krajevima 1, 2 i 3 imaćemo trofazni sistem. Dozvoljena asimetrija napona (struje) APF u praznom hodu se kreće do 10%. Asimetrija napona (struje) izračunava se:

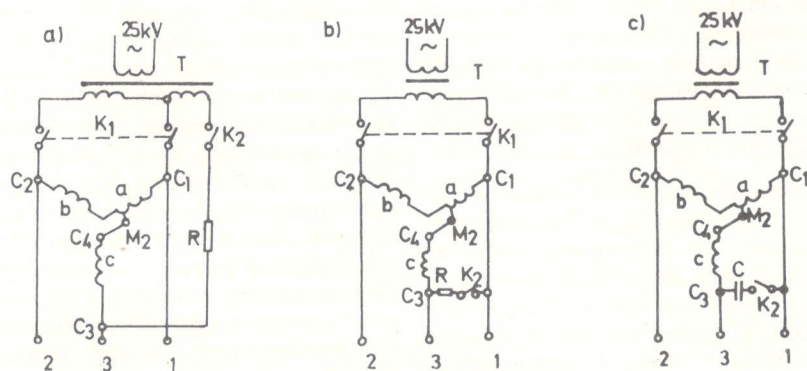
$$K_y (\%) = 100 \sqrt{(A-B)/(A+B)} (\%) \quad (2.1)$$

gde je:

$$A = (y_1^2 + y_2^2 + y_3^2)/6 \quad (2.2)$$



Slika 1 – Asinhroni pretvarač faza tipa NB 455A – 1. bočni poklopac – levi, 2. asinhroni pretvarač faza, 3. bočni poklopac – desni gornji, 4. bočni poklopac – desni donji, 5. silent-blok, 6. nosač, 7. kanalna kutija i 8. otvori za usisavanje vazduha. Dužina APF je 850 mm.



Slika 2 – Principijelne šeme povezivanja APF i uključenje pomoćne faze (generatorske) pri pokretanju

$$B = \sqrt{3C(C-2y_1)(C-2y_2)(C-2y_3)/6}$$

(2.3)

gde je:

$$C = y_1 + y_2 + y_3$$

(2.4)

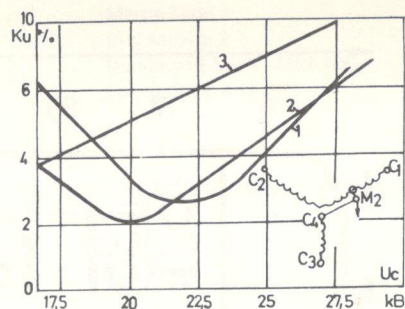
2.2 Rad APF pod opterećenjem

Posle startovanja APF je preko krajeva 1, 2 i 3 sposoban da prihvati opte-

no opterećenje. Na lokomotivama to su asinhroni kavezni motori ventilatora, glavnog kompresora itd. Sa prihvatanjem opterećenja koeficijent asimetrije napona postaje manji od 10%.

Na slici 3 dati su dijagrami koeficijenta simetrije napona APF u funkciji napona kontaktne mreže, za različita opterećenja.

Najslabije rezultate APF daje u praznom hodu (kriva 3), a najbolje pri pu-



Slika 3 – Koeficijent asimetrije APF (NB 455A) u funkciji napona kontaktne mreže – 1 – puno opterećenje, 2 – srednje opterećenje i 3 – prazan hod

nom opterećenju (kriva 1). Sa uvećanjem opterećenja u generatorskoj fazi APF pojavljuju se aktivni i induktivni pad napona koji narušavaju asimetriju, a to se izražava i prilikom startovanja APF. Zato je potrebno kompezirati induktivne padove napona svakog potrošača ili grupe potrošača. To se vrši kondenzatorima koji se povezuju između vodova 1 i 3, za svaku grupu asinhronih motora posebno. Isto važi i za APF gde kompezator vezujemo iza kontaktora K1 na krajeve C1 i C2.

Iz ranije rečenog, može se zaključiti da je za potrebno putno opterećenje pomoćnog pogona potrebna odgovarajuća snaga APF. Pri tom odnosu ćemo imati najbolju asimetriju sistema napona i struje u predelu nominalnih napona kontaktne mreže (25 kV).

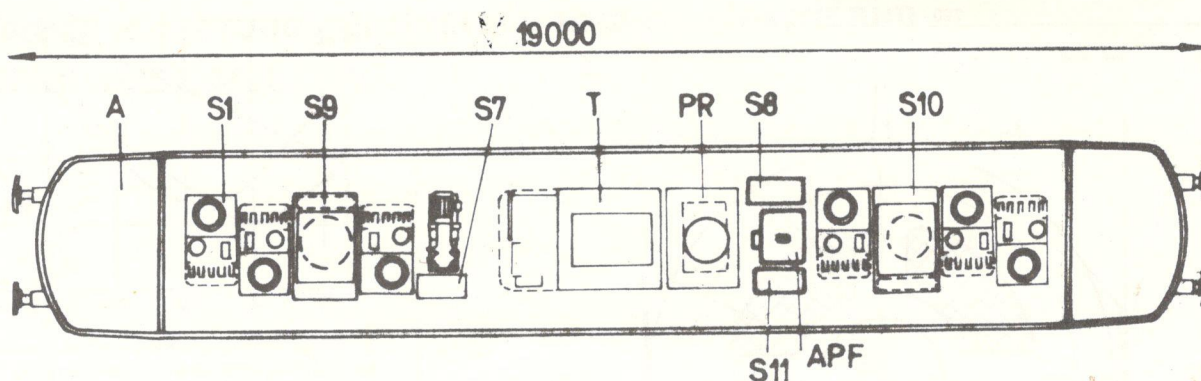
3. NAČIN UGRADNJE APF NA LOK. 461–125 i 461–008, SA TEHNIČKIM OPISOM

Pri projektovanju rešenja pošlo se od tehničkih uslova koje je dala Stručna komisija za modifikacije ŽTO „Beograd“.

Na slici 4 dat je dispozicioni crtež elektrolok. 461 i mesto ugradnje APF i novog ormara S11.

Apf je ugrađen poprečno na osu lokomotive između ormara S8 i S11. Oslonjen je preko 4 silent-bloka (vidi sl. 1). bočni otvori na APF su zatvoreni, tako da ukupni vazduh za hlađenje ide kroz kanalnu kutiju, patos glavnog postolja u atmosferu. Ovim se, pored funkcije hlađenja APF, postiže i provetranje mašinskog prostora lok.

U novom elektroormaru S11 instalirana je celokupna oprema za startovanje i zaštitu asinhronog pretvarača



Slika 4 – Dispoziciona šema električne lokomotive 461 sa ugrađenim APF i S11

faza. U donjem delu ormara S11 ugrađen je otpornik, na levom bočnom zidu energetski elementi APF (zaštitna sklopka, osigurači, kablovi). Na poleđini ormara S11 montirana je oprema za startovanje, a na desnom bočnom zidu relejna tehnika. Elektronski uređaj je podešen na približno 270 volti i kontroliše startovanje APF, kako je ranije opisano. Podnaponskim i vremenskim relajima potpuno je odvojeno startovanje pomoćnog pogona (grupe I, II, III, motor kompresora) od startovanja APF. Prvo će startovati APF i zaleteti se do nominalne brzine, a nakon formiranja trofaznog sistema redosledno će se uključiti I, II, III grupa, a potom motor glavnog kompresora (III obrnuto). Mekano startovanje mašina pomoćnog pogona rešeno je pomoću jednog vremenskog reiea i prepodašavanjem kontrolnika protoka vazduha.

Ugradnjom APF i pomenutih poboljšanja na lok. 461–125 i 461–008 dobijen je sistem koji se već dokazuje na 461–125, jer je u eksploataciji od oktobra 1985. godine. Do danas na ovoj lok. nije pregoreo nijedan motor pomoćnog pogona, što je i glavni zadatak ovog rešenja. Na lok. 461–125 ostalo je staro rešenje regulacije napona napojne mreže. Na lok. 461–008 otišlo se dalje, eliminisana je regulacija napona tako da je APF priključen na iste izvođe glavnog lokomotivskog transformatora, u celom dijapazonu promene napona kontaktne mreže. APF se može ispitivati i na radioničkom priključku od praznog hoda do punog opterećenja, a da se na kontaktnoj mreži uključuje automatski sa prihvatanjem glavne sklopke.

Treba imati u vidu da je ovo rešenje prototipsko i da treba uraditi još dosta toga do formiranja konačnog rešenja (vidi poglavlje 6)

4. ELEKTRIČNA I DRUGA MERENJA. PONAŠANJE LOK. 461–125 i 461–008

Prva verzija rešenja bila je ugradnja APF bez kondenzatora u grupama pomoćnog pogona. Ovakvim rešenjem APF je stvarao trofazni sistem sa velikom asimetrijom napona, koja pri punom opterećenju (uključene I, II, III grupa i motor kompresora) iznosi čak 4,75%. To je dokaz da je pomoćni pogon na lok. 461 premalen za APF koji je ugrađen. Na osnovu prethodnog, u svaku grupu pomoćnog pogona ugrađeni su kondenzatori od 200 mikrofarada, a u kolo motora glavnog kompresora 290 mikrofarada. Kondenzatori su kompenzirali induktivne padove napona u generatorskoj fazi: APF, pa je asimetrija trofaznog sistema svedena ispod 3%, što je zadovoljavajuće. Ovo se vidi iz merenih listi br. 1 (za 461–125), odnosno br. 2 (za lok. 461–008).

Analizom merenih listi zapaža se, pored zadovoljavajućih rezultata asimetrije, veoma niska temperatura kućišta, što je znak da je APF veoma malo iskorišćen. Struje koje teku kroz pretvarač u području nominalnih napona napajanja od 25 kV, a pri punom opterećenju, ne prelaze 150, što je daleko ispod struje koja odgovara snazi APF (210 kVA). Uočljiva je uvećana ukupna struja pomoćnog pogona koja sa uključenjem elektrodinamičke kočnice prelazi 400 A.

Praćenjem lokomotive 461–125 u saobraćaju od 04. 10. 1985. do 30. 07. 1986. godine, konstatujemo da nije pregoreo nijedan elektromotor pomoćnog pogona. U dosadašnjoj eksploataciji ove lokomotive, najveći problem je pravila automatska zaštitna sklopka APF, koja je često izbacivala sistem iz pogo-

na. Ova sklopka je svesno poddimenzionisana, a iz razloga neposedovanja kompletne tehničke dokumentacije. Sa uvećanjem ove sklopke sa 160 A na 250 A, smatrao da će i ovaj problem biti razrešen.

Napomena: U dokumentaciji sa kojom raspolaže MIN Niš mogu se videti i ostala merenja i ispitivanja, merne liste i oprema kojom su obavljena merenja.

5. KOMPONENTE I OPREMA KOJA SE KORISTI PRI UGRADNJI APF

Pri rešavanju novog trofaznog sistema na lok. 461–125 i 008 korišćena je kako domaća tako i strana oprema. ŽTO «Beograd» je nabavila APF i opremu za njegovo upuštanje iz SSSR-a. Oprema za upuštanje obuhvata otpornik za startovanje i elektronski uređaj za kontrolu startovanja. Deo opreme koristi se sa starog sistema lok. To su: kontaktor za startovanje APF, strujni transformator koji kontroliše struju generatorske faze APF i šest kondenzatora koji služe za popravku faktora snage sistema. Ostala oprema je domaća, a to su: zaštitna sklopka APF, podnaponski i vremenski relaji, osigurači, kablovi, montažni materijal i dr. Treba napomenuti da se APF, otpornik i uređaj za kontrolu startovanja pretvarača mogu osvojiti u zemlji i na taj način se osloboditi uvozne opreme.

6. NAREDNE AKTIVNOSTI NA USAVRŠAVANJU REŠENJA

Potrebno je u narednom periodu:

- ispitati lokomotive sa ugrađenim APF na kontaktnom vodu sa promenljivim naponom kontaktne mreže (17–29) kV;

MERENJE MEĐUFAZNIH NAPONA, FAZNIH STRUJA I FAKTORA SNAGE PRI NAPAJANJU PROMENLJIVIM NAPONOM

Motori pomoćnog pogona	Napon voznog voda [KV]	Međufazni naponi na APF-u			Fazne struje APF-a			Temperature			Napojni vodovi			Asimetr.	Napomena	
		U123-108 [V]	U122-108 [V]	U122-123 [V]	I 108 [A]	I 122 [A]	I 123 [A]	Mašinsk. prostora [°C]	Ležaja APF-a [°C]	Na APF-u [°C]	U110-105 [V]	I 105 [A]	I 110 [A]		Struja starta [A]	Razlika napona [V]
Prazan hod	25	388	433	382	0	55	62	10		16	380	88	88	8,20	1000	51
Kompresor	25	391	399	382	43	60	92	10		16	379	200	200	2,50		17
Kočnica																
I, II, III grupa	24,8	391	386	380	59	75	120	10		16	380	280	280	1,64		11
I, II, III i kom.	24,8	388	370	378	65	90	135	10		16	373	350	350	2,75		18
I, II, III i koč.	24,6	389	377	378	60	85	128	10		16	377	320	320	2,01		12
I, II, III kom i koč.	24,5	387	365	376	70	95	140	10		16	370	420	420	3,37		22

NAPOMENA:

- Obavljena probna vožnja 23. 12. 85.
- Priključni kondenzatori:
C1 = 200 μ F – Grupa I C4 = 200 μ F – EDK
C2 = 200 μ F – Grupa II C kom = 290 μ F – Mot. kompresora
C3 = 200 μ F – Grupa III
- Ugrađen drugi APF; Zatvoren sa svih strana sem donjeg otvora.

Temperatura okoline = 10°C

Vreme zaleta APF-a 4 sec.

Datum: 23. 12. 1985. god

Merili:

MERENJE MEĐUFAZNIH NAPONA, FAZNIH STRUJA I FAKTORA SNAGE PRI NAPAJANJU PROMENLJIVIM NAPONOM PRE BRUTO PROBNE VOŽNJE

Motori pomoćnog pogona	Napon voznog voda [KV]	Međufazni naponi na APF-u			Fazne struje APF-a			Temperature			Napojni vodovi			Asimetr.	Napomena	
		U123-108 [V]	U122-108 [V]	U122-123 [V]	I 108 [A]	I 122 [A]	I 123 [A]	Mašinsk. prostora [°C]	Ležaja APF-a [°C]	Na APF-u [°C]	U110-105 [V]	I 125 [A]	I 110 [A]		Struja starta [A]	Razlika napona [V]
Prazan hod	24,0	380	430	375	0	74	74	20		26	375	82	82	9,1	1100	55
Kompresor	25,0	385	390	380	40	78	105				380	130	130	1,55		10
Kočnica																
I, II, III grupa	24,0	380	375	370	60	82	125				370	220	220	1,55		10
I, II, III i kom.	24,0	385	370	370	70	90	130				370	320	320	2,60		15
I, II, III i koč.	24,0	375	380	370	67	75	130				370	275	275	1,55		10
I, II, III kom. i koč.	24,0	380	360	370	70	80	130				375	350	350	3,11		20

NAPOMENA:

- Vreme zaleta t = Ss
- Start:
U111-113 = 230/380 V
1K = 220/170A
I123 = 1100/820/74A
I108 = 1100/800/82A

INSTRUMENTI:

1. »Unimer 45« – »Iskra«
2. Obuhvatni A-metar (3000A) – »Iskra«
Ugrađeni kondenzatori
C1-C4=C6=200 μ F
C5 = 90 μ F

Temperatura okoline = 20°C

Datum: 2. 7. 1986.god.

Merili:

b) definisati pravi — odgovarajući APF za snagu pomoćnog pogona lok. serije 461;

c) prema snazi APF i motora pomoćnog pogona dimenzionisati zaštitu;

d) ugraditi stabilizator napona (magnetni ili tiristorski) tako da na ulazu u APF i trofazni sistem imamo uvek približno 380 volti, bez obzira na varijaciju napona u kontaktnoj mreži, jer je tada asimetrija minimalna (vidi sliku 3);

e) ugraditi motor kompresora od 22 kW i sa kontinualnim radom kompresora;

f) na napojnim krajevima APF ugraditi kondezator za popravku faktora snage;

g) pratiti rad lok. 461–125 i 461–008.

7. ZAKLJUČAK

Na osnovu zahteva Stručne komisije ŽTO »Beograd«, izloženog materijala, dobijenih rezultata ispitivanja i merenja, proizilazi da rešenje ugradnje APF na lok. serije 461 ima kako dobre osobine tako i nedostatke.

Dobre osobine su:

– jednostavnost ugradnje APF i opreme;

– daje solidne rezultate (mala asimetrija napona rešava problem pregaranja motora);

– ekonomičnost rešenja (ugradnja pretvarača i opreme je relativno jeftina u odnosu na ostala rešenja);

– jednostavnost u rukovanju i održavanju;

– smanjuje eksplozivnost mašinskog prostora;

– osvajanjem APF u zemlji i opreme za upuštanje potpuno se oslobađamo uvoza

Nedostaci su:

– uvećano dinamičko naprezanje namotaja pomoćnog pogona glavnog lokomotivskog transformatora;

– uvećana ukupna struja pomoćnog pogona, a naročito u zimskim uslovima;

– pojavljuje se još jedan izvor buke.

Analizom sekundarnog namotaja pomoćnog pogona glavnog transformatora zaključujemo da on može podneti uvećane struje pomoćnog pogona (za manji APF). Ugradnjom tiristorskog ili magnetnog stabilizatora na ulazu APF rešili bismo dobar deo problema. Tako-

đe bi trebalo ugraditi snažniju sklopku pomoćnog pogona. Razvijanjem domaćeg APF sa pogodnim konstruktivnim karakteristikama može se, s druge strane, smanjiti startna struja i eliminirati kondezatorske baterije.

Sa ugrađenim poboljšanjima u postojeće rešenje, zaključujemo da je ugradnja APF u elektrolokomotive moguća i da ispunjava sve zahteve koji se od njega očekuju.

LITERATURA:

1. Dokumentacija MIN-a Niš
2. Tjagovic el. mašini i preobrazovateli, A. Alekseev, 1977,
3. Elektromotorni vozovi JŽ 412 i 416, Z. Miličević, 1983.
4. Asinhronne mašine, B. Mitranović, N. Nikolić, 1967.
5. El. mašini. M. Kostenko, L. Piotrovski, 1965.
6. Teorija el. mašini, A. Angelov, D. Dimitrov, 1976.
7. Stručni časopis JŽ »Železnice« br. 2, februar 1985.

(Adresa: Aleksandar Perić, dipl. inž. MINTRANS Niš i Dragoslav Pejić, dipl. el. inž. KPO JŽ pri MIN Niš).

Ispitivanje železničkih materijala ultrazvukom u MIN

UDK 620.179.16.001.4

1. Uvod

Funkcija kontrole u principu obuhvata praćenje proizvodnje, operacionu kontrolu i kontrolu pouzdanosti kvaliteta. Tehnološka revolucija u ovoj oblasti ispire a ponekad i prinuđuje uvođenje sve više moderne tehnike.

Idealna uloga kontrole treba da je u preventivnoj oblasti. Ona treba da je usmerena u osiguranju kvaliteta tokom proizvodnje, a ne da se osloni na doradu gotovih proizvoda koji imaju greške.

U poslednje vreme u proizvodnji široko se primenjuju metode ispitivanja materijala bez razaranja.

Sredstva koja učestvuju u kontroli bez razaranja služe za :

- otkrivanje defekata
- ocenu strukture materijala
- kontrolu geometrijskih parametara
- ocena fizičko-hemijskih svojstava materijala

Savremena tehnologija neomogućuje uvek dobijanje proizvoda bez grešaka.

Prisustvo grešaka može se odrediti metodama bez razaranja čiji je značaj:

1. Mogu se sprečiti nepoželjne katastrofe.
2. Površinskim i sistemskim ispitivanjem uoče se greške koje se naknadno izbegavaju, što znači poboljšava se tehnologija.
3. Izbegava se skupa naknadna obrada.

Nekada se za izradu određenih delova uzimao faktor sigurnosti i do deset puta, a danas 1,1 do 1,2 što znači da su

Mr Živka MICKIĆ, dipl. inž.

konstrukcije lakše estetski doterane, ali takav materijal mora biti bez grešaka.

Da bi se to postiglo potrebno je u ispitivanju materijala slati određenu energiju a po izlasku materijala tu energiju registrovati. Energija se šalje ili kontinualno ili u vremenskim razmacima i po izlasku iz materijala registruje se.

2. Metode defetoskopije

1. Vizuelna metoda – zasniva se na principu različitog odbijanja svetlosti. Veoma dobra efektivnost se postiže kod austenitnih čelika.

2. x – zranci γ – zranci su elektromagnetni talasi. Princip ispitivanja zasniva se na sposobnosti ovih zraka da prolaze kroz materijal i u većoj ili manjoj meri se apsorbuju. Ako u materijalu ima šupljina rendgenski zranci biće slabije apsorbovani.

3. Magnetna ispitivanja

Magnetna kontrola je jedna od kontrola bez razaranja za otkrivanje površinskih i podpovršinskih nepravilnosti na temelju deformacije magnetnog polja.

4. Ispitivanje ultrazvukom

Ima dosta širokog polje primene jer se mogu otkriti i veoma sitne prskotine kao i ispitivati predmeti velikih dimenzija.

Kod ovih p ispitivanja pomoću piezo elemenata šalju se ultrazvučni talasi u materijalu. Istim ili drugim piezo elementima taj se talas prima sa iste ili druge strane predmeta. Posle se na osnovu intenziteta ili vremena za koji talas pređe kroz materijal utvrdi da li ima grešaka od kojih se talasi odbijaju ili ne. Ultra zvuk se dobro kreće kroz čvrste ili tečne sredine dok kroz gasovite vrlo slabo. Ultra zvuk se koristi za ispitivanje svih vrsta proizvoda a pogotovu gotovih konstrukcija.

3. Metode ispitivanja zavarenih spojeva ultrazvukom

Za ispitivanje zavarenih spojeva koriste se metode:

1. metoda pomoću zvučnog puta i
2. metoda pomoću AVG skale.

Ispitivanje zavarenih spojeva pomoću zvučnog puta vrši se ultrazvučnim aparatom i ultrazvučnom glavom čiji pak izbor zavisi od: debljine lima, prigušenja talasa u uzorku, od položaja defekta i od veličine otkrivenih defekata.

Ekperimentalni predlozi za izbor uglja ispitivanja obzirom na debljinu lima su:

Debljina lima (mm)	Ugao (β)	Tip vibratora
5 – 15	60°	WB ili MVB
15 – 30	70°	WB ili MVB
30 – 60	60°	WB ili MVB
60	45	WB ili MVB

WB – ~~transverzalne~~ glave, barijum titanat
MWB – Minijaturna tranvezalna glava barijum titanata

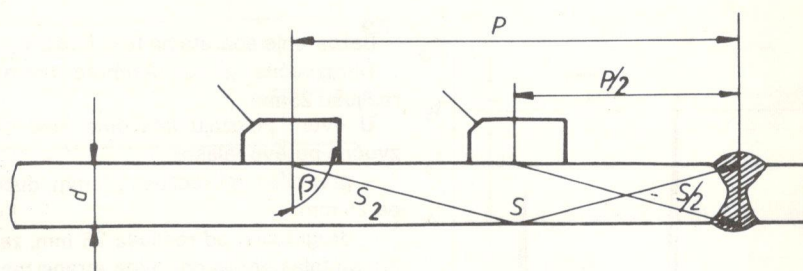
Što je finija struktura i što je finija površina ispitivanja utoliko se viša frekvencija može se upotrebiti, a time je omogućeno otkrivanje malih grešaka. Obično se smatra da veličina zrna nesme da pređe $\lambda/2$ gde je λ dužina ultrazvučnog talasa.

kod 1 MHz 1,4 mm
kod 8 MHz 0,2 mm

4. Proračun potrebnih parametara

Potrebni parametri za rad su:

1. zvučni put (S)
2. odskočno odstojanje (P)



Slika 1

$$S = S_1 + S_2 = P / \sin \beta = 2d / \cos \beta$$

$$\beta = K_S \cdot d$$

$$P = 2d \cdot \tan \beta = K_P \cdot d$$

P (mm) = odskočno odstojanje. To je horizontalno rastojanje između mesta prelamanja transverzalnih talasa na istoj strani površine lima.

S (mm) – dužina stvarnog puta transverznog talasa pređenog u materijalu između oba mesta prelamanja talasa na istoj strani površine lima.

β (°) – ugao pod kojim ulaze transverzalni transverzalni talasi u materijal (meren od vertikale)

d (mm) – debljina ispitivanog materijala

TABELA 2

ugao β °	35	45	60	70	80
$K_P = 2 \tan \beta$	1,4	2,0	3,5	5,5	11
$K_S = \frac{2}{\cos \beta}$	2,4	2,8	4,0	5,8	11,5

Primer: ako je debljina lima 10 mm i ugao $\beta = 70^\circ$

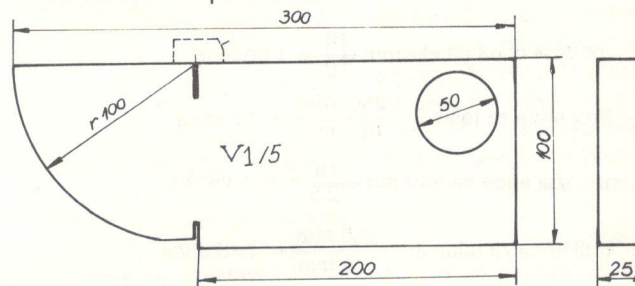
$$S = 2d / \cos \beta = K_S \cdot d = 5,8 \cdot 10 = 58 \text{ mm}$$

$$S = 58 \text{ mm } S/2 = 29 \text{ mm}$$

$$P = 2d \cdot \tan \beta = K_P \cdot d = 5,5 \cdot 10 = 55 \text{ mm}$$

$$P = 55 \text{ mm } P/2 = 27,5 \text{ mm}$$

Na test bloka V_1 (sl. 2).



Slika 2

Znači za naš primer ultrazvučni aparat baždarićemo da zadovolji zvučni put od 100 mm.

$$S_{\text{just.}} = S 40 + (10-20)\% = 58 + (10-20)\% = 100 \text{ mm}$$

5. Baždarenje aparata na zvučni put (npr. 250 mm)

Prilikom baždarenja mora se voditi strogo računa da se pojave bar dva odjeka na ekranu ultrazvučnog aparata.

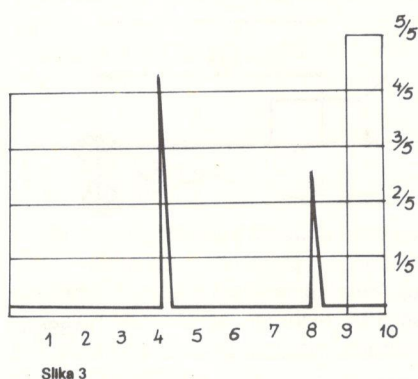
Inače ako to nije slučaj ne može se odrediti tačan položaj ulaznog signala.

$$\text{broj ehoa (objekat)} = \frac{\text{zadati zvučni put (250 mm-);}}{\text{stvarni zvučni put od radijusa (na V₁ je 100mm)}}$$

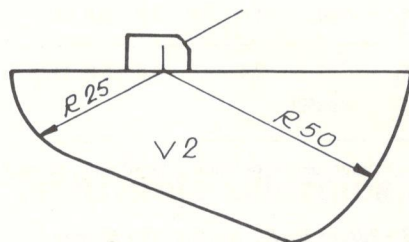
$$\text{broj ehoa} = \frac{250 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 2,5 \text{ ehoa}$$

$$\frac{\text{položaj ehoa na ekranu aparata}}{\text{podeoci na skali ekrana aparata (10)}} = \frac{\text{podeoci na skali ekrana aparata (10)}}{\text{broj ehoa}}$$

$$\text{I eho} = \frac{10 \text{ podeoka}}{2,5 \text{ ehoa}} = 4 \text{ podeok} \quad \text{II eho} = 8 \text{ podeok}$$



Slika 3



Slika 4.

Baždarenje aparata na test bloku V₂
Ultrazvučna glava okrenuta prema radijusu 25mm.

U ovom položaju imaćemo sledeće zvučne puteve talasa:

– prvi talas: od radijusa 25 mm, dužine 25 mm.

– drugi talas: od radijusa 25 mm, zatim se talas odbija od ravne strane test bloka, ide ka radijusu od 50 mm, odbija se i vraća se nazad. Pošto sa zadnje strane ultrazvučna glava ne može da ga primi on se ponovo odbija od ravne površine test bloka, prelama se po zakonu Snelijusa ide ka radijusu od 25 mm, ponovo se odbija i tada ga glava u povratku prima. Dužina puta ultrazvučnog talasa biće 100 mm: 25 mm + 75 mm = 100mm

– treći talas: preći će put kao drugi talas uvećan za šetnju od 75 mm, tj. 100 + 75 = 175 mm

– četvrti talas: preći će put kao treći talas plus put za šetnju od 75 mm: 175 + 75 = 250 mm

$$\text{– broj ehoa za talas 1 je: } \frac{250 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 10 \text{ ehoa}$$

$$\text{položaj ehoa na ekrenu: } \frac{10}{10} = 1 \text{ podeok}$$

$$\text{– broj ehoa za talas 2: } \frac{250 \text{ mm}}{100 \text{ mm}} = 2,5 \text{ ehoa}$$

$$\text{položaj ehoa na ekranu: } \frac{10}{2,5} = 4 \text{ podeoka}$$

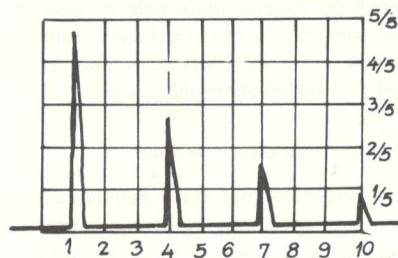
$$\text{– broj ehoa za talas 3: } \frac{250 \text{ mm}}{175 \text{ mm}} = 1,43 \text{ ehoa}$$

$$\text{položaj ehoa na ekranu: } \frac{10}{1,43} = 7 \text{ podeok}$$

Pri baždarenju na test bloku V2 na radijusu od 25 mm imaćemo 4 ehoa-odjeka koje treba podesiti na skali po-
moću nulte tačke i vremenske baze na odgovarajuće podeoke:

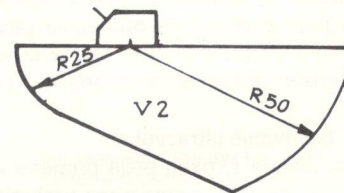
– Prvi eho (odjek) na 1 podeoku

- drugi eho (odjek) na 4 podeoku
- treći eho (odjek) na 7 podeoku
- četvrti eho (odjek) na 10 podeoku



Slika 5

Proveru baždarenja aparata možemo izvršiti okretanjem ultrazvučne glave prema radijusu od 50mm na test bloka V2.



Slika 6

U ovom položaju dužine talasa biće:

– prvi talas: 50 mm

– drugi talas: 50 mm + 75 mm = 125 mm

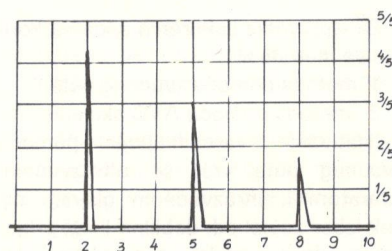
– treći talas: 50 mm + 75 mm + 75 mm = 200 mm

– četvrti talas: 50 mm + 75 mm + 75 mm + 75 mm = 275 mm

Na skali ekrana aparata položaji ehoa biće:

I-eho na 2 podeoku II-eho na 5 podeoku

III-eho na 8 podeoku



Slika 7

Granice vara na ekranu aparata određujemo: PRIMER

$$P = 55 \text{ mm}$$

$$P/2 = 27,5 \text{ mm}$$

$$d = 10 \text{ mm}$$

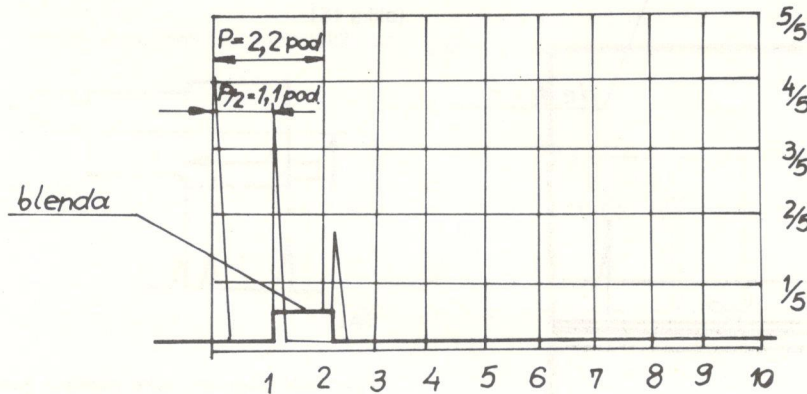
$$S_{\text{baž.}} = 250 \text{ mm}$$

Znači, na skali ekrana aparata biće područje očekivanja greške-defekta između 1,1 i 2,2 podeoka.

Radi jednostavnijeg i bržeg rada da bi smo izbegli računanje lako i brzo može se položaji P i P/2 odrediti ukoliko je to moguće na ivici lima koji se ispituje ukoliko je ona ravno odsečena.

$$\text{položaj za P: } \frac{55 \text{ mm}}{250 \text{ mm}} \cdot 10 \text{ mm} = 2,2 \text{ podeok}$$

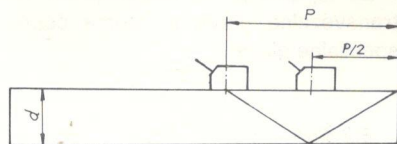
$$\text{položaj za P/2: } \frac{27,5}{250} \cdot 10 \text{ mm} = 1,1 \text{ podeok}$$



Slika 8

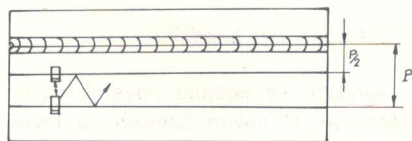
Postupak je sledeći: potraži se maksimalni odjek od gornje ivice lima i obeleži na ekranu ili se dotera blenda, a zatim se potraži maksimalni odjek od donje ivice lima i isti označi na ekranu ili dotera blenda ukoliko je ima aparat.

Ovako doterani odjeci od ivice lima omogućuju nam da odredimo gde se greška nalazi, tj. gde će ukoliko postoji da se javi između ova dva odjeka.



Slika 9

Sada kredom obeležimo na limu rastojanje P i P/2 od ose vara, time smo ograničili položaj kretanja glave za uspešno ispitivanje.



Slika 10

Ukoliko nemamo ravnih ivica na limu koji ispituje, onda možemo upotrebiti

za baždarenje bilo koji lim poznate debljine.

Baždarenjem za rad sa kosim glavama potrebno je:

a-ustanoviti stvarno mesto izlaska talasa iz ultrazvučne glave (pomoću test bloka V_1)

b - izvršiti korekciju nulte tačke

c - proveriti stvarni ugao izlaska talasa iz glave.

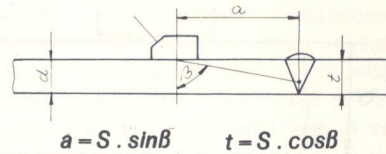
Pojačanje aparata definiše se pomoću etalon lima istog koji ispituje. Ukoliko nemamo takve etalone sa veštačkim defektom na osnovu iskustava orijentaciono pojačanje određujemo tako što ispitnu glavu postavimo na $3/4 \cdot P$ za ivicu lima (istog kojeg ispituje) i podešavamo visinu ehoa-odjeka:

za glavu od 45° $1/3$ visine ekrana
za glavu od 60° $2/3$ visine ekrana
za glavu od 70° cela visina ekrana

6. Određivanje položaja defekta

Kada se pojavi odjek na ekranu između oznaka P i P/2, tj. odjek od defekta ultrazvučna glava se zaustavi i lagano se traži maksimalni odjek-echo. Pročita se na ekranu aparata dužina zvučnog puta do defekta i na osnovu njega odredi položaj defekta, tj. na kojoj dubini od gornje ivice lima i na kojem odstojanju od izlazne tačke ultrazvučnog talasa ili čela glave nalazi se defekt:

a. Ukoliko je defekt otkriven pri položaju glave po P/2:

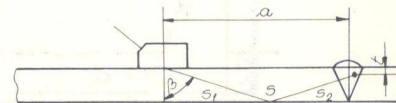


Slika 11

a - rastojanje od defekta do izlazne tačke na glavi

t - dubina defekta od površine lima

b. Ukoliko je defekt otkriven pri položaju glave od P/2 do P:



Slika 12

$$a = (S_1 + S_2) \cdot \sin \beta - S \cdot \sin \beta; S = S_1 + S_2$$

$$t = 2d - S \cdot \cos \beta$$

d - debljina lima

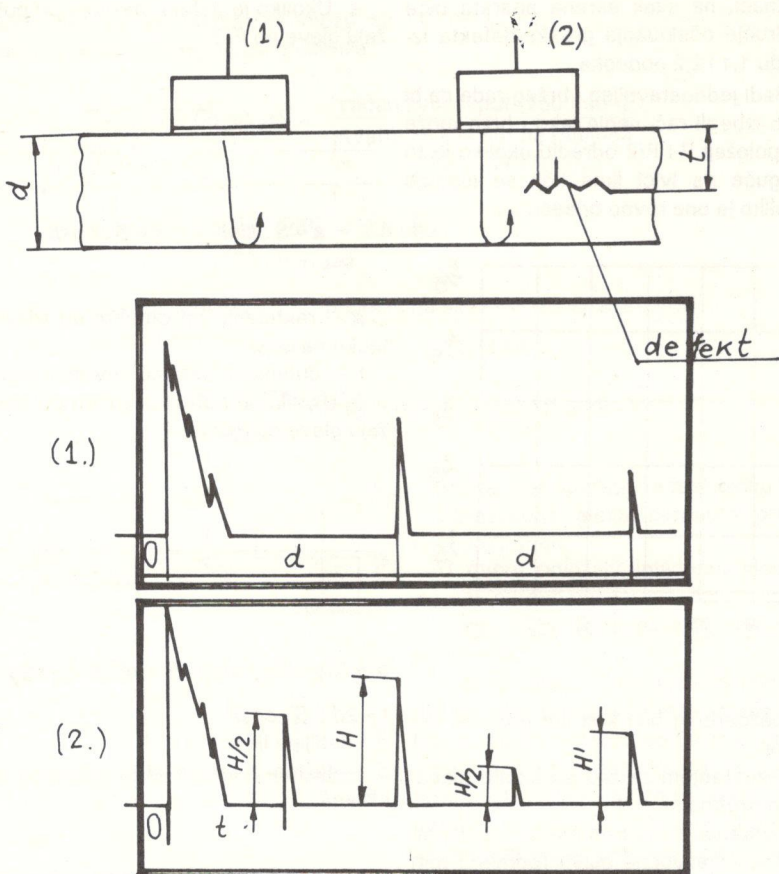
S - dužina zvučnog puta očitano sa ekrana

7. Impulsna eho metoda primenjena na kod ispitivanja debelih limova

Za razliku od ispitivanja varova koje se vrši kosom glavom ispitivanje debelih limova vrši se normalnom glavom. Ultrazvučni aparat pravilno izbaždarimo na odgovarajućem test bloku. Zatim vršimo pomeranja ultrazvučne glave po površini lima do granice, gde echo od greške opada na jednu polovinu visine (slika 13). U tom slučaju rub dvoplasnosti nalazi se baš na polovini ultrazvučne glave. Na taj način određujemo stvarno konture dvoplasnog debelog lima.

Druga je mogućnost da ultrazvučnu glavu pomicemo do granice dvoplasnosti tako da odjek od greške bude još vidljiv. U tom slučaju mora se voditi računa o divergenciji zvučnog snopa, i to naročito kod debelih limova (slika 14).

Ispitivanje železničkih materijala ultrazvukom poznato je već više od 20 godina. Gotovo na samom početku upotrebe ultrazvučne defetoskopije, odmah su se ultrazvučne metode javile u industriji šinskih vozila i u eksploataciji. Time se jako smanjio broj havarija na osovinama koje predstavljaju najosetljiviji deo vagona i lokomotiva.



Slika 13

Danas ultrazvučna kontrola sve više ulazi i u nove šine koje su ugrađene po-

gotovo na prugama, gde su saobraćajne brzine veoma visoke.

Ostali delovi ispituju se prema potrebi kao u opštoj mašinogradnji, dakle ot-kivci odlivci i varovi, a značajno mesto zauzima kontrola debljine zida cevi i ko-tlova.

Propisi za ispitivanje ultrazvukom že-lezničkih vozila su dosta zastareli (1959.) u to vreme je tehnika ultrazvuč-ne defetoskopije bila još u počecima, pa na tom planu trebalo bi izvršiti određe-ne promene.

8. Materijali koji se ispituju

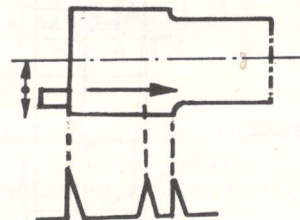
Železnički materijali koji se ispituju su osovine, šine, venci točkova, čepovi točkova i varovi

8.1 Osovine

Najčešći i najopasniji defekti na osovinama svih vrsta jesu poprečni risevi i pukotine na sedištu glavčine. Kod novih osovina ispituju se i unutrašnje greške.

Ako je osovina takvog geometrijskog oblika, da je čelo osovine ravno i nije mnogo manje od sedišta onda se može za traženje poprečnih pukotina upotrebiti normalna glava koja je tačno izbaždarena.

Pomeranjem glave naokolo za 360° i posmakom u pravcu strelice, možemo naći eventualne poprečne prskotine (slika 15).



Slika 15

Pukotine mogu biti jako plitke a ipak opasne. Pomoću normalne glave ispitu-jemo čitavu osovину po dužini a pri tome vodimo računa o pojavi odjeka zbog longitudinalnih talasa koji nastupa-ju na geometrijskim prelazima na osovi-ni. Kod kosog upadanja longitudinalnog ultrazvučnog talasa na granici čelik-vazduh, on se odbija pod istim uglom, kao longitudinalni talas, osim toga transformiše se delimično u transveza-lni talas pod uglom B i oba talasa putuju dalje u telo osovine.

Upotreba normalne glave sa čela, daje isključivu informaciju o stanju osovine, a ne kvantitativne podatke.

Za ispitivanje se mogu primeniti i transvezalne glave a veoma često i specijalne glave.

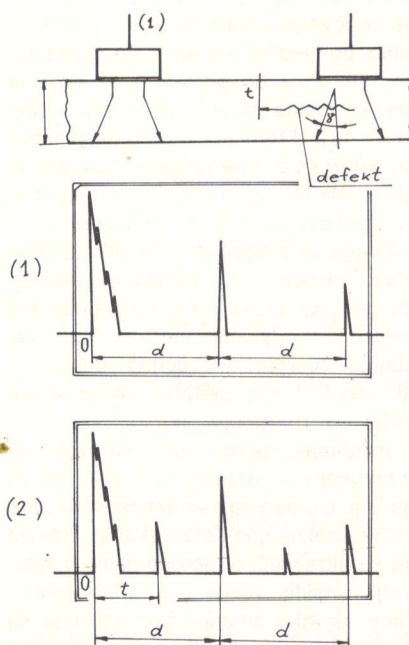
8.2 Šine

Najprostije greške koje se pojavljuju na šinama su poprečne pukotine. Puko-tine obično leže pod uglom od 15° do 20° prema površini ali ne moraju izlaziti na površinu. Takve greške se vreme-nom povećavaju i dovode do loma šina.

8.3 Ispitivanje bandaža

Bandaže se ispituju nove ili nakon upotrebe. U novim bandažama mogu nastupiti flokne i grubi nemetalni uključi-ci.

Osim normalnom i SE glavom u prak-si se upotrebljava ispitivanje na polua-utomatskom stolu u imerzionoj tehnici.



Slika 14

U laboratoriji za defektoskopiju MIN Niš, uspešno se vrši ultrazvučna kontrola osovinskih slogova dizel i električnih lokomotiva.

Ispitivanje teče po jednom od postupaka koji je opisan. Takođe se vrši ultrazvučna kontrola varova za postolja vagona koji se izrađuju u MIN, kao i postolja lokomotiva.

Ultrazvučna kontrola železničkih ma-

terijala trenutno u MIN-u vrši se napred nabrajanim metodama.

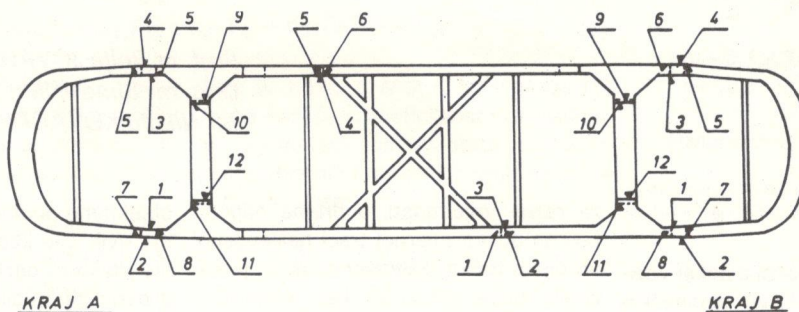
Ukoliko su u pitanju zavareni spojevi kontrola se vrši kosom glavom.

Ukoliko se ispitivanje vrši na osovinama (traženje poprečnih pukotina) ispitivanje se vrši normalnom glavom na način koji je objašnjen u predhodnom tekstu.

Postolje na slici 16 kontroliše se kosom glavom. Sve ove metode date su

za nemačke ultrazvučne aparate »KRA-UTKRAMER«.

Međutim MIN se snabdeva novom daleko savremenijom ultrazvučnom opremom, kojom će se daleko efikasnije otkrivati defekti, tako da će ultrazvučno ispitivanje u MIN-u biti sve zastupljenije i za aparaturom koja je već stigla, ići u korak sa razvojem ove metode u razvijenijim industrijskim zemljama.



Slika 16

(Adresa: mr Živka Mickić, dipl. inž., Institut »Edvard Kardelj« MIN Niš).

Iznalaženje metoda određivanja sila u tački dodira točak–šina vagona pomoću tenzometara i računara¹⁾

UDK 625.032:629.018:65.012.1.001.5

Prof. dr Relja JOVANOVIĆ, dipl. maš. inž.
Doc. mr Simo MIMIĆ, dipl. el. inž.
Mr Nikola KOVAČINA, dipl. maš. inž.

Sažetak

Pri puštanju u saobraćaj šinskih vozila te pri utvrđivanju njihovih dinamičkih osobina tokom upotrebe a i uzajamnog dinamičkog odnosa vozilo (voz) – pruga, kao poseban problem se pojavljuje određivanje tokom vremena, u vrlo kratkim intervalima promjene sila u tačkama dodira točkova i šina: sile bočne – Y , sile vertikalne reakcije šine – Z te, ako postoji, uzdužne sile (adhezije) – F_1 . Ovo zbog toga što je kretanje šinskog vozila (voza) u cjelini, a u predjelu osovina – pruga, takođe, teorijski istraženo i predstavlja složen dinamički problem, koji je višestruko neodređen.

Radi rješenja postavljenog problema kretanja šinskih vozila, decenijama se čine naponi da se višak nepoznatih veličina u sistemu jednačina kretanja šinskog vozila pribavi mjerenjem, čemu je najveće mogućnosti otvorio razvoj tenzometara i računara.

U tom cilju razrađena je predložena metoda koja se zasniva na principima koji slijede.

Ako se na disk točka šinskog vozila, na bilo kom mjestu i u bilo kom pravcu naljepi mjerna traka, a potom na obimu točka djeluje, pojedinačno ili sinhrono, determinisanim vrijednostima, u granicama realnosti željezničke eksploatacije sila Y , Z i F_1 , nalijepljene trake će se deformisati za neku vrijednost pod dejstvom svake navedene sile, ili za neku posebnu vrijednost pod sumarnim dejstvom svih tih sila. Drugim riječima, pod dejstvom promjenljivih vrijednosti, statičkih sila Y , Z i F_1 , deformisaće se diskovi točkova

za razne vrijednosti, a prema naponu koji se dozira mjernoj traci nalijepljenoj na disku točka, galvanometar će pokazivati razne otklone, kao električnu ponderaciju mehaničkog napona na točku.

Ako se, pak, deformacije točkova šinskog vozila, pod dejstvom raznih determinisanih vrijednosti sila Y , Z i F_1 , pod raznim uglovima djelovanja po krugu kotrljanja točka, momorišu, slijedi da će točkovi (znači i osovina) biti baždareni, tj. postaće dinamometri poznate osjetljivosti, gledano na dejstvo sila Y , Z i F_1 , po pravcu, smjeru i intenzitetu.

U radu je zavisnost električnog napona u mjernim trakama i sila na obodu točka pretpostavljena, a testom utvrđena kao opravdana, u obliku kvadratnog polinoma, pri čemu se kompenzacionom mjernom trakom obezbjedilo da je slobodni član polinoma nula.

U ovoj metodi je bitno odrediti koeficijente navedenog polinoma a_{jl} ($j=1,2 \dots 6$, $l=1,2, \dots, M$). U radu su ove vrijednosti određene Gausovom metodom najmanjih kvadrata.

Na navedenim teorijskim osnovama, koristeći tenzometriju, matrični račun i dinamometarske osovinske točkove, izračunavaju se uticajni koeficijenti a_{jl} , a oni omogućavaju razdvajanje uticaja pojedinih sila tokom vožnje šinskog vozila, u dovoljnoj tačnosti, uz primjenu digitalnog računara.

1. Određivanje dinamometra sila i uticajnih koeficijenata

Određivanje sila u tački dodira točak–šina predmet je pažnje istraživača već više decenija, a tek razvojem tenzometrije i računara dobivene su

objektivne podloge za tačnije određivanje ovih sila kao faktora komfora vožnje i faktora bezbjednosti. Ipak, i danas u ovom području ima dosta neodređenosti, a tome je glavni uzrok multidisciplinarnost problema određivanja navedenih sila te činjenica da je sistem jednačina koje određuju kretanje šinskog vozila višestruko neodređen [1, 2, 3].

Za razliku od ostalih istraživača [4] autori ovog rada, sa ciljem iznalaženja metoda određivanja sila koje tokom vožnje djeluju na točkove vagona, primjenjuju originalnu ideju, na lokomotivskom vratilu primjenjenu u radu [1] Metod se u daljem tekstu teorijski obrađuje.²⁾

U opštem slučaju, u tački dodira točak–šina šinskog vozila, djeluju sile: bočnog dejstva – Y , vertikalne reakcije Z i adhezije ili uzdužnog klizanja F_1 .

Ako se na disk točka naljepi, u bilo kom pravcu i na bilo kom mjestu, neka mjerna traka, a na obim točka djeluje, pojedinačno ili sinhrono determinisanim vrijednostima sila Z , Y i F_1 , za očekivati je da će se nalijepljena traka na disku točka deformisati za neku vrijednost pod dejstvom svake navedene sile, ili za neku posebnu vrijednost pod sumarnim dejstvom svih tih sila. Odnosno, pod dejstvom promjenljivih vrijednosti, statičkih sila Y , Z i F_1 , deformisaće se točkovi za razne vrijednosti, a prema naponu koji se dozira mjernoj traci na disku točka, galvanometar će pokazivati razne otklone, kao električnu ponderaciju mehaničkog napona na točku.

Ako se, pak, deformacije točkova vagona, pod dejstvom raznih, očekivanih,

²⁾ Pošto su vagoni, naročito teretni, glavni uzročnici iskanjanja vozova, metod se aplicira na ova vozila, ali primjenljiv je kod svih šinskih vozila.

¹⁾ Rad na ovu temu u toku je istraživanja, finansiran od Republičkog SIŽ-a nauke SR BiH i ŽTO SARAJEVO

vrijednosti sila Y , Z i F_1 , i pod raznim uglovima djelovanja po krugu kotrljanja točka memorišu, slijedi da će osovinu biti baždarena, tj. postaće točkovi dinamometri poznate osjetljivosti, gledano na dejstvo sila Y , Z i F_1 .

Znači, cilj baždarenja je nalaženje matematičke veze između sila Y , Z i F_1 i promjene električnog napona u svakoj nalijepljenoj mjernoj traci na točku. Pri tome su sile baždarenja proizvoljno bi-

rane veličine (poznate), a promjene električnog napona na mjernim trakama, kao njihova analogna veličina, posljedica djelovanja tih sila.

Zavisnost između električnog napona u mjernim trakama U_{kl} ($k=1,2,\dots,N$, $l=1,2,\dots,M$) i sila Y_k , Z_k , i F_{1k} ($k=1,2,\dots,N$) gdje je M broj mjernih traka, a N ukupan broj mjerenja, može se dati u obliku:

$$U_{kl} = a_{01} + a_{11}Y_k + a_{21}Z_k + a_{31}F_{1k} + a_{41}Y_k^2 + a_{51}Z_k^2 + a_{51}F_{1k}^2 \quad (1)$$

Zbog složenosti oblika diska točka pretpostavljena je zavisnost u obliku polinoma drugog stepena, što je eksperiment u radu [1] i potvrdio kao opravdano.

Ugradnjom kompenzacione mjerne trake u kolo struje obezbjeđuje se uslov u izrazu (1) da je član $a_{01} = 0$.

U izrazu (1) su: a_{ij} ($j=1,2,\dots,6$, $l=1,2,\dots,M$) koeficijenti koji će biti određeni Gausovom metodom optimizacije i N mjerenja za svaku od M nalijepljenih mjernih traka. Imajući u vidu da je u Gausovoj metodi najmanjih kvadrata potreban i dovoljan uslov za optimizaciju to da je broj mjerenja veći od broja, ili jednak broju, mjernih veličina

koje se traže, tj. $N \geq 6$, jer u izrazu (1) treba naći šest koeficijenata a_{ij} . Naime, po toj metodi zbir kvadrata razlika između mjernih i računskih veličina mora biti minimalan:

$$\sum_{k=1}^N (U_{RK} - U_{MK})^2 \rightarrow \min \quad (2)$$

gdje su:

$U_{RK} [V]$ – računski vrijednost napona, a

$U_{MK} [V]$ – mjerena vrijednost napona.

Da bi se zadovoljila relacija (2) moraju biti zadovoljeni uslovi:

$$\frac{a}{N} \sum_{k=1}^N [U_{RK} - U_{MK}]^2 = 0, \quad j=1,2,\dots,6, \quad l=1,2,\dots,M.$$

Ako se usvoje oznake: $Y_k = X_{1k}$, $Z_k = X_{2k}$, $F_{1k} = X_{3k}$, $U_{RK} = Y_{RK}$ i $U_{MK} = Y_{MK}$ i uvrste u izraz (1), izraz (2) se može napisati u obliku:

$$\sum_{k=1}^N (a_{11}X_{1k} + a_{21}X_{2k} + a_{31}X_{3k} + a_{41}X_{1k}^2 + a_{51}X_{2k}^2 + a_{51}X_{3k}^2 - Y_{MK})^2 \rightarrow \min \quad (4)$$

Ako se u izrazu (4), radi kraćeg pisanja, uvede da je umjesto izraza u zagradama oznaka Φ_{kl} te koristeći sve uslove iz

(2), tj. vršeći parcijalno diferenciranje izraza (4) po a_{ij} dobije se sistem jednačina:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^N X_{1k} \Phi_{kl} &= 0, & \sum_{k=1}^N X_{2k} \Phi_{kl} &= 0, & \sum_{k=1}^N X_{3k} \Phi_{kl} &= 0 \\ \sum_{k=1}^N X_{1k}^2 \Phi_{kl} &= 0, & \sum_{k=1}^N X_{2k}^2 \Phi_{kl} &= 0, & \sum_{k=1}^N X_{3k}^2 \Phi_{kl} &= 0 \end{aligned}$$

Posljednji sistem se može napisati i u razvijenom obliku, pa je:

$$\begin{aligned} a_{11} \sum_{k=1}^N X_{1k}^2 + a_{21} \sum_{k=1}^N X_{1k} X_{2k} + a_{31} \sum_{k=1}^N X_{1k} X_{3k} + a_{41} \sum_{k=1}^N X_{1k}^3 + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{1k}^2 X_{2k} \\ + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{1k} X_{2k}^2 + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{1k}^2 X_{3k} + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{1k} X_{3k}^2 + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{2k}^2 X_{3k} + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{2k} X_{3k}^2 \\ + a_{51} \sum_{k=1}^N X_{3k}^3 = \sum_{k=1}^N X_{1k} Y_{MK} \end{aligned}$$

Ako se desna strana sistema jednačina (6) obilježi kao vektor kolone slobodnih članova B_j ($j=1,2,\dots,6$, tj.

$$B_j = \sum_{k=1}^N X_{pk}^2 Y_{ZK}, \quad (p=1,2,3, Z=1,2) \quad (7)$$

a pojedini članovi uz nepoznate a_{11} , a_{21} , ..., a_{61} sa A_{ij} ($i=1,2,\dots,6$, $j=1,2,\dots,6$) tj. sa

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^N X_{pk}^m \cdot X_{rk}^n \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m=0,1,2,3,4; \quad n=0,1,2,3,4 \\ p=1,2,3; \quad r=1,2,3 \end{array} \right\}$$

Sistem jednačina (6) postaje:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}A_{11} + a_{21}A_{12} + a_{31}A_{13} + a_{41}A_{14} + a_{51}A_{15} + a_{61}A_{16} = B_1 \\ a_{11}A_{21} + a_{21}A_{22} + a_{31}A_{23} + a_{41}A_{24} + a_{51}A_{25} + a_{61}A_{26} = B_2 \\ \vdots \\ a_{11}A_{61} + a_{21}A_{62} + a_{31}A_{63} + a_{41}A_{64} + a_{51}A_{65} + a_{61}A_{66} = B_6 \end{array} \right\} \quad (9)$$

Izloženo ukazuje da je matrica koeficijenta A_{ij} ($i=1,2,\dots,6$, $j=1,2,\dots,6$) simetrična matrica:

$$A_{ij} = A_{ji}, \quad \text{za } i \neq j$$

pa se sistem jednačina (9) može pisati u obliku produkta matrica:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & \dots & A_{16} \\ A_{21} & A_{22} & \dots & A_{26} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{61} & A_{62} & \dots & A_{66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{11} \\ a_{21} \\ \vdots \\ a_{61} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_6 \end{bmatrix} \quad (3)$$

što se može napisati kao:

$$[A] \cdot [X] = [B]$$

a odatle se iznalazi nepoznata matrica $[X]$:

$$[X] = [A]^{-1} \cdot [B]$$

(5) Za određivanje nepoznate matrice neophodno je napisati program za računar pomoću koga se mogu izračunati vrijednosti koeficijenata a_{ij} ($i=0,1,2,3,\dots,6$).

Ovako nađeni koeficijent a_j ($j=0,1,2,3,\dots,6$) omogućavaju da se pristupi određivanju sila Y , Z i F_r koje djeluju u tački dodira točak–šina tokom vožnje, tj. služe kao stalna osnovna podloga, za dinamometrijski točak za koji su dobijeni, pri razdvajanju uticaja pojedinih djelujućih sila iz sumarnog odziva svake mjerne trake uključene u kolo struje laboratorijskih instrumenata za ova mjerenja.

2. Postupak određivanja sila u tački dodira točak-šina razdvajanjem uticaja iz sumarnog signala pomoću uticajnih koeficijenata i računara

Da bi se realizovalo razdvajanje parcijalnih dejstava djelujućih sila Y_k , Z_k i

$$\begin{aligned} U_{k1} &= a_{11}Y_k + a_{12}Z_k + a_{13}F_{rk} + a_{14}Y_k^2 + a_{15}Z_k^2 + a_{16}F_{rk}^2 \\ &\vdots \\ U_{k6} &= a_{61}Y_k + a_{62}Z_k + a_{63}F_{rk} + a_{64}Y_k^2 + a_{65}Z_k^2 + a_{66}F_{rk}^2 \end{aligned}$$

gdje je: U_{kl} ($l=1,2,\dots,6$) promjena električnih napona u l -toj traci u trenutku $t=t_0$.

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{21} & . & . & . & . & a_{26} \\ a_{31} & . & . & . & . & a_{36} \\ . & . & . & . & . & . \\ . & . & . & . & . & . \\ a_{51} & . & . & . & . & a_{56} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y_k \\ Z_k \\ F_{rk} \\ . \\ . \\ F_{rk}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_{k1} \\ U_{k2} \\ U_{ks} \\ . \\ . \\ U_{kg} \end{bmatrix} \quad (14)$$

odnosno, kao i u (11) biće:

$$[A_1] \cdot [X_1] = [B_1] \quad (15)$$

gdje je $[A_1]$ (6,6) nesimetrična kvadratna matrica, a matrice $[X_1]$ i $[B_1]$ vektori kolone.

Iz izraza (15) slijedi nepoznata matrica $[X_1]$:

$$[X_1] = [A_1]^{-1} [B_1]$$

Kada se napiše program za računar, za razne trenutke vremena $t=t_0$ mogu se izračunati sile Y_k , Z_k i F_{rk} , a za niz trenutaka t_i ($i=1,2,\dots,n$) dobiće se iz

F_{rk} u raznim trenucima vožnje šinskog vozila, na svaki dinamometarski točak treba nalijepiti po šest mjernih traka (jer je toliko nepoznatih veličina u svakom polinomu (1) te se izraz (1) može napisati u obliku:³⁾

Sistem jednačina (13) može se napisati kao proizvod matrica:

Zaključci

1. Da bi se tokom kretanja šinskog vozila mogle, što bliže tački dodira točak-šina, sinhrono i dovoljno tačno, mjeriti sile dejstva $Y(t)$, $Z(t)$ i $F_r(t)$ lijepljenjem šest mjernih traka na disk točka te naprezanjem točka po obimu i pod raznim uglovima zakretanja, treba se izvršiti baždarenje točkova odabrane osovine.

2. Koristeći principe matematičke veze pri baždarenju, inverznim postupkom realizovan je i program razdvajanja uticaja pojedinih sila u sumarnoj deformaciji svake trake, opet pomoću računara.

3. Metod otvara široke mogućnosti brzog i dovoljno tačnog utvrđivanja promjene sila u tački dodira točak-šina, na originalan način, veoma neophodan pri projektovanju pruga i vozila, te utvrđivanju komfortnih i bezbjedonosnih karakteristika vozila i vozova.

LITERATURA

1. Jovanović, R.: Naponsko stanje lokomotivskih vratila u eksploataciji, doktorska disertacija, Mašinski fakultet Beograd, 1978.
2. Jovanović, R. i Doleček, V.: Određivanje dinamičkih veličina koje djeluju na vratilo lokomotive u eksploataciji, Železnice, br. 8, Beograd, 1978.
3. Jovanović, R. i Doleček, V.: Određivanje dinamičkih veličina koje djeluju na lokomotivsko vratilo u eksploataciji primjenom računara, nanstveno-naučni skup Nauka o konstruisanju i konstruisanju pomoću računara, Zagreb, 1981.
4. Čosić, B.: Prilog problemu hoda šinskih vozila, Železnice br. 11, Beograd 1977.

Adresa: prof. dr. Relja Jovanović, dipl. maš. inž., Mašinski fakultet Sarajevo, mr. Sima Mihić, dipl. el. inž., Institut za saobraćaj Sarajevo i mr. Nikola Kovačina, građevinski fakultet Sarajevo).

3) Ugradnjom kompenzacione trake je $a_{01} = 0$



Dispečerski centar saobraćaja u Sofiji
opremljen sa mikroprocesorskim sistemom ISKRA TI 30/11 i MIN 30.



Iskra



ANTI-KOROZIJA ZAŠTITA

STUBOVA OD ATMOSFERSKIH I MEHANIČKIH UTICAJA USPEŠNO JE IZVEDENA
PREMAZIMA:

**VERNIT EDC.
EPOKTIT DES i
KOROPLAST C**

DETALJNE PODATKE I INFORMACIJE POTRAŽITE KOD PROIZVOĐAČA:

CINKARNA  **CELJE**

METALURŠKO KEMIČNA INDUSTRIJA, 63000 CELJE, P.P. 22, TELEGRAM: CINKARNA CELJE, TELEX: YU 33517 METKEM CELJE, TELEFON: (063) 33112