

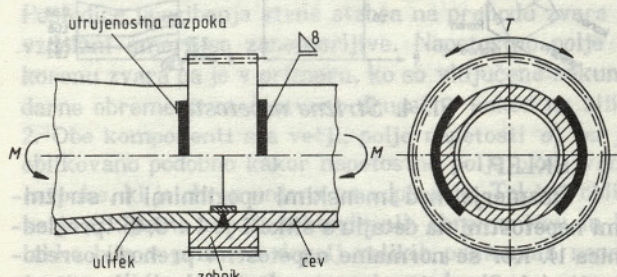
UDK 539.388.1:539.42:621.791.05

Vzrok za lom dinamično obremenjene zvarjene komponente nakladalnika in kako je mogoče njegov vpliv zmanjšati

VLADIMIR GLIHA — DARKO TOPLAK — INOSLAV RAK

1. UVOD

Obravnavana zvarjena komponenta je steber nakladalnika iz izdelavnega programa LIV — Postojna. Detajl komponente, za katerega se je v praksi izkazalo, da je njen najšibkejši člen, je prikazan na sliki 1. Sestavljajo ga: jeklena cev iz celega s trdnostjo 520 N/mm^2 , zvarjena z ulitkom istega trdnostnega razreda, ki je v tem delu še valjaste oblike, ter čez oba privarjen toplotno obdelan zobnik.



Sl. 1 Detajl zvarjene komponente.

Steber je pri uporabi obremenjen na utrujanje, in sicer z mnogokratnim obremenjevanjem na upogib in vzvoj. Upogibni moment M povzroča utripne napetosti, vzvojni moment T pa izmenične napetosti. Obe vrsti napetosti se pojavljata skoraj hkrati.

Zobnik je na valjasti del stebra polavtomatsko privarjen v zaščiti plina CO_2 z dvema dvojicama kotnih zvarov. Glede na velikost in vrsto strižnih napetosti pri delovanju vzvojnega momenta v valjasti del stebra, so za vnaprej izbranih $2 \cdot 10^5$ nihajev obremenitev ti kotni zvari zadovoljivo dimenzionirani [1]. Glede na upogibne obremenitve stebra pa ti zvari tako ali tako niso nosilni. Da bi bil njihov vpliv na dinamično trdnost stebra manjši, so nameščeni blizu nevtralne osi.

Pri nakladalnikih v redni uporabi so že pred iztekem predvidene dobe trajanja na tem detajlu opazili utrujenostne razpoke. Odkrili so jih na prehodu temena kotnih zvarov na valjasti del tam, kjer so bile največje upogibne natezne napetosti, torej na koncu zvarov (sl. 1). Od tod so se širile vzdolž zvara in v globino. Te razpoke so se pojavile vedno na ulitku, nikoli na cevi iz celega. Popravljanje poškodovanih stebrov ni bilo mogoče, zato so jih morali vsakič nadomestiti z novimi.

To raziskovalno delo je bilo zastavljeno z namenom, da odkrijemo vzroke za nastajanje utrujenostnih razpok, kar naj bi omogočilo, da s spremembami

zagotovimo daljše uporabljanje stebrov. Pri tem smo računali tudi na uporabo v svetu že dobro uveljavljenih postopkov za povečanje dinamične trdnosti zvarov [2].

2. NAPETOSTNA ANALIZA SEDANJE KONSTRUKCIJSKE REŠITVE

Delovanje upogibnega in vzvojnega momenta smo analizirali ločeno.

UPOGIB

Sprva okrogel prerez stebra se zaradi upogiba deformira v eliptičnega. Če je okrogel steber privarjen k razmeroma togemu obroču, kakor to prikazuje slika 1, je takšno deformiranje ovirano. Zato se v spoju pojavijo sekundarne obremenitve.

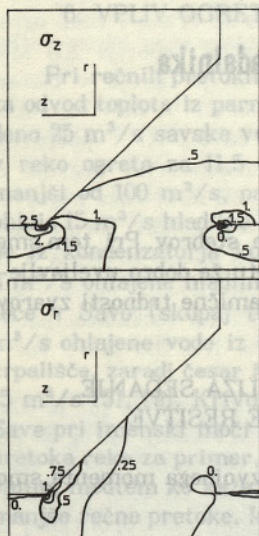
Predpostavimo, da je neskončno tog obroč čvrsto spojen s cevjo. Takšna cev ostane na tem mestu okrogla kljub upogibanju. Za to ravnotežje so potrebne dodatne zunanje sile. Delujejo vzdolž spoja in so odvisne od velikosti primarnih upogibnih napetosti ter dimenzij in lastnosti povezanih elementov. Prispevek sekundarnih obremenitev k napetostim pri obravnavanem detajlu smo ocenili z uporabo metode končnih elementov (MKE).

Pri modeliranju je vzeto, da so sekundarne obremenitve pri nateznem obremenjevanju detajla enake tistim pri upogibnem, če so primarne napetosti enake. Zato je pri izračunu napetosti vpliv sekundarnih obremenitev nekoliko precenjen, saj tako ni zajet upogib cevi v krožni smeri kakor pri deformiranju v elipso. Pri modeliranju pa zobnik ni bil vzet kot neskončno tog, saj so upoštevane dejanske dimenzije zobnika in stebra. Uporabljeni so valjasti elementi in v rezultate so zato avtomatsko vključeni tudi vplivi sekundarnih obremenitev, vendar pa pri tem ni upoštevano, da del obsega stebra ni spojen z zobnikom. Zaradi tega so izračunane napetosti podcenjene, kar pa se s prej omenjeno precenjenostjo več ali manj izravna.

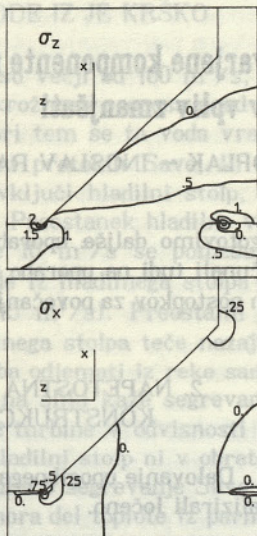
Da bi bilo mogoče iz dobljenih rezultatov izluščiti prispevek k napetostim zaradi sekundarnih obremenitev, je narejena napetostna analiza obravnavanega detajla z metodo MKE še z uporabo ravninskih elementov.

Za znano rešitev obravnavanega detajla so izračunane napetosti na sliki 2. Polji obeh komponent napetosti z vključenimi napetostmi zaradi sekundarnih obremenitev sta na levi strani (σ_z , σ_r), na desni strani pa sta polji brez vpliva sekundarnih obreme-

sekundarne obremenitve - da



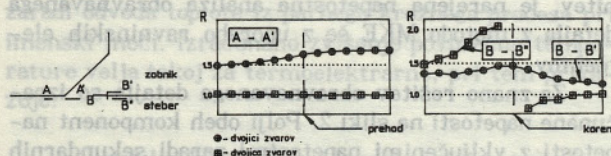
sekundarne obremenitve - ne



Sl. 2 Napetosti v zvaru pri sedanjí konstrukcijski rešitvi - dve dvojici zvarov.

tev (σ_z , σ_x). Vidi se, da je na mestih, kjer so napetosti osredotočene (prehod temena zvara na steber in koren zvara), raven napetosti zaradi delovanja sekundarnih obremenitev višja. Večja σ_r v primerjavi s σ_x je bila pravzaprav pričakovana, večja σ_z zaradi delujočih sekundarnih obremenitev pa je posledica dodatnega upogibanja stene stebra v vzdolžni smeri z. To upogibanje je za sedanjí konstrukcijsko rešitev pomembno samo v prehodu temena zvara na steber, ne pa tudi v korenu. V korenu pride celo do zmanjšanja napetosti, in to zaradi tega, ker je zobnik na steber privarjen z obeh strani.

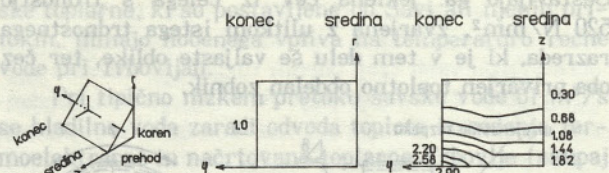
Zvišana raven napetosti σ_z in pojav dodatnih napetosti σ_r pravokotno nanje je pri modelu, kjer je zajet tudi vpliv sekundarnih obremenitev, vzrok tudi večjim glavnim napetostim. Razmerji R med velikostmi glavnih napetosti v prehodu temena zvara na steber in v korenu v primerih, ko delujejo sekundarne obremenitve in ko ne delujejo, sta prikazani na sliki 3. Najprej je podana shema zvara s prerezi, nato pa omenjena razmerja v prehodu in v korenu. Za sedanjí rešitev, ko je zobnik spojen z obeh strani (dve dvojici zvarov), je v prehodu, kjer so med uporabo nastale utrujenostne razpoke (prerez A-A'), raven napetosti zaradi sekundarnih obremenitev za približno 70 odstotkov višja, kakor če teh ne bi bilo. Koncentracije napetosti v korenu (prerez B-B') pa ni tolikšna. Napetosti so le za 45 odstotkov večje.



Sl. 3. Razmerja glavnih napetosti med valjastim in ravninskim modelom.

VZVOJ

Tudi raven strižnih napetosti v kotnih zvarih, ki spajajo zobnik in steber, smo ocenili z MKE. Za modeliranje so bili uporabljeni prostorski elementi. Rezultati so podani na sliki 4. Najprej je skica polovice dolžine kotnega zvara, nato predpostavljeno homogeno polje strižnih napetosti na ploskvi zvar - zobnik ter rezultirajoča porazdelitev strižnih napetosti na ploskvi zvar - steber. Ta napetost je osredotočena v korenu, poleg tega pa še na koncih zvara. Vpliv strižnih napetosti v prehodu zvara na steber na nastanek utrujenostnih razpok ni posebno pomemben. Strižne napetosti so pomembnejše v korenu, ki pa pri sedanjí rešitvi ni bil kritičen.



Sl. 4. Strižne napetosti.

SKLEP

Razmerje med imenskimi upogibnimi in strižnimi napetostmi na detajlu s slike 1 je 1 : 0,46 (preglednica 1). Ker se normalne napetosti v prehodu osredotočijo (sl. 3), strižne pa zmanjšajo (sl. 4), je mogoče sklepati, da je za nastajanje in razširjanje utrujenostnih razpok na tem mestu pomembnejši upogib od vzvoja. Zaradi sekundarnih obremenitev so te napetosti, lokalno namreč, za 70 odstotkov večje od pričakovanih [1].

različica konstrukcijske rešitve	skica	napetosti		področje	relativni razponi	
		σ_t	τ_s		$\Delta\sigma_{maks}$	$\Delta\tau_{maks}$
dve dvojici zvarov		118	55	1:0,46	prehod	1
					koren	0,99
ena dvojica zvarov		118	109	1:0,92	prehod	0,85
					koren	1,75
sklenjen zvar		219	37	1,86:0,31	prehod	0,82
					koren	0,59

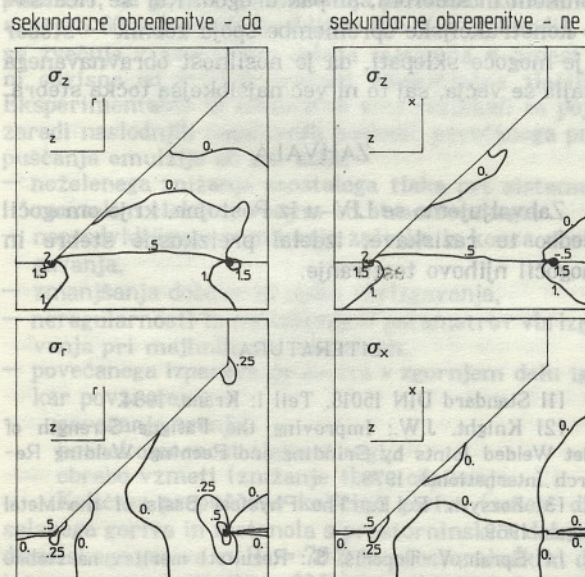
Preglednica 1: Primerjave napetosti na prehodu temena in v korenu kotnega zvara.

3. OPUSTITEV ZVAROV NA ULITKU

Oblika in obremenitve obeh dvojic kotnih zvarov pri sedanjí rešitvi so povsem enake. Očitno pa je, da so se kljub temu utrujenostne razpoke pojavljale le na delu stebra, ki je ulit. Kar zadeva utrujanje, je to prav gotovo najšibkejša točka obravnavanega detajla. Vsiljuje se opustitev te dvojice zvarov. Zaradi tega se na drugi strani upogibne napetosti ne spremenijo,

strižne pa se podvojijo. Kljub temu pa so še v dopustnih mejah [1]. Razmerje med imenskimi upogibnimi in strižnimi napetostmi je $1 : 0,92$ (preglednica 1). Tudi tu smo vpliv sekundarnih obremenitev ocenili z MKE. Privzete predpostavke o nastanku sekundarnih obremenitev ter enakosti posledic natega in upogiba, s tem pa tudi modeliranje, so enake kakor pri obravnavi sedanje konstrukcijske rešitve z MKE. Tudi tu smo modelirali z valjastimi in ravninskimi elementi.

Rezultati napetostne analize pri takšni spojitvi zobnika in stebra so prikazani na sliki 5. Tudi tu sta polji obeh komponent napetosti izračunani z MKE z vključenimi napetostmi zaradi sekundarnih obremenitev na levi (σ_z , σ_r), polji brez vpliva sekundarnih obremenitev pa na desni (σ_z , σ_x). Obe komponenti napetosti v prehodu temena zvara na steber sta manjši kakor na sliki 2. Poleg tega na tem mestu tudi ni bistvene razlike med valjasto in ravninsko rešitvijo. Posledice upogibanja stene stebra na prehodu zvara v vzdolžni smeri so zanemarljive. Napetostno polje v korenu zvara pa je v primeru, ko so vključene sekundarne obremenitve, bistveno drugačno kakor na sliki 2. Obe komponenti sta večji, polje napetosti σ_r pa je oblikovano podobno kakor napetostno polje okoli vrha razpoke, ki je obremenjena na odpiranje. Takšna oblika je izključno zaradi sekundarnih obremenitev in bi lahko bila v primeru dovolj velikih primarnih napetosti za dinamično trdnost spoja usodna.



Sl. 5. Napetosti v zvaru pri rešitvi s samo eno dvojico zvarov.

Razmerji R med velikostmi glavnih napetosti v prehodu temena zvara na steber in v korenu, v primeru, ko sekundarne obremenitve delujejo in ko ne delujejo, sta na sliki 3. Najprej je shema zvara s prerezi, nato pa omenjeno razmerje v prehodu in korenu.

Za primer, ko je zobnik na steber privarjen samo z eno dvojico zvarov, so napetosti v prehodu manjše, v zvaru v bližini korena pa večje (prerez B-B') kakor v primeru dveh dvojic zvarov. Na stebru samem se v korenu osredotočijo tlačne napetosti.

4. IZBOLJŠANJE REŠITVE Z OPUŠČENIMA ZVAROMA NA ULITKU

Opustiti pri spajanju zobnika in stebra le dvojico kotnih zvarov na ulitku in ne ukreniti ničesar drugega, ni zadovoljliva rešitev. Glavni razlog so podvojene imenske strižne napetosti, ki so osredotočene v korenu in na koncih preostalih dveh zvarov (sl. 4). Zato je bilo treba nujno razmisliti še o nadaljnjih možnih izboljšavah.

Zamislimo si zobnik, spojen s stebrom le na cevi iz celega, in sicer s sklenjenim zvarom po celotnem obodu stebra. Ker je tak zvar tudi v področju največjih upogibnih napetosti, je na upogib najbolj obremenjenem delu stebra imenska upogibna napetost za 86 odstotkov večja kakor pri zvarih v bližini nevtralne osi, imenska strižna napetost pa je zaradi dolžine zvara manjša. Njuno razmerje je tako $1,86 : 0,31$ (preglednica 1). Z MKE izračunana porazdelitev strižnih napetosti na sliki 4 z osredotočenjem na koncih zvarov za tak zvar ne ustreza, saj konca zvara tu sploh ni. Zato je treba upoštevati le osredotočenje v korenu, ki pa je zaradi manjše imenske napetosti tudi manj pomembno. Poleg tega pa pri sklenjenem zvaru napetosti zaradi sekundarnih obremenitev tudi podcenjene niso tako kakor v primerih, ko del zobnika s stebrom ni spojen. To daje takšni konstrukcijski rešitvi še dodatno prednost pred obema prejšnjima.

5. PRESOJANJE NOSILNOSTI TREH RAZLIČIC

Ker sedanja konstrukcijska rešitev ni zagotavljal dinamične nosilnosti, smo skušali presoditi, ali bi katera od obeh prej omenjenih konstrukcijskih sprememb lahko bila boljša. Zato smo primerjali največje mogoče razpone normalnih ($\Delta\sigma_{maks}$) in tangencialnih napetosti ($\Delta\tau_{maks}$) na mestih, ki so za dinamično nosilnost odločilne, in sicer za raven obremenitev, za katere je steber dimenzioniran. Ti dve mesti sta prehod temena zvara na steber in koren zvara. $\Delta\tau_{maks}$ je pri homogenem materialu odločilen za nastanek utrujenostnih razpok, $\Delta\sigma_{maks}$ pa za smer in hitrost njihovega razširjanja [3]. Pri tem primerjanju smo privzeli, da se pojavljata upogib in največji vzvoj hkrati.

Potrebni podatki o različicah spoja zobnika in stebra ter njihove skice so v prvem in drugem stolpcu preglednice 1. V tretjem stolpcu so označene imenske upogibne in strižne napetosti ter njuna razmerja. V četrtem stolpcu so mesta osredotočenih napetosti za posamezno različico, v petem pa relativne velikosti največjih izračunanih razponov $\Delta\sigma_{maks}$ in $\Delta\tau_{maks}$.

Ker pri prekinjenih zvarih utrujenostne razpoke nastanejo na koncih zvarov, je pri primerjanju napetosti treba pri njih računati s tolikšnimi strižnimi napetostmi, kolikršne so na koncih, pri sklenjenem zvaru pa s tolikšnimi, kolikršne so na sredini zvara (sl. 4). Porazdelitve normalnih napetosti so tiste s slik 2 in 5. Obojne napetosti so pomnožene še z velikostjo njunih imenskih vrednosti. Nato so iste komponente napetosti, ne glede na svoj izvor, seštete. Za vsako vozlišče je rešena naslednja enačba:

$$S^3 - (\sigma_r + \sigma_\varphi + \sigma_z)S^2 + (\sigma_r\sigma_\varphi + \sigma_\varphi\sigma_z + \sigma_z\sigma_r - \tau_{r\varphi}^2 - \tau_{\varphi z}^2 - \tau_{zr}^2)S - (\sigma_r\sigma_\varphi\sigma_z + 2\tau_{r\varphi}\tau_{\varphi z}\tau_{zr} - \tau_r\tau_\varphi^2 - \tau_\varphi\tau_{zr}^2 - \tau_z\tau_{r\varphi}^2) = 0$$

Trije koreni so velikosti glavnih napetosti. Ker so pri neobremenjenem stebru napetosti nič, je največja glavna napetost $\Delta\sigma_{\text{maks}}$, polovica največje razlike dveh glavnih napetosti pa je $\Delta\tau_{\text{maks}}$.

Vrednosti izračunanih napetosti, na podlagi katerih je posamezne rešitve mogoče primerjati, so v petem stolpcu preglednice 1. Da je primerjava lažja, so dobljene napetosti prikazane v enotah velikosti normalnih in strižnih napetosti v prehodu zvara sedanje konstrukcijske rešitve, kjer so se v praksi pojavile utrujenostne razpoke. Tako sta tu vrednosti obeh komponent 1. V korenu te rešitve je $\Delta\tau_{\text{maks}}$ precej večja, $\Delta\sigma_{\text{maks}}$ pa skoraj enaka. Kaže, da so za razliko od korena v prehodu že od varjenja navzoči iniciali za razširjanje utrujenostnih razpok, kar je bilo mogoče tudi pričakovati. Rešitev z eno samo dvojico zvarov je v korenu še bistveno bolj kritična. To je bil osnovni vzrok, da smo iskali še boljše rešitev. Rešitev z enim samim, vendar sklenjenim zvarom ima v korenu zvara daleč najmanjše napetosti, tako $\Delta\sigma_{\text{maks}}$ kakor $\Delta\tau_{\text{maks}}$. V prehodu so sicer napetosti manjše le za 20 odstotkov, vendar je na kakovost prehoda mogoče še nadalje vplivati s kakšnim postopkom za povečanje dinamične trdnosti [2], medtem ko se v korenu zaradi nedostopnosti ne da ničesar dodatno ukreniti.

Rešitev z enim samim sklenjenim zvarom smo zato ocenili za najboljšo in jo tudi eksperimentalno preverili.

6. EKSPERIMENTALNO PREVERJANJE IZBRANE KONSTRUKCIJSKE REŠITVE

V LIV-u so izdelali dva enaka stebra, pri katerih je bil zobnik privarjen s sklenjenim zvarom na cev iz celega. Pri enem stebru so teme zvara in prehod fino zbrusili, pri drugem pa prehod pretalili z volframovo elektrodo (postopek TIG). Oba postopka zgladita prehod temena zvara na steber in odstranita morebitne že znane inicialne za nastanek ali razširjanje utrujenostnih razpok [2]. Nato so enega od stebrov montirali

na nakladalnik ter simulirali normalno uporabljanje. Z uporovnimi merilnimi lističi smo medtem izmerili časovni potek in raven deformacij v neposredni bližini obravnavanega detajla in tudi dlje. Izračunali smo potek, smeri in raven glavnih napetosti ter dejansko razmerje med upogibom in vzvojem [4]. Pokazalo se je, da so največje, sicer redko pojavljajoče se napetosti, tudi do 15 odstotkov večje od tistih, katere so vnesli v preračun komponente, da pa je privzeto razmerje med upogibom in vzvojem enako dejanskemu.

Nosilnosti obeh stebrov so ocenili na ZRMK v Ljubljani.

Steber so montirali na preizkuševališču, ki je omogočalo hkratno upogibanje in zvijanje. Podobnost obremenitev s tistimi pri uporabi je nastavljena z izenačitvijo signalov na merilnih lističih, ki so na stebru ostali še od meritev. Izbrana je bila 90 % raven največjih izmerjenih napetosti. Pogostost obremenjevanja je bila 3-4 Hz. Upogibanje in vzvoj sta se pojavljala skoraj hkrati. Razmerje med najmanjšo in največjo napetostjo pri upogibanju je bilo 0,12, pri vzvoju pa 0,05.

Prve utrujenostne razpoke so zabeležili po $5,5 \cdot 10^5$ (steber z brušenim zvarom) oziroma $3,8 \cdot 10^5$ obremenitvenih ciklusih (steber s pretaljenim prehodom). To je znatno več od predvidenih $2 \cdot 10^5$, za kolikor je steber dimenzioniran. Vendar pa razpoke niti po tolikšnih obremenitvah niso nastale na istem mestu kakor prejšnje, to je v prehodu kotnega zvara med zobnikom in stebrom, ampak drugod. Kar se tiče same konstrukcijske spremembe spoja zobnik - steber pa je mogoče sklepati, da je nosilnost obravnavanega detajla še večja, saj to ni več najšibkejša točka stebra.

ZAHVALA

Zahvaljujemo se LIV-u iz Postojne, ki je omogočil izvedbo te raziskave, izdelal preizkusne stebre in omogočil njihovo testiranje.

LITERATURA

- [1] Standard DIN 15018. Teil I: Kräne. 1984.
- [2] Knight, J.W.: Improving the Fatigue Strength of Fillet Welded Joints by Grinding and Peening. Welding Research International. 1978.
- [3] Forsyth, P.J.E.: The Physical Basis of the Metal Fatigue. 1969.
- [4] Šprah, V.-Toporiš, S.: Rezultati meritev na stebru nakladalnika. Interno poročilo Metalne. 1987.
- [5] Jarec, B.: Poročilo o trdnostnem preizkusu stebrov za nakladalnike. Poročilo ZRMK Ljubljana. 1987.

Naslova avtorjev: mag. Vladimir Gliha, dipl. inž.
Darko Toplak, dipl. inž. oba
Metalna Maribor.
Razvojno-raziskovalni inštitut in
dr. Inoslav Rak, dipl. inž.,
Tehniška fakulteta Maribor