

ZAŠTITA OD TERMOHIDRAULIČKOG UDARA NA TERMoeLEKTRANI „NIKOLA TESLA B“

Vladimir Stevanović¹⁾, Milorad Jovanović²⁾

¹⁾Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, vstevanovic@mas.bg.ac.rs

²⁾PD Termoelektrane “Nikola Tesla” d.o.o., Obrenovac, milorad.jovanovic@tent.rs

Apstrakt.

Pri ispadu parnog bloka na termoelektrani može doći do termohidrauličkog udara u usisnom cevovodu napojne pumpe i u samoj napojnoj pumpi usled intenzivne kondenzacije pare na pothlađenoj tečnosti. Tokom ovog prelaznog procesa pritisak u napojnom rezervoaru opada, što dovodi do adijabatskog ključanja vrele vode u napojnoj pumpi i njenom usisnom cevovodu. Prisustvo pare u sistemu napojne pumpe omogućava pojavu termohidrauličkog udara izazvanog intenzivnom kondenzacijom pare, naročito ako je visinska razlika između napojnog rezervoara i napojne pumpe velika. Termohidraulički udar stvara velike impulse pritiska, koji mogu prouzrokovati udese usled loma opreme u okviru sistema napojne pumpe. Do sada su predložene različite metode za prevenciju termohidrauličkog udara. Praksa iz pogona termoelektrana je pokazala da neke od ovih metoda nisu efikasne, dok druge zahtevaju primenu složenijih sigurnosnih sistema smanjene pouzdanosti. U radu je analizirana pojava termohidrauličkog udara na parnom bloku B1 termoelektrane „Nikola Tesla B“ snage 650 MWe. Prikazani su nedostaci do sada predlaganih ili primenjenih metoda zaštite od termohidrauličkog udara. Predložen je i analiziran novi metod zaštite sa ciljem povećanja sigurnosti pogona termoelektrane. Predloženi model je zasnovan na primeni prekretnog uređaja sa promenljivim brojem obrtaja za okretanje glavne napojne pumpe, predpumpe i pomoćne turbine koja pogoni glavnu napojnu i predpumpu. Prekretni uređaj radi sa većim brojem obrtaja u periodu neposredno nakon ispada napojne pumpe, što omogućava recirkulaciju vode iz napojnog rezervoara, kroz predpumpu i glavnu napojnu pumpu i nazad u napojni rezervoar. Ovaj protok omogućava efikasno hlađenje sistema napojne vode, što sprečava pojavu ključanja vode i nastanak termohidrauličkog udara. Nakon ovog početnog perioda, broj obrtaja prekretnog uređaja se smanjuje na manju vrednost od 45 obr/min koja se primenjuje za hlađenje u dužem periodu i sprečavanje krivljenja vratila u napojnoj pumpi i pomoćnoj turbini. Prikazani su rezultati kompjuterskih simulacija prelaznih termohidrauličkih procesa u sistemu napojne pumpe pri ispadu pumpe. Analizirani su slučajevi sa i bez primene predloženog metoda zaštite. Određeni su uslovi sigurnog pogona parnog bloka nakon ispada napojne pumpe, kao i neophodne rekonstrukcije i unapređenja postojećeg sistema koji do toga dovode.

PREVENTION OF THE CONDENSATION INDUCED WATER HAMMER AT THE THERMAL POWER PLANT „NIKOLA TESLA B“

Vladimir Stevanovic¹⁾, Milorad Jovanovic²⁾

¹⁾University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, vstevanovic@mas.bg.ac.rs

²⁾Thermal Power Plants “Nikola Tesla”, Obrenovac, milorad.jovanovic@tent.rs

Abstract.

Feedwater pumps and its suction lines in thermal power plants are prone to the condensation induced water hammers (CIWH) after steam turbine trips. During this transient event the pressure in the feedwater tank decreases, which leads to the feedwater flashing in the feedwater pump and its suction line. The existence of steam in the feedwater system enables the occurrence of CIWH, especially if the difference between the main feedwater pump and the feedwater tank elevations is high. CIWH leads to the generation of great pressure pulses, which can lead to accidents with breaks of equipment within the feedwater pump system. Various methods have been proposed for

the prevention of CIWH. The operational practice from the power plants has shown that some of these methods are not efficient, while the others require application of more complex safety systems with questionable reliability. In the presented paper the phenomenon of CIWH is analysed for the case of the lignite-fired 650 MWe Unit B1 of the Thermal Power Plant "Nikola Tesla B" in Obrenovac. The drawbacks of the previously proposed methods for the CIWH prevention are stated. The new method for the CIWH prevention is proposed and analysed with the aim of improving the power plant's safety. The proposed method is based on the application of the variable speed turning gear for the revolving of the main feedwater pump, booster pump and the auxiliary steam turbine, which is the prime mover for the main and booster feedwater pumps. The turning gear operates at the higher speed in the period subsequently after the feedwater pump trip, which enables the water flow from the feedwater tank, through the booster and main feedwater pumps and back towards the feedwater tank. This flow leads to the efficient pump system cooling that prevents the water flashing and the occurrence of CIWH. After this initial period the turning gear speed is reduced to the presently applied lower speed of 45 rpm for the long-run cooling of the system and prevention of shaft distortion in the pumps and the auxiliary steam turbine. Presented are the results of the computer simulations of the thermal-hydraulic transients in the main feedwater pump system during the pump trip. Cases with and without the application of the proposed safety measure are analysed. The conditions of the safe operation of the power plant after the main feedwater pump trip are determined together with the necessary plant retrofits and design improvements.

1. UVOD

Direktni kontakt pare i pothlađene tečnosti može dovesti do intenzivne kondenzacije i termohidrauličkog udara. Tokom ove pojave, usled intenzivne kondenzacije, dolazi do opadanja pritiska u prostoru ispunjenim parom i do ubrzavanja stuba tečnosti ka parnom prostoru. Stub tečnosti nakon kondenzacije pare može udariti o armaturu, zatvoreni kraj cevi, zid posude pod pritiskom i slično, što dovodi do velikog impulsnog porasta pritiska, sa mogućnošću oštećenja opreme i ugrožavanja bezbednosti pogonskog osoblja i okoline. Iskustva iz prakse i laboratorijski eksperimenti pokazuju da pri termohidrauličkom udaru mogu nastati impulsi pritiska od preko stotinu bara u dvofaznim sistemima pod pritiskom koji su u početnom stanju bili na pritisku bliskom atmosferskom [1,2,3,4].

U ovom radu se prikazuje pojava termohidrauličkog udara do koje je dolazilo na bloku B1 termoelektrane „Nikola Tesla B“ u usisnom cevovodu napojne pumpe i u samoj napojnoj pumpi. Prikazane su potencijalne mere zaštite od termohidrauličkog udara koje su razmatrane u tehničkoj praksi, kao i mera koja je primenjena na bloku B1. U cilju povećanja sigurnosti sistema zaštite predlaže se novo rešenje sa primenom savremenog prekretnog stroja za okretanje turbonapojne pumpe nakon ispada bloka. U kraćem minutnom periodu, odmah nakon ispada bloka, prekretni stroj bi okretao turbonapojnu pumpu na povećanom broju obrtaja, što bi obezbedilo cirkulaciju napojne vode u zatvorenom krugu od napojnog rezervoara, kroz usisni cevovod i napojnu pumpu nazad do napojnog rezervoara. Na taj način bi se ostvarilo efikasno hlađenje sistema turbonapojne pumpe, sprečilo bi se isparavanje vode do koga je dolazilo nakon ispada bloka i sprečila bi se pojava termohidrauličkog udara.

2. TERMOHIDRAULIČKI UDAR NA BLOKOVIMA TENT B

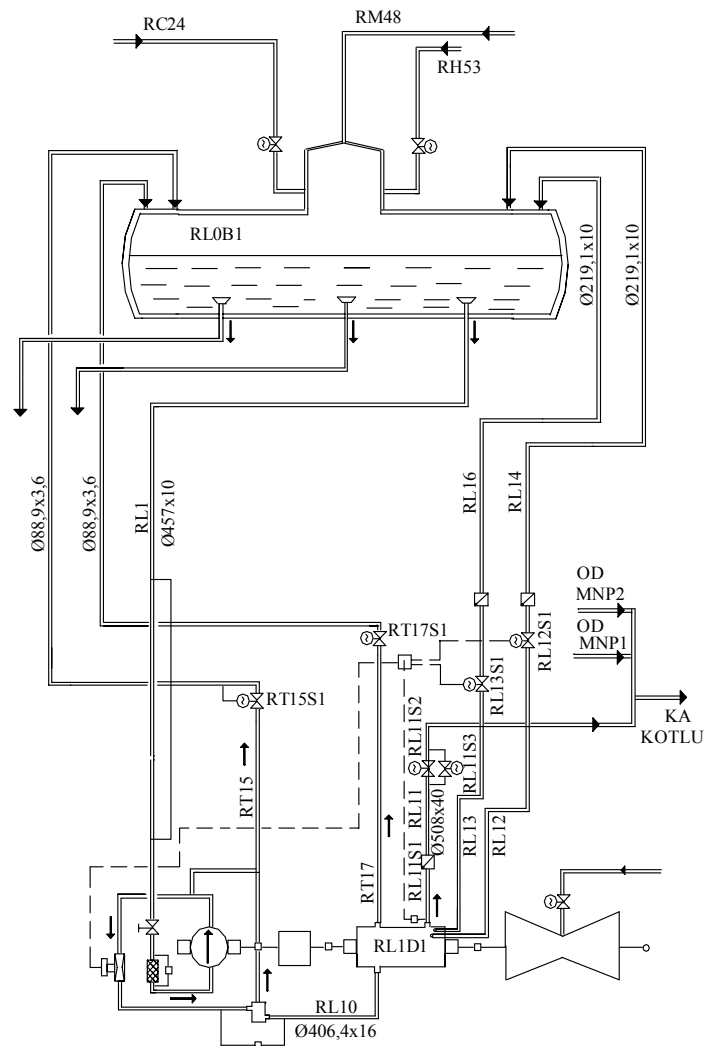
Na blokovima B1 i B2 Termoelektrane „Nikola Tesla B“ (TENT B) u Obrenovcu protok napojne vode ka kotlu u normalnom pogonu se obezbeđuje turbonapojnom pumpom koja se pokreće pomoćnom parnom turbinom. Sistem turbonapojne pumpe sa napojnim rezervoarom je prikazan na slici 1. Napojna voda se iz napojnog rezervoara RL0B1 kroz vertikalni usisni cevovod RL1 transportuje do buster pumpe, a zatim se cevovodom RL10 transportuje do glavne turbonapojne pumpe RL1D1. Potisnim cevovodom turbonapojne pumpe RL11 napojna voda se

transportuje ka zagrejačima visokog pritiska i ka kotlu. Na potisnom cevovodu RL11 se nalazi nepovratna klapna RL11S1. Pogon turbonapojne pumpe obezbeđuje pomoćna parna turbina. Od usisnog cevovoda i turbonapojne pumpe ka napojnom rezervoaru vode odzračne linije RT15 i RT17, kao i pomoćne linije za obezbeđenje minimalnog protoka kroz pumpu RL12 i RL13, koje se ka napojnom rezervoaru nastavljaju sledstveno kao linije RL14 i RL16. Ventili RL12S1 i RL13S1 se otvaraju nakon zaustavljanja (ispada) napojne pumpe u cilju obezbeđenja minimalnog protoka i hlađenja pumpe. Visinska razlika između napojnog rezervoara i napojne pumpe je približno 50 m.

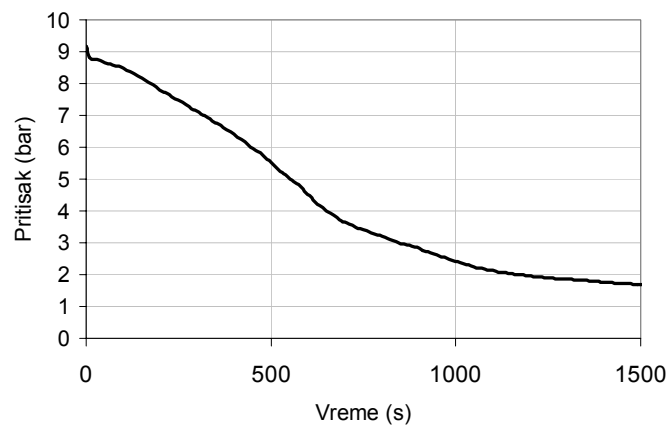
Ukoliko se ne preduzmu odgovarajuće mere zaštite na blokovima B1 i B2 TENT B javljaju se intenzivni termohidraulički udari nakon ispada bloka i turbonapojne pumpe. Do termohidrauličkog udara dolazi usled prelaznog procesa u turbopostrojenju koji je uslovljen opadanjem pritiska u napojnom rezervoaru, usisnom cevovodu napojne pumpe i samoj pumpi nakon ispada. Naime, nakon ispada bloka zatvaraju se stop ventili ispred turbine visokog i srednjeg pritiska i na taj način se zaustavlja protok pare kroz stupnjeve turbine i kroz linije oduzimanja kojima se greje linija kondenzata i voda u napojnom rezervoaru. Protok kondenzata iz kondenzatora turbine niskog pritiska ka napojnom rezervoaru se i dalje održava, ali temperatura kondenzata opada, s obzirom da je prestalo njegovo zagrevanje u zagrejačima kondenzata parom iz turbinskih oduzimanja. Uticanje hladnijeg kondenzata dovodi do opadanja pritiska u napojnom rezervoaru, kao što je prikazano izmerenim vrednostima na slici 2. Napojni rezervoar je ispunjen zasićenom vodom i parom, tako da sniženje temperature napojne vode dovodi do kondenzacije pare i opadanja pritiska. Ovo opadanje pritiska dovodi do ključanja zagrejane vode koja ispunjava usisni cevovod napojne pumpe i samu pumpu, kao što je prikazano na slici 3. Protok kroz glavnu napojnu pumpu je zaustavljen, a nepovratni ventil na potisu napojne pumpe je zatvoren da ne bi došlo do povratnog strujanja iz cevnog sistema kotla na visokom pritisku u napojni rezervoar na nižem pritisku. Nakon desetak minuta od ispada pumpe, ohlađena voda iz napojnog rezervoara dolazi u dodir sa parom u usisnom cevovodu i napojnoj pumpi, para se brzo kondenzuje, opada pritisak u turbonapojnoj pumpi i usisnom cevovodu pumpe, tako da se vodeni stub iz napojnog rezervoara ubrzava ka pumpi i dolazi do vodenog udara. S obzirom na mehanizam koji dovodi do udara, naziva se hidraulički udar izazavan intenzivnom kondenzacijom pare ili termohidraulički udar.

Izvršena je kompjuterska simulacija pojave termohidrauličkog udara u sistemu napojne pumpe TENT B. Dobijeni rezultati prikazuju dinamiku odvijanja procesa i dati su na slikama 4, 5 i 6. Para koja nastaje u usisnom cevovodu i napojnoj pumpi pri ispadu bloka i opadanju pritiska u napojnom rezervoaru, struji naviše ka napojnom rezervoaru usled dejstva sile potiska u dvofaznoj mešavini vode i pare. Para pri suprotnosmernom strujanju ka napojnom rezervoaru delimično sa sobom povlači i vodu dejstvom međufaznog trenja na razdelnim površinama pare i vode, tako da dolazi do intenzivnog izbacivanja dvofazne mešavine iz usisnog cevovoda napojne pumpe u napojni rezervoar, drugim rečima, dvofazna mešavina kao gejzir ističe iz usisnog cevovoda u napojni rezervoar). Promena brzine dvofazne mešavine na ulazu u usisni cevovod napojne pumpe i na polovini visine cevovoda je prikazana na slici 4. Oko 150 s od ispada pumpe, do koga je došlo u 0 s, dvofazna mešavina struji iz usisnog cevovoda pumpe ka napojnom rezervoaru. Oko 340 s nakon ispada napojne pumpe dolazi do naglog smanjenja brzine ka napojnom rezervoaru i nakon toga nastaje period naizmeničnog izbacivanja dvofazne mešavine u napojni rezervoar iz usisnog cevovoda napojne pumpe i usisavanja hladnije vode iz napojnog rezervoara u usisni cevovod. Za to vreme horizontalna linija usisnog cevovoda i napojna pumpa su većim delom ispunjeni parom. Pri ovim uslovima ohlađena napojna voda koja utiče iz napojnog rezervoara u vertikalni usisni cevovod turbonapojne pumpe dolazi u dodir sa parom i nastaju uslovi za intenzivnu kondenzaciju pare. Para se kondenzuje na pothlađenoj vodi, prostor koji je zauzimala para preuzima voda, tako da se stub vode ubrzava ka napojnoj pumpi i zatvorenom nepovratnom ventilu na potisu pumpe, udara o kolo pumpe i zatvoreni kraj cevovoda i dolazi do intenzivnog hidrauličkog udara. Ovoj pojavi pogoduje i velika visinska razlika između napojnog rezervoara i napojne pumpe od 50 m. Na slici 4 trenutak udara je prikazan naglim promenama brzine u 550 s. Promena pritiska na mestu napojne pumpe je prikazana na slici 5. Vidi se da usled termohidrauličkog udara pritisak u napojnoj pumpi impulsno raste do preko 200 bara. Ova promena pritiska razarajuće deluje na strukturu cevovoda i napojne

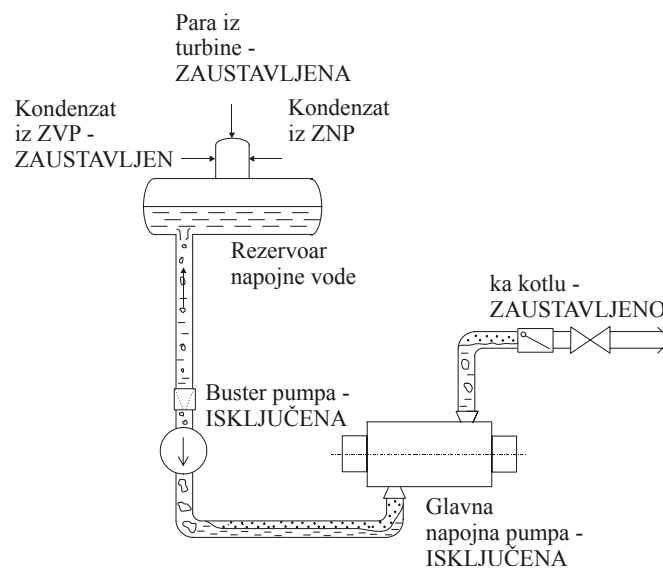
pumpe. Na slici 6 je prikazana promena stepena suvoće u turbonapojnoj pumpi u slučajevima bez primene zaštite od termohidrauličkog udara. Stepenn suvoće x je određen kao $x = (h - h')/r$ gde je h entalpija fluida, h' je entalpija zasićene vode, a r je latentna toplota isparavanja. Povećanje stepena suvoće u turbonapojnoj pumpi iznad nule oko 340 s pokazuje da dolazi do ključanja.



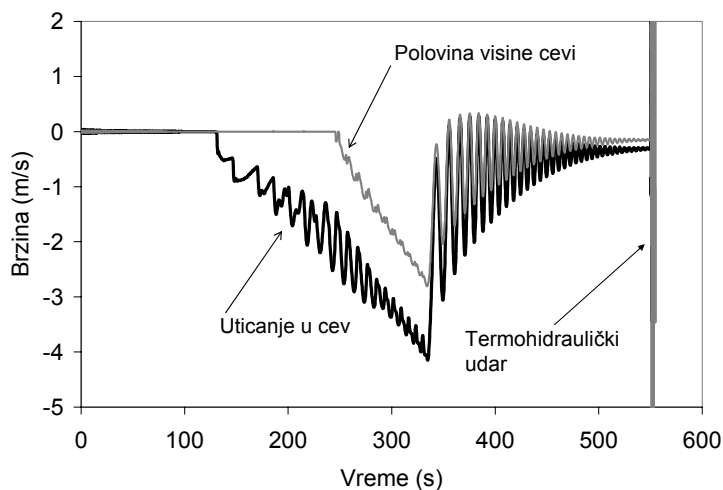
Slika 1 Turbonapojna pumpa sa usisnim i potisnim cevovodom, pomoćna parna turbina i napojni rezervoar na blokovima B1 i B2 TENT B.



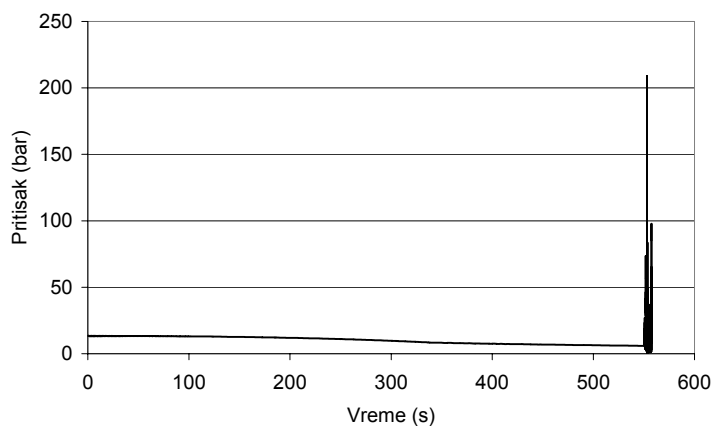
Slika 2 Promena pritiska u napojnom rezervoaru pri ispadi bloka TENT B dana 07.11.2006. god. (sa delovanjem sigurnosno-zaštitnog sistema).



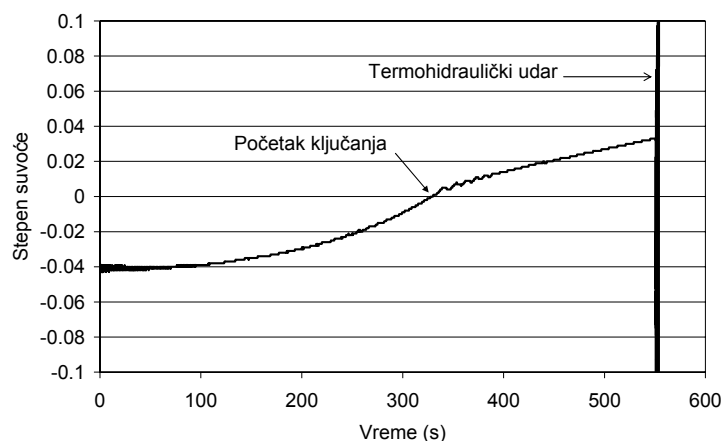
Slika 3 Ključanje zagrejene vode u napojnoj pumpi i usisnom cevovodu pumpe nakon ispada bloka.



Slika 4 Brzina dvofazne mešavine na ulazu i na polovini visine usisnog cevovoda napojne pumpe (bez delovanja sigurnosno-zaštitnog sistema).



Slika 5 Promena pritiska u napojnoj pumpi nakon ispada sa pojavom termohidrauličkog udara.



Slika 6 Promena stepena suvoće u napojnoj pumpi pri pojavi termohidrauličkog udara.

3. MERE ZAŠTITE OD TERMOHIDRAULIČKOG UDARA

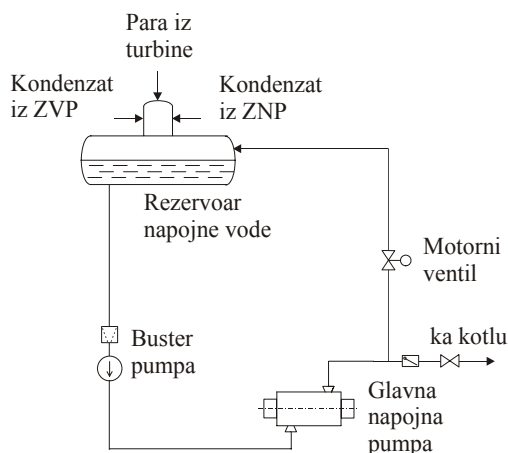
Metoda predložena za sprečavanje termohidrauličkog udara, prikazana na slici 7, sastoji se od odzračne linije čiji je zadatak da paru koja bi nastala nakon ispada pumpe sprovede u napojni rezervoar [5]. Međutim, ovaj način se nije pokazao efikasnim jer se ne formiraju dovoljne uzgonske sile za uspostavljanje efikasnog strujanja pare sa potisa napojne pumpe ka napojnom rezervoaru. Drugo rešenje, prikazano na slici 8, podrazumeva ugradnju cirkulacione pumpe koja bi se uključila nakon ispada napojne pumpe, a njenim radom bi se obezbedila cirkulacija napojne vode iz napojnog rezervoara i hlađenje pumpe [5]. Ovo rešenje nije praktično i iziskuje znatne troškove za ugradnju cirkulacione pumpe i njen pogon. Treće rešenje, prikazano na slici 9, predloženo je i primenjeno početkom devedesetih godina na TENT B [6]. Primenom ovog rešenja obezbeđuje se stalan protok kroz turbonapojnu pumpu putem otvaranja rasteretne linije ka atmosferskom ekspanderu, što dovodi do hlađenja pumpe i sprečava ključanje vode u sistemu napojne pumpe.

Efekti mera zaštite od termohidrauličkog udara nakon ispada turbonapojne pumpe, koji se postižu hlađenjem turbonapojne pumpe putem ispuštanja vode iz sistema turbonapojne pumpe ka atmosferskom ekspanderu, prikazani su na slikama 10 i 11. Na slici 10 je prikazana promena stepena suvoće u turbonapojnoj pumpi u slučaju bez delovanja sistema zaštite, kada dolazi do termohidrauličkog udara, kao i u slučaju kada deluje sistem zaštite. Vidi se da u slučaju delovanja sistema zaštite ne dolazi do ključanja vode u turbonapojnoj pumpi, pa samim tim ni do stvaranja uslova za pojavu termohidrauličkog udara. Odgovarajuće promene temperatura vode u napojnom rezervoaru i na potisu turbonapojne pumpe, kao i temperature saturacije u napojnoj pumpi su prikazane na slici 11. Vidi se da usled opadanja pritiska u napojnom rezervoaru (što je prikazano na slici 2), dolazi do smanjenja temperature vode u napojnom rezervoaru i temperature saturacije u napojnoj pumpi. Međutim, hlađenje sistema turbonapojne pumpe obezbeđuje da trend opadanja temperature saturacije prati i temperatura vode u napojnoj pumpi tako da ne dolazi do njenog ključanja.

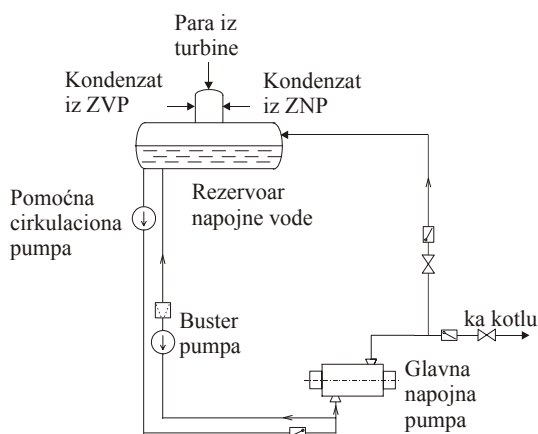
4. ZAŠTITA OD TERMOHIDRAULIČKOG UDARA U NAPOJNOJ PUMPI PRIMENOM PREKRETNOG STROJA SA POVEĆANOM BRZINOM OBR TANJA

U ovom radu je prikazano novo, savremeno rešenje zaštite od termohidrauličkog udara, koje je zasnovano na ugradnji pogonskog uređaja prekretnog stroja koji obezbeđuje dovoljan pritisak na potisu napojne pumpe za uspostavljanje potrebnog protoka vode kroz napojnu pumpu za njeno hlađenje nakon ispada [7]. Novi pogonski uređaji sa regulacijom broja obrtaja prekretnog stroja, kakvi se danas mogu nabaviti na tržištu, mogu obezbediti rad sa dva broja obrtaja [8]. Manji broj

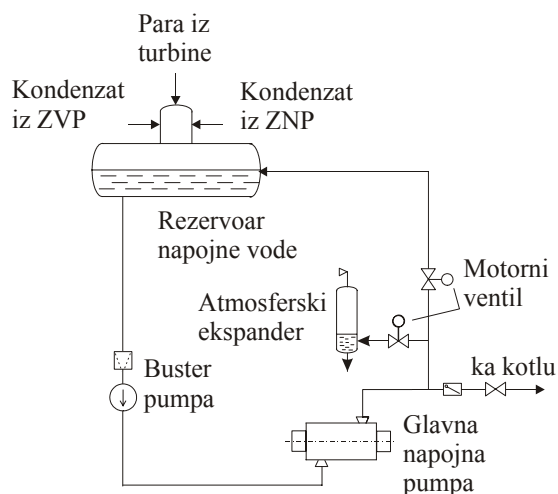
obrtaja prekretnog stroja iznosi od 45 do 50 obrtaja u minuti i on obezbeđuje ravnomerno hlađenje rotora i statora u pomoćnoj turbini, napojnoj i buster pumpi u časovnom periodu nakon zaustavljanja, odnosno ispada bloka. Veći broj obrtaja bi obezbedio potrebno hlađenje napojne i



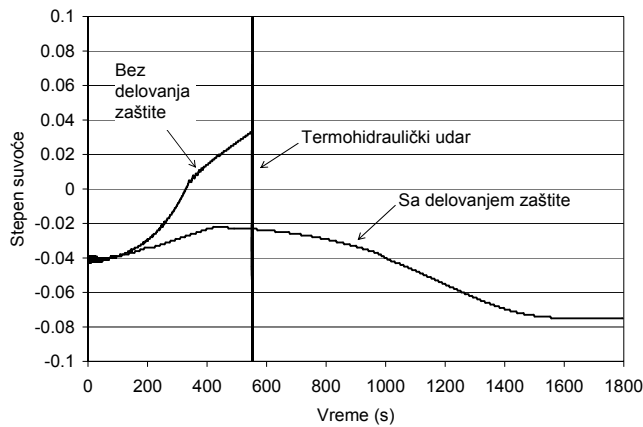
Slika 7 Sprečavanje termohidrauličkog udara u sistemu napojne pumpe pomoću rasteretne linije za isticanje pare sa potisa pumpe ka napojnom rezervoaru.



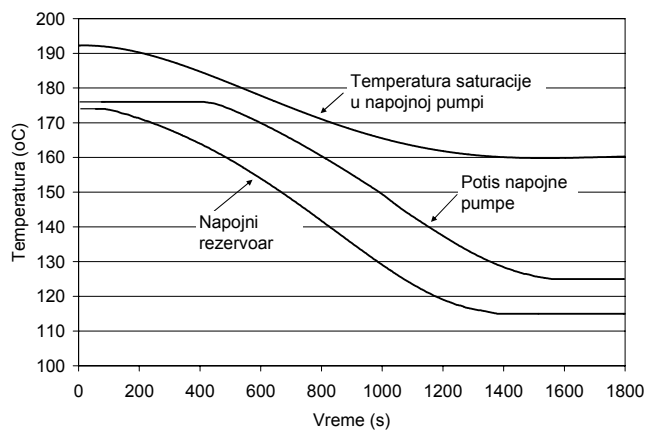
Slika 8 Različite metode za sprečavanje termohidrauličkog udara u sistemu napojne pumpe: pomoćna cirkulaciona pumpa omogućava hlađenje usisnog cevovoda i napojne pumpe



Slika 9 Različite metode za sprečavanje termohidrauličkog udara u sistemu napojne pumpe: princip rešenja primenjenog na TENT B sa isticanjem vode ka atmosferskom ekspanderu



Slika 10 Promena stepena suvoće u turbonapojnoj pumpi sa i bez delovanja zaštite od termohidrauličkog udara



Slika 11 Promena temperatura u sistemu napojne pumpe nakon njenog ispada

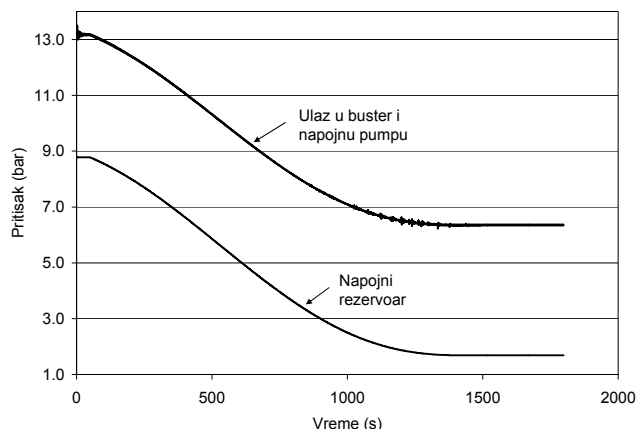
buster pumpe u kraćem periodu neposredno nakon ispada. Broj obrtaja prekretnog stroja, koji je potreban da obezbedi dovoljan protok napojne vode kroz napojnu i buster pumpu, određen je termohidrauličkim simulacijama i analizama prelaznih režima pri ispadu turbonapojne pumpe.

Strujanje je simulirano u okviru usisnog cevovoda napojne pumpe RL1, buster pumpe, spojnog cevovoda RL 10, turbonapojne pumpe, potisnih cevovoda minimalnog protoka RL12 i RL 13 (koji se nastavljaju linijama RL14 i RL 16 do napojnog rezervoara) i odzračnih linija RL 15 i RL 17 (videti sliku 1). Granice proračunskog domena su spoj cevovoda RL1, RL14, RL16, RT15 i RT 17 sa napojnim rezervoarom.

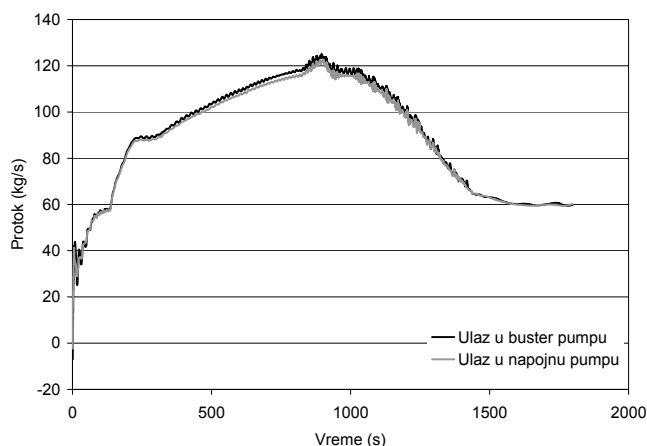
U početnom trenutku usisni cevovod napojne pumpe RL1, buster pumpa, spojni cevovod RL10 i napojna pumpa su ispunjeni vodom čija je temperatura jednaka temperaturi vode u napojnom rezervoaru 174 °C (to je temperatura saturacije za pretpostavljeni pritisak u napojnom rezervoaru 8,8 bar). U linijama RL12, RL14, RL13, RL16, RT 15 i RT 17 se nalazi hladna voda temperature 40 °C. Nepovratna klapna RL11S1 na potisu napojne pumpe je zatvorena. U početnom trenutku ventili RL12S1, RL13S1, RT15S1 i RT17S1 se otvaraju, a napojna pumpa se pogoni prekretnim strojem.

Promene termohidrauličkih parametara u sistemu turbonapojne pumpe nakon ispada bloka, pri brzini obrtanja prekretnog stroja i vratila turbonapojne pumpe od 250 obr/min, prikazane su na slikama od 12 do 15. Na slici 12 su prikazane promene pritiska u napojnom rezervoaru i na usisu buster i turbonapojne pumpe. Razlika pritiska od usisa pumpe do napojnog rezervoara je praktično hidrostatička promena pritiska u usisnom cevovodu pumpe RL1, koja se blago povećava sa vremenom zbog sniženja temperature i sledstvenog povećanja gustine vode u napojnom rezervoaru. Na slici 13 je prikazano uspostavljanje protoka kroz buster i turbonapojnu pumpu i linije minimalnog protoka ka napojnom rezervoaru, koji se nakon 1500 s ustaljuje na vrednosti od približno 60 kg/s. Ovaj protoka obezbeđuje efikasno hlađenje, tako da je temperatura vode na usisu

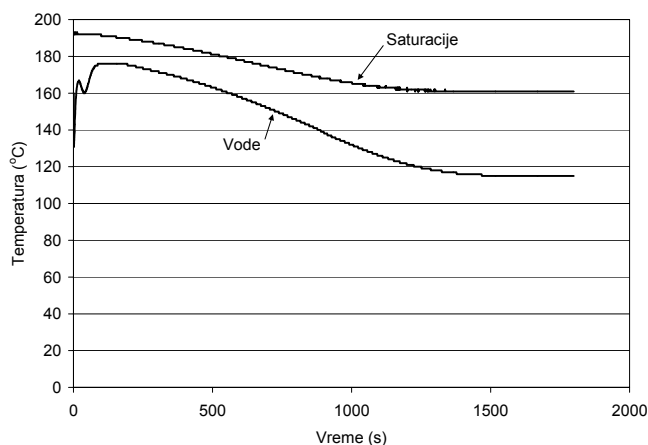
turbonapojne pumpe ne dostiže temperaturu saturacije (slika 14). Najmanja razlika ove dve temperature je 14 °C i dostiže se u 150 s. U ostalom periodu prelaznog režima razlika je veća i nakon 1500 s se ustaljuje na preko 40 °C. Protok kroz odzračne linije RL15 i RL17 se ne uspostavlja, međutim, ne dolazi ni do značajnijeg povratnog strujanja iz ovih linija u liniju RL10 i turbonapojnu pumpu. Do manjeg uticaja iz odzračnih linija RL15 i RL17 u RL10 i pumpu dolazi neposredno nakon otvaranja pregradnih ventila na ovim linijama u periodu do 10 s, što dovodi do određenog sniženja temperature na spoju sa ovim odzračnim linijama. Očekivana maksimalno moguća sniženja temperature na spoju sa RL15 i RL17 su prikazana na slici 15.



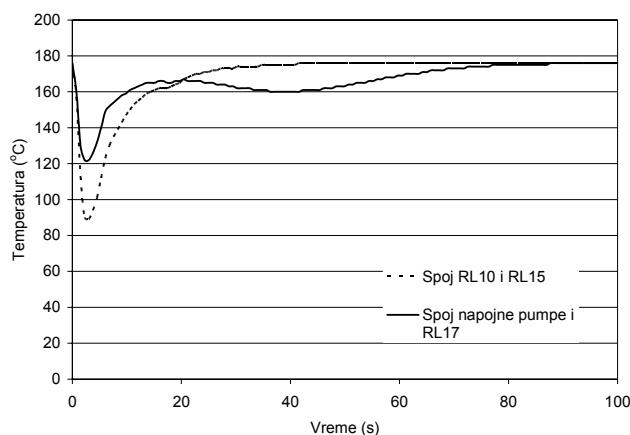
Slika 12 Promena pritiska u napojnom rezervoaru i na usisu buster i napojne pumpe nakon ispada bloka na TENT-u B.



Slika 13 Protok na usisu buster i napojne pumpe.



Slika 14 Temperature vode i saturacije na usisu turbonapojne pumpe.



Slika 15 Promene temperature u liniji RL10 između buster i napojne pumpe na spoju sa odzračnom linijom RL15 i temperature u napojnoj pumpi na spoju sa RL17.

5. ZAKLJUČAK

Predloženo je i analizirano novo, savremeno rešenje zaštite turbonapojne pumpe, pripadajuće armature i usisnog i potisnog cevovoda od termohidrauličkog udara pri ispadu turbonapojne pumpe na parnim blokovima TENT B. Novo rešenje je zasnovano na ugradnji opreme prekretnog stroja koja omogućava rad prekretnog stroja sa dve brzine obrtanja, tako da se pri većoj brzini uspostavlja dovoljan protok napojne vode kroz napojnu pumpu za njeno hlađenje nakon ispada. Veći broj obrtaja bi se koristio u kraćem periodu neposredno nakon ispada. Manji broj obrtaja prekretnog stroja bi kao i do sada obezbedio ravnomerno hlađenje rotora i statora u pomoćnoj turbini, turbonapojnoj i buster pumpi u časovnom periodu nakon zaustavljanja, odnosno ispada bloka. Na osnovu sprovedenih numeričkih simulacija i analiza prelaznih procesa u sistemu napojne pumpe nakon njenog ispada, određen je potreban broj obrtaja prekretnog stroja, odnosno turbonapojne i buster pumpe, koji obezbeđuje dovoljan protok za hlađenje sistema napojne pumpe.

Reference:

1. Liu, W. S., Hanna, B., Zaltsgendler, E.: Advances in Modelling of Condensation Phenomena, Proceedings of the Annual Meeting of the Nuclear Society, Toronto, Canada, 1997.
2. Kirsner, W.: Waterhammer, HPAC Heating/Piping/Air/Conditioning, January 1999 (1999), pp. 113-122.
3. Nedeljković, S., Stevanović, V., Ilić, M., Studović, M.: Modelling of the intensive condensation with water hammer, Proc. of 29. HVAC Congress, Belgrade, Serbia, 1998. (in Serbian)
4. Cranfield, R.R.: Studied of Power Station Feed Pump Loss of Suction Pressure Incidents, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 110 (1988), pp. 453-461.
5. Sulzer Brothers Limited, Suction Effects on Feedpump Performance: A Literature Survey, EPRI Report CS-4204, 1985.
6. Jovanović, M., Jocić, Lj., Instalacija i postupak za sprečavanje hidrauličkog udara u postrojenju pumpe za napajanje vodom generatora pare, Patent br. 47840, Zavod za intelektualnu svojinu, Beograd, 1996.
7. Stevanović, V. Maslovarić, B. Prica, S. Savić, B., Analize sprečavanja termohidrauličkih udara u sistemu voda-para na blokovima TENT B, Studija, Mašinski fakultet, Beograd, 2012.
8. Helical spring turning gear upgrade by electronic controlled RT-type, ALSTOM, www.service.power.alstom.com