

Владимир Сивановић¹, Сања Прица¹, Блаженка Масловарић¹,
Бранислав Савић¹, Душан Плешинац²

¹ Машински факултет, Универзитет у Београду, Београд

² „Термоелектро”, Београд

Нумеричка симулација динамичких оптерећења паровода термоелектране „Никола Тесла Б”

Стручни рад

UDC: 621.18:519.876.5

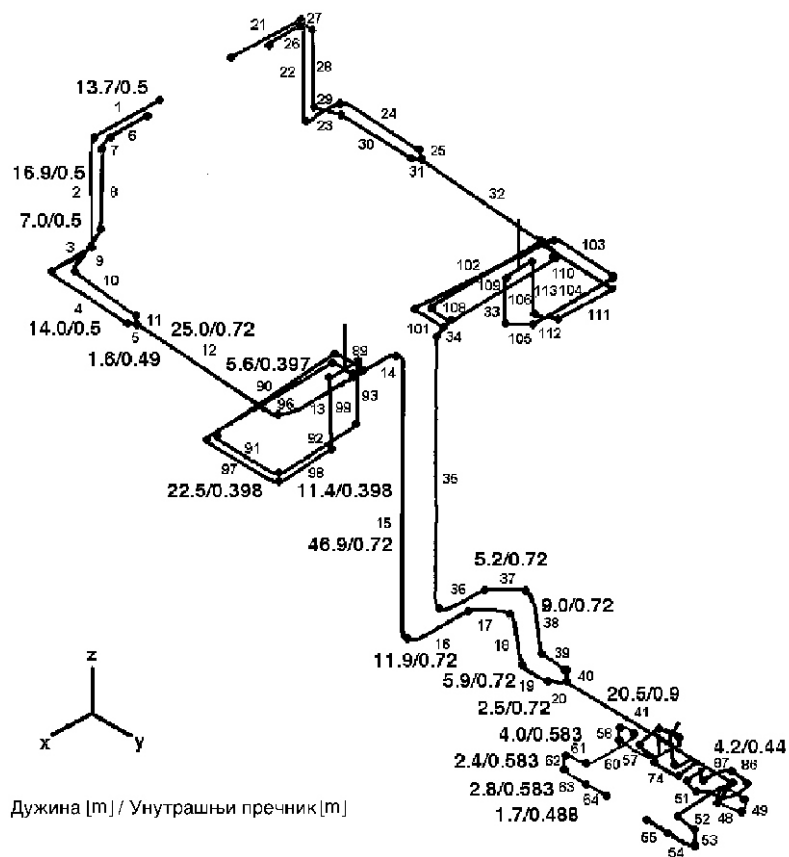
BIBLID: 0350-218X, 29 (2003), 1-4, 29–38

Одређивање динамичких сила којима несјационарна сјруја флуида делује на цевовод је неопходно у циљу сагледавања максималних најрезања која делују на сјруктуру, сјојеве и ослонце, односно у циљу добијања подлога за пројектовање ових елемената на максимална динамичка најрезања. У раду су приказани методологија и резултати рачунарске симулације несјационарних засодинамичких сила које делују на паровод тојле међу-прегрејане паре термоелектране „Никола Тесла Б”. Несјационарне засодинамичке силе настају услед несјационарног сјрујања радног флуида при деловању сигурносно-заштитних система. Запварање преградних веншила испред турбине средњег притиска зауставља приток паре и доводи до пораста притиска испред преградних веншила, и простирања и сублимирања таласа притиска дуж паровода, што изазива дојунска динамичка оптерећења паровода. Одређивање динамичких флуидних сила се врши заједно са симулацијом несјационарног сјрујања паре. Симулација сјрујања и одређивање флуидних динамичких сила су сprovedени помоћу рачунарске програма ТЕА развијеног на Машинском факултету у Београду. Добијени резултати су коришћени у оквиру ревизије инсталираног пројекта реконструкције (замене) паровода међу-прегрејане паре на термоелектрани „Никола Тесла Б”. Резултати прорачуна добијени програмом ТЕА су упоређени са резултатима инсталираног рачунаског програма SHOCK и добијено је прихватљиво слагање.

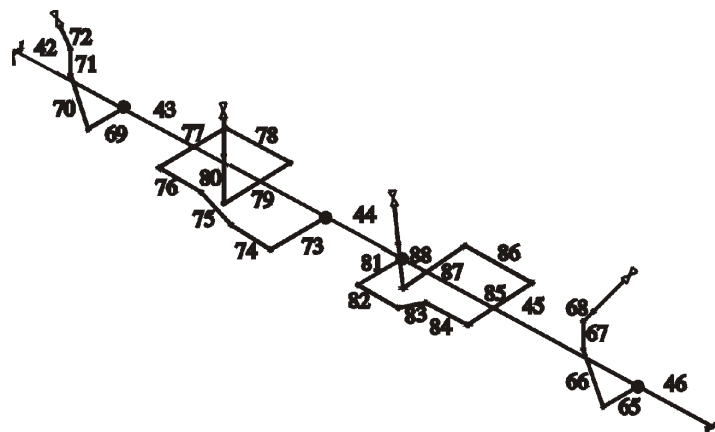
Кључне речи: паровод, динамичке силе, нумеричка симулација

Увод

Термоенергетска опрема је изложена максималним напрезањима у прелазним и поремећеним условима рада [1–4]. У циљу добијања подлога за обезбеђење



Слика 1. Конфигурација паровода топле међупрегрејане паре на термоелектрани „Никола Тесла Б“



Слика 2. Део паровода непосредно испред преградних вентила турбине средњег притиска

интегритета цевовода и судова под притиском, неопходно је одредити максимална термичка и механичка напрезања услед дејства нестационарних струјних и термичких процеса при дејству поремећаја, сигурносно-заштитних или регулационих система. У овом раду су приказани методологија и резултати нумеричког прорачуна динамичких оптерећења паровода међупрегрејане паре термоелектране „Никола Тесла Б”. Резултати прорачуна су подлога за пројектовање просторне конфигурације и ослонаца новог паровода који треба да замени постојећи.

Нестационарне гасодинамичке силе у пароводу настају услед нестационарног струјања радног флуида, које је узроковано деловањем сигурносно-заштитних система. Затварање преградних вентила испред турбине средњег притиска (ТСП), доводи до заустављања тока паре, пораста притиска испред преградних вентила, простирања и суперпонирања таласа притиска дуж паровода, што изазива допунска динамичка оптерећења. Стога је неопходно при одређивању максималних могућих напрезања разматраног паровода, узети у обзир и динамичка дејства нестационарног струјања флуида и простирања таласа притиска на структуру цевовода. Добијени резултати служе као подлога за структурне анализе цевовода, одређивање напона и деформација виталних делова, као и вибрационе карактеристике система.

Конфигурација паровода, геометрија и радни параметри

Конфигурација паровода топле међупрегрејане паре је приказана на сл. 1, док је део паровода непосредно испред преградних вентила приказан на сл. 2. Бројевима су означене праве деонице паровода између колена, рачви и граница паровода. Границе паровода су колектори у котлу (почетак деоница 1, 6, 21 и 26), преградни вентили испред ТСП (крајеви деоница 68, 72, 80 и 88), сигурносни вентили (крајеви деоница 93, 99, 106 и 113) и преградни вентили на заобилазном воду (крајеви деоница 55 и 64). Дефинисани модел у потпуности обухвата све деонице паровода [5].

Методологија прорачуна

Одређивању динамичких сила, којима флуид делује на структуру цевовода, претходи симулација нестационарног струјања радног флуида, као и дејства поремећаја, технолошких, регулационих и сигурносно-заштитних елемената на струју флуида. Симулација струјања и одређивање флуидних динамичких сила су спроведени помоћу рачунарског програма ТЕА [6–10].

Нестационарно струјање стишљивог флуида је у програму ТЕА описано једнодимензионим моделом заснованим на нестационарним билансима масе, количине кретања и енергије. Билансне једначине формирају систем парцијалних диференцијалних једначина хиперболичког типа и могу се написати у следећем облику:

– биланс масе

$$\frac{D\rho}{Dt} - \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

– биланс количине кретања

$$\frac{Du}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - f \frac{|u|}{2D_H} - g \sin \theta = 0 \quad (2)$$

– биланс енергије

$$\frac{Dh}{Dt} - \frac{1}{\rho} \frac{Dp}{Dt} - f \frac{u^2 |u|}{2D_H} - \frac{\dot{q}}{\rho} = 0 \quad (3)$$

Једначине (1–3) се употпуњују једначином стања радног флуида:

$$v = v(p, h) \quad (4)$$

Наведени систем једначина се решава за задате почетне и граничне услове. Почетни услови одређују расподелу притиска, брзина и температура (енталпије) у цевоводу у почетном временском тренутку пре деловања поремећаја. Граничним условима се одређује деловање сигурносно-заштитних, регулационих или технолошких компоненти током времена, као што су: различите врсте вентила, гранање цевовода, колектори и слично. Једначине (1–3) се нумерички решавају методом карактеристика. Метода карактеристика је заснована на физичком својству да се поремећаји у струји флуида преносе путем простирања таласа притиска, који се крећу брзином звука, као и путем кретања флуидних делића. Овом методом се парцијалне диференцијалне једначине (1–3) трансформишу у систем од три обичне диференцијалне једначине првог реда које важе дуж карактеристичних праваца у просторно-временском координатном систему. Две карактеристике одговарају простирању таласа притиска, а трећа простирању флуидног делића (пропагација таласа енталпије). Добијене обичне диференцијалне једначине се апроксимирају коначним разликама првог реда, а карактеристични правци правим линијама. Усвојена је правоугаона мрежа у просторно-временском координатном систему са константним просторним кораком. Временски корак интеграције је одређен минималним временом потребним да звучни талас пређе растојање између два суседна чвора и изражен је у облику такозваног Курантовог (Courant) критеријума:

$$t = \min_j \frac{x}{c_j |u_j|} \quad (5)$$

где је j ознака деонице у цевоводној мрежи, а x је растојање између чворова.

Појединости око примене наведене методе су дате у радовима [6, 7].

Конфигурација цевовода се задаје преко улазних параметара модулларним спајањем потребног броја деоница са одговарајућим граничним условима. На тај начин се једноставно врши прилагођавање софтвера конфигурацији мреже која се симулира. Прорачун струјних и термичких параметара на крајевима цеви се одређује на основу допуских гасодинамичких и хидродинамичких зависности. Ове допуске једначине описују биланс масе, количине кретања и енергије на месту дисконти-

нуитета и оне замењују једначине карактеристика које излазе изван физичког домена цеви. Општи облик допунских билансних једначина гласи:

– биланс масе

$$(\rho u A) = 0 \quad (6)$$

– биланс количине кретања

$$\frac{\rho u^2}{2} = p + M(t) \quad (7)$$

– биланс енергије

$$h = \frac{1}{2} u^2 = 0 \quad (8)$$

где M представља промену количине кретања услед локалних отпора струјању. Локални отпор може бити временски променљив, као на пример у случају деловања регулационих вентила. Следећи гранични услови су обухваћени програмом: гранања цевовода у две или више цеви, спој две цеви различитог попречног пресека, различите врсте регулационих и сигурносних вентила, поткритично или критично истицање из цевовода, пумпе и слично.

Динамичке силе којима флуид делује на праве деонице цеви између два колена се одређују као интеграл промене масеног протока флуида у посматраној деоници

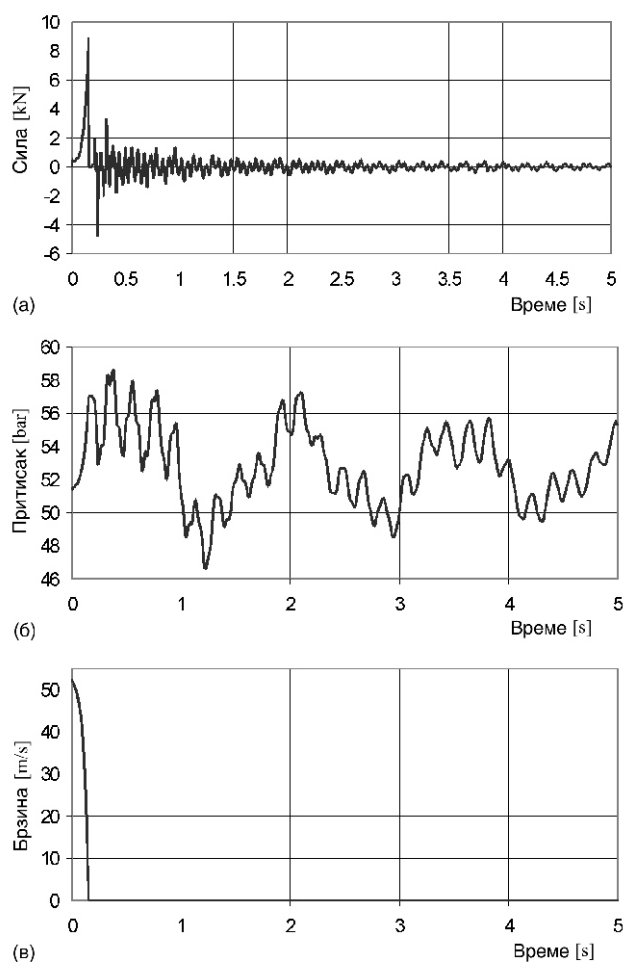
$$F = \int_L \frac{dm}{dt} dx \quad (9)$$

Сила одређена једн. (9) делује дуж осе цеви.

Сценарио поремећаја и приказ резултата

У нула секунди почиње затварање преградних вентила испред ТСП. Сва четири преградна вентила се истовремено затварају за 0,15 s. У усвојеном сценарију поремећаја заобилазни вентили око ТСП и сигурносни вентили остају затворени како би се динамичка напрезања паровода одредила за најтеже услове који би се јавили у случају отказа појединих система заштите. Симулација се врши за временски интервал од 5 s по иницирању поремећаја. У том интервалу се јављају максимални импулси силе непосредно по затварању преградних вентила, а потом се амплитуде пригушују. Претпоставља се да се у овом кратком временском интервалу притисак паре у међупрегрејачима котла не мења. Поремећај од преградних вентила дуж паровода се преноси брзином простирања звука од око 680 m/s.

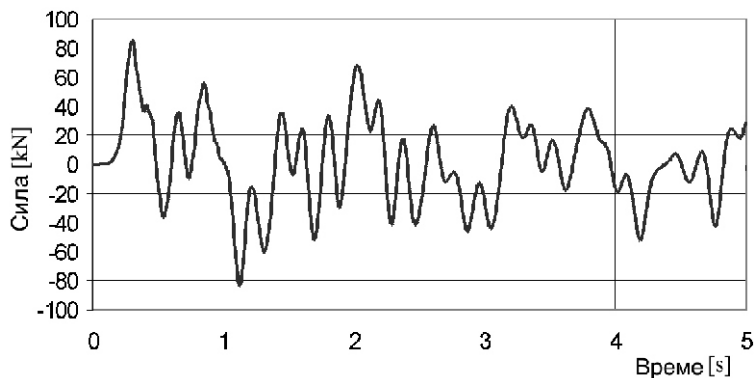
На сл. 3 су приказане промене нестационарне гасодинамичке силе у деоници 80 која се налази непосредно испред преградног вентила ТСП. Поред нестационарне гасодинамичке силе приказане су и временске промене притиска и брзине струјања у чворовима на крајевима наведених деоница, непосредно испред преградног вентила.



Слика 3. Нестационарна динамичка сила у деоници 80 непосредно испред преградног вентила турбине средњег притиска (а), промена притиска (б) и брзине струјања паре (в) у чвору 1522 на излазу из деонице 80, непосредно испред преградног вентила турбине средњег притиска

Гасодинамичка сила достиже максималну вредност од приближно 9 kN непосредно након затварања преградног вентила и делује у смеру првобитног струјања, сл. 3а. Након приближно 0,1 s сила достиже други максимум од приближно 5 kN при чему у том временском тренутку сила делује у супротном смеру од првобитног смера протока паре. Након тога се сила пригушује. Простирање таласа притиска дуж паровода са периодом од приближно 0,2 s је суперпонирано са осцилаторном променом веће амплитуде и периода осциловања од приближно 1,5 s, сл. 3б. Проток паре се зауставља у тренутку затварања преградног вентила, сл. 3в. Сличне промене силе, притиска и брзине су добијене и за деонице испред преостала три преградна вентила (деонице 68, 72 и 88 на сл. 2).

На сл. 4. је приказана временска промена нестационарне гасодинамичке силе у једној од најдужих деоница паровода – деоница 15 на сл. 1. Њена дужина је 47,9 m.



Слика 4. Промена нестационарне динамичке силе у деоници 15

Према једн. (9) видимо да се интензитет динамичке силе одређује као интеграл промене масеног протока у посматраној деоници. Пошто интензитет нестационарне гасодинамичке силе пропорционално зависи од дужине деонице, максимална амплитуда од приближно 80 kN представља и највећи интензитет силе који се јавља у току симулираног прелазног стања.

У табл. 1. су упоређене минималне и максималне вредности нестационарних динамичких сила у деоницама непосредно испред преградних вентила и у најдужој правој деоници паровода 15, срачунате програмима ТЕА [6-10] и SHOCK [5], као и релативна одступања између ових вредности. Позитивна вредност силе означава да сила делује у смеру првобитног правца струјања, док негативан знак указује на смер силе супротан од смера првобитног струјања паре. Највеће релативне разлике позитивних амплитуда динамичких сила, срачунатих програмима ТЕА и SHOCK износе око 26% у деоницама 68 и 72 непосредно испред преградних вентила. С обзиром на сложеност конфигурације паровода, различите просторне и временске кораке интеграције и различите нумеричке методе које су примењене у програмима ТЕА и SHOCK, добијено слагање резултата се сматра задовољавајућим.

Таблица 1. Поређење нестационарних динамичких сила срачунатих програмима ТЕА и SHOCK

Број деонице	ТЕА [4, 6]		SHOCK [5]		$\left \frac{F_{SHOCK} - F_{TEA}}{F_{TEA}} \right 100$	
	Min [kN]	Max [kN]	Min [kN]	Max [kN]	Min [%]	Max [%]
15	83,3	85,2	78,37	97,16	5,918367	14,03756
68	1,3	3,8	0,83	2,8	36,15385	26,31579
72	-1,3	3,7	0,83	2,76	36,15385	25,40541
80	4,8	8,9	3,8	7,19	20,83333	19,21348
88	4,7	9	3,8	7,18	19,14894	20,22222

Закључак

У раду су приказани методологија и резултати прорачуна нестационарних гасодинамичких сила и простирања таласа притиска у пароводу међупрегрејане паре при затварању преградних вентила испред ТСП. Прорачун је спроведен помоћу програма ТЕА, заснованог на нумеричком решавању нестационарног биланса масе, количине кретања и енергије применом методе карактеристика. Срачунате гасодинамичке силе су неопходна подлога за прорачун динамичког напрезања структуре паровода, арматуре и ослонаца. Поређењем добијених резултата са резултатима прорачуна помоћу програма SHOCK, које је спровео инострани испоручилац опреме, утврђено је задовољавајуће слагање промене амплитуда и периода гасодинамичких сила, притиска и брзине у току времена.

Ознаке

A	– површина попречног пресека, [m ²]
c	– брзина звука, [m/s]
$\frac{D}{Dt}$	$\frac{\partial}{\partial t}$ и $u \frac{\partial}{\partial x}$ – материјални извод
D_H	– хидраулички пречник, [m]
F	– динамичка сила којом флуид делује на цевовод, [N]
f	– коефицијент трења, [-]
g	– убрзање земљине теже [m ² /s] (једн. 2)
h	– специфична енталпија, [kJ/kg]
j	– ознака деонице у мрежи (једн. 5)
L	– дужина, [m]
M	– промена количине кретања, [kg/ms ²]
\dot{m}	– масени проток, [kg/s]
p	– притисак, [Pa]
\dot{q}	– запреминско топлотно оптерећење, [W/m ³]
t	– време, [s]
u	– брзина, [m/s]
v	– специфична запремина, [m ³ /kg]
x	– подужна координата, [m]
ρ	– густина, [kg/m ³]
θ	– нагиб цеви, []

Литература

- [1] Стевановић, В., Студовић, М., Недељковић, С., Одређивање хидродинамичких и гасодинамичких сила у пароводима свеже и међупрегрејане паре и линији напојне воде термоелектране „Осломеј”, Машински факултет, Београд, 1996
- [2] Студовић, М., Стевановић, В., Стевановић, Д., Павловић, Ж., Нумеричка симулација и анализа термохидрауличких процеса и понашања опреме при удесу лома паровода свеже паре на ТЕ Дрмно (1), Експертска анализа, Машински факултет, Београд, 1991
- [3] Студовић, М., Стевановић, В., Недељковић, С., Илић, М., Цвијетић, С., Анализа прелазних и поремећених режима рада система за даљинско грејање Београда из ТЕНТ-А, Главни технолошки пројекат, Књига 3, Машински факултет, Београд, 1994
- [4] Стевановић, В., Анализа истицања природног гаса кроз прскотину, *Процесна техника*, 17 (2001), 1, с. 41–44

- [5] ***, Fluidynamic Analysis Turbine Trip – Hot Reheat, Thermal Power Plant Nikola Tesla B, Report, BBP Service GmbH, Branch Office Osterode, 2002
- [6] Stevanović, V., Studović, M., Computer Code for the Simulation of Fast Thermo-Hydraulic Transients in Thermal Power Systems, 15th Symposium International Association for Hydraulic Research, Belgrade, paper L1, 1990
- [7] Stevanović, V., Studović, M., Bratić, A., Simulation and Analysis of a Main Steam Line Transient with Isolation Valves Closure and Subsequent Pipe Break, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 4 (1994), 5, pp. 387–398
- [8] Стевановић, В., Студовић, М., Анализа динамичких оптерећења паровода свеже паре и цевовода напојне воде, *Електиропривреда*, 54 (2001), 4, с. 57–63
- [9] Стевановић, В., Хут, В., Студовић, М., Недељковић, С., Ђурђевић, Г., Плешинац, Д., Нинковић, Д., Анализа динамичких оптерећења цевовода при прелазним процесима у термоелектрани, *Термоинженеринг*, 24 (1998), 1-4, с. 89–95
- [10] Стевановић, В., Динамичке промене притиска у топловодним мрежама, *КГХ*, 30 (2001), 3, с. 51–55

Abstract

Numerical Simulation of Dynamic Loads at the Steam Pipeline of the Thermal Power Plant „Nikola Tesla B”

by

*Vladimir Stevanović*¹, *Sanja Prica*¹, *Blaženka Maslovarić*¹
*Branislav Savić*¹, *Dušan Plešina*²

¹ Faculty of Mechanical Engineering, University of Belgrade, Belgrade, Serbia and Montenegro

² „Termoelektro” Enterprise, Belgrade, Serbia and Montenegro

Prediction of the transient fluid dynamic forces that act on the pipeline structure, junctions and supports are important in order to predict the maximum design loads. The paper presents the methodology and results of the fluid dynamic forces prediction for the reheated steam pipeline at the Thermal Power Plant ”Nikola Tesla B”. The dynamic forces are induced by fluid transient flow caused by the action of the plant safety system. Closure of the isolation valves in front of the intermediate pressure turbine stops the steam flow and leads to the increase of pressure in front of the isolation valves, pressure waves propagation and superposition along the pipeline, which cause additional dynamic loading of the pipeline structure. Prediction of the fluid dynamic forces is performed simultaneously with the simulation of the transient fluid flow. Transient simulation of fluid flow and calculation of fluid-dynamic forces are performed with the com-

puter code TEA (Transient Evaluation Analyses), which is developed at the Faculty of Mechanical Engineering in Belgrade. Obtained results are used for the review of a foreign project on the reconstruction (replacement) of steam pipeline in Thermal Power Plant "Nikola Tesla B". Results obtained with the computer code TEA are compared with results of foreign computer code SHOCK. Acceptably agreement is achieved.

Key words: steam pipeline, dynamic forces, numerical simulation

Одговорни аутор / Corresponding author (V. Stevanović)
E-mail: estevavl@eunet.yu