

Предавање одржано 16.10.2017. у СМЕИТС Београд

ОПТИМИЗАЦИЈА ПРЕЧНИКА ЦЕВОВОДА

Проф. др Србислав Б. Генић, дипл. инж. маш.

Проф. др Бранислав М. Јаћимовић, дипл. инж. маш.

Машински факултет Београд

Сажетак

Утицај трошкова енергије на транспорт флуида у последњих неколико деценија довели су до значајног смањења брзине флуида и повећања пречника цевовода. Због тога је, поготово за иницијалне фазе пројектовања и економских процена, неопходно што прецизније процењивање пречника цевовода.

У овом раду је представљена побољшана методологија за процену оптималног пречника цевовода када се за погон пумпи, вентилатора или компресора користе електрични мотори. За разлику од претходно објављених модела, овде изложени алгоритам се може применити на комплетну област струјања флуида која укључује ламинарно, критично и турбулентно струјање. Посебан део рада се односи на оптимизацију пречника паровода, што је тема о којој се у литератури није до сада уопште расправљало на сличан начин.

Неколико примера илуструју једноставност методе и приказују разлике у односу на препоруке из литературе. Штавише, кроз анализу осетљивости показано је какав је утицај промена у економским параметрима на оптимални пречник цевовода, и показано је да модел оптимизације омогућава процену пречника у прихватљивом дијапазону.

1 УВОД

Инжењери који раде у области процесне технике, гасне и нафтне технике, термотехнике, термоенергетике, хидроенергетике и сродних дисциплина, се на дневној бази срећу са прорачунима везаним за транспорт флуида. Флуиди струје кроз постројења која се састоје од реактора, сепаратора, размењивача топлота, котлова, резервоара, радијатора и других уређаја, а који су повезани цевоводима или каналима. Транспорт флуида се може одвијати као континуални транспорт кроз цевоводе или канале. Такође постоји и “дискретни” транспорт при коме се флуиди смештају у резервоаре (цистерне, канистри, боце, итд.), а транспорт се обавља превожом резервоара помоћу саобраћајних средстава (бродови, камиони, железница, итд.) или преношењем помоћу других механичких уређаја. У даљем тексту ће бити разматран само континуални транспорт флуида кроз цевоводе или канале.

Да би се обезбедио одговарајући транспорт флуида кроз систем инжењер мора изабрати, одредити или дефинисати:

- трасу цевовода;
- тип и величину струјног канала или цевовода (пречнике, дужине и дебљину зида);
- типове и величине потребних фитинга, вентила, и друге арматуре;
- типове и величине мерних уређаја (мерила протока, притиска, температуре, концентрације и других процесних величина);
- типове и величине струјних машина;
- материјале потребне за израду свих елемената транспортног система (цеви, канала, фитинга, струјних машина, вентила, итд.);
- начин ослањања цевовода, типове и величине ослонаца и компензационих елемената.

При пројектовању постројења дефинисање поменутих елемената је једна од последњих пројектантских операција и обавља се након што се дефинише основна опрема неопходна за одвијање процеса. Најважнији елементи које се тичу транспорта флуида су:

- капацитет транспорта, при чему се поставља захтев избора система транспорта такав да задовољи технолошке или друге потребе свих потрошача који се снабдевају флуидом;
- избор адекватних погонских машина (уређаја) потребних за остваривање транспорта ради остваривања потребног напора;
- избор материјала за израду цевовода/канала и струјних машина водећи рачуна о утицају флуида на материјале, и на могућу деградацију материјала услед ерозије, корозије и кавитације;
- могуће акумулације течности или чврсте фазе у цевоводу;
- могуће појаве вибрација и буке;
- безбедност транспорта, која је се своди на механичке прорачуне, испитивања пре и у току пуштања у рад и спровођење мера заштите система транспорта од спољашњих утицаја, као и спровођење мера заштите околине од могућих хаварија транспортног система;
- економска оптимизација транспортног система која се врши ради смањења трошкова транспорта.

Наведени елементи се, при пројектовању, најчешће дефинишу након избора (чак и израде) основне опреме потребне за обављање технолошког процеса. Неки од наведених параметара ће бити анализирани детаљније у тексту.

Цевоводи који нису правилно димензионисани имају следеће проблеме у раду:

- предимензионисани цевоводи: већи трошкови набавке елемената цевовода (цеви, вентили, фитинзи, ...), већи трошкови монтаже и градње (заваривање, ослонци, изолација, ...), итд.;
- поддимензионисани цевоводи: већи пад притиска, већи ризик од ерозије, хидрауличких удара и буке због повећане брзине струјања, итд.

2 ЕКОНОМСКА ОПТИМИЗАЦИЈА ЦЕВОВОДНИХ СИСТЕМА

При пројектовању процесних и других постројења једна од обавезних тачака је димензионисање пречника цевовода. У процесним постројењима инвестициони трошкови цевовода могу износити 5% до 20% цене постројења [1], [2], а у неким случајевима чак и до 40% од укупне инвестиције [3]. Са друге стране трошкови снаге потребне за рад струјних машина, који такође зависе од пречника цевовода, представљају увек значајни погонски трошак. Према подацима америчког Министарства енергетике САД (U.S. Department of Energy), 16% трошкова електричне енергије у типичном постројењима се троши на погон струјних машина [4]. Због наведених података се проблему економске оптимизације мора посветити одговарајућа пажња.

Након израде технолошке шеме постројења (*Process Flow Diagram – PFD*), материјалног и топлотног биланса и диспозиције опреме (*Layout*) потребно је одредити пречнике цевовода који повезују апарате и машине. Уобичајени метод одређивања пречника цевовода се своди на усвајање брзина струјања флуида, те одређивање пречника цевовода, након чега следи прорачун падова притисака у појединачним деоницама. Уколико пад притиска у одређеној деоници није у прихватљивим границама пречник деонице се смањује или повећава. На основу падова притисака се одређују параметри неопходни за избор, односно набавку, струјних машина, док се цевоводна арматура бира у складу са пречником цевовода.

Оптимизација цевовода за транспорт флуида обухвата низ променљивих, које укључују пречник цеви, притисак, температуру, дужину цевовода, почетне и крајње притиске и захтевани проток флуида. Сваки од ових параметара на специфичан начин утиче на инвестиционе и експлоатационе трошкове цевовода, а тиме и на трошкове комплетног постројења. Због већег броја променљивих укључених у структуру трошкова цевовода задатак оптимизације може бити прилично захтеван и дуготрајан, јер подразумева итеративну процедуру која се може спровести тек у фази израде главног пројекта.

Једноставни модел оптимизације, који ће бити изложен у даљем тексту, даје тзв. „брзу“ процену оптималног пречника цевовода, па се може користити у иницијалним фазама пројектовања (идејно решење, идејни пројекат, студија оправданости), што је добра полазна тачка за строжију процедуру оптимизације. Такође, у другом делу текста су изложене бројне препоруке из литературе по питању одређивања пречника цевовода. Трећи део текста садржи неколико примера из праксе помоћу којих се може сагледати начин примене модела и извршена су поређења са препорукама из литературе.

Први модел упроштене економске оптимизације цевовода објављен је 1937. године за случај турбулентног струјања у хидраулички глатким цевима [5]. Три године касније модел је проширен за ламинарно струјање [6]. Ова два модела се често цитирају у литератури, а са временом су постали део универзитетске наставе [7]. Пре 5 година је

објављен нови модел који се користи за турбулентно струјање у хидраулички храпавим цевима [8]. Сумирајући мањкавости набројаних модела оптимизације, који се пре свега тичу великог распона коефицијента трења који се у наведеним моделима апроксимира, аутори су на основу сопствене једначине за израчунавање коефицијента трења [9], разрадили нови модел оптимизације за случај струјања течности и гасова [10] и проширили га са случај струјања паре [11].

Овде приказана анализа се не односи на случај гравитационог струјања течности (нпр. случај преливања из вишег у нижи резервоар или у случају слободног истицања флуида), када се усваја најмањи пречник цевовода који задовољава задату (захтевану) вредност протока.

Цена цевовода се састоји из два елемента:

- инвестиционих трошкова који се односе на цеву самих цеви, ослонаца, изолације, арматура, као и радова на монтажи испитивању цевовода, итд.
- експлоатационих трошкова који практично подтазумевају трошкове услед довођења тзв. струјне енергије флуидима, али морају да укључе и трошкове одржавања (антикорозиона заштита, чишћење, поправке, итд.).

У општем случају већи пречник цевовода значи веће инвестиционе, а са друге стране мање експлоатационе трошкове.

3 ИНВЕСТИЦИОНИ ТРОШКОВИ ЦЕВОВОДА

Набавна (куповна) цена цевовода у навећој мери зависи од врсте и количине материјала и обично се изражава у новчаним јединицама сведеним на јединицу масе цеви. То значи да се методом најмањих квадрата може одредити једначина према којој је набавна цена цеви пропорционална пречнику цеви (D , m) и дужини цевовода (L , m)

$$P_c = X \cdot D^x \cdot L \quad (3.1)$$

при чему вредности параметара X и x зависе, у основи, од врсте и количине утрошеног материјала, те од услова на локалном тржишту.

Цена постављеног (монтираног) цевовода се одређује факторским методом [1] према коме се у зависности од типа постројења усваја одговарајући фактор којим се помножи цена основне опреме за постројење. Цена цевовода након израде и монтаже, сведена на једну годину, је

$$C_{inv} = P_c \cdot (1 + F) \cdot (a + b) = X \cdot D^x \cdot L \cdot (1 + F) \cdot (a + b) \quad (3.2)$$

где фактор F укључује:

- трошкове набавке фитинга, арматуре, мерне опреме, итд;
- трошкове ослонаца;
- трошкове изградње цевовода (монтажа и спајање деоница и постављање фитинга, арматуре и других елемената);
- трошкове безбедносних и функционалних испитивања цевовода.

Радни век цевовода се узима у обзир преко фактора амортизације a . Иако спадају у групу оперативних трошкова, трошкови одржавања се по правилу процењују у односу на инвестиционе трошкове при чему параметар b представља удео трошкова одржавања у односу на инвестиционе трошкове [1].

4 ОПЕРАТИВНИ ТРОШКОВИ ЦЕВОВОДА

Оперативни трошкови су базирани на снази која је потребно довести струјној машини ради остваривања струјања флуида кроз цевовод. Узимајући у обзир јединичну цену енергије за погон струјне машине c_{en} (EUR/(W·h)) цена рада струјне машине на годишњем нивоу је

$$C_{op} = Y \cdot c_{en} \cdot P \quad (4.1)$$

где је Y (h/god) радно време цевовода, односно постројења, у току године.

Уколико је у питању пумпа, компресор или вентилатор снага потребна за погон струјне машине се изражава у облику

$$P = \frac{V \cdot \Delta p}{E} = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho \cdot E} \quad (4.2)$$

где су:

- V , m³/s, запремински проток флуида
- G , kg/s, масени проток флуида;

$$G = \rho \cdot V \quad (4.3)$$

- ρ , kg/m³, густина флуида;
- Δp , Pa, пад притиска у цевоводу;
- E , ефикасност струјне машине.

У случају изотермског једнофазног нестишљивог струјања њутновског флуида пад притиска се може израчунати на основу једначине

$$\Delta p = \Delta p_{tr} + \Delta p_{lok} \quad (4.4)$$

где су

- Δp_{tr} , Pa, пад притиска услед трења;
- Δp_{lok} , Pa, пад притиска услед локалних отпора.

Пад притиска услед трења при струјању кроз цеви се израчунава помоћу Вајзбаховог израза

$$\Delta p_{tr} = \xi \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (4.5)$$

где је ξ коефицијент отпора трења (коефицијент трења), а осредњена брзина струјања је

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho \cdot D^2} \quad (4.6)$$

Коефицијент отпора трења зависи од

- Рејнолдсовог броја

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D \cdot \rho}{\mu} = \frac{4 \cdot V \cdot \rho}{\pi \cdot D \cdot \mu} = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (4.7)$$

- релативне храпавости цеви

$$\text{Rr} = \frac{\varepsilon}{D} \quad (4.8)$$

где је μ (Pa·s) динамичка вискозност флуида, а ε (mm) апсолутна храпавост цевовода. Коефицијент отпора трења је детаљно анализиран у [9] и препоручено је коришћење израза

$$\xi = \begin{cases} \frac{64}{\text{Re}} & \text{Re} \leq 2000 \\ 0.032 + 0.000052 \cdot (\text{Re} - 2000) \cdot (\text{Rr}^{0.8} + 0.089) & \text{Re} = 2000 \div 4000 \\ \left\{ -1.8 \cdot \log \left[\frac{7.35 - 1200 \cdot \text{Rr}^{1.25}}{\text{Re}} + \left(\frac{\text{Rr}}{3.15} \right)^{1.15} \right] \right\}^{-2} & \text{Re} = 4000 \div 35.5 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (4.9)$$

Пад притиска услед локалних отпора се израчунава према једначини

$$\Delta p_{lok} = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (4.10)$$

где је ζ укупни коефицијент локалних отпора, који се израчунава сабирањем појединачних коефицијената локалних отпора који постоје у цевоводу

$$\zeta = \sum \zeta_i \quad (4.11)$$

У даљој анализи, пад притиска услед локалних отпора ће се узети у обзир преко израза

$$\Delta p_{lok} = J \cdot \Delta p_{tr} \quad (4.12)$$

где је J однос падова притиска услед локалних отпора и у след трења.

Пад притиска се може изразити преко израза

$$\Delta p = \frac{8}{\pi^2} \cdot \xi \cdot (1 + J) \cdot \frac{L \cdot \rho \cdot V^2}{D^5} = \frac{8}{\pi^2} \cdot \xi \cdot (1 + J) \cdot \frac{L \cdot G^2}{\rho \cdot D^5} \quad (4.13)$$

Заменом (4.13) у (4.2) и (4.1) добијају се оперативни трошкови у облику

$$C_{op} = 8 \cdot \frac{Y \cdot c_{en} \cdot (1 + J) \cdot \xi \cdot L}{\pi^2 \cdot E \cdot D^5} \cdot \frac{G^3}{\rho^2} = 8 \cdot \frac{Y \cdot c_{en} \cdot (1 + J) \cdot \xi \cdot L}{\pi^2 \cdot E \cdot D^5} \cdot \rho \cdot V^3 \quad (4.14)$$

5 УКУПНИ ТРОШКОВИ ЦЕВОВОДА И ЕКОНОМСКИ КРИТЕРИЈУМ ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ ПРЕЧНИКА ЦЕВОВОДА

Укупни годишњи трошкови су

$$C_{uk} = C_{inv} + C_{op} \quad (5.1)$$

Диференцирањем израза (5.1) по унутрашњем пречнику цеви (D) и изједначавањем са нулом добијамо пречник цеви који обезбеђује минимум укупних трошкова

$$\frac{dC_{uk}}{dD} = 0 \quad (5.2)$$

што се своди на услов

$$\frac{dC_{inv}}{dD} = -\frac{dC_{op}}{dD} \quad (5.3)$$

Након диференцирања израза за инвестиционе (3.2) и оперативне трошкове (4.14) добија се општи облик једначине

$$D_{opt} = \sqrt[5+x]{A \cdot B \cdot \left(\zeta \cdot \frac{G^3}{\rho^2} \right)} = \sqrt[5+x]{A \cdot B \cdot \left(\zeta \cdot \rho \cdot V^3 \right)} \quad (5.4)$$

Параметар A се састоји од променљивих које се морају усвојити за сваки појединачни цевовод

$$A = \frac{Y \cdot c_{en} \cdot (1+J)}{x \cdot X \cdot E \cdot (1+F) \cdot (a+b)} \quad (5.5)$$

Радни век цевовода може бити различит, па је тако нпр. за топло–далеководе радни век око 40 година, а за већину процесних постројења радни век је најмање 5, али може бити 20 и више година [12], [13]. Уобичајено је да је опсег $a = 0,05 \div 0,2$ прихватљив за већи број постројења.

Уобичајено је да процесна постројења раде $90 \div 95\%$ времена годишње, тако да се може усвојити $Y = 8000$ h/god. Топловодна мрежа система даљинског грејања ради половину године и уколико постоје прекиди грејања у току ноћи, као што је случај у већем броју наших система даљинског грејања у Србији, добија се $Y = 3000$ h/god.

Према цени од 0,9 EUR/kg која је тренутно уобичајена у Србији за угљеничне челике, за стандардни сет бешавних цеви које се користе (до DN80 називни притисак PN64 и за цеви већег пречника PN40), добијају се $X = 330$ и $x = 1,5$, који се користе у (5.5). За цеви од нерђајућег челика у Србији је уобичајена цена око 4,5 EUR/kg па су, за најчешће примењиване димензије цеви, параметри за једначини (5.5) следећи: $X = 600$ и $x = 1,3$.

Фактор F је најтеже проценити и он код разних аутора варира у великом опсегу. Екстремне вредности су $F \approx 3$ за кратке цевоводе (мањи пречници, без арматуре и ослонаца, итд.) и $F \approx 11$ за веома одговорне цевоводе већих пречника. Према ценама већег броја постојећих цевовода може се констатовати да је опсег $F \approx 6 \div 7$ прихватљив, ако нема других података.

За цевоводе је уобичајено да трошкови одржавања износе $1 \div 5\%$ од инвестиционе цене [14], па је $b = 0,01 \div 0,05$.

Ефикасност пумпи, вентилатора и компресора се креће у опсегу $E = 50 \div 80\%$ [15].

Јединична цена електричне енергије у Србији износи приближно $c_{en} = 0,06$ EUR/kWh. Коефицијент увећања отпора трења услед локалних отпора износи $5 \div 10\%$ за магистралне цевоводе [16], али може бити и 100% , па и више, за краће цевоводе са доста арматуре [10].

За потребе прорачуна у примерима овог чланка су усвојене вредности приказане у табели 5.1, према којима се добија да је $A = 0,00149$.

Табела 5.1 Параметри за једначину (5.5)

Параметар	Вредност	Параметар	Вредност
c_{en} , EUR/(kW·h)	0,06	F	6,5
x	1,5	$a + b$	0,2
X	330	Y , h/god	8000
J	0,5	E	0,65

Параметар B узима у обзир утицај пречника цеви на коефицијент трења

$$B = \frac{8}{\pi^2} \cdot \left(5 - \frac{D}{\xi} \cdot \frac{d\xi}{dD} \right) \quad (5.6)$$

За инжењерске прорачуне од значаја је струјање при $Re < 10^8$, а према подацима из литературе релативна храпавост цеви се креће у опсегу $Rr = 0 \div 0,0333$.

За ламинарно струјање добија се експлицитно решење $B = 3,24$. За остале режиме струјања је неопходно да се израчуна средња вредност параметра B . За област критичног струјања је

$$B_{sr} = \frac{\int_0^{0,03334000} \int_{2000} B \cdot dRe \cdot dRr}{(0,0333 - 0) \cdot (4000 - 2000)} = 3,86 \quad (5.7)$$

а за турбулентно струјање се добија

$$B_{sr} = \frac{\int_0^{0,033310^8} \int_{4000} B \cdot dRe \cdot dRr}{(0,0333 - 0) \cdot (10^8 - 4000)} = 4,34 \quad (5.8)$$

Након уврштавања A и B у једначину (5.4) добија се ${}^{5+\sqrt[3]{A \cdot B}} = 0,44$ за ламинарно струјање, ${}^{5+\sqrt[3]{A \cdot B}} = 0,45$ за критични режим и ${}^{5+\sqrt[3]{A \cdot B}} = 0,46$ за остале режиме струјања. За даљу анализу је усвојено ${}^{5+\sqrt[3]{A \cdot B}} = 0,46$ за све режиме струјања, па једначина (5.4) добија облик

$$D_{opt} = 0,46 \cdot 5^{+x} \sqrt[3]{\xi \cdot \frac{G^3}{\rho^2}} = 0,46 \cdot 5^{+x} \sqrt[3]{\xi \cdot \rho \cdot V^3} \quad (5.9)$$

6 ЕКОНОМСКИ ОПТИМАЛНА БРЗИНА СТРУЈАЊА

Једначина (5.4) се може написати и у облику који омогућава израчунавање оптималног протока, односно оптималне брзине струјања, кроз постојећи цевовод. За масени проток се добија

$$G_{opt} = \sqrt[3]{\frac{D^{5+x} \cdot \rho^2}{A \cdot B \cdot \xi}} \quad (6.1)$$

за запремински проток

$$V_{opt} = \sqrt[3]{\frac{D^{5+x}}{A \cdot B \cdot \xi \cdot \rho}} \quad (6.2)$$

док је оптимална брзина струјања

$$w_{opt} = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{D^{11+x}}{A \cdot B \cdot \xi \cdot \rho}} \quad (6.3)$$

7 АЛГОРИТАМ ЗА РЕШАВАЊЕ КОНКРЕТНИХ ПРОБЛЕМА

Једначина (5.4) даје имплицитну процедуру прорачуна, јер је потребно познавати пречник цеви како би се добио коефицијент трења или обрентно. Решавање једначина (6.1), (6.2) или (6.3) такође захтева итеративну процедуру, будући да је ξ функција брзине течности. Најлакши начин за решавање наведених једначина јесте да се претпостави брзина флуида или коефицијент трења, а затим се примењује итеративна процедура. Без обзира на почетну претпоставку, у случају турбулентног струјања није потребно више од 3 итерације, а за ламинарно струјање не више од 5 итерација.

8 ПРИМЕРИ

У даљем тексту је дато неколико рачунских примера.

Пример 8.1

Цевовод за метанол, од угљеничног челика, треба да обезбеди проток од $G = 550$ t/h течности на температури од 20°C . Апсолутна храпавост цевовода је $\varepsilon = 1$ mm за животни циклус од 20 година. Одредити пречник цевовода помоћу упрошћеног економског критеријума и упоредити добијене вредности са препорукама из литературе.

Решење

Према [43] својства течног метанола су: $\rho = 794$ kg/m³ и $\mu = 0,000576$ Pa·s.

Да би се приказала конвергенција модела извршене су две бесмислене иницијалне претпоставке брзине струјања 0,01 m/s и 100 m/s. У оба случаја се до решења долази у

3 итеративна корака, како је приказано у табели 8.1, са разликом између претпостављене и израчунате вредности мањом од 1%.

Табела 8.1

G , t/h	550			550		
Претпостављено D_{opt} , m	4,950	0,329	0,342	0,049	0,377	0,340
w , m/s	0,01	2,26	2,09	100,00	1,72	2,12
Re	68200	1025000	987000	6823000	896000	993000
ε , m	1			1		
Rr	0,000202	0,00304	0,00292	0,0202	0,00265	0,00294
ζ	0,0202	0,0258	0,0255	0,0485	0,0248	0,0255
Израчунато D_{opt} , m	0,329	0,342	0,342	0,377	0,340	0,342
Разлика, %	1403	3,71	0	86,9	10,9	0,43

На основу изложеног модела добијају се резултати приказани у табели 8.2: оптимални пречник цевовода је $D_{opt} = 342$ mm, са брзином струјања од $w = 2,09$ m/s и јединичним падом притиска од $\Delta p/L = 195$ Pa/m. При овим условима су годишњи трошкови цевовода $C_{uk}/L = 151,6$ EUR/(god·m).

На основу препорука из литературе добијају се резултати приказани у табели 8.2 и закључује се да је вредност брзине израчуната помоћу новог модела значајно мања. Услед већих оперативних трошкова укупни трошкови цевовода су за око 30% већи него када се примени нови модел. Овај закључак се добро слаже са закључком из [10] о повећаном утицају трошкова енергије на пречник цевовода у последњим деценијама.

Табела 8.2

Литература	[11]	[12]	[13]	Нови модел
D_{opt} , mm	0,296	0,289	0,301	342
w , m/s	2,80	2,93	2,70	2,09
Re	1142000	1169000	1122000	987000
Rr	0,00338	0,00346	0,00332	0,00292
ζ	0,0267	0,0267	0,0264	0,0255
$\Delta p/L$, Pa/m	419	474	382	195
C_{inv}/L , EUR/(year·m)	79,6	76,9	81,7	99,0
C_{op}/L , EUR/(year·m)	113,0	127,9	103,1	52,6
C_{uk}/L , EUR/(year·m)	192,7	204,8	184,9	151,6

Пример 8.2

У [17] аутор поставља питање колики треба да је пречник цевовода протока 500 грм. Радни флуид је вода амбијенталне температуре. Решење које даје аутор је DN 150.

Решење

Према [43] густина воде износи $\rho = 998 \text{ kg/m}^3$, а вискозност је $\mu = 0,001 \text{ Pa}\cdot\text{s}$. Запремински проток од 500 gpm је једнак $V = 0,0315 \text{ m}^3/\text{s}$.

На основу (5.9) за нове челичне цеви са $\varepsilon = 0,05 \text{ mm}$ се добија пречник $D_{opt} = 144 \text{ mm}$, са брзином струјања $w = 1,93 \text{ m/s}$ и јединичним падом притиска $\Delta p/L = 357 \text{ Pa/m}$. Уколико се претпостави већа храпавост цеви од $\varepsilon = 0,5 \text{ mm}$ добија се $D_{opt} = 154 \text{ mm}$, са брзином струјања $w = 1,69 \text{ m/s}$ и јединичним падом притиска од $\Delta p/L = 370 \text{ Pa/m}$.

За исте услове у [18] је дата анализа трошкова на бази цена у САД те закључено да захваљујући повећању трошкова електричне енергије дошло до померања у решењу. На бази цена из 1998 добијена је оптимална брзина 2,4 m/s, док је према ценама из 2008. добијена брзина 1,25 m/s.

Пример 8.3

Проценити оптимални пречник цевовода у коме струји течни орто–дихлоробензен (ODCB) масеног протока $G = 10 \text{ t/h}$ на 20°C . Проверити пречник који је израчунат у [7] и који износи $D = 77,92 \text{ mm}$ (цев 3“ SCH40, односно $\phi 88,9 \times 5,49 \text{ mm}$). Материјал цевовода је угљенични челик и за нове челичне цеви је у [7] усвојено $\varepsilon = 0,046 \text{ mm}$.

Решење

Према [7] густина ODCB је $\rho = 1306 \text{ kg/m}^3$, а динамичка вискозност је $\mu = 0,9 \text{ mPa}\cdot\text{s}$.

По предложеном економском критеријуму се добија да је $D_{opt} = 45 \text{ mm}$, са брзином струјања $w = 1,34 \text{ m/s}$ и јединичним падом притиска $\Delta p/L = 856 \text{ Pa/m}$.

На основу оптималног пречника треба проверити најмање и два најближа стандардна пречника резултати су приказани у табели 8.3. Стандардни пречник цевовода 60,3 x 3,91 mm (2,5“ SCH40) је економски оптимизовани избор и има за 40% мање годишње трошкове у односу на усвојени пречник из [7].

Табела 8.3

Цевовод	Први већи од D_{opt}	Први мањи од D_{opt}	Литература [7]
$D_s, \text{ mm}$	60,3	48,3	88,9
$\delta_s, \text{ mm}$	3,91	3,68	5,49
$D_{us}, \text{ mm}$	52,48	40,94	77,92
$w, \text{ m/s}$	0,983	1,616	0,446
Re	74900	96000	50400
Rr	0,000877	0,001124	0,000590
ξ	0,0219	0,0221	0,0224
$\Delta p/L, \text{ Pa/m}$	396	1379	56,1
$C_{inv}/L, \text{ EUR}/(\text{god}\cdot\text{m})$	5,95	4,10	10,77
$C_{op}/L, \text{ EUR}/(\text{god}\cdot\text{m})$	0,62	2,17	0,088
$C_{uk}/L, \text{ EUR}/(\text{god}\cdot\text{m})$	6,57	6,27	10,85

Пример 8.4

Одредити пречник магистралног топловода који снабдева систем даљинског грејања номиналне топлотне снаге 131 MW, за температурски режим 150/70°C. Дужина цевовода је $L = 1500 \times 2 = 3000$ m. Пречник постојећег цевовода је DN 400, а инвеститор је прелиминарно изабрао DN 600 за нови цевовод који треба да је израђен од шавних (завојно заварених) цеви.

Решење

На радним условима својства воде су $c_p = 4233$ J/(kg·K), $\rho = 951$ kg/m³ и $\mu = 0,259$ mPa·s. Проток воде је $G = 385$ kg/s.

Сматрајући да је за шавне цеви DN 400 до DN 600 важи једначина (3.1) у облику

$$\frac{P_c}{L} = 190 \cdot D^{1,6}$$

те да су остале параметри од важности $\varepsilon = 0,5$ mm, $a = 1/20$, $Y = 3000$ h/god, $F = 5,5$, $J = 0,2$, $b = 0,03$, $E = 0,75$, $c_{en} = 0,06$ EUR/kWh, добија се $A = 0,00182$. За $B = 4,34$ следи на основу (5.4) оптимални пречник у облику

$$D_{opt} = 0,48 \cdot 5^{+x} \zeta \cdot \frac{G^3}{\rho^2}$$

одакле се добија $D_{opt} = 495$ mm.

У табели 8.5 приказани су трошкови цевовода за стандардне шавне цеви. Рок отплате инвестиције је 2.496.000 EUR / 702.000 EUR = 3,56 година. Решење које предлаже инвеститор је најповољније тек са повећањем протока кроз систем, односно када се повећа топлотни конзум на 180 MW.

9 АНАЛИЗА ОСЕТЉИВОСТИ

Економска анализа се састоји из два дела:

- најпре се израчунавају инвестициони и оперативни трошкови, па затим новчани ток, коришћењем најверјетнијих вредности различитих фактора;
- различити параметри у моделу трошкова се затим варирају, у претпостављеном (препорученом) опсегу за сваки бирних фактора, како би се проценило у којој мери су токови новца осетљиви на грешке у прогнозираним вредностима за дужи временски период.

Другим речима, основна економска анализа пројекта заснива се на најбољим проценама које се могу направити у тренутку израде пројекта, а анализа сензитивности је метод којим се процењују ефекати неизвесности у прогнозама о одрживости пројекта.

Сврха анализе осетљивости је да се идентификују параметри који имају значајан утицај на одрживост пројекта у односу на очекивани опсег варијације битних параметра. Опсег варијације параметара је дат у табели 3 састављеној на основу

података из [1]. Према табели 9.1 потребно је извршити економску анализу у оквиру промене следећих параметара:

- G треба варирати у опсегу $0,8 \div 1,2$ од основне вредности G ;
- c_{en} треба варирати у опсегу $0,5 \div 2$ од основне вредности c_{en} ;
- A треба варирати у опсегу $0,8 \div 1,5$ од основне вредности A .

Поред наведених, за потребе анализе ће у даљем тексту бити укључени и следећи параметри:

- фактор локалних отпора у опсегу $J = 0 \div 2$;
- ефикасност пумпе од $E = 0,6$ до $E = 0,85$;
- $a + b$ у опсегу $0,1 \div 0,25$.

Табела 8.5

DN	400	450	500	550	600
D_s , mm	406,4	457	508	559	610
δ_z , mm	5,4	5,6	6,3	6,3	7,1
D , mm	395,6	445,8	495,4	546,4	595,8
w , m/s	3,30	2,60	2,10	1,73	1,45
Re	$4789 \cdot 10^3$	$4250 \cdot 10^3$	$3824 \cdot 10^3$	$3467 \cdot 10^3$	$3180 \cdot 10^3$
Rr	0,00126	0,00112	0,00101	0,000915	0,000839
ζ	0,0203	0,0197	0,0192	0,0188	0,0184
Δp , bar	9,54	5,10	2,93	1,75	1,12
P , kW	515	275	158	94,8	60,3
C_{inv} , EUR/god	67.200	81.400	96.300	112.700	129.400
C_{op} , EUR/god	92.700	49.600	28.500	17.100	10.800
C_{uk} , EUR/god	159.900	131.000	124.800	129.800	140.200
C_{uk} за 20 god, EUR	3.198.000	2.620.000	2.496.000	2.596.000	2.804.000
Разлика за 20 god, EUR	702.000	124.000	–	100.000	308.000
Разлика, %	28,13	4,97	–	4,01	12,34

Табела 9.1 Варијација параметара за анализу осетљивости

Параметар	Опсег
Капацитет	$\pm 20\%$
Гориво или енергија	-50% до $+100\%$
Инвестициони трошкови	-20% до $+50\%$

У току експлоатације површине цевовода се прљају услед адхезије честица чврсте фазе, при чему се чврста фаза већ налази или се ствара у флуиду у току његовог транспорта. Слој талога који се образује на површини цевовода смањује струјни пресек, а у највећем броју случајева повећава храпавост цевовода, па тиме битно утиче и на отпор струјању флуида, односно на пад притиска. Запрљање површине цевовода може бити последица кристализације, појаве чврсте фазе услед хемијске реакције која се одиграва у флуиду, механичког таложења постојећих честица чврсте фазе у флуиду, биолошког запрљања услед присуства микроорганизама у флуиду, корозије металне површине или комбинованог дејства свих набројаних фактора.

Да би се ове појаве узеле у обзир по правилу се уводи степен сигурности, којим се увећава прорачуната вредност пада притиска. У [20] је изнето да се израчуната вредност пада притиска увећава за 20% до 40%, чиме се компензују промене у току животног века цевовода. У оквиру даље анализе сматраће се да Rr треба да обухвати стање новоизграђених али и старих цевовода, па ће апсолутна храпавост за цеви од угљеничног челика бити размотрена у опсегу $\varepsilon = 0.05 \div 1 \text{ mm}$.

За случај цевовода из примера 8.1 резултати анализе осетљивости су приказани у табели 9.2.

Табела 9.2 Резултати анализе осетљивости за цевовод из примера 8.1

Параметар	D_{opt} , mm
$G = 440 \div 660 \text{ t/h}$	309 \div 370
$\varepsilon = 0 \div 1 \text{ mm}$	302 \div 342
$a + b = 0.1 \div 0.25$	331 \div 379
$E = 0.6 \div 0.85$	329 \div 346
$J = 0 \div 2$	309 \div 322
$c_{en} = 0.03 \div 0.12 \text{ EUR/(kW}\cdot\text{h)}$	322 \div 379
$A = 0.8 \div 1.5$ од основне вредности A	334 \div 357
Средње вредности	319 \div 356

На основу анализе осетљивости добија се пречник цевовода у опсегу $D_{opt} = 319 \div 356 \text{ mm}$, што представља варијацију од мање од $\pm 7\%$ у односу на вредност $D_{opt} = 342 \text{ mm}$ израчунату у примеру 8.1. Анализирајући податке из табеле 9.2, јасно се закључује да добијени опсег кроз анализу осетљивости није велики пре свега захваљујући врло малом експоненту у једначини (5.4) који износи $1 / (5 + x) = 1 / 6,5 = 0,153$.

Анализа осетљивости се може спровести и на једноставнији начин: да би се изазвала промена у пречнику од $\pm 5\%$ у једначини (5.4) потребно је да се поткорена величина $A \cdot B \cdot \xi \cdot \rho \cdot V^3$ мења у опсегу -28% до $+37\%$. Или још упечатљивије: са променом поткорене величине у опсегу -50% до $+86\%$ добија се варијација пречника од $\pm 10\%$.

Једном речју, анализа осетљивости говори у прилог успешности самог предложеног модела оптимизације пречника цевовода.

10 ПРЕЧНИК ПАРОВОДА

Биланс енергије произвољног система је заснован на закону о очувању енергије, односно на енергетском садржају улазних и излазних токова, као и на интеракцији система и околине. Општи облик једначине енергетског биланса је облика

$$\text{Улаз} + \text{Генерисање} = \text{Излаз} + \text{Понор} + \text{Акумулација} \quad (10.1)$$

Уколико се паровод посматра као стационарни адијабатски систем, без унутрашњих извора и понора, једначина енергетског биланса се поједностављује и гласи

$$\left(h + g \cdot z + \frac{w^2}{2} \right)_p = \left(h + g \cdot z + \frac{w^2}{2} \right)_k + \frac{\Delta p}{\rho} \quad (10.2)$$

где су:

- h , J/kg, специфична енталпија;
- g , m/s², гравитационо убрзање;
- z , m, висина у односу на референтну раван;

а индекси p и k означавају почетно и крајње стање.

Занемарујући промену брзине струјања паре (услед експанзије паре проузроковане снижењем притиска) у случају хоризонталног цевовода се добија

$$h_p - h_k = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (10.3)$$

Топлотна снага парног котла (Q , W) је

$$Q = \frac{FC}{3600} \cdot LHV \cdot E = G \cdot (h_p - h_k) = \frac{G \cdot \Delta p}{\rho} \quad (10.4)$$

где су:

- G , kg/s, масени проток паре;
- FC , kg/h, потрошња горива;
- LHV , J/kg, доња топлотна моћ горива;
- E , ефикасност котла.

Оперативни трошкови паровода се могу изразити преко цене горива (c_F , EUR/kg) помоћу једначине

$$C_{op} = Y \cdot c_F \cdot FC \quad (10.5)$$

Параметер A у једначини (5.4) сада добија облик

$$A = 3600 \cdot \frac{Y \cdot c_F \cdot (1 + J)}{x \cdot X \cdot E \cdot LHV \cdot (1 + F) \cdot (a + b)} \quad (10.6)$$

а за различите врсте горива вредност $\sqrt[5+y]{A \cdot B}$ и за цевоводе од угљеничног челика подаци су дати у табели 10.1.

Табела 10.1 Вредност $\sqrt[5]{A \cdot B}$ за цевоводе од угљеничног челика

Параметар	Режим струјања	Земни гас Цена из САД	Параметар	Режим струјања	Мазут Цена из ЕУ
c_F	–	0,16 USD/Nm ³	c_F	–	0,29 EUR/kg
LHV	–	36,0 MJ/Nm ³	LHV	–	40,0 MJ/kg
E	–	0,92	E	–	0,88
A	–	$308 \cdot 10^{-6}$	A	–	$525 \cdot 10^{-6}$
$\sqrt[5]{A \cdot B}$	Ламинарни	0,35	$\sqrt[5]{A \cdot B}$	Ламинарни	0,38
	Критични	0,36		Критични	0,39
	Турбулентни	0,36		Турбулентни	0,39

11 ПРИМЕРИ

Пример 11.1

Паровод од угљеничног челика је предвиђен за транспорт сувозасићене водене паре ниског притиска. Проток паре је 1 t/h, а апсолутна храпавост цеви кроз животи век паровода је $\varepsilon = 0,5$ mm. Упоредити резултате предложеног модела са препорукама из отворене литературе за опсег притисака $1 \div 20$ barA. Котловско гориво је природни гас.

Решење

Према подацима из табеле 10.1, за случај природног гаса и цене из САД, једначина (5.4) има облик

$$D_{opt} = 0.36 \cdot 6.5 \sqrt[6]{\frac{G^3 \cdot \xi}{\rho^2}} = 0.36 \cdot 6.5 \sqrt[6]{V^3 \cdot \rho \cdot \xi} \quad (11.1)$$

Резултати прорачуна су приказани у табели 3, као и подаци из литературних извора [3], [21], [22], [23], [24] и [25] у којима су дате препоруке за дати случај.

Табела 10.2

Притисак barA	D_{opt} mm	Брзина, m/s						
		(11.1)	[21]	[24]	[25]	[3]	[22]	[23]
1	125	37,4	28,6	16,0	60,0	35 ÷ 60	15 ÷ 25	30 ÷ 50
2	103	28,6	23,0	14,1	58,1			
5	79	20,5	17,2	11,9	53,2			
8	69	17,1	14,8	10,8	49,2			
10	65	15,6	13,8	10,4	46,9			
12	61	14,8	13,0	10,0	44,8			
15	58	13,2	12,1	9,6	42,0			
20	53	11,9	11,0	9,0	38,1			

Пример 11.2

Кроз цевовод од угљеничног челика потребно је транспортовати 100 t/h прегрејане паре средњег притиска. Апсолутна храпавост зида цеви је $\varepsilon = 0,2$ mm. Притисак паре је $20 \div 40$ barA, а прегревање паре је за $+50^\circ\text{C}$. Котловско гориво је мазут, са ценом из ЕУ. Извршити поређење економски оптимизованих вредности и препорука из литературе.

Решење

Једначина (5.4), у овом случају, има облик

$$D_{opt} = 0,39 \cdot 6,5 \sqrt{\frac{G^3 \cdot \xi}{\rho^2}} = 0,39 \cdot 6,5 \sqrt{V^3 \cdot \rho \cdot \xi} \quad (11.2)$$

Резултати добијени помоћу израза (11.2) су упоређени са препорукама из [3], [21], [22], [23], [24] и [25] у табели 11.3.

Табела 10.3

Стање паре		D_{opt} mm	Брзина, m/s						
barA	$^\circ\text{C}$		(11.2)	[3]	[21]	[22]	[23]	[24]	[25]
20	262	495	16,6	35 ÷ 60	54,6	25 ÷ 40	35 ÷ 75	9,4	38,1
30	284	441	14,2		48,0			8,7	32,2
40	300	405	12,7		43,7			8,2	27,9

12 ЗАКЉУЧАК

Инвестициони и оперативни трошкови цевоводног транспорта могу значајно утицати на укупне трошкове постројења, па је значајан део у пројектовању процесних и енергетских система увек повезан са решавањем цевног (каналног) транспорта течности и гасова (пара).

По питању изложених критеријума и препорука за одређивање пречника цевовода може да се закључи следеће.

1 Од избора пречника цевовода зависе како инвестициона вредност цевовода, тако и експлоатациони трошкови цевовода. Економска студија оптимизације по правилу захтева пуно времена и других ресурса, па се за брзе процене користе упрошћени модели оптимизације.

2 У литератури постоји већи број препорука које се тичу пречника цевовода, односно брзине струјања флуида. Препоруке и оријентационе вредности које се срећу у литератури не дају јасну слику о утицају пречника цевовода на цену постројења.

3 Економски критеријум оптимизације пречника цевовода који је изложен обухвата све случајеве струјања (ламинарно, критично, турбулентно), као и по први пут струјање паре. Примена модела је приказана на неколико примера, а резултати су упоређени са препорукама из отворене литературе.

4 Анализа осетљивости је показала да упрошћени модел оптимизације може пружити решење у прихватљивом распону пречника цевовода, те се може препоручити за почетне фазе пројектовања, као и за друге техничке процене.

5 Избор димензија цевовода се обавља на основу комбинације техничких и економских критеријума, имајући у виду захтеве самог технолошких (или других) процеса, локације, доступних материјала и других фактора. Изложени економски критеријум омогућава лако налажење најповољнијег решења, али треба имати у виду да се овако добијено решење увек мора критички размотрити у светлу додатних захтева (присуство двофазног тока, бука, итд.).

13 ПРИЛОГ: ПРЕПОРУЧЕНЕ БРЗИНЕ СТРУЈАЊА И ПАДОВИ ПРИТИСКА

У литератури се може наћи већи број препорука, по питању уобичајених вредности брзина струјања и прихватљивих падова притиска, који се користе при одређивању пречника цевовода. Препоручене вредности се могу прихватити само начелно, јер постоји цео низ параметара који су везани за различите техничке и друге услове, а који нису увек обухваћени кроз дате препоруке. Ови услови се тичу:

- типа апарата или уређаја повезаног са цевоводом (нпр. добошасте размењивачи, колоне, сепаратори, одвајачи кондензата, итд.);
- могућности да дође до промене фазе флуида (испаривање или кондензација), када се појављује двофазни ток;
- присуства чврсте фазе у флуиду, када постоји могућност изражене абразије;
- буке која се може манифестовати као шум, али и као пиштање уколико гасови струје великим брзинама.

Генерално гледано постоје три начина на који се изражавају препоруке ове врсте:

- препоручује се вредност брзине струјања флуида (у форми опсега брзина или као функционална зависност од пречника цевовода или густине флуида);
- препоручује се вредност пада притиска сведеног на јединицу дужине цевовода (јединични пад притиска, Δp , Pa/m) или само вредност пада притиска без обзира на дужину цевовода;
- препоручује се максимални пад температуре који настаје услед снижења притиска у систему (само у литератури из области расхладне технике).

У даљем тексту су пренете препоруке из већег броја литературних извора, онако како су их аутори објавили.

Минимални пречник цеви је понекад диктиран и могућношћу набавке, као и праксом предузећа које пројектује или користи постројење. У [25] је дата процена да је најмањи прихватљиви пречник цевовода DN 32 ако су у питању челичне цеви. Такође се препоручује минимални пречник DN 32 до DN 50 за цевоводе са природним (гравитационим) струјањем.

13.1 Препоруке дате у форми једначина

„Jack’s cube rule“ приказан у [17] се односи на струјање течности у процесним и енергетским системима и формулисан је помоћу две једначине које гласе

- за цевоводе пречника DN 65 и веће

$$\dot{V} = 4,62 \cdot (d + 0,0508)^3 \quad (13.1)$$

- за цевоводе пречника DN 50 и мање

$$\dot{V} = 75,8 \cdot d \cdot (d + 0,0508)^3 \quad (13.2)$$

Симпсон [26] је дао вредности за максималне брзине струјања на основу густине флуида како је приказано у табели 13.1. На основу табеларних података може се формирати интерполациона једначина

$$w = -17,11 + 11,64 \cdot \exp(\rho^{-0,09}) \quad (13.3)$$

Стварна брзина мора бити мања од вредности наведених у табели 13.1, јер при већим брзинама може доћи до појаве ерозије на цевоводу или на другим елементима опреме. За гасове и паре брзина не сме прелазити брзину звука и обично је ограничена на 30% од вредности критичне брзине.

Табела 13.1 Максималне вредности брзине струјања према [26]

ρ , kg/m ³	1600	800	160	16	0,16	0,016
w, m/s	2,4	3,0	4,9	9,4	18	34

У [19] и [3] дате су сличне једначине за процену брзине струјања флуида, а у [3] и прихватљиве вредности јединичног пада притиска, како је приказано у табели 13.2.

Табела 13.2 Препоруке из [19] и [3]

Литература	[19]	[3]	
Радни медијум и тип транспорта	w, m/s		$\Delta p/L$, Pa/m
Потисни цеовод иза пумпе	$6 \cdot d_u + 1,2$	$4 \cdot d_u + 1,5$	450
Усисни цеовод испред пумпе	$2 \cdot d_u + 0,4$	$2 \cdot d_u + 0,4$	90
Водена пара и гасови	$200 \cdot d_u$	60	110

13.2 Процесни и енергетски флуиди

У табелама 13.3 до 13.5 дате су препоруке по питању препоручених брзина струјања флуида из [25].

Табела 13.3 Препоручене брзине струјања флуида за притисак до 3,5 barА и температуру 10 ÷ 40°C [25]

Флуид	Услови	w, m/s	Материјал
Ацетилен, водоник, Сумпордиоксид		20	CS
Амонијак	Течни	1,8	CS
	Гасовити	30	CS
Бром	Течни	1,2	Стакло
	Гасовити	10	Стакло
Бензен, етилен–дихлорид, етилен–гликол, стирен, трихлоретилен, угљентетрахлорид, уља за подмазивање, винилхлорид, 1,1–дихлороетен		1,8	CS
Ваздух	Притисак 1 ÷ 2 bar	20	CS

Флуид	Услови	w, m/s	Материјал	
Вода	Потисни цевовод	0,9 ÷ 3,0	CS	
	Напојна за котлове	1,2 ÷ 3,6	CS	
	Усисни цевовод	0,3 ÷ 1,5	CS	
	Морска		1,5 ÷ 2,4	CS са заштитном облогом
			1,5 ÷ 3,6	Бетон
Водена пара	Засићена на притиску 1 ÷ 2 bar	20 ÷ 30	CS	
	Засићена или прегрејана на притиску 2 ÷ 10 bar	30 ÷ 50	CS	
	Засићена или прегрејана на притиску > 10 bar	35 ÷ 75	CS	
Водени раствор NaOH	0 ÷ 30% mas	1,8	CS и никл	
	30 ÷ 50% mas	1,5		
	50 ÷ 73% mas	1,2		
Водени раствор NaCl	Без чврсте фазе	1,5	CS	
	Са чврстом фазом	1,8 ÷ 4,5	Монел или никл	
Етилен, гасовити		30	CS	
Етилен–дибромид		1,2	Стакло	
Калцијум–хлорид		1,2	CS	
Кисеоник	Амбијентална температура	CS	CS	
	Ниска температура	20	SS304	
Метил–хлорид	Течни	1,8	CS	
	Гасовити	20	CS	
Природни гас		30	CS	
Пропилен–гликол		1,5	CS	
Перхлоретилен		2,3	CS	
Сумпорна киселина	88 ÷ 93 % mas	1,2	SS304 , олово	
	93 ÷ 100 % mas	1,2	Ливено гвожђе, CS	
Хлор	Течни	1,5	CS	
	Гасовити, суви	10 ÷ 25	CS	
Хлороформ	Течни	1,8	Бакар и CS	
	Гасовити	10	Бакар и CS	
Хлороводоник	Течни	1,5	Гума, пластика	
	Гасовити	20	Гума, пластика	

Табела 13.5 Уобичајене брзине за течности, гасове и паре [25]

Флуид	Услови	w, m/s
Вентилациони канали		6 ÷ 15
Вода (максимално)		3
Водена пара	излаз из турбине, без кондензације	50 ÷ 60
	излаз из турбине, са кондензацијом	120 ÷ 150
	улаз у турбину	30 ÷ 45
	високог притиска	50
	ниског притиска	60 ÷ 75
	под вакумом	125
Водени раствори соли		2
Гасови	потисни (надпритисни) цевоводи	12,5 ÷ 18
	усисни (подпритисни) цевоводи	10 ÷ 15
Гравитационо струјање са раздвајањем фаза		0,2 ÷ 0,5
Компримовани ваздух		10
Линије за истицање и цеђење		0,5 ÷ 1,2
Мешавина пара – течност на излазу из испаривача		4,6 ÷ 9,1
Напојна котловска вода		1,2 ÷ 2,4
Пара у цевоводу према кондензатору		4,6 ÷ 24,4
Паре расхладних флуида	на високом притиску	5 ÷ 15
	на ниском притиску	10 ÷ 25
Продукти сагоревања у димњацима и каналима		10
Процесне течности велике вискозности		0,6 ÷ 1,0
Процесне течности умерене густине и вискозности		1,2 ÷ 2,0
Решетке на вентилационим каналима		2,5
Течни расхладни флуиди		1
Улаз у испаривач природним током		0,6 ÷ 2,1
Усис пумпе	осим за случај кључања течности	0,3 ÷ 1,5
	течност на температури кључања	0,2 ÷ 0,9

Табела 13.4 Типичне прорачунске брзине у m/s за гасове и паре [25]

Флуид	Притисак, bar	Номинални пречник цеви		
		до DN 150	DN 200 до DN 300	преко DN 350
Засићене паре	1 ÷ 4,5	9 ÷ 35	15 ÷ 38	18 ÷ 44
Гасови и прегрејане паре	1 ÷ 1,7	15 ÷ 43	27 ÷ 58	34 ÷ 76
	1,7 ÷ 8	12 ÷ 35	23 ÷ 50	29 ÷ 69
	8 ÷ 65	9 ÷ 26	15 ÷ 46	26 ÷ 50

У [27] су дате препоручене брзине за вакум системе, у зависности од типа уређаја којим се остварује вакум. Подаци су приказани у табели 13.6. Такође у [27] је дат дијаграм са препорученим брзинама струјања за вакум системе. Линија означена са „пројектни услови“ је она према којој се одређује пречник цевовода, док су са „горња граница“ и „доња граница“ означене линије могућег опсега прихватљивих брзина. Уместо дијаграма се могу користити следеће једначине

- пројектни услови (средња линија)

$$w_{max} = 730 \cdot (p + 2000)^{-0,315} \quad (13.4)$$

- горња граница (горња линија)

$$w = 1300 \cdot (p + 2000)^{-0,315} \quad (13.5)$$

- доња граница (доња линија)

$$w_{min} = 400 \cdot (p + 2000)^{-0,315} \quad (13.6)$$

У табелама 13.7 до 13.9 су на основу [3] приказане вредности препоручених брзина и јединичних падова притисака за већи број процесних и енергетских флуида.

Табела 13.6 Препоручене брзине за вакум системе [27]

Вакум уређај	Услови	w, m/s
Парни ејектор	67 ÷ 670 Pa	90
	670 ÷ 3300 Pa	75
	33 ÷ 20 kPa	60
	20 ÷ 101,3 kPa	45
Вакум пумпа са течним прстеном	Једностепена	30
	Двостепена	45
Вакум пумпа са ротационим клипом	Једностепена	15
	Двостепена	7,5
Ротационе дуваљке	Атмосферски издув	15

Табела 13.7 Типичне брзине и падови притиска у цевоводима за течности [3]

Течности	Температура 25°C нижа од темп. кључања	Лака уља и вода	Вискозна уља
Усис пумпе	35 Pa/m	60 Pa/m	60 Pa/m
Потис пумпе	450 Pa/m 1,5 ÷ 2,1 m/s	450 Pa/m 1,5 ÷ 2,1 m/s	450 Pa/m 0,9 ÷ 1,2 m/s
Гравитациони ток из или у резервоаре, максимално	12 Pa/m	12 Pa/m	12 Pa/m
Улаз и излаз термосифонског испаривача	45 Pa/m	–	–

Табела 13.8 Типични падови притиска у цевоводима за гасове и водену пару [3]

Притисак, bar	Дужина цевовода до 100 m	Дужина цевовода 100 ÷ 200 m
Гасови		
0,05	13 Pa/m	6,5 Pa/m
0,15	22 Pa/m	11 Pa/m
0,5	35 Pa/m	17 Pa/m
1	56 Pa/m	28 Pa/m
5	84 Pa/m	42 Pa/m
10	130 Pa/m	65 Pa/m
15	160 Pa/m	80 Pa/m
35	450 Pa/m	225 Pa/m
Водена пара		
< 4,5	92 Pa/m	до 50 m/s
> 4,5	230 Pa/m	до 35 m/s

Табела 13.9 Типичне брзине у цевоводима на улазу и на излазу из уређаја [3]

Апарат или машина	Појединачне линије везане за апарате, m/s
Улаз у испаривач	0,9 ÷ 2,1
Излаз из испаривача – двофазни ток	10,5 ÷ 13,5
Улаз у кондензатор	7,5 ÷ 30
Двофазни ток – генерално	10 ÷ 25
Компресор – усис	20 ÷ 60
Компресор – потис	30 ÷ 75
Улаз у парну турбину	35 ÷ 100
Улаз у гасну турбину	45 ÷ 105
Вентил сигурности	50% од брзине звука

За кондензат водене паре у цевоводу према одвајачу кондензата у [3] је препоручено $\Delta p/L = 45 \text{ Pa/m}$, а избор контролног вентила је условљен најмањим падом притиска од 0,7 bar, али аутор помиње и да се, за системе где прецизна контрола није неопходна, користе и вредности до 0,35 bar. Такође, ако ерозија није тако озбиљна у неким случајевима се дозвољава брзина течности у опсегу $3 \div 5 \text{ m/s}$, а конзервативна пракса је $1,5 \div 1,8 \text{ m/s}$ када нема података о ерозији.

У [28] се препоручује да брзина засићене водене паре до 37 m/s ради избегавања еродивног дејства, а за прегрејану пару и за гасове брзина максимално износи 61 m/s , а пад притиска 100 Pa/m .

Препоручене брзине за лака лож уља су према [29] дате у табели 13.10, а брзине ваздуха у вентилационим каналима у табели 13.11.

У [7] су дате препоручене брзине и падови притисака како је приказано у табели 13.12.

Табела 13.10 Типичне брзине у усисним цевоводима за лака лож уља према [29]

DN	Усисни цевовод, m/s	Потисни цевовод, m/s
25	0,5	1
50	0,5	1,1
80	0,5	1,17
100	0,55	1,25
150	0,6	1,5
200	0,7	1,75
250 ÷ 300	0,9	2

Табела 13.11 Препоручене брзине (m/s) у вентилационим каналима [29]

Тип канала	Вентилациони систем		
	Комфорни	Индустријски	Високобрзински
Главни – магистрални	4 ÷ 7	8 ÷ 12	10 ÷ 18
Грански	3 ÷ 5	5 ÷ 8	6 ÷ 12
Огранци	1 ÷ 3	3 ÷ 5	5 ÷ 8

Табела 13.12 Препоручене брзине струјања и падови притисака [7]

Врста флуида	Брзина, m/s	Пад притиска, Pa/m
Течности умерене вискозности транспортоване пумпом	1 ÷ 3	500
Течност при гравитационом струјању	–	50
Гасови и паре	15 ÷ 30	0,02% од притиска у цевоводу
Водена пара високог притиска (> 8 bar)	30 ÷ 60	–

У [30] се наводи да су уобичајене максималне брзине флуида у цевоводима 4,5 m/s за течности и 45 m/s за гасове уколико не постоји ограничење по питању пада притиска. За једнофазне гасове препоручује се максимална брзина од 18,3 m/s ради спречавања превелике буке, уколико је цевовод постављен унутар објекта. Такође се каже да треба избегавати мале брзине гаса због могућности акумулације течности у цевоводу, па је препоручена минимална брзина 4,5 m/s. Минимална брзина течности која осигурава да се чврста фаза из течности не таложи је 0,9 m/s. За водену пару исти извор препоручује брзине дате у табели 13.13.

За потисне цевоводе за течности је у [31] дефинисана максимална брзина према табели 13.14 уз максимални пад притиска од 900 Pa/m. За цевоводе од нерђајућег челика и титанијума максимална брзина је је ограничена већим бројем фактора (нпр.

дозвољеним падом притиска), али се препоручује 7 m/s као уобичајена почетна брзина за димензионисање. Када систем ради са прекидима брзина може да буде до 10 m/s. За Cu–Ni цевоводе минимална брзина је 1 m/s, а максимална 6÷10 m/s.

Табела 13.13 Препоручене брзине струјања водене паре [30]

Притисак, bar	3 ÷ 5	5 ÷ 8	8 ÷ 12	12 ÷ 16	16 ÷ 20	20 ÷ 30	30 ÷ 40
Брзина, m/s	55	51	47	43	40	35	30

Табела 13.14 Максималне брзине течности у потисном цевоводу у m/s [30]

Течности	CS	SS или Ti	Cu–Ni легура	Фибергласом ојачан полиестер
Без примеса	6	B	3	6
Са песком	5	7	–	6
Муљевите	4	4	–	–
Нетретирана морска вода	3	7	3	6
Деоксигенизована морска вода	6	B	3	6

Када је температура течности најмање 15°C нижа од температуре кључања, за усисне цевоводе се уз максималне брзине из табеле препоручује максимални пад притиска од 250 Pa/m. За течности на температури кључања максимални пад притиска је 50 Pa/m. Што се тиче гасова (чак и када су засићени паром или када садрже мању количину капи) у [31] се препоручује следећи израз за прорачун максималне брзине гаса

$$w = \frac{175}{\rho^{0,43}} \quad (13.7)$$

Уколико се применом (13.7) добија брзина већа од 60 m/s усваја се $w = 60$ m/s. Ова брзина обезбеђује умерени ниво буке и може се примењивати када пад притиска није од важности. Уколико је пад притиска критична величина у прорачуну, цевовод се димензионише на основу препорученог пада притиска датог у табели 13.15.

Табела 13.15 Препоручени максимални падови притисака за гасове [31]

Радни надпритисак, bar	$\Delta p/L$, Pa/m
0 ÷ 35	10 ÷ 110
35 ÷ 138	110 ÷ 270
> 138	$0,00002 \cdot p$

Максимална брзина струјања двофазних флуида је у [31] дефинисана једначином

$$w = \frac{183}{\rho_m^{0,5}} \quad (13.8)$$

уз ограничење на 25 m/s за некородивне системе и 10 m/s за кородивне системе где је ρ_m густина двофазне мешавине у kg/m³.

У табели 13.16 су дате оријентационе вредности дијапазона брзина протицања флуида кроз процесне системе, које су утврђене на бази техно–економских прорачуна, а водећи рачуна о својствима појединих радних материја и о искуствима везаним за експлоатацију постојећих постројења у областима процесне индустрије, термоенергетике и термотехнике [32], [33].

У табелама 13.17 и 13.18, према [34], наведене су препоручене брзине струјања и јединични падови притисака за цевоводе од угљеничног челика у којима струје течности и гасови.

13.3 Расхладни системи

Типичне брзине струјања (оријентационе вредности) и падови притисака за расхладне флуиде приказани су у табелама 13.19 до 13.21 на основу [35], [36] и [37]. С наведеним брзинама осигурани су умерени падови притиска по дужном метру цевовода. На укупни пад притиска утиче и дужина цевовода, па се обично ограничава и укупни пад притиска у цевоводу.

Према [38] ради обезбеђења правилног узношења уља, и ради избегавања преноса буке усисни брзина у усисним цевоводима треба да буде у границама препорученим у табели 13.22, док се за потисне цевоводе препоручују вредности из табеле 13.23. За течности је максимална брзина 3 m/s.

У [39] се, на основу економских критеријума, пада притиска, буке и узношења уља, препоручују брзине струјања расхладних флуида наведене у табели 13.24.

13.2 Цевоводи за воду

У [40] су дате препоруке за максималну брзину воде са гледишта минимизације ерозије у функцији годишњег радног времена цевовода, како је приказано у табели 13.25. Са гледишта буке у стамбеним и пословним зградама, брзине струјања воде од 3÷5 m/s представљају горњу границу [40].

За бакарне цевоводе за воду у [41] се препоручују максималне брзине струјања ради заштите од ерозије, корозије и повишења нивоа буке како је приказано у табели 13.26.

За челичне цевоводе дата је у [41] препоручена брзина струјања према табели 13.27.

За објекте водоснабдевања препоручена брзина струјања воде је приказана у табели 13.28 према [42].

Табела 13.16 Оријентационе вредности брзине струјања

Радни медијум	Брзина, m/s
Течности умерене вискозности (вода, бензин, керозин)	0,5 ÷ 3
Течности велике вискозности (уља, раствори соли)	0,2 ÷ 1
Гасови са примесама чврсте фазе, на атмосферском притиску	6 ÷ 10
Гасови на атмосферском притиску	12 ÷ 16
Гасови на повишеном притиску	15 ÷ 30
Сувозасићена пара високог притиска	30 ÷ 50
Прегрејана пара:	
• на висиком притиску	40 ÷ 75
• на умереном притиску	30 ÷ 50
• под вакумом	100 ÷ 200

Табела 13.17 Препоручене брзине струјања и јединични падови притисака за цевоводе од угљеничног челика у којима струје течности [34]

Услови	Надпритисак barG	Макс. вредност $\rho \cdot w^2$, kg/(m·s ²)	Максимална брзина, m/s	Макс. $\Delta p/L$ Pa/m
Континуални рад	до 20	6000	–	4 ÷ 8
	2 ÷ 50	7500	–	8 ÷ 11
	50 ÷ 80	10000	–	11 ÷ 20
	преко 80	15000	–	20 ÷ 27
Рад са прекидима	до 20	7500	–	–
	20 ÷ 50	9500	–	–
	50 ÷ 80	12500	–	–
	преко 80	20000	–	–
Потис компресора	до 5	–	30	4
	5 ÷ 10	–	30	7
	10 ÷ 50	–	30	10
	преко 50	–	30	12
Усис компресора		–	20	3 ÷ 7

Табела 13.18 Препоручене брзине струјања и јединични падови притисака за челичне цевоводе у којима струје течности [34]

Опис	Брзина, m/s			$\Delta p/L$ Pa/m
	до DN50	DN80 ÷ DN250	преко DN300	
Угљоводоници, органске течности				
Усис пумпе				
Некључајуће	0,3 ÷ 0,9	0,9 ÷ 1,8	1,2 ÷ 2,4	50 ÷ 200
Кључајуће	0,3 ÷ 0,6	0,6 ÷ 1,2	0,9 ÷ 1,8	50 ÷ 100
Потис пумпе				
Кратке деонице	1,2 ÷ 2,7	1,5 ÷ 3,0	2,4 ÷ 3,7	240 ÷ 600
Дуже деонице	0,6 ÷ 0,9	0,9 ÷ 1,5	1,2 ÷ 2,1	240 ÷ 350
Вода				
Опште	0,6 ÷ 1,5	1,5 ÷ 3,7	3,0 ÷ 4,9	100 ÷ 450
Усис пумпе	0,6 ÷ 2,1			50 ÷ 110
Потис пумпе	0,6 ÷ 4,9			100 ÷ 450
Улаз у котлао/испаривач	2,5 ÷ 4,5			–
Вода из куле за хлађење	3,6 ÷ 4,8			100 ÷ 450
Каустични раствори	1,2 ÷ 1,6			–
Вискозна уља				
Усис пумпе	до 0,2	0,2 ÷ 0,3	0,2 ÷ 0,3	NPSH
Потис пумпе	0,3 ÷ 0,9	0,9 ÷ 1,5	–	–
За све величине цевовода				
Течност из кондензатора	0,9 ÷ 1,8			50 ÷ 100
Расхладне течности	0,6 ÷ 1,2			50 ÷ 90
Гравитациони токови	0,9 ÷ 2,5			до 90
Улаз у испаривач	0,3 ÷ 1,2			20 ÷ 60
Течност на улазу у колону	1,2 ÷ 1,8			60 ÷ 100

Табела 13.19 Оријентационе вредности препоручених брзина струјања и укупних падова притисака у цевоводима расхладних система према [35], [36]

Радни флуид	R717	R22	R134a	R4.. (зеотропске мешавине)
Усисни цевовод компресора, m/s	8 ÷ 30	5 ÷ 25	4 ÷ 12	8 ÷ 20
Усисни цевовод компресора (0 ÷ -30°C), kPa	5 ÷ 20	7 ÷ 20	7 ÷ 20	7 ÷ 15
Усисни цевовод компресора (< -30°C), kPa	5	7	6	5
Потисни цевовод компресора, m/s	10 ÷ 25	8 ÷ 20	8 ÷ 15	10 ÷ 20
Потисни цевовод компресора, kPa	14 ÷ 28	14 ÷ 28	17 ÷ 35	15 ÷ 35
Цевовод за течност, m/s	0,5 ÷ 1,25	0,5 ÷ 1,25	0,4 ÷ 0,8	0,5 ÷ 1
Течни вод од рисивера до пригушног вентила	не дозволити кључање у цевоводу до пригушног вентила			

Табела 13.20 Оријентационе вредности препоручених брзина струјања [37]

Радни флуид	Брзина, m/s		
	Усисни цевовод	Потисни цевовод	Цевовод за течност
R717	15 ÷ 20	20 ÷ 25	< 1,0
CO ₂	5 ÷ 6	5 ÷ 6	< 0,6
SO ₂	5 ÷ 10	10 ÷ 12	0,5
Метил-хлорид машине средње величине	15 ÷ 20	20 ÷ 25	0,6
Метил-хлорид мале машине	5 ÷ 10	10 ÷ 12	0,4
R12 – велике машине	8 ÷ 14	16 ÷ 18	1,0
R12 – мале машине	4 ÷ 8	8 ÷ 12	0,5

Табела 13.21 Оријентационе вредности падова притисака у цевоводима [37]

Флуид	Пад притиска, Ра	$\Delta p/L$			
					50 Ра/м на -30°C
R 717	Усисни цевовод $0,05 \cdot p_{us}$				
	Потисни цевовод $0,02 \cdot p_{pot}$	200 Ра/м			
R 12	Усисни цевовод $0,15 \cdot p_{us}$	250 Ра/м на -20°C	400 Ра/м на -5°C	600 Ра/м на $+10^{\circ}\text{C}$	
	Потисни цевовод $0,06 \cdot p_{pot}$	600 Ра/м			

Табела 13.22 Максималне брзине и падови притисака према [38] за усисне цевоводе

DN	Минимална брзина, m/s		Максимална брзина, m/s	Максимални пад притиска, bar
	Успонски цевовод	Хоризонтални цевовод		
25	3,4	2,5	20	0,4
32	3,8	2,8		
40	4,1	3,1		
50	4,8	3,6		
65	5,4	4,0		
80	5,9	16,3		

Табела 13.23 Максималне брзине и падови притисака према [38] за потисне цевоводе

DN	Минимална брзина, m/s		Максимална брзина, m/s	Максимални пад притиска, bar
	Успонски цевовод	Хоризонтални цевовод		
20	1,8	1,3	18	0,4 ÷ 0,7
25	2,0	1,5		
32	2,3	1,7		
40	2,5	1,9		
50	2,9	2,2		
65	3,4	2,5		

Табела 13.24 Препоручене брзине у расхладним системима према [39]

Цевовод	Брзина, m/s	
	Минимална	Максимална
Усисни цевовод	3,5	20,3
Потисни цевовод	2,5	17,8
Дренажа из кондензатора	–	0,5
Цевоводи за течност	0,63	2,3

Табела 13.25 Максимална брзина воде са гледишта минимизације ерозије [40]

Радних часова годишње	1500	2000	3000	4000	6000
Брзина, m/s	4,6	4,4	4,0	3,7	3,0

Табела 13.26 Максимална брзина воде за бакарне цевоводе [41]

Температура	хладна вода	нижа од 60°C	виша од 60°C
Брзина, m/s	2,4	1,5	0,6

Табела 13.27 Препоручена брзина струјања воде за челичне цевоводе [41]

DN	25	50	80	100	150	200	250	300
m/s	1	1,1	1,17	1,25	1,5	1,75	2	2,65

Табела 13.28 Препоручене брзине струјања воде за објекте водоснабдевања [42]

Пречник цеви DN	Брзина, m/s	Пречник цеви DN	Брзина, m/s
25 – 50	0,60	400	1,25
65	0,70	500	1,40
100	0,75	600	1,60
150	0,80	800	1,90
200	0,90	900	1,95
250	1,00	1000	2,00
300	1,10	1200	2,20

Литература

- [1] Генић С., Јаћимовић Б., Митић С., Колендић П., Економске анализе за потребе процесног инжењерства, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.
- [2] Peters M. S., Timmerhaus K. D., Plant Design and Economics for Chemical Engineers, McGraw – Hill, New York, 1991.
- [3] Walas S. M., Chemical Process Equipment – Selection and Design, Butterworth–Heinemann, Boston, 1990.
- [4] Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry, Hydraulic Institute ITP, 2006.
- [5] Genereaux R. P., Fluid–Flow Design Methods, Industrial And Engineering Chemistry, vol. 29, no. 4, pp. 385–388, 1937
- [6] Sarchet B. R., Colburn A. P., Economic Pipe Size In The Transportation Of Viscous And Nonviscous Fluids, Industrial And Engineering Chemistry, vol. 32., no. 9, pp. 1249–1252, 1940.
- [7] Towler G. P., Sinnott, R. K., Chemical Engineering Volume 6: Chemical Engineering Design, Butterworth–Heinemann, 2009.
- [8] Genić, S., Jaćimović, B., Genić V., Economic optimization of pipe diameter for complete turbulence, Energy and Buildings, vol. 45, pp. 335–338, 2012.

- [9] Genić, S., Jaćimović, B., Reconsideration of the friction factor data and equations for smooth, rough and transition pipe flow, In press, 2017.
- [10] Genić, S., Jaćimović, B., Shortcut optimization of pipe diameter by economic criteria, In press, 2017.
- [11] Genić, S., Jaćimović, B., Shortcut optimization of steam pipeline diameter, In press, 2017.
- [12] Perry R. H., Green D. W., Perry's Chemical Engineers' Handbook, McGraw-Hill, New York, 1997.
- [13] Recknagel H., Sprenger E., Schramek E. R., Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik einschliesslich Warmwasser- und Kältetechnik, Oldenbourg Industrieverlag München, 2006.
- [14] Vatauvuk W. M., How to Estimate Operating Costs, Chem. Eng., pp. 33–37, July 2005.
- [15] Coulson J. M., Richardson J. F., Backhurst J. R., Harker J. H., Coulson and Richardson's Chemical Engineering Volume 1 – Fluid Flow, Heat Transfer and Mass Transfer, Elsevier, 1999.
- [16] Шашић М., Транспорт флуида и чврстих материјала цевима, Научна књига Београд, 1990.
- [17] Adams J. N., Quickly estimate pipe sizing with "Jack's Cube", Chemical Engineering Progress, vol. 93, no. 12, pp. 55–59, 1997.
- [18] Durand A. A. et. al, Updated Rules For Pipe Sizing, Chemical Engineering, vol. 106, no. 5, pp. 153, 1999.
- [19] Piping Engineering, Tube Turns Inc., Louisville, 1986.
- [20] Генић, С., Јаћимовић, Б., Јаћимовић, Н., Фактори сигурности – Принцип конзервативизма при пројектовању процесних постројења и димензионисању и конструисању процесне опреме, Предавање одржано у Инжењерској комори Србије 13.12.2013.
- [21] Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing, Washington, 1986.
- [22] Алтшул А. Д., Гидравлические сопротивления, Недра, Москва, 1970.
- [23] Nolte C. B., Optimum Pipe Size Selection, Trans Tech Publications, Clausthal, 1978.
- [24] VDI Heat Atlas, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [25] Ludwig E. E., Applied process design for chemical and petrochemical plants, Gulf Publishing Company, Houston, 1991.
- [26] Simpson L. L., Sizing piping for process plants, Chemical Engineering, vol. 75, no. 14, pp. 192–193, 1968.
- [27] Ryans J. L., Roper D. L., Process Vacuum System Design and Operation, McGraw-Hill, New York, 1986.
- [28] www.cheresources.com
- [29] www.engineeringtoolbox.com
- [30] <http://www.eng-tips.com/faqs.cfm?fid=491>
- [31] NORSOK Standard P-001: Process design, Edition 5, Sep. 2006
- [32] Бакластов А. М., Промышленные теплообменные процессы и установки, Энергоатомиздат, Москва, 1986.
- [33] Павлов К. Ф., Романков П. Г., Носков А. А., Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии, Химия, Ленинград, 1987.
- [34] Datta A., Process Engineering And Design Using Visual Basic, CRC Press, 2008.
- [35] Вујић С., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 1995.
- [36] Маркоски М., Расхладни уређаји, Машински факултет, Београд, 1995.

- [37] Черепналковски И., Ладилна техника, Универзитет Кирил и Методиј, Скопје, 1983.
- [38] <http://www.trane.com/commercial/library/vol274/en274.pdf>
- [39] http://www.achrnews.com/Articles/Feature_Article/781f52294485a010VgnVCM100000f932a8c0
- [40] ASHRAE Fundamentals Handbook, page 33.3, 1997.
- [41] <http://www.engineeringtoolbox.com>
- [42] <http://www.fao.org/docrep/x5744e/x5744e09.htm>
- [43] Генић С., Јаћимовић Б., Јарић М., Будимир Н., Својства процесних флуида, Савез машинских и електротехничких инжењера и техничара Србије, Београд, 2014.