Подаци о техничком решењу

Врста техничког решења					
M82 – Ново техничко решење примењено на националном нивоу					
Аутори техничког решења					
 Маст. инж. маш. Александар Нешовић, истраживач-сарадник, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац Др Небојша Лукић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац 					
 Др Душан Гордић, редовни професор, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац Др Драган Цветковић, научни сарадник, Институт за информационе технологије 					
 Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац Др Младен Јосијевић, доцент, Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац 					
Назив техничког решења					
Струјна пумпа са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање					
Кључне речи					
Струјна пумпа, двострука конвергенција, прекидни ток, млазник, комора за мешање,					
укувавање, потпритисак, вода, прехрамбена индустрија					
Наручилац техничког решења					
Израђено за потребе ELMISS line доо Крагујевац, 34000 Крагујевац, Србија					
Корисник техничког решења					
ELMISS line доо Крагујевац, 34000 Крагујевац, Србија					
Година израде техничког решења					
2023. година					
Година када је почело да се примењује техничко решење					
2023. година					
Ко је прихватио техничко решење					
Факултет инжењерских наука универзитета у Крагујевцу					
Начин коришћења техничког решења					
Постројења за производњу џема, мармеладе, кечапа и сличних производа изискују велике износе енергије приликом термичке обраде (укувавања) воћа и поврћа. Укувавање ових сировина у условима сниженог притиска редукује потрошњу енергије (са једне стране) и чува биолошки квалитет крајњег производа (са друге стране).					
Струјна пумпа са двоструком конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање првенствено је намењена прехрамбеној индустрији. За разлику од других сличних уређаја и машина, предложено техничко решење (поред тога што нема покретних елемената и не захтева улагање енергије) у свом склопу поседује две конвергентне секције.					
Поред прехрамбене индустрије, предложено техничко решење примену може наћи и у другим областима (где се јавља потреба за потпритиском, тј. вакуумом).					
Област на коју се техничко решење односи					
Индустријски производ					

1. Проблеми који се предложеним техничким решењем превазилазе

Према подацима OWD^{I-1} , светска потрошња примарне енегрије у 2019. год. износила је рекордних 161755 TWh. Током 2020. год. забележен је пад (за 6566 TWh), који је био узрокован глобалном пандемијом вируса COVID-19. Исти извор (*OWD*) показује да Европа последњих година (30198 TWh у 2018. год., 29697 TWh у 2019. год. и 27760 TWh у 2020. год.) не доприноси глобалном растућем тренду. Потрошња финалне енергије, према наводима *IEA*¹⁻², прати потрошњу примарне енергије, како на светском (134696 TWh у 2019. год. и 111338 TWh у 2020. год.), тако и на европском нивоу (16363 TWh у 2018. год., 16244 TWh у 2019. год. и 15464 TWh у 2020. год.).

На сајтовима *IEA*, *WB*^{I-3)}, *EEA*^{I-4)} и *Eurostat* [5] доступни су и подаци који указују да је процентуални удео индустријског сектора у потрошњи финалне енергије и даље висок (31% у свету, 36% у САД и 26,1% у Европи, 28% у Србији), што значи да постоји простор за енергетски, економски и еколошки напредак.

Према најновијој националној класификацији делатности (табела 1), остала прерада и конзервисање воћа и поврћа (Група 10.33) припада преради и конзервисању воћа и поврћа (Грана 10.3), тј. производњи прехрамбених производа (Област 10) у оквиру прерађивачке индустрије (Сектор Ц).

Сектор	Област	т рана	т рупа	Опис
Ц				Прерађивачка индустрија
	10			Производња прехрамбених производа
		10.1		Прерада и конзервисање меса и производа од меса
		10.2		Прерада и конзервисање рибе, љускара и
				мекушаца
		10.3		Прерада и конзервисање воћа и поврћа
			10.31	Прерада и конзервисање кромпира
			10.32	Производња сокова од воћа и поврћа
			10.33	Остала прерада и конзервисање воћа и поврћа
		10.4		Производња биљних и животињских уља и масти
		10.5		Производња млечних производа
		10.6		Производња млинских производа, скроба и
				скробних производа
		10.7		Производња пекарских производа и тестенине
		10.8		Производња осталих прехрамбених производа
		10.9		Производња готове хране за животиње

Табела 1. Положај производње прехрамбених производа у прерађивачкој индустрији [6] Сектор Област Грана Група Опис

Остала прерада и конзервисање воћа и поврћа је делатност која обухвата [6]:

- Производњу хране у којој је главни састојак воће или поврће, осим готових јела (замрзнутих или конзервисаних);
- Конзервисање воћа, језграстог воћа (орахоплодница) или поврћа замрзавањем, сушењем, стављањем у уље или сирће, стављањем у конзерве;
- Производњу прехрамбених производа од воћа или поврћа;
- Производњу компота, џема, мармеладе, воћног желеа;

^{I-1)} Енгл. Our World in Data [1].

^{I-2)} Енгл. International Energy Agency [2].

^{I-3)} Енгл. The World Bank [3].

^{I-4)} Енгл. European Environment Agency [4].

- Пржење језграстог воћа (орахоплодница);
- Производњу намаза и других производа од језграстог воћа (орахоплодница);
- Производњу лако кварљиве хране од воћа или поврћа, као што су салате, мешане салате;
- Производњу очишћеног или нарезаног воћа;
- Производњу сојиног сира (тофуа).

Постројења за прераду (третирање) воћа и поврћа, на поменуте начине, захтевају велике износе енергије, како електричне, тако и других типова горива. Примера ради, у УК [7], постројења за третман воћа и поврћа (у општем смислу) троше 1,12 МЈ/kg крајњег производа електричне енергије и 3,15 МЈ/kg крајњег производа другог горива. Постројења за производњу кечапа троше 0,38 МЈ/kg крајњег производа електричне енергије и 1,7 МЈ/kg крајњег производа другог горива. Постројења за производњу џема и мармеладе троше 0,49 МЈ/kg крајњег производа електричне енергије и 1,5 МЈ/kg крајњег производа другог горива.

Подаци Одељења за национално здравље и добробит Канаде [8] указују да се за производњу кечапа троши 4,35 MJ/kg крајњег производа финалне енергије.

Постројења за прераду воћа и поврћа у САД [9] карактерише потрошња финалне енергије у износу од око 3,55 МЈ/kg крајњег производа.

Sorgüvena и Özilgen су на примеру конкретног погона за производњу џема од јагода, лоцираном у Турској [10], одредили потрошњу електричне енергије (0,56 MJ/kg крајњег производа).

У ланцу енергетских трансформација, судови за укувавање полазних сировина су таргетирани као веома битни центри потрошње енергије (ЦПЕ). Симбол класичног суда за укувавање приказан је на слици 1.



Слика 1. Симбол дупликатора за укувавање 1 – дупликатор, 2 – мешач, 3 – визир (са расветом), 4 – температурна сонда

Ради се о изолованом суду са двоструким плаштом, тзв. дупликатору (1). У циљу достизања "стационарних" радних услова (у термичком и концентрационом смислу), дупликатор је најчешће опремљен мешачем (2). Кроз међупростор двоструког плашта струји грејни флуид (топла вода, <100°).

Дупликатор је, између осталог, опремљен и следећом допунском опремом: визиром (3), нивостатом, прикључком (отвором) за снабдевање полазном сировином, прикључком (отвором) за пражњење претходно третиране полазне сировине, сондом за мерење температуре (4), цевном арматором, итд.

Потрошња топлотне енергије за укувавање може бити смањена уколико се дупликатор херметички затвори, а притисак у њему снизи испод атмосферског (<1 bar). Да би се за

стварање потпритиска избегло додатно улагање електричне енергије, уместо вакуум пумпе, погоднија је употреба струјне пумпе. Тада дупликатор постаје суд за вакуумско укувавање (слика 2).



Слика 2. Принципијелна шема вакуумског укувавања

1 – дупликатор, 2 – мешач, 3 – дестилациона колона, 4 – циркулациона пумпа, 5 – струјна пумпа, 6 – преливни резервоар, 7 – визир (са расветом), 8 – температурна сонда

Предложено техничко решење на бази струјног принципа дејства са двоструком конвергенцијом и прекидним хидрауличним током остварује двоструку добит: редукује потрошњу финалне енергије и чува хемијску и биолошку исправност полазне сировине током њеног третмана до коначног производа.

2. Стање решености проблема у свету

Струјне пумпе примену налазе у широком спектру области: ваздухопловство [11], расхладни системи [12] (нпр.: апсорпционо хлађење [13]), хемијска индустрија [14], постројења за десалинизацију морске воде [15], електране [16], гориве ћелије [17], топлотне пумпе [18], даљинско грејање [19], соларна постројења [20], котловска постројења [21], ласери велике снаге [22], итд.

У литератури се могу наћи разне изведбе струјних пумпи, експериментално, теоријски и нумерички истражене. Неке од њих графички су представљене на наредним сликама (слика 3-22).



Слика 3. Пример струјне пумпе преузет из [13]



Слика 5. Пример струјне пумпе преузет из [18]



Слика 7. Пример струјне пумпе преузет из [24]



Слика 9. Пример струјне пумпе преузет из [26]



Слика 4. Пример струјне пумпе преузет из [16]



Слика 6. Пример струјне пумпе преузет из



Слика 8. Пример струјне пумпе преузет из



Слика 10. Пример струјне пумпе преузет из [27]



[28]



[30]



Слика 15. Пример струјне пумпе преузет из [32]



Слика 17. Пример струјне пумпе преузет из [34]







Слика 11. Пример струјне пумпе преузет из Слика 12. Пример струјне пумпе преузет из [29]







Слика 16. Пример струјне пумпе преузет из



Слика 18. Пример струјне пумпе преузет из



[37]



Слика 21. Пример струјне пумпе преузет из Слика 22. Пример струјне пумпе преузет из [38] [38]

На основу приложених решења (слика 3-22), може се закључити да су у пракси имплементиране струјне пумпе различитих геометријских и димензионих карактеристика. Положај млазника кроз које струје примарни радни флуиди такође могу бити различитих облика и димензија, као и са варијабилним положајима у односу на осу усисне коморе кроз коју струје секундарни радни флуиди. Осе усисних комора могу бити паралелне, нормалне и под неким другим угловима у односу на осе млазника. Постоје струјне пумпе које у свом склопу поседују више од једне млазнице, односно више од једне усисне коморе. Број излазних комора такође може бити више од једне. Млазничке коморе у неким варијантама одликују и "мртве зоне" да би се остварила већа контактна површина између примарних и секундарних радних флуида.

3. Суштина предложеног техничког решења

3.1 Струјни принцип дејства

Сви енергетски уређаји могу се класификовати на [39]:

- Хидрауличне уређаје;
- Топлотне уређаје;
- Електричне уређаје.

У истом извору [39], дефинисана су три принципа трансформисања струјне енергије радног флуида у механички рад, односно механички рад у струјну енергију радног флуида:

- Запремински принцип дејства;
- Хидродинамички принцип дејства;
- Струјни принцип дејства.

Струјни принцип дејства ређе је у употреби од запреминског, или хидродинамичког, принципа. Примењује у циљу повишења струјне енергије примарног (транспортованог) радног флуида. Прираштај струјне енергије транспортованог радног флуида не врше покретни делови (као што је то случај код запреминских машина и турбомашина), већ се процес транспорта реализује уз помоћ секундарног (помоћног) радног флуида. Другим речима, транспорт једног (примарног, тј. транспортованог) радног флуида, врши се уз помоћ другог (секундарног, тј. помоћног) радног флуида.

Процес размене струјне енергије између примарног и секундарног радног флуида одвија се при великим брзинама струјања секундарног радног флуида кроз непокретне проточне органе струјног уређаја. Принцип рада једне струјне машине приказан је на наредној слици (слика 23).



Слика 23. Струјни принцип дејства [39] 1 – усисна комора, 2 – млазник, 3 – млазничка комора, 4 – комора за мешање, 5 – дифузорско потисно грло

Секундарни радни флуид, који поседује велику струјну енергију, доводи се до млазника (2) и у њему убрзава. У млазничку комору (3) ступа са великим брзинама и истискује се у транспортовани радни флуид, којим је млазничка комора претходно напуњена путем усисне коморе (1). Након тога, примарни радни флуид заједно са секундарним радним флуидом улази у комору за мешање (4). Пошто је и комора за мешање претходно испуњена транспортованим флуидом, у њој се јавља ефекат вискозног трења, и то у зони додира (контакта, тј. граничног слоја) примарног и секундарног радног флуида. Вискозно трење успорава кретање секундарног, а убрзава кретање примарног радног флуида, па долази до формирања Карманових вртлога [40]. Карманови вртлози постепено нарастају и, путујући низводно, усисавају делиће транспортованог флуида, што је пропраћено и одговарајућим ширењем млаза радног флуида. Када нестационарни вртлози достигну одређену величину, следи њихово распадање, а на њихово место долазе новоформирани вртлози. Резултат свега наведеног је распадање млаза секундарног радног флуида и уједначавање почетних профила брзина примарног и секундарног радног флуида, управо на излазу из коморе за мешање. Струјна енергија мешавине примарног и секундарног радног флуида на улазу у дифузорско потисно грло (5) већа је од струјне енергије примарног, а мања је од струјне енергије секундарног, радног флуида.

Струјна енергија коју поседује секундарни радни флуид потиче из другог извора енергије. Улогу секундарног радног флуида најчешће имају течност и пара. Ако се користи течност, извор енергије је најчешће хидраулична пумпа запреминског или хидродинамичког принципа дејства. Ако се користи пара, онда је извор енергије парни котао, тј. котловско постројење.

Уређаји са струјним принципом дејства називају се и струјним пумпама. Основна класификација струјних пумпи користи следећа два критеријума [39]:

- Начин струјања радних флуида: са прекидним и непрекидним током;
- Врста радног флуида: водострујне и парострујне.

Најпознатије струјне пумпе непрекидног дејства су ејектори и ињектори.

3.2 Предмет истраживања

Класичне струјне пумпе базирају се на принципу рада Вентуријеве цеви, која је састављена од једне конвергентне млазнице и једне дивергентне млазнице. У неким изведбама, присутан је и двоструки Вентуријев принцип (слика 24).



Слика 24. Струјна пумпа са двоструким Вентуријем [39]

Са слике 24 може се уочити да Вентуријеву комору за мешање чине конвергентна млазничка комора, комора за мешање у ужем смислу и дивергентан млазник (потисно дифузорско грло).

У овом техничком решењу предложен је другачији концепт струјне пумпе (слика 25) намењена извлачењу ваздуха (примарни радни флуид) из вакуум укувавача, посредством

воде (секундарни радни флуид). Уздужни пресек предложеног техничког решења приказан је на слици 26.



Слика 25. Изометријски приказ струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање



Слика 26. Уздужни пресек струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање

- 1 улаз секундара, 2 млазничка комора (а примарна, б секундарна), 3 млазник,
- 4 улаз примара, 5 комора за мешање у ужем смислу, 6 потисно дифузорско грло

Као што се може видети са слике 26, вода улази (1) у млазничку комору (2) кроз конвергентан млазник (3). Конвергентан млазник позициониран је испред улаза ваздуха (4) у млазничку комору, под углом од 90°. Негативним померањем млазника (3) ближе улазу (1), капацитет млазничке коморе (2) је повећан, а тиме и контактна зона, која се у овом случају може поделити на две мање зоне: примарна млазничка комора (2а) и секундарна млазничка комора (2б). Како секундарна млазничка комора истовремено представља крај млазничке коморе и почетак Вентуријеве коморе за мешање (позиција 26, позиција 5 и позиција 6), стиче се утисак да мешању воде и ваздуха претходи област двоструке конвергенције, коју привидно формирају позиције 3 и 26 (између позиције 2а), приближно истих геометријских и димензионих особина.

4. Детаљан опис предложеног техничког решења

4.1 Математички модел

Главни задатак предложеног техничког решења је постизање потпритиска у млазничкој комори (прецизније: у пресеку примарне и секундарне осе, тј. у тачки В, слика 26), а тиме и довођење вакуум укувавача у стање "депресије".

Теоријски прорачун предложене (и било које друге) струјне пумпе у суштини је прилично једноставан, јер се базира на коришћењу фундаменталних једначина, односно Једначине континуитета (Јед. 1) и Бернулијеве једначине (Јед. 2), које се у овом конкретном случају постављају за тачке А и В (слика 26):

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B = const \tag{1}$$

$$\frac{p_A}{\rho} + gz_A + \frac{c_A^2}{2} = \frac{p_B}{\rho} + gz_B + \frac{c_B^2}{2} + Y_V$$
(2)

где су: \dot{m}_A , \dot{m}_B [kg/s] масени протоци у тачкама А и В, p_A , p_B [Pa] притисци у тачкама А и В, ρ [kg/m³] густина, g [m/s²] убрзање Земљине теже, z_A , z_B [m] геодезијске висине у тачкама А и В, c_A , c_B [m/s] брзине у тачкама А и В и Y_V [m²/s²] губитак струјне енергије.

Једначина континуитета даље се трансформише у (Јед. 3):

$$\rho \dot{V}_{A} = \rho \dot{V}_{B} \Longrightarrow \dot{V}_{A} = \dot{V}_{B} \tag{3}$$

где су: \dot{V}_A , \dot{V}_B [m³/s] запремински протоци у тачкама А и В.

Ако се у обзир усвоји да је (Јед. 4), долази се до коначног обрасца за одређивање брзине у тачки В (Јед. 5):

$$\dot{V} = cA = c \frac{d^2 \pi}{4} \tag{4}$$

$$c_A A_A = c_B A_B \Longrightarrow c_A \frac{d_A^2 \pi}{4} = c_B \frac{d_B^2 \pi}{4} \Longrightarrow c_B = c_A \left(\frac{d_A}{d_{|B|}}\right)^2 \tag{5}$$

где су: A_A , A_B [m²] површине одговарајућих попречних пресека које садрже тачке A и B и d_A , d_B [m²] пречници кружница који садрже тачке A и B.

Како се струјна пумпа у оквиру предложеног техничког решења налази у хоризонталној равни, геодезијске висине могу бити елиминисане. Стога (Јед. 2) постаје (Јед. 6):

$$\frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} = \frac{p_B}{\rho} + \frac{c_B^2}{2} + Y_V \tag{6}$$

Величина *Y_v* у ствари представља суму локалних отпора између тачака A и B (Јед. 7), јер се они услед трења између тачака A и B могу занемарити:

$$Y_{V} = \frac{1}{2} \sum_{x=1}^{n} \xi_{x} c_{x}^{2}$$
⁽⁷⁾

где су: ξ_x [-] коефицијенти локалних губитака струјне енергије услед промена геометријских карактеристика проточних канала и c_x [m/s] брзине које одговарају величинама ξ_x .

Спајањем (Јед. 5) и (Јед. 6), уз коришћење (Јед. 7), долази се до коначног обрасца за одређивање притиска у тачки В (Јед. 8):

$$p_{B} = p_{A} + \frac{\rho c_{A}^{2} \left(1 - \left(\frac{d_{A}}{d_{|B}} \right)^{4} \right)}{2} - \frac{\rho}{2} \sum_{x=1}^{n} \xi_{x} c_{x}^{2}$$
(8)

Како аналитичко одређивање локалних губитака струјне енергије у неким ситуацијама може бити отежано, улога софтверских пакета тада може имати веома битну улогу.

4.2 Нумерички модел

Нумеричко истраживање предложеног техничког решења спроведено је у софтверском пакету Ansys Workbench 16.0. Због природе проблема, направљен је 2D модел (слика 27) који одговара уздужном попречном пресеку приказаном на слици 26.



Слика 27. Апроксимација и дискретизација Ansys Fluent физичког модела струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање

а) Геометрија физичког модела, б) генерисана мрежа, в) детаљ генерисане мреже

Дискретизација физичког, тј. геометријског модела (слика 276, слика 27в) извршена је задавање глобалних и локалних параметара мреже [41-211].

Глобални параметри мреже дефинисани су Physics Preference (CFD) и Solver Preference (Fluent) алатима. Од локалних параметара мреже, коришћени су троугаони дискретизациони елементи одређених димензија (максимална величина 3 mm).

Резултати нумеричког истраживања приказани су на следећим слика: поље статичког притиска (слика 28), поље динамичког притиска (слика 29) и поље апсолутног притиска (слика 30).



Слика 28. Поље статичког притиска унутар струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање



Слика 29. Поље динамичког притиска унутар струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање



Слика 30. Поље апсолутног притиска унутар струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање

Са слике 28 може се видети да се статички притисак у струјној пумпи спушта испод атмосферског за око 0,36 bar. Поље динамичког притиска (слика 29) највише вредности показује на самом излазу из млазника. Тај тренд се задржава све до уласка у комору за мешање у ужем смислу (слика 26). Поље апсолутног притиска (слика 30) показује да секундарни радни флуид на улазу у струјну пумпу поседује вишу струјну енергију (црвена зона) од ваздуха (плава зона) на улазу. На истој слици, може се видети и да је струјна енергија на самом излазу из струјне пумпе (зелена зона) нижа, односно виша, у односу на почетне струјне енергије секундарног радног флуида, односно примарног радног флуида.

4.3 Експериментални модел

Експериментално истраживање предложеног техничког решења спроведено је у реалним условима, у оквиру претходно развијене експерименталне инсталације (слика 31).



Слика 31. Експериментална поставка за одређивање вредности потпритиска у струјној пумпи са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање

- 1 хидраулична центрифугална пумпа, 2 погонски агрегат, 3 потисни цевовод,
- 4 ручни регулациони вентил, 5 струјна пумпа (предложено техничко решење),
 - 6 вакууметар, 7 рециркулациони суд, 8 повратни (усисни) цевовод

Принцип рада инсталације је једноставан. Из претходно напуњеног рециркулационог суда (7), вода усисним цевоводом (8) улази у радни простор центрифугалне пумпе (1) коју покреће електромотор (2). Кроз потисни цевовод (3), вода улази у струјну пумпу (5). Вредност потпритиска који се у њој остварује може се очитати на вакууметру (6). Вода из струјне пумпе поново одлази у рециркулациони резервоар. На потисном цевоводу, а пре уласка у струјну пумпу, постављен је ручни регулациони вентил (4). Њиме се контролише проток воде кроз струјну пумпу (подешено $\dot{V} = 240l/min$). Циркулациона пумпа запреминског протока специјално је израђена за потребе експеримента.

Резултати експеримента показали су да предложено техничко решење може остварити вредност потпритиска у границама 0,3-0,4 bar. На слици 31 може се видети и очитавање са вакууметра (≈0,34 bar). Водени млаз на излазу из млазника и његов профил кроз комору за мешање такође је приказан.

5. Закључак

Након експерименталних (уз теоријску и нумеричку верификацију) испитивања, у овом техничком решењу извршено је представљање струјне пумпе са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање.

Коришћење струјних пумпи у прехрамбеној индустрији може значајно редуковати потрошњу финалне и примарне енергије, као и емисије штетних гасова, првенствено СО₂. На овај начин, поред економских уштеда, читава група 10.33 Остала прерада и конзервисање воћа и поврћа (према најновијој националној класификацији делатности) била би додатно приближена концепту одрживог развоја.

Струјна пумпа предложена у оквиру овог техничког решења допринела би развоју процесне технике, која би поред прехрамбене инустрије, примену могла наћи и у другим областима и привредним гранама.

Предложено техничко решење, поред задовољавајућих радних параметара (вредност потпритиска у границама 0,3-0,4 bar), одликује веома једноставан дизајн, мало улагање *embodied* енергије, што би у евентуалној широј комерцијалној производњи било од великог значаја.

6. Литература

[1] <u>https://ourworldindata.org/</u> (приступљено: 1. 4. 2023. год.).

[2] <u>https://www.iea.org/</u> (приступљено: 5. 4. 2023. год.).

[3] <u>https://www.worldbank.org/</u> (приступљено: 9. 4. 2023. год.).

[4] <u>https://www.eea.europa.eu/</u> (приступљено: 14. 4. 2023. год.).

[5] <u>https://ec.europa.eu/</u> (приступљено: 29. 8. 2023. год.).

[6] <u>https://www.paragraf.rs/</u> (приступљено: 15. 9. 2023. год.).

[7] Ladha-Sabur, A., Bakalis, S., Fryer, P. J., Lopez-Quiroga, E. (2019). Mapping energy consumption in food manufacturing. Trends in Food Science & Technology, 86, 270-280.

[8] Arvaniti, K., Richard, D., Tremblay, A. (2000). Reproducibility of energy and macronutrient intake and related substrate oxidation rates in a buffet-type meal. British journal of nutrition, 83(5), 489-495.

[9] <u>https://learn.uvm.edu/</u> (приступљено: 17. 9. 2023. год.).

[10] Sorgüven, E., Özilgen, M. (2012). Energy utilization, carbon dioxide emission, and exergy loss in flavored yogurt production process. Energy, 40(1), 214-225.

[11] Singhal, G., Dawar, A. L., Subbarao, P. M. V. (2008). Application of profiled ejector in chemical lasers. Applied thermal engineering, 28(11-12), 1333-1341.

[12] Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., Mercadier, Y. (2005). Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. International Journal of Heat and Fluid Flow, 26(1), 56-70.

[13] Mukhtar, H. K., Ghani, S. (2023). Improving the performance of a commercial absorption cooling system by using ejector: A theoretical study. Case Studies in Thermal Engineering, 45, 102967.

[14] Munday, J. T., Bagster, D. F. (1977). A new ejector theory applied to steam jet refrigeration. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 16(4), 442-449.

[15] Pilevar, O., Nazari, M., Nazari, M., Namaghi, S. K. (2023). An improved dynamic model of MED-TVC system by considering changes in ejector conditions. Desalination, 566, 116870.

[16] Jouybari, A. K., Ilinca, A., Ghorbani, B., Rooholamini, S. (2022). Thermodynamic and exergy evaluation of an innovative hydrogen liquefaction structure based on ejector-compression refrigeration unit, cascade multi-component refrigerant system, and Kalina power plant. International Journal of Hydrogen Energy, 47(62), 26369-26393.

[17] Singer, G., Gappmayer, G., Macherhammer, M., Pertl, P., Trattner, A. (2022). A development toolchain for a pulsed injector-ejector unit for PEM fuel cell applications. International Journal of Hydrogen Energy, 47(56), 23818-23832.

[18] Chen, J., Yu, J., Qian, S. (2019). Subcooling control method for the adjustable ejector in the direct expansion solar assisted ejector-compression heat pump water heater. Applied Thermal Engineering, 148, 662-673.

[19] Al-Sayyab, A. K. S., Navarro-Esbrí, J., Mota-Babiloni, A. (2022). Energy, exergy, and environmental (3E) analysis of a compound ejector-heat pump with low GWP refrigerants for simultaneous data center cooling and district heating. International Journal of Refrigeration, 133, 61-72.

[20] Huang, B. J., Petrenko, V. A., Samofatov, I. Y., Shchetinina, N. A. (2001). Collector selection for solar ejector cooling system. Solar Energy, 71(4), 269-274.

[21] Evdokimov, O., Guryanov, A., Veretennikov, S., Guryanova, M. (2018). Dynamics of diffusion jet combustion in an ejection burner. In MATEC Web of Conferences (Vol. 245, p. 09019). EDP Sciences.

[22] Singhal, G., Rajesh, R., Tyagi, R. K., Dawar, A. L., Subbarao, P. M. V., Endo, M. (2006). Two-stage ejector based pressure recovery system for small scale SCOIL. Experimental thermal and fluid science, 30(5), 415-426.

[23] Zhu, H., Liu, J., Yu, J., Yang, P. (2023). Artificial neural network-based predictive model for supersonic ejector in refrigeration system. Case Studies in Thermal Engineering, 49, 103313.

[24] Mikielewicz, D., Amiri, M., Klugmann, M., Mikielewicz, J. (2023). A novel concept of enhanced direct-contact condensation of vapour-inert gas mixture in a spray ejector condenser. International Journal of Heat and Mass Transfer, 216, 124576.

[25] Zhang, D., Fang, C., Qin, X., Li, H., Liu, H., Wu, X. (2022). Performance study of transcritical CO2 heat pump integrated with ejector and latent thermal energy storage for space heating. Energy Conversion and Management, 268, 115979.

[26] Spitzenberger, J., Mohammed, R. H., Ismael, L., Wang, P., Ma, H., Abu-Heiba, A., Kowalski, S., Nawaz, K. (2023). Experimental performance of ejector heat pump operating in the sub-critical mode. Energy Conversion and Management, 278, 116724.

[27] Le Tri, D. T., Vu, H. N., Nguyen, H. L., Kim, Y., Yu, S. (2023). A comparative study of single and dual ejector concepts for anodic recirculation system in high-performance vehicular proton exchange membrane fuel cells. International Journal of Hydrogen Energy.

[28] Chen, L., Xu, K., Yang, Z., Yan, Z., Zhai, C., Dong, Z. (2023). Optimal design of a novel nested-nozzle ejector for PEMFC's hydrogen supply and recirculation system. International Journal of Hydrogen Energy.

[29] Song, Y., Wang, L., Jia, L., Wang, X. (2023). Optimization and performance investigation of confocal twin-nozzle ejector for PEMFC hydrogen supply and recirculation system under actual variable operating conditions. International Journal of Hydrogen Energy.

[30] Al-Rbaihat, R., Saleh, K., Malpress, R., Buttsworth, D. (2023). Experimental investigation of a novel variable geometry radial ejector. Applied Thermal Engineering, 233, 121143.

[31] Aidoun, Z., Ameur, K., Falsafioon, M., Badache, M. (2019). Current advances in ejector modeling, experimentation and applications for refrigeration and heat pumps. Part 1: single-phase ejectors. Inventions, 4(1), 15.

[32] Wang, C., Wang, L., Wang, X., Zhao, H. (2017). Design and numerical investigation of an adaptive nozzle exit position ejector in multi-effect distillation desalination system. Energy, 140, 673-681.

[33] Wang, C., Wang, L., Wang, X., Zhao, H. (2017). Design and numerical investigation of an adaptive nozzle exit position ejector in multi-effect distillation desalination system. Energy, 140, 673-681.

[34] Petrovic, A., Jovanovic, M. Z., Genic, S., Bugaric, U., Delibasic, B. (2018). Evaluating performances of 1-D models to predict variable area supersonic gas ejector performances. Energy, 163, 270-289.

[35] Aldaş, K., Yapıcı, R. (2014). Investigation of effects of scale and surface roughness on efficiency of water jet pumps using CFD. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 8(1), 14-25.

[36] <u>https://www.ipieca.org/</u> (приступљено: 10. 9. 2023. год.).

[37] Deng, X., Dong, J., Wang, Z., Tu, J. (2017). Numerical analysis of an annular water–air jet pump with self-induced oscillation mixing chamber. The Journal of Computational Multiphase Flows, 9(1), 47-53.

[38] <u>http://www.hiseamarine.com/</u> (приступљено: 10. 9. 2023. год.).

[39] Babić, M. J., Stojković S., Turbomašine – Teorija i matematičko modeliranje, Mašinski fakultet Univerziteta u Kragujevcu, Kragujevac (SRB), 1997.

[40] Monkewitz, P. A., Williamson, C. H. K., & Miller, G. D. (1996). Phase dynamics of Kármán vortices in cylinder wakes. Physics of Fluids, 8(1), 91-96.

[41] Versteeg, H. K., Malalasekera, W., An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method, Pearson Education Limited, London (UK), 2007.

МИНИСТАРСТВО НАУКЕ,

ТЕХНОЛОШКОГ РАЗВОЈА И ИНОВАЦИЈА

Матични научни одбор за енергетику,

рударство и енергетску ефикасност

TP 0341-033/2023

Београд 29.11.2023. године

На основу захтева Наставно - научног већа Факултета инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу број 01-1/3632 од 04.10.2023. за верификацију техничког решења под називом: "Струјна пумпа са двостепеном конвергенцијом и прекидним хидрауличним током за вакуумско укувавање", аутори Александар Нешовић, др Небојша Лукић, др Душан Гордић, др Драган Цветковић, др Младен Јосијевић, а према Правилнику о стицању истраживачких и научних звања ("Сл. Гласник, 159/20"), Матични научни одбор за енергетику, рударство и енергетску ефикасност је на седници одржаној 29.11.2023. године разматрао исти и донео одлуку да предлаже признавање техничког решења у категорији:

М82 – Ново техничко решење примењено на националном нивоу.

Матични научни одбор за енергетику,

рударство и енергетску ефикасност

председник

проф. др Милош Бањац