

Analiza energetske efikasnosti sistema grijanja objekta u funkciji administrativnog centra

Milan Pupčević¹, Petar Gvero², Milovan Kotur³

¹Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, Republika Srpska

²Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, Republika Srpska

³Univerzitet u Banjoj Luci, Mašinski fakultet, Banja Luka, Republika Srpska

milan.pupcevic@mf.unibl.org, petar.gvero@mf.unibl.org, milovan.kotur@mf.unibl.org

Sažetak - Prilikom analize energetske efikasnosti jednog objekta na našim prostorima prvenstveno se misli, a samim tim razmatra i realizuje, izolovanje objekta. Preliminarnom ocjenom može se doći do zaključka koji dio sistema predstavlja kritični element. Objekat razmatran ovim radom obezbjeduje potrebnu topotnu energiju pomoću električnih termoakumulacionih peći i mnogobrojnih klima-split sistema. Navedeni sistem grijanja ostvaruje veliku potrošnju električne energije. Cilj ovog rada je definisati prednosti i veću efikasnost prelaskom sa navedenog sistema grijanja na centralizovani sistem grijanja. Radom će biti izvršena analiza centralizovanog sistema grijanja sa biomasom kao emergentom i električnom energijom pomoću topotnih pumpi. Za navedeni objekat potrebito je izvršiti dimenzionisanje sistema, projektovanje centralnog sistema grijanja, ekonomsku analizu perioda otplate novih sistema i smanjenje štetnih produkata, to jest zagadivača okoline.

Ključne riječi - grijanje; energetska efikasnost; količina topote; period otplate;

I. UVOD

Lokacija na kojoj se nalazi objekat, koji je prvenstveno predmet analize ispitivanja energetske efikasnosti i razreda objekta, nalazi se unutar centralne gradske zone Trebinja. Sam objekat je nestambene namjene, u funkciji administrativne službe.

Iako predstavlja jedinstvenu funkcionalnu cjelinu, sam objekat kao građevina se može podijeliti u tri dijela, te se može konstatovati da se i postupak gradnje odvijao u tri etape. Najstariji dio objekta je građen 1903. godine. Njegova spratnost je P+1, ukupne bruto građevinske površine 450 m². Objekat ima prepoznatljiv izraz za period u kom je građen, sa naglašenom simetrijom kako u osnovi, tako i na fasadama. Građen je od kamena sa imponantnom debljinom fasadnih zidova od 70 cm. Veći dio ovog objekta ima istočnu orijentaciju, dok su uži dijelovi orijentisani sjeverno i južno. Dio objekta, odnosno objekat spratnosti P+2, je izgrađen 1963. godine, a ubrzo nakon toga uz njega je dograđen još jedan dio koji je spojio stari i novi objekat. Njegova spratnost je P+1, sa ravnim neprohodnim krovom iznad sprata. Ukupna površina objekata iz 1963. godine je 995 m². Neposredno prije realizacije kompletнnog objekta u funkciju administrativne službe, u unutrašnjem dvorištu izgrađenih objekata dograđen je prizemni prostor površine 82 m².

Ako sagledavamo objekat kao cjelinu, može se konstatovati da je to objekat poluatrijumskog tipa. Shodno tome fasade orijentisane prema atriju prave određena osjenčenja jedne na druge. Takođe, svi podaci o fasadnim i pregradnim zidovima, podovima i tavanicama, utvrđeni su opažanjem na samim objektima, a sve potrebne dimenzije su uzete na licu mesta. Ukupna neto površina objekta je 1089 m².

II. PRORAČUN GODIŠNJE POTREBNE TOPLOTNE ENERGIJE ZA GRIJANJE ZGRADE I ODREDIVANJE ENERGETSKOG RAZREDA

Trebinje pripada području mediteranske klime, sa srednjom godišnjom temperaturom 14,9 °C. Proračun godišnje potrebne topotne energije je rađen prema [1] i [2]. Koeficijent prolaza topote, za građevinski element jednostavne heterogenosti, određuje se proračunom na osnovu jednačine (1), a dobijene vrijednosti su prikazane tabelom (I),

$$U = \frac{1}{R_{si} + \sum_m \frac{d_m}{\lambda_m} + R_{se}}, \quad (1)$$

gdje su:

- d_m - debljina sloja [m],
- λ_m - koeficijent topotne provodljivosti [W/mK] i
- R_{si} , R_{se} - otpor prelazu topote na unutrašnjoj/ spoljašnjoj površini konstrukcije [m²K/W].

Koeficijenti prolaza topote transparentnog građevinskog elementa, tabela (I), određuju se pomoću jednačine (2),

$$U_w = \frac{A_g \cdot U_g + A_f \cdot U_f + l_g \cdot \psi_g}{A_g + A_f}, \quad (2)$$

gdje je:

- A_g - površina stakla [m²],
- A_f - površina okvira [m²],
- U_g - koeficijent prolaza topote stakla [W/m²K],
- U_f - koeficijent prolaza topote okvira [W/m²K],
- l_g - dužina sloja (procjepa) okvira i stakla [m] i
- ψ_g - faktor korekcije temperature za topotne mostove između okvira i stakla.

TABELA I. PREGLED KOEFICIENATA PROLAZA TOPLOTE

Oznaka površine	Oznaka	U [W/m ² K]
Vanjski zidovi	Tip ZV1	1,42
	Tip ZV2	1,78
	Tip ZV3	2,38
Unutrašnji zidovi	Tip ZU1	2,32
	Tip ZU2	2,78
	Tip ZU3	1,96
Stropovi	Tip S1	2,21
	Tip S2	3,70
	Tip S3	2,73
Pod	Tip P1	3,97
Otvori Prozori i vrata	Tip 1	3,50
	Tip 1a	4,90
	Tip 1b	4,90
	Tip 1c	4,70
	Tip 1d	5,80
	Tip 1v	5,00
	Tip 2	5,20
	Tip 2a	5,80
	Tip 2b	4,90
	Tip 3	2,10
	Tip 4	4,80

Koeficijent transmisionog topotnog gubitka računa se prema formuli (3),

$$H_{tr,ad} = H_D + H_A + H_U + H_g, \quad (3)$$

gdje su:

- H_D - koeficijent transmisionih gubitaka kroz omotač prema vanjskoj okolini [W/K],
- H_A - koeficijent transmisionih gubitaka prema susjednim zgradama [W/K],
- H_U - koeficijent transmisionog topotnog gubitka kroz negrijane prostorije prema vanjskoj okolini [W/K] i
- H_g - koeficijent topotnih gubitaka prema tlu [W/K].

Koeficijent ventilacionog gubitka topote računa se pomoću formule (4),

$$H_{ve,ad} = \rho_a \cdot c_a \left(\sum_k b_{ve,k} \cdot q_{ve,k,mn} \right), \quad (4)$$

gdje je:

- $\rho_a \cdot c_a$ - zapreminske topotni kapacitet vazduha [J/m³K],
- $q_{ve,k,mn}$ - srednja količina vazduha koji prolazi kroz svaki pojedini element k [W/K] i
- $b_{ve,k}$ - faktor korekcije temperature za svaki element k.

Godišnja potrebna topotna energija za grijanje izračunava se prema formuli (5),

$$Q_{H,nd} = Q_{H,nd,cont} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{H,gn}, \quad (5)$$

pri čemu se ukupni topotni gubici $Q_{H,ht}$ određuju pomoću formule (6), a ukupni dobici topote $Q_{H,gn}$ određuju se kao zbir ukupnih unutrašnjih i solarnih dobitaka, prema formuli (7):

$$Q_{H,ht} = Q_{tr} + Q_{ve}, \quad (6)$$

$$Q_{H,gn} = Q_{int} + Q_{sol}. \quad (7)$$

Ukupni transmisioni gubici određeni su pomoću formule (8) a ukupni ventilacioni gubici određeni su formulom (9):

$$Q_{tr} = \frac{1}{1000} \sum_k (H_{tr,k} \cdot (\theta_{int,se,H} - \theta_{e,k})) \cdot t, \quad (8)$$

$$Q_{ve} = \frac{1}{1000} \sum_k (f_t \cdot H_{ve,k} \cdot (\theta_{int,se,H} - \theta_{e,k})) \cdot t, \quad (9)$$

gdje su:

- f_t - vrijeme trajanja operacije od ukupnog računskog perioda,
- $\theta_{int,se,H}$ - projektna temperatura u zgradi i/ili zoni za grijanje [°C],
- $\theta_{e,k}$ - temperatura susjednih prostorija, okoline ili zone elementa k [°C] i
- t - vrijeme trajanja računskog perioda (čas).

Ukupni unutrašnji dobici određuju se prema formuli (10), a ukupni solarni dobici se određuju prema formuli (11):

$$Q_{int} = \left(\sum_k \Phi_{int,mn,k} \right) \cdot t + \left(\sum_l (1 - b_{tr,l}) \cdot \Phi_{int,mn,u,l} \right) \cdot t, \quad (10)$$

$$Q_{sol} = \left(\sum_k \Phi_{sol,mn,k} \right) \cdot t + \left(\sum_l (1 - b_{tr,l}) \cdot \Phi_{sol,mn,u,l} \right) \cdot t \quad (11)$$

pri čemu su:

- $b_{tr,l}$ - faktor redukcije za susjedne nekondicionirane prostorije sa unutrašnjim izvorom topotne energije,
- $\Phi_{int,mn,k}$ - prosječni topotni fluks od unutrašnjih izvora k topotne energije [W],
- $\Phi_{int,mn,u,l}$ - prosječni topotni fluks od unutrašnjeg izvora u susjednoj nekondicioniranoj prostoriji [W],
- $\Phi_{sol,mn,k}$ - prosječni topotni fluks od solarnog zračenja kroz k-ti građevinski dio u grijani prostor [W],
- $\Phi_{sol,mn,u,l}$ - prosječni topotni fluks od solarnog zračenja kroz l-ti građevinski dio u susjedni grijani prostor [W] i
- t - dužina sezone grijanja [čas].

Srednji topotni tok od solarnog zračenja kroz građevinski dio zgrade proračunava se pomoću formule (12),

$$\Phi_{sol,k} = F_{sh,ob,k} \cdot A_{sol,k} \cdot I_{sol,k} - F_{r,k} \cdot \Phi_{r,k}, \quad (12)$$

gdje su:

- $F_{sh,ob,k}$ - faktor zasjenjenja uslijed spoljnih prepreka direktnom padu sunčevog zračenja površine k ,
- $I_{sol,k}$ - srednji topotni tok od solarnog zračenja na površinu građevinskog dijela k [W/m^2],
- $A_{sol,k}$ - efektivna površina otvora k na koju upada solarno zračenje [m^2],
- $\Phi_{r,k}$ - topotni tok zračenja od površine otvora k prema nebu [W] i
- $F_{r,k}$ - faktor oblika između otvora k i neba.

Vrijednosti dobijene proračunom za ukupne unutrašnje dobitke prikazani su tabelom (II), dok su ukupni solarni dobitci prikazani tabelom (III).

TABELA II. UNUTRAŠNJI DOBICI TOPLOTE

Površina	Q_{int} [kWh/a]
Stari objekat prizemlje	1164,90
Stari objekat sprat	1164,90
Novi objekat prizemlje	2060,50
Novi objekat I sprat	1628,20
Novi objekat II sprat	1125,00
Ukupno	7143,50

Faktor iskorištenja dobitaka topote za period grijanja računa se prema jednoj od navedenih formula (13), (14) i (15):

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - \gamma_H^{\alpha_H}}{1 - \gamma_H^{\alpha_H+1}} \text{ za } \gamma_H > 0 \text{ i } \gamma_H \neq 1, \quad (13)$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{\alpha_H}{\alpha_H + 1} \text{ za } \gamma_H = 1, \quad (14)$$

$$\eta_{H,gn} = \frac{1}{\gamma_H} \text{ za } \gamma_H < 0, \quad (15)$$

pri čemu su:

- γ_H - bezdimenzionalni odnos topotnog bilansa u režimu grijanja koji se računa po formuli (16),

$$\gamma_H = \frac{Q_{H,gn}}{Q_{H,ht}} \mathbf{i} \quad (16)$$

- α_H - bezdimenzionalni numerički parametar koji se računa pomoću formule (17),

$$\alpha_H = \alpha_{H,0} + \frac{\tau}{\tau_{H,0}}. \quad (17)$$

TABELA III. SOLARNI DOBICI TOPLOTE

Q_{sol} okt.	Q_{sol} nov.	Q_{sol} dec.	Q_{sol} jan.	Q_{sol} feb.	Q_{sol} mar.	Q_{sol} apr.	[kWh/mjesec]
3921,20	3985,57	3047,51	3799,58	5618,58	8094,54	4697,30	
Q_{sol} ukupno za sezonusu grijanja						33,16	[MWh/a]

TABELA IV. BEZDIMENZIONI NUMERIČKI PARAMETAR

$a_{H,0}$	1
$\tau_{H,0}$	15
τ	16,1299
a_H	2,07533

Bezdimenzionalni numerički parametar a_H , prikazan tabelom (IV), zavisi od vrijednosti vremenske konstante, pri čemu su:

- $a_{H,0}$ - numerički parametar zavisan od metode proračuna, za mjesечni $a_{H,0}=1$, za sezonski $a_{H,0}=0,8$,
- $\tau_{H,0}$ - konstanta zavisna od metode računanja [h], za mjesечni proračun $\tau_{H,0}=15$, a za sezonski $\tau_{H,0}=30$,
- C_m - dinamički topotni kapacitet [J/K] i
- τ - vremenska konstanta [h], koja se računa pomoću formule (18),

$$\tau = \frac{C_m / 3600}{H_{tr} + H_{ve}}. \quad (18)$$

Godišnja potrebna energija za grijanje za sisteme koji rade sa prekidom $Q_{H,nd,interm}$ [kWh/a] računa se prema formuli (19), a proračunom dobijene vrijednosti prikazane su tabelom (V):

$$Q_{H,nd,interm} = \alpha_{H,red} \cdot Q_{H,nd,cont}, \quad (19)$$

pri čemu su:

- $\alpha_{H,red}$ - bezdimenzionalni faktor redukcije u zagrijavanju koji se računa prema formuli (20) i
- $f_{H,hr}$ - odnos broja sati rada sistema za grijanje u toku sedmice prema ukupnom broju sati u sedmici,

$$\alpha_{H,red} = 1 - 3 \cdot (\tau_{H,0} / \tau) \cdot \gamma_H (1 - f_{H,hr}). \quad (20)$$

Temperature negrijanih prostora su definisane pomoću formule (21),

$$\theta_u = \frac{\Phi_u + \theta_i (H_{Tr,iu} + H_{Ve,iu}) + \theta_e (H_{Tr,ue} + H_{Ve,ue})}{H_{Tr,iu} + H_{Ve,iu} + H_{Tr,ue} + H_{Ve,ue}}. \quad (21)$$

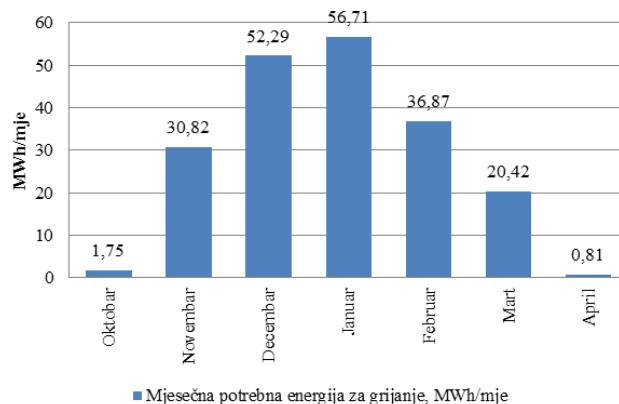
TABELA V. GODIŠNJA POTREBNA ENERGIJA ZA GRIJANJE

Mjesec	Okt.	Nov.	Dec.	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.
Q_{sol} [kWh]	3921	3985	3047	3799	5618	8094	4697
Q_{int} [kWh]	653	1176	1219	1219	1088	1219	566
$Q_{H,gn}$ [kWh]	4574	5161	4267	5019	6707	9314	5263
$Q_{H,ht}$ [kWh]	12367	45673	65020	71633	56081	45306	12489
γ_H	0,37	0,11	0,07	0,07	0,12	0,21	0,42
$\eta_{H,gn}$	0,92	0,99	1,00	1,00	0,99	0,97	0,90
$Q_{H,nd}$ [MWh]	8,18	40,56	60,77	66,63	49,45	36,27	7,77
$a_{H,red}$	0,21	0,76	0,86	0,85	0,75	0,56	0,10
$Q_{H,nd,interm}$	1,75	30,82	52,29	56,71	36,87	20,42	0,81
Ukupno za sezonusu grijanja $Q_{H,nd,interm}$ [MWh/a]							199,7

Nepoznati članovi formule (21) su:

- Φ_U - toplotni tok negrijanog prostora od unutrašnjih toplotnih izvora ili solarnih dobitaka [W],
- θ_i - unutrašnja projektna temperatura [$^{\circ}\text{C}$] i
- θ_e - spoljna projektna temperatura [$^{\circ}\text{C}$].

Godišnja potrebna energija za grijanje predstavljena je u vidu dijagrama po mjesecnim vrijednostima na sl. 1.



Sl. 1. Mjesečna potrebna energija za grijanje

Definisanje energetskog razreda objekta izvršeno je prema [3], a objekat je konkretno energetskog razreda „G“, sl. 2.

Emisija zagađivača CO_2 može biti direktna i indirektna. Direktne emisije CO_2 nastaju na lokaciji neposredne potrošnje energije, a indirektne emisije CO_2 nastaju pri korištenju električne energije ili toplotne energije iz javnih toplana [2].

Indirektne emisije CO_2 računaju se pomoću formule (22),

$$EM = AD \cdot EF, \quad (22)$$

pri čemu su:

- EM - emisija CO_2 [kg/a],
- AD - količina potrošene električne energije [kWh/a] i
- EF - specifični faktor emisije CO_2 za električnu energiju [kg CO_2 /kWh].

Trenutni sistem grijanja, predstavljen detaljnije tabelom (VI), proizvodi ≈ 150 tona CO_2 tokom jedne grejne sezone.

TABELA VI. VRSTA, SNAGA I BROJ POSTOJEĆIH GREJNIH TIJELA

RB.	Uredaj	Komada	Snaga [W]
1	Kvarcna peć	4	3000
2	TA peć	8	3000
3	TA peć	10	4000
4	TA peć	7	6000
5	Uljani radijator	7	2000
6	Grijalica	5	2000
7	Klima-split	32	570

Energetska klasa	$Q_{\text{H,nd, rel}} [\%]$	$Q_{\text{H,nd}} [\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{a})]$
A+	≤ 15	≤ 8
A	≤ 25	≤ 14
B	≤ 50	≤ 28
C	≤ 100	≤ 55
D	≤ 150	≤ 83
E	≤ 200	≤ 110
F	≤ 250	≤ 138
G	> 250	> 138

Sl. 2. Energetske klase za nestambene zgrade namijenjene za obavljanje javnih administrativnih poslova i poslovne zgrade [3]

III. PRORAČUN KAPACITETA SISTEMA GRIJANJA

Proračun kapaciteta novog sistema grijanja, to jest snaga izvora toplote, definisana je prema [4]. Ukupni toplotni gubici, transmisioni i ventilacioni, za spoljnu projektnu temperaturu $\theta_e = -6$ [$^{\circ}\text{C}$] i unutrašnju projektnu temperaturu $\theta_{\text{int},i} = 20$ [$^{\circ}\text{C}$], definisani su prema formulama (23) i (24),

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \quad (23)$$

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e), \quad (24)$$

gdje su:

- $H_{T,ie}$ - koeficijent transmisionih gubitaka kroz omotač prema vanjskoj okolini [W/K],
- $H_{T,iue}$ - koeficijent transmisionog gubitka kroz negrijane prostorije prema vanjskoj okolini [W/K],
- $H_{T,ig}$ - koeficijent toplotnih gubitaka prema tlu [W/K],
- $H_{T,ij}$ - koeficijent toplotnih gubitaka prema susjednim zgradama [W/K] i
- $H_{V,i}$ - koeficijent ventilacionih gubitaka topline [W/K].

Proračun gubitaka topline za definisanje kapaciteta sistema grijanja prema [4], ima analogiju kao već urađeni proračun za godišnju potrebnu energiju (izuzetak su gubici topline kroz pod), pa su date samo konačne vrijednosti zbog same obimnosti rada. Pored dobijenih transmisionih i ventilacionih gubitaka neophodno je uzeti u obzir i dodatak zbog prekida u grijanju, koji se definiše pomoću formule (25),

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}, \quad (25)$$

gdje su:

- A_i - neto površina poda grijanog dijela objekta [m^2],
- f_{RH} - korekcioni faktor koji je u zavisnosti od vremena ponovnog zagrijavanja i pretpostavljenog pada unutrašnje temperature tokom prekida rada.

Ukupni toplotni bilans računa se pomoću formule (26), a konačne vrijednosti gubitaka prikazane su tabelom (VII),

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}. \quad (26)$$

TABELA VII. TOPLOTNI KAPACITET SISTEMA GRIJANJA

A [m^2]	f_{RH}	Φ_{RH} [kW]	Φ_T [kW]	Φ_V [kW]	Φ_{HL} [kW]
1089,00	13	14,16	146,31	34,09	194,56

IV. ODABIR OPREME SISTEMA GRIJANJA NA BIOMASU

Na analiziranom objektu su podovi veoma istrošeni i zamjena navedenih je neophodna u skorijem periodu. Realizacija sistema grijanja je zamišljena tokom zamjene, to jest radova na podovima. Usvojen je sistem centralnog radijatorskog grijanja sa dvocijevnim razvodom mreže, gdje su cijevi položene u pod.

A. Toplovodni kotač na biomasu

Na osnovu gore navedenog kapaciteta koji treba zadovoljiti usvojen je toplovodni kotač na biomasu kapaciteta 200 [kW], proizvođača TOPLING d.o.o. Prnjavor.

B. Grejna tijela - radijatori

Da bi sistem grijanja zadovoljio očekivane parametre potrebna su 52 pločasta radijatora tipa PKP i PKKP, usvojenog proizvođača Metal-as d.o.o. Visoko. Već je navedeno da se objekat sastoji iz tri različito građene cjeline. Na svakom spratu, svakog navedenog dijela objekta, nalazi se ormari iz kojeg su napojena grejna tijela. Raspored grejnih tijela po ormarima prikazan je tabelom (VIII).

C. Pumpa, cjevovod i ekspanziona posuda

Razvodni ormari su od kotlovnice napojeni bakarnim cjevovodom, a dalje kroz pod su razvod i povrat izvedeni alupex cijevima promjera 16 [mm]. Dimenzionisanje pojedinih grana bakarne cijevne mreže nije prikazano zbog same obimnosti rada. Prikazane su samo konačne vrijednosti dobijene proračunom za odabir opreme.

Pumpa je usvojena na osnovu protoka vode i pada pritiska dobijenih proračunom. Maseni protok je $m = 7797,6 \text{ [kg/h]}$, a pad pritiska $\Delta p = 15160 \text{ [Pa]}$, na osnovu čega je usvojena pumpa proizvođača Grundfos UPS 32-80.

Ekspanziona posuda je usvojena na osnovu ukupne zapremine vode u sistemu (1263 litre) i koeficijenta dilatacije ($K = 0,029$). Usvojena je ekspanziona posuda proizvođača CAL-PRO zapremine 50 litara.

TABELA VIII. RASPORED GREJNIH TIJELA I RAZVODNIH ORMARA

Br.	Prizemlje			I sprat			II sp.
	Tip-ZV1	Tip-ZV2	Tip-ZV3	Tip-ZV1	Tip-ZV2	Tip-ZV3	
1	PKKP 2000	PKP 1200	PKKP 2000	PKP 600	PKKP 800	PKP 1400	PKKP 800
2	PKKP 2000	PKP 1600	PKKP 2000	PKP 1800	PKP 1400	PKP 1400	PKP 1400
3	PKKP 2000	PKP 1600	PKP 1400	PKKP 800	PKP 1400	PKP 1400	PKP 1600
4	PKKP 1400	PKP 1600	PKKP 1800	PKKP 1000	PKP 1400	PKP 1200	PKP 1600
5	PKKP 1400	PKKP 1200	PKP 1600	PKKP 800	PKKP 1800		PKKP 2000
6	PKKP 2000	PKKP 1200	PKP 1600	PKKP 2000	PKKP 2000		PKKP 2000
7	PKP 400	PKKP 1400	PKP 1600	PKKP 1400	PKKP 1200		PKKP 2000
8	PKP 400	PKP 1400	PKP 1600	PKKP 1400	PKKP 800		
9				PKKP 1400			

D. Potrošnja goriva

Proizvođač kotla daje određene preporuke vezane za gorivo, na primjer, samo pelet koji je napravljen od piljevine drveta je dozvoljen za loženje. Kalorijska moć peleta iznosi oko $H_g = 18000 \text{ [kJ/kg]}$ ili 5 [kWh/kg] . Radom je definisana godišnja potrebna energija za grijanje (sa prekidima) $Q_{H,nd,interm} \approx 200 \text{ [MWh/a]}$, te se na osnovu formule (27) može definisati sezonska potrošnja goriva koja iznosi 40 tona peleta,

$$B = \frac{Q_{H,nd,interm}}{H_g}. \quad (27)$$

V. EKONOMSKA ANALIZA

Cilj ekonomske analize je prikazati realne troškove sistema na godišnjem nivou, kao i period otplate novih sistema grijanja. Prvenstveno je razmatran postojeći sistem grijanja, koji prema formuli (28) i trenutnim cijenama električne energije (0,1486 KM/kWh), godišnje troši 34720 [KM],

$$C_{g,el} = (Q_{H,nd,interm} \cdot C_{el}) + PDV, \quad (28)$$

pri čemu su:

- $C_{g,el}$ - godišnji troškovi postojećeg sistema grijanja sa električnom energijom kao energentom [KM/a] i
- C_{el} - cijena električne energije (2019 g.) [KM/kWh].

Sistem centralnog grijanja sa kotlovcicom u sklopu objekta koristio bi pelet kao energent. Pelet je skup, ali ekonomičniji od električne energije i usvaja se da nije zagadivač. Cijena peleta van sezone grijanja iznosi $\approx 300 \text{ [KM/t]}$ i to je usvojeno daljim proračunom. Investicioni troškovi novog sistema prema poglavljju IV, sa pratećom opremom za regulaciju, dimnjakom, skladištem peleta, instalaterskim radovima, i slično, iznosi $C_{i1} = 36883 \text{ [KM]}$. Godišnji troškovi sistema sa biomasom pored cijene energenta uključuju i platu radnika koji bi opsluživao kotač, te prema formuli (29) iznose 15600 [KM],

$$C_{g,p} = (B \cdot C_p) + C_{pr}, \quad (29)$$

gdje su:

- $C_{g,p}$ - godišnji troškovi centralnog sistema grijanja sa peletom kao energentom [KM/a],
- C_p - cijena peleta (2019 g.) [KM/t] i
- C_{pr} - sezonska plata radnika koji bi održavao sistem.

Period otplate novoprojektovanog sistema predstavljen je formulom (30), pri čemu je godišnja ušteda sistema grijanja prikazana formulom (31):

$$T = \frac{C_{i1}}{C_u}, \quad (30)$$

$$C_u = C_{g,el} - C_{g,p}, \quad (31)$$

gdje su:

- T - period otplate novog sistema [god]
- C_u - godišnja ušteda sa novim sistemom [KM/a].

Prema navedenom, godišnja ušteda sa novim sistemom grijanja u poređenju sa postojećim iznosi 19120 [KM/a], na osnovu čega je period otplate sistema dvije godine.

Biomasa se usvaja kao obnovljivi izvor energije, te novom sistemu ide u korist smanjenje emisije CO₂ za 150 [t].

Zbog same lokacije objekta neophodno je definisati i drugu mogućnost kao alternativu, jer nije uvijek lako i jeftino snabdjeti pelet. Sistem grijanja sa topotnom pumpom svakako treba analizirati, jer se potrošnja električne energije smanjuje drastično. Definisanje opreme u poglavlju IV se mora izvršiti ponovo, jer temperaturni režim kotla na pelet i topotne pumpe nije isti.

Usvojena je topotna pumpa proizvođača Carrier sa pratećom opremom i izvršene su neophodne izmjene na samoj cijevnoj mreži i grejnim elementima.

Investicioni troškovi za drugu varijantu iznose $C_{i2}=106560$ [KM]. Godišnji servis i održavanje sistema iznose $C_{pr2} = 1000$ [KM/a]. Potrošnja električne energije prilikom rada uređaja, kako bi zadovoljio željene parametre, usvojena je prema podacima proizvođača. Prema navedenoj cijeni električne energije godišnji troškovi rada sistema centralnog grijanja sa topotnom pumpom iznose $C_{g, tp} = 11200$ [KM].

Godišnja ušteda za varijantu 2 je $C_u = 23520$ [KM/a], na osnovu čega period otplate za varijantu 2 iznosi manje od 5 godina ($T_2=4,5$).

Emisija CO₂ je smanjena za više od 100 tona tokom grejne sezone, tačnije iznosi manje od 50 [t] godišnje.

VI. ZAKLJUČAK

Za usvojeni objekat izvršeno je prikupljanje neophodnih podataka na samom objektu na osnovu kojih je urađen proračun i definisan energetski razred. Energetski razred za navedeni objekat je kategorije G, što je veoma loše i svakako bi izolacija objekta bila neophodna, ali preliminarno je ocijenjeno da bi brži period otplate bio za sistem grijanja, koji je veoma neefikasan. Drugi proračun je definisao snagu sistema grijanja i razmatrana su dva energenta. Prva opcija je sistem centralnog grijanja sa kotлом na biomasu i period otplate za tu investiciju iznosi dvije godine, a smanjenje zagadenja emisijom CO₂ za 150 tona godišnje. Druga opcija je sistem grijanja sa topotnom pumpom na električnu energiju i period otplate za tu investiciju iznosi manje od 5 godina. Smanjenje štetne emisije CO₂ za drugu varijantu je više od 100 tona za sezonus grijanja.

LITERATURA

- [1] Pravilnik o minimalnim zahtjevima za energetske karakteristike zgrada, Ministarstvo za prostorno uređenje, građevinarstvo i ekologiju Republike Srpske, Službeni glasnik Republike Srpske, broj 30/15.
- [2] Pravilnik o metodologiji za izračunavanje energetskih karakteristika zgrada, Ministarstvo za prostorno uređenje, građevinarstvo i ekologiju Republike Srpske, Službeni glasnik Republike Srpske, broj 30/15.
- [3] Pravilnik o vršenju energetskog pregleda zgrada i izdavanju energetskog certifikata, Ministarstvo za prostorno uređenje, građevinarstvo i ekologiju Republike Srpske, Službeni glasnik RS, broj 30/15.
- [4] Heating systems in buildings - Method for calculation of the design heat load (BAŠ EN 12831:2010)
- [5] B. Todorović, „Projektovanje postrojenja za centralno grejanje“, Mašinski fakultet, Beograd, deseto izdanje, maj 2005.