

STUDIUL PROCESULUI DE RECUPERARE A ENERGIEI DE DESTINDERE A GAZELOR NATURALE ÎN S.R.M.-URI

C. TRIFAN¹, L. MEDREA², S. DOBÎRCIANU³,
T.F. TRIFAN⁴, R. POPESCU⁵

Rezumat: Pentru reducerea presiunii în stațiile de reglare și măsurare (S.R.M.-uri) din România se utilizează ventile de laminare ceea ce conduce la o pierdere însemnată de energie “verde” care se poate recupera prin prelucrarea eficientă a diferenței de presiune. În lucrare se analizează recuperarea energiei gazelor naturale pe un studiu de caz în care debitul de 55.000 Nm³/h se destinde într-un S.R.M. de la presiunea de 9 bar la 2,5 bar.

Cuvinte cheie: presiune, stații de reglare, turboexpander, pompă de căldură

Introducere

În SRM-urile din România, pentru reducerea presiunii, se utilizează ventile de laminare, de regulă încălzite, care permit reducerea presiunii de la presiunea de transport (presiune înaltă) la presiunea de distribuție (presiune medie). Acest lucru conduce la o pierdere însemnată de energie.

În această lucrare se prezintă și se analizează o soluție de recuperare parțială a energiei gazelor naturale într-un SRM. Aceasta constă în schimbarea procesului de reducere a presiunii dintr-un proces de laminare izentalpic (însoțit de pierdere de energie) într-un proces de destindere adiabată în două trepte în două turboexpandere identice, cu încălzirea gazelor înainte de intrarea lor în turboexpandere.

1. Analiza procesului de destindere adiabată în turboexpander

Pentru studiu vom considera următoarele date:

- debitul de gaze 55000 Nm³/h (10,9kg/s);
- presiunea la intrarea în SRM 9 bar;
- presiunea de livrare a gazelor 2.5 bar;
- presiunea între trepte 4,74 bar;
- randamentul izentropic al turboexpanderului $\eta_{iz} = 0.85$.

În figura 1 este prezentată schema de principiu prin care gazele naturale se destind în două turboexpandere.

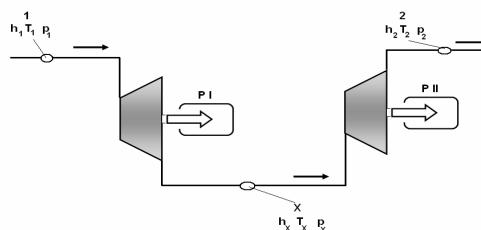


Fig. 1. Schema de principiu a soluției clasice

În primul turboexpander gazul se destinde de la presiunea p_1 până la presiunea intermediară p_x producând puterea P_I , apoi se destinde în turboexpanderul doi de la presiunea p_x până la presiunea de livrare p_2 , producând

puterea P_{II} .

Procesele de destindere în cele două turboexpandere sunt procese adiabate ireversibile, reprezentate în diagrama TS a metanului, figura 2.

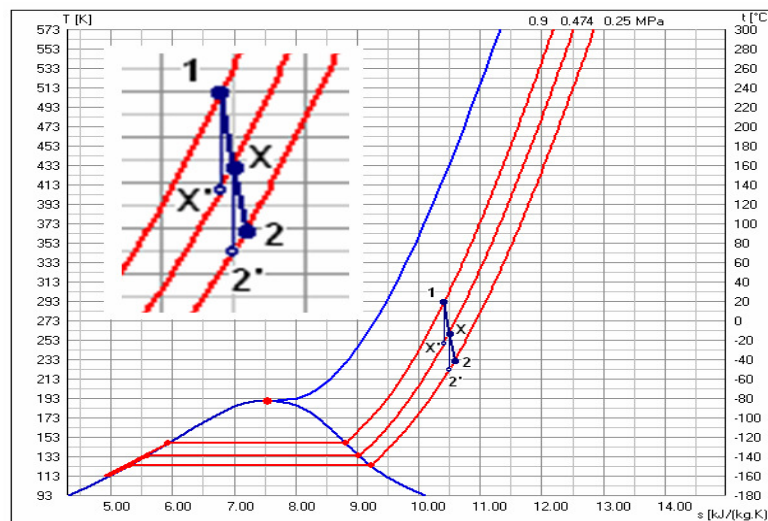


Fig. 2. Diagrama TS a metanului: procesele de destindere în turboexpandere

În diagrama TS sunt reprezentate procesele izotrope 1-X' pentru treapta I și X-2' pentru treapta a II-a. Pentru treapta I, se poate calcula puterea rezultată în urma procesului după următorul algoritm:

$$\eta_{izI} = \frac{h_1 - h_x}{h_1 - h_{x'}}, \quad h_x = h_1 - \eta_{izI}(h_1 - h_{x'}),$$

$$P_I = \dot{m}(h_1 - h_x) = \dot{m}\eta_{izI}(h_1 - h_{x'}). \quad (1)$$

Similar, pentru treapta a II-a se poate calcula puterea rezultată în urma procesului:

$$\eta_{izII} = \frac{h_x - h_2}{h_x - h_{2'}}, \quad h_2 = h_x - \eta_{izII}(h_x - h_{2'}),$$

$$P_{II} = \dot{m}(h_x - h_2) = \dot{m}\eta_{izII}(h_x - h_{2'}). \quad (2)$$

Pentru calcule s-a utilizat diagrama TS a metanului și softul specializat aferent elaborat de Catedra Hidraulică,

termotehnică și inginerie de zăcământ, U.P.G. Ploiești. Pentru temperatura T_1 s-au considerat valori cuprinse între 5°C și 25°C.

Pentru cazul luat în discuție, temperatura de intrare în treapta I este $T_1 = 13^\circ\text{C}$, iar la ieșire din treaptă $T_x = -23^\circ\text{C}$, temperatura finală la ieșirea din treapta a II-a fiind $T_2 = -54,5^\circ\text{C}$. Deoarece valorile temperaturii gazelor la ieșirile din trepte sunt negative, soluția nu este aplicabilă.

2. Încălzirea gazelor la intrarea în turboexpandere

Pentru a putea obține o soluție acceptabilă tehnic gazele trebuie încălzit înainte de intrarea lor în turboexpandere, astfel încât să obținem o creștere a

temperaturii la ieșire, concomitent cu egalarea puterii pe fiecare treaptă.

Pentru încălzirea gazelor se propune utilizarea unor pompe de căldură care să extragă căldura necesară din sol (sistemul geexchange). Astfel se realizează un proces complet, nepoluant, care nu

produce noxe și gaze cu efect de seră, atât pentru generarea energiei cât și pentru producerea căldurii necesare încălzirii gazului.

Schema de principiu a acestei instalații propuse este prezentată în figura 3.

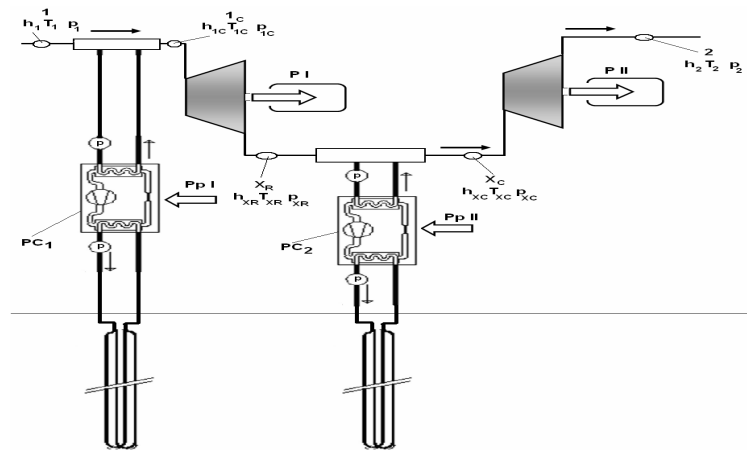


Fig. 3. Schema de principiu a soluției propuse

Conform schemei de mai sus, cu pompa de căldură PC_1 se încălzesc gazele la intrarea în treapta I, de la temperatura T_1 la T_{1c} , care devine temperatura de intrare a gazelor în treapta I. Pompa de căldură PC_2 încălzește gazele de la temperatura de

ieșire a acestora din treapta I, T_{XR} , la temperatura de intrare în treapta a doua, T_{XC} . Procesele termodinamice în acest caz, reprezentate în diagrama TS a metanului, sunt prezentate în figura 4.

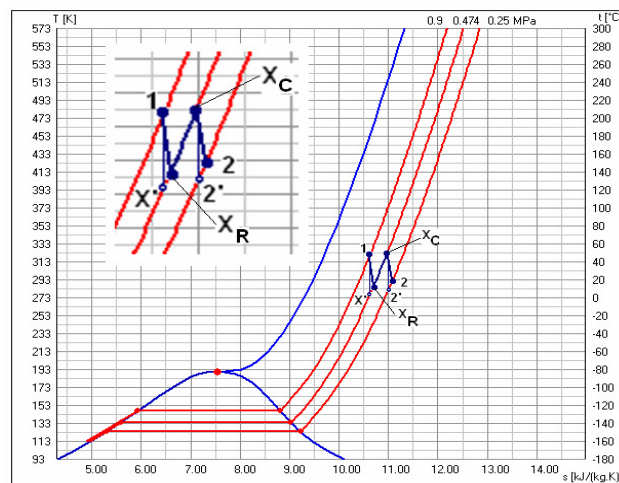


Fig. 4. Diagrama TS a metanului: procesele de destindere în turboexpandere

Pentru studiul de caz s-a ales temperatura gazelor $T_{IC}=45^{\circ}\text{C}$ la intrarea în treapta I, pentru care se obține o putere de $P_I=880\text{kW}$ și o temperatură $T_{XR}=7^{\circ}\text{C}$ la ieșirea din treaptă.

Impunând condiția ca cele două trepte să furnizeze puteri egale, temperatura necesară încălzirii gazelor la intrarea în treapta a II-a este de 44°C , iar temperatura finală a gazelor este, în acest caz, de 6°C .

Astfel, căldura necesară pentru încălzirea gazelor este: pentru treapta I $Q_I = \dot{m}(h_{IC} - h_{IR})$ și se obține valoarea de 854 kW , iar pentru treapta a II-a $Q_{II} = \dot{m}(h_{XC} - h_{XR})$ și se obține valoarea de 920 kW .

Corespunzător, puterile consumate de pompele de caldură, considerând un coeficient de performanță egal cu 4 sunt: pentru treapta I $213,5\text{ kW}$, pentru treapta a II-a $230,0\text{ kW}$.

Se observă deci că, pentru situația încălzirii gazului înainte de intrarea în cele două trepte, se obține o putere totală de 1.760 kW , din care trebuie să se consume $443,5\text{kW}$ ($25,2\%$) pentru antrenarea pompelor de caldură, rezultând o putere netă de $1.314,5\text{ kW}$.

Concluzii

1. Folosirea turboexpanderului în două trepte cu încălzire de tip geoexchange la SRM-ul analizat conduce la producerea unei puteri de $1.314,5\text{ kW}$ consumându-se $443,5\text{ kW}$ pentru antrenarea pompelor de caldură. Debitele mai mari de gaze ar

putea conduce la producerea de puteri mai mari. De asemenea presiunile gazelor caracteristice S.R.M.-urilor își pun amprenta pe valoarea puterii produse prin această metodă.

2. Procesul de producere a energiei este complet ecologic, nu rezultă emisii de noxe sau gaze cu efect de seră, iar pentru această energie nu se consumă combustibil.
3. Aspectele economice implicate în aplicarea metodei trebuie studiate în contextul economisirii gazelor naturale.

Bibliografie

1. Trifan, C.: *Distribuția gazelor prin rețele de conducte*. Ploiești. Editura U.P.G.. 2005.
2. Trifan, C., Albulescu, M., Neacșu, S.: *Elemente de mecanica fluidelor și termodinamică tehnic*. Ploiești. Ed. U.P.G.. 2005.
3. Oroveanu, T., David, V., Stan, Al.D., Trifan, C.: *Colectarea, transportul, depozitarea și distribuția produselor petroliere și gazelor*. București. Editura Didactică și Pedagogică. 1985.
4. Soare, Al. (coordonator): *Ingineria zăcămintelor de hidrocarburi*. București. Editura Tehnică. 1981.
5. Vasilescu, C., Svoronos, I.: *Exploatarea rațională a gazelor naturale*. București. Editura Academiei. 1968.