

Volba tlakových úrovní v parním systému ethylenové jednotky

Jan Bartoň,

Chemopetrol, k. ú. o. Výzkumný ústav anorganické chemie, Ústí nad Labem,
 Jiří Nějemník, Jaroslav Rážíčka,
 Chemopetrol, k. p. CHZ ČSSP, Litvínov

Redakci došlo 7. 2. 1986

547.313.2

V článku je ukázán vliv volby tlakových úrovní v parním systému na spotřebu páry a na ekonomiku výroby ethylenové jednotky.

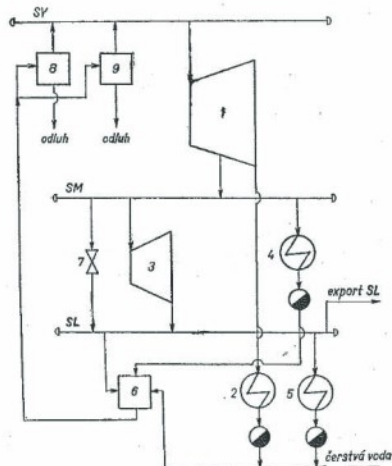
Úvod

Parní systém ethylenové jednotky se skládá ze tří tlakových parních okruhů. Velmi vysokotlaká pára (SY) se získává v kotlích na odpadní teplo 9 využitím tepla pyrolyzních plynů na výstupu z pyrolyzní pece (obr. 1). SY pára se prakticky všechna spotřebuje v turbínách 1, které pracují částečně jako protitlaké, přičemž se z jejich výfuku odebírá středotlaká pára (SM). Turbíny částečně pracují jako kondenzační, přičemž vlhká pára z turbíny se vede do kondenzátoru 2, v nichž kondenzuje při tlaku kolem 20 kPa. SM pára se přibližně ze 2/3 spotřebuje pro pohon čerpadel a kompresorů v turbínách 3, asi z 1/3 se využívá pro ohřev ve vařících 4. Nízkotlaká pára (SL) odebírána z turbín 3 se přibližně z 1/3 spotřebuje pro ohřev napájecí vody v odplyňovači napájecí vody 6. SM pára může být v případě potřeby přímo redukována do SL páry redukcí 7. Protože spotřeba SY páry v parním systému převyšuje její výrobu v kotlích na odpadní teplo 9, vyrábí se SY pára doplňkově v kotlích 8. Běžně používané tlakové hladiny jsou pro SY páru 11,5 MPa, pro SM páru 1,6 MPa, pro SL páru 0,46 MPa. Cílem předložené studie je ukázat vliv tlaku v jednotlivých okruzích parního systému na spotřebu páry SY v systému a na ekonomiku její výroby.

Model parního systému

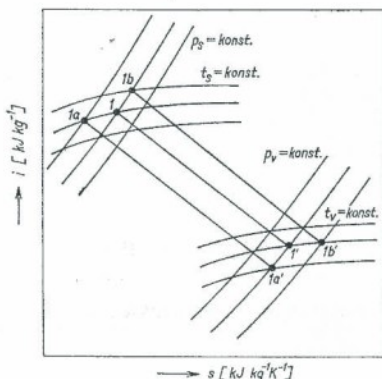
Předpokládáme, že termodynamická účinnost turbín poháněných párou SY i SM je definována stavy páry SY, SM a SL. Znamená to, že turbíny 1 a 3 na

obrázku 1 jsou uvažovány jako jeden blok se stejnou účinností (obecně různou pro turbíny 1 a pro turbíny 3). V diagramu $i-s^1$ vodní páry je pracovní čára turbíny vyjádřena spojnicí stavu páry na vstupu, resp. výstupu z turbín (obr. 2, body 1,1'). Předpokládáme, že malou změnou teploty nebo tlaku páry při vstupu



Obr. 1. Schéma parního systému ethylenové jednotky

do turbín ($\pm 5\%$) se nezmění termodynamická účinnost turbíny. Předpokládáme tudíž, že expanze páry v turbíně probíhá, při změně parametru páry na vstupu, po čáře rovnoběžné s pracovní čarou turbíny.



Obr. 2. Pracovní čáry turbín v i - s diagramu páry

Změní-li se např. tlak na sání z p_{s1} na p_{s2} (bod 1a, obr. 2) a teplota páry na sání se nezmění, po expanzi na tlak p_1 vznikne pára o teplotě t_{s2} (bod 1a', obr. 2). Změní-li se teplota páry z t_{s1} na t_{s2} (bod 1b, obr. 2) za konstantního tlaku na sání, po expanzi na teplotu t_1 vznikne pára o tlaku p_{v2} (bod 1b', obr. 2). Do kondenzátoru 2 na obrázku 1 vstupuje je turbín vlhká pára s obsahem asi 5 % kapalné fáze. V kondenzační části turbín model uvažuje změnu vlhkosti páry se změnou tlaku páry v kondenzátoru po pracovní čáře spojující v diagramu i - s reálný stav páry SM se stavem páry na výstupu z kondenzační části turbíny podle projektu. Tento předpoklad je zaveden proto, že nejsou známy jiné hodnoty vlhkosti páry než uvádí výrobce turbín pro projekt danou hodnotu tlaku v kondenzátoru.

Předpoklad konstantní termodynamické účinnosti turbín při malé změně parametru páry na vstupu, resp. výstupu umožňuje nalézt regresí vztah mezi entalpií páry na výstupu z turbín i_v , a parametry páry na vstupu a výstupu z turbín

$$i_v = f(p_s, t_s, p_v) \quad (1)$$

přičemž odpovídající hodnoty p_s , t_s a p_v byly nalezeny v diagramu i - s .

Pro entalpii kondenzátu i_k opouštějícího vařáky s teplotou kondenzace předpokládáme, že platí vztah získaný regresí tabelovaných hodnot²⁾ v uvažovaném tlakovém rozmezí

$$i_k = f(p) \quad (2)$$

Při stanovení entalpie velmi vysokotlaké páry lze použít univerzální rovnici podle Jász³⁾, popřípadě z tabulek²⁾ lze v úzkém intervalu tlaku a teploty získat vztah regresí

$$i_{sY} = f(p_{sY}, t_{sY}) \quad (3)$$

Bilančním měřením byly stanoveny výkony jednotlivých spotřebičů parního systému pro typické posazení ethylenové jednotky. Výkony spotřebičů parního systému jsou uvedeny v tabulce I.

Tabulka I
Výkony spotřebičů v parním systému ethylenové jednotky

zařízení ^{a)}	výkon MW	zařízení ^{a)}	výkon MW
1	41,5	4	40,6
2	60,2	5	43,7
3	6,8	6	21,9

a) číselování je shodné s obrázkem 1

Byl sestaven bilanční model parního systému, kde vstupními konstantními veličinami byly hodnoty výkonu parních spotřebičů a teplota páry SY. Proměnnými parametry byly tlakové hladiny v parním systému. Spotřeba páry v jednotlivých spotřebičích byla počítána podle vztahu

$$m' = Q'/\Delta i \quad (4)$$

kde Q' je výkon zařízení, Δi je rozdíl entalpií páry na vstupu a výstupu ze zařízení. V případě vařáků je na výstupu ze zařízení uvažován kondenzát o teplotě odpovídající tlaku páry.

U odplyňovače 6 na obrázku 1 závisí spotřeba páry SL na tlaku páry SL. Teplota napájecí vody na vstupu do odplyňovače je prakticky konstantní, neboť po smíšení nízkotlakého kondenzátu a čerstvé vody se tato směs upravuje v tzv. demineralizační stanici, do níž přichází voda o teplotě požadované technologií demineralizace. Množství páry do odplyňovače bylo počítáno podle vztahu

$$m'_{od} = m'_{sYp}(t_{od} - t_s)/\Delta H_k \quad (5)$$

kde m'_{sY} je suma nátoků kondenzátu středotlaké páry a demineralizované vody do odplyňovače a t_s je střední teplota tohoto nátoků.

Výsledky a diskuse

Pro ověření platnosti modelových předpokladů účinnosti parních turbín při změnách parametrů páry byl proveden provozní experiment, při němž se tlak páry SL změnil z 0,44 na 0,48 MPa, tlak páry SM byl 1,65 MPa, teplota 300 °C. Spotřeba páry v turbínách 3 se zvýšila na 7,6 tun za hodinu, což do značné míry koresponduje s vypočtenou hodnotou podle modelových předpokladů (6,8 tun za hodinu). Tato shoda naměřená a vypočteného údaje do značné míry opravňuje k tvrzení, že modelové předpoklady lze považovat za reálné.

Parní systém uvedený na obrázku 1 byl uvažován jako autonomní, tj. veškeré pára potřebné pro zabezpečení provozu systému musí být vyrobena v tomto systému. Přípustné jsou však stavy, časté v reálném systému, že se z subsystému páry SL pára exportuje, protože pro ni není v subsystému SL upotřebení. Modelové výpočty pro různé tlakové poměry v systé-

mu a teplotu páry SY 506 °C poskytl za daných předpokladů data, z nichž byla gradientní metodou hledání extrému kritéria optimality funkce^{a)} nalezena závislost mezi spotřebou páry SY v systému a tlakem páry SY, SM a SL

$$m'_{SY} = a p_{SY} + p_{SY} + b(1,61 - p_{SM})^2 + c p_{SL}^2 + d \quad (6)$$

kde *a, b, c, d* jsou kladné konstanty.

Ze vztahu (6) lze vyvodit, že z hlediska výroby páry SY, doplňkové získávané v kotlích 8, by měl být tlak páry SM 1,61 MPa, neboť pro tento tlak nalézáme lokální minimum pro konstantní hodnotu tlaku páry SY a SL. Spotřebu páry SY lze snížit snížením tlaku páry SY a SL.

Nižší spotřebu páry SY v systému při nižším tlaku páry SY a při konstantní teplotě 506 °C lze vysvětlit tím, že v oblasti tlaku 10 až 12 MPa s poklesem jejího tlaku při konstantní teplotě její entalpie roste. Nižší spotřeba páry SY v systému při poklesu tlaku páry SL je vyvolána zejména nižší spotřebou páry v deaerátoru, neboť se v něm napájecí voda ohřívá při poklesu tlaku páry SL na nižší teplotu.

Minimální hodnoty tlaku páry SY a SL jsou dány parametry parních rozvodů a parních strojů.

Kromě vlivu tlaku páry SL na spotřebu páry SY v systému je však též nutno rozzebrat vliv tlaku páry SL na výrobu páry SY, zejména na ekonomiku výroby.

S klesajícím tlakem páry SL klesá teplota napájecí vody vstupující do kotlů na výrobu páry SY. Předpokládáme, že se s klesající teplotou napájecí vody nezmění tepelná účinnost kotlů na odpadní teplo 9, ani kotlů 8 na obrázku 1. V tabulce II uvádíme relativní spotřebu páry SY, relativní výrobu páry SY v kotlích 8 a 9 a relativní náklady na výrobu páry SY v kotlích 8 a 9 za uvedených předpokladů. Proměnnou veličinou je tu tlak páry SL. Z tabulky II je možno vyvodit, že s klesajícím tlakem páry SL se sice snižuje spotřeba páry SY v systému, avšak náklady na její výrobu jsou prakticky konstantní.

Tabulka II

Vliv tlaku páry SL na relativní spotřebu páry SY, relativní výrobu páry SY a relativní náklady na výrobu páry SY ($p_{SY} = 11,5$; $p_{SM} = 1,6$ MPa) — vztaženo k $p_{SL} = 0,48$ MPa

tlak SL (páry b) [MPa]	relativní spotřeba páry SY	relativní výroba		relativní náklady	
		kotel 9a)	kotel 8a)	kotel 8 a)	kotel 8a)
0,48	1	1	1	1	1
0,45	0,996	0,996	0,998	1	1,001
0,42	0,994	0,992	0,997	1	1,002
0,39	0,991	0,988	0,995	1	1,004
0,36	0,988	0,984	0,992	1	1,006

a) číselníci je shodné s obrázkem 1

b) extrapolace na předpokladu konstantní termodynamické účinnosti turbín při změně tlaku páry SL o 25 %

V reálném zapojení kotlů na odpadní teplo 9 se napájecí voda z odplyňovače 6 předehřívá spalínami z pyrolyzní pece. K tomu, aby kotle na odpadní teplo 9 vyrobily i při nižší teplotě napájecí vody z odplyňovače za jinak stejných podmínek stejné množství páry SY, je třeba, aby se lépe využilo tepla spalin proudících do komína, např. zvýšením výměnné plochy předehřívací napájecí vody. Protože se v pyrolyzních pecích používá ke spalování výhradně topný plyn téměř bez sloučenin síry, je možné uvažovat o teplotě v komíně kolem 150 °C; zatímco v současnosti je tato teplota 190 až 200 °C.

Závěr

Při posuzování tlakových hladin v již existujícím parním systému, ale zejména při jeho projekci, je výhodné modelovat vliv tlaku páry v jednotlivých tlakových hladinách na celkovou spotřebu páry. Samotná změna tlaku na jednotlivých tlakových hladinách nevede automaticky k úspoře energie. Avšak důkladný rozbor vlivu tlakových poměrů v parním systému na spotřebu páry může odhalit potenciální rezervy.

V příkladě parního systému ethylenové jednotky je potenciální rezervou energetické úspory zvýšení využití tepla spalin pyrolyzních pecí pro předehřev napájecí vody do kotlů na odpadní teplo. Tento problém je technicky řešitelný; měla by mu však být věnována pozornost v rámci projektové přípravy, neboť v již existujícím zařízení je možnost technických úprav omezena.

Seznam symbolů

- a, b, c, d* — konstanty vztahu (6)
- c_p — střední měrné teplo vody
- ΔH_k — využitelné teplo páry při kondenzaci
- i* — entalpie
- m' — hmotnostní tok
- p* — tlak
- Q' — tepelný tok (výkon) v zařízení
- SL — nízkotlaká pára
- SM — středotlaká pára
- SY — velmi vysokotlaká pára
- t* — teplota
- t_a — střední teplota nátoky vody do odplyňovače

dolní indexy

- k* — vztaženo ke kondenzátu
- NF — vztaženo k napájecí vodě
- od — vztaženo k odplyňovači
- s* — vztaženo k sání turbín
- v* — vztaženo k výfuku turbín

Literatura

1. Jüna J.: *t-s diagram vodní páry*, SNTL, Praha 1954. — 2. Rivkin S. L., Alexandrov A. A.: *Teplofyzické svojstva vody i vodní para*, Energia, Moskva 1980. — 3. Jüna J.: *Strojinství 17* 163 (1967). — 4. Fletcher R., Powel M. J. D.: *Computer J.* 6, 163 1963.