

30. Setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky



22.-24.6. 2011

Špindlerův Mlýn

Jednotlivý příspěvek ze sborníku



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI



evropský
sociální
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Vplyv upgrade teplej časti spaľovacej turbíny na prevádzku vzduchového kompresora

František RIDZOŇ¹, Vojtech MOLNÁR²

¹ Doc. Ing. František Ridzoň, PhD., Ústav tepelnej energetiky, Strojnícka fakulta STU, Námestie slobody 17, 812 31 Bratislava, frantisek.ridzon@stuba.sk

² Prof. Ing. Vojtech Molnár, DrSc., Ústav tepelnej energetiky, Strojnícka fakulta STU, Námestie slobody 17, 812 31 Bratislava, vojtech.molnar@stuba.sk

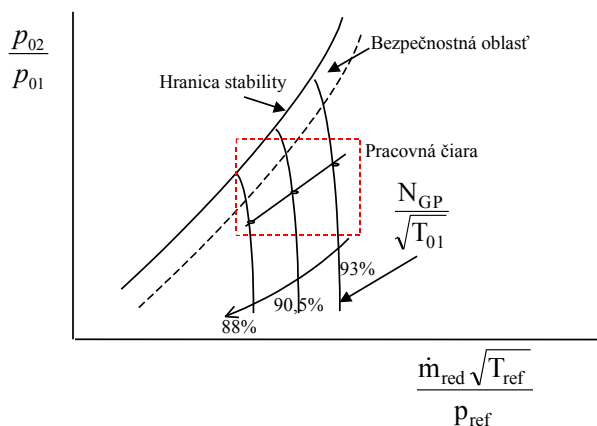
Abstrakt: Prevádzkový režim spaľovacej turbíny pre pohon kompresorov na prepravu a stláčanie zemného plynu je analyzovaný na pôvodnej spaľovacej turbíne (ST) a identickej spaľovacej turbíne, ktorá je rekonštruovaná (STUP) na vyššiu teplotu spalín v plynovej turbíne, pri nezmenenom vzduchovom kompresore. K tomu je potrebná počítačová simulácia prevádzkových parametrov spaľovacej turbíny na dopočítanie chýbajúcich údajov charakterizujúcich jej prevádzku. Výpočtový program je upravený tak, aby sa dali dopočítať prevádzkové parametre, ktoré nie sú zaznamenávané v protokoloch prevádzky. Pre podporu počítačového modelu spaľovacej turbíny sú realizované merania na pôvodnej a identickej rekonštruovanej spaľovacej turbíne. Namerané údaje sú získané viacnásobne pre minimalizovanie chýb. Na základe výpočtov v troch typických prevádzkových bodoch spaľovacej turbíny je študovaný vplyv rekonštrukcie teplej časti spaľovacej turbíny na prevádzkové stavy vzduchového kompresora.

1. Úvod

Prevádzkový režim spaľovacej turbíny závisí na jej zaťažení, ktoré sa mení podľa momentovej charakteristiky poháňaného stroja a na vonkajších prevádzkových podmienkach, predovšetkým na teplote, vlhkosti a tlaku nasávaného okolitého vzduchu. Zmena prevádzkového režimu spaľovacej turbíny je spojená s odlišnými podmienkami práce jej jednotlivých častí, ktorých pracovný režim sa posúva na ich individuálnych charakteristikách mimo návrhový bod. V spaľovacej turbíne sa môžu nastaviť len pomery, ktoré zároveň zodpovedajú charakteristikám jednotlivých strojov a zákonitosti ich vzájomnej funkčnej väzby. Spaľovacia turbína analyzovaná v tomto článku má vzduchový kompresor a delenú plynovú turbínu (obr. 3). Vysokotlaková plynová turbína (VTT) poháňa vzduchový kompresor (AK), s ktorým tvorí samostatnú generačnú časť. Táto časť spaľovacej turbíny dodáva hnací plyn do mechanicky nezávislej výkonovej časti tvorenej nízkotlakovou plynovou turbínou (NTT), ktorá poháňa kompresor na stláčanie a dopravu zemného plynu (PK).

2. Väzba parametrov plynovej turbíny a vzduchového kompresora

Na schéme pracovnej charakteristiky (obr. 1)



Obr. 1 Príklad pracovnej charakteristiky vzduchového kompresora spaľovacej turbíny

vzduchového kompresora (AK – obr. 2, obr. 3) spaľovacej turbíny vidieť, že jeho charakteristika je silne závislá od parametra otáčok ($N_{GP} / \sqrt{T_{01}}$), kde N_{GP} sú otáčky vzduchového kompresora resp. vysokotlakovej plynovej turbíny a T_{01} je celková teplota na

vstupe do vzduchového kompresora. Typickou je tiež hranica stability, ktorá ohraničuje oblasť stabilnej prevádzky kompresora. Pred touto hranicou je ešte hranica bezpečnej prevádzky, ktorá spolu s hranicou stability definuje bezpečnostnú oblasť. Čiara pracovných bodov kompresora musí byť v pracovnej charakteristike umiestnená v stabilnej oblasti a je vytvorená prepočtom pracovných bodov plynovej turbíny (VTT) za vyššie uvedených podmienok.

Hmotnostný tok spalín plynovou turbínou

$$\begin{aligned}\dot{m}_T &= \dot{m}_K + \dot{m}_{pal} = \dot{m}_K(1 + \varphi) = \\ &= \frac{\dot{m}_T \sqrt{T_{03}}}{S_3 p_{03}} \frac{S_3 p_{03}}{\sqrt{T_{03}}}\end{aligned}\quad (1)$$

kde \dot{m}_K je hmotnostný tok vzduchu kompresorom (do spaľovacej komory); \dot{m}_{pal} hmotnostný tok paliva do spaľovacej komory; φ palivový pomer; S_3 , T_{03} , p_{03} prietokový prierez, celková teplota a celkový tlak spalín na vstupe do plynovej turbíny.

Hmotnostný tok vzduchu kompresorom spaľovacej turbíny

$$\dot{m}_K = \frac{1}{1 + \varphi} M_3 \sqrt{\frac{\kappa}{r} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_3^2 \right)^{-\frac{1}{2\kappa - 1}}} \frac{S_3 p_{03}}{\sqrt{T_{03}}}\quad (2)$$

kde M_3 je Machovo číslo na vstupe do plynovej turbíny; κ adiabatický exponent spalín; r plynová konštanta spalín.

Z hľadiska podobnosti, odhliadnuc od zložitosti procesu, ktorý prebieha v spaľovacej komore, je podobný prevádzkový režim lopatkových strojov a s nimi prijateľne presne aj sústroj spaľovacej turbíny s neregulovanými prietokovými prierezmi ako celku viazaný podmienkou rovnosti parametra hmotnostného toku. Ak sa označia parametre pri štandardnom stave nasávaného vzduchu (T_{ref} , p_{ref}) ako redukované, potom z uvedenej podmienky podobnosti vyplýva, že

$$\frac{\dot{m}_K \sqrt{T_{01}}}{p_{01}} = \frac{\dot{m}_{red} \sqrt{T_{ref}}}{p_{ref}}\quad (3)$$

kde T_{01} , p_{01} , je celková teplota a celkový tlak na vstupe do vzduchového kompresora.

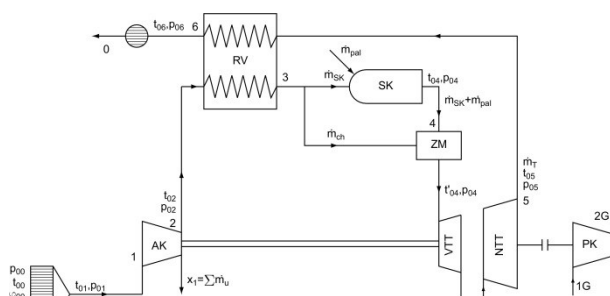
Po dosadení rovnice (2) do rovnice (3) a úprave je stlačenie vo vzduchovom kompresore (pomer celkových tlakov na výstupe a vstupe) definované nasledujúcim vzťahom

$$\frac{p_{02}}{p_{01}} = K \sqrt{\frac{T_{03}}{T_{01}}} \frac{\dot{m}_{red} \sqrt{T_{ref}}}{p_{ref}}\quad (4)$$

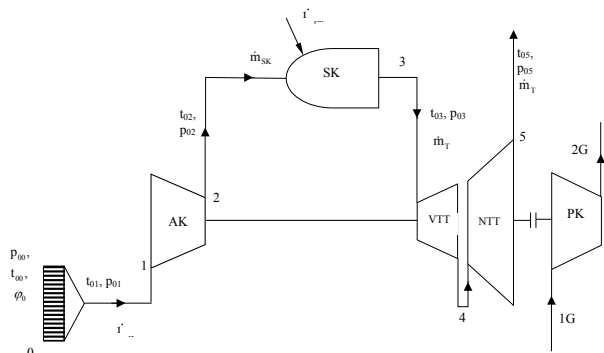
kde konštanta K obsahuje tlakové straty a termodynamické hodnoty na vstupe do vzduchového kompresora a plynovej turbíny.

3. Počítačová simulácia prevádzkových pomerov spaľovacej turbíny

Počítačová simulácia vychádza z koncepcie usporiadania spaľovacej turbíny s regeneráciou tepla, s pohonom plynového kompresora výkonovou časťou spaľovacej turbíny, s využitím časti stlačeného vzduchu na zahĺtenie upchávok vzduchového kompresora a na chladenie jednotlivých častí spaľovacej turbíny a samotnej plynovej turbíny. Schéma uvedená na obr. 2 tvorí základ počítačového modelu, ktorý je aktualizovaný na konkrétne zjednodušené podmienky, t.j. bez regeneračného výmenníka tepla (RV) a bez modelu miešania chladiaceho vzduchu so spalínami (ZM). Obr. 3 znázorňuje zjednodušenú schému s príslušným označením. Vstupom do počítačového modelu je zloženie a parametre palivového a prepravovaného zemného plynu, parametre nasávaného atmosferického vzduchu a parametre, ktoré charakterizujú sací trakt, vzduchový kompresor, spaľovaciu komoru a plynovú turbínu. Výstup tvoria dopočítané chýbajúce údaje ako napr. hmotnostný tok vzduchu, teplota spalín na vstupe do vysokotlakovej plynovej turbíny, resp. údaje, ktoré sú porovnávané s nameranými hodnotami. Pri simulácii sú aplikované údaje z výkonového testu rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP) a údaje z prevádzky pôvodnej spaľovacej turbíny (ST).



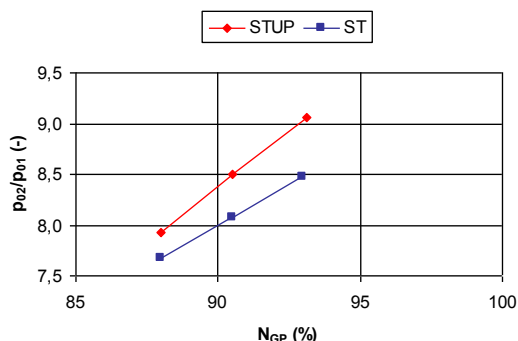
Obr. 2 Pôvodná schéma spaľovacej turbíny



Obr. 3 Zjednodušená schéma spaľovacej turbíny pre pohon turbokompresora

4. Vyhodnotenie nameraných a vypočítaných hodnôt

Na obr. 4 vidieť závislosť stlačenia vo vzduchovom kompresore na otáčkach (vyjadrené v % nominálnej hodnoty) generačnej časti spaľovacej turbíny, ktoré sú totožné s otáčkami vzduchového kompresora (N_{GP}). S rastúcimi otáčkami generačnej časti spaľovacej turbíny rastie stlačenie vo vzduchovom kompresore.

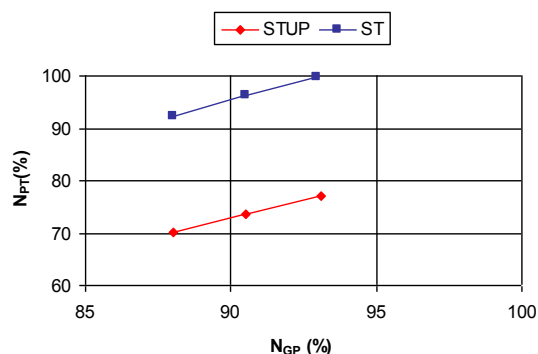


Obr. 4 Stlačenie vo vzduchovom kompresore v závislosti od otáčok generačnej časti spaľovacej turbíny

Krivky pracovných bodov majú rôzny sklon. Zväčšujú sa rozdiely v stlačení pri

prevádzkovaní pôvodnej spaľovacej turbíny (ST) a rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP). Z uvedeného obrázku vyplýva, že pri prevádzkovaní rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP) je vzduchový kompresor zaťažený vyšším aerodynamickým namáhaním, ako v prípade pôvodnej spaľovacej turbíny (ST). Pri zvyšovaní otáčok generačnej časti spaľovacej turbíny nad 93%, by bolo zaťaženie vzduchového kompresora ako súčasť (STUP) ešte vyššie.

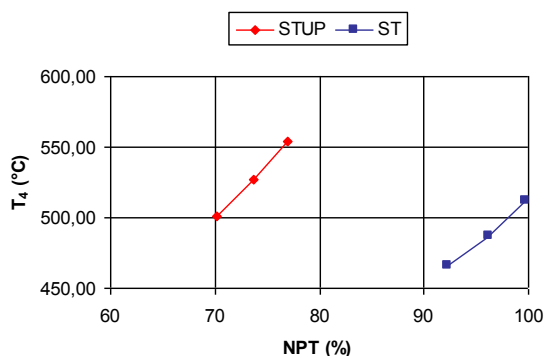
Vzhľadom na skutočnosť, že pre porovnanie prevádzky obidvoch spaľovacích turbín bolo potrebné dodržať rovnaké prevádzkové podmienky (rovnaké otáčky generačnej časti spaľovacej turbíny) nebolo možné ich ďalej zvyšovať, pretože otáčky výkonovej časti (N_{PT}) pôvodnej spaľovacej turbíny (ST) pri daných vonkajších podmienkach už dosiahli nominálne hodnoty (obr. 5).



Obr. 5 Závislosť otáčok výkonovej a generačnej časti spaľovacej turbíny

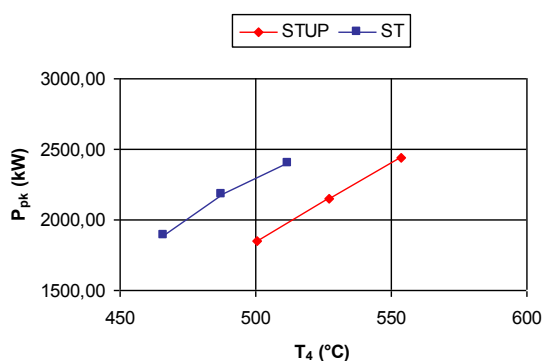
Na obr. 6 je závislosť teploty spalín pred výkonovou časťou spaľovacej turbíny na jej otáčkach (N_{PT}). Teplota bola vypočítaná simuláciou chodu turbíny výpočtovým programom a kontrolovaná meraným údajom. Z tohto obrázku je zrejme, že v prípade rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP) bola ešte výkonová rezerva, pretože otáčky výkonovej časti tejto spaľovacej turbíny dosiahli len ~ 77%.

Závislosť príkonu plynového kompresora pôvodnej spaľovacej turbíny (ST) a rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP) na teplote spalín pred výkonovou časťou spaľovacej turbíny je na obr. 7.



Obr. 6 Teplota spalín pred výkonovou časťou spaľovacej turbíny v závislosti od jej otáčok

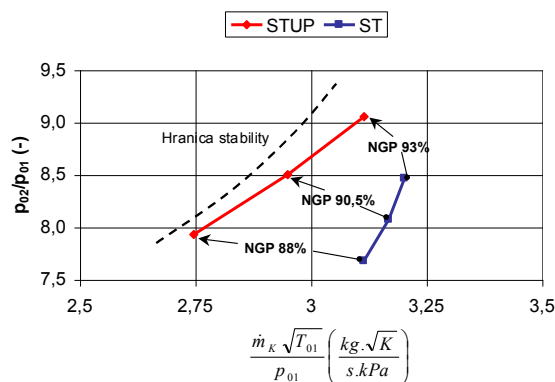
Príkion plynového kompresora vypočítaný z nameraných parametrov prepravovaného zemného plynu zodpovedal užitočnému výkonu spaľovacej turbíny modelovanej výpočtovým programom. Mechanická účinnosť plynového kompresora bola odhadnutá (0,985).



Obr. 7 Príkion plynového kompresora v závislosti od teploty spalín pred výkonovou časťou spaľovacej turbíny

5. Záver

Na základe meraní a výpočtu sú na obr. 8 znázornené pracovné body vzduchového kompresora v prípade pôvodnej spaľovacej turbíny (ST) a rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP). Z uvedeného obrázku vyplýva, že pracovné body vzduchového kompresora rekonštruovanej spaľovacej turbíny (STUP) sú presunuté bližšie k oblasti nestabilnej prevádzky. Zároveň je tu pravdepodobnosť vzniku rotujúceho odtrhnutého prúdenia spojeného s vysokým dynamickým namáhaním lopatiek vzduchového kompresora.



Obr. 8 Pracovné body vzduchového kompresora spaľovacej turbíny

V kompresore môže po obvode rotora vzniknúť niekoľko miestne ohraničených oblastí nestability (rotujúce odtrhnutie prúdu). Boli spracované niektoré metódy dovoľujúce určiť s istou presnosťou rýchlosť šírenia a počet jadier rotujúcej miestnej nestability po obvode. Súčin týchto hodnôt udáva frekvenciu, s ktorou jadra nestability vplyvajú na každú lopatku. Ak je táto budiaca frekvencia blízka vlastnej frekvencii lopatiek, môže dôjsť k rezonancii a postupnej mechanickej poruche, spôsobenej prídavným striedavým namáhaním od rotujúceho odtrhnutia prúdu. Odlomenie aspoň jednej z rotorových lopatiek vzduchového kompresora môže byť spôsobené takýmto zvýšeným aerodynamickým namáhaním. Únavová havária skúmaného kompresora potvrdzuje správnosť analýzy. Tento článok vznikol za podpory projektov VEGA 1/0381/10 „Zvýšenie efektívnosti energetických systémov“ a VEGA 1/0250/10 „Kalibrácia modelov a optimalizácia spotreby energií regulačných staníc zemného plynu“.

6. Literatúra

- [1] RIDZOŇ, F.: SPALOVACIA TURBÍNA S REGENERÁCIU TEPLA. HABILITAČNÁ PRÁCA. STROJNÍCKA FAKULTA STU, BRATISLAVA 2008
- [2] KOUSAL, M.: SPALOVACÍ TURBÍNY, PRAHA, SNTL, 1980
- [3] THE DESIGN OF GAS TURBINE ENGINES THERMODYNAMICS AND AERODYNAMICS. INTERNATIONAL GAS TURBINE INSTITUTE, ATLANTA 1998