

merilno toleranco poldirektne metode za določitev izkoristka kotlov.

5. SKLEP

Kratko sta podani obe klasični metodi določanja izkoristka parnih kotlov, tj. direktna in indirektna metoda. Analizirane so težave pri uporabi obeh klasičnih metod za določanje izkoristka pri velikih parnih kotlih s kurjavami na premogov prah.

Opisana je nova možnost za ugotovitev količine porabljenega premoga, in sicer s pomočjo toplot-

UDK 621.311.162

Energetska ocena nekih turbo strojev

PAVLE GASPARIŃ

Moč na osi črpalk, ventilatorjev in kompresorjev se porablja pretežno za povečanje energije fluida, manjši del pa za pokrivanje izgub. Velja torej

$$W = W_2 - W_1 + W_z$$

kjer pomenijo

- W — delo na osi,
- W_1 — energijo vstopnega fluida,
- W_2 — energijo izstopnega fluida,
- W_z — izgube v okolico.

Moč na osi črpalke lahko izrazimo z

$$P = \frac{q \cdot \Delta p}{\rho \eta_i \eta_m} \quad [W]$$

kjer so:

- Δp — razlika izstopnega in vstopnega tlaka [Pa]*,
- q — masni tok fluida [kg/s],
- ρ — gostota fluida [kg/m³],
- η_i — notranji izkoristek črpalke,
- η_m — mehanski izkoristek črpalke.

Na fluid se ne prenaša vsa moč na osi črpalke. Energija, ki se ne prenaša na fluid, pomeni izgube, ki odhajajo v okolico neposredno ali s hladilno vodo. V primeru, ko je temperatura fluida višja od temperature okolice, se prenaša del toplotne energije s površine črpalke v okolico. Mehanske izgube upoštevamo z izkoristkom η_m . Toplotne izgube pri dobro izolirani črpalci so razmeroma majhne in jih navadno lahko zanemarimo. Povečanje energije fluida je enako razliki entalpij

$$h_2 - h_1 = \frac{\Delta p}{\rho \eta_i} \quad [J/kg]$$

kjer sta:

- h_1 — specifična entalpija izstopnega fluida,
- h_2 — specifična entalpija vstopnega fluida.

Za fluid določene gostote je povečanje energije sorazmerno tlačni razliki črpalke.

Vzemimo za primer napajalno črpalco parnega kotla. Zaradi velike tlačne razlike merimo lahko povišanje temperature fluida, ki ustreza povečanju entalpije in znaša nekoliko K. To povečanje entalpije moramo upoštevati pri preračunu toplotne sheme. Energija, porabljenega za črpalco, torej ne pomeni izgube, razen malega dela toplote, ki odhaja v okolico. V primeru elektromotornega pogona se razpoložljiva energija zmanjša na pragu elektrarne za energijo, ki jo porablja črpalca, vendar razen že omenjenih izgub

nega toka grelnika vode. Tako določena količina porabljenega premoga omogoča uporabo direktne metode za določitev izkoristka tudi pri velikih parnih kotlih s kurjavami na premogov prah. S tem pa smo dobili novo, tako imenovano »poldirektno metodo«, ki omogoča hitro in pregledno določanje izkoristka kotlov, kar je pomembno za uvedbo trajnega nadziranja obratovanja velikih parnih kotlov s kurjavami na premogov prah.

Avtorjev naslov: prof. ing. Leopold Andrée,
Fakulteta za strojništvo
Univerze v Ljubljani

črpalke v okolico ni energetske izgube. V tem smislu je treba korigirati splošno uporabljeni pojem o porabi energije za lastne potrebe elektrarne. Sklenemo lahko, da je s stališča tukaj obravnavane problematike turbinski pogon energetsko boljši od elektromotornega. V praksi ima glavna napajalna črpalca bloka z močjo 200 MW in več pretežno turbinski pogon.

Za drugi primer vzemimo kotlovske ventilatorje. Tukaj gre za majhno povišanje tlaka in veliko maso fluida. Zaradi majhne tlačne razlike vzamemo, da je fluid (plin ali zrak) nestisljiv; uporabljamo lahko iste obrazce kakor za črpalke in zanemarimo tako nastalo majhno napako. Velja torej enak sklep kakor za napajalno črpalco. Vendar je treba omeniti, da merjenje povišanja temperature fluida zaradi majhne tlačne razlike ni mogoče z običajnim termometrom.

Po prehodu skozi primarni ventilator vstopa zrak v kotel z energijo, povečano za energijo, ki smo jo porabili za pogon ventilatorja, zmanjšano za izgubo ventilatorja v okolico. Primarnega ventilatorja, razen izgub v okolico, torej ne bomo upoštevali v izračunu kotlovske energetske izgube. Pač pa moramo upoštevati ventilator dimnih plinov, ker ustrezno povečanje energije plina ni koristno in odhaja v dimnik. Iz tega izhaja, da nam je v prid, če povečamo moč primarnega ventilatorja in zmanjšamo moč ventilatorja dimnih plinov. Kurjenje z nadtlakom je torej energetsko boljše od kurjenja s podtlakom.

Podobne ugotovitve veljajo tudi za kotlovske mline. Del energije, porabljenega na osi mlina, odhaja z gorivom v kotel in torej ne pomeni energetske izgube. Za realno energetsko oceno parnega kotla bi bilo zanimivo izdelati praktičen postopek za določitev energije, porabljenega za drobljenje goriva z ene strani in za povečanje energije goriva z druge strani.

Tipičen primer posode (kotla) pod tlakom je v navpični plinske turbine. Kompresor daje zrak s tlakom okoli 10 bar. Kar se tiče energetske bilance, velja za kompresor isto, kar je bilo rečeno za črpalco in za ventilator. Moč kompresorja izračunamo po znanih obrazcih, ki upoštevajo stisljivost fluida. Energija kompresorja — razen izgub v okolico — se prenaša v krožni proces plinske turbine in ne pomeni izgube. Hlajenje fluida med stopnjami v našem primeru ne prinaša energetske koristi, ker ustrežna količina toplote odhaja s hladilno vodo v okolico. Pač pa ta postopek zmanjšuje moč, potrebno za pogon kompresorja. V praksi povečamo toplotni izkoristek s prenosnikom toplote, kjer grejemo zrak z izpušnimi plini turbine. Prenosnik pomeni dodatne investicije. Stopnja hlajenja in ponovnega gretja zraka moramo določiti na temelju tehnično-ekonomskega računa.

Avtorjev naslov: prof. Pavle Gasparin, dipl. ing.,
Vrbanska c. 17, 62000 Maribor

* 1 Pa (pascal) = 1 N/m² = 10⁻⁵ bar.