A TURBÓKOMPRESSZOROK HŰTÉSÉBŐL KELETKEZŐ HULLADÉKHŐ HASZNOSÍTÁSA

RECOVERY OF WASTE HEAT RESULTING FROM TURBOCOMPRESSOR COOLING

Dósa János,¹ Tomuş Ovidiu Bogdan²

Petrozsényi Egyetem, Gépész- és Villamosmérnöki Kar, Gépészeti, Ipari és Közlekedésmérnöki Tanszék, Petrozsény, Románia

¹ i_dosa@hotmail.com

² tobogdan2002@yahoo.com

Abstract

Turbocompressors have high efficiency, and that make them ideal to supply larger mines with compressed air. As the gas flows through the compressor and the pressure increases, it is also heated, which means that a large amount of heat can be generated in the turbocompressor due to the high output of compressed air. Large amounts of heat need to be removed, which is usually done through cooling towers. The heat ultimately will end into the surroundings as waste heat. This article aims to study the recovery and possible use of this waste heat.

Keywords: *turbocompressor, waste heat, heat recovery.*

Összefoglalás

A turbókompresszorokat, azok nagy hozama miatt előszeretettel használják a nagyobb bányák sűrített levegővel való ellátására. Amikor a gáz átáramlik a kompresszoron és nyomása megnő, ezzel együtt fel is melegszik, tehát a nagy sűrítettlevegő-hozama miatt sok hő keletkezhet a turbókompresszorban. A nagy mennyiségű hőt el kell távolítani, ami általában hűtőtornyok segítségével történik. Jelen közleményben ennek a hőnek a hasznosítását vizsgáljuk.

Kulcsszavak: *turbókompresszor, hulladékhő, hasznosítás.*

1. Bevezetés

A modern világ energiahíánnyal küzd, ezért világszerte aktuális téma az energiatakarékosság, illetve a hulladékhő hasznosítása.

Ennek jelentőségét az is mutatja, hogy az Európai Unió kiemelten foglalkozik a témával [1], de az Amerikai Egyesült Államokban is fontos problémakör [2], mi több, ugyanabban a kategóriában kezelik a környezetvédelemmel, és majdnem minden ország stratégiákat dolgozott ki ezen a területen [3, 4].

A hulladékhő hasznosítására nagy figyelmet fordítanak más országban is, és útmutatókat dol-

goztak ki [5, 6], ezzel is segítve azoknak, akik komolyan veszik az energiatakarékosságot és a hulladékhő-hasznosítást.

Ezek az útmutatók a hulladékhőt a hőmérséklet alapján osztályozzák, de iparágak szerinti osztályozás is létezik, és a különféle tapasztalatok alapján a leghatékonyabb hasznosítási módszereket javasolják [7].

A fent említett forrásokra hivatkozva a bányákat inkább az alacsony hőmérsékletű hulladékhőforrások közé lehet sorolni, így a hő hasznosításának leghatékonyabb módja a hőszivattyúk használata.

2. A turbókompresszor használata a bányáiparban

Bár a modern kompresszorok általában csavar-kompresszorok, a nagy sűrítettlevegő-hozamuk miatt a turbókompresszorokat is előszeretettel használják ott, ahol megszakítás nélkül kell sűrített levegőt előállítani.

Ezen kívül a turbókompresszor jól alkalmazkodik a változó sűrítettlevegő-igényre, mivel a turbókompresszor jelleggörbéjén a munkapont elmozdul, mint minden ilyen jellegű gép vagy szivattyú esetében, tehát ha nincs nagy variáció a sűrítettlevegő-igényben, nem szükséges a szabályozás. Mivel a bányászat ciklikus jellegű és sok minden befolyásolja a sűrítettlevegő-igényt, ez egyfolytában változik.

A bányászat fénykorában a Zsil-völgyi bányák általában turbókompresszorokkal voltak felszerelve. A kiterjedésüktől függően volt olyan bánya, ahol három turbókompresszort is felszereltek. Ezek közül általában kettő működött, amikor a sűrítettlevegő-igény nagy volt, de hétvégén általában csak egyikük üzemelt, mivel ilyenkor nem dolgoztak olyan sokan a bányában.

Ezek általában orosz gyártmányú turbókompresszorok voltak. Egy ilyenfajta turbókompresszor hét fokozatból áll, három szakaszban elrendezve, az első két szakaszban két forgórész van, az utolsóban pedig három. A hűtést két közbenső hűtő (1. ábra) és egy utolsó hűtő segítségével végezzük, amelyek mindegyike cserélhető.

A műszaki könyv szerinti névleges jellemzők [8]:

Beszívott levegő mennyisége	16 000 m ³ /h;
Szívónyomás	1 bar;
Szívási hőmérséklet	20 °C;
Kimeneti nyomás	8 bar;

1. ábra. A turbókompresszor felépítése [8]

Turbókompresszor fordulatszám	9980 ford./perc;
Motor fordulatszám	1500 ford./perc;
Levegő hőmérséklete a végső hűtők után	40 °C;
Hűtővíz bemeneti hőmérséklete	25 °C;
Hűtővíz áramlása:	
– a végső hűtőben	55 m ³ /h;
– a közbenső hűtőkben	95 m ³ /h;
– az olajhűtőben	20 m ³ /h;
A hajtómotor névleges teljesítménye	1800 kW;
Motor hatékonysága	0,9;
Átvitel hatékonysága	0,95.

A gyártó által a szállítás előtt elvégzett mérések (1. táblázat) lehetővé tették a turbókompresszor két jelleggörbéjének a megrajzolását, a $p = f(Q)$ fojtásgörbét lásd 2. ábra a), és a $P = f(Q)$ teljesítmény-jelleggörbéjét 2. ábra b).

1. táblázat. A gyártó által elvégzett mérések [1]

Beszívott levegő mennyisége [m ³ /h]	Kimeneti nyomás [bar]	Motor teljesítménye [kW]
12 150	10,3399	1325
14 000	10	1525
16 100	8,45	1570
17 000	7,35	1555
17 600	6,05	1510
18 075	4,475	1442,5

2. ábra. A turbókompresszor jelleggörbéi

A hűtővíz egy hűtőtoronyba kerül, ahol a levegő segítségével lehűl, utána visszakerül a turbókompresszor hűtőibe. Ez a folyamat, általában nyáron, a hűtés és a turbókompresszor hatásfokát rosszul befolyásolja, és a sűrített levegő túl magas hőmérsékleten kerül a bányába.

3. A keletkezett hulladékhő mennyisége

Ahhoz, hogy pontosan ki lehessen számolni a hulladékhő mennyiségét, 124 mérést végeztünk [8].

Az adatok a 3. ábrán vannak feltüntetve.

A hidegebb hónapokban, ebben az esetben márciusban, a víz bemeneti hőmérséklete 15 °C, míg a nyári hónapokban elérheti a 28 °C-t.

A hőmérséklet-emelkedés 2-4 °C, és függ a motor teljesítményétől, ami egyenesen arányos a sűrített levegő-igény változásával. A hőmérséklet-emelkedés átlaga 2,75 °C.

A bemeneti hőmérsékletet a hűtőtorony kimeneténél mérték, a kimeneti hőmérsékletet pedig a hűtőtorony bemeneténél, tehát a hűtővíz áramlása ennek megfelelően 170 m³/h.

A felvett hőmennyiség mértéke:

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t = \rho \cdot V \cdot c \cdot \Delta t = \frac{997,05 \cdot 170 \cdot 4,1816 \cdot 2,75}{3600} = 541,43 \text{ kW} \quad (1)$$

ahol Q – hőmennyiség, kW;

V – térfogatáram, m³/h;

Δt – a hőmérséklet változása,

c – a víz fajlagos hőkapacitása 25 °C-on, kJ/kg·K,

ρ – a víz fajsúlya, kg/m³.

Amint látszik, a hulladékhő mennyisége igen nagy, 541,43 kW, és ez mind a környezetbe kerül.

Ezen kívül a nyári időszakban a hűtővíz magas hőmérséklete a turbókompresszor elégtelen hű-

3. ábra. Mért adatok

tését eredményezi, ami negatívan befolyásolja a hatásfokát, a forró sűrített levegő pedig emeli a hőmérsékletet a fejtésben, ami rossz hatással van az emberekre.

Tehát két feladatot kell megoldani: egyrészt a hulladékhő hasznosítását, másrészt a turbókompresszor megfelelő hűtését, és mindkettő igen nagy energiamegtakarítással járhat.

A legnagyobb probléma ebben az esetben, a hulladékhő hasznosítása szempontjából abból adódik, hogy a víz hőmérséklete igen alacsony, ezért nem lehet felhasználni úgy, ahogy más technológiai folyamatokban.

4. A hőszivattyú használata

Nagy kihívás a hulladékhő hasznosítása folyamatában az, hogy mire is fogjuk használni a viszszerzett hőt. Egy bánya esetében, ahol sok használati meleg vízre van szükség, ennek előállítása a hulladékhő felhasználásával gazdaságos lehet.

4. ábra. A hőszivattyú a) és a körfolyamat b) [9]

Az alacsony hőteljesítményű energiaforrások kiaknázására alkalmas hőszivattyúk a gőzkompresziós, víz-víz rendszerűek [9]. Ez a típusú hőszivattyú alkalmas arra, hogy 40 °C alatti hőmérsékleten lévő vízből származó hulladékhőt hasznosítson, a használati meleg vizet 50–80 °C-ra felmelegítve.

Az ilyen hőszivattyú matematikai modelljét a [10] értekezet keretén belül dolgozták ki, és a továbbiakban ennek a modellnek az alapján számítjuk ki a hőszivattyú hőtani jellemzőit, a következő kezdeti adatok felhasználásával: a szükséges Q hőszállítás, ami legalább annyi kell legyen, mint a hűtővíz által felvett hőmennyiség, $Q = 541,43$ kW; $T_i = 65$ °C – a használati meleg víz hőmérséklete; T_a – környezeti hőmérséklet (hőforrás); $\Delta T_c = 5$ °C – a kondenzátor hőátadásához szükséges hőmérséklet-különbség (hőszállítás); $\Delta T_o = 5$ °C – a párologtató hőátadásához szükséges hőmérséklet-különbség; $T_{sr} = 10$ °C – az alulhűtéshez szükséges hőmérséklet-különbség; az alkalmazott hűtőközeg R717 (ammónia).

A hőforrás a turbókompresszor hűtőrendszerében felmelegedett víz, így a számításokat a legkisebb, átlag és legnagyobb vízhőmérsékletnek megfelelően végezzük el, ami 16, 26 és 32 °C.

Ezen kívül számításokat kell végezni 5 °C hőmérsékleten is ahhoz, hogy legyen összehasonlíthatási alap.

A 2. táblázatban levő adatokat az 5., 6. és 7. ábrán tüntettük fel.

Ezek az ábrák jól látszik, hogy a hőmérséklet emelkedésével csökken a körfolyamat mechanikai munkája és a működtetéshez szükséges befektetett mechanikai munka mértéke (5. ábra).

2. táblázat. A hőszivattyú hőtani jellemzői

	Összehasonlítási alap	Legkisebb érték	Átlag hőmérséklet	Legnagyobb érték
A hőforrás hőmérséklete, T_a [°C]	5	16	26	32
A körfolyamat mechanikai munkája, l [kJ·kg ⁻¹]	375,24	346,64	324,42	312,67
A működtetéshez szükséges befektetett mechanikai munka, P_e [kW]	170,67	159,73	151,04	146,39
A hőforrásból (környezetből) hő formájában felvett belső energia, q_o [kJ·kg ⁻¹]	947,41	958,89	967,71	972,25
A felső hőmérsékletszinten leadott hőmennyiség, q_c [kJ·kg ⁻¹]	1322,65	1305,54	1292,13	1284,92
Ideális (Carnot) teljesítménytényező, COP μ_c	5,64	6,9	8,67	10,25
Elméleti teljesítménytényező, COP μ	3,52	3,76	3,98	4,11
Tényleges teljesítménytényező, COP μ_e	3,17	3,38	3,58	3,70

5. ábra. A körfolyamat mechanikai munkája és a működtetéshez szükséges befektetett mechanikai munka

6. ábra. A hőforrásból felvett belső energia és a felső hőmérsékletszinten leadott hőmennyiség

A 6. ábrán jól látszik, hogy ugyanaz a függőség van a hőforrásból (környezetből) hő formájában felvett belső energia, q_0 és a hőmérséklet között, míg a felső hőmérsékletszinten leadott hőmennyiség, q_c növekedik a hőmérséklet emelkedésével. A hőszivattyú legfontosabb hőtani jellemzői, az ideális (Carnot) teljesítménytényező, $COP_{\mu c}$, az elméleti teljesítménytényező, COP_{μ} és a tényleges teljesítménytényező, $COP_{\mu e}$, szintén növekedik a hőmérséklet emelkedésével.

5. Következtetések

Jelen cikk a turbókompresszor hűtéséből keletkező hőmennyiség és annak minősége elemzésére tett kísérletet.

A legnagyobb gondot az jelenti, hogy a keletkezett hő minőségileg nagyon gyenge (alacsony hőmérsékletű), és ezáltal nem lehet közvetlenül felhasználni.

A szakirodalom ilyenfajta hulladékhő hasznosítására a hőszivattyúk használatát ajánlja.

Nagyon sokfajta hőszivattyú létezik mind a konstruktív, mind a hűtőközeg szempontjából, így nehéz lenne őket összehasonlítani. Ezért, az összehasonlítás megkönnyítése érdekében, az alapvető konstruktív modellt, a gőzkompressziós, víz-víz rendszerű, ammóniás hűtőközegű hőszivattyút választottuk.

A hulladékhő mennyisége igen nagy, 541,43 kW, pedig csak egyetlen turbókompresszor által termelt hőről van szó. Ha ezt az értéket megszorozzuk tízzel (mivel átlagban ennyi turbókompresszor működött a helyi bányáiparban), a felhasználható hő mennyisége igen nagy, és elég lenne

7. ábra. Az ideális (Carnot) teljesítménytényező, az elméleti teljesítménytényező és a tényleges teljesítménytényező COP

egy kisebb település fűtésére, tehát érdemes foglalkozni ennek hasznosításával.

A hőszivattyú használata nagyon jól beválk a hulladékhő hasznosítására, mivel a tényleges teljesítménytényező, $COP_{\mu e}$ nagyon magas, és tovább nő a hulladékhő hőmérsékletének emelkedésével.

Bár a nagy mennyiségű hulladékhő hasznosítása nem jelent problémát technikai szempontból, meglehet, hogy gazdasági szempontból nem válik be, mivel olyan fogyasztót kell találni, aki felhasználja ezt a folyamatosan keletkező hőmennyiséget.

Ennek a hőmennyiségnek a tárolását nem igazán lehet gazdaságosan megoldani. Gondot okoz a szállítása is, hisz a bányák általában a településeken kívül, jobb esetben a helységek szélén helyezkednek el.

A hőszállítás távvezetékeken keresztül valósulhatna meg, víz hőhordozó közeg felhasználásával, bár ennek kiépítése nagy költségekkel járna.

Megoldást jelenthetne a meglévő távfűtés csőrendszerébe csatlakozni, de ebben az esetben több technikai gond is felmerül, ugyanis a hőhordozó hőmérséklete és nyomása olyan szinten kell legyen, hogy ne okozzon zavart a már kiépített távfűtési rendszerben.

Szakirodalmi hivatkozások

- [1] European Commission, Energy Efficiency. <https://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-efficiency/targets-directive-and-rules/energy-efficiency-directive> (letöltve: 2019. szeptember 24.)
- [2] United States Environmental Protection Agency. <https://www.epa.gov/energy/national-action-plan-energy-efficiency> (letöltve: 2019. szeptember 24.)
- [3] Magyarország Kormánya, Nemzeti Fejlesztési Minisztérium (letöltve: 2019. szeptember 24.) <https://2010-2014.kormany.hu/download/4/f8/70000/Nemzeti%20Energiastrat%C3%A9gia%202030%20teljes%20v%C3%A1ltozat.pdf>
- [4] Guvernul României. Ministerul Energiei. <http://energie.gov.ro/transparenta-decizionala/strategia-energetica-a-romaniei-2019-2030-cu-perspectiva-anului-2050/> (letöltve: 2019. szeptember 24.)
- [5] Government of India, Bureau of Energy Efficiency. <https://beeindia.gov.in/sites/default/files/2Ch8.pdf> (letöltve: 2019. szeptember 24.)
- [6] U.S. Department of Energy. <https://www.energy.gov/eere/amo/articles/waste-heat-recovery-resource-page> (letöltve: 2019. szeptember 24.)

- [7] U.S. Department of Energy. Industrial Technologies Program. (letöltve: 2019. szeptember 24.) https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/intensiveprocesses/pdfs/waste_heat_recovery.pdf
- [8] Dosa I.: *Research on energetics of thermal and fluid dynamic processes in mining pneumatic installations*. Ph. D. thesis in Engineering; Specialty: Mining machines and installations. University of Petroşani, 1999.
- [9] Radcenco V.: *Procese în instalații frigorifice*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983. 372–390.
- [10] Dosa I.: *Power Plant Waste Heat Recovery for Household Heating Using Heat Pumps*. University of Petroşani, Multiscience-XXVIII. microCAD International Multidisciplinary Scientific Conference, Miskolc, 10-11 april 2014.