

BÁNYATURBÓLÉGHŰTŐK ELMÉLETE ÉS GYAKORLATI MEGVALÓSÍTÁSA

PÁSZTOR ENDRE*
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA

[Beérkezett: 1981. november 8-án]

1. Bevezetés

A mély és meleg bányák hűtött levegővel történő légkondicionálása napjainkban egyre aktuálisabb feladat. A bányák művelési mélysége egyre növekszik, a közethőmérséklet már nem elhanyagolható mértékben emelkedik, a mélyfekvésű bányák klímája emberi tartózkodásra, de elsősorban tevékenységre egyre alkalmatlanabbá válik. Az a mélységi határ, ahol a kondicionálatlan levegővel történő szellőzés már nem elegendő, a közetviszonyoktól függően, Magyarországon 800—1000 m körül van. Ilyen mélységben a föld felszínén üzemelő ventillátorok segítségével lejtuttatott bármilyen nagy mennyiségű levegő már nem kondicionál megfelelően, mivel a szállítás közben, a több kilométer hosszú csővezetékben (bányavágatban) gyakorlatilag a bánya légterének (kőzetfalának) hőmérsékletére melegszik fel, még hőszigetelt vezetékek esetében is.

A levegőnek földfelszínén történő lehűtése a problémát gyakorlatilag nem oldja meg, mert a levegő ilyenkor is felmelegszik, amikorra tényleges felhasználási helyére kerül.

A levegő szállítás közben történő felmelegedésének minél teljesebb mértékű megakadályozása érdekében a hűtőgép egységeket lehetőleg a lehűtött levegőt szállító csővezeték hosszának rövidítése érdekében, minél közelebb telepítik a felhasználási helyhez. Mélyfekvésű bányák nagy kiterjedésű munkahelyeinek hűtési teljesítményigénye minimálisan $200 \div 500$ kW között van. Az ilyen teljesítményű hűtőgépek gőznemű munkaközeggel (freon, ammónia stb.) működő kompresszoros hűtőgépek nagy térfogatúak és súlyúak, telepítésük időigényes, munkahelyek közötti szállításuk, illetve időben változó munkahelyeken történő üzembehelyezésük nehézkes, felfutásuk lassú. Állandó vagy csak ritkán változó telepítés esetében kiválóan megfelelnek, és nagy hűtőteltjesítmény esetén csak ilyen típusú hűtőgépek alkalmazása kerülhet szóba.

Időben gyorsan változó, vagy ritkán használt munkahelyek esetében (kutatófúrások, kísérleti vágatok, olyan munkahelyek, ahol nem mindig tar-

* Dr. Pásztor Endre, 1221 Budapest, Honfoglalás út 48/B

tőzkodik személyzet, pl. raktárak stb.) felmerül az igény könnyen mozgatható és telepíthető, gyors felfutású, kis térfogatú és súlyú, kis hűtőteltjesítményű hűtőgépek alkalmazására. Ilyen esetekben előnyösen alkalmazhatók a csak levegővel mint munkaközeggel üzemelő ún. *turbólég-hűtők*.

A Budapesti Műszaki Egyetem Járműgépészeti Intézetének Aero- és Termotechnika Tanszéke több év óta végez kutatómunkát turbólég-hűtők fejlesztésének témakörében [1, 2, 3] és a turbólég-hűtők elmélete és gyakorlata terén elért eredményekre támaszkodva, hazai igények kielégítése érdekében, a magyar bányáipar támogatásával két különböző típusú bányaturbólég-hűtőt hozott létre. Az e területen elért elméleti és gyakorlati eredményekről kíván e cikk beszámolni.

2. A turbólég-hűtők, alapvető jellemzői, körfolyamatuk, veszteségeiknek analízise

A gáznemű közeggel működő hűtőgépek gyakorlatilag egyidősek a gőznemű hűtőgépekkel. Körfolyamatuk egyszerű, felfutásuk gyors, fajlagos súlyuk és térfogatuk jelentősen kisebb a gőzüzemű hűtőgépekénél. Fajlagos teljesítményfelvételük azonban nagyobb, illetve fajlagos hűtőteltjesítményük kisebb a gőzüzemű hűtőgépekénél.

Ez a hátrány, mely a két különböző működésű hűtőgép egymástól eltérő körfolyamatának következménye, jelentősen hátráltatta és hátráltatja a gázüzemű hűtőgépek (turbólég-hűtők) elterjedését. Nagyobb fajlagos teljesítményfelvételük következtében folyamatos (állandó) üzemre nem gazdaságosak. Előnyeik ott nyilvánulnak meg, ahol az átlagosan kicsi üzemidő, illetve időszakos működés következtében a turbólég-hűtő fenti előnyei kezdenek kidomborodni és nem jelentkezik alapvető hátránnyá a nagyobb energiafogyasztás. Tipikusan ilyen területek a mélyfekvésű bányák időszakos, területileg is gyorsan változó kísérleti munkahelyei, ahol a gyors telepíthetőségből és a könnyű üzembehelyezésből, a gyakorlatilag zérus felfutási időből származó előnyök mellett a nagyobb energiafogyasztásból származó hátrány csökkenő jelentőségű.

A turbólég-hűtők általános elméletével itt csak a bányaturbólég-hűtők tárgyalásához szükséges mértékben foglalkozunk, az Irodalom rovatban hivatkozott munkák: [1, 2, 3, 5, 6, 8] ezeket a kérdéseket részletesen tárgyalják.

A turbólég-hűtők alapvető körfolyamata és a körfolyamatot megvalósító gépegség vázlata az 1. ábrán látható. A valóságos körfolyamat (1-2) adiabatikus (ideális esetben izentropikus) kompresszióból, (2-3) izobar visszahűtésből és (3-4) adiabatikus expanzióból áll. A körfolyamatot létrehozó gáz (levegő) a (2) expanziós gépből (légturbinából) alacsonyabb hőmérsékleten kerül ki, mint amilyen a (1) légkompresszorba belépett. A kettő közötti

hőmérsékletkülönbségből származó entalpiakülönbség az 1 kg munkaközegre vonatkoztatott hűtőtéljesítmény

$$q_0 = c_p (T_0 - T_4).$$

A körfolyamat fenntartásához szükséges munka (W) a kompresszor és turbina munka különbsége, melyet a (4) meghajtómotor biztosít:

$$W = W_k - W_t = c_p [(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)]. \quad (1)$$

A turbóléghűtő energetikai gazdaságossága a fajlagos hűtőtéljesítménnyel (ε) jellemezhető:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{W} = \frac{T_0 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}. \quad (2)$$

A valóságos turbóléghűtőben a következő legfontosabb veszteségek keletkeznek (felsorolás sorrendje a munkaközeg áramlási iránya szerint), és ezek a veszteségek a következőképpen fejezhetők ki:

— nyomásveszteség a szívócsőben

$$\sigma_{01} = p_1/p_0,$$

— örvénylési, áramlási veszteség a kompresszorban

$$\eta_{\text{isk}} = \frac{T_2^* - T_1}{T_2 - T_1},$$

— nyomásveszteség a visszahűtőben

$$\sigma_{23} = p_3/p_2,$$

— örvénylési, áramlási veszteség a turbinában

$$\eta_{\text{st}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_4^*},$$

— nyomásveszteség a turbina utáni csővezetékben

$$\sigma_{45} = p_5/p_4,$$

— össz-nomásveszteségi tényező

$$\sigma = \sigma_{01} \cdot \sigma_{23} \cdot \sigma_{45},$$

— a visszahűtőben a munkaközeg nem hűthető vissza a hűtőközeg hőmérsékletéig (hőfoklépcső)

$$\varphi = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T'_3}.$$

Az ideális turbólégghűtő fajlagos hűtőtéljesítménye (ε_{id}) csak a nyomásviszony függvénye [2]; [3]; [8]

$$\varepsilon_{id} = \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}, \quad (3)$$

ahol $\kappa = c_p/c_v$.

Az ideális turbólégghűtő fajlagos hűtőtéljesítménye a nyomásviszony csökkenésével egyértelműen növekszik és $p_2/p_0 = 1$ -nél ε_{id} végtelen értéket ér el.

A veszteséges turbólégghűtő fajlagos hűtőtéljesítménye az ideálisnál jelentősen kisebb. A viszonylag csekély mértékű visszahűtés következtében a kompresszor és turbina munka egymástól nem jelentős mértékben különbözik. Ilyen esetben a kettő különbsége ($W = W_k - W_t$), vagyis a körfolyamat fenntartásához szükséges munka valóságos (veszteséges) esetben többszöröse az ideálisnak, mivel a kompresszor munka nő, a turbina munka pedig csökken a veszteségek miatt. Az 1. ábrából következően a turbólégghűtő hűtőtéljesítménye is csökken ($T_4 > T_4^* > T'_4$), így egyértelműen érthető a valóságos fajlagos hűtőtéljesítmény (ε_{wirk}) jelentős csökkenése:

$$\varepsilon_{id} \gg \varepsilon_{wirk}.$$

A 2. ábra az ideális és valóságos turbólégghűtő fajlagos hűtőtéljesítményét ábrázolja a kompresszor nyomásviszonyának függvényében, különböző veszteségek esetében [3]. Az egyes görbék növekvő számai a táblázat adatai szerint egyre csökkenő veszteségeket jelentenek. A lapátos gépek jelenleg optimális fejlettségi szintjének a ③ görbe adatai felelnek meg, így az 1. ábrán látható legegyszerűbb munkafolyamat szerinti turbólégghűtő valóságos fajlagos hűtőtéljesítményének csúcserőértéke $\varepsilon_{wirk} \approx 1$. A gőzös kompresszoros hűtőgépek valóságos fajlagos hűtőtéljesítménye $\varepsilon_{wirk} = 3 \div 4$, így a turbólégghűtő energiafogyasztása többszöröse a gőzös kompresszoros hűtőgépének.

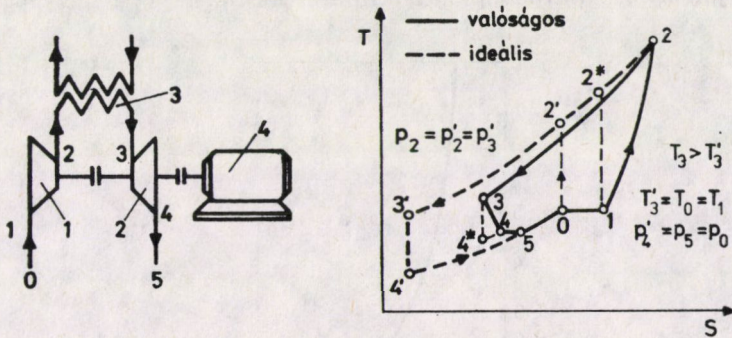
Létezik olyan p_2/p_1 nyomásviszony, ahol a turbólégghűtő határozott maximális ε_{wirk} értékkel rendelkezik. Ezt az optimális nyomásviszonyt a körfolyamat nyomásvesztése hozza létre, de értéke a többi veszteségtől is függ [3].

A 2. ábrával kapcsolatban egy ún. „összvesztési tényezőt” (ψ_{ges}) vezetünk be, melyet az egyes veszteségi tényezők szorzataként definiálunk:

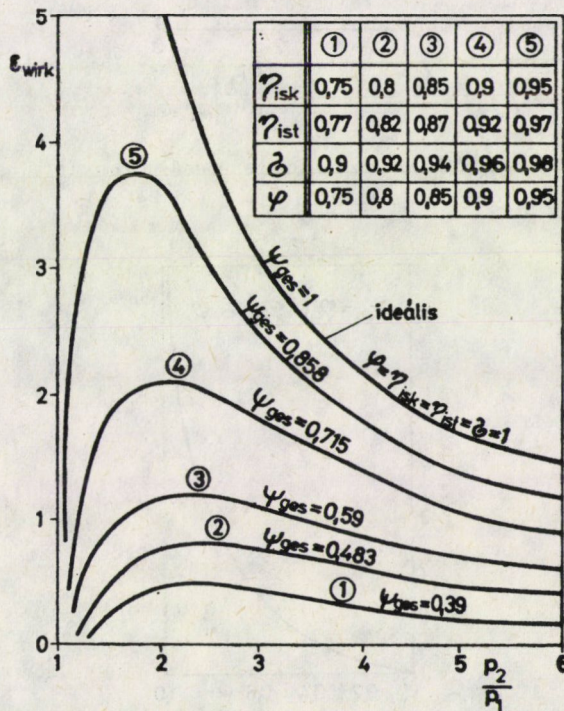
$$\psi_{ges} = \eta_{isk} \cdot \eta_{lst} \cdot \sigma \cdot \varphi. \quad (4)$$

A ψ_{ges} értékeit a 2. ábrában paraméterként is feltüntettük. A ψ_{ges} optimális értéke, figyelembe véve a jelenlegi és a jövőben várható technikai színvonalat, $0,5 \div 0,55$ közötti.

A 3. ábra az optimális nyomásviszony $(p_2/p_1)_{\text{opt}}$ és a maximális fajlagos hűtőtéljesítmény ($\epsilon_{\text{wirk max}}$) összetartozó értékeit ábrázolja. A körfolyamat



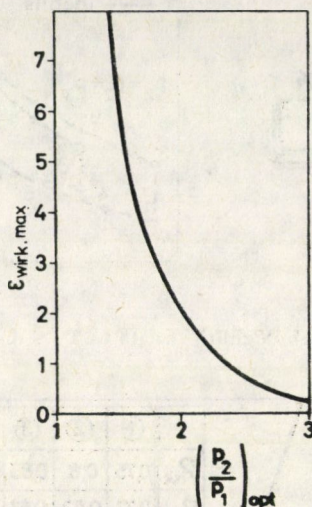
1. ábra. A turbóléghűtő vázlata és T—s diagramja



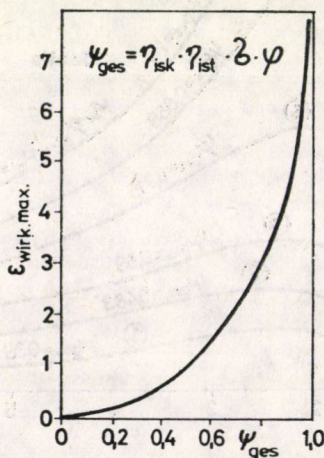
2. ábra. A valóságos fajlagos hűtőtéljesítmény (ϵ_{wirk}) alakulása a kompresszor nyomásviszonya függvényében különböző össz-veszteségi tényezők (ψ_{ges}) esetében

veszteségei csökkentésével az optimális nyomásviszony is csökken. Ez a tény kedvező konstrukciós kialakítást tesz lehetővé, mivel a lapátos (áramlástan) kompresszorral nem kell nagy nyomást létrehozni.

A 4. ábrán a fajlagos hűtőteltjesítmény adott nyomásviszonyhoz tartozó optimális értékének ($\varepsilon_{\text{wirk max}}$) változása látható a ψ_{ges} függvényében. A turbó-légűtő fajlagos hűtőteltjesítményét (lényegében gazdaságosságát, mint azt már előzőleg termikus megfontolásokkal is kimutattuk) az egyes gépegységek vesz-



3. ábra. A maximális $\varepsilon_{\text{wirk}}$ változása az optimális nyomásviszony $(p_3/p_1)_{\text{opt}}$ függvényében



4. ábra. A maximális $\varepsilon_{\text{wirk}}$ változása a körfolyamat ψ_{ges} össz-veszteségi tényezőjének függvényében

teségi tényezői, illetve az itt definiált η_{ges} össz-veszteségi tényező döntően befolyásolja. A turbóléghűtő fajlagos hűtőteljesítményének növelése kizárólag az egyes gépegségek veszteségeinek csökkentésével érhető el.

3. A bányaturbóléghűtők működése, meghajtásuk lehetőségei, alapvető konstrukciós kialakításuk

A bányaturbóléghűtők működési elve megegyezik a 2. pontban ismertetett és az 1. ábrán látható általános turbóléghűtő működési elvével, a különbség a meghajtás módjában van. A lapátos gépek (kompresszorok és turbinák) közismerten nagy fordulatszámú gépek, fordulatszámuk az átáramló közegmennyiség csökkenésével jelentősen növekszik. A bányászathban igényelt, a kutatómunka során kifejlesztett turbóléghűtők hűtőteljesítménye $\dot{Q} \approx 20 \div 30$ kW, ehhez a hűtőteljesítményhez, illetve gépmérethez tartozó fordulatszám $n \approx 900 \div 1100/\text{s}$.

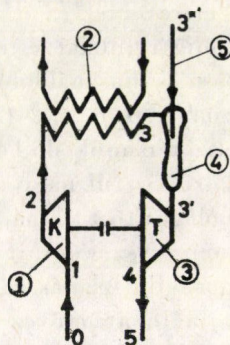
Ilyen fordulatszámot gyorsító áttétel segítségével, villanymotorral elérni igen nehéz műszaki probléma. A gyorsító áttétel súlya és térfogata nagyobb lenne a tényleges turbóléghűtő méreteinél, ez az út tehát nem járható.

A bányában azonban mindig rendelkezésre áll sűrített levegő, amely a turbóléghűtő hajtására előnyösen felhasználható. A turbóléghűtő kompresszorának szükséges nyomásviszonya $p_2/p_1 \approx 2$ (2. ábra), ennél nagyobb általában nem szükséges. A föld felszínén működő kompresszorokkal összesűrített levegő nyomásviszonya $5 \div 6$ közötti, túl nagy ahhoz, hogy a Diesel-motorok turbótöltőjéből kialakított turbóléghűtő turbinájába közvetlenül beáramoljon, és ott expandálva létrehozza a kompresszor és turbina teljesítmény-egyensúlyát.

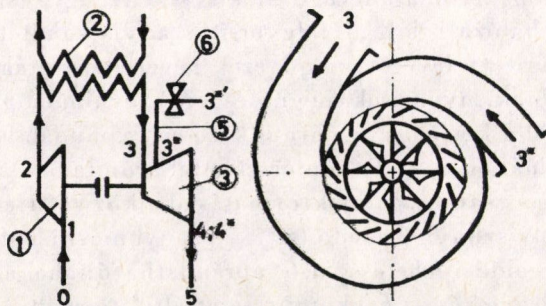
A sűrített levegő gazdaságos felhasználására két mód kínálkozik. Az egyik megoldás szerint (5. ábra) az ⑤ hálózati csővezetékbe érkező sűrített levegő szükségesnél nagyobb energiájának egy részét a ④ injektorban hasznosítjuk. A hálózati sűrített levegő expanziója az injektorban arra a nyomásra csökken, amelyet az injektorban az ④ kompresszorral termelt, a ② visszahűtőből az injektorba áramló p_3 nyomású levegő alakít ki. Az így expandáló veszített nagy mennyiségű hálózati levegő felgyorsítja a visszahűtőből kiáramló ① kompresszorral sűrített levegőt, majd ezek keveredése után az injektor diffúzorában lelassulnak, nyomásuk megnő és a ③ turbinába $p'_3 > p_3$ nyomáson áramlanak be, ahol a kétféle levegőáram közösen expandál, forgatják a kompresszort és a turbinából $T_5 < T_0$ hőmérséklettel áramlanak ki. Így az injektor bizonyos mértékben (sajnos, az injektor hatásfoka közismerten alacsony) hasznosítja a $p_3^{*'} < p_3$ viszonyból adódó $(p_3^{*'} - p_3)$ nyomáskülönbség egy részét.

A másik megoldási lehetőség a 6. ábrán látható, ahol az ⑤ hálózati 3'' állapotú sűrített levegő és az ④ kompresszor által termelt 3 állapotú sűrített levegő a turbina két részre osztott állólápatkoszorúján külön-külön áramlik be,

majd a turbina forgólapátjaiban külön-külön expandálva, a turbinából már közösen ömlik ki. Az ábrában feltüntettük a centripetális turbina két részre osztott állólapátkoszorújának (csigaházának) konstrukciós vázlatát is. Ezen megoldás energetikailag kedvezőbb lehet az injektorosnál, azonban hátránya, hogy a turbina forgó lapátjai, a körülmények kedvezőtlen összejátszása esetében, jelentős, rezgésből származó, fárasztó igénybevételt szenvedhetnek. Azon állólapátokból ugyanis, amelyekbe a 3^* állapotú, hálózati sűrített levegő áramlik be, a közeg jelentősen nagyobb sebességgel áramlik ki ($p^* > p_3$), így a forgólapátokra periodikusan változó nagyságú impulzus erő hat, mely a lapátokat fárasztja. E fárasztó igénybevétel csökkentése érdekében nem célszerű a teljes hálózati nyomású levegőt a csigaházba vezetni. A levegő nyomásának ($p : < p_3^*$) csökkentése gyakorlatilag fojtással történhetik, ez pedig jelentős veszteséggel jár, így a két különböző nyomású közeg turbinában történő szétválasztott expanziójából származó energetikai előny a fojtás növekedésével csökken. Elméleti és gyakorlati (mérési) eredményeink szerint kedvezően kialakított injektor segítségével közel ugyanolyan energetikai viszonyok érhetők el, mint amikor a hálózati közeg nyomását fojtással ($p_3^* < p_3^{**}$) olyan mérté-



5. ábra. Az injektoros bányaturbóléghűtő kapcsolási vázlata



6. ábra. Az osztott csigaházú, injektor nélküli bányaturbóléghűtő kapcsolási vázlata

küre csökkentjük, hogy a turbina forgólapátjaiban ne keletkezzék figyelembe veendő mértékű fárasztó igénybevétel.

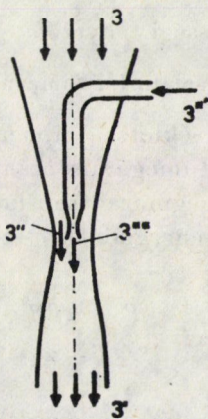
A Budapesti Műszaki Egyetem Aero- és Termotechnika Tanszéke mindkét típusú turbóléghűtőt kifejlesztette a magyar bányászati szervek (Mecseki Érbányászati Vállalat és Bányászati Aknamélyítő Vállalat) támogatásával. A turbóléghűtők a gázturbinák konstrukciós jellegzetességeit viselik magukon, kis súlyúak és térfogatúak, könnyen telepíthetők és szállíthatók, felfutási idejük $1 \div 2$ s. A kifejlesztett turbóléghűtők eredményesen szolgálták és szolgálják a mély fekvésű bányák mikro-klimatizálását.

4. A bányaturbóléghűtők áramlási- és hőtechnikai, valamint energetikai jellemzőinek meghatározása

4.1. Az injektoros bányaturbóléghűtő energetikai analízise

Az injektoros bányaturbóléghűtő kapcsolási vázlata az 5. ábrán, az injektoron belül alkalmazott jelölésrendszer a 7. ábrán látható. Az injektorba be, illetve abból kilépő közegek jelölései a két ábrán azonosak.

Az injektorból kilépő közeg termikus jellemzőinek meghatározásához ismerni kell a primer (hajtó) és a secunder (hajtott) közeg tömegáramait. A primer és secunder közegek tömegei, illetve tömegarányai azonban csak a turbina és a kompresszor energiaegyensúlyi egyenletéből határozhatók meg, azonban ehhez az injektorból kilépő, illetve a turbinába belépő közeg $3'$ állapotjelzőinek ismerete szükséges. A problémát e megfontolás szerint iterációval kell megoldani. Az injektor számításához fel kell vennünk a két közeg arányát, amelynek helyes felvételét a turbina és kompresszor energiaegyensúlyi egyenle-



7. ábra. Az injektor jelölésrendszere

tének felírásakor ellenőrizhetjük, mivel abból a tömegek aránya meghatározható. Eltérés esetében a pontosságot iteráció útján növeljük.

A visszahűtőből kiáramló secunder közeg lefékezett (dinamikus) jellemzői (p_3 ; T_3) ismeretesek. Felvéve az injektor keverő torkában a secunder közeg C_3'' sebességét, meghatározhatók a C_3'' sebességgel áramló közeg statikus (nem lefékezett) jellemzői. A statikus jellemzőket a továbbiakban „st” jellel jelöljük:

$$T_{3st}'' = T_3 - \frac{c_3^2}{2cp}, \quad (5)$$

illetve

$$p_{3st}'' = \frac{p_3}{\left(\frac{T_3}{T_{3st}''}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}. \quad (6)$$

A primer közeg fúvókájából (jelen viszonyok között Laval-fúvóka) kilépő közeg sebessége azon feltételtől határozható meg, hogy a primer közeg fúvókájában a közeg a secunder közeg által meghatározott p_{3st}'' nyomásig expandál:

$$\frac{c_3^{2**}}{2} = \beta^2 c_p T_3^{*'} \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_3^{*'}}{p_{3st}''}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right], \quad (7)$$

ahol β a fúvóka sebességi tényezője.

A keverőtér végén a két közeg közös sebessége:

$$c_3' = \left(\frac{c_3'' + \alpha c_3^{**}}{1 + \alpha} \right) \psi, \quad (8)$$

ahol ψ = a keverőszakasz sebességi tényezője

$$\alpha = \frac{\dot{m}_{pr}}{\dot{m}_{sec}} = \text{a primer és secunder tömegáramok aránya.}$$

A keverék T_3' lefékezett hőmérséklete a primer és secunder közeg lefékezett hőmérsékletei, valamint az α tömegáram arányából határozható meg, azon feltételtől kiindulva (energia megmaradása), hogy a keverék össz-energiája a primer és secunder közeg össz-energiáinak összegével egyenlő

$$T_3' = \frac{T_3 + \alpha T_3^{*'}}{1 + \alpha}. \quad (9)$$

A keverék lefékezett nyomása (össz-nyomása) azon jó közelítő feltételtől határozható meg, hogy az áramló közegek egymás közti impulzus-átadása, ill.

a közös sebesség kialakulása a keveredő közegek egymásközt egyenlő és állandó statikus nyomásán történik, vagyis:

$$p_{3st}'' = p_{3**st} = p_{3st}'.$$

A keveredés utáni közeg össz-nyomása (lefékezett nyomása), izentropikus lefékezést véve figyelembe (a keverőszakasz veszteségeit a ψ sebességi tényezővel vettük figyelembe):

$$p_3' = p_{3st}' \left(\frac{T_3'}{T_{3st}'} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}, \quad (10)$$

ahol: $T_{3st}' =$ az áramló közeg keveredés utáni statikus hőmérséklete:

$$T_{3st}' = T_3' - \frac{c_3'^2}{2 c_p}. \quad (11)$$

Miután meghatároztuk a közeg keveredés utáni állapotjelzőit, a turbólégűtő kompresszorának és turbinájának energiaegyensúlyi egyenletéből meghatározhatjuk a primer közeg azon mennyiségét, amely az egyensúlyi állapot fenntartásához szükséges.

Az 5. ábra jelöléseivel a valóságos hőmérsékletek segítségével α -ra felírt energiaegyensúlyi egyenlet:

$$\alpha = \frac{(T_2 - T_1) - (T_3' - T_4)}{(T_3' - T_4)}. \quad (12)$$

Az injektoros gép ε_{inj} fajlagos hűtőtéljesítménye a (2) egyenlet segítségével:

$$\varepsilon_{inj} = \frac{(1 + \alpha) (T_0 - T_4)}{\alpha T_0 \left[\left(\frac{p_3^{*'}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{keff}}}, \quad (13)$$

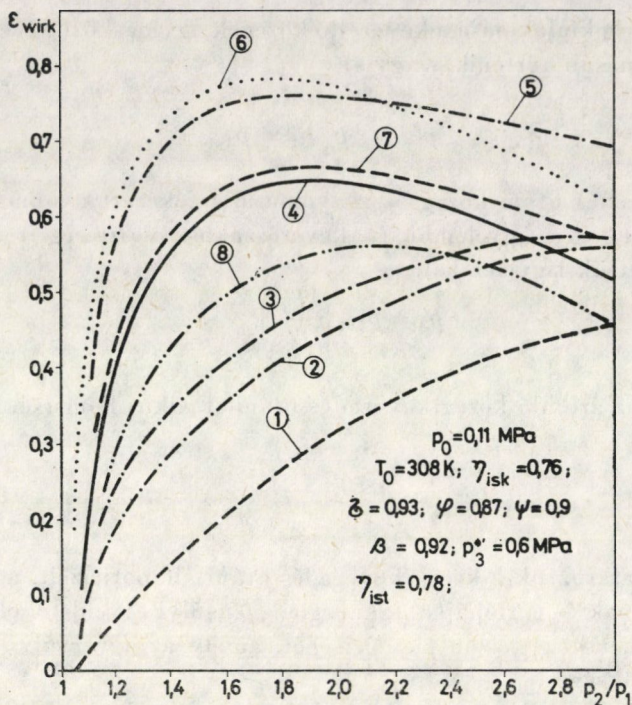
ahol $\eta_{keff} =$ a hálózati sűrített levegőt termelő kompresszor effektív hatásfoka.

Az injektor üzemi viszonyainak analízise szerint a c_3'' sebesség növekedésekor előálló impulzusvesztés csökkenés miatt növekszik p_3' értéke, javulnak az energetikai viszonyok, ezért vizsgálatainkat különböző c_3'' sebességek esetére végeztük el.

A számításaink folyamán az egyes jellemzőkre, ill. tényezőkre az alábbi, reális értékeket vettük fel:

$\eta_{isk} = 0,76$; $\eta_{ist} = 0,78$; $\sigma = 0,93$; $\varphi = 0,87$; $p_0 = 0,11$ MPa; $T_0 = 308$ K; $\psi = 0,9$; $\beta = 0,92$; $p_3^{*'} = 0,6$ MPa

A hálózati levegő p^{*} nyomása a teljes vizsgálat alatt állandó volt.



8. ábra. A különböző megoldású bányaturbóléghűtők valóságos fajlagos hűtőtéljesítményének (ϵ_{wirk}) változása a kompresszor nyomásviszonyának (p_2/p_1) függvényében

- ① A hálózati levegő nyomása fojtással csökkentve, $p_3^* = p_3$, $p_3^* = 0,6$ MPa
- ② Injektoros megoldás, $c_3'' = 80$ m/s
- ③ Injektoros megoldás, $c_3' = 200$ m/s
- ④ Tengelyhajtású turbóléghűtő
- ⑤ Nincs fojtás, $p_3^* = p_3^{*'} = 0,6$ MPa, $\eta_{\text{ist3}} = \eta_{\text{ist3}^*} = 0,78$
- ⑥ Nincs fojtás, $p_3 = p_3^* = p_3^{*'}$
- ⑦ Nincs fojtás, $p_3^{*'}/p_3^* = 0,6$ MPa, $\eta_{\text{ist3}} > \eta_{\text{ist3}^*}$
- ⑧ Részleges fojtás, $p_3^{*'}/p_3^* = 0,6$ MPa, $p_3^* = 0,4$ MPa, $\eta_{\text{ist3}} = 0,78$, $\eta_{\text{ist3}^*} = 0,7$

A számítások eredményeit a 8. ábra mutatja. Az ábrán a 4.2. pontban elemzésre kerülő osztott csigaházú (6. ábra) turbóléghűtő (a hálózati sűrített levegő közvetlenül turbinában expandál injektor közbeiktatása nélkül) eredményeit is ismertetjük a kényelmes összehasonlítás érdekében. A ② és ③ jelű görbe az injektoros turbóléghűtő eredményeit ábrázolja. A ② jelűnél az injektor legszűkebb keresztmetszetében $c_3'' = 80$ m/s, míg a ③ jelűnél $c_3' = 200$ m/s. Egyéb adatok azonosak, így a ③ jelű görbe kedvezőbb értékei oly módon jöttek létre, hogy a c_3' sebesség növekedése következtében csökkent az injektorban keletkező impulzus-csere miatti veszteség. Az injektorban keletkező nagymértékű veszteség miatt a turbóléghűtő kompresszora p_2/p_1 nyomásviszonyának optimális értéke $3 \div 3,5$ közötti. Ez az eredmény egyezik a 2. és a 3. ábrában bemutatott eredményekkel, ahol látható, hogy az össz-veszteség növekedésével (ψ_{ges} csökkenése) növekszik a p_2/p_1 nyomásviszony optimális

értéke. A 8. ábrából kiolvashatóan hálózati sűrített levegővel történő meghajtás esetén injektor alkalmazásakor, reális $p_2/p_1 = 1,8 \div 2$ közötti nyomásviszony mellett ε_{inj} maximális értéke 0,5 körül várható.

4.2. Osztott csigaházú, injektor nélküli bányaturbóléghűtő energetikai analízise

A turbóléghűtő energetikai analízisének alapját ebben az esetben is a turbóléghűtő forgórészének (kompresszor-turbina) egyensúlyi egyenlete képezi, vagyis az össz-turbina munka egyenlő a kompresszor munkafelvételével:

$$(T_2 - T_1) = (T_3 - T_4) + \alpha (T_3^* - T_4^*), \quad (14)$$

ahol T_4 a visszahűtőből kiáramló sűrített levegő expanzió utáni hőmérséklete, míg a hálózati sűrített levegő expanzió utáni hőmérséklete T_4^*

Az α tényezőt, a turbóléghűtő fajlagos sűrített levegő szükségletét itt is pontosan úgy használjuk, mint ahogy azt az injektoros turbóléghűtőnél már definiáltuk.

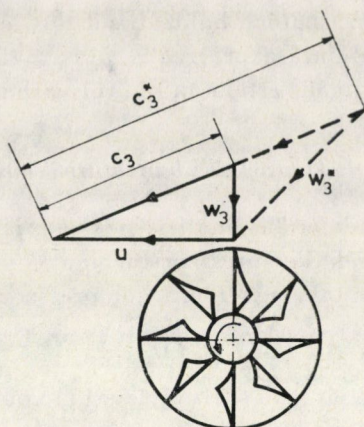
A 6. ábrán látható turbina osztott csigaházába beáramló p_3 nyomású levegő állapotjelzői az ① kompresszor és a ② visszahűtő folyamatainak figyelembevételével egyértelműen meghatározhatók [2]; [3], ezért ezzel a kérdéssel itt nem foglalkozunk. A sűrített levegő hálózatából érkező (3*) levegő nyomása ellenben attól függ, hogy a csigaház előtt milyen mértékű fojtást alkalmazunk. A hőmérséklet a fojtással nem változik, így T_3^* igen jó közelítéssel azonos a mély fekvésű bánya légtérének hőmérsékletével.

A sűrített levegő p_3^* nyomásával kapcsolatos megfontolások a következők:

a) A fojtással csökkentett nagynyomású ($p_3' = 0,6$ MPa) hálózati sűrített levegő turbina előtti nyomása (p_3^*) mindig azonos a ② visszahűtőből érkező p_3 nyomású sűrített levegővel ($p_3 = p_3^*$). Ebben az esetben a két közeg közös csigaházban expandálhat, nincs szükség osztott csigaházra, a két levegő-áram expanziójának hatásfoka (η_{ist}) is első közelítésben azonos lehet.

Ilyenkor az igen megnövekedett fojtási veszteségek miatt az ε fajlagos hűtőtéljesítmény nagyon alacsony. Ezeket az energetikai viszonyokat mutatja a 8. ábra ④ jelű görbéje. A számítások kiinduló adatai azonosak az injektoros eset energetikai vizsgálatakor felvettekkel, természetesen itt a β és ψ tényezők nem szerepelnek, mivel azok csak az injektor jellemzői. Meghatároztuk azon eset energetikai jellemzőit is, amikor $p_3 = p_3^* = p_3'$, vagyis a föld felszínén üzemelő, hálózati sűrített levegőt termelő kompresszor ellennyomása mindig azonos a turbóléghűtő visszahűtőjéből kikerülő levegő nyomásával. Ilyenkor elmaradnak a fojtási veszteségek, ezért ez a turbóléghűtő energetikailag a legkedvezőbb. A viszonyokat a 8. ábra ⑥ jelű görbéje mutatja.

b) Másik szélső eset az, amikor nem csökkentjük fojtással a hálózati sűrített levegő nyomását, és ez a nyomás független a p_3 nyomás értékétől ($p_3 = p_3^* = \text{const} = 0,6$ MPa).



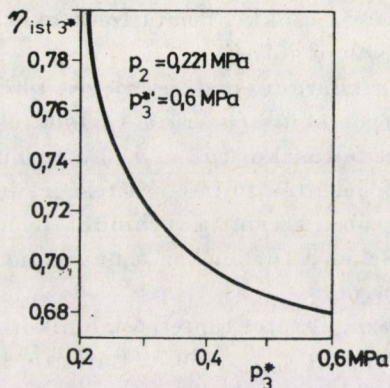
9. ábra. Sebességi háromszögek alakulása a magas és alacsony nyomású turbina részben

A 6. ábrán látható osztott csigaház 3* jelű csatornáján a teljes hálózati nyomású levegő áramlik be ($p_3 \ll p_3^* = p_3^{*'}).$ Ez energetikailag kedvező, mivel elmarad a fojtási veszteség.

A 8. ábra (5) görbéje ezt az esetet mutatja, olyan feltétellel, hogy az alacsony és nagy nyomású turbinarész hatásfoka azonos ($\eta_{ist3} = \eta_{ist3}^*$).

Az (5) és (6) görbe összehasonlításából tehát az a következtetés vonható le, hogy fojtási veszteség nélkül, a két turbinarész (alacsony és magas nyomású) azonos hatásfoka mellett az ε fajlagos hűtőtöljesítmény lényegében független a hálózati sűrített levegő nyomásától. A 8. ábra (5) és (6) görbéje közötti, az optimum környékén, nem jelentős eltérés abból származik, hogy a hálózati nyomás növekedésével csökken a hálózati levegő szükséges mennyisége, viszont a turbinából kilépő hálózati levegő hőmérséklete is csökken. A két hatás a hűtőtöljesítmény szempontjából nem teljes mértékben kompenzálja egymást, innen származik a nem lényegbeli eltérés a két görbe között.

A valóságban azonban a $p_3 \ll p_3^* = p_3^{*'}$ feltétel mellett a nagynyomású turbinarész η_{ist3^*} hatásfoka nem marad állandó, hanem a 3. pontban már ismertetett forgólápat kifáradási jelenségek mellett, csökken a nagynyomású turbinarész η_{ist3^*} hatásfoka is. A hatásfokcsökkenés okát a 9. ábra szemlélteti. A p_3^* nyomású közeg az állólápatokból szükségképpen nagyobb abszolút sebességgel áramlik ki mint a p_3 nyomású ($c_3^* > c_3$). Ennek megfelelően az azonos u kerületű sebességgel mozgó forgólápatokba valamelyik w relatív sebesség (a 9. ábrán a w_3^*) ütközéssel áramlik be. Ennek következtében a nagynyomású rész hatásfoka csökken. Az ütközésből származó veszteség mértékét a [10] alattiak felhasználásával határoztuk meg. A hálózati levegő hőesése (entalpia esése) a forgólápatok között is megnövekszik, mivel az állólápatokban a nyomásesés csak valamivel lehet nagyobb, mint a kritikus. A nyomásesésnek nem jelentősen a kritikus fölé történő növekedését a ferdén levágott állólápatokból kilépő közeg sugárelhajlása eredményezi. A hálózati levegő forgó-



10. ábra. A magas nyomású turbina $\eta_{ist 3^*}$ hatásfokának alakulása a magas nyomású turbina előtti nyomás (p_3^*) függvényében

lapátokban megnövekedett hőesése a járókerékből nem optimális kiömlést eredményez, emiatt is csökken a nagynyomású turbinarész hatásfoka.

Az alacsony nyomású turbinarész hatásfoka most is azonos az előző vizsgálatokban felvettekkel ($\eta_{ist 3} = 0,78$), a nagynyomású turbinarész hatásfoka ($\eta_{ist 3^*}$) azonban a $p_3 \ll p_3^* = p_3^{*'} = 0,6$ MPa nyomású közegnél a fent elemzett veszteségek miatt vizsgálataink szerint $\eta_{ist 3^*} \approx 0,68$. Részleges fojtáskor ($p_3 < p_3^* < p_3^{*'}$) a nagy nyomású rész hatásfoka javul. Elemzéseink és számításaink szerint (ennek ismertetése messze túlhaladja e tanulmány kereteit) $\eta_{ist 3^*}$ értéke állandó $p_2 = 0,221$ MPa érték mellett ($p_2/p_1 = 2,1$, tehát jó átlagérték) a 10. ábra szerint változik. A $p_2 = \text{konst}$ nyomást úgy választottuk meg, hogy az a turbóléghűtő optimális, energetikailag legfontosabb p_2/p_1 nyomásviszonyai (8. ábra) körül legyen.

A 10. ábrából láthatóan a nagynyomású turbinarész hatásfoka a p_3^* növekedésével először jelentősen, majd csökkenő mértékben romlik. Ez azzal függ össze, hogy az állólapátokból kilépő közeg c_3^* abszolút sebessége az állólapát nyomásviszonya növekedésével egyre kisebb mértékben növekszik, jelentősebben a kritikus nyomásviszony fölött pedig gyakorlatilag állandó.

Ennek megfelelően változnak a w_3^* relatív sebesség irányváltozásából keletkező ütközési veszteségek is.

A 8. ábra (7) görbéje azt az esetet mutatja, amikor $p_3^* = p_3^{*'}$ = 0,6 MPa, tehát a hálózati sűrített levegő fojtás nélkül áramlik a turbinába, azonban a nagynyomású turbinarész hatásfoka a 10. ábrának megfelelően csak $\eta_{ist 3^*} = 0,68$. A 8. ábra (5) és (7) görbéi között tehát csak a nagynyomású turbinarész hatásfokában van különbség.

Az injektor nélküli bányaturbóléghűtő eddigi elemzése szerint a $p_3^{*'}$ (6. ábra) nyomású hálózati sűrített levegő a (6) fojtószelep teljesen nyitott helyzetekor $p_3^* = p_3^{*'}$ nyomással ömlik a turbinába. Ilyenkor veszteséget csak

a nagynyomású turbinarész csökkent hatásfoka okoz. Ezeket a viszonyokat tünteti fel a 8. ábra ⑦ számú görbéje.

A turbina lapátok kifáradásának, esetleges törésének veszélye miatt a $p_3^* = p^*$ nyomású levegőt nem célszerű a turbinára engedni. A 6. ábra ⑥ fojtószelepének részleges fojtásakor ($p^* < p^*$) a turbinára csökkent nyomású levegő ömlik. A nagyon jelentős fojtási veszteséget bizonyos mértékig ellensúlyozza az, hogy a 10. ábra szerint a turbinába beömlő p_3^* nyomású levegő nyomásának csökkentésekor a turbinában a nagynyomású levegő expanziójának hatásfoka ($\eta_{\text{list } 3.}$) javul.

A 8. ábra ⑧ görbéje azt az esetet tünteti fel, amikor $p_3^* = 0,4$ MPa, és ennek megfelelően a 10. ábra szerint $\eta_{\text{list } 3.} = 0,7$. Látható, hogy a fojtási veszteség ($p^* < p_3^*$) jelentősen csökkenti ε értékét, és számításaink szerint ilyen mértékű, reális és szükséges fojtáskor ε értéke az injektoros és injektor nélküli megoldásnál gyakorlatilag azonos. Az injektor nélküli turbóléghűtő konkrét kialakításánál ezt a megoldást alkalmaztuk.

i

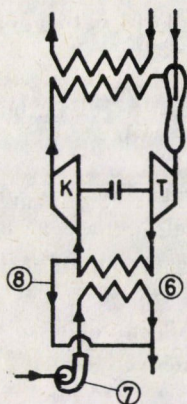
5. A megvalósított bányaturbólégghűtőkkel elért gyakorlati eredmények

5.1. Az injektoros megoldású bányaturbólégghűtő mérési eredményei, következtetések

Az injektoros megoldású bányaturbólégghűtő tényleges kiviteli vázlata az 5. ábrának megfelelő volt, azzal a különbséggel, hogy a tényleges kivitelnél a 11. ábrának megfelelően a ⑥ hőcserélőt iktattuk közbe, annak érdekében, hogy a bányaturbólégghűtő sújtólégveszélyes környezetben is tudjon üzemelni. Az előzetes, ⑥ hőcserélő nélküli méréseknél ugyanis azt tapasztaltuk, hogy a levegőben lebegő porszemcsék a turbina járókerekeihez ütközve szikrákat hoznak létre, melyek sújtólégveszélyes bányában veszélyesek lehetnek. Az injektorba bevitt, hálózati sűrített levegőt a rendszerből a ⑧ szikrakialtó csővezetéken vezettük el, így ez a turbólégghűtő félig zárt munkafolyamattal működött. A ⑥ hőcserélő „meleg” oldalán a levegőt a ⑦ sűrített levegő meghajtású ventillátor segítségével áramoltattuk. A turbinából kiáramló teljes levegőmennyiséget kockázatos lett volna szikraoltón keresztül vezetni, ezért alkalmaztunk hőcserélőt, illetve félig zárt munkafolyamatot. Minthogy a ⑥ hőcserélő és a ⑧ megcsapolás a turbólégghűtő termikus-áramlástanai viszonyait mérhető módon nem befolyásolja, ezért a mérési eredményeket az 5. ábrán látható vázlat alapján ismertetjük.

A mérési eredmények ismertetésekor csak a legfontosabb eredmények bemutatására szorítkozunk, a mérések részletes analizisétől helyszűke miatt, sajnos el kell tekintenünk. A levegő relatív nedvességtartalma oly minimális volt, hogy figyelembevételétől eltekintettünk.

A legfontosabb mért értékek a következők:



11. ábra. A sújtólégbiztos bányaturbólegyhűtő kapcsolási vázlata

$p_1 = p_0 = 0,1$ MPa; $T_0 = T_1 = 301$ K; $p_2 = 0,16$ MPa; $T_2 = 361$ K; $p_3 = 0,156$ MPa; $T_3 = 308$ K; $T'_3 = 306$ K; $p'_3 = 0,185$ MPa; $T_4 = 269,5$ K; $p_4 = 0,1$ MPa; $m_3^{*'} = 0,29$ kg/s (a hálózati sűrített levegő mennyisége); $p_3^{*'} = 0,53$ MPa; $T_3^{*'} = 306$ K; $\dot{m}_0 = \dot{m}_3 = 0,45$ kg/s (a turbólegyhűtő saját kompresszorával termelt levegő mennyisége).

A mért adatokból az alábbi következtetések vonhatók le: A turbólegyhűtő ② hőcserélőjének mért nyomásvesztési tényezője $\sigma_{23} = 0,975$. Figyelembe véve, hogy a megvalósított rendszeren (11. ábra) a ⑥ hőcserélőnek és a ② hőcserélőnek nyomásvesztési tényezője lényegében azonos, a mért össz-nyomásvesztés nem haladja meg a számításban felvett $\sigma = 0,93$ össz-nyomásvesztési tényezőt.

A kompresszor izentropikus hatásfoka $\eta_{\text{isk}} = 0,72$. Ez a hatásfok 4%-kal kisebb a számításainkban felvettnél.

A turbina hatásfoka $\eta_{\text{ist}} = 0,74$, ez is 4%-kal alacsonyabb a tervezettnél. Vizsgálataink szerint sem a kompresszor, sem a turbina nem üzemelt optimális üzemállapotban (karakterisztika probléma). Az üzemállapotok optimális beállításával ezek a hatásfokok a tervezett értékek közelébe hozhatók.

A turbina előtti, illetve az injektor utáni számított és mért nyomás és hőmérséklet értékek a mérési hibán belül egyeztek egymással, így a dolgozatban bemutatott számítási módszer ilyen injektorok számára jól felhasználható.

A bányalég-hűtő hűtőtéljesítménye, a teljes $(T_1 - T_4)$ hőmérsékletkülönbséget figyelembe véve:

$$\dot{Q} = 23,31 \text{ kW}.$$

A hálózati sűrített levegőt előállító kompresszor valóságos teljesítményszüksége (a kompresszor hatásfokát $\eta_{\text{eff}} = 0,7$ értékkel vettük figyelembe):

$P_{\text{eff}} = 76,2 \text{ kW}$. A bányaturbóléghűtő valóságos fajlagos hűtőteltjesítménye

$$\varepsilon_{\text{wirk}} = \frac{\dot{Q}}{P_{\text{eff}}} = 0,306.$$

A valóságos fajlagos hűtőteltjesítmény ($\varepsilon_{\text{wirk}}$) számított értéke (8. ábra) $(0,35 \div 0,42)$ között mozog. A valóságban az egyes gépegységek hatásfokai mérhetően kisebbek voltak az előzetesen felvettnél, ennek köszönhető a megvalósított alacsonyabb $\varepsilon_{\text{wirk}}$. A kompresszor és turbina üzemállapotának kedvezőbb beállításával (a hatásfokaik növelésével), viszonylag könnyen elérhető a számított fajlagos hűtőteltjesítmény.

5.2. Osztott csigaházú, injektor nélküli turbóléghűtő mérési eredményei

Az osztott csigaházú, injektor nélküli bányaturbóléghűtő tényleges megoldása a 6. ábrán vázolttal azonos volt, így a mérési eredményeket a 6. ábrán látható jelölések segítségével ismertetjük. A kísérleti méréseket a Ganz-Mávag Gyár Hő- és Áramlástechnikai Kutatási Osztályának laboratóriumában végeztük. A mérési eredmények a következők voltak:

$$\begin{aligned} p_0 = p_1 = p_4 = 0,1 \text{ MPa}; T_0 = T_1 = 297,5 \text{ K}; p_2 = 0,168 \text{ MPa}; T_2 = 364 \text{ K}; \\ p_3 = 0,166 \text{ MPa}; T_3 = 294 \text{ K}; p_3^{*'} = 0,6 \text{ MPa}; T_3^{*'} = 296,8 \text{ K}; \\ p_3^* = 0,37 \text{ MPa}; T_3^* = T_3^{*'} = 296,8 \text{ K}; \dot{m}_3^{*'} = 0,27 \text{ kg/sec}; \\ m_0 = \dot{m}_3 = 0,2925 \text{ kg/sec}; T_4 = 263 \text{ K}. \end{aligned}$$

A ② hűtő nyomásvesztése gyakorlatilag alig volt mérhető, $\sigma = 0,99$. A kompresszor hatásfoka 0,715, alacsonyabb a számításainkban felvett értéknél.

A turbinában két közegnek, egymástól jelentős mértékben független expanziója megy végbe. A két közeg expanziója azért nem független teljesen egymástól, mivel bizonyos mértékű (max. 10%) keveredésük már a járókerékben történő expanzió alkalmával végbemegy.

Az expanziók hatásfokainak meghatározása a valóságos expanzió vég-hőmérsékletek ismeretében lehetséges. Mérés segítségével csak a keverék T_4 hőmérséklete határozható meg.

Az ismeretlen hőmérsékletek (T_{4h} és T_{4n} a magas és alacsony nyomású expanzió valóságos vég-hőmérséklete) meghatározása érdekében két látszólag egymástól független egyenlet írható fel.

A turbinából kiömlő keverék energiaegyenlete

$$\dot{m}_3 T_{4n} + \dot{m}_3^* T_{4h} = (\dot{m}_3 + \dot{m}_3^*) T_4, \quad (15)$$

a kompresszor és turbina energia-egyensúlyi egyenlete pedig

$$\dot{m}_3(T_2 - T_0) = \dot{m}_3(T_3 - T_{4n}) + \dot{m}_3^*(T_3^* - T_{4h}). \quad (16)$$

A két egyenlet megoldása azonosságra vezet (a két egyenlet információtartalma azonos), több egyenlet nem áll rendelkezésre, így a két expanzió hatásfoka külön-külön nem határozható meg.

A turbina átlagos izentropikus hatásfoka a következő megfontolás alapján határozható meg:

$$\bar{\eta}_{\text{ist}} = \frac{\Delta \bar{T}_{\text{ist}}}{\bar{T}_3 - T_4}, \quad (17)$$

ahol: $\Delta \bar{T}_{\text{ist}}$ a tömegáramok szerint átlagos izentropikus hőmérsékletesítés a turbinában:

$$\Delta \bar{T}_{\text{ist}} = \frac{\dot{m}_3 T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] + \dot{m}_3^* T_3^* \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}{\dot{m}_3 + \dot{m}_3^*}. \quad (18)$$

Itt $\bar{T}_3$ az expanzió tömegáramok szerint átlagos kezdeti hőmérséklete.

A turbina fentiek szerint számolt átlagos hatásfoka $\bar{\eta}_{\text{ist}} = 0,497$. Ebben az igen alacsony hatásfokban jelentős szerepet játszanak a 9. ábrán bemutatott ütközési veszteségek, melyek a két levegőáram különböző nagyságú expanziója következtében jönnek létre. Ezek a veszteségek a valóságban, sajnos nagyobb hatásfokcsökkenést eredményeztek, mint ahogy azt a 10. ábrán bemutattuk. A turbina alacsony hatásfoka és a hálózati sűrített levegő fojtása miatt bekövetkező fojtási veszteség miatt az injektor nélküli bányaturbóléghűtő $\varepsilon_{\text{wirk}}$ valóságos fajlagos hűtőteltjesítménye nem lesz kedvezőbb az injektorosénál.

A hűtőteltjesítmény $\dot{Q} = (\dot{m}_3 + \dot{m}_3^*) c_p(T_0 - T_4)$ definíció szerint számolva $\dot{Q} = 19,4$ kW. A hálózati kompresszor effektív teljesítményfelvétele abban az esetben, ha $p_3^* = 0,6$ MPa, $P_{\text{eff}} = 76,8$ kW. Az $\varepsilon_{\text{wirk}}$ valóságos fajlagos hűtőteltjesítmény $\varepsilon_{\text{wirk}} = 0,2526$, sajnos rosszabb, mint az injektorosé.

Abban az esetben, ha a hálózati sűrített levegő nyomása $p_3^* = 0,37$ MPa lenne és így elmaradna a fojtási veszteség ($p_3^* = p_3^{*'}), \varepsilon_{\text{wirk}}$ értéke növekednék, mivel csökkenne a hálózati kompresszor teljesítményfelvétele. Ebben az esetben $P_{\text{eff}} = 52,1$ kW és $\varepsilon_{\text{wirk}} = 0,372$. A $p_3^* > p_3$ körülmény miatt fennálló, turbinában bekövetkező ütközés miatti többlet veszteség most is létrejön, de elmarad a fojtási veszteség.

A 8. ábra ⑧ görbéje ezt az esetet ábrázolja. Az ott meghatározott nagyobb $\varepsilon_{\text{wirk}}$ értékek az expanziós turbina kedvezőbb hatásfokának következményei.

Az elméleti és kísérleti eredmények egybevetéséből megállapítható, hogy a visszahűtők nyomásvesztesége és hőcserélési foka (hőfoklépcsője) eléri, sőt

túlhaladja az elméleti vizsgálatainkban felvett értékeket, a kompresszorok és turbinák hatásfoka azonban minden esetben alatta marad a relatíve kedvező effektív (valóságos) fajlagos hűtőteltjesítmény eléréséhez szükséges értékeknek.

Elméleti vizsgálataink szerint [1]; [2]; [3]; [11] a turbólégelhűtők fajlagos hűtőteltjesítménye döntő mértékben a kompresszió és expanzió hatásfokától függ, mivel az egymástól nem jelentős mértékben különböző kompresszor és turbina munka különbségét ($W_k - W_l$) a hatásfokok, szélső esetben, közel nagyságrendileg is befolyásolhatják.

A tanulmányban vizsgált körfolyamatú, ténylegesen megvalósított turbólégelhűtők esetében $\varepsilon_{\text{wirk}} = 0,4 \div 0,5$ fajlagos hűtőteltjesítmény optimális érték. Ennél kedvezőbb, $0,5 \div 0,6$ MPa nyomású sűrített levegő hálózat esetében, az injektorban (7. ábra), illetve a kettős beömlésű turbinában (9. ábra) keletkező veszteségek miatt, lényegében nem érhető el.

A hálózati sűrített levegő és a saját kompresszorral termelt sűrített levegő nyomásának azonossága esetében a pótlólagos veszteségek elmaradnak, ilyenkor a valóságos fajlagos hűtőteltjesítmény optimális (maximális) értéke $\varepsilon_{\text{wirk}} \approx 0,75 \div 0,85$. Ennél kedvezőbb $\varepsilon_{\text{wirk}}$ érték ilyen körfolyamat esetében az áramlástechnikai gépek jelenlegi fejlettségi szintjén nem valósítható meg.

IRODALOM

1. PÁSZTOR E.: Turbólégelhűtők. *BME Tudományos Évkönyv*, 1960
2. Пастор, Э.: Кондиционирование автобусов турбовоздушным охладителем. *Periodica Polytechnica Transportation Engineering* (1976) 4, No. 2
3. PÁSZTOR, E.: Analyse des Arbeitsprozesses von Kältemaschinen mit Luftzyklus, und ihre Anwendungsmöglichkeiten. *Acta Techn. Hung.* 84 (1977), 221—239
4. Прохоров, В. И.: О применении воздушных холодильных машин в системах кондиционирования воздуха. *Холодильная техника* (1969) № 1
5. COAD, W. J.: Terminal Effectiveness of a Vapor Compression Cycle-Heating. *Piping Air Conditioning* 48 (1976), p. 34
6. EDWARDS, T. S.—McDONALD, A. T.: Rotor Coder a New Rotary Vane Open Reversed Brayton Cycle Air Conditioning and Refrigeration System. *The 13th Refrigeration Congress*. Washington USA, 1972
7. Дубинский, М. Г.: Анализ реальных циклов воздушных холодильных машин для кондиционирования воздуха. *Холодильная техника* (1975) № 12
8. Прохоров, В. И. и др.: Копределению энергетически целесообразных режимов работы систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами. *Холодильная техника*. (1979) № 9
9. HILBERT, G. S.: Zur Praxis der Kältetechnische Ausrüstung von Klimaanlage. *Gesund. Ing.* (1962), 83, No. 12
10. Митрохин, В. Т.: Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. *Машиностроение* (1966)
11. Пастор, Э.: Анализ рабочего процесса воздушных турбохолодильных установок (ВТХУ) и их применение для наземного кондиционирования воздуха на самолетах. *Periodica Polytechnica. Transportation Engineering*. 9. (1981) № 1

Theory and Realization of Mine Air Cooling Turbo Radiators. — The author recapitulates the theory on air turbo coolers (air cycle radiators), then deals with the theoretical and practical problems of mine turbo air radiators driven by air conduit compressed air. The way of utilization of the turbosuperchargers of the internal combustion piston engines for the realization of turbo air coolers is analysed. The possible limits of the construction of mine turbo air

coolers operated by compressed air taken from high pressure air ducts and the optimum values of the specific cooling performance to be attained therewith are determined. The practical achievements obtained by two realized mine turbo air coolers of different cycles are analysed and compared with the values to be obtained by the theory.

Theorie und praktische Ausführung von Grubenturboluftkühler. — Der Autor faßt die Theorie der Kreislauluftkühler (Luftkreislaufkühlapparate) zusammen und beschäftigt sich mit den theoretischen und praktischen Problemen der mit Hilfe von Netzpressluft angetriebenen Grubenkreislauluftkühler. Es wird die Möglichkeit analysiert, ob auf welche Weise die Turbolader der Verbrennungskolbenmotoren zur praktischen Ausführung der Kreislauluftkühler angewandt werden können. Die Herstellungsmöglichkeiten der mit Hochdrucknetzpressluft angetriebenen Grubenkreislauluftkühler werden begrenzt und die Optimalwerte der mit denselben erreichbaren spezifischen Kühlleistung ermittelt. Die mit zwei hergestellten verschiedenen Grubenkreislauluftkühler erreichten praktischen Resultate werden analysiert und mit den theoretisch erhaltenen Werten gegenübergestellt.