

A TURBOLÉGHŰTŐK MŰKÖDÉSE, OPTIMÁLIS JELLEMZŐINEK MEGHATÁROZÁSA, ALKALMAZÁSI LEHETŐSÉGEI

PÁSZTOR Endre

Budapesti Műszaki Egyetem, Közlekedésmérnöki Kar
Járműgépészeti Intézet

Bevezetés

A levegő ill. gázkörfolyamatú hűtőgépek gyakorlatilag egyidősek a gőzüzemű hűtőgépekkel [1], azonban ezideig alkalmazási lehetőségeik erősen korlátozottak voltak. A gázkörfolyamatú hűtőgépek alapvető hátránya a gőz-körfolyamatúval szemben az alacsonyabb gazdaságosságuk, ill. kisebb fajlagos hűtőteljesítményük.

A gázkörfolyamatú hűtőgépeknél, mint ezt később bizonyítani is fogjuk, a gazdaságosságot alapvetően az egyes géprészek saját hatásfoka határozza meg, ellentétben a gőzüzemű hűtőgépekkel [5], ahol a teljes rendszer gazdaságosságát nem befolyásolja olyan mértékben az egyes géprészek hatásfoka. A gázüzemű hűtőgépek lapátos (áramlástechnikai) gépeinek hatásfoka és ezzel együtt a teljes hűtőgép gazdaságossága csak az elmúlt évtizedben növekedett meg olyan mértékben, hogy alkalmazásukra egyes speciális esetekben [7] gondolni lehet.

A gázüzemű hűtőgépek mindig korlátlan mennyiségben rendelkezésre álló, legolcsóbb munkaközege a levegő. Az ilyen gázüzemű hűtőgépnek van gyakorlati jelentősége, ezért e tanulmányban a továbbiakban csak a levegő munkaközegű hűtőgépekkel foglalkozunk. Az ilyen hűtőgépek gyakorlatilag csak lapátos (turbó) gépegységek segítségével valósíthatók meg, ezért a továbbiakban az ilyen hűtőgépeket *turbóléghűtőknek* nevezzük.

A turbóléghűtők a gőzüzemű hűtőgépekkel szemben előnyökkel, de hátrányokkal is rendelkeznek [3].

Előnyeik: Nincs felfutási idejük. A turbóléghűtő munkaközege azonos lehet a lehűtendő levegővel, ez jelentős szerkezeti egyszerűsödést jelent. Konstruktója egyszerű, mivel csak lapátos gépegységet tartalmaz. Helyszükséglete, súlyviszonyai, valamint előállítási költségei is kedvezőbbek a dugattyús kompresszoros gőz-munkaközegű hűtőgépeknél.

Munkaközege semmilyen szennyező és bármilyen szempontból veszélyes komponenst nem tartalmaz, ez sok esetben alapvető előnyt jelent [9].

Hátránya: Fajlagos hűtőteljesítménye jelentősen kisebb a gőzüzemű hűtőgépénél, így alkalmazása csak ott indokolt, ahol valamelyik előnye kellőképpen ellensúlyozza kedvezőtlen gazdaságosságát. A turbófeltöltők fordulatszámja,

különösen kis hűtőtéljesítményeknél, ill. kis közegmennyiségénél igen magas (500—1000 ford/s) ez sok esetben a meghajtásnál nehézséget okoz. A turbólég-hűtők zajszintje általában magas, ezért hatásos zajtompítás szükséges.

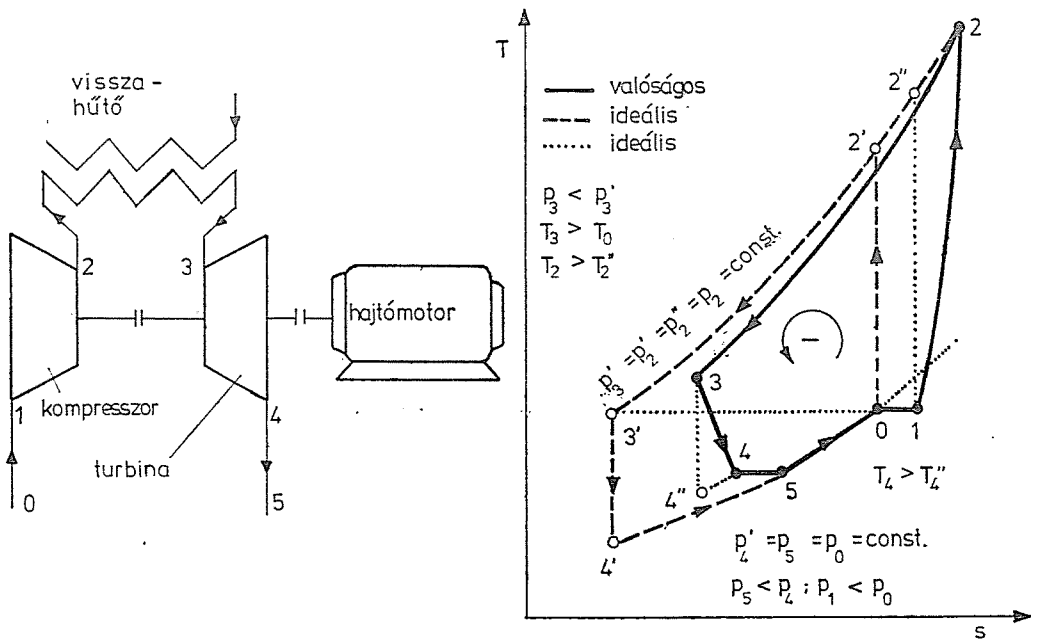
A turbólég-hűtő munkafolyamata, veszteségei, fajlagos hűtőtéljesítménye

A legegyszerűbb, egylépcsős kompresszióval rendelkező turbólég-hűtő működése, jellemzői

Az ilyen turbólég-hűtő működési vázlatát, ideális és valóságos (vesztéses) munkafolyamata az 1. ábrán látható. A turbólég-hűtőből a levegő kisebb hőmérsékleten áramlik ki, mint amilyennel abba beáramlott ($T_5 < T_0$) a benne végbemenő egymásutáni folyamatok következtében (kompresszió — visszahűtés állandó nyomáson — expanzió), ahogy ezt az 1. ábrán látható vázlat és a munkafolyamat T -s diagramja jól szemlélteti.

Valóságos munkafolyamat esetében a hasznosan elvonható fajlagos hőmennyiség:

$$q_0 = c_p(T_0 - T_5)$$



1. ábra. Az ideális és valóságos, legegyszerűbb turbólég-hűtő vázlatát és körfolyamatának T -s diagramja

A fajlagos teljesítményszükséglet a kompresszor és turbina fajlagos teljesítményének különbsége

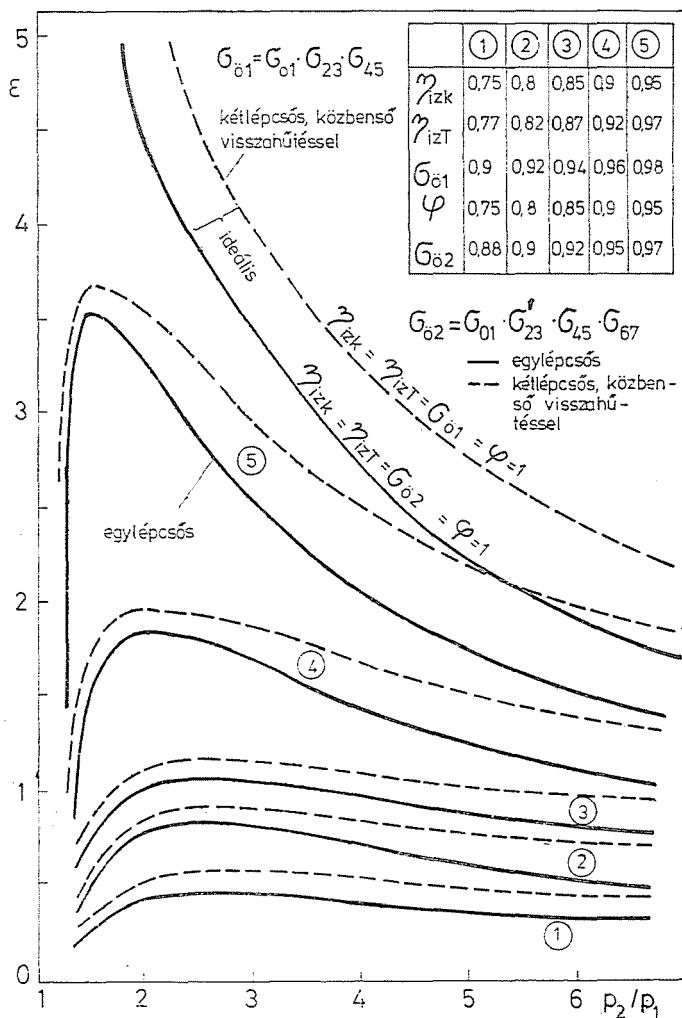
$$P = P_k - P_t = c_p[(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)]$$

ahol

c_p = fajhő állandó nyomáson

A fajlagos hűtőteliesség:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{P} = \frac{T_0 - T_5}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)}$$



2. ábra. Az egy- és kétlépcsős kompresszorú turbóléghűtő ε fajlagos hűtőteliességének változása a nyomásviszony függvényében, különböző rész-vesztési tényezők esetén

A legegyszerűbb, teljesen ideális két izentrópával és két izobárral határolt turbólégűtős körfolyamat fajlagos hűtőtéljesítménye [3] csak a nyomásviszony, vagy a megfelelő térfogatviszony függvénye, pontosan úgy, mint ahogy az ilyen folyamatokkal határolt, hasznos munkát szolgáltató hőkörfolyamatok termikus hatásfoka szintén csak fenti mennyiségektől függ.

Az ideális turbólégűtő fajlagos hűtőtéljesítménye (2. ábra) a nyomásviszony csökkenésével egyértelműen növekszik. Ez, a valóságos turbótöltőknél is megmutatkozó kedvező hatás azt eredményezi, hogy a turbólégűtők kis nyomásviszonyok esetén gazdaságosak.

A lapátos gépek nyomásviszonya kerületi sebességükkel arányos, így fenti tulajdonsága, előnyösen, viszonylag kicsi kerületi sebességű lapátos gépek alkalmazását teszi lehetővé.

A legegyszerűbb, egylépcsős kompresszorú, valóságos turbólégűtőben a következő legfontosabb veszteségek keletkeznek (a veszteségeket az 1. ábra jelölései szerint, definiáló jellemzőikkel együtt tárgyaljuk):

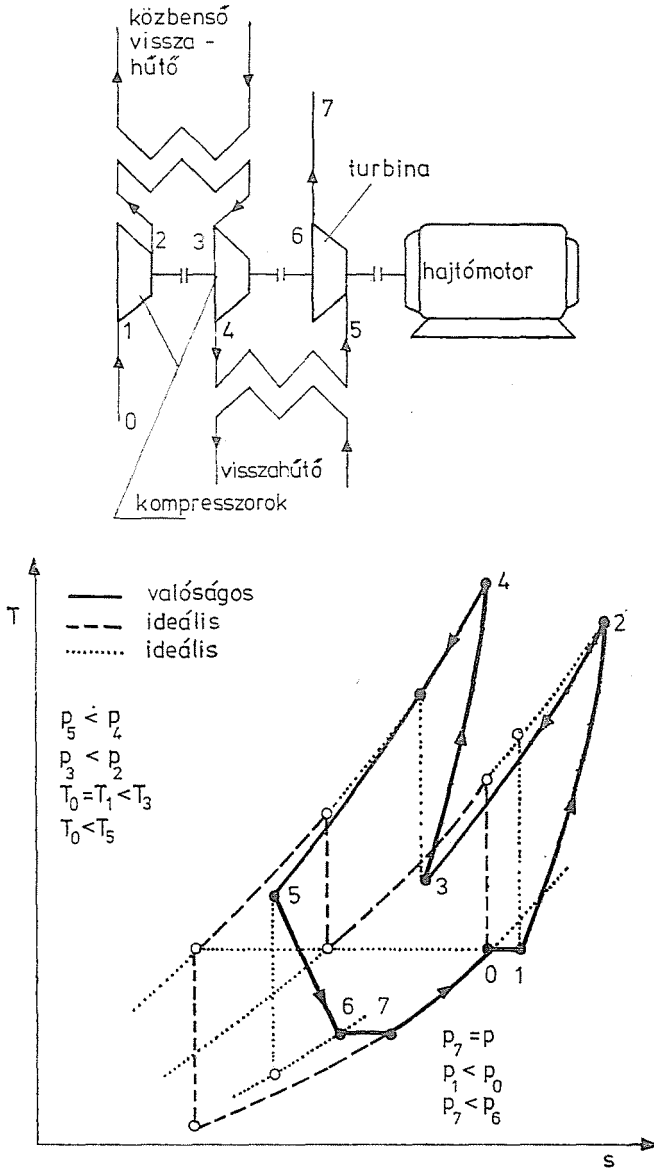
- Nyomásvesztés a szívócsatornában (0–1 fojtásos állapotváltozás) a hangtompítóban, esetleg a légszűrőben. Hatására $p_1 < p_0$, a nyomásvesztést definiáló tényező: $\sigma_{01} = p_1/p_0$.
- Örvénylési, ütközési, súrlódási veszteség a kompresszorban. Hatása $T_2 > T_2''(p_2 = p_2'')$. A veszteség a kompresszor η_{izk} izentrópus hatásfokával definiálható.
- A visszahűtés alatt a visszahűtőben áramló közeg nyomása csökken ($p_3 < p_2$; $\sigma_{23} = p_3/p_2$) és a visszahűtő véges felülete miatt abban hőfoklépcső keletkezik ($T_3 > T_0 = T_1 = T_3'$). A visszahűtő hatásosságát kifejező tényező $\varphi = (T_2 - T_3)/(T_2 - T_0)$.
- A turbínában keletkező áramlási veszteségek miatt $T_4 > T_4''$ ($p_4 = p_4''$) A veszteséget az expanzió η_{izt} izentrópus hatásfoka fejezi ki.
- A turbina utáni csővezetékben csökken a nyomás ($p_5 = p_0 < p_4$), a veszteséget kifejező tényező $\sigma_{45} = p_5/p_4$.

A veszteséges, fenti veszteségi tényezőkkel definiált, az 1. ábrán látható munkafolyamatú turbólégűtő valóságos (effektív) fajlagos hűtőtéljesítményének (ε_e) változása folytonos vonallal a 2. ábrán látható. A számítás menete a (3) irodalomban található. Az ábrában feltüntettük az egyes görbékhez tartozó veszteségi tényezőket is. A tömör ábrázolás érdekében a három nyomásvesztési tényezőt egy $\sigma_{\delta 1}$ össz-nyomásvesztési tényezőben foglaltuk össze (az „1” index az egy-lépcsős kompresszorú munkafolyamatot jelzi).

A reálisan elérhető, kedvező, ill. igen kedvező veszteségeket a ②. ill. ③ jelű görbék ábrázolják. A termikus analízis eredménye szerint az ilyen turbólégűtővel elérhető fajlagos hűtőtéljesítmény maximális értéke egy körül van, az ehhez tartozó (optimális) nyomásviszony 2 körül. Látható, hogy az optimális nyomásviszony kedvezően kicsi, azonban a fajlagos hűtőtéljesítmény kb.

3–4-szer kisebb, mint az azonos körülmények között működő gőzös-kompresszoros hűtőgépe. Ez az alapvető hátránya a turbóléghűtőnek.

A 2. ábrában azonnal szembe tűnő az ideális ($\eta_{izk} = \eta_{izt} = \sigma_{\delta 1} = \varphi = 1$) és a valóságos turbóléghűtő fajlagos hűtőteljesítménye közötti óriási különbség. Az ideális turbóléghűtő $p_2/p_1 = 2$ nyomásviszonynál $\varepsilon_{id} = 4,566$ fajlagos



3. ábra. A kétlépcsős, közbenő visszahűtésű kompresszorokkal rendelkező turbóléghűtő vázlatja és valóságos munkafolyamatának T-s diagramja

hűtőteltjesítménnyel rendelkezik, ez a reális valóságosénak 5—6-szorosa. Vizsgáljuk meg, hogy mitől van ez, a belsőégésű hőerőgép munkafolyamatoknál nem tapasztalt, szinte nagyságrendi különbség a valóságos és ideális munkafolyamat között. A turbólégghűtő visszahűtőjében elvonható viszonylag csekély hőmennyiség miatt a T_2 és T_3 hőmérsékletek nem jelentősen különböznek egymástól, ezzel együtt a kompresszor és turbina munkák közötti különbség sem jelentős. Ilyenkor mindig fennáll az, hogy a veszteségek miatt megnövekedett kompresszor és lecsökkent turbina munka közötti különbség az ideálisénak többszörösére (jelen esetben kb. háromszorosára) növekszik.

Figyelembe véve, hogy közben a hasznosan elvonható hőmennyiség is csökken, így érthető, hogy az ideális fajlagos hűtőteltjesítmény 5—6-szorosa a valóságosénak.

A kétlépcsős, kompresszorok közötti visszahűtéssel működő turbólégghűtő energetikai viszonyai

A turbólégghűtő fajlagos hűtőteltjesítménye kétlépcsős kompresszióval és a két lépcső közötti visszahűtéssel növelhető. Az ilyen turbólégghűtő vázlata és T - s diagramja a 3. ábrán látható. Ennél a munkafolyamatnál a két kompresszor közötti visszahűtő hűtési tényezőjét (φ) azonosnak vettük fel a turbina előtti alap—visszahűtő hűtési tényezőjével. A két kompresszor közötti visszahűtő σ'_{23} (jelölés a 3. ábra szerint) nyomásvesztéségi tényezőjére reális értékeket véve fel, a kétlépcsős kompresszióval rendelkező turbólégghűtő össznyomásvesztéségi tényezője ($\sigma_{\partial 2}$) a következő:

$$\sigma_{\partial 2} = \sigma_{01} \cdot \sigma'_{23} \cdot \sigma_{45} \cdot \sigma_{67}$$

A 2. ábrában $\sigma_{\partial 2}$ értékeit is feltüntettük. Látható, hogy a két kompresszor közötti visszahűtés következtében javult a turbólégghűtő fajlagos hűtőteltjesítménye, de nem jelentős mértékben, az optimális nyomásviszonyok tájékán, a technikailag reálisan elérhető részhatásfokok tartományában kb. 10%-kal. E viszonylag csekély javulás annak következménye, hogy az optimális nyomásviszonyok mérsékeltek (amely önmagában kedvező jelenség), és ilyenkor a két kompresszor közötti visszahűtés nem hoz létre jelentős csökkenést a második kompresszor teljesítményfelvételében [11]. Nagyobb nyomásviszonyok esetén a javulás jelentősebb, azonban ennek gyakorlati jelentősége nincsen.

A munkafolyamat további bonyolításával (különböző, munkafolyamaton belüli hőcserélők alkalmazásával) a fajlagos hűtőteltjesítmény még további 5—10%-kal esetleg növelhető, azonban ilyenkor a turbólégghűtő elveszti legfontosabb előnyét, egyszerűségét.

Összefoglalva megállapítható, hogy a turbólégghűtőkkel, a jelenleg kedvező reális részhatásfokok mellett legfeljebb egységnyi értékű fajlagos hűtőteltjesítmény érhető el.

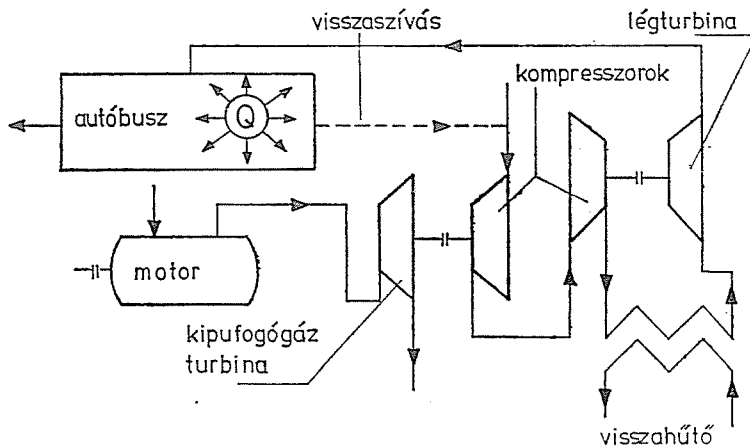
A továbbiakban tekintsük át azokat a felhasználási területeket, ahol a fenti energetikai viszonyokat is figyelembe véve, a turbóléghűtő versenytársa lehet a gőzös kompresszoros hűtőgépeknek.

A turbóléghűtők alkalmazási lehetőségei, eddigi eredmények

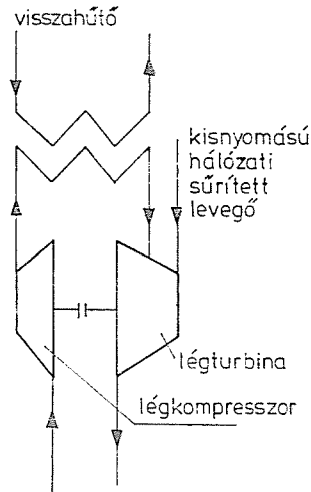
A turbóléghűtő bevezetésben felsorolt előnyei és hátrányai lényegében megszabják alkalmazási lehetőségeit is. Csak ott alkalmazható reálisan, ahol valamilyen előnye kompenzálja hátrányait [8]; [6].

A hulladékenergiával történő üzemeltetésre viszonylag kedvező lehetőséget nyújt autóbussen kipufogógáz-turbinával hajtott légkondicionáló turbóléghűtők alkalmazása [2]. A berendezés vázlata a 4. ábrán látható. A sűrités két kompresszorban történik. Az egyiket a kipufogógáz-turbina, a másikat a légturbina forgatta. Félüzemi kísérleteink és méréseink alatt a két kompresszor között nem alkalmaztunk visszahűtőt. A vizsgálatok azt mutatták, hogy a kipufogógáz energiája egy részének hasznosítása nem kompenzálta teljes mértékben a turbóléghűtő kisebb fajlagos hűtőteltjesítményét, össz-gazdaságossága kedvezőtlenebb volt a gőzös-kompresszoros légkondicionáló egységénél. Előnye volt viszont a jelentősen egyszerűbb konstrukció, a kisebb beruházási költség.

Repülőgépek földi légkondicionálására, repülőgép fedélzeti indító-gáz-turbinák felhasználásával, kedvezően egyszerű konstrukció alakítható ki [10]. E területen nem jutottunk el félüzemi kísérletekig, a vizsgálatok tanulmányterv szinten történtek.

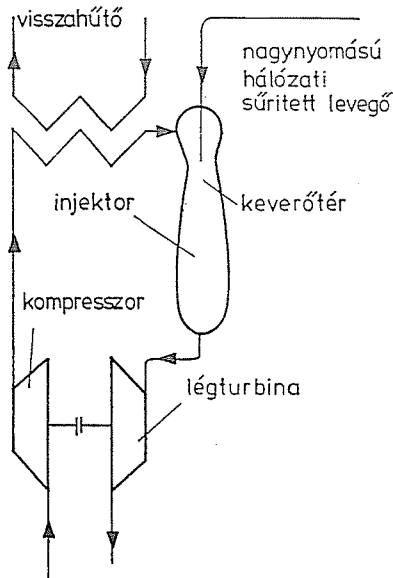


4. ábra. Autóbuszok légkondicionálására alkalmas, kipufogó gázturbinával üzemeltetett turbóléghűtő vázlata



5. ábra. Kisnyomású sűrített levegővel működő turbóléghűtő vázlata

Mélyfekvésű bányák helyi légkondicionálására igen kedvezően felhasználható a bányákban rendelkezésre álló, sűrített levegővel üzemeltetett bányaturbóléghűtő [3]; [12]. Az ilyen bányaturbóléghűtők két típusát dolgoztuk ki, amelyek kis (5. ábra), ill. nagy nyomású (6. ábra) levegővel működnek. A nagy



6. ábra. Nagynyomású sűrített levegővel működő (injektoros) turbóléghűtő vázlata

nyomású sűrített levegővel működő ún. injektoros megoldású bányaturbóléghűtő sújtóléghiztos kivitelben készült. A Járműgépészeti Intézet Aero- és Termotechnika tanszékén egy-egy kis-, ill. nagynyomású levegővel működő turbóléghűtő készült, amelyek két hazai mélyfekvésű bányában üzemelnek.

Hazai viszonylatban ezeket az alkalmazási lehetőségeket dolgoztuk ki, ill. építettünk kísérleti berendezéseket. Folyamatosan vizsgáljuk a további alkalmazási lehetőségeket és bízunk benne, hogy a turbóléghűtő egyes, speciális felhasználási területeken versenytársává válhat a gőzös-kompresszoros hűtőgépeknek, ahogy ez repülőgépek légkondicionálásánál már meg is történt.

Összefoglalás

A tanulmány a turbóléghűtők működését, gazdaságosságát elemzi. Összehasonlítja előnyeit és hátrányait szempontjából a turbóléghűtőket a gőzös-kompresszoros hűtőgépekkel.

Meghatározza az egy és kétlépcsős, közbenső visszahűtéssel rendelkező turbóléghűtők fajlagos hűtőtéljesítményét és ennek alapján a turbóléghűtők optimális gazdaságosságát. Végül összefoglalja az eddig elért hazai eredményeket.

Irodalom

1. Pásztor, E.: Turbóléghűtők (Turboluftkühler). BME Tudományos Évkönyv — Wissenschaftliches Jahrbuch der Budapester Technischen Universität (1960)
2. Пастор, Э.: Кондиционирование автобусов турбовоздушным охладителем. Periodica Polytechnica, Transp. Eng. 4, 145 (1976)
3. Pásztor, E.: Analyse des Arbeitsprozesses von Kältemaschinen mit Luftzyklus, und ihre Anwendungsmöglichkeiten. Acta Technica, Budapest Tomus 84 3—4 221 (1977)
4. Прохоров, В. И. О применении воздушных холодильных машин в системах кондиционирования воздуха. Холодильная техника. № 1. (1969)
5. Coad, W. J.: Terminal effectiveness of a vapor compression cycle-Heating. Piping Air Conditioning 1976 48 34 (1976)
6. Edeards, T. S.; McDonald A. T.: Rotor cooler 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. № 12 (1975)
8. Прохоров, В. И. и др.: К определению энергетически целесообразных режимов работы систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами. Холодильная техника. № 9. (1979)
9. Hilbert, G. S.: Zur Praxis der Kältetechnische Ausrüstung Klimaanlage. Gesund. Ing. 1962. 83, № 12.
10. Пастор, Э.: Анализ рабочего процесса воздушных турбохолодильных установок (ВТХУ) и их применение для наземного кондиционирования воздуха на самолетах. Periodica Polytechnica, Transp. Eng. 9, 37 (1981)
11. Pásztor, E.: Kétlépcsős, kompresszorok közötti visszahűtéssel működő turbóléghűtő termodinamikai számítása. Kézirat. 1982.
12. Pásztor, E.: Grubenturboluftkühler — Ihre Theorie und praktische Ausführung Acta Technica, Budapest Tomus 94 1—4 (1983)

Dr. Pásztor Endre egy. tanár