

# KÉTKÖZEGŰ ERŐMŰ VÍZGŐZ-AMMÓNIA HŐTRANSZFORMÁCIÓJÁVAL KAPCSOLATOS FÉLŰZEMI MÉRÉSEK EREDMÉNYEI\*

SZENTGYÖRGYI ISTVÁN\*\*

VARGA JÁNOS\*\*\*

VERES GERGELY\*\*\*\*

Az 1960-as évek elején HELLER professzor a légkondenzációs rendszer tökéletessége során javasolta a kétközeges, vízgőz-ammónia kombinált rendszer alkalmazását. A javasolt kombinált rendszer nemcsak a légkondenzációs rendszerek számára nyit új lehetőségeket hideg klímájú helyeken, hanem lehetőséget nyújt igen nagy egységteljesítőképességű turbógépcsoportok megvalósítására. A Budapesti Műszaki Egyetem Hőenergetika tanszékén kiterjedt vizsgálatokat végeztek a javasolt, körfolyamattal kapcsolatban. A vizsgálatok elvégzése után 1965-ben HELLER professzor nyilvánosságra hozta az általa javasolt új rendszer felépítésére vonatkozó javaslatait és rámutatott a részkörfolyamatokat elválasztó hőcserélőnek döntően fontos szerepére, valamint a megvalósításával kapcsolatos nehézségekre. Nyilvánvalóvá vált, hogy az elválasztó hőcserélő megvalósítása előtt kísérleti kutatómunkára van szükség. A szerzők által végzett kísérletek megállapították, hogy lehetséges olyan racionális méretű vízgőz-ammónia kondenzátor-kazán felépítése, amely a termikus szempontból megkívánt kicsi, kb. 4÷6 °C hőmérsékletkülönbségek esetében is megfelelően működik.

## Jelölések

$i$	—	hőésés
$i'$	—	folyadék entalpia
$i''$	—	telített gőz entalpia
$k$	—	hőátviteli tényező
$r$	—	párolgási hő
$q$	—	hőterhelés
$\Delta t$	—	hőmérsékletkülönbség
$v'$	—	folyadék fajtérfogat
$v''$	—	gőz fajtérfogat
$x$	—	távolság, gőztartalom, relatív entalpia $\frac{(i - i')}{r}$
$F$	—	felület
$G$	—	anyagáram
$H$	—	hőcserélő cső magassága
$N$	—	teljesítmény
$Q$	—	hőmennyiség
$S$	—	entropia
$T$	—	hőmérséklet
$V$	—	térfogat

\* Bemutatta Dr. HELLER LÁSZLÓ akadémikus a Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának 1973. május 10-i közgyűlési tudományos ülésén

\*\* Szentgyörgyi István, Energiagazdálkodási Intézet

\*\*\* Varga János, Villamosenergiaipari Kutató Intézet

\*\*\*\* Veres Gergely, BME Hőenergetika Tanszék

$\alpha$	—	hőátadási tényező
$\gamma$	—	fajsúly
$\eta$	—	hatásfok
$\lambda$	—	hővezetési tényező
$\mu$	—	dinamikus viszkozitás

A világ villamosenergia-igényének rohamos növekedésével, valamint az egyre nagyobb együttműködő villamosenergia-rendszerek kialakulásával a fejlődés iránya a mind nagyobb egységteljesítményű turbógépcsoportok, gőzturbinák és villamos generátorok alkalmazása felé mutat.

Az egységteljesítőképeségek növelésének azonban egy bizonyos értéken túl határt szabnak a turbinában áramló munkaközeg térfogatviszonyai. Elsősorban a gőzturbina kilépő keresztmetszete képez korlátozó határt, mivel az utolsó fokozat lapáthosszát szilárdságtani szempontok figyelembevételével egy bizonyos értéken túl növelni nem lehet.

Ugyancsak fontos szempont a nagyteljesítményű új energetikai egységek létesítésénél a hőtűvízzel történő maximális takarékoskodás, s ez a kívánalom léghűtésű, ún. „száraz” hűtőtornyok alkalmazására ösztönöz. A kialakítandó rendszer tehát olyan kell legyen, ahol száraz hűtőtornyos megoldás racionálisan számításba vehető.

Nem hagyható figyelmen kívül az új energetikai egységek kialakításánál az a követelmény sem, ami az eddig elhanyagolt zord klímájú területek intenzív iparosítása kapcsán merül fel. A születő új ipar és az ott élő lakosság bőséges energiaellátásának biztosításához a felépülő energetikai egységeknek minden körülmények között üzembiztosan kell dolgozniuk a befagyás veszélye nélkül. Külön további előnyt jelent természetesen, ha az alkalmazott rendszer a környezet termodinamikai potenciális lehetőségeit is kihasználni képes.

A fenti problémacsoport frappáns megoldására HELLER László akadémikus javaslatot tett egy olyan kétközegű körfolyamat megvalósítására, ahol a felső fokozatban egy vízgőz körfolyamat, az alsó fokozatban pedig egy a hűtőtechnikában alkalmazott „hideg-gőz”, célszerűen ammónia körfolyamat van [1].

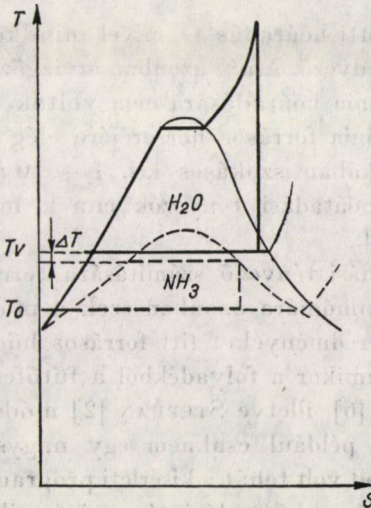
Ez a kétközeges körfolyamat megfelel mindazon különleges követelményeknek, amelyeket a fentiekben körvonalaztunk. Amint az a körfolyamatra jellemző  $T-S$  diagramból (1. ábra) látható, a felső hőfoktartományban víz az energiahordozó közeg, az alsó hőfoktartományban  $\text{NH}_3$  dolgozik. A két rész-körfolyamatot olyan hőfokszinten célszerű elválasztani, ahol egyrészt az  $\text{NH}_3$  folyamatba betáplált hőmennyiség döntő részét izotermikusan tudjuk a rendszerbe bevinni, másrészt a vízzel dolgozó részfolyamat berendezési elemei sehoh sem kerülnek atmoszférikus nyomás alá.

A rendszer fő berendezési elemeiről a 2. kapcsolási ábra nyújt tájékoztatást.

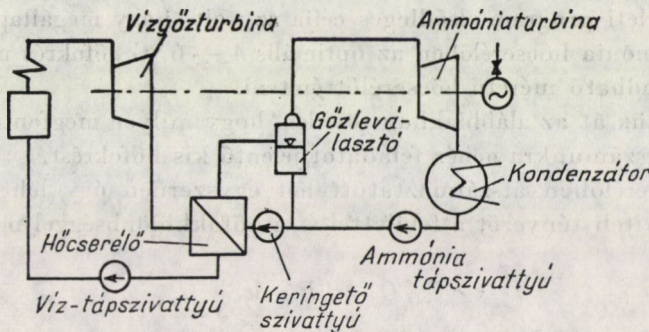
A felső és alsó fokozat között a 2. ábrán is feltüntetett közbenső hőcserélő teremti meg az energetikai kapcsolatot, amely tulajdon képpen egy konden-

zálódó vízgőzzel fűtött „hideg” gőzkazán. A kétközegű körfolyamat összgazdaságosságát ennek a hőcserélőnek jellemző tulajdonságai döntően befolyásolják.

A javasolt rendszerrel kapcsolatban az elmúlt 10–12 év során elvégzett rendszertechnikai és hőséma-vizsgálatok alapján arra a meggyőződésre jutotunk, hogy a kétközeges rendszer hőcserélőjén kívül az összes szerelem



1. ábra.



2. ábra.

előállítható. Megvalósításuk előtt külön célkutatások elvégzése nem szükséges, a tervezési munka mérnöki feladatként kezelhető.

A hőcserélő berendezésről nem mondhattuk el ugyanezeket. Az már az első vizsgálatok során bizonyossá vált, hogy a körfolyamat realizálása során a legtöbb gondot ez a berendezés-elem fogja okozni. Itt nem lehetett lemondani egy olyan kísérleti berendezés építéséről, amelyben a lehetőségekhez

képezt hűen tudjuk szimulálni a majdani erőművi berendezésben kialakuló folyamatokat.

A kísérleti munka során szükséges volt tehát elvégezni néhány olyan alapkísérletet, amely alapkísérletek eredményeinek a birtokában teljes biztonsággal végezhetjük el a közbelső hőcserélő berendezésnek — amely a realizálás szempontjából igen nagy fontossággal bír — hőtechnikai és hidraulikai méretezését.

A két közeg közötti hőátadás — mivel mindkét oldalon izotermikus a hőcsere — várhatóan kedvező. Amíg azonban a vízgőz kondenzációs hőátadása ismert, addig az ammónia hőátadására nem voltak kellő adataink. Lehetett ugyan találni az ammónia forrásos hőcseréjére elég sok mérési adatot, ezek azonban a hűtőtechnikában szokásos kis,  $1 \div 10$  at nyomástartományban voltak kimérve, s a hőátadási tényezők ennek megfelelően meglehetősen kicsik voltak [2, 3, 4, 5].

A forrásos hőátadási tényező számítására természetesen vannak megfelelő módszerek, az ammóniára azonban ezek a módszerek nem adtak egyértelműen megegyező eredményeket (itt forrásos hőcserének azt a hőátadási folyamatot nevezzük, amikor a folyadékból a fűtőfelületen buborékok keletkeznek). A ROHSENOW [6], illetve STEPHAN [2] módszereivel számított hőátadási tényezők között például csaknem egy nagyságrend volt az eltérés.

Feltétlenül indokolt volt tehát a kísérleti program során az a törekvésünk, hogy az ammónia forrásos hőátadási tényezőjét, illetve a vízgőz-ammónia hőcserélőben elérhető hőátviteli tényezőt félüzemi jellegű berendezésben, a valóságosnak megfelelő nyomáson meghatározzuk.

A kísérleti program elsődleges célja az volt, hogy megállapítsuk, vajon a vízgőz-ammónia hőcserélőben az optimális  $4 \div 6$  °C hőfokrés mellett lehetőség-e elfogadható méretű hőcserélőt építeni.

Tekintsük át az alábbiakban röviden, hogy milyen megfontolások teszik indokolttá a számunkra nehéz feladatot jelentő kis hőfokrészt.

A hőcserélőben átszármaztatott hőt egyszerűen úgy lehet számítani: hogy a hőátviteli tényezőt a felülettel és a hőfokkülönbséggel megszorozzuk.

$$Q = kF \cdot \Delta t$$

A felület és a hőfokkülönbség kapcsolata abban jelentkezik, hogy nagy hőfokkülönbség esetén kis felületre van szükség, a hőcserélő tehát olcsó, kis hőfokkülönbség esetén pedig költséges lesz.

A kapcsolat azonban mégsem ilyen egyszerű. A két közeg közötti hőfoklépcső a körfolyamat termikus veszteségét növeli. Ez a veszteség annál kisebb, minél nagyobb az elválasztó hőmérséklet. A felső határnak az ammónia kritikus hőmérséklete (132,4 °C) alatt kell maradni, az alsónak pedig a víz atmoszférikus forrtpontja felett (100 °C) kell lennie. E szűk hőmérséklet-határ

között az optimális értéket az határozza meg, hogy az ammónia tápszivattyú üzemelési költsége és a vízgőz-ammónia hőcserélő beruházási költsége kicsi legyen. Ezekkel a feltételekkel az optimális elválasztási hőmérséklet 100 °C környezetében van.

A hőcserélő hőfokrésének az optimalizálásához ismernünk kell ennek a veszteségnek a nagyságát. Ez a veszteség kifejezhető a kondenzációs hőmérséklettel ( $T_0$  alsó hőmérséklet-határ) és az entrópiánövekedéssel [7]:

$$\Delta Q = T_0 \Delta S.$$

Az entrópiánövekedést kifejezhetjük a hőcserélőben átszármaztatott  $Q$  hőmennyiséggel és a hőcserélő két oldalán uralkodó hőmérséklettel

$$\Delta S = Q \left( \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_v} \right) = Q \frac{\Delta t}{T_{v,a}^2},$$

ahol  $T_v$  a vízgőz kondenzációs,  $T_a$  az ammónia elpárolgási hőmérséklete  $K$ -ban és

$$T_{v,a} = (T_v T_a)^{0,5}, \quad T_v - T_a = \Delta t.$$

$\Delta S$ -t behelyettesítve  $\Delta Q$  kifejezésbe:

$$\Delta Q = Q \frac{T_0}{T_{v,a}^2} \Delta t.$$

Fejezzük ki ezt a veszteséget a hőcserélőben átszármaztatott hőmennyiséghez viszonyítva

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{T_0}{T_{v,a}^2} \Delta t.$$

Ha pl.  $T_{v,a} = 380 K$ ,  $T_0 = 303 K$ , akkor

$$\frac{\Delta Q}{Q} = 0,002 \Delta t.$$

$\Delta t = 5$  °C hőmérsékletre alkalmazva tehát a veszteség a hőcserélőben átszármaztatott hő 1%-a.

Pontosabb, a vízgőz és az ammóniagőz mennyiségi viszonyait és a turbínában lefutó expanziót is figyelembe vevő eredményt akkor kapunk, ha a kétközegű rendszer hatásfokát kifejező egyenletet használjuk fel a hőmérséklet-rés veszteségének a meghatározására [8]

$$\eta = \frac{\Delta i_v + \varphi \Delta i_a}{\Delta i_v + \varphi (\Delta i_a + \Delta i_{k,a})},$$

ahol  $\varphi = G_a/G_v$  a hőcserélő hőegyensúlyából számítható mennyiségarány,  $\Delta i_v$  a vízgőz,  $\Delta i_a$  az ammóniagőz hőesése a veszteségeket már figyelembe vevő expanzívonalból meghatározva,  $\Delta i_{k,a}$  az ammónia kondenzátorban elvont hő.

Ha ezt a hatásfokot a hőcserélő hőmérsékletelését figyelembevéve, illetve anélkül határozzuk meg, akkor a két hatásfok  $\Delta\eta$  különbségéből számíthatjuk a hőmérsékletelés miatt kieső teljesítményt:

$$\Delta N = \frac{N}{\eta} \Delta\eta$$

(Hatásfokon itt a termikus hatásfok és a turbinahatásfok szorzatát értjük.)

Ezzel a veszteségszámítási módszerrel a két közeg mennyiségi viszonyai mellett a felső körfolyamat jellegét is figyelembe vesszük, mert például a nagy nyomású túlhevített vízgőz-körfolyamatban  $\Delta i_v$  sokkal nagyobb, mint az atomerőművek telítettgőz körfolyamatánál, s így ugyanakkor a hőmérsékletelés vesztesége is más lesz.

A hőmérsékletelés veszteségének az ismeretében most már optimalizálhatjuk a hőfokrést. Az optimalás egyik lehetséges módszere az, hogy ha abból indulunk ki, hogy a hőcserélő hőlépcsője által okozott teljesítménykiesés ellenére az erőmű teljesítményének változatlanak kell maradnia. Ez úgy érhető el, ha már a tervezésnél figyelembe vesszük ezt a veszteséget és nagyobb erőművet tervezünk. A veszteség miatti többletberuházással (a többletberuházás az erőműnek csak egyes berendezéseit terheli) létrehozott nagyobb erőműben a hőlépcső által okozott teljesítménykiesést többlet tüzelőanyaggal kell megtermelni. A hőcserélő hőmérsékletelésének az optimalásakor ezért a többletberuházás ( $\Delta C_a$ ), a többlet tüzelőanyag ( $\Delta C_u$ ) és a hőcserélő ár évi költség-hányadának ( $\Delta C_h$ ) keressük a minimumát, azaz a

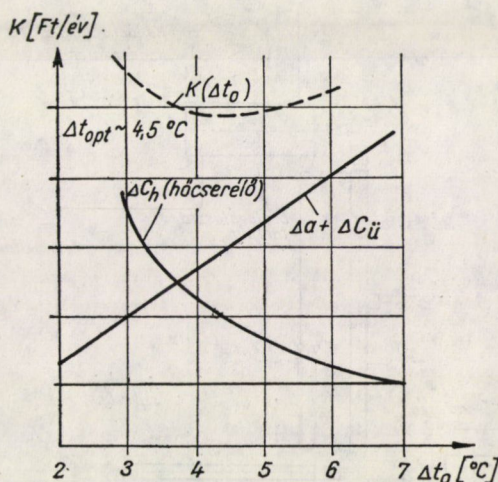
$$\frac{\partial [\Delta C_a(\Delta t) + \Delta C_u(\Delta t) + \Delta C_h(\Delta t)]}{\partial t} = 0$$

egyenlet megoldását keressük [9]. Egy ilyen költségminimum-meghatározás kvalitatíve a 3. ábrában van feltüntetve. A többletberuházás és az üzemanyag-költség kis hőmérsékletkülönbségek esetén lineárisan, a hőcserélő évi költsége pedig hiperbolikusan változik a hőfokréssel. Az erőmű típusa (lignit-, szén-, olajtüzelés vagy atomerőmű) szerint az egyes költségtényezők hatása nem egyforma, ezért pontos érték csak konkrét erőműtípus, energia- és hőcserélő ár ismerete esetén adható. Az eddigi vizsgálatainkból azonban megállapíthatjuk, hogy  $\Delta t_{\text{opt}}$  értéke  $4 \div 6$  °C között van.

Ez a  $4 \div 6$  °C hőfokrés nagyon kicsi, kisebb mint a hőcserélőkben vagy a kondenzátorokban szokásos érték. Jogosan merült fel ezért az a kérdés,

hogy ilyen kis hőfoklépcsővel lehet-e elfogadható méretekkel egy vízgőz-ammónia hőcserélőt létrehozni.

Ha megvizsgáljuk a hőcserélő két oldalának a hőátadását, akkor a vízgőz kondenzációs hőátadásáról megállapíthatjuk, hogy a kis hőfokrés nem hátrány, mivel a kondenzációs hőátadás tényezője éppen kis hőfokkülönbségek esetén nagyon jó.



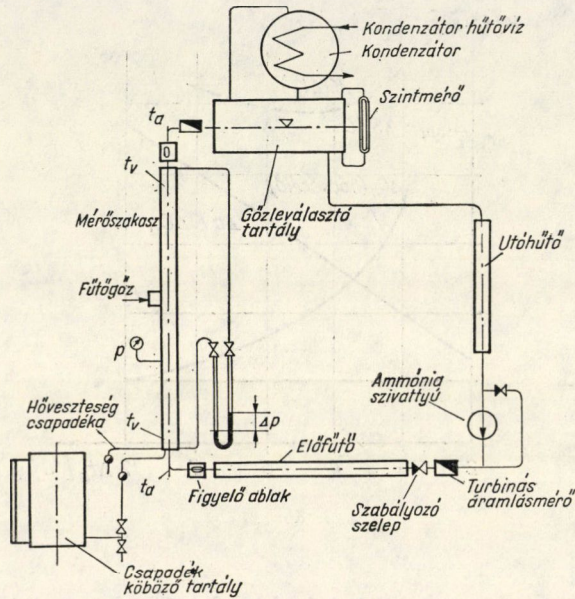
3. ábra.

Más viszont a helyzet az ammóniaoldal forrásos hőcseréjével, mivel forrás esetén a hőátadási tényező a hőátadó fal és a folyadék telítési hőfoka közötti ún. túlhevítési hőfokkülönbség 2,3 hatványával változik. Mivel a hőcserélő teljes hőfoklépcsője nem lehet  $4 \div 6$  °C-nál nagyobb, az ammóniaoldalra jutó  $2 \div 3$  °C hőfokrés mellett félő volt, hogy nem tudunk megfelelően nagy hőátadási tényezőt elérni.

Kizárólag elméleti megfontolások alapján lehetetlen volt a felmerült kérdésre megnyugtató választ adni. Ezért határoztuk el a kísérleti programban egy olyan berendezés felépítését, amelynek segítségével választ kapunk az áramló  $\text{NH}_3$  csőben történő forralásakor kialakuló hőátadási viszonyokról. Fontos szempont volt, hogy a kísérleti hurokban közelítőleg olyan fizikai és geometriai feltételeket biztosítsunk, mint amilyenek a leendő energetikai berendezésekben üzemi körülmények között megvalósulnak.

A kísérleti berendezés a BME Hőenergetikai Tanszékének a laboratóriumában épült fel. A kísérleti berendezést az EGI megbízásából a VEIKI építette meg és végezte a méréseket. A berendezés egységeit — a műszereket kivéve — a szabadban helyeztük el. A berendezés kapcsolási vázlatát a 4. ábrában tüntettük fel [10, 11, 12].

A kísérleti mérőberendezésben a mérőszakasz egy 5 m hosszú, 25 mm belső átmérőjű cső, amelyen keresztül szivattyúval áramoltatjuk az ammóniát, s fűtése a cső külső falán kondenzálódó vízgőzzel történik. Az ammónia nyomása (70 at), a felhasznált cső hossza és átmérője biztosítja, hogy a két-közegű rendszer hőcserélőjének egy kis részét (egy csövét) valóban hűen szimuláljuk.



4. ábra.

A hőcserélőben az ammónia egy része elpárolog, a keletkezett gőzt le kell kondenzálni. A hőcserélőt folyadék-gőz kétfázisú keverék hagyja el, a kondenzátor előtt a folyadékot a gőztől egy gőzleválasztóban különítjük el, ahonnan a leválasztott folyadékot és a kondenzátumot egy utóhűtő közbeiktatásával (a kavitáció elkerülése miatt) a szivattyúba — amely az áramlást fenntartja — vezetjük.

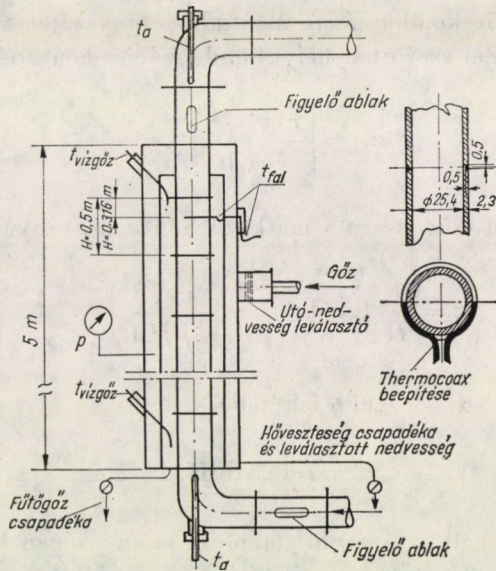
A hőcserélőben kialakuló kétfázisú keverék sűrűsége kisebb, mint a szivattyú előtti hideg ágban levő folyadéké. A két ág fajsúlykülönbsége miatt ezért szabadáramlás alakulhat ki a hőcserélőben. A kísérletek elkezdésekor még nem tudtuk, hogy szabadáramlás esetén az ammóniaoldal hőátadási tényezője elég nagy lesz-e, ezért keringető szivattyút is beépítettünk (Acid-Perfecta tömszelence nélküli szivattyú, Rütchi-gyártmány).

A vízgőz-ammónia hőcserélőbe megcsapolt gőzzel előmelegítve lép be az ammónia, amely a hőcserélőben először a telítési hőfokra melegszik fel, s ezután kezdődik a gőzképződés. A kísérleti berendezés tervezésénél arra



törekedtünk, hogy elő tudjuk állítani mind a néhány fokok aláhűtést (az utó-hűtővel), mind pedig a telített hőfokú, ill. a nullánál nagyobb relatív entalpiájú állapotokat is (a mérőszakasz elé épített előfűtővel).

A hőcserélőben a hőátviteli tényezőt és az ammónia oldali forraszos hőátadási tényezőt mértük. Ehhez a vízgőz, az ammónia és a csőfal hőfokát kellett nagy pontossággal mérni. A hőmérsékletmérésre kétféle érzékelőt, 100 ohm



5. ábra.

Pt. ellenálláshőmérőket és thermocoax crommel-alumel termoelemeket használtunk. Az ellenálláshőmérővel mért hőfokokat precíziós hőfokmérő híddal, a termoelemekkel mértéket 16 mérőhelyes Kent kompenzográffal határoztuk meg. A vízgőz és az ammónia hőmérsékletének a mérése nem jelentett különösebb problémát, csupán azt kellett biztosítani, hogy a felhasznált termoelemeket és ellenálláshőmérőket olyan hőmérőtokba helyezzük, amelyek a környezetből nem visznek hőt a mérés helyére és így valóban a mérés helyén uralkodó hőmérsékletet mérik [13].

Nagyobb gondosságot igényelt a csőfal hőfokának a mérése. Igen elterjedt az a módszer, hogy a termoelemeket a külső csőfalra ráforrasztják. Ezt a módszert azonban nálunk nem lehetett alkalmazni, mivel a csőfalon a hőátadás (kondenzáció) igen jó, s a felületre forrasztott termoelem — hasonlóan mint egy borda — hőt visz a felületre, a termoelem tehát a valóságosnál nagyobb hőfokot mér. Ennek a hibának az elkerülésére a csőfalba készített horonyba helyeztük a termoelemeket, amelyek így a csőfalból nem álltak ki (5. ábra).

A csőfalra erősített termoelem azonban helyi hőmérsékletet mér (amely pontról pontra változik). A hőátadási tényezőt viszont a hőcserélő egészében lekondenzálódott vízgőz mennyiségével meghatározott hőmennyiségből számítottuk, ezért ki kellett a falhőmérséklet mérésére választanunk azokat a helyeket, amelyeken a helyi hőátadási tényező az átlagosnak felel meg. Erre a látszólag bonyolult módszerre azért volt szükség, mert a hőátadó csövön a vízgőz kondenzátuma lefelé vastagodó csapadékfilmet alkot, amelynek a hőellenállása a vízgőz kondenzációs hőátadási tényezőjét rontja.

A Nusselt-elmélet szerint a helyi kondenzációs hőátadási tényező értéke [14]

$$\alpha_x = \left[ \frac{r \cdot \gamma^2 \cdot \lambda^3}{4\mu x \Delta t} \right]^{1/4}$$

az átlagos, tehát a  $H$  csőhosszra vonatkozó hőátadási tényező pedig

$$\alpha = \frac{1}{H} \int_0^H \alpha_x dx = \frac{4}{3} \left( \frac{r\gamma^2\lambda^3}{4\mu H \Delta t} \right)^{1/4}.$$

A keresett helyen  $\alpha = \alpha_x$ , s ezzel a feltétellel

$$x = 0,316 H.$$

Problematikus volt az áramló ammónia mennyiségének a mérése. Mérőperem sikertelen beépítése után a megbízható megoldást turbóquant turbinás áramlásmérők alkalmazásával sikerült elérni.

Az ammónia és a vízgőz nyomását Bourdon-csöves manométerekkel mértük.

A hőtani számítások alapja a hőcserélőben átszarmaztatott hő pontos mérése volt. Erre az a legalkalmasabb módszer, hogy a hőcserélő mindkét oldalán áramló anyagra meghatározzuk a hőmérsékletet. A kondenzáció oldalán a hőmérséklet a kondenzátum pontos meghatározását jelentette,

$$Q_1 = G_v r,$$

amit köböző tartályban mértünk. A hőcserélőben a gőz nemcsak a hőátadó csövön kondenzálódik, hanem a hővesztés miatt a külső burkoló csőfalon is. A hővesztés számításának a bizonytalansága miatt a kísérleti berendezésben a hőátadó cső köré egy közbenső csövet helyeztünk el, amely egy alkotója mentén fel volt hasítva. Ez a közbenső cső a gőz útjában nem jelentett ellenállást, ugyanakkor a hővesztés kondenzátumát hatásosan elkülönítettük vele. A fűtőgőzt a műegyetemi gőzhálózatból vettük, s mivel benne a gőz rendszerint nedves volt, a főgőzszelep után nedvességleválasztót építettünk be.

Az ammóniaoldali hőmérséletet a

$$Q_2 = G_a (i_2 - i_1)$$

összefüggés alapján lehet meghatározni, ahol  $i_2$  a kilépő,  $i_1$  a belépő ammónia entalpiája. A belépő entalpia az ammónia hőfokából egyértelműen meghatározható, a kilépőhöz viszont ismerni kell az ammónia gőztartalmát, így

$$i_2 = i' + xr.$$

A gőztartalmat legkönnyebben az ammónia kondenzátorban (a kondenzátum mennyiségéből) lehetne meghatározni. Ez a módszer azonban meglehetősen körülményes, ezért inkább a hőcserélő kilépő keresztmetszetében mértük meg az ammónia-ammóniagőz keverék térfogatát, s a ki- és belépő térfogat arányából ( $V_{kev}/V'$ ) határoztuk meg a gőztartalmat:

$$V_{kev} = [(1 - x) v' + x \cdot v''] G.$$

Ebből

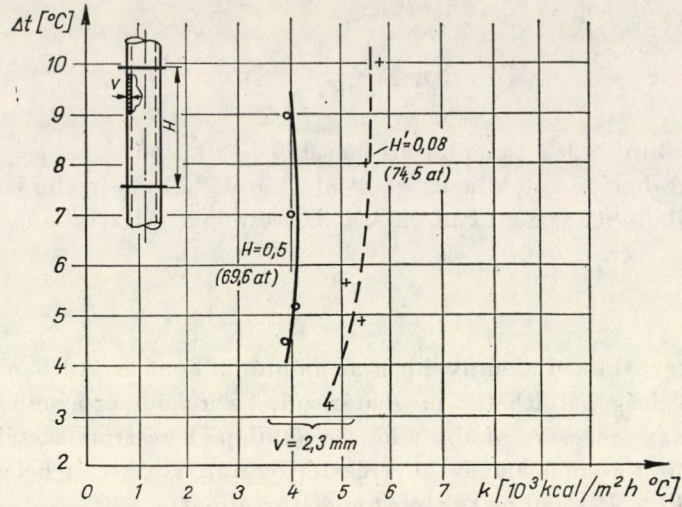
$$x = \left( \frac{V_{kev}}{V'} - 1 \right) / \left( \frac{v''}{v'} - 1 \right).$$

Ezt a módszert azért alkalmazhattuk, mert a mérőszakasz előtti (gőztartalom nélküli) és a mérőszakasz utáni (kétfázisú keverék) áramló térfogatokat nagypontosságú turbinás áramlásmérővel mértük. A két módszerrel számított hőmérség jó egyezést adott.

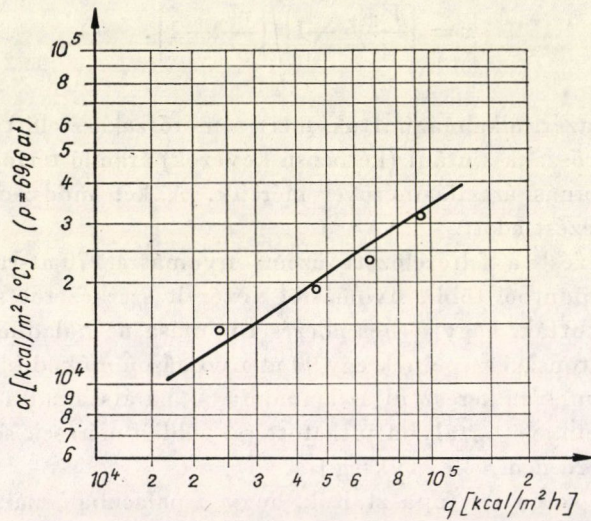
A berendezést a feltételezett üzemi nyomásra, 70 at-ra méreteztük. Biztonsági szempontból több, nyomásról vezérelt szerkezetet szereltünk fel, amelyek biztosították, hogy a berendezés nyomása ne haladhassa meg a 80 atmoszférát. Biztonsági szepelnek egy 90 at nyomáson működő hasadó tárcsát építettünk be, amelyen keresztül az ammónia — ha átszakad a tárcsa — egy vízzel félig telt elnyelő tartályba juthatott (az eddigi mérések során a hasadó tárcsa működésére nem volt szükség.)

A mérések során azt tapasztaltuk, hogy a palackban szállított kereskedelmi minőségű ammónia víz és olaj szennyeződést tartalmazott. Mivel a szennyeződés mind a korrózió, mind a hőátadás szempontjából káros, az ammónia tisztítására egy desztilláló berendezést építettünk a rendszerhez. Ez a desztilláló berendezés alkalmas volt arra is, hogy a hőcserélőből a teljes ammóniamennyiséget üzem közben bele ürítsük és utána desztillálással megtisztítsuk.

A rendszerbe betöltött ammónia tisztaságának és a hőcserélőben kialakuló áramlási állapotok megfigyelésére ablakokat építettünk be.



6. ábra.



7. ábra.

A kísérleti hőcserélőben mért adatokból számított hőátviteli tényezőket a 6. ábrában láthatjuk (a kísérleti hőcserélőben mérés technikai okokból az optimálisnál nagyobb, 2,3 mm falvastagságú acélsövet építettünk be, amiatt a falon keresztüli hőésés a 6. ábrában feltüntetetténél nagyobb, a hőátviteli tényező kisebb volt).

Mivel nemcsak a két közeg-, hanem a csőfal hőfokát is mértük, a csőfal és az ammónia hőfokából számíthattuk az ammónia oldal hőfokrését

$$\Delta t_a = t_{fal} - \Delta t_{fal} - t_a$$

és ezzel az ammóniaoldal hőátadási tényezőjét

$$\alpha_a = \frac{q}{\Delta t_a}.$$

(Az ammónia oldal hőátadási tényezőit a 7. ábrában tüntettük fel).

A kísérleti hőcserélőben a valóságosnak megfelelő viszonyok között mértük az ammónia forrásos hőátadását. Szokásos a forrásos hőátadási tényezőt nyugvó folyadékban is mérni (nagyterű forrás). Bizonyos feltételek mellett az így kapott eredmények az áramlásos forrásra is alkalmazhatók. (Ha a hőterhelés adott sebesség és aláhűtés esetén egy küszöb-érték felett van, „kialakult” forrásról beszélhetünk, és ilyen esetben a sebességtől független a forrásos hőátadás tényezője).

A BME Vegyipari Gépek Tanszékének a laboratóriumában\* nagy nyomás és hőterhelés tartományban kimértük az ammónia nagyterű forrásos hőátadási tényezőjét. A hőátadási tényezőnek a hőterheléstől és a nyomástól való függését a nagyterű forrás mérési adataiból pontosabban tudtuk meghatározni, mint a félüzemi berendezésben, ezért az ammónia oldal hőátadási viszonyait pontosabban megismerhettük.

A nagyterű forrás hőátadási tényezői kis nyomáson jó közelítéssel megegyeznek a már említett irodalmi mérési adatokkal, nagy nyomáson pedig a félüzemi kísérleti berendezésben mértekkel. Így megteremtettük a kapcsolatot a kisnyomású ammóniának az irodalmi adatok szerinti kis- és a félüzemi berendezésben mért nagy forrásos hőátadási tényezők között.

A nagyterű forrás hőátadási tényezői a hőterhelés függvényében különböző nyomáson a 8. ábrában láthatók. Az ammónia forrásos hőátadási tényezőit a hőterhelés, ill. a hőfokrés függvényében az alábbi kifejezésekkel számíthatjuk: [15]

$$\alpha_a = Aq^{0,7} = 1,75 (1 + 0,0735 p) q^{0,7}$$

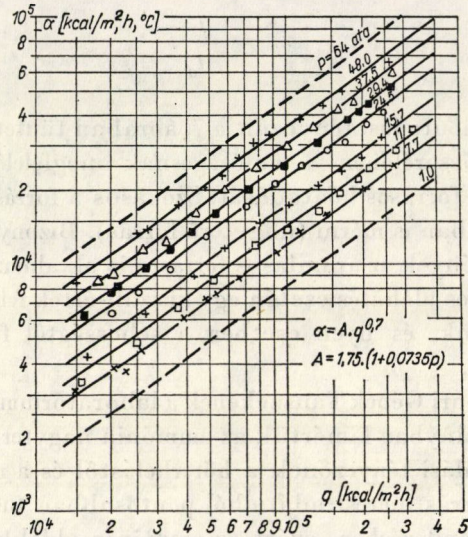
$$\alpha_a = A' \Delta t^{2,3} = 7,6 (1 + 0,0735 p)^{3,3} \Delta t^{2,3}$$

( $p = 7 \div 50$  at nyomástartományban, kizárólag ammóniára érvényes)

A hőátszármaztatás elméletéből ismert, hogy a hőátviteli tényezőt úgy tudjuk hatásosan növelni, hogy ha a rosszabb oldal hőátadását javítjuk meg, míg a jó oldal hőátadásának a javítása a hőátviteli tényezőt alig változtatja meg.

\* Ezt a munkát Dr. VIMMER Lászlóval közösen végeztük.

Munkálataink során ezzel szemben arra a látszólag paradox megállapításra jutottunk, hogy a szóbanforgó esetben a jobbik oldal hőátadási viszonyait kell javítanunk annak érdekében, hogy a teljes hőcserére nézve nagyobb hőátviteli tényezőt kapjunk. A jobbik oldal javításának eredményeképpen ugyanis azt kaptuk, hogy a teljes hőfokkülönbségből a jobbik oldalra eső

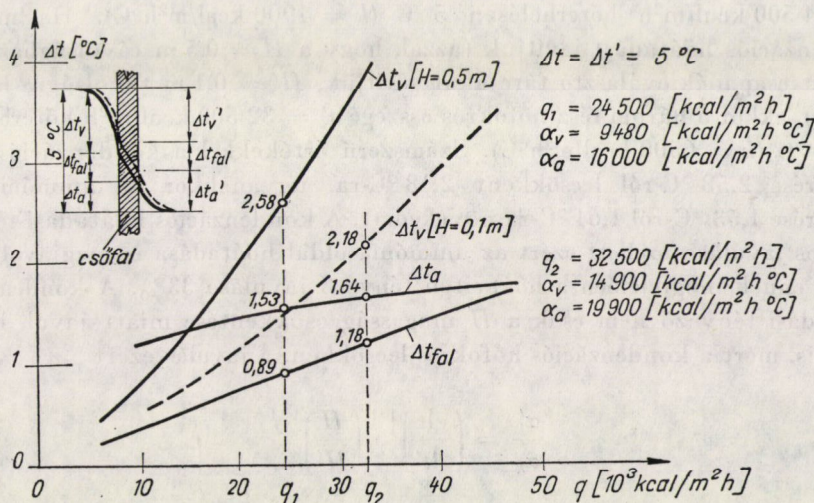


8. ábra.

rész kisebb lesz, ami természetszerűen a rosszabb oldalra jutó hőfokrés növelését vonja maga után. Mint ismeretes, a forrásos hőátadási tényező csupán az áramlási sebesség igen nagymérvű fokozásával növelhető (ami természetesen a keringetés nagy munkaszükséglete miatt nem lenne gazdaságos), ugyanakkor a felület érdességének változtatása is csak időleges javulást eredményez, mivel egy bizonyos idő eltelte után a felületi érdesség kiegyenlítődik. Ezzel szemben igen nagy mértékben javítható a forrásos hőátadási tényező a hőátadó fal és a közeg közötti hőfokkülönbség növelésével. A forrásos hőátadás tényezője ugyanis a hőfokkülönbség 2,3 kitevőjű hatványával változik. Ily módon tehát a jobbik oldal javításával érték el a rosszabbik oldalnak döntő mértékben való javítását, ami azt látszott mutatni, hogy ezzel a paradoxonnak tűnő módszerrel sikerül a teljes hőátviteli tényezőt döntő mértékben megjavítani.

Az elvégzett méréseink eredményeképpen azonban kiderült, hogy az üzeminek megfelelő 70 at nyomáson az ammónia hőátadási tényezője már 2 °C alatti ammóniaoldali hőfokrés esetén is igen jó (kb. 20 000 kcal/m<sup>2</sup>h°C), s ez a nagy hőátadási tényező igen kicsi, 0,2 ÷ 0,3 m/s sebesség esetén is létrejön. Mivel — mint előbb említettük — a hőfokrés növelésével az ammóniaoldali

forrásos hőátadási tényező a hőfokrés 2,3 hatványával változik, végeredményben megállapíthattuk, hogy az ammóniaoldali hőátadási tényező most már jobb mint a vízgőz kondenzációjánál nyerhető érték, bár ez az érték már így is jobb, mint az erőművi kondenzátorokban elérhető értékek (a fizikai jellemzők változása és a nem kondenzálódó gázok hiánya miatt).



9. ábra.

Most tehát már nem paradox megfontolást követünk, hanem a szokásos eljárást, azaz a vízgőz oldali kondenzációnak mint rosszabbik oldalnak javítását vettük célba. A vízgőz kondenzációs hőátadásának a javításával tehát egyúttal növeljük az ammóniaoldali hőátadási tényezőjét, ami fordítva nem történnék meg! Így viszont a fentebb említett paradoxon is feloldódik, mert a hőátvitel javítása érdekében közismert módon a rosszabb oldalon avatkozhatunk be.

A vízgőz kondenzációs tényezőjét ugyanekkor úgy javítottuk, hogy megakadályoztuk a csőfalon lecsurgó csapadékfilm vastagodását. Már a mérések első szakaszában  $H = 0,5$  m-ként csapadéktávoltító tárcsákat helyeztünk a hőátadó csőre, a kondenzáció — s ezzel a hőátviteli tényező — javítását úgy próbáltuk tovább fokozni, hogy a csapadéktávoltító tárcsák számát növeltük.

A jelenséget egyébként az alábbi példával világítjuk meg:  $110 \text{ }^\circ\text{C}$  vízgőz és  $105 \text{ }^\circ\text{C}$  ammónia hőmérséklet esetén a hőcserélő hőterhelésének a függvényében felrajzoltuk a kondenzációs-, az ammóniaoldal és a csőfal hőfokesését ( $\Delta t_v$ ,  $\Delta t_a$ ,  $\Delta t_{fal}$ ). A 9. ábrában rajzolt esetben a vízgőz kondenzációja  $H = 0,5$  m relatív magasságú csővön jön létre (számított érték). Mivel a kondenzációs hőátadási tényező a hőfokrés  $-0,25$ , az ammónia forrásos hőátadási tényezője

pedig 2,3 kitevőjű hatványa szerint változik, a hőterhelés növelésével a kondenzációs hőátadási tényező kismértékben romlik, a forrásos hőátadási tényező pedig jelentékenyen javul. (Az ábrában ennek megfelelően a kondenzáció hőfokrése a hőterhelés függvényében erőteljesen növekszik, a forrásos hőátadás hőfokrése alig változik.)

A hőcserélő hőfokrése a három rész-hőfokrés összege, s az ábra adataival  $q = 24\,500 \text{ kcal/m}^2\text{h}$  hőterhelésen  $5\text{ }^\circ\text{C}$  ( $k = 4900 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ). Ha most a kondenzációs hőátadást javítjuk (azzal, hogy a  $H = 0,5 \text{ m}$  távolságban elhelyezett csapadékleválasztó tárcsákat sűrítjük,  $H' = 0,1 \text{ m}$  távolságra helyezzük el), akkor a három rész-hőfokrés összege  $q' = 32\,500 \text{ kcal/m}^2\text{h}$  hőterhelésen lesz  $5\text{ }^\circ\text{C}$  ( $k = 6500 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ). Számszerű értékekkel a kondenzációs oldal hőfokrése  $2,58\text{ }^\circ\text{C}$ -ról lecsökkent  $2,18\text{ }^\circ\text{C}$ -ra, ugyanakkor az ammóniaoldal hőfokrése  $1,53\text{ }^\circ\text{C}$ -ról  $1,64\text{ }^\circ\text{C}$ -ra növekedett. A kondenzációs hőátadási tényező 57%-os javulása mellett ezért az ammónia oldal hőátadása is megjavul 23%-kal, s ennek megfelelően a hőátviteli tényező javulása 33%. A kondenzációs hőátadási tényező nem csak a  $H$  magasság csökkentése miatt javul, hanem azért is, mert a kondenzációs hőfokrés lecsökken, a javulás ezért

$$\frac{\alpha'_k}{\alpha_k} = \left( \frac{\Delta t}{\Delta t'} \right)^{1/4} \left( \frac{H}{H'} \right)^{1/4}$$

Sajnos a nagy nyomás és az ammónia agresszív természete miatt vörösrézről vagy alumíniumból készült csöveket, — amiknek kicsi a hőellenállása — nem lehet alkalmazni, a szénacél cső hőellenállása pedig jelentősen csökkenti a hőátviteli tényező értékét.

A függőleges hőátadó csövön a vízgőz kondenzátumának a vastagodását a csapadékleválasztó tárcsákkal meg tudjuk akadályozni. Gondoskodni kell ugyanakkor arról, hogy a leválasztott csapadék ne kerüljön vissza a szomszédos csövekre. Gondos konstrukciós megoldás esetén is kell azonban arra számítanunk, hogy a leválasztott csapadék egy része a szomszédos csövekre kerül, a hőátviteli tényező javulása ezért a számítotttnak csak  $\varphi$ -szerese lehet, ahol  $\varphi < 1$ .

Az eredeti  $H = 0,5 \text{ m}$  osztású csapadékleválasztó tárcsák sűrítése ( $H' = 0,08 \text{ m}$ ) után nyert hőátviteli tényezők értékét szintén feltüntettük a 6. ábrában.

A félüzemű vízgőz-ammónia hőcserélő mérési eredményeiből megállapíthatjuk, hogy a kétközegű erőműrendszer hőcserélőjében nagyon intenzív hőátadás jön létre, azért az optimális, de kicsi ( $4 \div 6\text{ }^\circ\text{C}$ ) hőfokrés ellenére is nagy  $q = 20 \div 40 \cdot 10^3 \text{ kcal/m}^2\text{h}$  hőterhelést lehet létrehozni.

A fentebb ismertetett mérési eredmények alapján megállapíthatjuk, hogy lehetséges kis hőfokrés mellett a kívánt célnak megfelelő hőcserélőt építeni racionális felületnagysággal. A részletes és megbízható tervezéshez



— különösen a hidromechanikai viselkedés megítéléséhez — természetesen további kísérletsorozatra van szükség, amelyek során elsősorban a nullánál nagyobb relatív entalpiájú kétfázisú közeg hőátadására és hidromechanikájára kívánunk adatokat meghatározni.

### Köszönetnyilvánítás

Köszönetünket fejezzük ki az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottságnak és az Energia-gazdálkodási Intézetnek, hogy kísérleti munkánk költségeit fedezte. Köszönet illeti HELLER László professzort, aki kutatásunkat initiálta és eredményeit figyelemmel kísérte. Ugyancsak köszönetünket fejezzük ki a kísérleti munkán dolgozó kollektíva minden egyes tagjának.

### IRODALOM

1. HELLER, L.: New Power Station System for Unit Capacities in the 1000 NW Order. *Acta Techn. Hung.* 50 (1965)
2. STEPHAN, K.: Berechnung des Wärmeüberganges. *Kältetechnik* (1963), Nr. 15.
3. CHAWLA, J. M.: Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Rohren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln, VDI-Forschungsheft 523
4. FILATKIN, W.: Tyeploobmen pri kipenii vodoamiacsnovo rasztvora. *Holodnaja Technika* (1957), No 4.
5. DANILOVA, G. N.: Heat Transfer to Boiling Refrigerants (KUTATELADZE, S. S.: Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-phase Media c. könyvből, Pergamon Press 1969)
6. ROHSENOW, W. M.: Handbook of Heat Transfer. McGRAW-HILL, 1973
7. SILBERRING, L.: Binärer Kreislauf für Kraftwerkblöcke großer Leistung. *BWK* 21 (1969) Nr. 11
8. SLUSAREK, Z. M.: The Economic Feasibility of the Steam-Ammonia Power Cycle. Franklin Institute Research Laboratories, Philadelphia, Pennsylvania, P. B. (1968) 184—331.
9. SZENTGYÖRGYI I.: Nagy egységteljesítményű erőművek kétközegű körfolyamattal. *Energia és Atomtechnika* (1972), 10
10. VARGA J.: VEIKI jelentés 1969
11. VARGA J.: VEIKI jelentés 1970
12. VARGA J.: VEIKI jelentés 1971
13. SZENTGYÖRGYI I.—VARGA J.—VERES G.: Javaslat a vízgőz-ammonia hőcserélő továbbfejlesztésére (nem publikált)
14. MIHEJEV, M. A.: A hőátadás gyakorlati számításának az alapjai — Tankönyvkiadó, 1956
15. SZENTGYÖRGYI I.: A vízgőz-ammonia hőcserélő néhány kérdése (nem publikált)

**Halbtriebmessungsergebnisse der Wasserdampf—Ammoniak Wärmetransformation eines Zweistoff-Wärmeleistungswerks.** Für die Vervollkommnung des Luftkondensationssystems schlug Prof. HELLER anfang der sechziger Jahre vor, ein kombiniertes Wasserdampf-Ammoniak-Zweistoffsystem zu verwenden. Das vorgeschlagene System eröffnet nicht nur neue Möglichkeiten für das Luftkondensationssystem an Orten unter kaltem Klima, sondern es ermöglicht auch die Verwirklichung von Turbogruppen mit hoher Einheitsleistung. Am Lehrstuhl für Wärmeenergetik der Technischen Universität Budapest wurden im Zusammenhang mit dem vorgeschlagenen Kreisprozeß ausgedehnte Untersuchungen durchgeführt. Nach ihrer Beendigung veröffentlichte Prof. HELLER i. J. 1965 seine Vorschläge für die Verwirklichung des von ihm vorgeschlagenen neuen Systems und wies auf die entscheidend wichtige Rolle des die Teilkreisläufe trennenden Wärmeaustauschers hin, sowie auf die Schwierigkeiten bei der Verwirklichung. Es wurde ersichtlich, daß vor Realisierung des Trenn-Wärmeaustauschers experimentelle Forschungsarbeit benötigt wird. Die von den Verfassern durchgeführten Versuche haben nachgewiesen, daß es möglich ist einen Wasserdampf-Ammoniak Kondensator-Kessel von annehmbaren Abmessungen zu bauen, der auch bei den vom thermischen Gesichtspunkt notwendige kleinen Temperaturendifferenzen von ca. 4 ÷ 6 °C entsprechend funktioniert.

**Results of Pilot Measurements of Steam—Ammonium Heat Transformation in a Two-Media Power Plant.** In the early 1960's Prof. HELLER suggested a two-media combined water steam/ammonium system for air-condensation systems to be improved. This suggestion not only opens new ways in establishing air-condensations systems under cold climates, but it makes possible to realize high efficiency turbo group units. The Chair staff of Thermal Energetics of the Technical University Budapest studied this cycle clarifying the reckoning methods and aids. Thereafter 1965, Prof. HELLER published his proposals concerning the realization of this system pointing out the decisive importance of the heat exchanger that separates the partial cycles, as well as the difficulties of the realization. It became obvious that experimental research work had to be done before the realization of a separating heat exchanger. Tests carried out by the authors showed, it is possible to build a water steam/ammonia condensor/boiler in reasonable size that operates satisfactorily at the requested small temperature differences of about  $4 \div 6$  °C.