

I. Századvég-MET energetikai tanulmányíró verseny

Fejlesztési lehetőségek Magyarország energetikai hulladékhasznosításában

Gázturbinák füstgáz hőenergiájának hasznosítása

Készítette:

Krakkai Levente

Miskolci Egyetem

Műszaki Földtudományi Kar

Műszaki Földtudományi Alapszak

Egyetemi Konzulens:

Prof. Dr. Tihanyi László

Egyetemi tanár

Miskolc, 2016.01.05.

Rezümé

Én, mint olaj- és gázmérnök szakirányos hallgató, tanulmányomban olyan témát szeretnék bemutatni, amely egyrészt saját érdeklődésem központjában áll, másrészt idei szakmai gyakorlatom nagy részében ezen témával foglalkoztam. Ezen terület nem más, mint a gázturbinák által termelt füstgáz hőenergiájának hasznosítása. A technológia bemutatásának fontosságát abban látom, hogy Magyarországon ismeretek a folyamat működésének alapjai, azonban megvalósításra konkrét eset még nem történt.

Ez a megoldás olyan hőt hasznosít/újrahasznosít mely alapvetően a szabadba távozik (mivel az energetikai folyamatok hatásfoka nem maximális), tehát plusz befektetett energiát nem igényel, hanem a meglévő felesleges hőt felhasználva a rendszer hatásfokának növelésére és egyéb kommunális célra használható az energiatermelés.

Nyári munkám során látogatást tettem a mosonmagyaróvári üzemben, ahol átfogóbb kép alakult ki bennem a kompresszorállomások működéséről. Gyakorlatom további részét a Miskolci Egyetem Gázlaboratóriumában töltöttem, ahol a mosonmagyaróvári kompresszorállomás valós adatait felhasználva hulladékhő hasznosítási körfolyamatot modelleztem az Aspen HYSYS nevű szoftverrel. Ezen program segítségével és a munkakörülmények (nyomás, hőmérséklet, munkaközeg minősége) változtatásával próbáltam maximalizálni a turbina által termelt füstgáz hőenergiájából kinyerhető energiamennyiséget.

Írásomban szeretnék tehát átfogó képet alkotni ezen témáról, kezdetben rávilágítva a hulladékhő felhasználásának szükségességére összefüggésben a Föld energiafüggésével, majd bemutatnám a hőhasznosítás elvét, folyamatát, a körfolyamathoz szükséges anyagokat és elemeket, a tényleges megvalósítás akadályait, továbbá néhány már üzemelő hőhasznosító rendszer ismertetését. Végül pedig egy hazai példán keresztül szemléltetni szeretném az általam elért eredményeket, a mosonmagyaróvári kompresszorállomás valós adatainak felhasználásával. Kétféle hasznosításra szeretnék itt kitérni, melyek a következők: gázturbinák fűtőgázának előmelegítésre felhasznált, valamint az áramtermelésre alkalmazott hulladékhő hasznosítás megvalósíthatóságának folyamata.

Tartalomjegyzék

1. Bevezetés.....	5
1.1. A világ energiafüggése	5
1.2. Alternatív energiatermelő megoldások.....	7
2. Hulladékhő hasznosításának lehetőségei	8
2.1. Elméleti háttér.....	8
2.2. Alkalmazható körfolyamatok.....	9
2.2.1. Az ORC jelentősebb előnyei a hagyományos Rankine-ciklussal szemben... 11	
2.2.2. A Szerves-Rankine-Körfolyamat (ORC) működése	12
2.2.3. Az ORC körfolyamatokban alkalmazott munkaközégek	14
3. A hőhasznosítás fizikai megvalósítása	17
3.1. A hulladékhő eredete, a gázturbina.....	17
3.2. Hulladékhő hasznosító erőmű felépítése	19
3.2.1. A gázturbina módosított kipufogórendszere	20
3.2.2. Hőközlés az ORC folyamat felé	22
3.2.3. Az ORC folyamat gyakorlati megvalósítása	23
3.2.4. A hűtőkör.....	25
4. Számítások a mosonmagyaróvári kompresszorállomás adataival	26
4.1. Gépegységek adatainak feldolgozása	26
4.2. Célkitűzések a modellezés folyamán	27
4.2.1. Egyszerű, rekuperátor nélküli modell.....	28
4.2.2. Rekuperátoros modell.....	30
4.3. A megvalósítás nehézségei	32
5. Megvalósult projektek.....	33
6. A fejlesztés nagy lehetőségei	34
6.1. Különböző kapcsolási sémák.....	34
6.2. A hulladékhő hasznosításában rejlő hatalmas potenciál Németországra vonatkoztatva	35
7. Következtetés	36
8. Forrásjegyzék	38

Ábrajegyzék

1. ábra: Elsődleges energiafelhasználás-folytonos és előállítás-szagatott.....	5
2. ábra: A világ energiaszükséglete napjainkban.....	6
3. ábra: Energiaellátási tendenciák.....	7
4. ábra: Egyes hőforrások által kibocsátott hőmérsékletek skálája.....	8
5. ábra: A gőzturbina és ORC működéséhez szükséges hőmérséklettartományok.....	10
6. ábra: Az ORC- körfolyamat sematikus ábrája.....	12
7. ábra: Az ORC- ciklus, illetve a körfolyamat termodinamikai T-s diagramja.....	13
8. ábra: A munkaközegek csoportosítása: negatív hajlású, izentropikus és pozitív hajlású	15
9. ábra: A leggyakoribb munkaközegek hőmérséklet-entrópia diagramja.....	16
10. ábra: A gázturbina felépítése és működése.....	17
11. ábra: Solar Taurus 60S turbina.....	18
12. ábra: A hulladékhő hasznosító erőmű felépítése.....	19
13. ábra: A gázturbina kipufogórendszere.....	20
14. ábra: IST által gyártott olaj melegítésre szolgáló hulladékhő hasznosító.....	21
15. ábra: A hulladékhő hasznosításának eszköze.....	22
16. ábra: Az ORC folyamat fizikai háttere.....	23
17. ábra: Az ORC által kinyerhető energia, a turbina teljesítményének függvényében.....	23
18. ábra: ORC egység.....	24
19. ábra: Hűtőtornyok és az ORC egység együttműködése.....	25
20. ábra: A gépegységek üzemórái órában kifejezve.....	27
21. ábra: Egyszerű, rekuperátor nélküli modell.....	28
22. ábra: Rekuperátort tartalmazó modell.....	30
23. ábra: A TransGas Rosetown ORC egységgel ellátott kompresszortelepe.....	31
24. ábra: 1 turbina - 1 ORC típusú kapcsolási séma.....	34
25. ábra: Egységek összevonása a termál-olaj körtől.....	34
26. ábra: Németország gázvezeték hálózata.....	35

Táblázatjegyzék

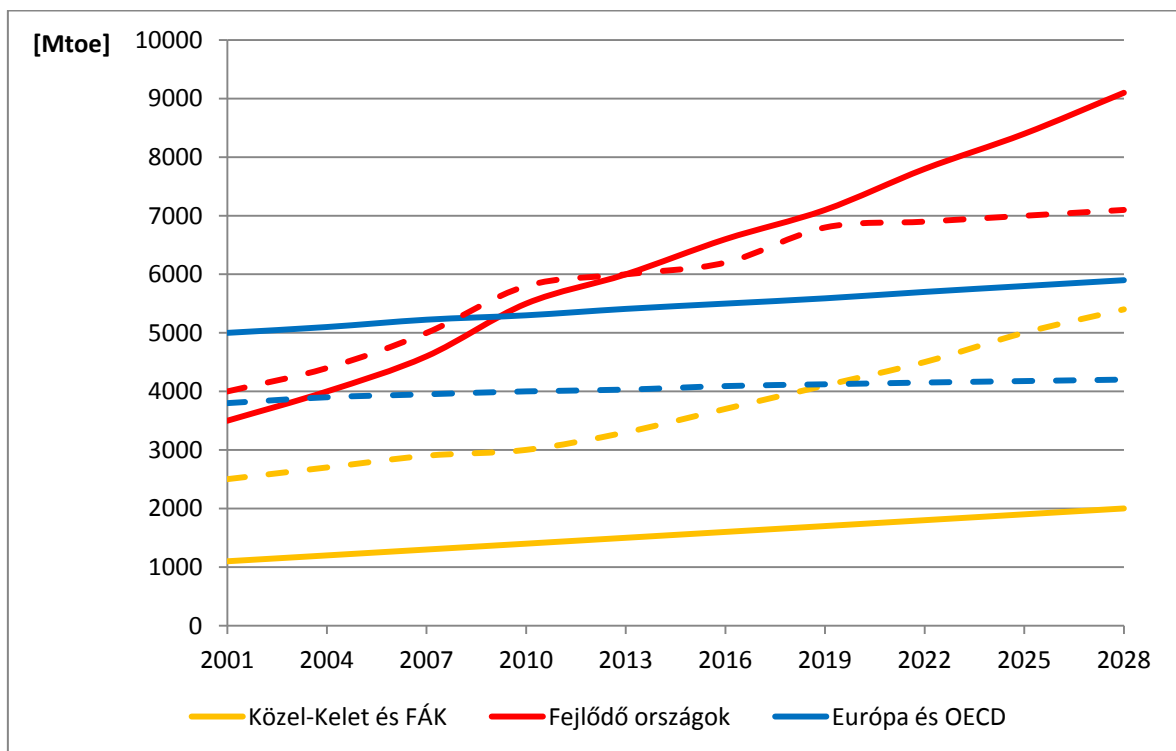
1. táblázat: Gőzturbina és ORC jellemzőinek összehasonlítása.....	11
2. táblázat: A leggyakrabban alkalmazott munkaközégek tulajdonságai.....	16
3. táblázat: Solar Taurus 60S technológiai paramétere.....	18
4. táblázat: Az M-1-es gép füstgáz térfogatáramai és szennyezőanyag tömegáramai.....	26
5. táblázat: Az M-1-es géphez tartozó műszaki adatok.....	26
6. táblázat: A rekuperátor nélkül modell szoftver által számított paramétere.....	29
7. táblázat: A rekuperátoros modell szoftver által számított paramétere.....	31

1. Bevezetés

1.1. A világ energiafüggése

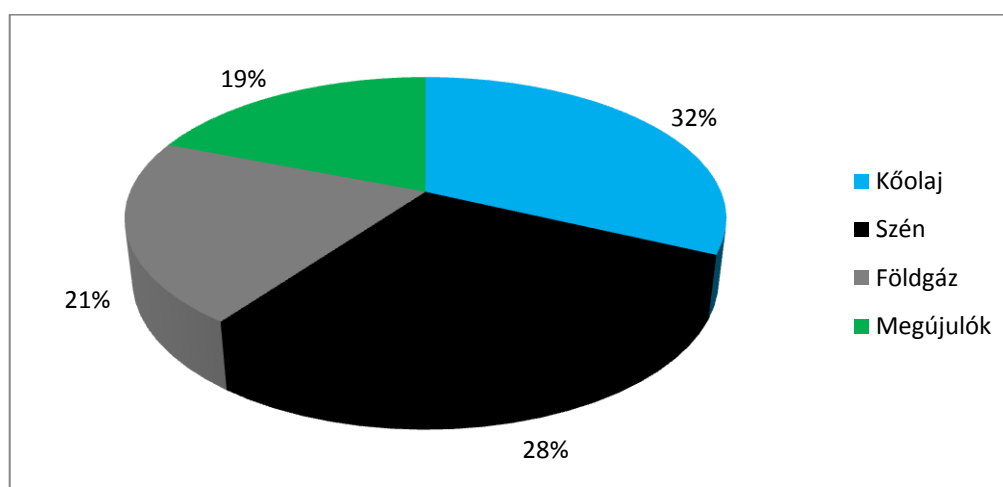
Úgy érzem bevezetés gyanánt fontos megemlíteni és beszélni a világ energiafüggéséről. Azért gondolom ezt, mert nem megújuló energiaforrásaink kitermelése és felhasználása az idő előrehaladásával egyre nagyobb problémát fognak jelenteni, egyrészt azok fogyása, másrészt a még meglévő készletek távolsága miatt. Továbbá problémát jelent az is, hogy a fosszilis energiahordozókat miközben energiává alakítjuk, azzal környezetünket nagy mértékben szennyezzük.

A világ növekvő energiafelhasználása szoros kapcsolatban áll, a népesség rohamos növekedésével. Az energiafüggés nagy hatással van az emberek lakhatási és élelmezési körülményeire, a kereskedelemre, az iparra és a szolgáltatásokra egyaránt. Egyes felmérések szerint a Föld népességének növekedése átlagosan több, mint 0,9 % lesz az elkövetkezendő 25 évben. Ez a növekedés a fejlődő országokban figyelhető meg, amely alapjaiban meg fogja változtatni a világ energiafüggését, és struktúráját. Ezen változások eredményeképp a primerenergia felhasználás nagymértékű növekedésen fog átmenni.



2. ábra: Elsődleges energiafelhasználás-folytonos és előállítás-szagatott
Saját szerkesztés

Ahogy a grafikon mutatja (1.ábra) a Közel-Keleten és a FÁK tagországaiban a meglévő olaj- és gázkészletek miatt az elsődleges energia előállítás túlszárnyalja a felhasználás mennyiségét, azonban a másik két vizsgált "régióban" a fordítottja igaz, ennek következtében energiafüggés alakulhat ki mind a fejlődő országokban, mind a fejlett európai és OECD országokban egyaránt. Ez a későbbiekben hatalmas problémákhoz, és nagybani függéshez vezethet az olaj- és gáznagyhatalmakhoz, ami akár - a történelem során nem először - háborút, vagy az energiahasznosításban más lehetőségek kiaknázását is eredményezheti.



3. ábra: A világ energiaszükséglete napjainkban

Saját szerkesztés

A diagramról (2.ábra) láthatjuk, hogy manapság a megújuló energiaforrások mindössze 19 %-kal, míg a fosszilis energiahordozók 81 %-kal részesednek az energiatermelésből. Napjainkban még annyira nem érzékelhető, de az elkövetkezendő évtizedekben a nem megújuló energiaforrások kihasználása, túlzott fogyasztása miatt, a kínálatuk csökkeni, a keresletük, ezzel együtt pedig az árak is növekedni fog, így a Föld országainak nagy része, a korábban említettek alapján azon régióktól fog függni, amely fosszilis energiahordozókban gazdag.

A fosszilis energiahordozók csökkenése mellett, a legnagyobb problémát az jelenti, hogy elégetésükkor rengeteg káros anyaggal terheljük környezetünket, melynek következménye az üvegházhatás növekedése, amely nagy mértékben hozzájárul az globális felmelegedéshez. Egyes elemzések szerint a 2008-2035 közötti időintervallumban évente átlagosan 0,3%-kal fog növekedni a szén-dioxid emisszió. A károsanyag kibocsátás napjainkban is az egyik legnagyobb probléma, ami a következő generáció számára még nagyobb nehézségeket fog okozni.

1.2. Alternatív energiatermelő megoldások

A fentebb említettek tudatában a problémákra fogékonyabb országokban tudósok, mérnökök foglalkoznak azon lehetőségekkel, hogy miként lehetne úgy energiát előállítani, hogy azzal ne fogyasszuk az amúgy is szűkös készleteinket, ne terheljük tovább környezetünket. Első körben sokaknak a megújuló energiaforrások felhasználása juthat eszébe, azonban az energetikai struktúra átalakítása nagyon hosszú és költséges folyamat, melynek a megtérülési ideje több évtized, és azon régiókban, ahol a legnagyobb szükség lenne a váltásra ott a legnagyobbak jelenleg az anyagi korlátok.

Másik megoldást jelenthet az energia előállítása során keletkező feleslegek, azon belül is a hulladékhő vizsgálata és ennek felhasználására való összpontosítás, amely infrastruktúra felépítés szintén nem olcsó, de nem szükséges teljesen új létesítmény felépítése, csupán a meglévő átalakítása.

Ezen kevésbé kiaknázott lehetőség lehet - amivel dolgozatomban is foglalkozok - egy már meglévő "erőmű" által termelt felesleg felhasználása. Ez a módszer megoldást jelenthet mindkét korábban említett problémára, ugyanis semmiféle egyéb hozzáadott fosszilis energiahordozót nem igényel, illetve az újonnan megtermelt energia nem jár káros kibocsátással.



3. ábra: Energiaellátási tendenciák

Saját szerkesztés

A kimutatás alapján látszik, hogy a távolabbi jövőben a fosszilis energiahordozók szerepét teljesen át fogják venni a megújuló energiák, valamint a már meglévő erőművek, illetve ipari létesítményben a felhasznált energia hatékonyságának növelése a feleslegek újrahasznosításával. Innen is látszik, hogy a hulladékhő felhasználása is nagy jövő előtt áll, nagy potenciál rejlik benne.

2. Hulladékhő hasznosításának lehetőségei

2.1. Elméleti háttér

Nem létezik olyan folyamat, amely a befektetett energiát teljes egészében hasznosítani tudja, ennek következtében az energetikai folyamatok veszteséggel járnak, melynek megjelenési formája a hő. Az energiagazdálkodás fő feladata a veszteségek feltárása, a visszanyerés módjának kidolgozása, majd ezek után a kinyert veszteséghő felhasználása.

Különbféle alkalmazási területeken a hulladékhő hőmérséklete tág határok között mozoghat. Minél magasabb ezen hőmérséklet, annál jobb a minősége, ami azt jelenti, hogy effektívebben nyerhető ki belőle a számunkra fontos energia, illetve költséghatékonyabb annak előállítása.

Jogosan merülhet fel a kérdés, hogy a kinyert hővel mit kezdhünk, hogyan hasznosíthatjuk azt. Nos, esetünkben a hőmérséklet olyan határok között mozog, hogy használható elektromos áram termelésére, illetve melegítési célokra is egyaránt.



4.ábra: Egyes hőforrások által kibocsátott hőmérsékletek skálája

Saját szerkesztés

A fenti ábra alapján tehát láthatjuk, hogy a számunkra releváns hőmérséklet 400 - 550 °C között mozog, illetve arra is választ kapunk, hogy mely körfolyamatokkal tudjuk hasznosítani ezen intervallum közötti hőmérsékletet. Első ránézésre a fentebb említett mindkét körfolyamat, tehát a szerves-Rankine-ciklus, illetve a hagyományos-gőz-ciklus is szóba jöhet. Azonban a tényleges veszteségek miatt ez a hőmérséklet valójában jóval kevesebb, valamint a korszerűbb technológia alkalmazása érdekében a mi esetünkben a szerves-Rankine-ciklus (ORC = Organic-Rankine-Cycle) lesz a meghatározó.

2.2. Alkalmazható körfolyamatok

Első lépésként - még nem érintve az energiatermeléshez szükséges felépítmények fizikai vizsgálatát - fontos említést tenni, azon úgynevezett termodinamikai körfolyamatokról, melyek az energia kinyerésének alapját szolgálják.

Az áramtermelés sikerességéhez a következő lépéseknek kell megvalósulni a körfolyamat során: A folyékony halmazállapotú munkaközeget egy szivattyú az elpárologtatóba nyomja, ahol állandó nyomáson elgőzölög, ezen gőzt gőzturbinába vezetik, ami a hőenergiát mechanikai munkává alakítja, miközben a gőz nyomása és hőmérséklete, lecsökken. A turbina villamos generátort hajt, amely elektromos áramot termel. Legismertebb körfolyamatok, melyekkel tehát megvalósítható az áram előállítása: Clausius-Rankine-ciklus, szerves-Rankine-ciklus, illetve a Kalina-ciklus.

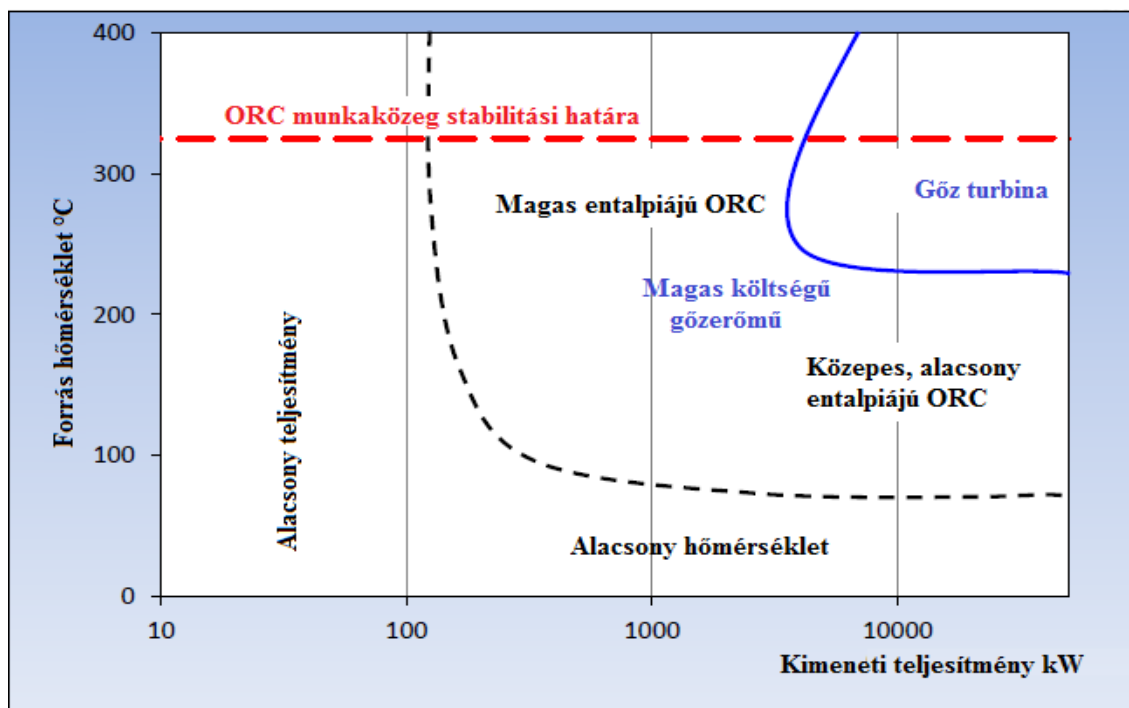
Clausius-Rankine-ciklus: Ezen körfolyamatról kijelenthető, hogy a Carnot-ciklus gyakorlatban is megvalósítható változata. Különbségük abban áll, hogy a folyékony víz nyomásának növelésére itt szivattyút használnak, ugyanis jóval kevesebb energiát igényel, mintha a gázt kompresszorral sűríténénk.

A Rankine-körfolyamat hatásfokát általában a munkaközeg fizikai jellemzői határolják be. Annak ellenére, hogy igen sok anyag megfelelne munkaközegnek, általában vizet használnak erre a célra előnyös tulajdonságai következtében, mivel nem mérgező, kémiaailag nem agresszív, bőségesen áll rendelkezésre olcsón és termodinamikai jellemzői is megfelelőek. Egyik fő előnye más ciklusokkal szemben, hogy a kompresszió fázisban a szivattyú viszonylag kis munkát igényel, mivel a munkaközeg ekkor folyékony fázisban van.

A másik két említett körfolyamat abban tér el az imént bemutatottól, hogy más munkaközeget használ a ciklus megvalósításához. A **Szerves-Rankine-ciklus** a vízgőz munkaközeg helyett nagy moláris tömegű szerves folyadékot használ, mint például n-bután, n-pentán. Tehát olyan tulajdonságokkal rendelkező közeget igényel, amely lehetővé teszi a kis hőmérsékletű hőforrások hasznosítását.

A **Kalina-ciklus** munkaközegére az jellemző, hogy két vagy több folyadék nem azeotróp elegyből áll. Ami azt jelenti tehát, hogy ezen elegy desztillációval szétválasztható. A gyakorlatban általában ez 70% ammónia - 30% víz elegyet jelent.

Esetünkben, a korábban említettek szerint az általunk kinyerhető hőmérséklet a veszteségek miatt nem mozog olyan magas hőmérsékleti tartományban, hogy a Clausius-Rankine-ciklus megvalósítása ésszerű lenne, ezért a legrelevánsabb körfolyamat számunkra a Szerves-Rankine-ciklus.



5.ábra: A gőzturbina és ORC működéséhez szükséges hőmérséklettartományok

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

Az ORC turbógenerátor működésének alapja, olyan mint a hagyományos gőzturbináé, tehát a szállított hőenergiát mechanikai energiává, végül elektromos generátor segítségével elektromos árammá alakítja. Az ORC folyamatokban azonban a vízgőz helyett a víznél nagyobb molekulatömegű szerves munkafolyadékot alkalmazunk, amely a turbina alacsonyabb fordulatszámához illetve alacsonyabb nyomásához vezet, aminek köszönhetően csökkenthető a fém részek, turbinalapátok eróziója.

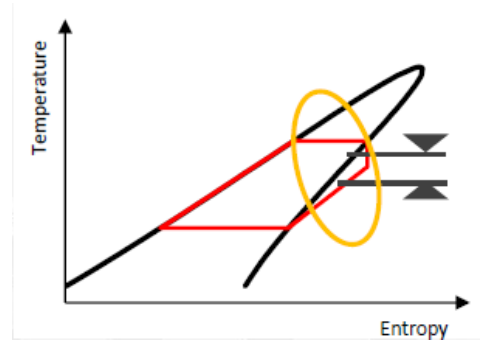
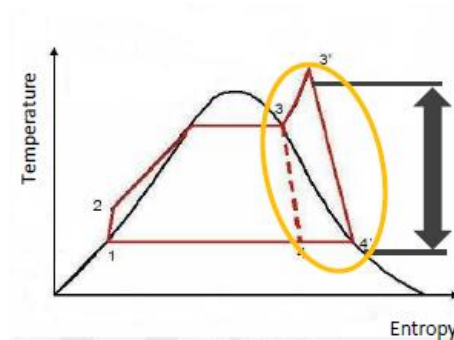
Konklúzióként levonható, hogy a mi esetünkben kompresszorállomáson történő gázturbina által kibocsátott füstgáz hőjének hasznosítására a legmegfelelőbb az ORC, egyrészt gazdaságossága, másrészt technológiai fejlettsége miatt.

2.2.1. Az ORC jelentősebb előnyei a hagyományos Rankine-ciklussal szemben

1. táblázat: Gőzturbina és ORC jellemzőinek összehasonlítása

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

<u>Gőzturbina</u>	<u>ORC</u>
-------------------	------------



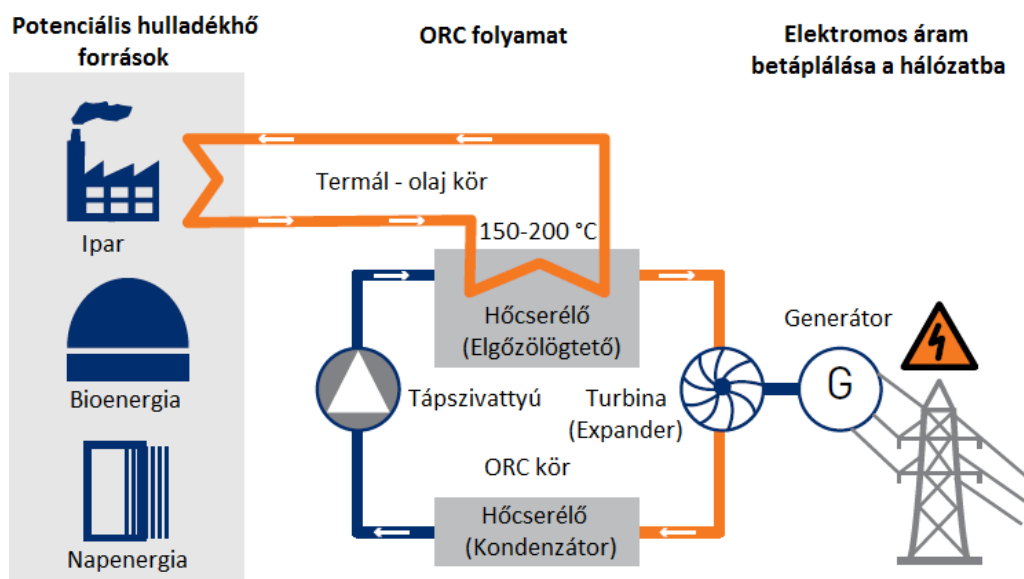
Termodinamikai jellemzők	- nagy entalpia esés	- kis entalpia esés
	- túlhevítés szükséges	- nem igényel túlhevítést
	- turbinalapát erózió kockázat	- nem erodál a turbinalapát

Működési és karbantartási költségek	- kötelező a felhasznált víz kezelése	- nem oxidatív munkaközeg
	- magasan kvalifikált személyzet	- minimális személyzet szükséges
	- magas nyomás és hőmérséklet	- teljesen automatizált

Egyéb jellemzők	- megfelelő üzem > 10 MWe	- jól bevált ipari hőhasznosító készülék
	- jellemzően kis flexibilitás	- magas fokú flexibilitás jellemzi
	- kisebb teljesítmény részterhelésnél	- jó teljesítmény részterhelésnél is

2.2.2. A Szerves-Rankine-Körfolyamat (ORC) működése

A korábban említett tulajdonságok miatt, a számunkra megfelelő körfolyamat a szerves-Rankine-ciklus (ORC). Az eddigiekben annyit tudhattunk meg róla, hogy alacsony hőmérsékletű hőforrások hasznosítása is lehetséges vele, illetve számos munkaközeggel működőképes lehet. Ezek tudatában kicsit mélyebben szeretnék elmerülni az ORC működésének, illetve a munkaközégek tulajdonságának, használhatóságának leírásában.



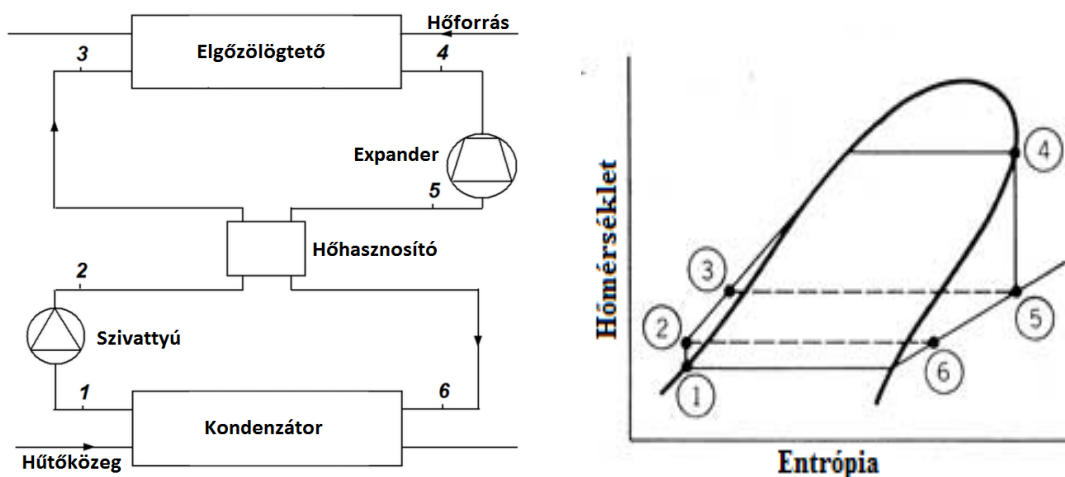
6.ábra: Az ORC- körfolyamat sematikus ábrája

Forrás: Indo- German Energy Forum, saját átszerkesztéssel

Láthatjuk a ciklus működési elvet, tehát egy olyan körfolyamat valósul meg, amelyekben a következő lépések követik egymást: Kezdetben ipari, bioenergia, esetleg napenergiából kinyert hőt (300-600 °C) általában forróvízes, termál-olaj vagy egyéb folyadék halmazállapotú munkaközeget hőcserélők segítségével az a elgőzölögtetőhöz közvetítjük.

A termál-olaj, illetve az ORC körben használt munkaközeg nem keveredik egymással, csupán az előzővel biztosítjuk az utóbbi számára a folyamatos hőt, így a szivattyú által az elgőzölögtetőbe nyomott folyékony halmazállapotú munkaközeg állandó nyomáson átalakul folyékonyfázisból gőzzé. Ezen keletkezett gőzt gőzturbinába vezetik, ahol a hőenergiát mechanikai munkává alakítják, miközben a gőz nyomása és hőmérséklete lecsökken. A turbina villamos generátort hajt meg, amely ezáltal elektromos áramot termel. A gőz ezáltal valamelyest lehűlve továbbmegy a kondenzátorig, ahol hűtéssel (amely történhet hatékonyabb víz, esetleg kevésbé hatékony léghűtéssel is) addig hűtjük amíg lecsapódik és ismételtlen folyadékfázisúvá válik.

Ezen lépésre azért van szükség, mivel a szivattyúval csak folyadékot tudunk szállítani az elgőzöltetőbe, hogy a ciklus újramezdődhessen. Szivattyú helyett alkalmazhatnánk kompresszort is, ezen esetben fázisátalakulásra így kondenzátorra sem lenne szükségünk. Azonban előző megoldás töredék annyi energiát igényel, mintha kompresszonnal gázt sűríténénk, így alakítanánk ki a körfolyamatot. (A kompresszonnal való gáz sűrítés jóval több százszor annyi energiát igényel, mint amennyit az ORC- ciklusból képesek lennénk kinyerni, így a hulladékhő hasznosítása ezen megoldással teljes mértékben veszteséges, így felesleges lenne.)



7. ábra: az ORC- ciklus, illetve a körfolyamat termodinamikai Ts- diagramja

Forrás: Fenyves István: ORC

Lényegében az iménti rajz a korábban bemutatott ábra leegyszerűsített, lényegi változata. Egy alapvető különbség azonban szembevető lehet, ez pedig nem más mint a hőhasznosító (más néven rekuperátor/regenerátor) jelenléte.

Ezen eszköz jelentősége abban rejlik, hogy az áramtermelés hatására lehűlt gőz útja az expander után a rekuperátorba vezet, nem pedig közvetlenül a kondenzátorba, így még számunkra fontos hőt tudunk vele közölni a szivattyú és elgőzöltető közötti szakaszon. Tehát alkalmazásra akkor kerül sor, amikor a munkaközeget lecsapatása után a tápszivattyúval ismételtén az elgőzöltetőbe nyomnánk, ez azonban nem közvetlen módon történik, ugyanis az itt alkalmazott hővisszanyerő segítségével a folyékony halmazállapotú munkaközeg hőmérsékletét meg tudjuk emelni, ami így az elgőzöltetőbe magasabb hőmérsékleten érkezik, így ott kisebb hőmérsékletkülönbség elérése is elégséges alkalmazott közegünk folyékonyról gőzfázissá való átalakításhoz. További haszna pedig az, hogy a lekondenzált hidegebb folyadék, a kondenzátor előtt a hőcserélőben hűti a gőzfázisú munkaközeget, így a lecsapatáshoz is kisebb energia befektetés szükségeltetik.

2.2.3. Az ORC körfolyamatokban alkalmazott munkaközegek

Mint ahogy korábban bemutatásra került, a szerves- Rankine- ciklus a vízgőz munkaközeg helyett nagy moláris tömegű szerves folyadékot használ, mint például n- bután, n- pentán. Tehát olyan tulajdonságokkal rendelkező közeget igényel, amelynek a folyadék-gőz fázisváltási hőmérséklete (forráspontja) adott nyomáson kisebb, mint a víz-gőz fázisváltásé, illetve lehetővé teszi a kis hőmérsékletű hőforrások hasznosítását.

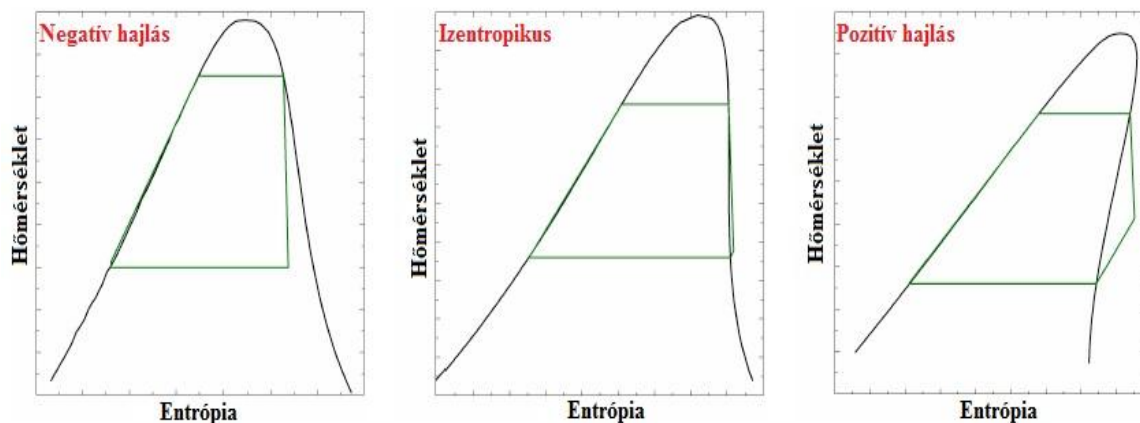
A munkaközeg jó megválasztása alapvető fontosságú a kis hőmérsékletű Rankine- körfolyamatok esetén. Az alacsony hőmérséklet miatt a hőátadási veszteségek jelentősége megnő, lényeges ezek kis értéken tartása. A veszteségek erősen függenek a közeg termodinamikai tulajdonságaitól és a működési körülményektől.

A kishőmérsékletű hőforrás hasznosítása céljából olyan közeget kell alkalmazni, melynek forráspontja alacsonyabb a vízénél. Általában a hűtéstechnikában használatos hűtőközegeket és szénhidrogéneket használják.

A munkaközeg optimális jellemzői:

- Izentropikus telítettség görbe. A szerves Rankine-ciklusnál nem alkalmaznak erős gőztúlhevítést (mivel a hőforrás alacsony hőmérséklete ezt nem teszi lehetővé). Mindenesetre egy kismértékű túlhevítés mindenképpen kívánatos annak érdekében, hogy a folyadék kondenzálódását el lehessen kerülni az expanzió végén.
- Alacsony fagyáspont, nagy hőfokstabilitás. A vízzel ellentétben a szerves munkaközegek magasabb hőmérsékleten általában bomlásra hajlamosak. A hőforrás maximális hőmérsékletét így a közeg kémiai stabilitása korlátozza. Másrészt a közeg fagyáspontjának természetesen a ciklus legalacsonyabb hőmérsékleténél kisebbnek kell lennie.
- Nagy párolgáshő és sűrűség. Az ilyen tulajdonságokkal rendelkező közeg több hőt tud felvenni az elgőzöltetőben és így kisebb a keringtetendő közeg mennyisége, az erőmű mérete és a szivattyú fogyasztása.
- Kis környezeti ártalom. A fő veszélyek az ózonréteg bomlására és a globális felmelegedésre gyakorolt hatás.
- Biztonságos üzem. A közeg nem lehet korrozív, gyúlékony és mérgező.
- Könnyű előállíthatóság és alacsony költség.
- Megfelelő (nem túl magas) nyomástartomány.

A munkaközegek csoportosíthatók aszerint, hogy nedvesként, izentropikusként, vagy szárazként jelennek meg a T-s diagramon. A nedves közegek, mint például a víz és az R22, melyeknél telítettgőz görbe negatív hajlású, az izentropikusnál -R11- függőleges a telítettgőz görbe, míg a száraz munkafolyadéknál, mint például az izopentánál pozitív meredekségű telítettgőz görbét láthatunk a T-s diagramon.



8. ábra: A munkaközegek csoportosítása: negatív hajlású, izentropikus és pozitív hajlású

Forrás: World Engineers Convention, saját átszerkesztéssel

A szerves- Rankine- körfolyamat működéséhez a száraz, illetve izentropikus közegek a legalkalmasabbak, mivel ezen munkaközegek expanderen való áthaladása során nem történik kicsapódás, tehát nincs fázisátalakulás. Emellett az is megjegyzendő, hogy a száraz munkaközegek (R113, R123, R245ca, R245fa, izobután) sokkal jobb teljesítményt mutatnak.

Azonban a jelentős pozitív elhajlás sem kedvező, ugyanis a túlhevülés miatt a gőz a kondenzátorban kiléphet. Emiatt az effektus miatt is használják a rekuperátort, ami a túlzott hőt elvonja, így kevésbé túlhevült közeg jut a kondenzátorba. A korábban említettek szerint az itt elvont hőt a hőhasznosító az ismét folyadékfázisú munkaközéget melegíteni tudja, így az elgőzöltetőben már nem szükséges akkora hőmérsékletkülönbséget előidézni. Bár a hővisszanyerő bonyolítja némileg a körfolyamatot, illetve növeli a beruházási költségeket, de ezen esetben rendkívül fontos tartozéka a ciklusnak. Az izentropikus munkaközeg úgy hagyja el az expandert, hogy nincs túlhevült állapotban, ezért ilyen közeg esetén a rekuperátor egység sem szükséges.

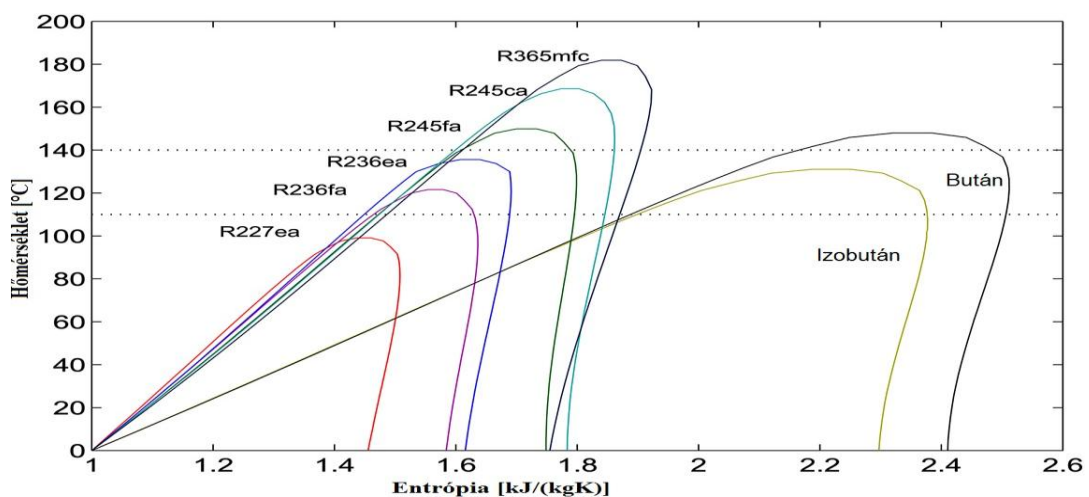
Megfelelő munkaközeg kiválasztásának módszertana:

- A meglévő szerves munkaközegek katalógusának áttekintése.
- Az első szempont: figyelembe kell venni az üzemi hőmérséklettartományt.
- Második szempont: be kell tartani a biztonsági, illetve környezetvédelmi szabályokat.
- A ciklus előre meghatározott hatékonyságának és a termodinamikai tulajdonságoknak a vizsgálata, és összehasonlítása.
- Ellenőrizni a turbinára vonatkozó ésszerűen elérhető működési tartományt.

2. táblázat: A leggyakrabban alkalmazott munkaközegek tulajdonságai

Forrás: Gas Encyclopedia, saját átszerkesztéssel

	Krit. Nyom. (bar)	Krit. Hőm.(°C)	Min. Hőm. (°C)	Max. Hőm. (°C)	Max. Nyomás (bar)
Bután	37,96	151,98	-138,28	315,9	690
Izobután	36,40	134,67	-159,59	299,9	350
R227ea	29,26	101,65	-126,80	226,9	600
R236fa	32,00	124,92	-93,63	226,9	400
R236ea	35,02	139,29	-31,15	226,9	600
R245ca	39,25	174,42	-73,15	226,9	600
R245fa	36,40	154,05	-73,15	226,9	600



9. ábra: A leggyakoribb munkaközegek hőmérséklet-entrópia diagramja

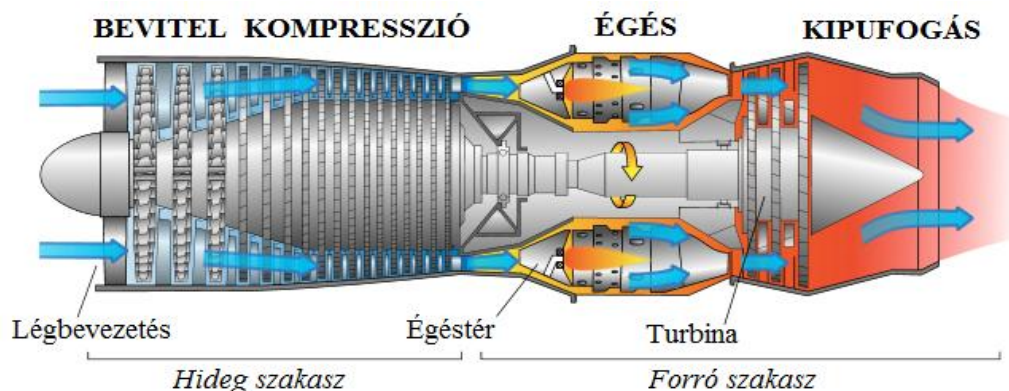
Forrás: mdpi.com, saját átszerkesztéssel

3. A hőhasznosítás fizikai megvalósítása

3.1. A hulladékhő eredete, a gázturbina

A kompresszorállomásokra telepített nyomásfokozó kompresszorok lehetővé teszik a súrlódási energiaveszteség pótlását és egyben a földgáz nyomásának emelésével a szállítóvezeték kapacitásának növelését. Így történik ez a mosonmagyaróvári kompresszorállomáson is, ahol az Ausztria felől a HAG vezetéken át érkező gáz nyomása kellőképpen lecsökken, így azt a további szállításához magasabb nyomásra kell hozni. Nagy gázáramokat kell 1,3-1,6 nyomásarányral komprimálni. Erre a feladatra a legalkalmasabb berendezés a centrifugálkompresszor, melynek a fordulatszáma nagy, ezért a meghajtásához leggyakrabban gázturbinát alkalmaznak.

A gázturbina egy levegőkompresszorból (gázgenerátorból) és a munkaturbinából áll. A levegőkompresszor egy többfokozatú axiálkompresszor, mely a beszívott levegő komprimálására szolgál. A nagy nyomású, komprimálás hatására felmelegedett levegő az égőkamrába áramlik, ahol keveredik tüzelőanyagként alkalmazott földgázzal, majd ezen keveréket meggyújtják. A nagy entalpiájú égéstermék először a gázgenerátor kétfokozatú munkaturbináját hajtja meg, amely biztosítja a levegőkompresszor energiaigényét. Az égéstermék a gázgenerátorból kilépve a hasznosítható energiaforrást jelentő kétfokozatú munkaturbinát hajtja meg, ami a meghajtómotorja a távvezetéki földgázkompresszornak. Az égéstermék a munkaturbinából távozik a kéménybe, aminek a hasznosítása áll írásom fókuszában.



10.ábra: A gázturbina felépítése és működése

Forrás: cset.mnsu.edu Engaged in Thermodynamics, saját átszerkesztéssel

A kompresszorállomásokon láthatóak kémények, melyek a turbina üzeme során füstöt árasztanak magukból. Nos, ezen emisszió forrása az előbbiekben leírt folyamat eredménye, ugyanis az égésterben lévő földgáz-levegő keverék, meggyullad és elég, majd az égéstermék a kéményen át távozik. Ezen jelenség azzal magyarázható, hogy nem létezik olyan folyamat, amely a befektetett energiát 100%-osan hasznosítani tudná, így minden energetikai folyamat veszteséggel jár, melynek a megjelenési formája a hő. A kéményen tehát az égéstermékek magas hőmérsékleten távoznak.

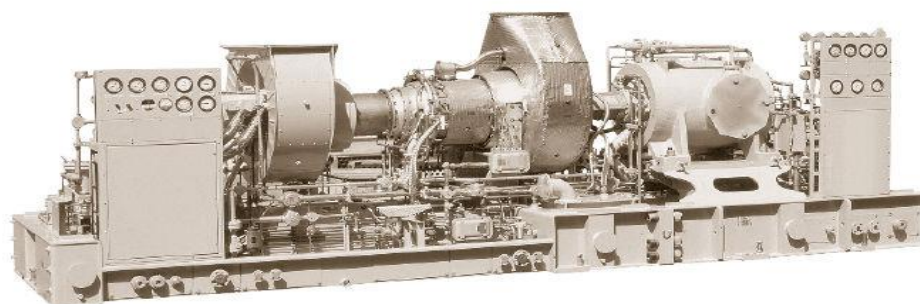
Dolgozatomban a kompresszorállomásokon gázturbinák által a kéményeken kibocsátott füstgáz hőenergia felhasználásának módjaira, az itt keletkezett "hulladékhő" effektív hasznosítására vonatkozó elképzeléseket szeretném bemutatni, és ezen tervek megvalósulásának lehetőségét műszaki számításokkal, modellezéssel alátámasztani.

Kiindulásként tehát fontos megemlíteni, hogy témám középpontjában az FGSZ Zrt. öt kompresszorállomásán működtetett Solar gyártmányú gázturbina hajtású kompresszor gépegyeségek állnak, azon belül is a mosonmagyaróvári (Solar Taurus 60S) négy gépegyeséget vizsgálom meg olyan tekintetben, hogy milyen eljárásokkal hasznosíthatók a kéményen a szabadba távozó égéstermékek hője.

3. táblázat: Solar Taurus 60S technológiai paraméterei

Forrás: Solar katalógus, saját átszerkesztéssel

ISO folyamatos üzemi teljesítmény	5670 kWe
Hőtermelés	11430 kJ/kWe-hr
Kipufogó áram	78385 kg/hr
Kipufogó hőmérséklete	510 °C



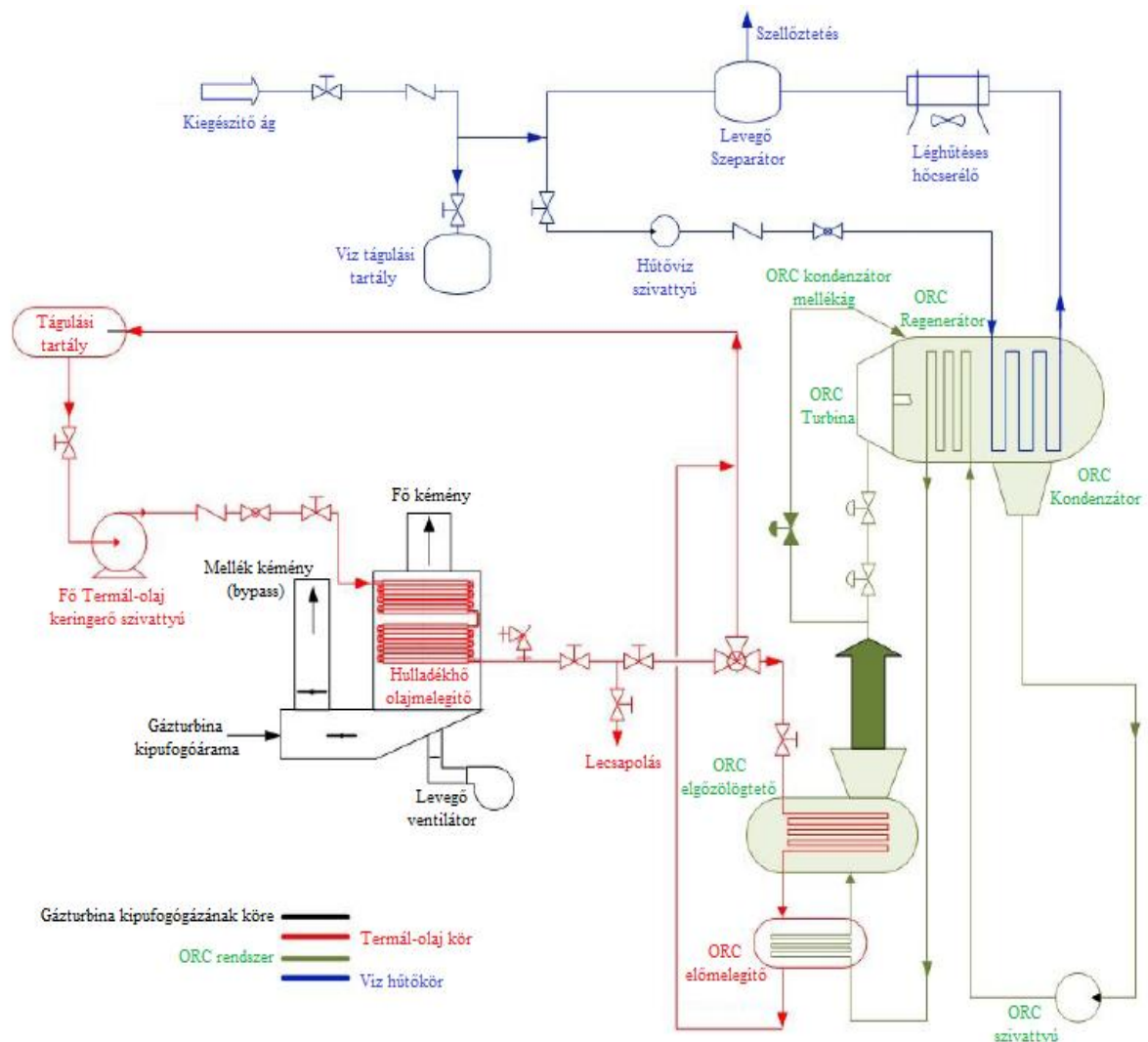
11.ábra: Solar Taurus 60S turbina

Forrás: Solar

3.2. Hulladékhő hasznosító erőmű felépítése

Ahhoz a teljes folyamatot meg tudjuk valósítani, tehát a turbinában keletkező hőt fel tudjuk hasznosítani, a következő részegységekre, összetevőkre van szükség:

1. Gázturbina kipufogórendszer
2. Termál-olaj kör
3. Szerves- Rankine körfolyamat
4. Hűtőkör (leghatékonyabb a vízhűtés)

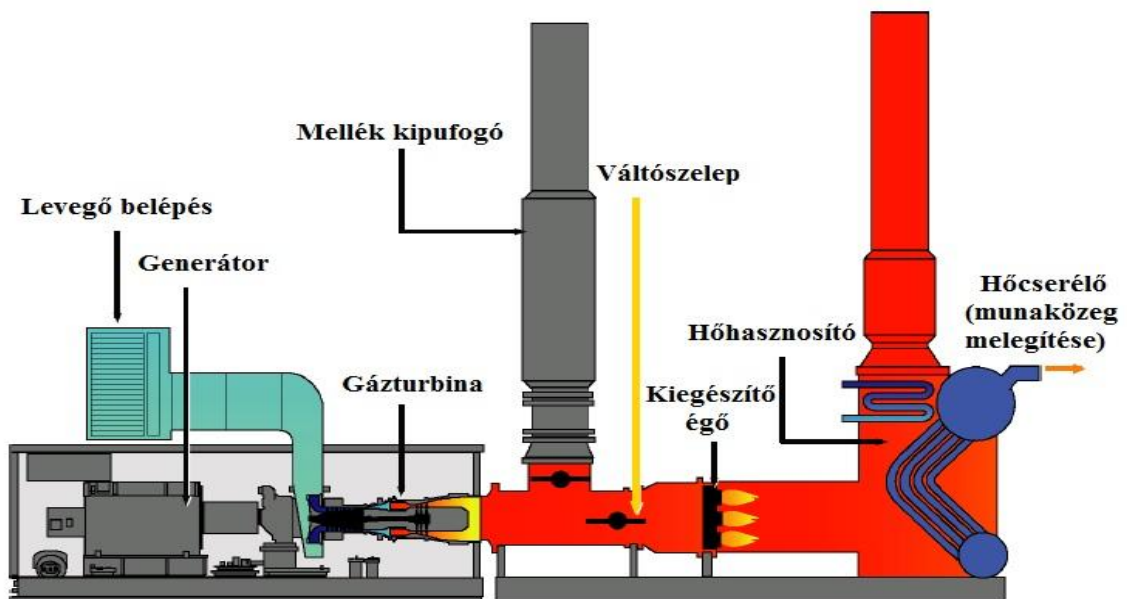


12. ábra: A hulladékhő hasznosító erőmű felépítése
Forrás: Industrial Application of Gas Turbines, saját átszerkesztéssel

3.2.1. A gázturbina módosított kipufogórendszere

A folyamat meghajtója a gázturbinából származó kipufogó hője, amely segítségével felhevítjük a folyamatosan cirkuláló termál-olajat, aztán elszivattyúzzuk azt a szerves-Rankine-ciklus megvalósulásának helyére. Ezen termál-olaj olyan hőmérséklet tartományban mozog, mely képes az ORC folyamat munkaközegét elgőzöltetni, ami azért szükséges, mivel gőz hajtja meg az áramtermeléshez szükséges turbinát. Később a szivattyúzáshoz ismét folyadék halmazállapotot kell elérnünk, hogy a körfolyamat kiindulásához visszatérjünk, így a gőz lekondenzálásához szükséges a hűtőkör megléte.

A vezérelv a gázturbina kipufogórendszerének tervezése során, az hogy a hulladékhő hasznosító erőműhez szükséges hő kinyerése ne akadályozza a gázturbina és gázkompresszor működését. Tehát a hőkinyerő rendszer beépítése után is elvárás a magas üzembiztonság, a nem tervezett leállások elkerülése, a gázturbina ellennyomásának minimalizálása, illetve a működési rugalmasság fenntartása.



13. ábra: A gázturbina kipufogórendszere

Forrás: Solar Turbines: CHP Systems, saját átszerkesztéssel

Az üzemzavar elkerülésének elsődleges eleme a mellékipufogó (bypass stack). Valamilyen meghibásodás esetén a hőkinyerő rendszerhez tartozó váltószelep zár, míg a mellékkéményhez tartozó csappantyú nyit, így a folyamatból kizárjuk a hulladékhő felhasználását, és visszatérünk a hőkinyerés nélküli, eredeti üzemállapothoz.

A mi esetünkben releváns egy speciális tartozék az IST (Innovative Steam Technology) cég által gyártott olajfűtéssel működő hulladékhő hasznosító berendezés. Ez a készülék amellett, hogy a fölös hőenergiát felhasználva maximalizálja a teljesítményt, a termál olaj alkalmazásával csökkenti a turbinára ható ellennyomást, ami nagy hatással van annak élettartamára, így biztosítva az alacsony karbantartási szükségleteket, továbbá fenntartja a kompresszorállomás teljesítményét.



14. ábra: IST által gyártott olaj melegítésre szolgáló hulladékhő hasznosító

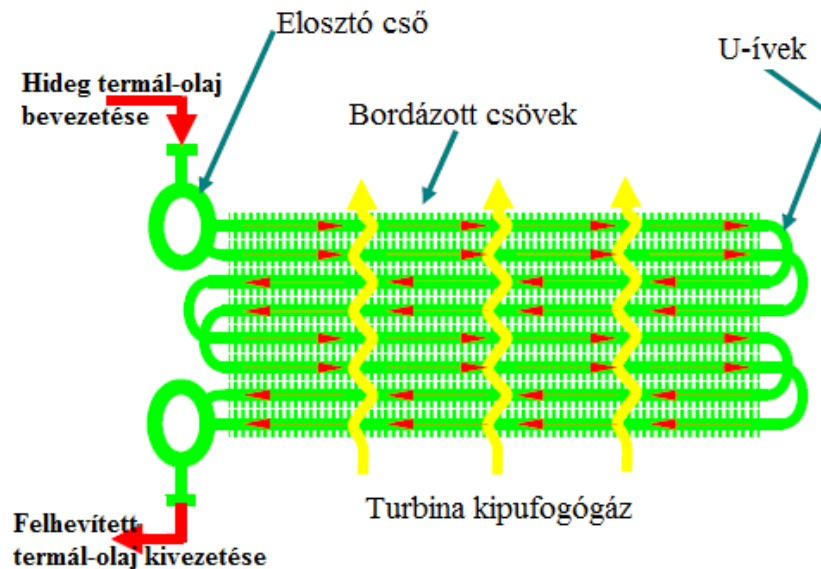
Forrás: Gasco Melbourne

Az fűtőelem belső geometriáját úgy tervezték, hogy minimalizálják a nyomáscsökkenést és állandó sebesség mellett csökkentsék az olajfilm hőmérsékletét. A készülék három egymáshoz csatlakoztató részből áll: bemeneti- és kimeneti- valamint a kettő között egy hővisszanyerő átmeneti modul alkotja, így szállítása és felállítása is egyszerű.

3.2.2. Hőközlés az ORC folyamat felé

Első lépésként tehát a kémény hőjének kinyerhető részét valamilyen módon közvetítenünk kell a hasznosítás helyére. Ennek egyik hatékony módja nem más, mint hőcserélő alkalmazása, amely olyan eszköz amely lehetővé teszi azt, hogy egy munkaközeg (folyadék vagy gáz) hőt adjon le vagy vegyen fel egy másik közegből anélkül, hogy összekeverednének vagy közvetlen kapcsolat alakulna ki közöttük.

A korábban leírtak értelmében jelenlegi feladatomban abban rejlik, hogy ezen hőt valamilyen úton el lehessen juttatni az ORC körfolyamat megvalósulásának helyére, ott pedig elektromos áram termelésére fordítani, az amúgy a szabadba távozó hőt. Az alábbi folyamatban munkaközegként termál- olajat alkalmazunk.

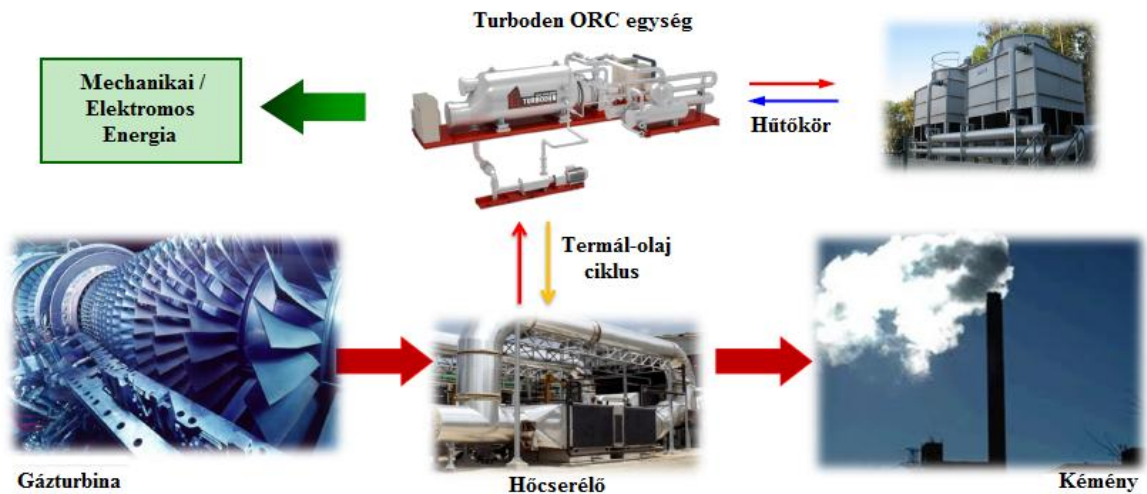


15. ábra: A hulladékhő hasznosításának eszköze

Forrás: Gasco Melbourne, saját átszerkesztéssel

A termál-olaj hőt közöl az ORC- ciklus felé úgy, hogy elgőzöltetőben a szerves munkaközeg fázisátalakulásra készíti, ám ekkor az olaj hőmérséklete is lecsökken, így tér vissza a kiindulási helyére, ahol a turbina kipufogógázának hatására ismét felmelegszik. Az itt alkalmazott munkaközeg a szerpentin alakú, a nagyobb hőátadás érdekében bordákkal ellátott csőrendszeren végighaladva ismételtelen felmelegszik, hogy a szerves-Rankine- ciklus számára nélkülözhetetlen hőt elszállítsa. A folyamat mozgatórugója a cirkuláltatásért felelős keringető szivattyú.

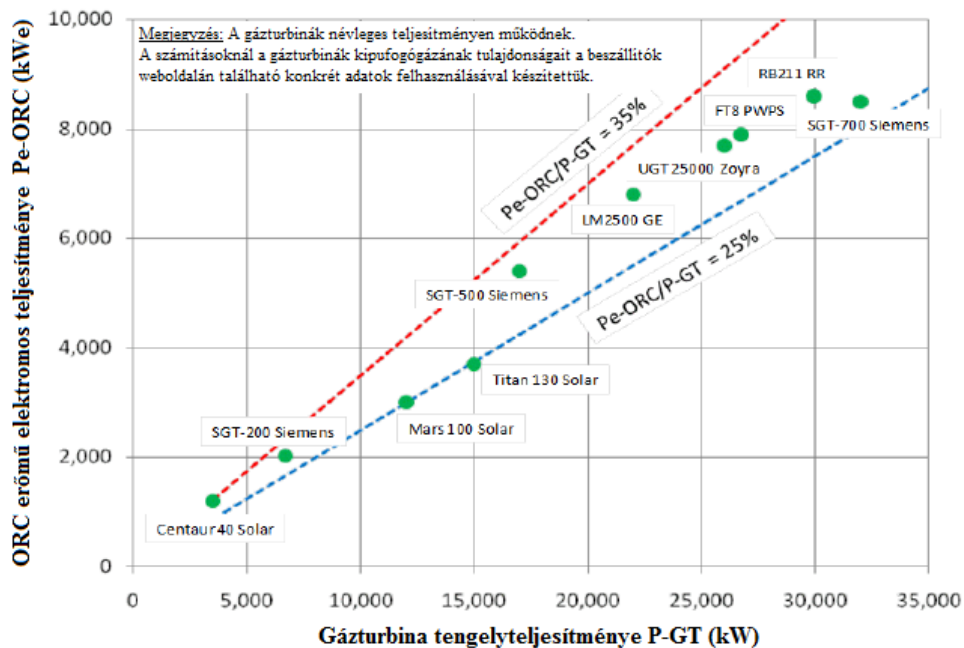
3.2.3. Az ORC folyamat gyakorlati megvalósítása



16. ábra: Az ORC folyamat fizikai háttere

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

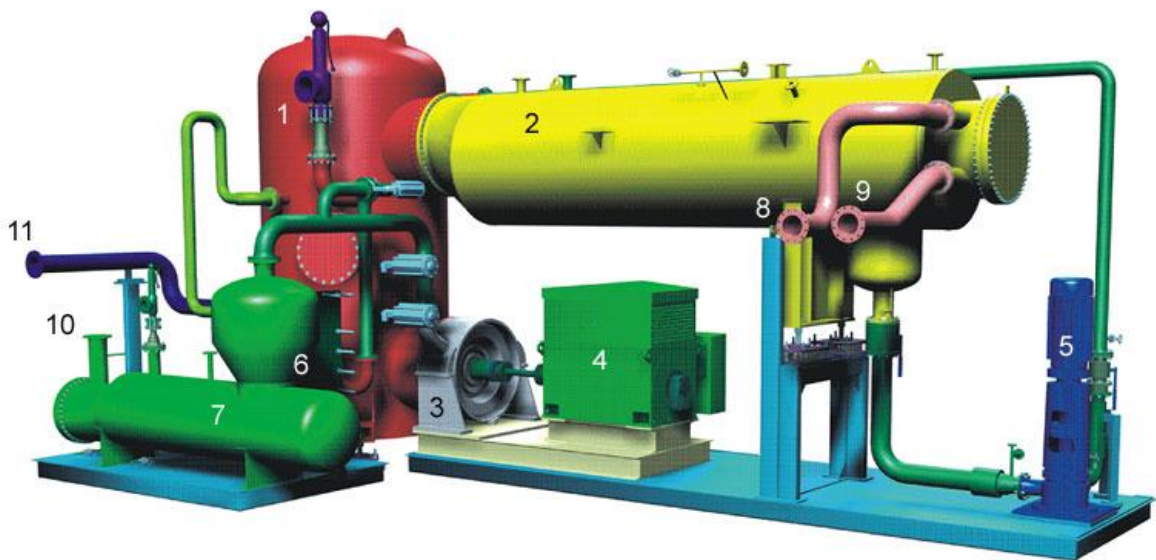
A beérkező hőenergia 98%-a hasznosul az ORC körfolyamatban, ennek körülbelül 20%-a fordítódik elektromos áramtermelésre, a maradék 78% pedig hő formájában hasznosul. A veszteség mindössze 2%, mely oka: hőszigetelés, illetve a generátor működése közbeni veszteségek. Az elektromos hatékonyság nem-kapcsolt energiatermelés esetén sokkal nagyobb (több mint a beérkező hőenergia 24%-a).



17. ábra: Az ORC által kinyerhető energia, a turbina teljesítményének függvényében

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

A korábban leírtak szerint az ORC körfolyamat a hőhasznosítás központi, legfontosabb eleme. A mai fejlett technológia mellett az egyes alkatrészeket: előmelegítő, generátor, rekuperátor, kondenzátor, szivattyú nem egyesével kell beszerezni. Ugyanis az olasz Turboden cég, létrehozott kimondottan erre a célra egy úgynevezett ORC egységet, amely a fenti alkatrészeket magában foglalja.



18.ábra: ORC egység

Forrás: Maulana Azad National Institute of Technology

- | | |
|-----------------|---------------------------------|
| 1. Rekuperátor | 7. Előmelegítő |
| 2. Kondenzátor | 8. Hűtőközeg belépési pontja |
| 3. Turbina | 9. Hűtőközeg kilépési pontja |
| 4. Generátor | 10. Termál-olaj belépési pontja |
| 5. Tápszivattyú | 11. Termál-olaj belépési pontja |
| 6. Előmelegítő | |

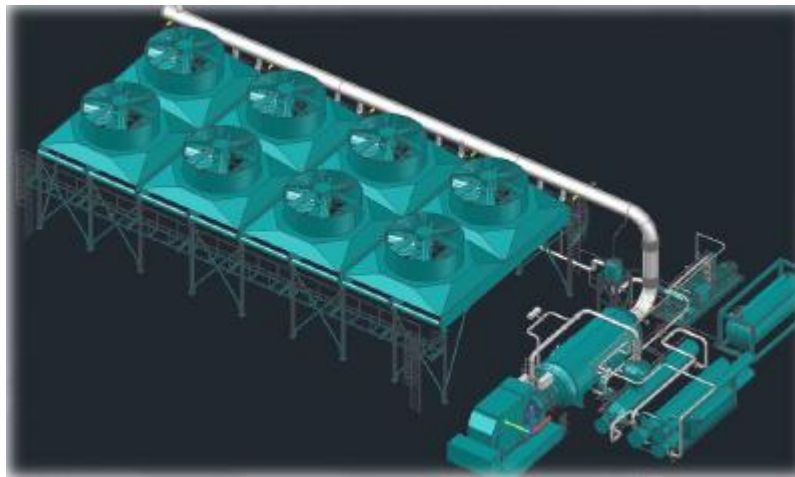
A hideg modulhoz tartozik a turbina, generátor, kondenzátor és rekuperátor, míg a forró modul az előmelegítőt és előmelegítőt foglalja magában. A harmadik legfőbb egység a tápszivattyú.

Az ábrán látható, hogy az ORC egységhez kapcsolódik még 2 cirkulációs kör, egyik a termál-olaj ciklus, ami a gázturbinából elvont hőt biztosítja a Szerves-Rankine-körfolyamat számára, illetve a hűtőkör, mely a munkafolyadék lekondenzálásához szükséges, ebben az esetben ez víz hűtőtornyok révén valósul meg.

3.2.4. A hűtőkör

A hűtés miéértje abban rejlik, hogy a gőzfázisú munkafolyadékot, olyan mértékben le kell hűteni, hogy az folyadékfázisúvá alakuljon. Erre azért van szükség mivel a tápszivattyúval csak folyadékot tudunk szállítani, ezáltal fenntartani a ciklust. Szivattyú helyett technológiailag kompresszor is alkalmazható lenne, de ezen megoldás (gáz sűrítés) sokkal nagyobb (akár több százszoros) energiát igényel, mint a szivattyúval való cirkuláltatás.

A legelterjedtebb hűtőközegek a víz, a glikol, a kettő elegye, aminek a lehűtése történhet léghűtéssel, illetve vízpermettel. A hűtésre fordított energia bevitel szempontjából nem elhanyagolható a rekuperátor szerepe, ugyanis a kondenzátorban lecsapódott hűvösebb víz a rekuperátor hőcserélőben folyamatosan hűti a kondenzátor felé haladó gőzfázisú munkaközegeket, így annak lecsapódásához nem kell akkora hőmérsékletkülönbséget generálni.



19. ábra: Hűtőtornyok és az ORC egység együttműködése

Forrás: Atlas Copco

A hűtőkör elemei: keringető szivattyú, lég/víz-hűtő, csővezetékek (betáplálás és elvezetés a kondenzátorból), szelepek, és a hőmérsékletkülönbségek miatt tágulási tartály.

4. Számítások a mosonmagyaróvári kompresszorállomás adataival

4.1. Gépegységek adatainak feldolgozása

Az előző fejezetekben került ismertetésre a módja, illetve eszköze a hulladék hő felhasználásának. Az alábbiakban szeretném saját számításaimat, eredményeimet bemutatni. A modellezés során az Aspen HYSYS nevű szoftvert használtam, mely segítségével a mosonmagyaróvári kompresszorállomás valós adataiból körfolyamatokat állítottam elő.

Tanulmányomat a korábban bemutatott Solar gyártmányú gázturbina hajtású kompresszor gépegységekre vonatkoztattam, mivel az FGSZ Zrt. öt kompresszortelepén 32-ből 25 egység Solar gyártmányú. Mosonmagyaróváron 4 gépegység működik (Solar Taurus 60S gázturbina hajtással) az adatok feldolgozásakor a hasonló tulajdonságok miatt, egy gépegysége vonatkozó információkat veszem sorra.

4. táblázat: Az M-1-es gép füstgáz térfogatáramai és szennyezőanyag tömegáramai

Forrás: FGSZ Sifók

Gép jele	Munkapont száma	Térfogatáram* m ³ /h	Tömegáram kg/h			
			Szén-monoxid	Nitrogén-oxidok	Kén-dioxid	Szén-dioxid
M-1	1	53730	<0,07	0,98	<0,16	3331
	2	48760	<0,06	0,61	<0,14	2838
	3	43845	<0,05	0,60	<0,13	2391

A mérési eredmények alapján a turbinára vonatkozóan megállapítható, hogy az általa kibocsátott szennyezőanyag koncentráció nem lépte túl a rendeletben meghatározott 100 mg/m³-es szén-monoxid, 150 mg/m³-es nitrogén-oxidok, 115 mg/m³-es kén-dioxid kibocsátási határértéket.

5. táblázat: Az M-1-es géphez tartozó műszaki adatok

Forrás: Solar, saját átszerkesztéssel

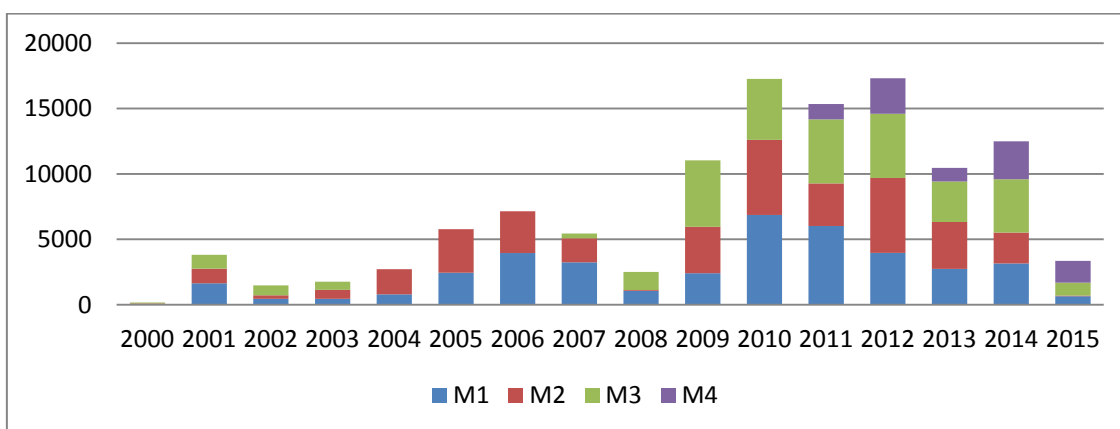
Kivitel:	Kéttengelyes, egyciklusú
Gyártó:	Caterpillar
Típus:	Solar Taurus 60S
Tengelyteljesítmény:	5,4 MW
Néveleges teljesítmény:	17,4 MW

4.2. Célkitűzések a modellezés folyamán

Elsődlegesen célunk a gázturbinák hőveszteségének csökkentése a füstgáz hulladékhőjének hasznosításával. A veszteség hő hasznosítása révén a gázturbinák fűtőgázának előmelegítésre felhasznált elsődleges energia költsége minimalizálható, ami éves szinten jelentős megtakarítást eredményezhet. Ezzel párhuzamosan megemlíthető az a tény is, hogy a fűtőgáz előmelegítés - ami alapesetben gázkazánokkal működik - gázfelhasználása, ezzel együtt füstgáz károsanyag mennyisége is mérsékelhető.

A fűtőgáz előmelegítésének miértje abban rejlik, hogy a turbinák indítása csak meleg fűtőgázzal lehetséges, amelynek nyomása 18 bar, hőmérséklete pedig 20-22 °C. Azonban a probléma nem oldható meg olyan egyszerűen, hogy hőcserélővel hőt közlünk a kéménytől a fűtőgáz előmelegítésének helyére. Mivel hő csak a turbina üzeme közben keletkezik, azonban indításkor a földgáz a szükségesnél még alacsonyabb hőmérsékletű. Ezért a gáz előmelegítő kazánok teljes mértékben nem zárhatóak ki a melegítési folyamatból, mert meleg gázt kell biztosítanunk a turbina számára. Az üzemi hőmérsékletet elérve a gázkazán lekapcsolható, a melegítést teljes mértékben hulladékhőből származó hő veszi át.

A fűtőgáz előmelegítés mellett a kinyert hő alkalmazható a telephely épületeinek fűtésére, valamint a korábban említett és bemutatott áramtermelés jelent még potenciált az alkalmazásra. Azonban szem előtt kell tartanunk, hogy a turbinák nem állandó üzemben és nem párhuzamosan működnek, így a hőtermelés nem állandó, ezért a folyamatos ellátás érdekében mind a négy gépegységet szükséges ellátni a hő kinyeréséhez szükséges infrastruktúrával.

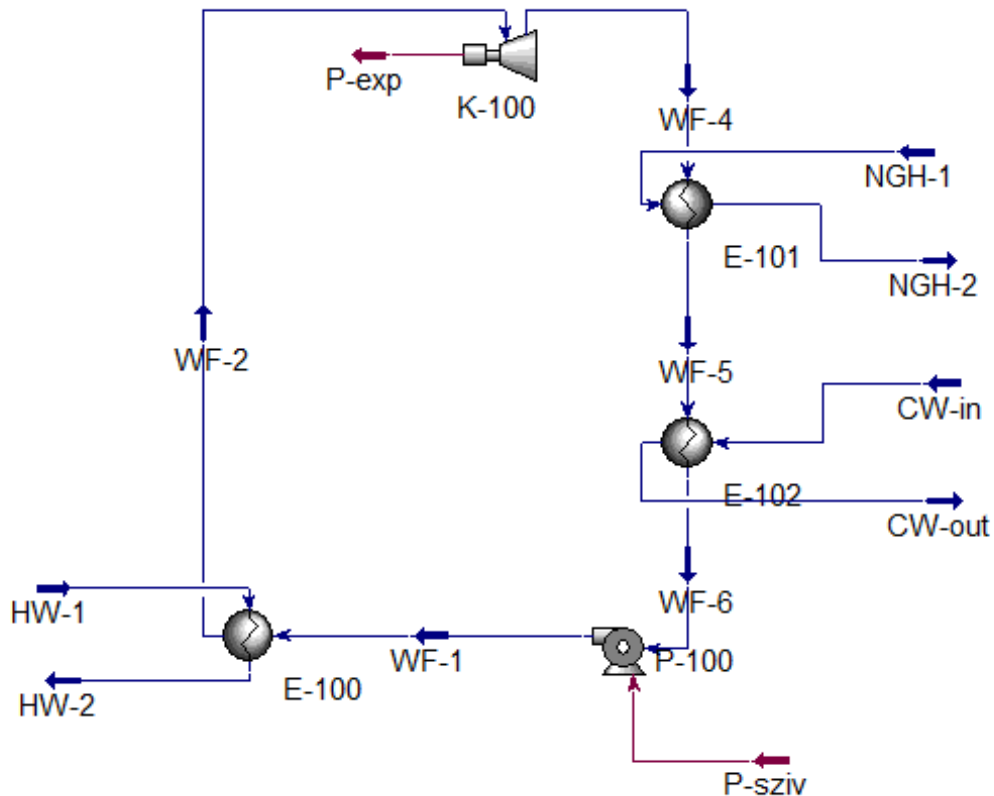


20. ábra: A gépegységek üzemórái órában kifejezve

Forrás: FGSZ Siófok

4.2.1. Egyszerű, rekuperátor nélküli modell

Az elkészült körfolyamatok közül kezdetben egy egyszerű, rekuperátor nélküli ciklust szeretnék szemléltetni. A szoftver segítségével és a munkakörülmények (nyomás, hőmérséklet, munkaközeg minősége) változtatásával próbáltam maximalizálni a turbina által termelt füstgáz hőenergiájából kinyerhető energiamentységet.



21. ábra: Egyszerű, rekuperátor nélküli modell

Saját szerkesztés

Ezen modell kialakításakor munkaközegként a propánt alkalmaztuk. A választott közeg a következőképpen halad végig a rendszeren: az első hőcserélőben megvalósul az elgőzöltetés a termál-olaj révén, így a körfolyamatunk munkaközege gőzfázisban jut el az expanderhez, aminek segítségével **1354 kW** teljesítményt nyerhető ki. A propán lehűl, de nem annyira, hogy a hőjét ne tudnánk hasznosítani, ezért a következő hőcserélőben a fűtőgáz előmelegítése történik. Annak érdekében, hogy visszatérhessünk a kiinduló pontra a munkafluidumot folyadék fázisra kell alakítani, ehhez a folyamathoz szükséges a kondenzátor hőcserélő, ahol a propánt lecsapatjuk, így a szivattyú segítségével a kiindulási pontra tudjuk szállítani, hogy a ciklus újra kezdődhessen.

6. táblázat: A rekuperátor nélkül modell szoftver által számított paramétereit

Saját forrás

Elgőzőlötgető hőcserélő (E-100)				
Termál-olaj (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	530 °C	140,9 °C	34 bar	33,5 bar
Propán (folyadékból-gőz)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	24,28 °C	161 °C	70 bar	69,5 bar
<i>Termál-olaj tömegárama</i>			<i>Propán tömegárama</i>	
72000 kg/h			60000 kg/h	

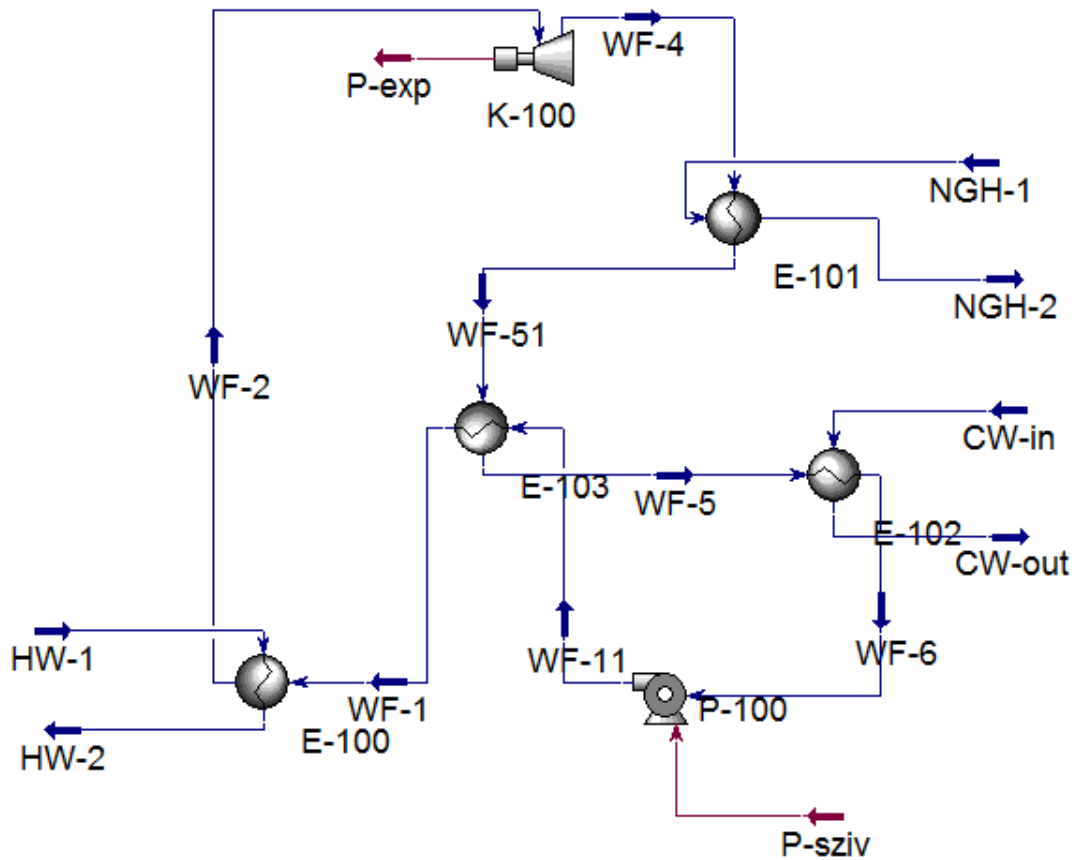
Expander (K-100)				
<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>	<i>Belépési hőm.</i>	<i>Kilépési hőm.</i>	<i>Kinyert teljesítmény</i>
69,5 bar	9 bar	161 °C	70,29 °C	1354 kW

Fűtőgáz előmelegítő hőcserélő (E-101)				
Hőelvonó közeg (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	8 °C	22 °C	6 bar	5,5 bar
Propán (gőz)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	70,29 °C	20,62 °C	8,5 bar	8 bar
<i>Hőelvonó közeg tömegárama</i>			<i>Propán tömegárama</i>	
250000 kg/h			60000 kg/h	

Kondenzátor hőcserélő (E-102)				
Víz (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	8 °C	14,32 °C	3 bar	2,5 bar
Propán (gőzből-folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	20,62 °C	18 °C	8,5 bar	8 bar
<i>Víz tömegárama</i>			<i>Propán tömegárama</i>	
700000 kg/h			60000 kg/h	

Szivattyú (P-100)				
<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>	<i>Belépési hőm.</i>	<i>Kilépési hőm.</i>	<i>Szükséges teljesítmény</i>
8 bar	70 bar	18 °C	24,28 °C	273,8 kW

4.2.2. Rekuperátoros modell



22.ábra: Rekuperátort tartalmazó modell

Saját szerkesztés

A rekuperátor jelentősége abban rejlik, hogy a lehűlt gőz útja az expander energiatermelése és a fűtőgázhoz szükséges hőelvonás után ide vezet, nem pedig közvetlenül a kondenzátorba, így még számunkra fontos hőt tudunk vele közölni a szivattyú és elgőzöltető közötti szakaszon. Tehát alkalmazásra akkor kerül sor, amikor a munkaközeget lecsapatása után a tápszivattyúval ismételtlen az elgőzöltetőbe nyomnánk.

Összességében tehát nem közvetlen módon történik a munkafolyadék átnyomása a szivattyúval az elgőzöltetőbe, ugyanis a két rendszer között alkalmazott hővisszanyerő segítségével a lecsapatás utáni folyékony fázisú munkaközeg hőmérsékletét meg tudjuk emelni, ami így az elgőzöltetőbe magasabb hőmérsékleten érkezik, így ott kisebb hőmérsékletkülönbség elérése is elégséges alkalmazott közegünk folyékonyról gőzfázissá való átalakításhoz. Továbbá folyadék melegítése miatt a gőz hőmérséklete lecsökken, tehát a rekuperátor túlzott hőt elvonja, így érkezik a kondenzátorhoz, így ott kisebb teljesítmény is elégséges a munkaközeg lekondenzálódásához.

Elgőzölögtető hőcserélő (E-100)				
Termál-olaj (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	530 °C	176,6 °C	6,85 bar	6,35 bar
Ammónia (folyadékból-gőz)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	31 °C	182 °C	149,5 bar	149 bar
<i>Termál-olaj tömegárama</i>			<i>Ammónia tömegárama</i>	
76000 kg/h			24000 kg/h	

Expander (K-100)				
<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>	<i>Belépési hőm.</i>	<i>Kilépési hőm.</i>	<i>Kinyert teljesítmény</i>
149 bar	12,9 bar	182 °C	33,67 °C	1393 kW

Fűtőgáz előmelegítő hőcserélő (E-101)				
Hőelvonó közeg (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	8 °C	18 °C	6 bar	5,5 bar
Ammónia (gőz)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	33,67 °C	32,32 °C	12,9 bar	12,4 bar
<i>Hőelvonó közeg tömegárama</i>			<i>Ammónia tömegárama</i>	
3000 kg/h			24000 kg/h	

Rekuperátor (E-103)				
Ammónia (gőz)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	32,32 °C	30,92 °C	12,4 bar	11,9 bar

Kondenzátor hőcserélő (E-102)				
Víz	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	9 °C	14,62 °C	3 bar	2,5 bar
Ammónia (gőzből-folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	30,92 °C	17 °C	11,9 bar	11,4 bar
<i>Víz tömegárama</i>			<i>Ammónia tömegárama</i>	
700000 kg/h			60000 kg/h	

Szivattyú (P-100)				
<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>	<i>Belépési hőm.</i>	<i>Kilépési hőm.</i>	<i>Szükséges teljesítmény</i>
11,4 bar	150 bar	17 °C	21,68 °C	273,8 kW

Rekuperátor (E-103)				
Ammónia (folyadék)	<i>Belépő hőm.</i>	<i>Kilépő hőm.</i>	<i>Belépő nyomás</i>	<i>Kilépő nyomás</i>
	21,68 °C	31 °C	150 bar	149,5 bar

4.3. A megvalósítás nehézségei

A modellezett körfolyamatok során a maximálisan kinyerhető teljesítményből fedezhetjük a keringetéséhez nélkülözhetetlen szivattyú teljesítményét, ami azt eredményezni, hogy zárt ciklusunkban a kinyerhető nettó teljesítmény 1-1,1 MW érték körül mozog. Ez azonban így nem helytálló tény, mivel nem kalkuláltunk a termál-olaj, fűtőgáz, hűtővíz cirkuláltatásához szükséges energiaszükséglettel, illetve egyéb veszteségekkel.

A korábban említettek szerint, a hőkinyerő elhelyezésének olyannak kell lennie, hogy nem válthat ki káros torló hatást a turbina számára.

Mivel a turbinák nem állandó üzemben működnek, van hogy felváltva, ezért mind a négy gépegységet szükséges ellátni hulladék hő hasznosító berendezéssel, amelynek nem csak befektetés anyagi vonzatait négyszereznék meg, hanem a nagyobb helyigény is problémát jelentene, a kompresszortelep fix fizikai határai miatt.

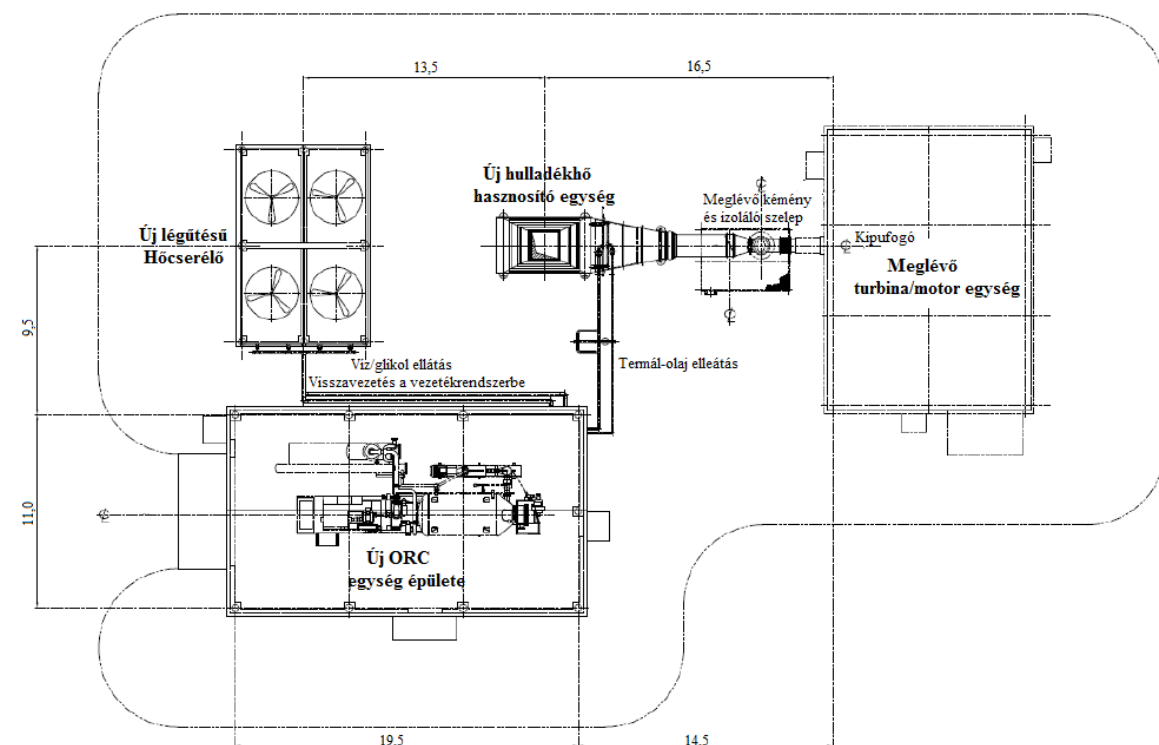
A fűtőgáz előmelegítő kazánok nem vonhatóak teljesen ki az üzemből, mivel a turbinák indítása előtt szükséges a gáznak a megfelelő hőmérsékletet (18°C - 22°C) elérni, aztán amikor a gázturbina beindul és hulladék hőt termel, csak akkor kapcsolható át a hőforrás a kazán által termelt hő helyett a turbina által kibocsátott hőre.

További problémák:

- Kevés tapasztalat jellemzi ezt az energiatermelés formát, új még kevésbé használt eszközök vannak jelen ezen a piacon.
- A korábban említett helyhiányt fokozza, az hogy ezen rendszerekhez szükséges hűtőmű elhelyezése szintén fizikai akadályokba ütközik.
- A megtermelt elektromos áram felhasználhatósága a jogszabályi háttér miatt elég korlátozott, az elektromos áram hálózatba való táplálása szabályokba ütközik, ezért a felhasználás fizikailag csak az üzem területén valósítható meg.

5. Megvalósult projektek

A bemutatott technológia alapjai már régebb óta ismertek, azonban az első megvalósítás nem is olyan régen, 2011-ben Kanadában történt a Rosetown Trans Gas kompresszorállomáson. Ezt követően ezen berendezések sorra terjedtek el az amerikai kontinensen. Később megjelentek Oroszországban, majd Európában is, ahol elsősorban még nem kompresszorállomásokon, hanem biomasszából, földhőből, valamint napból kinyerhető energiatermelésre szolgálnak.



23. ábra: A TransGas Rosetown ORC egységgel ellátott kompresszortelepe

Forrás: Industrial Application of Gas Turbines, saját átszerkesztéssel

Kezdetben egy viszonylag kis teljesítményű kompresszorállomáson alakították ki az ORC rendszer segítségével üzemelő energiatermelő rendszert. A hő forrása itt a Solar Centaur gázturbina, melynek elsődleges teljesítménye 3,5 MWe. A gázturbina 28%-os hatásfoka mellett az ORC egység segítségével 1 MWe nyerhető vissza, amely a az hőhasznosítás nélkül a szabadba távozna.

A projekt befejezése után napjainkig körülbelül 20 hasonló egységet építettek meg Észak-Amerikában. A megvalósítás során a nagy teljesítményű kompresszorállomások kerültek célkeresztbe, ugyanis a legtöbb egység eléri a 11 MW-ot.

6. A fejlesztés nagy lehetőségei

6.1. Különböző kapcsolási sémák

Az eddigiekben tárgyalt esetek során az alábbi kapcsolási sémára támaszkodtunk, mind a mosonmagyaróvári modell, mind a bemutatott kanadai meglévő egység ismertetése során:

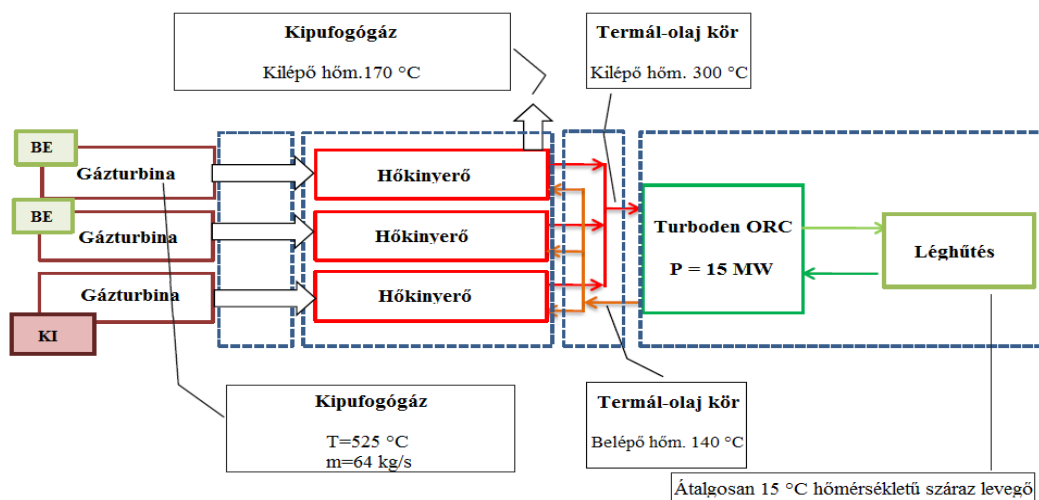


24.ábra: 1 turbina - 1 ORC típusú kapcsolási séma

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

Vitathatatlan, hogy egy gépegységhez tartozó egy újrahasznosító kör biztosítja a hulladékhő legnagyobb hatásfokú hasznosítását egységenként. Hátránya, azonban a sokkal nagyobb helyigény, nem beszélve a megvalósítás anyagi vonzatairól, ugyanis ezen esetben, minden egyes turbinához szükséges kialakítani hőhasznosító infrastruktúrát.

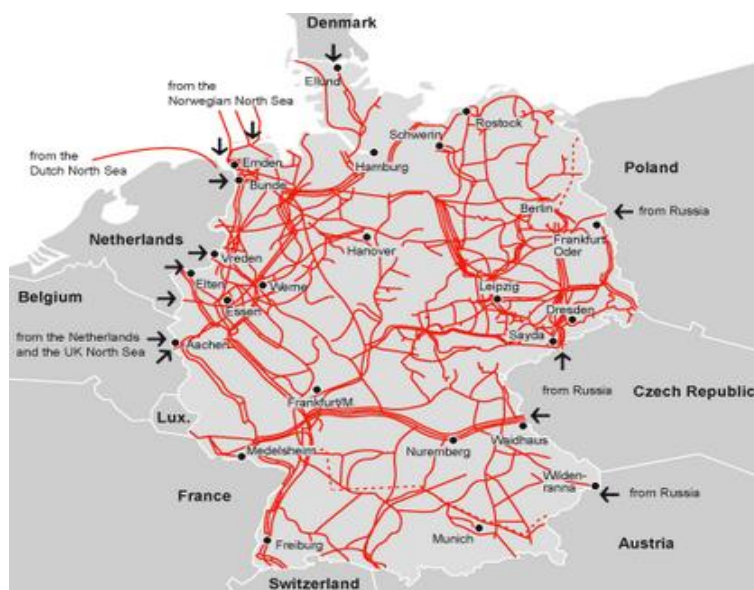
A kompresszorállomásokon működő turbinák a legtöbbször nem egyszerre működnek, ezért a folyamatos üzem, illetve anyagi és területi korlátokat szem előtt tartva a legösszegebb egyes "részlegek" összevonása, egy ág kialakítása. Így egy termál-olaj hőcserélő, egy ORC egység és egy vízhűtőkör szükségeltetik. Az épp üzemelő turbinák bekapcsolhatóak a folyamatba a nem működőek pedig egyszerűen kivonhatók. Sőt, gáz előmelegítő kazán energiafogyasztása minimalizálható, ha a gáz előmelegítését egy már korábban indított gázturbina hulladékhője fedezi.



25.ábra: Egységek összevonása a termál-olaj körtől

Forrás: Turboden, saját átszerkesztéssel

6.2. A hulladékhő hasznosításában rejlő hatalmas potenciál Németországra vonatkoztatva



26. ábra: Németország gázvezeték hálózata

Forrás: EON

A németországi gázszállító rendszer adatai: - 28 kompresszorállomás
- 11550 km vezetékhalozat
- 990 MW összteljesítmény

A kompresszorállomások hatásfoka 45%-os (ha állomásonként 3 gépegységet feltételezünk, melyből egy névleges teljesítménnyel, egy 35%-os részleges teljesítménnyel üzemel, egy pedig tartaléküzemben van.)

Az alábbi paraméterek mellett a figyelembe vehető tényleges teljesítmény: 445 MW. Melyet körülbelül 30% ORC hatékonysággal számolva: **135 MWe** nyerhető vissza.

Ezen becslésekből, illetve azt feltételezve, hogy az éves üzemóra szám 6000 óra, arra következtetésre juthatunk, hogy a megtakarítás évente körülbelül **810 GWhe**, amely pénzben körülbelül **48,6 millió €** ⁽¹⁾ vagy **210 millió m³**-nek megfelelő földgáz ⁽²⁾.

Mindezen anyagi kalkulációk mellett fontos megjegyezni azt is, hogy **324000 tonnával kevesebb CO₂** ⁽³⁾ távozik a természetbe évente.

⁽¹⁾ Feltételezzük, hogy az elektromos áram értéke 60 €/MWh

⁽²⁾ Feltételezzük, hogy 260 m³ földgáz felhasználásából 1 MWh energia állítható elő

⁽³⁾ Az EU eróműveinek kibocsátási tényezője átlagosan 400 t CO₂/ GWh

7. Következtetés

Kiindulva a világ energiatendenciájából, jelenlegi és későbbi energiafüggéséből, mind világszerte, így Magyarországon is fontos a nyersanyagokkal, energiahordozókkal való "spórolás", ami nem a szó legszorosabb értelmében értendő, hiszen nagyon nehéz már megszokott üzemeket, termelést, energiaforrások kibocsátását visszafogni. Ezért más irányból megközelítve a legcélravezetőbb, a hulladékba vesző energiák felhasználásának, kihasználásának lehetősége, melyet dolgozatomban is bemutattam.

Az ORC egy már kipróbált, kereskedelmileg is hozzáférhető technológia, mely nem csak kompresszorállomásokon alkalmazható, azonban elterjedése hazánkban még nem jellemző.

Mint ahogy látható szoftveres kalkulációimban, illetve becslések alapján, az üzemelő berendezés (esetünkben turbinaegység) teljesítményének körülbelül negyed része nyerhető vissza és fordítható elektromos áramtermelésre. Ami első körben azt mutatná, hogy a berendezés megtérülési ideje 3-5 év. Sőt, ha csak a németországi becslésekből indulok ki, és azt feltételezem, hogy a mosonmagyaróvári kompresszorállomás fele teljesítményű, mint az átlagos német állomáson működő turbinák, azt a durva becslést kaphatjuk, hogy éves szinten 1 millió Euró megtakarítást érhetünk el, ami már bőven az első évben megtérülést jelentene.

Azonban a helyzet jóval árnyaltabb: A megtakarítás értéke nagyban függ, a gépegységek üzemóraszámától, illetve a villamos energia áráról, továbbá nem kalkuláltunk meghibásodási, karbantartási költségekkel sem.

Számunkra nem elég az ORC egység biztosítása, szükségünk van a víz hűtőkör, illetve termál-olaj kör kialakításra és az ehhez szükséges egységekre. Esetünkben számolni kell a fűtőgáz előmelegítéshez, a termál-olaj, valamint a hűtőkörhöz szükséges keringetés (szivattyú vagy kompresszor) elvont teljesítményével, amely tovább csökkenti a nettó kinyerhető energiát, illetve növeli a befektetési és karbantartási költségeket.

Problémát jelent még a korábban említettek szerint, a telep fix mérete, illetve a megtermelt áram kezelése, mivel az törvényi előírások miatt nem táplálható be a hálózatba, így csak a telep ellátását tudja biztosítani.

Mivel az elektromos áram kezelése nem megoldott, így is hozható pozitívum a hő hasznosítása mellett: a fűtőgáz előmelegítése, illetve a levegőbe engedett káros anyagok koncentrációjának csökkentése.

Mint korábban láthattuk, Észak- Amerikában, illetve Oroszországban terjedtek el a hasonló hulladékhő hasznosítást alkalmazó kompresszortelepek, talán azzal is magyarázható, hogy mindkét régió földgázban gazdag, a csővezetéki szállításuk állandónak mondható, így a telepek kihasználtsága is.

Európában működnek az ORC egységekkel történő áramtermelési rendszerek, azonban nem elsősorban a gázszállítás terén, hanem cementgyárak, biomassza üzemek, földhő és napenergia hőjét hasznosító berendezések terjedtek el.

A távolabbi jövőben, amikor a legkisebb energiára is szükség lesz, talán hazánkban is megjelennek és elterjednek a hasonló berendezések, amely utat jelenthet a zöld energia elterjedése felé.

8. Forrásjegyzék

- [1] ARRIBAS (2010): Elisa Jubany Arribas - Thermodynamic Model of a Cascaded Organic Rankine Cycle Power Plant; Technische Universität München; 2010; 21-26. oldal
- [2] BISCAN (2009): Davor Biscan - Optimization of waste heat utilization in pipeline compressor station; Master Thesis University of Zagreb; 2009; 29-56. oldal
- [3] BOHL (2009): Randy Bohl - Waste Heat Recovery from Existing Simple Cycle Gas Turbine Plants a Case Study; Industrial Application of Gas Turbines Committee; 2009; 3. oldal
- [4] BURRATO, MONTI, CANDURIN, SANTO (2012): Energy Efficiency improvement in pipeline transportation: focus on waste heat recovery, pumping and compression efficiency and site data management; 7th Pipeline Technology Conference Italy; 2012; 1-6. oldal
- [5] DE BIASI (2010): Victor de Biasi - Trans Gas hosting IPP waste heat recovery power project; Gas Turbine World; 2010; 18-22. oldal
- [6] FORESTI (2015): Alessandro Foresti - ORC Solutions for Cogeneration and District Heating; Turboden; 2015; 5., 25., 45. oldal
- [7] GOEL, HERZOG, DATTA, SONDE, DESHPANDE, FINK, SCHUMACHER (2014): Indo- German Energy Forum - Market Potential Study for Organic Rankine Cycle Technology in India; A Publication on Industrial energy Efficiency; 2014; 2-4. oldal
- [8] LUCENTE, COFRANCESCO, VESCOVO (2011): Combined Cycle Opportunities for Small Gas Turbines; 19th Symposium of the Industrial Application of Gas Turbines Committee Canada; 2011; 3-11. oldal

- [9] MATTHEWS (2013): Ian Matthews - Waste Heat Recovery; Gasco; 2013; 11-20. oldal
- [10] MYERS (2011): Kevin Myers - High- Potential Working Fluids for Next- Generation Binary ORC for EGS, Supercritical ORC; GE Global Research; 2011; 6 -11. oldal
- [11] RETTING, LAGLER, LAMARE, LI, MAHADEA, MCCALLION, CHERNUSHEVICH (2011): Application of Organic Rankine Cycles; World Engineers Convention Geneva; 2011; 2-3., 7. oldal
- [12] SENECHAL (2014): Stephane Senechal - Recent developments and new applications in organic rankine cycle technology; Turboden Business Energy Efficiency Seminar Theatre; 2014; 6-17. oldal
- [13] TIHANYI, ZSUGA (2012): Tihanyi László, Zsuga János - Földgázz szállító rendszerek tervezése és létesítése; Miskolc; 2012; 222-240. oldal
- [14] WILSON (2014): Duane E. Wilson - Gas Turbine Cogeneration Project examples and Maintenance programs; Energy Ohio Networks Cincinnati; 2014; 11-24. oldal