

Kompresszorok energetikai és üzemviteli kérdései

Czékmány György, *Optimus Plus Kft.*

1. A kompresszorok termodinamikája

Annak érdekében, hogy teljes egészében tisztázni tudjuk a kompresszorok energetikai jellemzőit, előzetesen pontosan definiálnunk kell azokat a folyamatokat, amelyek elméletben leírják a gázok és gőzök reverzibilis állapotváltozásait.

Olyan változásokat nevezünk reverzibilisnek, amelynél nincs súrlódás, nincs a környezettel való közlés, okozta veszteség stb.... és amely bármely irányban történhet, pl. a gázkomprimálásra fordított munka visszanyerhető eredeti nyomásra való visszaexpandáltatásakor.

Ezzel ellentétben az olyan állapotváltozásokat, amelyek csak egy irányba történhetnek, mint pl. a gázok elegyítése, hőközlés, súrlódás stb., irreverzibilis változásoknak nevezzük.

A következő folyamatok bizonyos viszonyok között reverzibilisnek vehetők:

- Izobarikus (a gáz nyomása nem változik $P = \text{const.}$)
- Izohorikus (a gáz térfogata nem változik $V = \text{const.}$)
- Izotermikus (a gáz hőmérséklete nem változik $T = \text{const.}$)
- Adiabaticus (nincs hőcsere a gáz és a környezet között $dQ = 0$)
- Politropikus

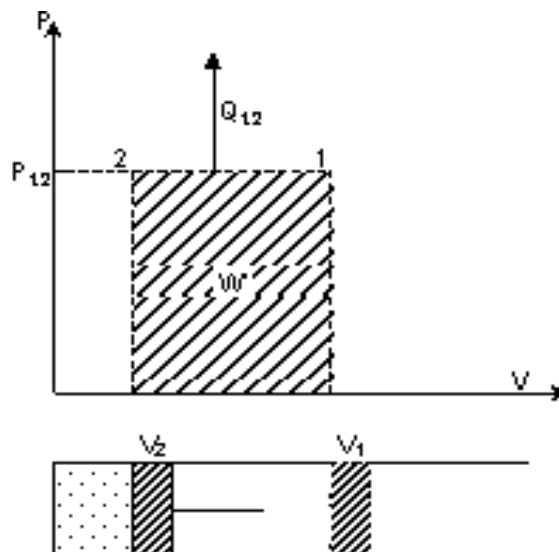
Az első négy változás a politropikus állapotváltozás különleges esete, ennek egyenlete: $P \cdot V^n = \text{const.}$

1.1 Izobárikus állapotváltozás

A $P \times V = \text{MRT}$ állapotegyenletből következik, hogy az izobár állapotváltozás során a gáz térfogata az abszolút hőmérsékletével arányos.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1.1)$$

Ez az egyenlet Gay - Lussac féle törvényt fejezi ki.



1. Ábra: az izobárikus állapotváltozás során végzett munkát a P - V diagramban az 1 - 2 egyenes alatti vonalkázott derékszögű négyszög mutatja

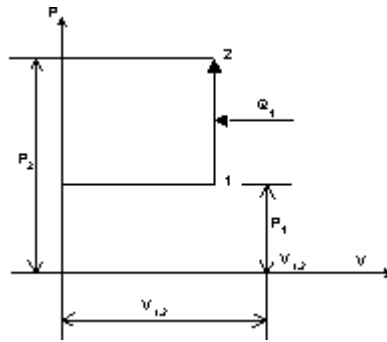
Az izobár állapot változása esetén a politropikus görbe kitevője $n=0$

1.2. Izochorikus állapotváltozás

Izochor állapotváltozás esetén

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (1.2)$$

Ez Charles törvényének egyik alapja.

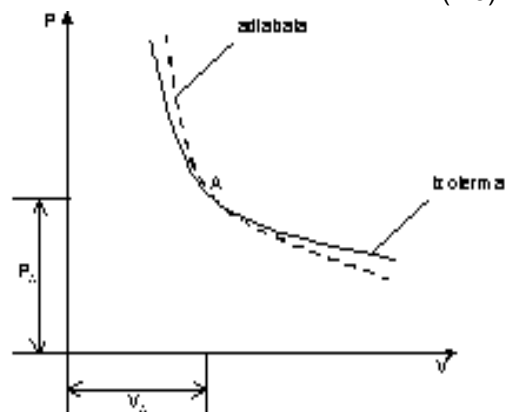


2. Ábra: az izochorikus állapotváltozás során végzett munka nullával egyenlő
 Izochor állapotváltozás esetén a politrop görbe kitevője $n = \infty$

1.3 Izotermikus állapotváltozás

Ideális gáz izotermikus állapotváltozását matematikailag az alábbi egyenlet fejezi ki.

$$P_1 \cdot V_1 = P_2 \cdot V_2 = P \cdot V = MRT_1 = \text{const.} \quad (1.3)$$



3. Ábra: Izotermák és adiabaták összehasonlítása a P - V diagramban

Ez azt jelenti, hogy az egész közölt hő munkává, vagy ellenkezőleg az egész befektetett munka hővé alakul át.

Az a munka, amelyet a gáz 1 állapotából 2 állapotába való változása során végez,

$$W'_{12} = \int_{V_1}^{V_2} P dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{MRT_1}{V} dV = MRT_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = P_1 V_1 \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (1.4)$$

az expanzióra fordított hőmennyiség pedig $Q_{12} = AW'_{12}$. Az izotermikus állapotváltozás politropikus kitevője $n = 1$

1.4 Adiabatus állapotváltozás

A P - V diagram adiabata és izoterma görbéjének összehasonlításából kitűnik, hogy az adiabata görbe meredekebb az izotermánál. Ha a kompresszió adiabatusan, vagyis a környezettel való hőcseré nélkül történik, és a

$$V = \frac{MRT}{P} \quad (1.5)$$

értéket az adiabata görbe

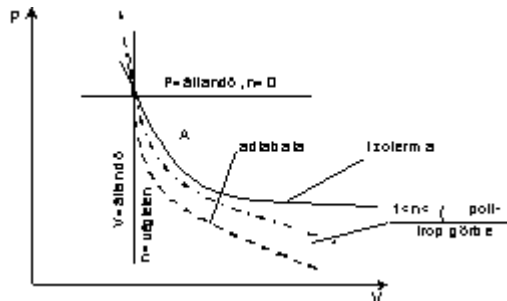
$$\frac{P_1}{P_1} (MRT_1)^{\kappa} = \frac{P_2}{P_2} (MRT_2)^{\kappa} = \text{const} \quad (1.6)$$

egyenletébe helyettesítjük, a következő összefüggést kapjuk a hőmérséklet és a nyomás között

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (1.7)$$

1.5 Politropikus állapotváltozás

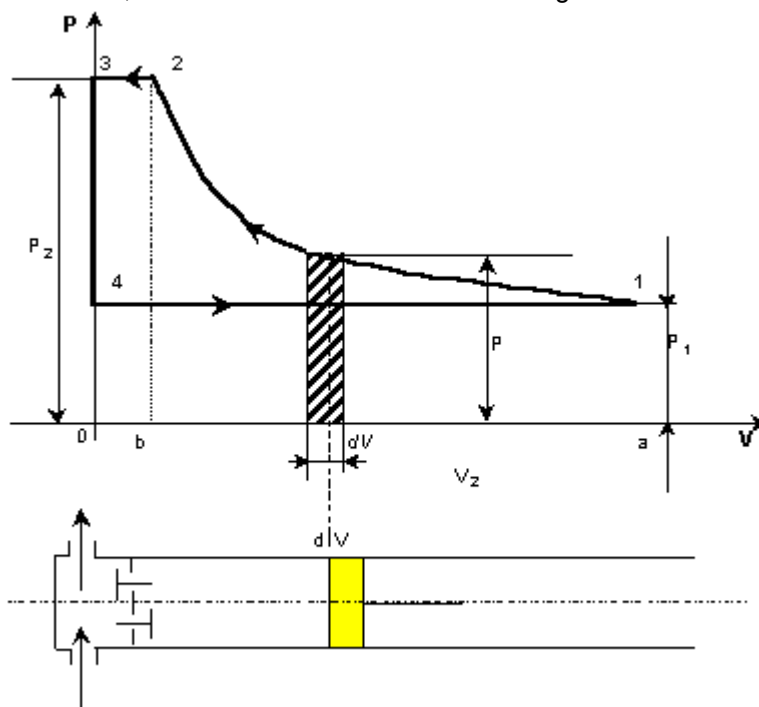
A gyakorlatban valamely gáz kompresszió során szenvedett állapotváltozását kifejező görbe sem az izotermát, sem az adiabatát nem követi, mert ezek eszményi határesetek. A folyamatot a P - V diagramban ábrázoló görbe az a politrop görbe lehet, amelynek egyenlete $PV^n = \text{const}$. Az n kitevő értéke 0 és végtelen között változhat, az alternáló dugattyúmozgású kompresszorok esetében azonban a következő határok között lehet: $1 < n < \kappa$. Ebben az esetben a politrop görbe az adiabata és az izoterma között fekszik, amint az a 4 ábrán látható.



4. Ábra: Különböző állapotváltozások ábrázolása a P - V diagramban

2. A kompresszor munkája és a kompresszió során végzett munka

Tételezzünk fel eszményi kompresszort, amelyben sem szíváskor, sem nyomáskor nincs áramlási ellenállás, állandó nyomáson szív és tol ki, azon kívül nincs súrlódási vesztesége.



5. ábra A káros tér nélküli kompresszor nyomásdiagramja

A közeggel közölt munkát, amelyet az egész körfolyamat során kompresszormunkának nevezünk, megkapjuk, ha a kompresszió alatt a közegen végzett (ún. áramlás nélküli) W' munkához (ezt az 5 ábrán az **a 1 2 b** terület jelzi) hozzáadjuk a közegen a kitolás során végzett W_d' munkát (az **a b 2 3 0** területet), és ebből kivonjuk a közegen a szívás folyamán végzett W_s' munkát. **0 4 1 a** területet).

E kompresszormunkát az **1 2 3 4** terület jelzi a P - V diagramon, analitikai kifejezése (ha a közegen végzett munkát negatívnak, a közeg végezte munkát pedig pozitívnak vesszük) a

$$W_c' = -W' - W_d' + W_s' \text{ egyenlet. (2.1)}$$

A kompresszió során az 1 és 2 állapot között végzett munkát a következő integrál fejezi ki:

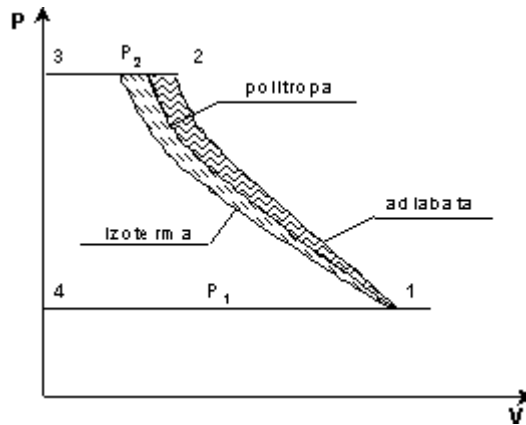
$$W' = \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (2.2)$$

Ez a munka negatív, mert $dV < 0$.

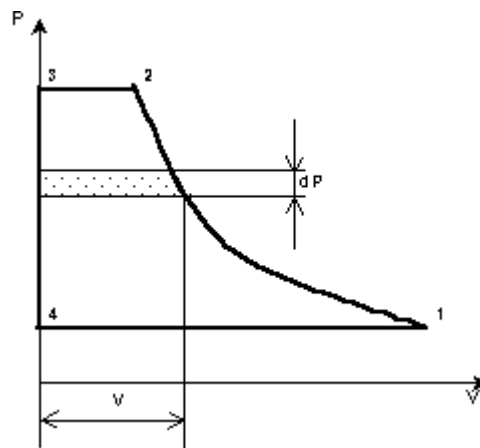
A kompressziót politropikusnak tételezzük fel ($PV^n = \text{const}$). Minél nagyobb a politropikus görbe n kitevője, annál kisebb lesz ez a munka, a teljes kompresszormunka azonban növekedik.

A teljes kompresszormunka akkor a legkisebb, amikor a kompresszió izotermikus, vagyis a politropikus kitevő 1-gyel egyenlő. Ekkor

$$P \cdot V = P_1 \cdot V_1 = GRT_1 = P_2 \cdot V_2 \quad (2.3)$$



6. Ábra: a kompresszor munkája a P - V



7. Ábra: Elemi kompresszormunka diagramban különféle kompresszió esetén a P - V diagramban
Ha most az áramlás nélküli kompressziómunka kifejezésében behelyettesítést végzünk a P helyébe, megkapjuk, hogy

$$W' = \int_{V_1}^{V_2} P dV = \int_{V_1}^{V_2} \frac{P_1 V_1}{V} dV = -P_1 V_1 \ln \frac{V_1}{V_2} = -P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} = GRT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (2.4)$$

Ebben az (izotermikus) esetben a teljes munka az áramlás nélküli munkával egyenlő, amint az a

$$W'_{izc} = P_1 V_1 - P_1 V_1 \ln \frac{V_1}{V_2} - P_2 V_2 = -P_1 V_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \quad \text{egyenletéből kiténik, mert} \quad (2.5)$$

$$P_1 V_1 = P_2 V_2. \quad (2.6)$$

A kompresszió akkor izotermikus, ha a kompresszió során fejlődött egész hőt elvezetjük, és így a közeg hőmérséklete állandó marad. Szokványos kompresszorokban nem lehetséges izotermikus kompresszió. Arra törekszünk azonban, hogy ezt minél inkább megközelítsük, és így a kompressziógörbe kitevője minél kisebb legyen. Az eszményi izotermikus munkát összehasonlítási alappal gyanánt használjuk a valóságos kompresszormunkával összevetésben, hogy meghatározzuk ennek hatásfokát.

$$W' = \int_{V_1}^{V_2} P dV \quad (2.7)$$

Integrállal kifejezett kompressziómunkával szemben a kompresszor teljes munkáját az alábbi integrál fejezi ki:

$$W' = - \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad (2.8)$$

Amelyet a P - V diagramban az 1 2 3 4 terület jelez. (6 ábra)

Ha az adiabata egyenletéből kapott

$$V = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (2.9)$$

Kifejezést behelyettesítjük a teljes munka egyenletébe, az adiabatikus kompresszor teljes munkájára a következő összefüggéseket nyerjük:

$$\begin{aligned} W'_{adc} &= - \int_{P_1}^{P_2} V dP = - V_1 P_1^{\frac{1}{\kappa}} \int_{P_1}^{P_2} P^{-\frac{1}{\kappa}} dP = - V_1 P_1^{\frac{1}{\kappa}} \frac{\kappa}{\kappa-1} \int_{P_1}^{P_2} P^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} dP = \\ &= - \frac{\kappa}{\kappa-1} V_1 P_1^{\frac{1}{\kappa}} P_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] = - \frac{\kappa}{\kappa-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

Ha a 2.10 egyenletben az κ adiabata kitevőjét a n politrop kitevővel cseréljük fel, megkapjuk a politrop kompresszió teljes kompresszormunkájának kifejezését:

$$W'_{adc} = - P_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (2.11)$$

A legtöbb nagyfordulatú légkompresszor esetében az n nagyjából 1,35 - 1,4-el egyenlő.

3. A sűrített levegő előállításának energetika vizsgálata a gyakorlatban

A kompresszor energetikai felülvizsgálatához először célszerű felírni a kompresszor munkáját. A légsűrítési folyamat során politropikus állapotváltozás megy végbe, mint ahogy azt a fentiekben már megtárgyaltuk. Ennek megfelelően a kompresszor munkája

$$W'_{adc} = - P_1 V_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (W) \quad (3.1)$$

Ahol: n - politropikus kitevő (levegőre = 1,4)

P_1 - környezeti nyomás (0,1 Mpa)

P_2 - nyomóoldali nyomás (0,1 Mpa)

V_1 - szívási légmennyiség (m^3/s)

Az összefüggés az elméletileg szükséges munkát jelenti, nem tartalmazza a valóságos veszteségeket:

- A kitolási ellenállás veszteségét
- A gázsűrítési ellenállásból eredő veszteséget
- A nedves levegő miatti sűrítési munkatöbbletet.

A politropikus összefüggésnek megfelelő hőmérsékletváltozást a gáz állapotegyenletéből határozhatjuk meg.

$$V = \frac{1}{\rho} \cdot V_1 \quad \text{és} \quad P_1 \cdot V_1 = R \cdot T_1 \quad (3.2)$$

összefüggésekből:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.3)$$

A fenti levezetések közül fontos következtetést vonhatunk le az üzemvitellel kapcsolatban:

A kompresszió munkája függ a kompresszor szívó és végnyomásától, a beszívott levegő hőmérsékletétől.

Ez egyrészt azt jelenti, hogy a telepítéskor célszerűtlen olyan kompresszort beépíteni, amelynek végnyomása jelentősen magasabb, mint a technológiához szükséges nyomás és a szállítási veszteségek fedezésére szükséges többletnyomás. Másrészt a szívási hőmérsékletet célszerű csökkenteni, mert ezzel a kompresszor működtetéséhez szükséges munka is csökkenni fog.

További előnyök is származnak a szívási hőmérséklet csökkentéséből. A kompresszor által előállított sűrített levegő véghőmérséklete (T_2) is döntően a szívási hőmérséklettől (T_1) függ egy adott konstrukción belül.

A magasabb hőmérsékletű sűrített levegő intenzívebb kompresszorhűtést igényel és ez többletenergiát jelent, továbbá technológiai korlátai is vannak a levegő hőmérsékletének (magasabb hőmérsékleten a kenőolaj gyorsabban elhasználódik, vagy jobb minőségű, drágább kenőolaj szükséges).

Következtetés: a kompresszor által beszívott levegő hőmérsékletét célszerű csökkenteni a felhasznált energia csökkentése és üzemviteli előnyök miatt.

Energetikai szempontból fontos megvizsgálni egy kompresszor fajlagos energiateljesítményét, azt, hogy 1 m³ levegő megtermeléséhez mennyi villamos energiát használ fel.

A kompresszor fajlagos villamos energia felhasználása az átlagos nyomásnál:

$$f = \frac{P_1}{V_1} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.4)$$

Ahol: P_1 a kompresszor motorjának teljesítményfelvétele (kW), V_1 a kompresszor légszállítása (m³/h), f a kompresszor fajlagos villamos energia felhasználása, P_1 átlagos nyomásnál (kWh/m³)

A fajlagos villamos energia csak akkor lenne a 3.4 összefüggéssel kiszámított érték, ha a kompresszor állandóan terhelve járna, vagyis ha nem lenne üresjárás.

A fajlagos villamos energia fogyasztás, ha a terhelési (t_t) és üresjárási (t_u) időszakok váltakoznak:

$$f = \frac{P_1 \cdot t_t + P_u \cdot t_u}{V_1 \cdot t_t} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.5)$$

Ahol P_t a kompresszor terheléskor felvett teljesítménye (kW), P_u a kompresszor üresjáráskor felvett teljesítménye (kW)

Ha az üresjárási időszak és a terhelési időszak hányadosát β -val jelöljük, akkor a fajlagos villamos energia:

$$f = \frac{P_1 + P_u \cdot \beta}{V_1} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.6)$$

és

$$\beta = \frac{t_u}{t_t} = \frac{1 - t_t}{t_t} = \frac{1}{t_t} - 1, \text{ mert } t_u + t_t = 1 \quad (3.7)$$

vagyis

$$f = \frac{P_1 \cdot P_u \cdot \left(\frac{1}{t_t} - 1 \right)}{V_1} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.8)$$

A motor által felvett átlagteljesítmény:

$$P_{\text{m}} = t_t \cdot (P_t - P_u) + P_u \quad (\text{kW}) \quad (3.9)$$

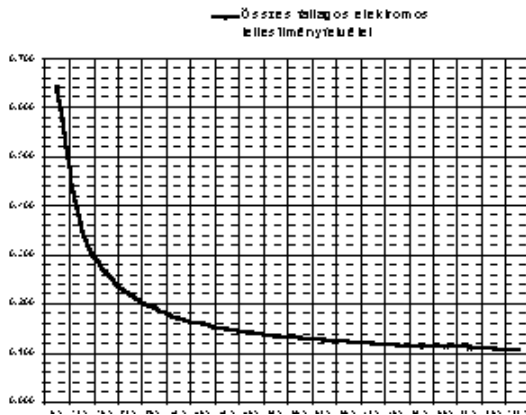
A kompresszor által szállított átlagos légmennyiség:

$$V = t_t \cdot V_1 \quad (\text{m}^3/\text{h}) \quad (3.10)$$

Következtetés: a 3 összefüggésből látható, hogy a villamos energia fajlagos adott P_t , P_u és V_1 értékek mellett, t_t értékétől függ. A terhelési időszak (t_t) viszont a sűrített levegő fogyasztástól függ.

Példaként álljon itt egy ALUP SCK 151-8 SG típusú csavarkompresszor fajlagos elektromos teljesítmény felvételének vizsgálata.

FAJLAGOS TELJESÍTMÉNYFELVÉTEL



Légszállítás	m ³ /min	18.76
	m ³ /h	1125.6
Meghajtómotor névleges teljesítményfelvétele	kW	1.10
Meghajtómotor üresjáratú teljesítményfelvétele	kW	3.161
Meghajtómotor hatásfoka		0.939
Ventillátormotor névleges teljesítményfelvétele	kW	2.4
Ventillátormotor hatásfoka		0.82
Összes elektromos teljesítményfelvétel	kW	120.073
Összes fajlagos elektromos teljesítményfelvétel	kWh/m ³	0.1067

Terhelési időszaki	8%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	85%	90%	95%	100%	
Összes fajlagos elektromos teljesítményfelvétel	0.6402	0.6594	0.6888	0.7180	0.7469	0.7722	0.7958	0.8168	0.8340	0.8478	0.8581	0.8654	0.8701	0.8728	0.8740	0.8740	0.8734	0.8718	0.8698	0.8672	0.8641

8. ábra: ALUP SCK 151-8 SG típusú csavarkompresszor fajlagos elektromos teljesítményfelvétele

Az előzőekben, az 1. sz. összefüggés elemzésekor kiderült, hogy a belépő levegő hűtésével csökkenteni lehet a villamos energia felhasználást. Amennyiben a kompresszor elő levegő előhűtőt szerelnek, akkor a belépő levegő hőmérséklete leül, ezáltal a kompresszor nagyobb sűrűségű levegőt szív be, összességében kb. azonos teljesítményfelvétel mellett 20 % légszállítás növekmény érhető el. Mivel sűrített levegő igény (V) független attól, hogy van-e előhűtő rendszer a kompresszornál, vagy nincs, így a légszállítás függvényében célszerű a villamos energia fajlagosok alakulását vizsgálni.

A kiindulás: az üresjáratú (P_ü) és a terhelési (P_t) teljesítményfelvétel a kompresszornál változatlan, a légszállítás 20 %-kal nő és mivel a sűrített levegő igény változatlan, azonos V érték mellett a terhelési időszak csökken, illetve az üresjáratú időszak nő. Vesszős értékekkel jelölve ez az előhűtő rendszer alkalmazásával előálló értékeket:

$$t'_t = \frac{t_t}{1,2} \quad (3.11)$$

$$\beta = \frac{t_u}{t_t} = \frac{t_u}{1,2} - 1 \quad (3.12)$$

$$V = t_t \cdot V_1 \text{ átlagos légszállítás jelenleg} \quad (3.13)$$

$$V'_1 = 1,2 \cdot V_1 \quad (3.14)$$

$$f' = \frac{P_1 + P_u \cdot \beta}{V_1} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.16)$$

$$f' = \frac{P_1 + P_u \cdot \left(\frac{1,2}{t_t} - 1 \right)}{1,2 \cdot V_1} \quad (\text{kWh/m}^3) \quad (3.17)$$

Egy ilyen hűtőrendszer alkalmazásával a fajlagos villamos energia csökkenthető lenne. A következőkben közelítő számítás útján megvizsgálom, hogy az említett előhűtő rendszer alkalmazásával ilyen nagyságú villamosenergia költségmegtakarítás jelentkezne éves szinten. Az előhűtéssel elérhető költségmegtakarítás éves szinten:

$$K = \Delta f' \cdot t_t \cdot n \cdot V_1 \cdot K_v \quad (\text{Ft}) \quad (3.18)$$

Ahol K a költségmegtakarítás (Ft), n az éves munkanapok száma, t_t a terhelési üzemidő (h), V₁ légszállítás (m³/h), K_v a villamosenergia költsége (Ft/kWh), D f fajlagos villamos energia nyereség

Ezekkel az információkkal fel kívántam kelteni az üzemeltető szakemberek érdeklődését is, hogy milyen lehetőségeik vannak a sűrített levegő előállítás költségeinek csökkentésére.