

# KOMPRESSZOR SZÁMÍTÁSI MODELL HŰTŐKÖR SZIMULÁCIÓHOZ

## COMPRESSOR MODEL FOR COOLING SYSTEM SIMULATION

Nagy József\*

### ABSTRACT

This work shows a method to create compressor model for cooling system simulation. The principle of this model the real compressor is replaced an ideal compressor. Based on the catalogue data is calculated the compression and expansion politropic factors for ideal compressor. Each other properties of real compressor sum up with these two factors. On an example is shown the model accuracy.

### 1. BEVEZETÉS

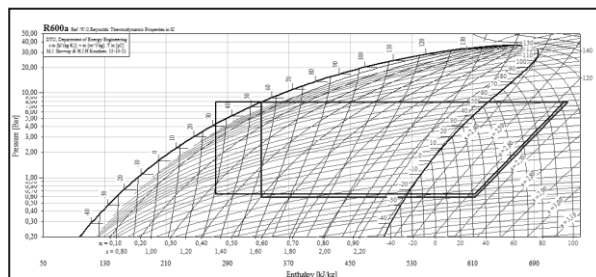
A háztartási hűtőberendezések egy-egy ország energiafogyasztásának jelentős részét adják. Ezért az európai előírások az energia címke bevezetésével és az egyre szigorodó energiafogyasztási határértékkel a gyártókat arra ösztönzik, hogy egyre kisebb energiafogyasztású hűtőkészüléket gyártsanak. Másrészt a piaci verseny arra kényszeríti a gyártókat, hogy minél gyorsabban jelenjenek meg energiahatékonyabb készülékekkel. A gyorsabb és költséghatékony termékfejlesztéshez szükséges a hűtőkészülékekben lejátszódó hőtechnikai folyamatok szimulációja még a prototípus építése és tesztelése előtt.

A kompresszoros hűtőgépek központi egysége a hermetikusan kompresszor. A kompresszorokat a hűtőkészülék gyártók különböző kompresszor beszállítóktól vásárolják. A készülékek tervezése során a hűtőbűtor tervezőknek a kompresszor katalógusok adatai állnak rendelkezésre, ezek alapján választják ki a beépítendő kompresszort.

A kompresszor gyártók az **ASHRAE** (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) vagy a **CECOMAF** (Comité européen des constructeurs de matériel frigorifique) feltételek mellett adják meg a kompresszorok adatait, úgymint COP (Coefficient of Performance), hűtőteljesítmény, felvett teljesítmény. A katalógusok általában táblázatokban vagy diagramokon tartalmazzák a kompresszorok fent említett adatait különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek mellett (lásd 1. táblázat, 1. ábra). Az utóhűtés, a beszívott közeg hőmérséklete az ASHRAE feltételeknek felelnek meg.

Teszt körülmények		ASHRAE	CECOMAF
Elpárolgási hőmérséklet	[°C]	-23,3	-25
Kondenzáció hőmérséklete	[°C]	55	55
Utóhűtés hőmérséklete	[°C]	32	55
Szívócső hőmérséklete	[°C]	32	32
Környezeti hőmérséklet	[°C]	32	32

1. táblázat ASHRAE és CECOMAF tesztelési feltételek



1. ábra ASHRAE és CECOMAF feltételek log(p)-h diagramon

### 2. KOMPRESSZOR MODELL

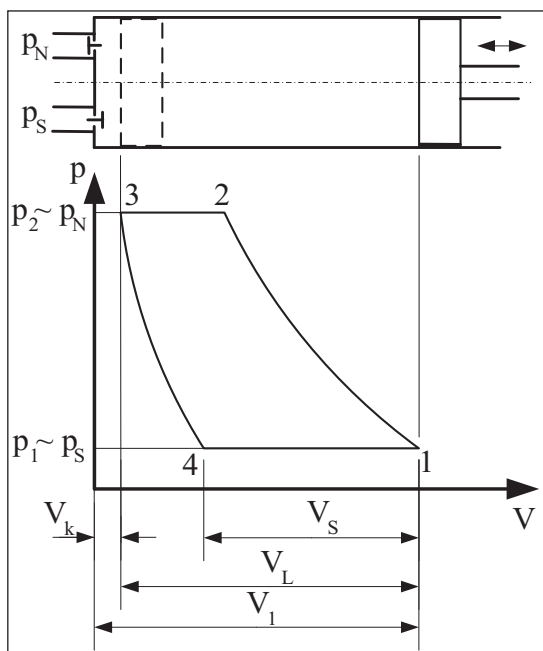
A hűtő körfolyamat szimulációjához ismerni kell, hogy a kompresszor időegység alatt mennyi közeget szív el az elpárolgatóból és milyen sűrűségű és entalpiájú közeget nyom a kondenzátorba.

A kompresszorok pontos leírása bonyolult és sok számítást igényel, sok bizonytalanság mellett. Ezért ebben a tanulmányban a valós kompresszort egy olyan kompresszorral helyettesítjük, ami ugyanazokkal a hatékonysági és teljesítmény adatokkal rendelkezik, mint a valós kompresszor azonos feltételek mellett. Ez azt jelenti, hogy a rendelkezésre álló adatok alapján a nyomásviszony függvényeként úgy határozzuk meg a kompressziós és expanziós politrópikus kitevőket, hogy az ezek alapján számolt COP, hűtőteljesítmény és felvett teljesítmény megegyezzen a valós kompresszoron mért értékekkel.

\*termékfejlesztési igazgató, Electrolux Lehel Kft. Hűtőszekrény és fagyasztólada gyár

### 3. A KOMPRESSZORA VONATKOZÓ ÖSSZEFÜGGÉSEK

A 2. ábra mutatja a dugattyús kompresszor indikátor-diagramját a hozzá tartozó jelölésekkel.



2. ábra Kompresszor indikátor diagramja

$$\text{Károstérvíszony (clearance ratio): } \varepsilon_0 = \frac{V_k}{V_L} < 1, \quad (1)$$

$$\text{Kompresszióviszony: } \varepsilon = \frac{V_k + V_L}{V_k} = 1 + \frac{1}{\varepsilon_0} > 1, \quad (2)$$

$$\text{Nyomásviszony: } \pi = \frac{p_2}{p_1} > 1, \quad (3)$$

$$\text{Töltési fok: } \lambda_v = \frac{V_s}{V_L} < 1. \quad (4)$$

(Az angol nyelvű irodalomban a töltési fokot volumetrikus hatásfoknak nevezik és  $\eta_v$ -el jelölik.)

A kompresszor munkája egy ütemre:

$$W_{\text{compr}} = \int_{p_1}^{p_2} V dp - \int_{p_3=p_2}^{p_4=p_1} V dp. \quad (5)$$

Az 1 és 2 pontok között politropikus kompresszió esetén a

$$V = V_1 \left( \frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{n_k}}, \quad (6)$$

a 3 és 4 pontok között politropikus expanzió esetén pedig a

$$V = V_3 \left( \frac{p_2}{p} \right)^{\frac{1}{n_e}} \quad (7)$$

összefüggések írják le a  $V(p)$  függvényeket.

A (6) és (7) összefüggések felhasználásával a kompresszor munkáját egy ütemre (egy fordulatra) a következő összefüggés írja le:

$$W_{\text{compr}} = V_1 p_1 \frac{n_k}{n_k - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right] - V_3 p_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_e}} \frac{n_e}{n_e - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right]. \quad (8)$$

Felhasználva a

$$V_1 = (1 + \varepsilon_0) V_L \quad (9)$$

és a

$$V_3 = \varepsilon_0 V_L \quad (10)$$

összefüggéseket, írhatjuk, hogy

$$W_{\text{compr}} = V_L p_1 \left( (1 + \varepsilon_0) \frac{n_k}{n_k - 1} \left[ \pi^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right] - \varepsilon_0 \pi^{\frac{1}{n_e}} \frac{n_e}{n_e - 1} \left[ \pi^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right] \right). \quad (11)$$

A töltési fok a (7), (9) és a (10) képletek alapján a következőképpen fejezhető ki:

$$\lambda_v = \frac{V_s}{V_L} = \frac{V_1 - V_4}{V_L} = \frac{(1 + \varepsilon_0) V_L - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n_e}} \varepsilon_0 V_L}{V_L}, \quad (12)$$

$$\lambda_v = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_0 \pi^{\frac{1}{n_e}}. \quad (13)$$

A kompresszor belépő térfogatárama, ha  $n$  a kompresszor motor fordulatszáma (löketszám):

$$\dot{V} = V_s n = \lambda_v V_L n. \quad (14)$$

A kompresszor tömegáramát a belépő közeg sűrűségével adjuk meg, így

$$\dot{m} = \rho_1 \dot{V} = \rho_1 \lambda_v V_L n = \rho_1 \left( 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_0 \pi^{\frac{1}{n_e}} \right) V_L n. \quad (15)$$

A kompresszor teljesítménye:

$$P = W_{\text{compr}} n. \quad (16)$$

Felhasználva a (11) és (15) összefüggéseket, kapjuk:

$$P = \frac{\dot{m}}{\lambda_v} \frac{p_1}{\rho_1} \left( (1 + \varepsilon_0) \frac{n_k}{n_k - 1} \left[ \pi^{\frac{n_k - 1}{n_k}} - 1 \right] - \varepsilon_0 \pi^{\frac{1}{n_e}} \frac{n_e}{n_e - 1} \left[ \pi^{\frac{n_e - 1}{n_e}} - 1 \right] \right). \quad (17)$$

A hűtőkör hűtőteliességét:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) = \rho_1 \left( 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_0 \pi^{\frac{1}{n_e}} \right) V_L n (h_1 - h_4). \quad (18)$$

Ha ismerjük a hűtőteliességet, a lökettérfogatot, a károsteret és a nyomásviszonyt, valamint a kompresszor motor fordulatszámát és a belépő közeg sűrűségét (ezek a kompresszor katalógusokban adottak, vagy a megadott értékek alapján számíthatóak), akkor a (18) egyenletből

az  $n_e$  expanziós politropikus kitevő számítható, az alábbi összefüggés szerint:

$$n_e = \frac{\ln(\pi)}{\ln\left(1 + \frac{1}{\varepsilon_0} - \frac{\dot{Q}_e}{\varepsilon_0 \rho_1 V_L n (h_1 - h_4)}\right)}. \quad (19)$$

Ennek és a kompresszor teljesítmény felvételnek az ismeretében numerikusan számítható az  $n_k$  kompressziós politropikus kitevő. (Például az MS Excel célérték keresés menü segítségével számítható az  $n_k$ .)

A kompresszor izentropikus hatásfoka az izentropikus teljesítményfelvétel és a valós (politropikus) teljesítményfelvétel hányadosa:

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}(h_{2s} - h_1)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} = \frac{\frac{\dot{Q}_e}{COP_{is}}}{\frac{\dot{Q}_e}{COP}} = \frac{COP}{COP_{is}}. \quad (20)$$

A kompresszor katalógusokból ismerjük az ASHRAE vagy a CECOMAF feltételeknek megfelelő adatokat. Feltételezve továbbá, hogy a káróstér viszony ~3%, valamint a kompresszor motor fordulatszáma 2880 ford/perc, ezen adatokból számíthatók az  $n_e$  és az  $n_k$  értékei, különböző elpárolgási és kondenzációs hőmérsékletek (nyomások) esetén. Az így kapott  $n_e$  és  $n_k$  értékek alapján negyedfokú polinomokkal közelítve megadhatók a  $n_e = f(\ln(\pi), p_2)$  és a  $n_k = f(\ln(\pi), p_2)$  függvények. Ezen függvények általános alakja:

$$\begin{aligned} n_e = & (aa_e p_2^4 + ab_e p_2^3 + ac_e p_2^2 + ad_e p_2 + ae_e)(\ln \pi)^4 + \\ & + (ba_e p_2^4 + bb_e p_2^3 + bc_e p_2^2 + bd_e p_2 + be_e)(\ln \pi)^3 + \\ & + (ca_e p_2^4 + cb_e p_2^3 + cc_e p_2^2 + cd_e p_2 + ce_e)(\ln \pi)^2 + \\ & + (da_e p_2^4 + db_e p_2^3 + dc_e p_2^2 + dd_e p_2 + de_e)(\ln \pi) + \\ & + (ea_e p_2^4 + eb_e p_2^3 + ec_e p_2^2 + ed_e p_2 + ee_e), \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} n_k = & (aa_k p_2^4 + ab_k p_2^3 + ac_k p_2^2 + ad_k p_2 + ae_k)(\ln \pi)^4 + \\ & + (ba_k p_2^4 + bb_k p_2^3 + bc_k p_2^2 + bd_k p_2 + be_k)(\ln \pi)^3 + \\ & + (ca_k p_2^4 + cb_k p_2^3 + cc_k p_2^2 + cd_k p_2 + ce_k)(\ln \pi)^2 + \\ & + (da_k p_2^4 + db_k p_2^3 + dc_k p_2^2 + dd_k p_2 + de_k)(\ln \pi) + \\ & + (ea_k p_2^4 + eb_k p_2^3 + ec_k p_2^2 + ed_k p_2 + ee_k) \end{aligned} \quad (22)$$

Ezen függvények segítségével számíthatók az  $n_e$  és az  $n_k$  értékei a katalógusban megadott nyomás viszonyok-tól eltérő nyomás viszonyok mellett is.

#### 4. EREDMÉNYEK

Példaként vegyük a ACC kompresszor gyár HYK95AA típusú kompresszorát. Ennek a kompresszornak az adatait diagram formában adta meg a gyártó. Itt most a diagramból leolvasott adatok alapján összeállított táblázatot mutatjuk be (2. táblázat). A 2. táblázat

adatai alapján a fent részletezett módon kiszámíthatjuk az  $n_e = f(\ln(\pi), p_2)$  és a  $n_k = f(\ln(\pi), p_2)$  függvények együtthatóit, amelyeket a 3. táblázatban foglaltunk össze.

A kompresszor modellt teszteltük egy valós hűtőkészüléken mért értékekkel.

T <sub>c</sub> [°C]	T <sub>e</sub> [°C]	-35	-30	-23,3	-20	-15	-10
40	P [W]	70,34	79,28	91,29	97,55	110,56	120,69
	COP	1,32	1,56	1,90	2,08	2,33	2,61
	Q <sub>e</sub> [W]	92,50	123,67	173,44	202,91	257,60	315,00
45	P [W]	68,26	80,47	96,09	103,07	115,52	126,03
	COP	1,29	1,50	1,80	1,97	2,21	2,48
	Q <sub>e</sub> [W]	88,06	120,70	172,96	203,04	255,31	312,55
50	P [W]	73,09	83,91	99,48	107,78	123,00	134,59
	COP	1,18	1,41	1,71	1,86	2,10	2,33
	Q <sub>e</sub> [W]	86,25	118,32	170,11	200,48	258,30	313,60
55	P [W]	71,05	85,04	103,03	111,74	125,40	140,67
	COP	1,14	1,35	1,64	1,78	2,00	2,22
	Q <sub>e</sub> [W]	81,00	114,81	168,97	198,90	250,80	312,28
60	P [W]	74,25	87,50	106,26	117,40	131,46	144,76
	COP	1,12	1,30	1,55	1,68	1,90	2,10
	Q <sub>e</sub> [W]	83,16	113,75	164,71	197,23	249,78	304,00

2. táblázat HYK95AA kompresszor adatai

n <sub>k</sub>			
aa <sub>k</sub>	-5 010,78	ba <sub>k</sub>	49 000,61
ab <sub>k</sub>	13 897,04	bb <sub>k</sub>	-135 659,40
ac <sub>k</sub>	-14 297,80	bc <sub>k</sub>	139 300,79
ad <sub>k</sub>	6 468,06	bd <sub>k</sub>	-62 881,40
ae <sub>k</sub>	-1 085,98	be <sub>k</sub>	10 531,89
da <sub>k</sub>	283 565,99	ea <sub>k</sub>	-167 817,30
db <sub>k</sub>	-782 205,45	eb <sub>k</sub>	462 048,62
dca <sub>k</sub>	800 048,35	ec <sub>k</sub>	-471 646,14
dd <sub>k</sub>	-359 599,19	ed <sub>k</sub>	211 537,12
de <sub>k</sub>	59 937,92	ee <sub>k</sub>	-35 172,44
n <sub>e</sub>			
aa <sub>e</sub>	-5 789,63	ba <sub>e</sub>	56 841,96
ab <sub>e</sub>	15 984,52	bb <sub>e</sub>	-156 734,61
ac <sub>e</sub>	-16 371,16	bc <sub>e</sub>	160 315,14
ad <sub>e</sub>	7 372,04	bd <sub>e</sub>	-72 092,42
ae <sub>e</sub>	-1 231,93	be <sub>e</sub>	12 030,05
da <sub>e</sub>	333 896,62	ea <sub>e</sub>	-199 665,03
db <sub>e</sub>	-918 307,12	eb <sub>e</sub>	548 411,32
dc <sub>e</sub>	936 820,98	ec <sub>e</sub>	-558 730,38
dd <sub>e</sub>	-420 142,95	ed <sub>e</sub>	250 243,11
de <sub>e</sub>	69 913,43	ee <sub>e</sub>	-41 584,18

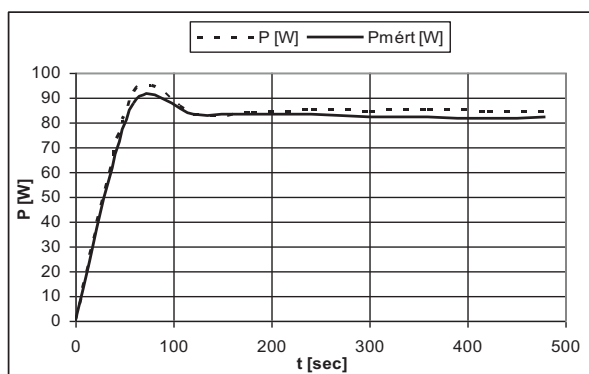
3. táblázat n<sub>k</sub> és n<sub>e</sub> együtthatói

A hűtőkészüléken mértük az elpárolgási, kondenzációs, szívócső hőmérsékleteket, valamint a teljesítményfelvételt.

A mért és a számított adatokat a 4. táblázatban foglaltuk össze.

t [s]	0	60	120	180	240	300	360	420	480
Lökettérfogat ( $V_L$ ) [cm <sup>3</sup> ]	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6	9,6
$\varepsilon_0$ (CL) [%]	3	3	3	3	3	3	3	3	3
n [rpm]	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880	2880
$T_k$ [°C]	25,0	25	25	25	25	25	25	25	25
$T_e$ [°C]	-20,8	-23,8	-26,6	-27,1	-27,3	-27,8	-27,8	-28,1	-28,1
$T_c$ [°C]	24,4	32,8	37,6	39,9	41,4	42,2	42,8	43,1	43,7
$T_3$ ( $T_{liquid}$ ) [°C]	26,9	31,1	36,2	38,4	40	40,9	41,5	41,8	42,4
$T_1$ [°C]	31,2	4,4	16,9	23,3	24,4	24,9	25,2	25,9	25,7
$p_1$ [MPa]	0,070	0,061	0,054	0,053	0,052	0,051	0,051	0,051	0,051
$\rho_1$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,630	1,576	1,325	1,266	1,249	1,219	1,218	1,198	1,199
$p_2$ [MPa]	0,070	0,437	0,498	0,530	0,551	0,562	0,571	0,576	0,584
$\pi$	1,000	7,136	9,203	10,004	10,499	10,965	11,136	11,377	11,553
$h_1=h_g(T_1)$ [kJ/(kgK)]	610,6	566,7	587,2	597,9	599,7	600,6	601,1	602,3	602,0
$h_3=h_4=h_f(T_{liquid})$ [kJ/(kgK)]	603,3	274,6	287,4	293,0	297,0	299,3	300,9	301,7	303,2
$n_e$		1,0460	0,9904	1,0178	1,0389	1,0535	1,0583	1,0638	1,0672
$n_k$		2,2602	1,8336	1,7944	1,7746	1,7600	1,7504	1,7431	1,7328
$\lambda_v$ [%]	100,0	83,36	74,79	74,17	74,16	73,87	73,74	73,50	73,29
$1000 \times dm/dt$ [kg/s]	7,5	6,1	4,6	4,3	4,3	4,1	4,1	4,1	4,0
P [W]	0,0	92,5	83,1	84,0	85,0	84,6	85,0	84,5	84,7
$Q_e$ [W]	0,0	176,8	136,9	131,9	129,2	125,0	124,2	122,0	121,0
COP		1,91	1,65	1,57	1,52	1,48	1,46	1,44	1,43
$s_1$ [kJ/(kgK)]	2,604	2,472	2,561	2,601	2,608	2,615	2,616	2,622	2,621
$h_{2is}=h(p_2,s_1)$ [kJ/(kgK)]	610,6	648,3	684,8	701,7	706,3	709,5	710,9	713,4	713,8
$\eta_{is}$ [%]		53,38	53,65	53,46	53,52	53,40	53,46	53,37	53,43
$h_2$ [kJ/(kgK)]	610,62	600,33	627,23	640,60	643,53	645,48	646,28	648,12	648,00
$T_2$ [°C]	31,20	33,55	49,00	56,47	58,35	59,55	60,11	61,12	61,22
$\rho_2$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,630	11,262	12,153	12,596	13,063	13,306	13,510	13,569	13,805
$P_{mért}$ [W]	0	87,9	83,4	83,2	83,5	82,2	82,4	81,5	82

4. táblázat Mért és számolt adatok



3. ábra Mért és számolt teljesítményfelvétel

A 3. ábrán ábrázolva a mért és számolt teljesítményfelvételt az idő függvényében azok között jó egyezés mutatkozik ( $R^2=0,991$ ), azaz kijelenthetjük, hogy a

bemutatott számítási modell alkalmas a kompresszorok modellezésére hűtőkörfolyamatok számításakor.

## 5. KÖSZÖNETNYILVÁNÍTÁS

A kutató munka a Miskolci Egyetem stratégiai kutatási területén működő Innovációs Gépészeti Tervezés és Technológiák Kiválósági Központ keretében valósult meg.

## 6. IRODALOM

- [1] Szabó Szilárd: Erő- és munkagépek I., Előadásvázlat  
 [2] ACC HYK95AA compressor datasheet