

## 7. ÁTG gyakorlat anyaga

Dugattyús kompresszorral  $20\text{ °C}$  hőmérsékletű levegőt ( $R = 287\text{ J/kg/K}$ ) komprimálunk  $1\text{ bar}$  nyomásról  $5\text{ bar}$ -ra. A kompresszió során a beszívott levegő a hengerfallal termikus kölcsönhatásban van, (az állapotváltozás nem adiabatikus) így a kompresszió  $n = 1,3$ -es kitevőjű politropikus folyamatként közelíthető. A kompresszor lökettérfogata  $50\text{ cm}^3$ , volumetrikus hatásfoka  $98\%$ , tengelyének fordulatszáma  $n_t = 740\text{ 1/min}$ . A káróstér a lökettérfogat  $20\%$ -a.

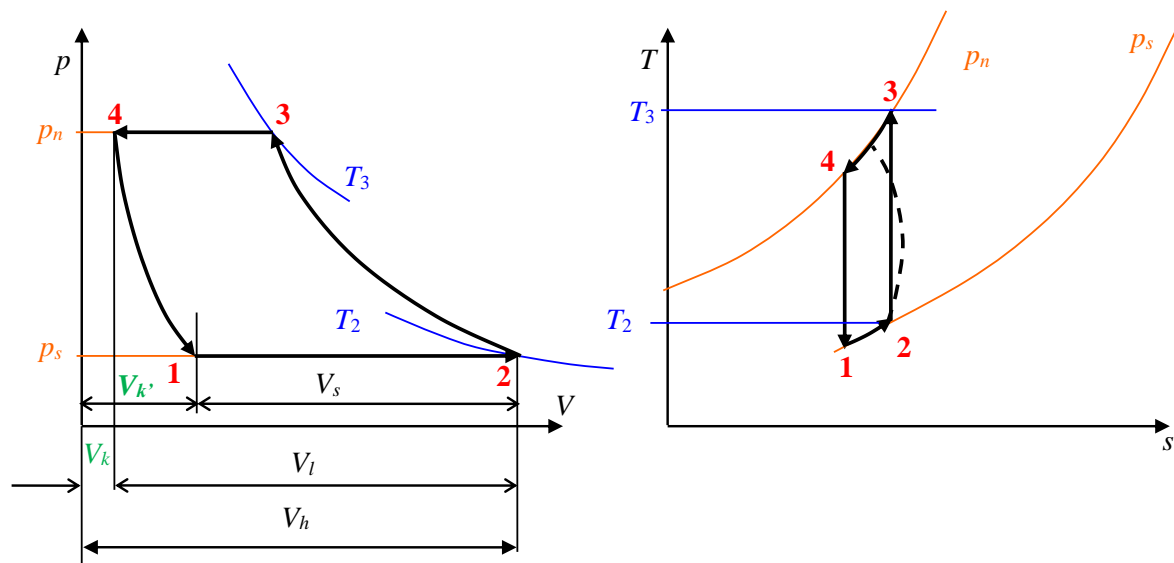
a, Mekkora a szívóoldali térfogatáram, a kompresszió teljesítményigénye és a nyomóoldali térfogatáram?

b, Mekkora lesz a szívóoldali térfogatáram és a tömegáram, ha a kárósteret a lökettérfogat  $40\%$ -ára növeljük?

c, Hogyan változik a kompresszió teljesítményigénye, ha az eredeti folyamatot egy kétfokozatú kompresszorral látjuk el? (A fokozatok között a közeget visszahűtjük.)

Dugattyús kompresszor adatok:

$R = 287\text{ J/kgK}$ ;  $p_s = 1\text{ bar}$ ;  $p_n = 5\text{ bar}$ ;  $T_s = 293\text{ K}$ ;  $n = 1,3$ ;  $V_l = 50\text{ cm}^3$ ;  $V_k = 0,2 \cdot 50 = 10\text{ cm}^3$ ;  $n_t = 740\text{ 1/min}$ ;  $\eta_v = 0,98$ .



Dugattyús kompresszor ideális munkafolyamata  $p - V$  és  $T - s$  diagramban

A  $T - s$  diagramba szaggatott vonal mutatja a levegő valódi állapotváltozását: a beszívott hideg levegő kezdetben melegíti a henger meleg fala, majd később hűti, mert a sűrítés során a levegő hőmérséklete erősen nő

A  $p - V$  diagramban  $V_h$  a henger,  $V_l$  a löket,  $V_k$  a káróstér térfogata az expanzió kezdetén,  $V_{k'}$  a káróstér térfogata az expanzió végén,  $V_s = V_h - V_{k'}$

a) Számítsuk ki a hasznos munkát, az indikátor diagram területét:

$$W = \oint V dp .$$

A gázon végzett technikai munka (a  $p$ -tengely mentén integrálunk a 2-3-4-1-2 vonalon) tehát

$$W = \int_{p_s}^{p_n} V(p) dp + 0 + \int_{p_n}^{p_s} V(p) dp + 0 .$$

A fenti összefüggésből a hasznos teljesítmény is kiszámítható, mint az egy ciklus alatt végzett munka és a fordulatszám szorzata. Ismerni kell azonban a  $V(p)$  függvénykapcsolatot, ami jól közelíthető egy  $pV^n = \text{állandó}$  egyenletű politropával, ahol az  $n$  kitevő mérések alapján határozható meg, értéke szakkönyvekben megtalálható (a 2-3 vonalon  $n \approx 1,3$  kétatomos gázokra). Az első integrálba tehát helyettesíteni kell, hogy  $V = V_h p_s^{1/n} p^{-1/n}$ , illetve a második integrálba, hogy

$$V = V_k p_n^{1/n} p^{-1/n}. \quad (*)$$

Ezekkel az Áramlástechnikai gépek jegyzet 1. fejezet (1.5) képletére emlékezve

$$W = V_h p_s^{1/n} \int_{p_s}^{p_n} p^{-1/n} dp - V_k p_n^{1/n} \int_{p_s}^{p_n} p^{-1/n} dp = \left( V_h p_s - V_k p_s \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} \right) \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

A (\*) képletből következik, hogy a káróstérben maradt gáz térfogata az expanzió végén

$V_{k'} = V_k \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}}$ . Ezt és a  $V_s = V_h - V_{k'}$  összefüggést felhasználva végül az egy löket alatt végzett

munka:

$$W = V_s p_s \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

A kompresszor hasznos teljesítménye – figyelembe véve az  $\eta_v$  volumetrikus hatásfokot is –

$$P_h = n_t \cdot \eta_v W = n_t \cdot \eta_v V_s \cdot p_s \frac{n}{n-1} \left[ \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = n_t \cdot \eta_v V_s \cdot 10^5 \frac{1,3}{0,3} \left[ 5^{\frac{0,3}{1,3}} - 1 \right] = 194913 \cdot n_t \cdot \eta_v V_s.$$

$V_h = V_l + V_k = 50 + 0,2 \cdot 50 = 60 \text{ cm}^3$ , így

$$V_s = V_h - V_{k'} = V_h - V_k \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} = 60 - 0,2 \cdot 50 \cdot 5^{\frac{1}{1,3}} = 25,512 \text{ cm}^3. \quad (**)$$

A szívószelepen beszívott  $Q$  térfogatáram a volumetrikus elven működő gépekre jellemző módon számítható:

$$\underline{Q} = n_t \cdot \eta_v V_s = 740 \cdot 0,98 \cdot 0,025512 = \underline{\underline{18,5 \text{ dm}^3 / \text{min}}} = 3,084 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}.$$

Így a teljesítmény  $\underline{P}_h = 194913 \cdot Q = \underline{\underline{60,1 \text{ kW}}}$ .

A gáz sűrűsége a kompresszió során nő, így térfogatárama csökken.

$$\underline{\underline{Q_n}} = Q \frac{\rho_s}{\rho_n} = Q \left( \frac{p_s}{p_n} \right)^{\frac{1}{n}} = 18,5 \cdot \left( \frac{1}{5} \right)^{\frac{1}{1,3}} = \underline{\underline{5,364 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}}}.$$

b) A káros térfogatot tovább növelve  $V'_s = 0,4 \cdot V_l = 20 \text{ cm}^3$ -re az új beszívott térfogat (\*\*)-ból

$$V'_s = V_h - 0,4V_l \left( \frac{p_n}{p_s} \right)^{\frac{1}{n}} = 70 - 20 \cdot 5^{\frac{1}{1,3}} = 1,024 \text{ cm}^3, \quad \text{így az új térfogatáram}$$

$$\underline{Q'} = \eta_v \eta_t V'_s = 0,98 \cdot 740 \cdot 0,001024 = \underline{0,742 \text{ dm}^3 / \text{min}} = 1,237 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s},$$

annyira lecsökkent, hogy a kompresszor szinte használhatatlan. Ez egyébként az egyik kompresszor vezérlési mód alap gondolata, pót-károster bekapcsolása (ld. jegyzet 15.1. fejezet).

A tömegáram a beszívott hideg levegő  $\rho_s$  sűrűségével számítható:

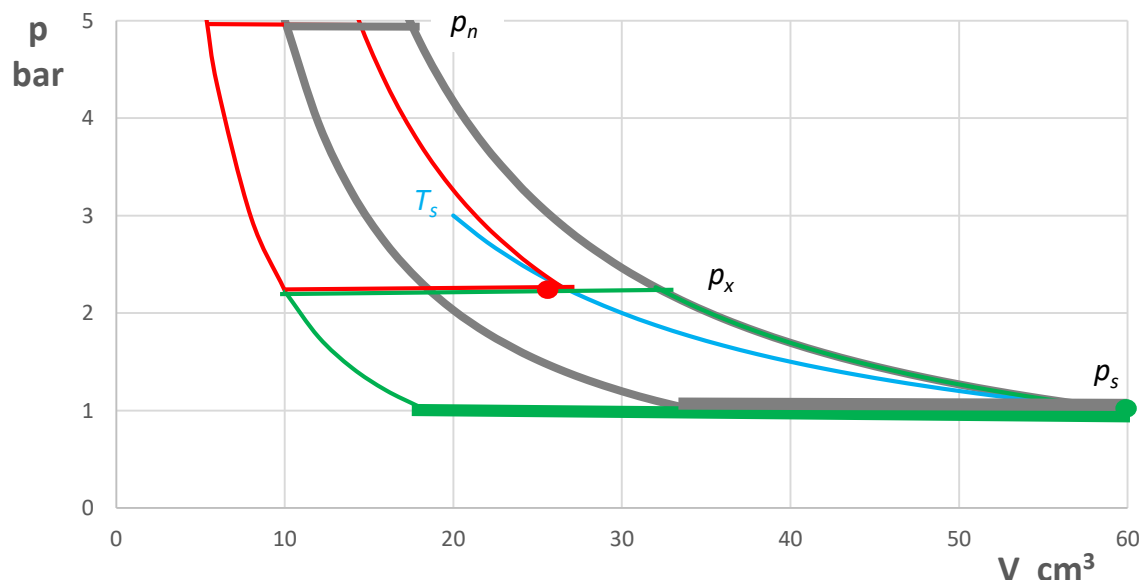
$$\rho_s = \frac{p_s}{RT_s} = \frac{100000}{287 \cdot 293} = 1,189 \text{ kg} / \text{m}^3, \quad \text{így } \underline{\dot{m}'} = \rho_s Q' = 1,189 \cdot 1,237 \cdot 10^{-5} = \underline{1,47 \cdot 10^{-5} \text{ kg} / \text{s}}.$$

c) A gáz maximális hőmérséklete nagy  $p_n/p_s$  nyomásviszony esetén nagy lehet, mint a fenti  $T$ - $s$  diagramon jól látható. Ez kenési és egyéb nehézségeket okoz, pl. az olaj ráég a felületekre. **Közbenső hűtéssel** csökkenthető a maximális hőmérséklet és egyúttal bevezetendő kompresszió munka is megtakarítható. A gáz legfeljebb a  $T_s$  környezeti hőmérsékletig hűthető vissza. A gázt az első fokozatban  $p_s$ -ről  $p_x$ -re komprimálják, külső hűtőben lehűtik, majd a második fokozatban  $p_x$ -ről  $p_n$ -re sűrítik tovább. A megtakarítható kompresszió munka értéke akkor maximális, ha

$\frac{p_{x,opt}}{p_s} = \sqrt{\frac{p_n}{p_s}} = \sqrt{5} = 2,236$ , így  $p_{x,opt} = 2,236 \cdot p_s = 2,236 \text{ bar}$  (ennek levezetése a jegyzet függelékében megtalálható).

Ekkor a kétfokozatú közbenső hűtésű dugattyús kompresszor ideális munkafolyamata ilyen:

### 2-fokozatú dugattyús kompresszor



Kétfokozatú kompresszor munkafolyamata közbenső hűtéssel

**kék vonal:** környezeti hőmérséklet izotermája

**szürke vonal:** egyfokozatú kompresszió

**zöld vonal:** kétfokozatú kompresszor **első fokozata** azonos hengerméretek mellett

**piros vonal:** kétfokozatú kompresszor **második fokozata**, **kisebb hengerátmérő** mellett

Az első fokozat teljesítménye

$$P_1 = \dot{m}^* \frac{n}{n-1} \frac{p_s}{\rho_s} \left[ \left( \frac{p_x}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = Q^* \frac{n}{n-1} p_s \left[ \left( \frac{p_x}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

A második fokozat tömegárama azonos az elsőével, a visszahűtött, beszívott gáz hőmérséklete is azonos, a nyomásviszony szintén, így teljesítménye ugyanakkora, mint az első fokozaté, hiszen

$$\frac{p_n}{p_x} = \frac{p_x}{p_s},$$

$$P_2 = \dot{m}^* \frac{n}{n-1} RT_s \left[ \left( \frac{p_n}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = Q^* \frac{n}{n-1} p_s \left[ \left( \frac{p_n}{p_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

A kétfokozatú kompresszor összteljesítménye tehát  $P_{h2} = P_1 + P_2 = 2P_1$ .

A kétfokozatú kompresszor indikátor diagramjából látható azonban, hogy az első fokozat azonos hengerméretek mellett több gázt szív be (vastag **zöld vonal**), mint az egy fokozatú gép (vastag **szürke vonal**).

Az első fokozat által beszívott gáz térfogata a (\*\*\*) képlet alapján

$$V_s^* = V_h - V_{k'}^* = V_h - V_k \left( \frac{p_x}{p_s} \right)^{1/1,3} = 60 - 0,2 \cdot 50 \cdot \sqrt{5}^{1/1,3} = 41,43 \text{ cm}^3,$$

lényegesen nagyobb az egyfokozatú kompresszorénál. Így – azonos fordulatszámot és volumetrikus hatásfokot feltételezve – a tömegáram  $\dot{m}^* = \frac{41,43}{25,51} \dot{m} = 1,62 \dot{m}$ . A teljesítmény pedig

$$P_1 = \eta_v \cdot n_t V_s^* \frac{n}{n-1} p_s \left[ \left( \frac{p_x}{p_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = 0,98 \cdot \frac{740}{60} \cdot 41,43 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1,3}{0,3} \cdot 10^5 \left[ \left( \sqrt{5} \right)^{\frac{0,3}{1,3}} - 1 \right] = 44,3 \text{ W}.$$

A második fokozat teljesítménye ugyanakkora, de a henger méretei kisebbek, a  $p$ - $V$  diagram piros vonalának megfelelően a hengertérfogat az izoterma  $p_x$  nyomású **●** pontja

$$V_{h2} = V_h \frac{p_s}{p_x} = 60 \frac{1}{\sqrt{5}} = 26,83 \text{ cm}^3, \quad V_{l2} = \frac{V_l}{\sqrt{5}} = 22,36 \text{ cm}^3,$$

így  $V_{k2} = 26,83 - 22,36 = 4,47 \text{ cm}^3$ . Forgattyús tengely hajtás esetén a második fokozat lökethossza azonos az elsőével, de a hengerátmérő kisebb.

**Fontos általánosítás, hogy N fokozatú kompresszió egyes fokozatainak optimális nyomásviszonya a környezeti hőmérsékletig történő visszahűtés esetén így számítható:**

$$\frac{p_{i+1}}{p_i} = \sqrt[N]{\frac{p_n}{p_s}}$$