

BIZTONSÁGI SZELEP KIVÁLASZTÁSA, ELLENŐRZÉSE

Balázi Sándor

BSc hallgató, Miskolci Egyetem, Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet,
Vegyipari Gépészeti Intézeti Tanszék
3515 Miskolc, Miskolc-Egyetemváros, e-mail: balasanyi@gmail.com

Absztrakt

Egy közeget áramoltató rendszer esetében a fellépő nyomásnövekedéseket a szerkezetünk biztonsága érdekében szabályozni kell. Így elkerülhetők a túlnyomás okozta meghibásodások (szivárgás, törés, robbanás stb.), balesetek. Ha a rendszer nincs az előírásoknak és a paramétereknek megfelelően biztosítva, akkor annak súlyos, katasztrofális következményei is lehetnek. Ennek kapcsán a munkámban egy adott közegű, hőmérsékletű, üzemi nyomású rendszert vizsgáltam, amelyhez az előzetes számítások után biztonsági szerelvényt választottam. A lefűvás közbeni terhelés folytán a szelep csatlakozó csonkját hajlító igénybevétel éri, melyre szükséges a csonkot ellenőrizni.

Kulcsszavak: biztonsági szelep, nyomásemelkedés, lefűvás, csonk hajlítás

Abstract

In the case of system with a medium flow, the occurring pressure rise must be controlled to ensure the safety of our structure. This prevents overpressure failures (leakage, breakage, explosion, etc.), or accidents. If the system is not provided in accordance with the regulations and parameters, it can have severe, catastrophic consequences. In connection with this, in this paper a system had been investigated with a determined operation temperature and pressure, for which a safety assembly had been chosen after some preliminary calculations. Due to the load during the blow-down, the valve connector's stump is subjected to bending stress, which requires inspection of the stump.

Keywords: safety valve, pressure rise, blow-down, stump bend

1. Bevezetés

A legelső biztonsági szelepeket már a 17. században is használták kuktafazekakon [1], Denis Papin találmánya nyomán. Az iparban is ismert biztonsági szelepek az első ipari forradalom során kezdtek elterjedni, mivel az akkoriban használt gőzkazánok gyakran felrobbantak és hatalmas károkat, baleseteket okoztak. Napjainkban már sok különböző szerkezetben (nyomástartó edények, kazánok, csővezetékek stb.) vannak nyomáshatároló szerelvények, mint például a biztonsági szelepek [2] vagy a hasadótárcsák.

1 táblázat. A rendszer ismert paramétereit

| Közeg | Levegő | | |
|--------------------|--------|----------------------------|------------|
| Hőmérséklet | T_0 | 80 [°C] | 353,15 [K] |
| Belső üzemi nyomás | p_0 | 8 [bar _g] | |
| Lefűvóteljesítmény | Q | 10000 [kg/h] | |
| Levegő sűrűsége | ρ | 7,888 [kg/m ³] | |
| Viszkozitás | ν | 0,02146 | |

Minden olyan rendszer, amely az atmoszférikus nyomástól és a szobahőmérséklettől eltérő értéken üzemel, attól függetlenül, hogy a töltet veszélyes vagy nem veszélyes, rendelkeznie kell biztonsági szerelvényekkel. Ezek a szerkezetek egy előre meghatározott nyomásértéken önműködően nyitnak, hogy az esetleges túlnyomást megfelelő szintig mérsékeljék és az ebből adódó problémákat megelőzzék [3].

Cikkem témája, hogy egy megadott rendszerben egy nyomástartó edényre szerelt csőcsatlakozással ellátott biztonsági szelepet választok az adott paraméterekhez, majd ellenőrzöm a megfelelőségét. Az 1. táblázatban felsorolom a rendszer ismert paramétereit és ezek értékeit.

2. Számítások

2.1. Szükséges lefúvási keresztmetszet meghatározása számítások alapján

A megfelelő szerelvény kiválasztásához több különböző számítást kell elvégezni. Először is meg kell határozni a biztonsági szelep lefúvási teljesítményét. Amennyiben a kiválasztott biztonsági szelep nem rendelkezik megfelelő lefúvási teljesítménnyel, nem képes a megfelelő tehermentesítésre. Továbbá, hogy a számításokat el lehessen végezni, szükség van még adott közegre vonatkozó kritikus nyomás- és hőmérséklet értékére, továbbá a gáz moláris tömegére is. Ezek az alkalmazott [4] prEN ISO 4126-7 szabványban találhatóak, melyeket a 2. táblázat foglal össze.

2 táblázat. Az adott közeg adatai

| | | |
|------------------------------|-------|-----------------|
| Levegő kritikus nyomása | p_c | 39,69 [bar] |
| Levegő kritikus hőmérséklete | T_c | 132,45 [K] |
| Gáz moláris tömege | M | 28,96 [kg/kmol] |
| Izentropikus kitevő | k | 1,3398 |

A belső üzemi nyomásnál figyelembe kell venni a légköri (1 [bar_a]) nyomást (ellennyomásként fog jelentkezni) és a +10% (0,8 [bar]) túlnyomást is, tehát a módosult belső üzemi nyomás már 9,8 [bar] lesz, így a $p_0 = 9,8$ [bar_g].

Először meg kell határozni a kompresszibilitási tényezőt (Z), amely a redukált nyomás és a redukált hőmérséklet alapján határozható meg [4]. A számításokat a prEN-ISO-4126-1 szabvány előírásai alapján végeztem [5].

A redukált nyomás a belső üzemi nyomás és levegő kritikus nyomásának hányadosa, míg a redukált hőmérséklet a közeg, ez esetben a levegő, üzemi hőmérséklete és a kritikus hőmérsékletének hányadosa:

$$p_r = \frac{p_0}{p_c} = \frac{9,8}{39,76} = 0,260016 \text{ [bar]} \quad (1)$$

A redukált hőmérséklet pedig:

$$T_r = \frac{T_0}{T_c} = \frac{353,15}{132,45} = 2,666289 \text{ [K]} \quad (2)$$

Ezek alapján a kompresszibilitási tényező $Z=0,99$. Ez után az áramlás jellegét határoztam meg: ez lehet kritikus vagy szubkritikus.

$$\frac{p_b}{p_o} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)} \quad (3)$$

$$\frac{1}{9,8} \leq \left(\frac{2}{1,3998+1}\right)^{\left(\frac{1,3998}{(1,3998-1)}\right)}, \quad 0,102041 \leq 0,528315 \quad (4)$$

Az egyenlőtlenség igaz, tehát kritikus az áramlás. Ezt követően az izotropikus tényezőtől függő faktor (C) számszerű értékének a meghatározása következik:

$$C = 3,948 \cdot \sqrt{\kappa \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} = 3,948 \cdot \sqrt{1,3998 \left(\frac{2}{1,3998+1}\right)^{\frac{1,3998+1}{1,3998-1}}} = 2,703186 \quad (5)$$

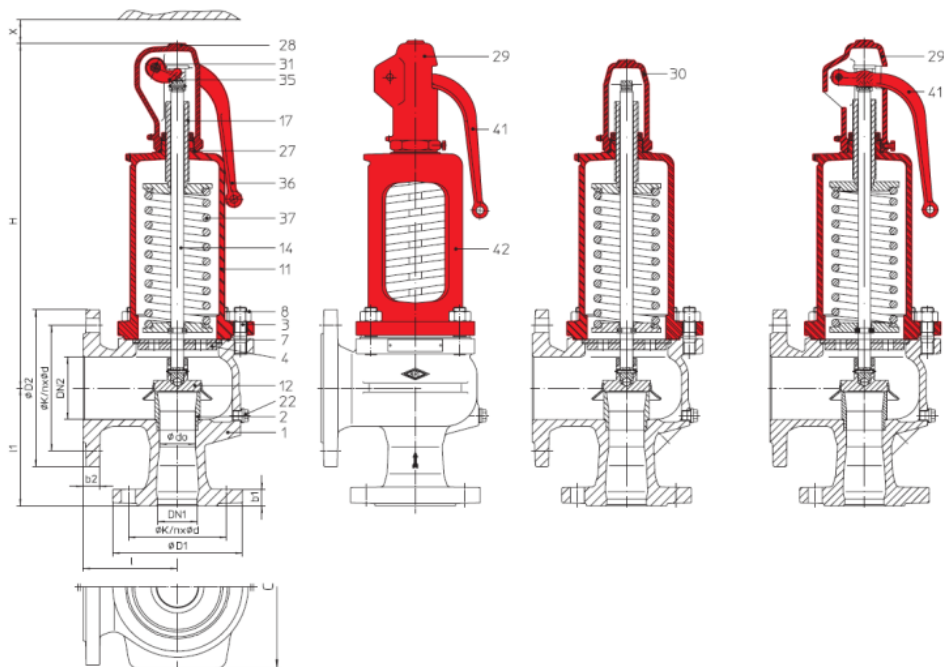
Ezek ismeretében és a kapacitás (6) segítségével kifejezhető a szükséges minimális lefúvási keresztmetszet. A K_{dr} : lefúvási tényező értéke a [6] forrás alapján határozható meg, amelynek az értéke 0,74.

$$Q_m = A \cdot p_o \cdot C \cdot K_{dr} \cdot \sqrt{\frac{M}{Z \cdot T_o}} \quad (6)$$

Ezt az egyenletet a keresztmetszetre kifejezve a következő összefüggést kapjuk:

$$A = \frac{Q_m}{p_o \cdot C \cdot K_{dr} \cdot \sqrt{\frac{M}{Z \cdot T_o}}} = \frac{10000}{9,8 \cdot 2,703186 \cdot 0,74 \cdot \sqrt{\frac{28,96}{0,99 \cdot 353,15}}} = 1772,41 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (7)$$

Ezen adatok ismeretében az ARI katalógus alapján választott rugóterhelésű biztonsági szelep méreteit foglalja össze a 3. táblázat.



1. ábra. A választott biztonsági szelep előlnézeti képe és hosszanti keresztmetszete

3 táblázat. A választott biztonsági szelep adatai

| Mérete: DN 65/100 | | |
|--------------------------|------|--------------------|
| d_0 | 58,5 | [mm] |
| A_0 | 2688 | [mm ²] |
| I | 140 | [mm] |
| II | 170 | [mm] |
| H | 545 | [mm] |
| H (csőmembrános kivitel) | 620 | [mm] |
| X | 350 | [mm] |

2.2. Csonkméretezés hajlításra

Végül méreteztem a csonkot hajlításra. A csonk és a nyomástartó edény hengeres köpenyének alapanyaga P235GH lemezacél, mivel a közegem levegő, tehát nem kell megfelelnie különösebb igénybevételeknek [7]. A névleges feszültséget interpolációval határoztam meg, aminek értéke 219,2 MPa [8]. A belső nyomásra való méretezéshez meg kell határozni a megengedett feszültséget (f_d), a szilárdságilag szükséges falvastagságot (e), a pótlékolt falvastagságot (e_p) és az analízis falvastagságot (e_a).

$$f_d = \min \left(\frac{R_{p0,2}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right) = \min \left(\frac{219,2}{1,5}; \frac{360}{2,4} \right) = 146,133 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$e = \frac{p \cdot D_e}{2 \cdot f_d \cdot z + p} = \frac{0,8 \cdot 1000}{2 \cdot 146,133 \cdot 1 + 0,8} = 2,7297 \text{ mm} \quad (9)$$

$$e_p = e + c + t_h = 2,7297 + 2 + 0,3 = 5,0297 \text{ mm} \quad (10)$$

A maximálisan megengedhető hajlítónyomatékhoz ($M_{B,max}$) ki kell számolni a megerősítési viszonyt (κ) és a geometriai paramétert (λ_s) [8].

$$\kappa = \min \left(\frac{2 \cdot f_b \cdot e_b}{f \cdot e_c} \sqrt{\frac{e_b}{d}}; 1,0 \right) = \min \left(\frac{2 \cdot 146,133 \cdot 5,55}{219,2 \cdot 6} \sqrt{\frac{5,55}{61,75}}; 1,0 \right) = 0,36975 \quad (11)$$

$$\lambda_s = \frac{d}{\sqrt{R \cdot e_c}} = \frac{61,75}{\sqrt{500 \cdot 6}} = 1,1273 \quad (12)$$

$$M_{B,max} = 219,2 \cdot 6^2 \cdot \frac{61,75}{4} (4,9 \cdot 2,0 \cdot \sqrt{1 + 0,3697} \cdot 1,1273 + 0,91 \cdot 0,3697 \cdot 1,1273^2) = 970493 \text{ Nmm} \quad (13)$$

Az F_r reakcióerő és az erőkar ismeretében fel lehet írni egy egyszerű nyomatéki egyenletet a csonkra. A DN65-ös csonk kinyúlását $l_{csonk}=100\text{mm}$ hosszúságúnak veszem fel, így a fellépő nyomaték a reakcióerő és a csonk kinyúlása alapján:

$$M = F_r \cdot l_{csonk} = 2079,31 \cdot 100 = 207,931 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_{B,max} \geq M; \quad 970,493 \text{ Nm} \geq 207,931 \text{ Nm} \quad (15)$$

A számított értékek alapján a csonk megfelel hajlításra.

3. Összefoglalás

A 80°C-os közeghez, ami levegő és ami 8 bar belső üzemi nyomáson működő tartályban van tárolva, 10000 kg/h szükséges lefűvőteljesítményre választottam szelepet. Ezen adatok ismeretében a megfelelő további paraméterek meghatározása és a szükséges számítások elvégzése után az ARI szelepkatalógusból kiválasztottam az adott teljesítmény kibocsátására alkalmas biztonsági szelepet. A tartályra a szelep felszerelésére alkalmas csonkot terveztem, melynek átmérője 61,75 mm, hossza 100 mm, falvastagsága 6 mm, konstrukciója ráültetett. A csonk a tartályra párnalemez nélkül került felszerelésre. A csonkkonstrukció megtervezése után ellenőriztem hajlításra, amire megfelelt így egy működő konstrukció jött létre.

4. Köszönetnyilvánítás

A cikkben ismertetett kutató munka az EFOP-3.6.1-16-2016-00011 jelű „Fiatalodó és Megújuló Egyetem – Innovatív Tudásváros – a Miskolci Egyetem intelligens szakosodást szolgáló intézményi fejlesztése” projekt részeként – a Széchenyi 2020 keretében – az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

Irodalom

- [1] Encyclopaedia Britannica: *Denis Papin: British physicist*, <https://www.britannica.com/biography/Denis-Papin> (2008)
- [2] Encyclopaedia Britannica: *Valve mechanics*, <https://www.britannica.com/technology/valve-mechanics#ref258913> (2019)
- [3] G. Bozóki: *Nyomástartó rendszerek túlnyomáshatárolása*, Műszaki Könyvkiadó, 1977
- [4] prEN-ISO-4126-7:2003: *Safety devices for protection against excessive pressure*, Standard, Part 7: Common data (2013)
- [5] prEN-ISO-4126-1:2003. *Safety devices for protection against excessive pressure*, Standard (2003)
- [6] *ARI Szelepkatalógus*, https://www.ari-armaturen.com/_appl/files_tb/files/900005-2.pdf
- [7] MSZ EN 10028-2: *Flat products made of steels for pressure purposes – part 2: Non-alloy and alloy steels with specified elevated temperature properties*, Standard (2003)
- [8] MSZ EN 13445-3: *Unfired pressure vessels – Part 3: Design*, Standard (2002)