

HASZNOS FOLYADÉKSZÁLLÍTÁS VIZSGÁLATA CENTRIFUGÁLSZIVATTYÚK ALKALMAZÁSÁNÁL

Absztrakt

A különféle folyadékok szállítása elképzelhetetlen lenne szivattyúk alkalmazása nélkül. A technikai fejlődésnek köszönhetően számos szivattyútípust alkalmazunk a felhasználási igényeknek megfelelően. Leggyakrabban vízszállításra használjuk ezeket az eszközöket, alkalmazásuk során lehet végezni tesztet, hogy a talajszintnél mélyebben lévő vizet felemeljük, ugyanakkor azt is, hogy a felemelt vizet a kívánt felhasználási helyre juttassuk. A szivattyúk nélkülözhetetlen eszközei a folyadékszállításnak, vannak olyan területek – például tószántás – ahol meghibásodásuk komoly problémákat eredményezhet, ezért üzemeltetésük feltételeinek vizsgálata aktuális kérdés. A téma tökéletesebb megismerése, a szivattyúk megfelelő gyakorlati alkalmazása érdekében írásunkban vizsgáljuk optimális üzemeltetésük feltételeit, különös tekintettel a hasznos folyadékszállításra. Kutatásainkkal kívánjuk felhívni a figyelmet a modern szivattyúk alkalmazásának kockázataira, továbbá tapasztalatainkkal segítséget nyújtani az üzemeltetési feladatokat ellátó szakembereknek.

Kulcsszavak: *Folyadék, szivattyú, üzemeltetési feltételek, hasznos folyadékszállítás ~*

EXAMINATION OF USEFUL FLUID FLOW USING CENTRIFUGAL PUMPS

Abstract

Transportation of various liquids would be inconceivable without the use of pumps. Due to the technical development many types of pumps are available according to application requirements. These devices most often are utilized for transportation of water. Their application makes it possible to lift water deeper from the ground level, and at the same time to deliver lifted water to the desired location. Pumps are essential tools for fluid transport. There are some areas – such as fire-fighting – where their failure can lead to serious problems, therefore examination of their conditions of operation is a current issue. For better understanding of the topic and proper practical application of pumps the optimal operational conditions, particularly the useful fluid flow are examined in this paper. With our research we wish to draw attention to the risks of using modern pumps. Furthermore with our experience we wish to assist specialists performing operational tasks.

Keywords: *fluid, pump, operational conditions, useful fluid flow ~*

1. BEVEZETÉS

A különféle folyadékok szállítását a modern szivattyúk alkalmazása teszi lehetővé. A felhasználási igényeknek megfelelően számos szivattyútípus került kifejlesztésre. Jelen cikk terjedelmi követelményei nem teszik lehetővé, hogy az összes szivattyútípus működési jellemzőit elemezzük, ezért a széles körben használt örvény- vagy más néven centrifugál szivattyúk hasznos folyadékcszállításának paramétereit elemezzük, konkrét példa bemutatásán keresztül. A centrifugál szivattyúk között külön csoportot képeznek a t zoltó szivattyúk, melyek kialakításuknak köszönhetően bizonyos mértékig bírják a nem optimális működési feltételek melletti üzemelést is. A nem rendeltetésszerű üzemeltetés azonban meghibásodáshoz vezethet, a szivattyú hirtelen megállása pedig akár életet is veszélyeztethet. Fontos tehát a használati körülmények közötti hasznos folyadékcszállítás vizsgálata t zoltó szivattyúk esetében. Az eredmények gyakorlati felhasználása a hosszú távú, biztonságos üzemeltetést segíti.

2. SZÁMÍTÁSI MODELL KIALAKÍTÁSA

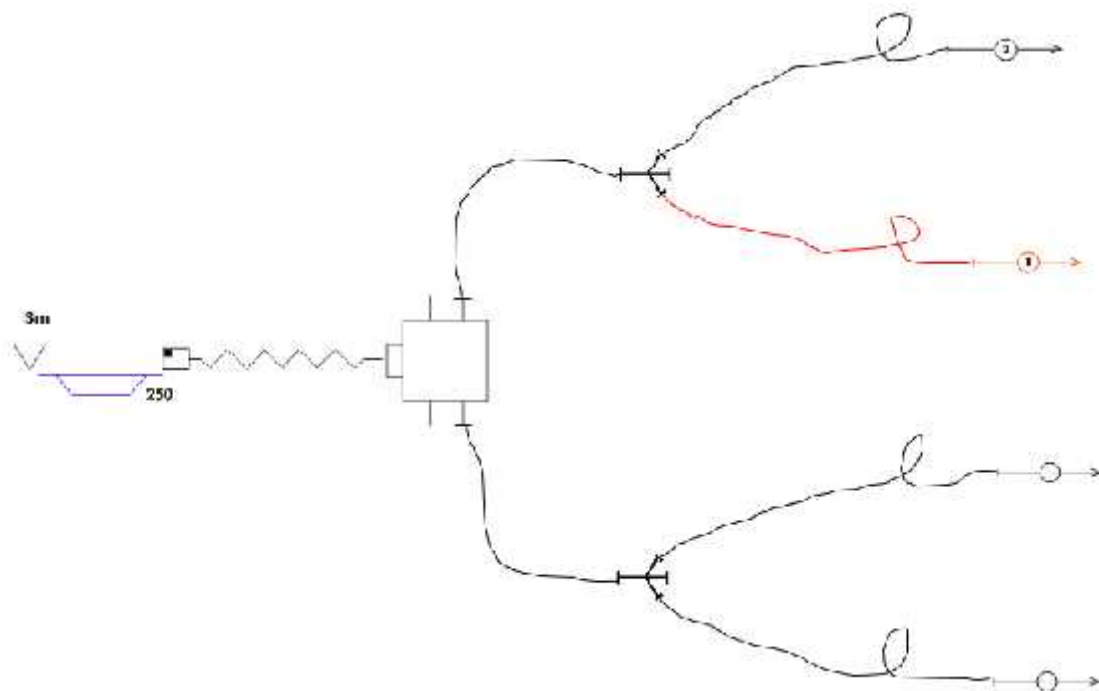
T zoltó szivattyúk esetében a teljesítményparamétereket a gyártók legtöbb esetben 1,5 – 3 méteres szívómélység mellett közvetlenül a szivattyú nyomócsokjára helyezett mér eszközzel mérik különféle fordulatszám határok között. T zoltási feladatok során a gyári feltételek legtöbb esetben nem teljesülnek, a szívó és a nyomómagasság változása centrifugál szivattyúk alkalmazása során lényeges teljesítmény eltérést mutathat, a szállított oltóvíz mennyisége adott id intervallumon belül csökkenhet. Az optimális üzemeltetési feltételek megteremtése a t zoltási feladatok során fontos, a helyszíni körülmények, a rendelkezésre álló felszerelések azonban nem mindig teszik lehetővé ezeket, így a tényleges nyomás és vízmennyiség értékek elmaradnak az elvártaktól.

Az elérhető szakirodalmi adatokat áttanulmányozva rész megoldásokat találtunk, de nem kaptunk egyértelmű választ a problémára. Minden lehetséges veszteséget figyelembe véve összetett számítások elvégzésére lenne szükség, erre azonban egy káreset során nincs idő. Megoldásként egyszer sített számítási modell összeállítása mellett döntöttünk, amely adott t zoltási feladat végrehajtásához szükséges elemeket rendszerként jeleníti meg.

A számítások elvégzéséhez szükséges képleteket, adatokat összegyűjtöttük, azokat szintén közreadjuk írásunkban. A számítások elvégzésének megkönnyítésére egy egyszer sített t zoltó rendszert állítottunk össze és használtunk. Az alapmodell elemei természetesen szükség szerint bővíthetők. Az általunk készített t zoltó rendszer elemei a következők:

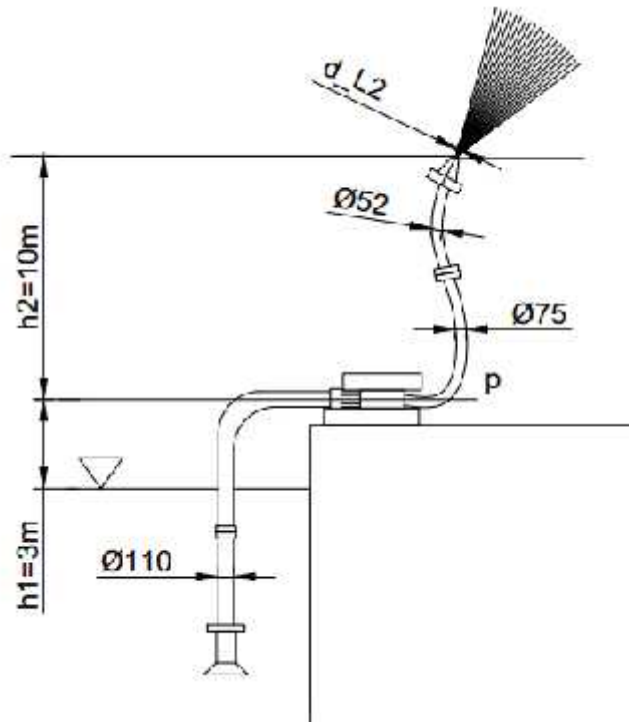
- Centrifugál szivattyú,
- Szabványos szívó és nyomótömlék,
- Osztók
- Sugárkép megváltoztatására alkalmas sugárcs.

A fenti elemekből összeállított és vizsgált t zoltó rendszer centrifugál szivattyúból, és két osztott „C” sugárból áll, a következő ábra szerinti összeállításban.



1. sz. ábra: T zoltó rendszer vázlata (Forrás: Szerző összeállítása)

Szivattyúként, egy az EU országokban, mindennapi gyakorlatban is használt Rosenbauer Fox II. kismotorfecskendő vizsgálatunk, melynek táplálása földalatti víztározóból, felszívásos üzemmódban történik. Az összeállított T zoltó rendszerrel szemben további elvárásként került meghatározásra, hogy a szivattyú a DIN EN 15182-3 típusú sugárcsövek működéséhez szükséges vízmennyiséget és a megfelelő sugárkép kialakításához szükséges 5 bar víznyomást 10 méter oltási magasságban biztosítani tudja. A következő ábrán az általunk összeállított T zoltó rendszer vertikális képe látható, amely a könnyebb érthetőséget szolgálja.



2. sz. ábra: A t zoltó rendszer vertikális szerkezete (Forrás: Szerz k összeállítása [1] jelöléseinek figyelembe vételével)

Ahhoz, hogy az elvárásaink teljesüljenek, az oltórendszer mindegyik sugarával $Q=0,00343 \text{ m}^3/\text{s}$ (206 l/p) térfogatáramú vízszugarat kell biztosítani a $h=10 \text{ m}$ magasságban m ködtetett sugárcsőknél, melyek löv kéjének kiömlési átmér je $d_{L2}=12 \text{ mm}$. A vízellátást biztosító töml vezetékek hossza $L=40 \text{ m}$. A t zoltó rendszer vizsgálatához a szivattyú üzemi fordulatszámához tartozó munkapontját is meg kell határozni. További feladatként t ztük ki célul a sugárcs re és az azt tartó t zoltóra ható impulzuser kiszámítását is.

Paul Spurgeon nyomán [2] a szivattyú nyomócsőnkjén kilép folyadék nyomása az alábbi nyomásveszteségek összegeként fejezhez ki:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_t + \Delta p_h + \Delta p_o$$

Az egyenletben:

- Δp : szivattyú nyomása
- Δp_L : sugárcs löv kénél lév nyomás
- Δp_t : a töml k súrlódási vesztesége
- Δp_h : emelésb l adódó nyomásveszteség
- Δp_o : készülékek nyomásvesztesége (pl. osztó, áttéti darab, nyomáskiegyenlítő egység)

A következőkben az egyes nyomásveszteségek kiszámítását ismertetjük egy sugárra értelmezve.

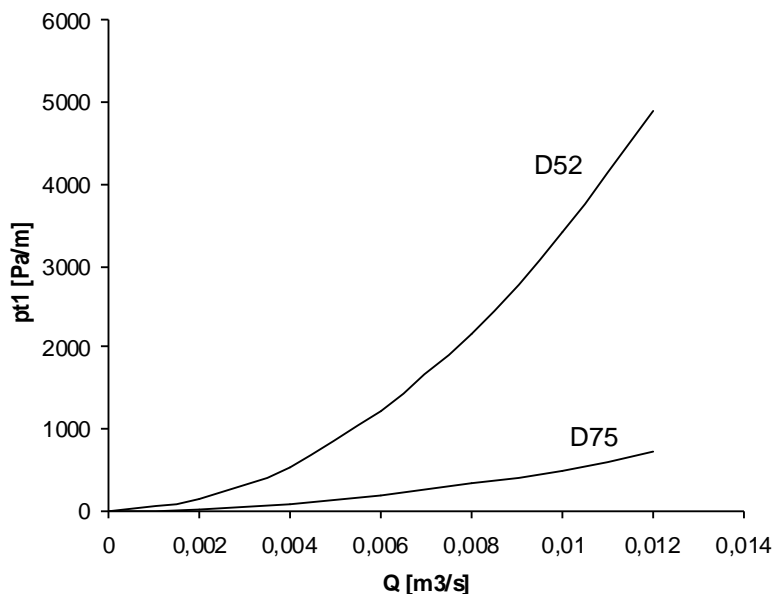
2.1. A tömlék nyomásvesztése

A tömlék nyomásvesztésével kapcsolatban a rendelkezésre álló szakirodalmi forrásokat tanulmányozva megállapítottuk, hogy az adatok eltérést mutatnak, ezért a tömlék méterenkénti nyomásvesztését a térfogatáram függvényében [3] adatai alapján számítottuk. Az angolszász mértékegységekben közölt adatokat SI egységekre átszámítva, a két leggyakoribb, a 2" és 3", azaz 52 és 75 mm tömlék átmérőre megszerkesztettük a méterenkénti nyomásvesztés-térfogatáram diagramokat, melyek a 3. sz. ábrán láthatók.

A mérési pontokra jó közelítéssel másodfokú parabolák illeszthetők. Az 52 mm átmérőjű „C” tömlék esetén az arányossági tényező $c_{52} = 3,4 \cdot 10^7 \text{ Pas}^2 / \text{m}^6$,

a 75 mm átmérőjű „B” tömlékre pedig $c_{75} = 5,1 \cdot 10^6 \text{ Pas}^2 / \text{m}^6$.

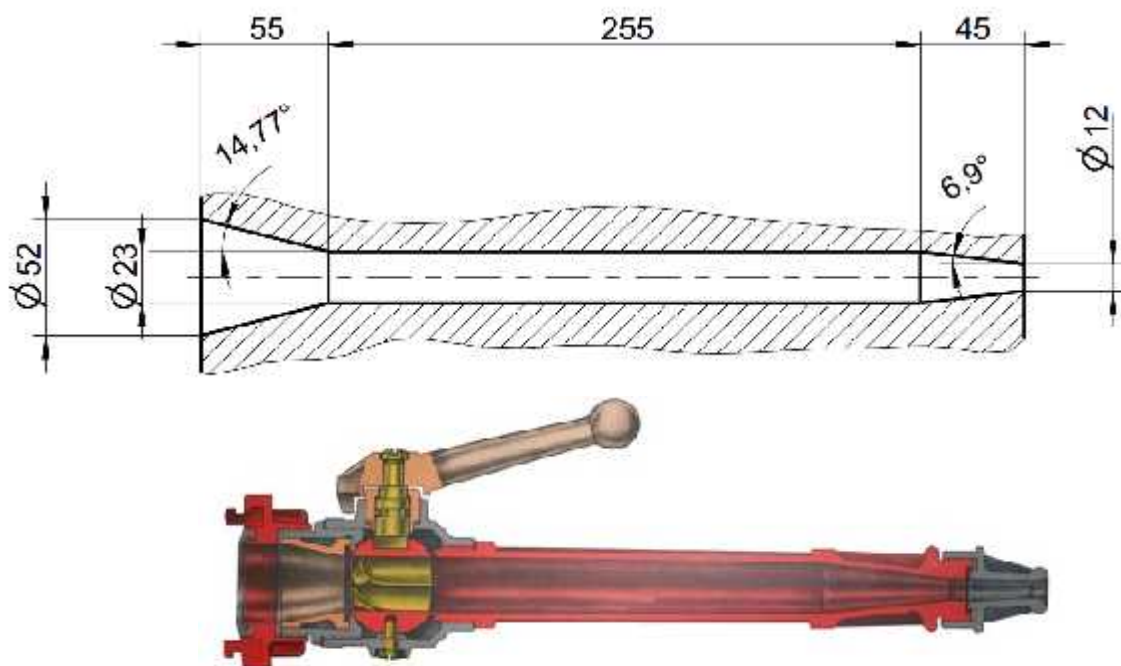
Meg kell jegyeznünk, hogy ezen értékek az egyes gyártó cégek által előállított tömléket 1 – bár szabványi előírásoknak kell megfelelniük – illetve a tömlék életkorától függően kissé változhatnak.



3. sz. ábra: Az 52 és 75 mm átmérőjű tömlék méterenkénti nyomásvesztése (Forrás: Szerző összeállítása)

2.2. A sugárcső nyomáskülönbsége

A rendszer egyik kulcseleme a sugárcső, mely tulajdonképpen két sorba kapcsolt konfúzor [4], melyek közé egy kombinált elzáró szerelvény került beépítésre. A következő ábrán a DIN EN 15182-3 típusú sugárcsőveknél alkalmazott konfúzor rajza és a sugárcső metszete látható.



4. sz. ábra: Konfúzor rajza (fent) és a sugárcs metszete (lent) (Forrás: Szerz. k készítése és [5])

A sugárcsövek nyomásesés-térfogatáram adatait az MSZ 1059 szabvány táblázatosan tartalmazza. A 12 mm átmérjű lövőkére $Q=206 \text{ l/min}=0,00343 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáram esetén pontosan $\Delta p_L = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ nyomásesést közöl. Meg kell jegyeznünk, hogy a nyomáskülönbség nagyrészt nem veszteség, mivel a sugárcs belépési keresztmetszetében lévő nyomási és kinetikus energia a kilépési keresztmetszetben lévő sebességi energiává alakul. Amennyiben nem áll rendelkezésre a megfelelő típusú sugárcs-re vonatkozó nyomás-térfogatáram adat, azt jó közelítéssel számítással is meghatározhatjuk csupán a geometriai adatok ismeretében. A sugárcs be- és kilépési keresztmetszete között felírva a Bernoulli-egyenletet, a nyomási és kinetikus energia tisztán kinetikus energiává alakul [4]:

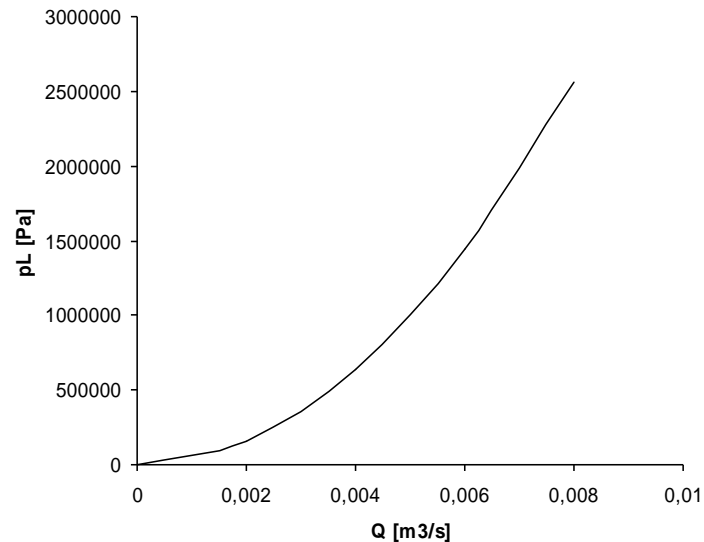
$$\frac{\Delta p_L}{\rho} + \frac{v_{L1}^2}{2} = \frac{v_{L2}^2}{2}$$

A sebességeket a térfogatárammal kifejezve, a sugárcs belépési és kimeneti keresztmetszete között fennálló nyomáskülönbség a következő összefüggéssel fejezhető ki:

$$\Delta p_L = \underbrace{\frac{\rho}{2} \left(\frac{1}{A_{L2}^2} - \frac{1}{A_{L1}^2} \right)}_{k_L} Q^2 = \frac{1000}{2} \cdot \frac{4^2}{\pi^2} \left(\frac{1}{0,012^4} - \frac{1}{0,052^4} \right) 0,00343^2 \approx 460 \text{ kPa}$$

A szabvány 96 százalékos kilépési veszteséggel számol, így $\Delta p_L \approx 480 \text{ kPa}$.

Ez az érték alig különbözik a táblázatban közölt – vélhetően kerekített – 500 kPa értéktől. A sugárcsőben fellépő nyomásesés – hasonlóan a tömlő nyomásvesztéséhez – a térfogatáram négyzetével arányos. Az arányossági tényező az adott sugárcsőre $k_L = 4 \cdot 10^{10} \text{ Pas}^2 / \text{m}^6$.

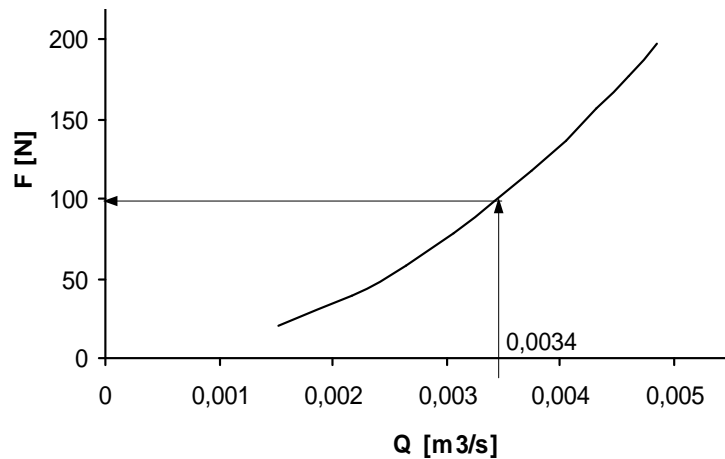


5. sz. ábra: A 12 mm átmérőjű sugárcső nyomásesése a térfogatáram függvényében (Forrás: Szerzők összeállítása)

A sugárcsővel kapcsolatban fontos megemlíteni, hogy a sugárcsőre nem elhanyagolható impulzuserő hat. Ez az erő a sugárcső szűkülő keresztmetszetének következtében a folyadék impulzusának megváltozásából származik. Az impulzuserő az

$$F = \dot{m}(v_2 - v_1) = \rho \frac{A_1 - A_2}{A_1 A_2} Q^2$$

összefüggéssel számítható. Az impulzuserőt a térfogatáram függvényében, 12 mm átmérőjű lövedékkel ellátott sugárcsőre a következő ábrán láthatjuk.



6. sz. ábra: Az Impulzuser a térfogatáram függvényében, 12 mm átmér j löv kével ellátott sugárcs nél (Forrás: Szerz k összeállítása)

2.3 Az emelésb l adódó nyomásveszteség és az osztó nyomásvesztesége

Az emelésb l adódó nyomásveszteség esetén számolhatunk méterenként 1 bar, azaz 10^5 Pa veszteséggel [6]. A gyártók általában nem, vagy csak egyes esetekben adják meg a szerelvények ellenállás-tényez jét, melyet számítással kell a kés bbiekben meghatározni [2]. A hivatkozott forrás szerint osztók esetében a nyomásesést 10 PSI, azaz 0,69 bar veszteséggel kell figyelembe venni [7].

3. A SZIVATTYÚ MUNKAPONTJÁNAK MEGHATÁROZÁSA

A vízszállítást egy Rosenbauer Fox II. típusú centrifugál szivattyúval ellátott kismotorfecskend végzi, melynek technikai paraméterei a következ táblázatban találhatóak. A szivattyú meghajtásáról egy BMW 2 hengeres négyütem boxer motor gondoskodik, melynek teljesítménye 41 kW, $n = 4500$ ford./min fordulatszám. A motor áttétel nélkül direkt hajtja a szivattyút.

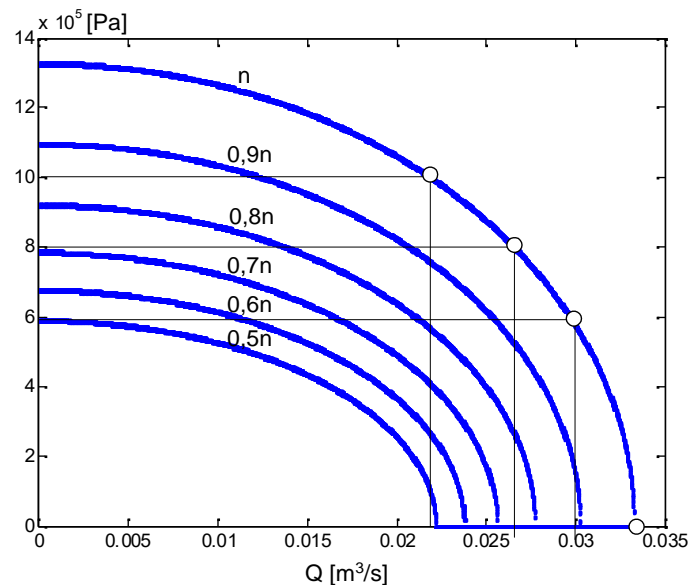
Rosenbauer Fox II. típusú kismotorfecskend technikai paraméterei 3 méter szívómélységen mérve	
Nyomás (bar)	Vízmenység (l/min)
6	1800
8	1600
10	1300
0 (szabad kifolyás)	2000

1. sz. táblázat: Rosenbauer Fox II. típusú kismotorfecskend technikai adatai (Forrás: Rosenbauer gyári adatok alapján a szerz k összeállítása)

A mérési pontokra regresszió számítással $p = 13,3 \sqrt{1 - \left(\frac{Q}{2000}\right)^2}$ egyenlet görbét illesztettünk, majd a

$$\frac{p}{p_{\max}} = \left(\frac{n}{n_{\max}}\right)^2 \quad \text{és} \quad \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{n}{n_{\max}}$$

hasonlósági törvények alkalmazásával [8] a maximális fordulatszám törtrészeinél is generáltuk a jelleggörbéket. Végezetül a mértékegységeket SI egységekre számítottuk át, és a következő ábrán látható koordináta rendszerben jelenítettük meg.



7. sz. ábra: A szivattyú jelleggörbéi különböző fordulatszámokon (Forrás: Szerző összeállítása)

A sugárcs belépési pontján az elírt $Q=0,00343 \text{ m}^3/\text{s}$ térfogatáram biztosításához szükséges nyomáskülönbség az 5. ábra szerinti adatok alapján: $\Delta p_L = 5 \text{ bar} = 5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Az alapvezetékek két, egyenként $L=20$ méter hosszú tömlőből állnak: a szivattyúval kapcsolódó „B” 75 mm, az azt követő „C” pedig 52 mm átmérőjű. Közöttük foglal helyet az osztó, mely átmérőszékénként is működik. Egy tömlő átgát nyomásvesztése

$$\Delta p_t = c_{52} L Q^2 + c_{75} L (2Q)^2 = (3,4 \cdot 10^7 + 5,1 \cdot 10^6 \cdot 4) \cdot 20 \cdot 0,00343^2 = 12800 \text{ Pa}$$

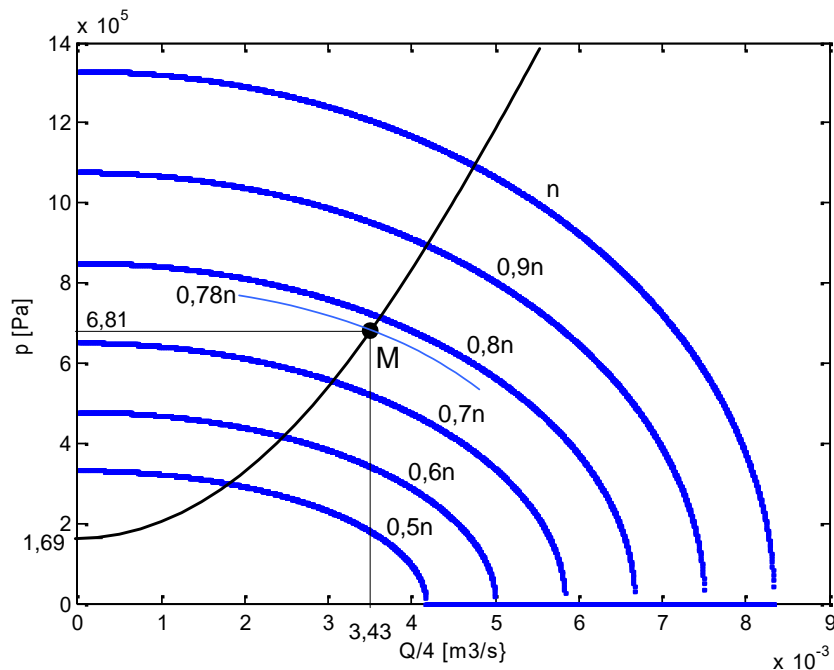
A szivattyú által létrehozandó nyomáskülönbség

$$\Delta p_{sz} = \Delta p_L + \Delta p_t + \Delta p_h + \Delta p_o = 5 \cdot 10^5 + 12800 + 10^5 + 69000 = 681800 \text{ Pa.}$$

A szivattyú munkapontja ezzel M (0,00343 m³/s; 681800 Pa). A kérdés most az, hogy a szivattyú mekkora fordulatszámon üzemeljen az imént meghatározott munkapont biztosításához. A vizsgált szivattyú két nyomócsonkkal van ellátva, ezért egy csonkra szerelt osztott sugár egy ágára csupán a szivattyú térfogatáramának negyede jut. A szivattyú negyed-térfogatáramára átrajzolt jelleggörbéjébe berajzoltuk a tömlő vezeték

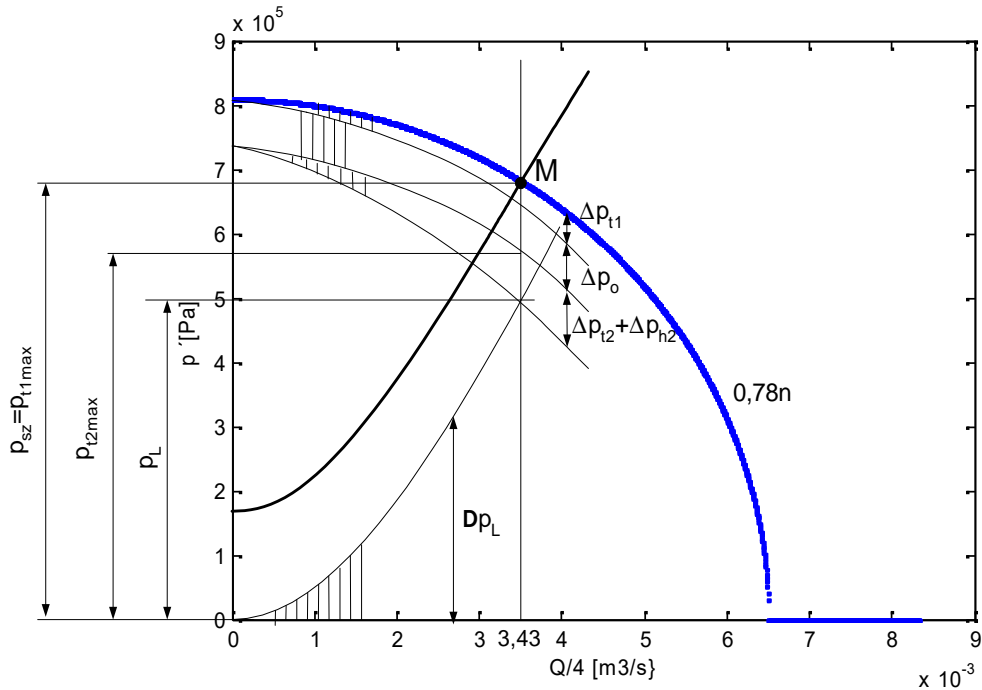
$$\Delta p = (10^5 + 69000) + ((3,4 \cdot 10^7 + 5,1 \cdot 10^6 \cdot 4) \cdot 20 + 4 \cdot 10^{10}) \cdot Q^2 = 169000 + 4,108 \cdot 10^{10} \cdot Q^2$$

egyenlet jelleggörbéjét. A rendszer M munkapontján történő üzemeltetéséhez a szivattyút maximális fordulatszámának 78 százaléknál kell üzemeltetni.



8. sz. ábra: A szivattyú munkapontjának meghatározása (Forrás: Szerző összeállítása)

Végezetül a tömlőrendszer kitüntetett pontjaiban mérhető túlnyomásokat ábrázoltuk a 9. számú ábrán. Az ábra jelöléseivel p_{sz} a szivattyú kiömlő csonkján, p_{t2max} az osztó és az 52 mm átmérőjű tömlő csatlakozási pontjánál, p_L pedig a sugárcs belépési pontján mérhető nyomásokat jelöli.



9. sz. ábra: A t zoltórendszerben mérhet túlnyomások (Forrás: Szerz k összeállítása)

4. KÖVETKEZTETÉSEK

Az el bbiekben bemutatott számítások elvégzése, és az eredmények értékelése után megállapítottuk, hogy az általunk összeállított t zoltó rendszer a gyakorlatban is m ködtethet , a sugárcsöveknél elvárt vízhozamot és nyomást is biztosítani tudja a szivattyú. Fontos feladat a szivattyú munkapontjának és jelleggörbéinek meghatározása, ugyanis ezek hiányában nem lehet egyértelm en eldönteni, hogy adott feltételek mellett, az üzemi veszteségek figyelembe vételével képes-e az általunk választott szivattyú az elvárt vízhozam és nyomás értékek biztosítására, az összeállított t zoltó rendszer m ködtetésére.

5. ÖSSZEGZÉS

A szivattyúk nélkülözhetetlen eszközei a folyadékszállításnak, különösen igaz ez a t zoltásra, ahol leggyakrabban centrifugál szivattyúk végzik ezt a feladatot. Az egyes t zesetek helyszínén nem minden esetben valósulnak meg az optimális üzemeltetési feltételek, ezért

fontos kérdés a használati körülmények közötti hasznos folyadékszállítás feltételeinek vizsgálata. A centrifugál szivattyúk megfelelő gyakorlati alkalmazása érdekében írásunkban egyszer sített számítási modellt, segítségével vizsgáltuk meg egy adott szivattyú optimális üzemeltetésük feltételeit. Az adatok elemzése során szerzett információk nagyban segítik a helyes gyakorlati működést. Alkalmazásával a t zoltósági gyakorlatok során könnyen elvégezhető az összeállított t zoltó rendszerek vizsgálata, a tapasztalatok gyakorlatba adaptálhatók, ezáltal elkerülhető a helytelen üzemeltetésből adódó szivattyú meghibásodások is. Bízunk benne, hogy kutatásainkkal segítjük a t zoltási tevékenységet végző szakemberek munkáját.

5. FELHASZNÁLT IRODALOM

- [1] Pázmándy Mihály: A t zoltás vízellátása, BM Könyvkiadó Budapest, 1974
- [2] Paul Spurgeon: Every Pump Operator's Basic Equation, Fire Engineering; Oct. 2012, Vol. 165 Issue 10, pp. 51-64.
- [3] Fire hose friction loss, Elkhart Brass Mfg. CO.: Fire hose friction loss, URL cím: <https://www.elkhartbrass.com/files/aa/downloads/performance/Fire%20Hose%20Friction%20Loss.pdf> (letöltés ideje: 2017.02.14.)
- [4] Lajos Tamás: Az áramlástan alapjai, ISBN 963-420-7987, M egyetemi Kiadó Budapest 2004, 571 p.
- [5] Strahlrohr Schnittzeichnung, <http://www.bochumer-bunker.de/html/ausrustung.html> (Letöltés ideje: 2017.02.10)
- [6] L. Szabó Béla: Vízellátási ismeretek, ISBN 963-03-1584X, BM Könyvkiadó Budapest, 1983
- [7] Fire Department Hydraulics : Basic Concepts & Formulas, URL cím: <http://studylib.net/doc/8256726/fire-department-hydraulics> (letöltés ideje: 2017.02.14.)
- [8] Christian Allerstorfer: Centrifugal Pumps, Bachelor Thesis 2013, Montanuniversität Leoben,

Hajdu Flóra, PhD hallgató, egyetemi tanársegéd, Széchenyi István Egyetem, Gépészmérnöki, Informatikai és Villamosmérnöki Kar, 9026 Győr, Egyetem tér 1.;

Flóra Hajdu, Phd Student, assistant lecturer, Széchenyi István University, Faculty of Mechanical Engineering, Informatics and Electrical Engineering, H-9026 Győr, University Square 1.;

hajdfl@sze.hu

ORCID: 0000-0002-7252-0879

Dr. Horváth Péter PhD, tanszékvezető, egyetemi docens Széchenyi István Egyetem, Gépészmérnöki, Informatikai és Villamosmérnöki Kar, 9026 Győr, Egyetem tér 1.

Péter Horváth PhD, head of department, associate professor, Széchenyi István University, Faculty of Mechanical Engineering, Informatics and Electrical Engineering, H-9026 Győr, University Square 1.;

horvathp@sze.hu

ORCID: 0000-0001-6872-3414

Dr. habil. Kuti Rajmund PhD, egyetemi docens, Széchenyi István Egyetem, Gépészmérnöki, Informatikai és Villamosmérnöki Kar, 9026 Győr, Egyetem tér 1.

Rajmund Kuti PhD, associate professor, Széchenyi István University, Faculty of Mechanical Engineering, Informatics and Electrical Engineering, H-9026 Győr, University Square 1.;

kuti.rajmund@sze.hu

ORCID: 0000-0001-7715-0814

A kézirat benyújtása: 2017.01.18.

A kézirat elfogadása: 2017.02.14.

Lektorálta: Dr. Pántya Péter, Nemzeti Közszolgálati Egyetem Katasztrófavédelmi Intézet