

A Miskolci Egyetem Habilitációs Füzetei
Gépészeti Tudományok Tudományági Habilitációs Bizottság



MISKOLCI
EGYETEM
UNIVERSITY OF MISKOLC

ROBBANÁS-BIZTONSÁGTECHNIKAI ÉS VEGYIPARI MŰVELETI KUTATÁSOK

Tudományos munkásság áttekintő összefoglalása

Készítette
Dr. Siménfalvi Zoltán
egyetemi docens
aki a

Gépészeti Tudományok Tudományágban
„dr. habil.” cím elnyerésére pályázik

Miskolc, 2021.

Tartalom

ELŐSZÓ.....	3
1. ZÁRTTERŰ ÉS LEFÚVÁSOS ROBBANÁSI FOLYAMATOK SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATA	4
1.1. Jelölések	4
1.2. Bevezetés	5
1.3. Szakirodalom kritikai elemzése.....	9
1.3.1. Zártterű gázrobbanási modellek.....	9
1.3.2. Lefúvató vezetékben lejátszódó folyamatok.....	12
1.3.3. Láng- és nyomáshullám elterelő lemez (deflektor) alkalmazása.....	14
1.4. Zártterű robbanás modellezése.....	15
1.4.1. Kísérleti háttér bemutatása.....	15
1.4.2. Kutatási eredmények.....	17
1.6. Lefúvásos vizsgálatok.....	24
1.7. Összefoglalás, fejlesztési irányok	27
1.7. A témához kapcsolódó publikációk	28
1.8. Felhasznált szakirodalom.....	29
2. BIOGÁZ FERMENTOROK KEVERÉSI MŰVELETE	32
2.1. Jelölések	32
2.2. Bevezetés	32
2.3. Szakirodalom kritikai elemzése.....	33
2.3.1. A keverés, mint hidrodinamikai művelet vizsgálata.....	33
2.3.2. Keverés hatása a mikrobiológiai közösségekre.....	38
2.3.3. Biokémiai folyamatok keveréses megvalósítása	40
2.3.4. Szakirodalmi áttekintés összefoglalása.....	42
2.4. Fermentációs technológia keverőszerkezetének fejlesztése	43
2.4.1. Áramlástan összefoglalás - súrlódásos közegek áramlása.....	44
2.4.2. Kisminta kísérletek keverési folyamatok vizsgálatára.....	49
2.4.3. Kisminta kísérletek eredményei.....	51
2.4.4. Szegmens keverőelem optimális paramétereinek meghatározása	52
2.4.5. Fermentor áramlási viszonyainak vizsgálata numerikus szimulációval.....	55
2.4.6. Keverőtengely szilárdsági ellenőrzése.....	60
2.4.7. Keverőelem szilárdsági vizsgálata	61
2.4 Összefoglalás.....	64
2.5. A témához kapcsolódó publikációk	64
2.6. Felhasznált szakirodalom.....	66
3. SUMMARY	70

ELŐSZÓ

PhD értekezésemet „*Rugóterhelésű biztonsági szelep működésének elméleti és kísérleti vizsgálata*” címmel 2000-ben védtem meg *summa cum laude* minősítéssel, okleveletem 2001-ben vettem át.

A doktori fokozatszerzést követően folytattam a tudományos tevékenységemet. A Vegyipari Gépek Tanszékének vezetését 2007-ben vettem át, egyetlen minősített oktatóként, csekély hallgató létszám mellett fogalmaztam meg ambíciózus terveket a vegyipari gépészeti szakterület oktatási, tudományos, pályázati és ipari K+F potenciáljának fejlesztésével kapcsolatban. Büszkén mondhatom el, hogy közel másfél évtized alatt szakterületi közösségünk a kar egyik vezető szervezetévé vált. Az intézeti tevékenységeken túl szívesen vállaltam kari és egyetemi szintű megbízásokat, az utóbbi néhány évben dékánként jelentősen megnövekedett stratégiai és adminisztrációs feladatokat láttam el.

A műhelyteremtés és -építés során mindvégig a tudás átadására, a fiatalok támogatására koncentráltam, mindig csapatokban dolgoztam. Ennek is tudható be, hogy a fokozatszerzést követően súlypontjában nem csak a biztonsági szelepek területén folytattam tudományos tevékenységemet, hanem kutatócsoportokat építtem és ezekben párhuzamosan irányítottam is és résztvevőként is folytattam a kutatásokat, továbbá egyre inkább többszerzős cikkek kerültek túlsúlyba teljesítményemben. Természetesen a PhD dolgozatom eredményei bekerültek a biztonságtechnika tárgy tananyagába, számos szakdolgozat, diplomaterv, TDK dolgozat készült megállapításaira alapozva, továbbá doktori kutatási témákat is vezettem, vezeték jelenleg is ezen a területen.

Az utóbbi két évtizedben érintett és tudományos teljesítményt felmutató tématerületek a következők voltak, (feltüntettem a *Pályázat 4.1.1.* pontjában közölt publikációs lista sorszámait):

- biztonsági szelepek kísérleti és szimulációs vizsgálata: 5, 46, 84, 86, 89, 90, 91, 92, 93, 94, 96, 97, 98,
- szilárdsági vizsgálatok: 10, 11, 20, 21, 51, 53, 56, 64, 74,
- vegyipari műveleti kutatások (őrlés, mechanikus szétválasztás, hőátadás, keverés, abszorpció): 6, 8, 12, 18, 19, 23, 24, 25, 32, 33, 34, 36, 39, 40, 41, 42, 43, 47, 49, 52, 54, 55, 57, 59, 60, 62, 63, 67, 68, 70, 75, 78, 79, 80, 81, 87, 88, 95,
- megújuló energiaforrások kutatása: 7, 37, 48, 58, 61, 65, 66, 72, 76, 77,
- LCA életciklus elemzés: 3, 4, 15, 22, 26, 27, 50, 69, 71,
- robbanás-biztonságtechnika: 28, 29, 30, 35, 38, 44, 45, 82, 83,
- egyéb (villamos energetika, hegesztés, energetikai gépek): 1, 2, 9, 13, 14, 16, 17, 31, 85.

Jelen összefoglalóban az imént felsorolt szerteágazó munkásságból – eltérő okokból – kettőt szeretnék kiemelni. Az egyik az intézet legdinamikusabban fejlődő, képzésekben, ipari kapcsolatokban, laboratóriumi fejlesztésekben megvalósuló, aktív doktorandusz témát is hordozó **robbanás-biztonságtechnikai** kutatások, a másik a legrangosabb publikációkat eredményező, vegyipari műveleti kutatások közé sorolható **biogáz fermentorok keverési művelete**.

1. ZÁRTTERŰ ÉS LEFÚVÁSOS ROBBANÁSI FOLYAMATOK SZIMULÁCIÓS ÉS KÍSÉRLETI VIZSGÁLATA

1.1. Jelölések

Jelölés	Mértékegység	Megnevezés
A	m ²	szükséges lefúvófelület nagysága
A _f	m ²	láng felülete
A _n	m ²	áramlás irányába eső láng felület
c _{p,mix}	J/kg K	gázkeverék állandó nyomáson vett fajhője
K _{st} , K _G	bar m/s	robbanási jellemző
L/D	-	berendezés hossz(magasság) – átmérő aránya
L _d	m	lefúvóvezeték hossza
D _d	m	lefúvóvezeték egyenértékű átmérője
E	-	expanziós faktor
E	kcal/mol	aktivációs energia
k	-	reakciósebességi állandó
M _b	kg/kmol	elégett gáz móltömege
M _u	kg/kmol	el nem égett gáz móltömege
m _b	kg	elégett gáz tömege
m _u	kg	el nem égett gáz tömege
N _b	mol	elégett gáz mólszáma
N _u	mol	el nem égett gáz mólszáma
P _{ex} , K _{max}	bar _g	maximális robbanási nyomás
P _i	bar	kezdeti nyomás
P _{red,max}	bar _g	maximális redukált nyomás lefúvatás közben
P _{stat}	bar _g	védelmi eszköz nyitónyomása
Pr	-	Prandtl szám
Pr _c , Re _c	-	lángstabilitási paraméterek
R, R ₀	J/kmol K	egyetemes gázállandó
r	kJ/mol	reakciósebesség
Re	-	Reynolds-szám
r _b	m	lángfront sugara
S _f	m/s	égési sebesség
S ₀	m/s	lamináris égési sebesség
S _u	m/s	láng terjedési sebessége
S _{u0}	m/s	kezdeti láng terjedési sebesség
T _b	K	elégett gáz hőmérséklete
T _i	K	kezdeti gáz hőmérséklet
T _u	K	el nem égett gáz hőmérséklete

U_c	-	kritikus expanzióviszony
V_b	m^3	elégett gáz térfogata
V_u	m^3	el nem égett gáz térfogata
V	m^3	védett berendezés térfogata
α, r	m	robbantókamra sugara
β	-	nyomáskitevő
η	-	turbulencia faktor
χ	-	turbulencia növekedés faktor
λ	W/m K	hővezetési tényező
ρ_b	kg/m^3	elégett gáz sűrűsége
ρ_u	kg/m^3	el nem égett gáz sűrűsége
ρ_{mix}	kg/m^3	gázkeverék átlagos sűrűsége
ρ_u	kg/m^3	el nem égett gáz sűrűsége
Φ	-	ekvivalencia arány
Φ	-	turbulencia fok
Θ	-	empirikus kitevő
γ_u	-	fajhők aránya

1.2. Bevezetés

A por- és gázrobbanások általában olyan technológiákban – pl. energetika-, élelmiszer-, gyógyszer-, vagy vegyiparban – történnek, amelyekben a közegek szállítása, kezelése, aprítása történik. Ha a közeg robbanóképes, nem zárható ki, hogy bekövetkezik a robbanás. A robbanáshoz öt alapfeltételt szokás felsorolni. Egyik a robbanóképes közeg jelenléte – pontosabban annak robbanóképes koncentrációban való jelenléte –, amely ebben az esetben adott, hiszen nem tudjuk kizárni a technológiai folyamatból. Tovább szükséges egy olyan zárt terű környezet, amelyben az égést tápláló közeg is megtalálható, klasszikusan ez alatt a levegő, illetve az oxigén jelenlétét értjük. Legtöbbször az égést tápláló közeg kizárása rendkívüli többletköltséggel jár, amely a technológia inert gáz (pl. nitrogén, szén-dioxid) környezetben történő megvalósításából adódik. A következő feltétel a gyújtóforrás jelenléte, aminek kockázatát ugyan csökkenthetjük, de kizárni nem tudjuk.

A robbanásveszélyes technológiák tervezése során a rendszer kockázatértékelése és -elemzése alapján az esetek jelentős részében lefűvósos védelmi megoldást alkalmaznak. Ennek alapvető eszközei a hasadópanelek, továbbá szükség esetén – ha a robbanási nyomáshullám kivezetéséről gondoskodni kell pl. beltéri technológia esetén – a robbanás kivezetésére szolgáló lefűvóvezetékek.

A tervezés során a védendő berendezés és lefűvóvezeték geometriai adatainak ismeretében a következő lépéseket szükséges végrehajtani:

- a technológiai közeg robbanási jelzőszámainak (P_{max} , K_{st}) meghatározása laboratóriumi vizsgálattal, esetleg szakirodalomból (az utóbbi lehetőség szerint kerülendő),

- szerkezet robbanási állapotban értelmezett teherviselő képességének (redukált nyomás) meghatározása szilárdsági számítással (szabványi számítások, feszültség analízis, FEM),
- védelmi eszköz, mód kiválasztása,
- szükséges lefúvófelület meghatározása szabványi módszerek – VDI, EN, NFPA, szakági irányelvek – alapján,
- szükség esetén lefúvóvezeték elhelyezése, hatásának vizsgálata,
- szükség esetén láng- és nyomáshullám elterelő eszközök alkalmazása, hatásának vizsgálata,
- beépítési tervek elkészítése, lefúvó felület pozícionálása.

Az 1.1. és 1.2. ábrákon lefúvós védelemmel ellátott és nem ellátott berendezés fotói láthatók.



1.1. ábra Lefúvós védelemmel ellátott siló

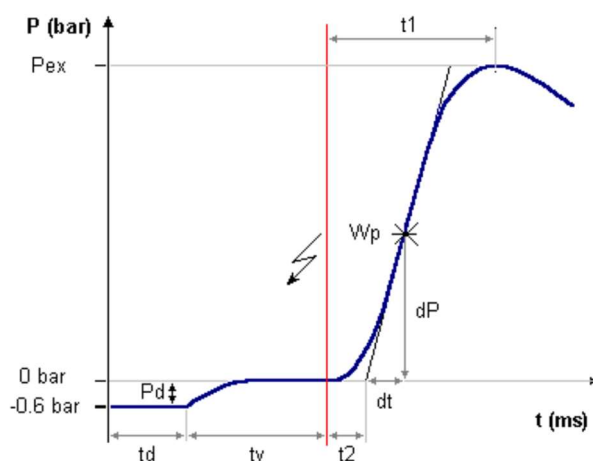


1.2. ábra Lefúvós védelemmel el nem látott serleges elevátor robbanást követően

A technológiai közeg robbanás jellemzőinek meghatározására az Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet DustLab laboratóriumában minden vizsgálatot el tudunk végezni. Egy közeg robbanás veszélyessége függ:

- annak fizikai és kémiai tulajdonságaitól;
- annak koncentrációjától a közeg-levegő keverékben;
- a keverék homogenitásától és turbulenciájától;
- a gyújtóforrás típusától, energiájától és helyétől;
- a vizsgáló tartály formájától;
- a robbanó keverék kezdeti hőmérsékletétől, nyomásától és nedvességtartalmától.

A szabványi előírások szerint kialakított KÜHNER 20 literes gömb cellában, a minta vizsgálata során gyújtóforrás által kiváltott robbanás esetén az idő függvényében nyomásmérést végzünk. A maximális végnyomás (P_{ex} , vagy P_{max}), valamint a nyomásemelkedés maximális meredekségéből (W_p pont) meghatározott, majd az ún. köbös-törvénnyel 1 m^3 -es gömbre korrigált K_{st} / K_G értékek (porokra K_{st} , gázokra, gőzökre K_G jelölés használatos) szolgálnak a tervezés alapjául. Az 1.1. ábrán egy vizsgálat nyomáslefutása látható.

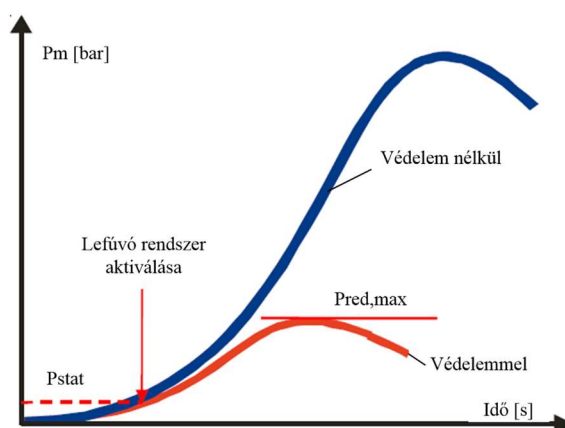


1.1. ábra Robbanási nyomás változása a 20 literes KÜHNER cellában

A vizsgálatok eredményei alapján a porok az alábbi porrobbanási osztályokba sorolandók:

Robbanási osztály	Robbanás maximális nyomásnövekedési sebessége 1 m^3 -es gömb cellában [bar m/s]
1	$0 < K_{max} < 200$
2	$200 < K_{max} < 300$
3	$K_{max} > 300$

1.1. táblázat A porok robbanási osztályai



1.2. ábra Lefúvatásos védelem nélküli és védelemmel ellátott rendszer nyomás-idő diagramja

A lefúvásos védelem beépítése esetén a rendszerben kialakuló maximális nyomás alacsonyabb, lesz mint a zártterű vizsgálatok során tapasztalt P_{max} érték, ezért nevezik redukált nyomásnak ($P_{red,max}$). A nyomás változását az 1.2. ábra szemlélteti, összehasonlítva a zártterű lefutással. Az ábrán feltüntettem a védelmi eszköz nyitónyomását (P_{stat}) is, amely alapesetben 0,1 bar_g értékű, de a gyártók képesek ettől eltérő nyitónyomású kivitel is elkészíteni.

A tervezés során a védendő berendezés teherviselő képessége nem lehet alacsonyabb, mint a redukált nyomás, ezt tervezési állapotban a legcélszerűbb figyelembe venni, de meglévő készülékek utólagos megerősítése (kritikus helyek falvastagság növelése, bordázat elhelyezése) is nagy számban előfordul.

Mindezen paraméter ismeretében szabványok tárgyalják a lefúvófelület keresztmetszetének meghatározását, pl. porrobbanás esetén a VDI 3673 [38] és az EN 14491 [37] szabványok az alábbi javaslatot teszik:

$$A = B \cdot (1 + C \cdot \log(L/D)), \text{ ahol}$$

$$B = \left(3,264 \cdot 10^{-5} \cdot P_{max} \cdot K_{st} \cdot P_{red,max}^{-0,569} + 0,27 \cdot (P_{stat} - 0,1) \cdot P_{red,max}^{-0,5} \right) \cdot V^{0,753},$$

$$C = -4,305 \cdot \log P_{red,max} + 0,758. \quad (1.1)$$

Az összefüggés az alábbi feltételekkel érvényes:

$$0,1 \leq V < 10000 \text{ m}^3,$$

$$0,1 \leq p_{stat} < 1,0, \text{ ha } p_{stat} < 0,1 \Rightarrow p_{stat} = 0,1,$$

$$5 \leq p_{max} \leq 10, \text{ ha } 10 \leq K_{st} < 300, \quad (1.2)$$

$$5 \leq p_{max} \leq 12, \text{ ha } 300 \leq K_{st} < 800,$$

$$1 \leq L/D < 20.$$

Lefúvóvezetésekre vonatkozóan a szabványok rögzítik a beépítés geometriai korlátait, valamint a lefúvatáskor berendezésben fellépő redukált nyomás növekmény értékét. A fent említett szabványok javaslatai a következők:

- lefúvóvezeték beépítésével a megnövekedett redukált nyomás a berendezésben:

$$P_{red,max}' = P_{red,max} \cdot \left(1 + 17,3 \left(\frac{A}{V^{0,753}} \right)^{1,6} \frac{L_d}{D_d} \right) \quad (1.3)$$

- beépítési feltételek:

- a lefúvóvezeték keresztmetszete azonos a lefúvási keresztmetszettel
- érvényességi feltételek:

$$0,1 \leq V < 10000,$$

$$0,1 \leq p_{stat} < 1,0, \quad (1.4)$$

$$5 \leq P_{red,max} < 12,$$

$$10 \leq K_{st} < 800$$

- irány legyen merőleges a lefúvófelület síkjára, vagy legfeljebb
 - 20°-os iránytöréssel, vagy
 - legalább 2.0-értékű rádiusz-átmérő arányú ívvelinduljon közvetlenül a lefúvófelület beépítését követően

A fentiekből jól látható, hogy a szabványi összefüggések és az alkalmazási feltételek empirikus jellegűek.

Mikáczó Viktória doktorjelölttel és Szepesi L. Gábor társtémavezetővel folytatott tudományos kutatások arra irányultak, hogy elkészítsünk egy propán-levegő keverékre vonatkozó, megbízható robbanási modellt, amely zárt térben nyitónyomás-redukált nyomás tartományában megfelelő pontossággal leírja a robbanási folyamatot, amelyből lefúvási és lángelterelő modellek is vizsgálhatóvá válnak analitikai és kísérleti eszközökkel. Ezen kutatások két eleméről, a zártterű robbanások modellezéséről, valamint a lefúvósos vizsgálatokról számolok be a következőkben.

1.3. Szakirodalom kritikai elemzése

1.3.1. Zártterű gázrobbanási modellek

A robbanás hatásai számos tényezőtől függenek, mint például a maximális nyomás, a nyomáshullámmal való kölcsönhatás időtartama a szerkezetekkel stb. Ezeket a tényezőket számos változó befolyásolja [7]:

- Közeg típusa, reakcióképessége.
- Közeg sztöchiometriája: Az alsó és felső robbanási határok közötti összetételű keverék maximális robbanási nyomása változó, a legnagyobb értéket a tüzelőanyagban gyengén gazdag keverék adja.
- Gyújtóforrás típusa és helye: A 3D sugárirányúak magasabb nyomásokat eredményeznek, mint a síkbeli vagy pontszerű kiterjedéssel bíró gyújtóforrások, a gyújtóforrás helyzete szintén befolyásoló tényező, minden esetben a védendő szerkezet geometriájával összefüggésben kell vizsgálni.
- Terjedés korlátozása: Különböző akadályok, belső szerkezeti elemek, fojtások a robbanási nyomás felépülését és a lángok terjedésének útját is befolyásolják. A lefúvatás a túlnyomás mérséklésére használatos megoldás, amelyet szándékosan úgy kell telepíteni, hogy a leghatékonyabb nyomáscsökkentést hozza létre.
- Kezdeti turbulencia: Azok a robbanások, melyek nyugodt atmoszférában következnek be, jóval alacsonyabb túlnyomást és nyomásnövekedést eredményeznek.
- Kísérleti/valós készülék méretaránya: A mérési eredmények azt mutatják, hogy a nagy méretarányú kísérletek sokkal magasabb nyomásértékeket mutatnak robbanás során, mint a kismintával végzett mérések. Éppen ezért nehéz kis méretarányú mérésekből a valós méretű eredményeket megbecsülni.

A zárt térben történő robbanás leírására – ebből következően pedig a lefúvásos esetekre is – számos, különböző elméleti alapokon nyugvó modellek alkalmazhatók. Ide tartoznak a reakciókinetikai, az empirikus, a fenomenológiai valamint a CFD alapú modellek is.

Reakciókinetikai modellek

A propán égésének teljes reakciókinetikai leírását több, mint 140 egyensúlyi egyenlet megoldásával lehet csak végrehajtani. Ezek mindegyike eltérő hevedéssel és arányban zajlik le, mely folyamatok reakciókinetikai állandói a rendszer hőmérsékletétől és nyomásától is nagyban függenek [2], ezért szükség van az égés egyszerűbb, ám kielégítő pontossággal történő leírására.

Westbrook és Dryer [3] mérési eredményekkel validált egyszerűsített reakció-mechanizmusokat dolgozott ki különböző szénhidrogén keverékekre. A modellek alkalmazhatósági köre a szénhidrogének számos típusára terjed ki a 10-es számatomszámú vegyületekkel bezárólag.

Andreis et al. [4] redukált 10 lépéses reakciókinetikai mechanizmust állított fel propán égésére, melyeken összesen 33-féle egyensúlyi egyenlet lezajlása után alakul ki a keverék végső, elégett állapota. A reakciósebességi állandó számításához szükséges konstansok (aktivációs energia, frekvencia-faktor és a hőmérsékleti kitevő) különböző szakirodalmakból származó értékek. Mind a teljes mechanizmus, mind a redukált mechanizmus egyenleteinek rendszere megoldható például az úgynevezett aszimptotikus analízis módszerével. [5] A feltételezett tízlépéses mechanizmusra elvégzett aszimptotikus analízis és matematikai szimuláció eredményei igazolják a szerzők módszerének helyességét.

Huzayyin et al. empirikus modell [8]

A szerzők számos vizsgálatot végeztek LPG gáz és propán levegővel alkotott különböző arányú keverékeinek robbanási jellemzőivel kapcsolatban, a mérési eredmények alapján saját modelleket alkottak. Propán-levegő keverék esetén a maximális robbanási nyomás a sztöchiometriai arány és a kezdeti nyomás függvényében:

$$P_{max} = -26,9 + (-6,2 + 25,6\Phi - 18,7\Phi^2 + 9,4\Phi^3 - 3,26\Phi^4)P_i. \quad (1.5)$$

Az összefüggés érvényességi tartománya: $0,7 \leq \Phi \leq 1,4; 50 \leq P_i \leq 400kPa; T_i = 305K$.

Az égési sebesség a következő módon határozható meg:

$$S_L = S_{L0}(P/P_0)^\beta, \quad (1.6)$$

ahol

$$S_{L0} = 5766,8 - 24761,3\Phi + 38[8,1\Phi^2 - 25188,3\Phi^3 + 5795,9\Phi^4], \quad (1.7)$$

$$\beta = -0,463 + 0,56\Phi - 0,354\Phi^2.$$

Az összefüggés érvényességi tartománya: $0,7 \leq \Phi \leq 1,4; 50 \leq P_i \leq 400kPa; T_i = 305K$.

A maximális nyomásnövekedési sebesség propán-levegő keverék esetén a következőképpen számítható:

$$K_{Gmax} = 18 + 0,64 \cdot P_i. \quad (1.8)$$

Fenomenológiai modellek

A fenomenológiai modellek egyszerűsített fizikai modellek, melyek a robbanásnak a feltétlenül szükséges fizikáját tartalmazzák. Általában egy idealizált rendszerre vonatkoznak a megközelítések - például egy egyszerűen lefúvatott kamrára, mely több, turbulenciát generáló csomópontot tartalmaz, így bizonyos geometriákra megfelelően alkalmazható, de összetettebb problémák megoldására nem megfelelő.

A robbanási folyamat fizikája egyidejűleg leírható kísérleti vagy elméleti úton is, így az empirikus és a CFD modellek közé helyezhetők el a komplexitás tekintetében.

A *SCOPE* modell (Shell Code for Overpressure Prediction in Gas Explosions) [34] empirikus összefüggésekre épül. A modell egydimenziós, olyan idealizált geometriával, mely egy lefúvatott tartályból és turbulenciát generáló akadályok sorozatából áll. Az egyes akadályokon való áthaladással turbulencia generálódik, mely megnöveli a turbulens lángterjedést. A módszer a lefúvást egyszerű összenyomható közegáramlásként modellezi. A *SCOPE* modell újabb változatai jobban figyelembe veszik a sztöchiometriai arány változásait. Az anyagjellemzők és egyéb értékek nyomásfüggése az expanziós viszonyba és a lamináris lángterjedési sebesség számításába is beépítésre került.

A továbbfejlesztett modellt több mint 300 mérés eredményeinek segítségével validálta Puttock et. al. [11]

A *CLICHE* (Confined Linked CHamber Explosion) modell elsősorban épületekben bekövetkező robbanások modellezésére szolgál. A robbanás modellezésének alapjai elsősorban Fairweather és Vasey [12] valamint Chippett [13] zárt kamrás és lefúvatott modelljein alapul, azonban számos egyszerűsítést tartalmaz az összekapcsolt készülékekkel kapcsolatban. Az áramlás útjába kerülő akadályokat megfelelően megválasztott ellenállás-értékekkel veszi figyelembe.

Félig zárt térben történő robbanás esetén el nem égett gáz kerül ki a térből még a lángfront előtt. Ez a lefúvatás során begyulladhat, ami a kiáramlás megakadályozásával újabb nyomásnövekedést idéz elő a lefúvatott szerkezetben. A külső robbanást és a nyomáshullám terjedését a lefúvónyílás felé Strehlow, Luckritz, Adamczyk és Shimpi (1979) és Catlin (1985) akusztikus modelljei írják le 300 mbar alatti túlnyomásig [7].

CFD modellek

A CFD (Computational Fluid Dynamics) modellek egyik ismert fajtája az *EXSIM* kód [35]. Cartesiusi hálót használó, fél-implicit, véges térfogat módszeren alapuló megoldó, mely a porozitás/megosztott ellenállás módszerét használja a kisléptékű objektumok figyelembevételére. A megoldó kis-, közepes- és nagyléptékű áramlások esetén is nagyszámú méréssel lett validálva. További előnye, hogy nyitott robbanások esetén is alkalmazható. Hátránya, hogy mindössze $k - \epsilon$ turbulencia-moddellel számol, holott a CFD szimuláció rohamos fejlődésének köszönhetően ennél pontosabb modellek is elérhetők. További gyengesége, hogy helyi hálósűrítések nem alkalmazhatók.

A másik, talán a témában legjelentősebb szoftver a CMR-GEXCON által fejlesztett *FLACS* (FLame ACceleration Simulator). Szintén véges térfogat módszeren alapuló, strukturált Cartesiusi hálót használó szoftver. A hálóméretnél kisebb objektumok turbulenciageneráló hatásának figyelembe vételére az EXSIM-hez hasonló módon szintén porozitás/megosztott ellenállás közelítést alkalmaz. Előnye, hogy másodrendű van Leer Upwind közelítést alkalmaz, azonban mindössze csak a kémiai reakció lezajlásában. Hátránya, hogy $k - \epsilon$ turbulencia-modellt alkalmaz, bár a falak közelében módosításokkal. A reakciót leíró változók kivételével elsőrendben pontos, súlyozott centrális sémát alkalmaz.

Szintén jellemző szoftver az *AutoReaGen*, mely robbanások és detonációk modellezésére is alkalmazható. Három dimenziós, Cartesiusi hálót alkalmazó véges térfogat módszer. A diszkretizáció elsőrendben pontos "Power law" sémán alapszik, a nyomáskorrekciót SIMPLE algoritmussal végezve. A turbulens energia transzportját $k - \epsilon$ modell segítségével számolja. A hálóméretnél kisebb objektumokat az előzőekben jellemzett módszer alkalmazásával veszi figyelembe. A szoftver kémiai reakciót egyetlen lépésben lezajló folyamatként számolja. A transzportokat leíró egyenletek számítási alapja a kémiai reakcióban részt vevő komponensek anyagmennyiségének megmaradása.

1.3.2. Lefúvató vezetékben lejátszódó folyamatok

A lefúvató vezetékben fellépő jelenségek értelmezésének és megfigyelésének egyik kézenfekvő módja az egyszerű, csatorna nélküli lefúvatással történő összevetés. Ilyen jellegű kutatásokat végzett Ferrara et al. [18]. Kordylewsky és Wach [19] kisméretű lefúvatott robbanás-kísérleteik során a nyomásértékekben akusztikus oszcillációt figyeltek meg, melyből arra a következtetésre jutottak, hogy ez lehet felelős a készülékben megfigyelhető nyomásnövekedésért [23]. Cubbage és Marshall szerint a készülékben fellépő nyomásemelkedést okozhatja a csatornában bekövetkező másodlagos robbanás [20, 21], a csatornában lévő gázoszlop sűrűdési ellenállása és tehetetlensége [15, 22, 24], vagy a már említett Helmholtz-oszcilláció [23]. A nulla- és egydimenziós matematikai modellek [21, 25] szerint a turbulencia által kiváltott égési sebesség növekedés és a sűrűdési veszteségek gyakorolják a legnagyobb hatást a nyomásértékekre. [7]

Ferrara et al. [18] időben nem állandó Reynolds-átlagolt Navier-Stokes közelítésen alapuló CFD modell segítségével szimuláltak csatornával lefúvatott robbanást. Úgy találták, hogy a csatornában bekövetkező utánéggéssel kapcsolatos hatások jelentik a kulcsjelenséget a csatornás kialakítású lefúvások nyomásemelkedéseinek meghatározásánál. Megállapításaik jó egyezést mutatnak Ponizy és Leyer [20] és Molkov [25, 26] kísérleti eredményeivel. Kimutatták, hogy a lefúvás mértékének csökkenése (mechanikai okokból kifolyólag) inkább felelős a nyomásnövekedésért, mint a turbulencia fokozódása miatt kialakuló égési sebesség-növekedés. Geometriai paramétereket is figyelembe véve megállapították, hogy a nagyobb csatornaátmérő nem feltétlenül előnyös a nyomás mérséklése szempontjából, annak lángtorzító hatása miatt.

Lunn et al. [14] számos paraméterre kiterjedő kísérletsorozatuk után – a téma elméletével összhangban – arra a megállapításra jutottak, hogy a lefúvóvezeték és a lefúvónyílás felülete közti különbségek és a

porok robbanási karakterisztikája jelentős tényezők a lefúvóvezeték által okozott nyomásnövekedés szempontjából.

A lefúvások szabad lefúvónyílásos és csatornával ellátott megoldásainak tervezési irányelveit Barton [1] foglalta össze. Azok a csatornák, melyek átmérője nem egyezik meg a lefúvófelülettel [36, 37, 38] szabványokban tiltottak, [39]-ben korlátozottan engedélyeztek. Az éles töréseket kerülni kell, helyettük fokozatos görbületek alkalmazandók. Ezzel együtt a többszörös irányelterelések/könyökök is kerülendők, hatásuk a redukált robbanási nyomásra messze többszöröse a szimpla görbületének.

A szabványokon [36, 37, 38] és az elméleti megközelítésen kívül számos egyéb tanulmány igazolja a lefúvató csatornák nyomásnövelő hatását a védett szerkezetekben. Ezek közül az egyik legkorábban megjelent munka Lunn et al. nevéhez kötődik. [15] A szerzők számos, különböző típusú porok robbanása és lefúvása esetén végzett mérés segítségével állítottak fel nyomásveszteségi összefüggéseket és diagramokat. A későbbiekben több kutató is megpróbálta a tapasztalatait általánosítani, így a kutatásaikat szabványos készülékeken végezték. Míg Holbrow [17] kisméretű szerkezetek lefúvatói folyamatait vizsgálta, addig Proust [27] 20 literes és 1 m³-es térfogatú tartályok védelme közti különbségek vizsgálatát tűzte ki célul. Yan et al. például több ízben vizsgálta a lefúvató csatornák hosszának hatását [28], valamint az emelt nyomáson bekövetkező robbanási és lefúvós folyamatokat is [29].

Bartknecht modellje [16]

Bartknecht vizsgálta a lefúvóvezetékben fellépő ellennyomást turbulens por- és gázrobbanások esetén. Megállapította, hogy a lefúvóvezeték hatása különösen erőteljes, amennyiben a csatornában a sebesség eléri a helyi hangsebességet. Az alapösszefüggéseknek a szerző által megadott megoldásai bizalmas adatokon nyugszanak.

Gázrobbanás esetén a maximális redukált robbanási túlnyomás értéke 3 méternél rövidebb csatorna esetén

$$P_{red}' = 1,24 \cdot P_{red}^{0,8614}, \quad (1.9)$$

$3\text{m} < L_d \leq 6\text{m}$ hosszúságú csatorna esetén

$$P_{red}' = 2,48 \cdot P_{red}^{0,5165}. \quad (1.10)$$

Ezek az összefüggések jelenleg az NFPA 68 szabványban [69] is használatosak azzal a megkötéssel, miszerint a csatorna hosszúság-átmérő viszonya $L_d/D_d > 4$.

Siwek modellje

A VDI 3673 [38] és EN 14491 [37] szabványok számítási módszerei Siwek kutatásain alapulnak. A szerző szerint egy bizonyos csatornahossz felett a csatornának már nincs további hatása a készülékben mérhető maximális redukált robbanási nyomásra. Az elvégzett kísérletek azt mutatták, hogy ekkor a közeg sebessége a csatornában eléri a hangsebességet. A csatornahossz befolyási határa a következőképp határozható meg:

$$L_s/D_d = 4,564 \cdot P_{red}^{-0,37}. \quad (1.11)$$

Kísérleti eredmények azt mutatják, hogy a lefúvóvezeték hatása a robbanási nyomásra jelentősen csökken a készülék hosszúság-átmérő viszonyának növelésével. Köbös ($L/D = 1$) készülékekre a redukált nyomás maximuma a következőképp számítható:

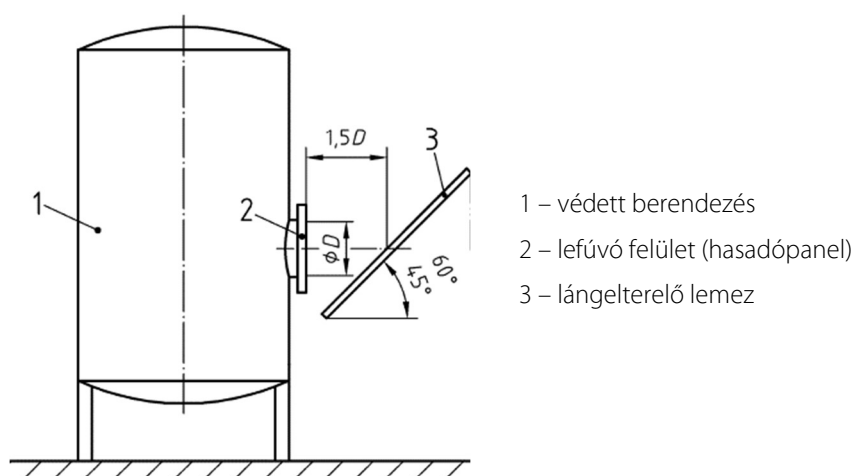
$$\frac{P_{red'}}{P_{red}} = 1 + 17,3 \cdot \left[\frac{A_v}{V^{0,753}} \right]^{1,6} \cdot L_d. \quad (1.12)$$

Amennyiben a készülék hosszúság-átmérő viszonya $L/D = 6$, a nyomás a következőképpen adódik:

$$P_{red}' = (0,0586L_d + 1,023)P_{red}^{0,981-0,01907 \cdot d}. \quad (1.13)$$

1.3.3. Láng- és nyomáshullám elterelő lemez (deflektor) alkalmazása

A lefúvós védelmi megoldások környezetbe történő kivezetése során szükség lehet kicsapódó nyomáshullám és láng elterelésére azért, hogy a veszélyes kiáramlást biztonságos terület felé irányítsák. Ezt a lefúvófelülettől adott távolságra és adott dőlésszögben elhelyezett terelőlemezrel lehet elérni, amelyre az EN 14994 [36] és EN 14491 [37] szabványok beépítési javaslatot is tesznek. Az 1.3. ábrán a kialakításra vonatkozó javaslat látható.



1.3. ábra Láng- és nyomáshullám elterelő kialakításának szabványi javaslata

Szöveges szabványi javaslatok:

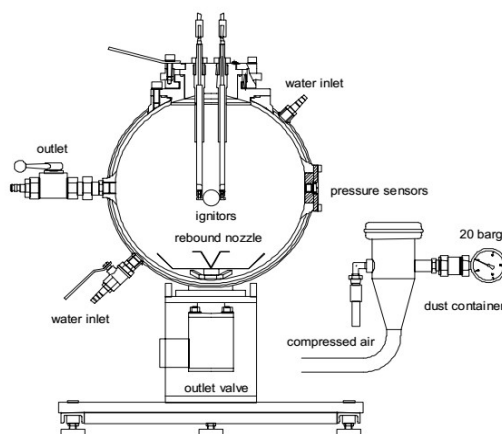
- A lemez felülete legalább 3-szorosa legyen a lefúvó felület keresztmetszetének, oldalhosszai legalább 1,75-szerese legyen a lefúvó felület dimenzióinak.
- A lemezt a lefúvás irányától 45-60° dőlésszögben kell elhelyezni.
- A lemezt a lefúvó felülettől, annak egyenértékű átmérőjének 1,5-szerese távolságban kell elhelyezni.
- A lemez felfogatását és teherviselő képességét úgy kell kialakítani, hogy ellenálljon a berendezésben kialakuló redukált nyomás nagyságú, felületre ható megoszló terhelésnek.
- A szabványi javaslatok és összefüggések legfeljebb 20 m³ térfogatú berendezésekre validáltak.

Egyetlen szabvány sem tárgyalja és publikáció sem található a lángelterelés redukált nyomásra való visszahatásáról, valamint a lefűvővezetékkel kivezetett robbanás lángelterelésének hatásairól.

1.4. Zártterű robbanás modellezése

1.4.1. Kísérleti háttér bemutatása

A kapcsolódó méréseket az Energetikai és Vegyipari Gépészeti Intézet DUSTLAB por-, gáz-, gőz- és hibrid keverék vizsgáló laboratóriumában végeztük el, azon belül az EN 13673-1 [32] és EN 13673-2 [33] szabvány előírásainak megfelelő 20 liter űrtartalmú, Kühner-gyártmányú robbantókamra segítségével. (1.4. ábra). A kamra gömb alakú, dupla robbanásálló (teherviselő képessége 40 bar_g) korrózióálló acél fallal. A két falréteg között víz áramoltatása szolgálja a kontrollált teszthőmérsékletek biztosítását és a robbanás közben keletkező hő elvezetését.



1.4. ábra 20 liter űrtartalmú Kühner robbantókamra és összeállítási vázlat

A porokkal végzett mérések esetén a vizsgált anyag betöltésére szolgáló oldalsó garatból nagynyomású (20 bar_g) sűrített levegő segítségével, a kamra alján található mágnesszelepen át jut a közeget a belső vizsgálatérbe. Azért, hogy a kamra belsejében a beporzás után is légköri nyomás alakuljon ki, annak előzetes vákuumozása szükséges (lásd az 1.1. ábrán a folyamat nyomáslefutását). A sűrített levegő adagolásáért felelős szelepeket elektronika vezérli, míg a vákuumozásért felelős szerelvények kézi irányításúak. A kamrában terelők biztosítják a por homogén elosztatását a térben. A gyújtóforrás a kamra közepén helyezkedik el. Porok esetén a megfelelő és állandó gyújtási energiát kémiai gyújtópatronok biztosítják, mérésenként két darab. Az ezek által biztosított gyújtási energia méréstípusonként eltérő. A P_{max} , K_{st} vizsgálatához 10 kJ gyújtási energiát használunk.

A kamrában felépülő nyomásprofil rögzítését két darab piezoelektromos szenzor végzi. Ezen kívül a kamra középső övén kialakított karimán lehetőség van további mérőegységek rögzítésére vagy kémlelőnyílás felszerelésére is. A kamra mérések utáni tisztítása a felső, 94 mm átmérőjű csonkon át, valamint az oldalsó gömbcsapon keresztül történik.

Vizsgálataink során a lefúvófelület (hasadópanel) és lefúvóvezeték beépítésére a csavarozott nézőüveg csatlakozást használtuk.

Porok vizsgálata

Egy-egy porral végzett mérés alkalmával a kamrában 0,6 bar_a vákuumot létrehozva, a kívánt mennyiségű port az oldalsó garatból az alsó mágnesszelepen át bejuttatjuk (így a kamrában uralkodó nyomás 0 bar_g lesz), majd – a porfelhő homogén eloszlása érdekében – 60 ms időtartamú, szoftveresen vezérelt késleltetés után két darab egyforma, összesen 10 kJ energiájú gyújtópatronnal meggyújtjuk. Ekkor, ha a por mennyisége az alsó és felső robbanási határok közt mozog, megtörténik a robbanás. Az adott porra jellemző robbanási karakterisztika felvételéhez több méréssorozatot is el kell végezni, előre meghatározott porkoncentrációk sorozata szerint, amelyek rendszerint 60, 125, 250, 500, 750, 1000, 1250 és 1500 g/m³-es koncentrációk. Az egyes pormennyiségekhez tartozó robbanási karakteristikákból minden esetben meghatározható az adott kísérlethez tartozó maximális robbanási túlnyomás, valamint a nyomásemelkedés sebességének maximális értéke. Amennyiben diagramon ábrázoljuk a különböző pormennyiségek függvényében a hozzájuk tartozó maximális nyomásemelkedés értékeit, a kapott görbe maximumából a köbös törvény alapján számíthatjuk az adott anyagra jellemző robbanási konstans értéket. Az egyes adatok kiértékelését a célszoftver segíti. Az elvégzett porméréseknél kritérium, hogy a vizsgált minta szemcseméretének mediánja 63 mikron alá essen, valamint nedvességtartalma ne haladja meg a 10 %-ot.

Gázok vizsgálata

Gázok, gázkeverékek vizsgálata esetén a kamra oldalsó betöltő garata és az ehhez csatlakozó mágnesszelep leszerelésre kerül, ezek helyett a megfelelő arányú töltést külső gázforrásokból oldjuk meg. A vizsgálati keverék előállítható a parciális nyomásos módszerrel (beépített szoftver segítségével, nyomásméréssel), vagy az áramló anyagok összekeverésének módszerével akár a vizsgálóedényen belül, akár azon kívül. A kamra töltése ilyen esetekben az oldalsó golyóscsapon keresztül történik, megfelelően csatlakoztatott gáztároló tartályokból. A vizsgálandó elegy gyújtását a kémiai patronok helyett adott energiájú elektromos szikrával végezzük. A szikrák teljesítménye a gázkeveréktől és annak nyomásától függ. Kalorimetrikus és villamos mérések szerint levegőben, légköri viszonyok mellett a szikraforrás közelítőleg 10 W teljesítményű szikrát ad. A P_{max} legnagyobb robbanási nyomást úgy kell meghatározni, hogy az éghető gáz/levegő keverékben az éghető gáz mennyiségét lépésenként addig változtatják, amíg a legnagyobb robbanási nyomást el nem éri. A P_{max} normál körülmények közötti keverékekre a sztöchiometrikus keverékarány közelében található. A legnagyobb robbanási nyomás kielégítő pontosságú és legkisebb számú méréssel való meghatározása végett alkalmazható ismétlődő eljárás. Minden egyéb tekintetben a gázokra vonatkozó mérések megegyeznek a porok vizsgálatával kapcsolatos mérésekkel.

1.4.2. Kutatási eredmények

Propán-levegő rendszerre az 1.3.1. pontban bemutatott modellek közül többet vizsgáltunk az elmúlt időszakban. Célunk az volt, hogy olyan modellt készítsünk, amely a lefúvatási folyamat nyomás- és időtartományában gyors számításigény mellett megbízható eredményt ad. A következőkben három modell számítását és méréssel való összehasonlítását mutatom be, kihangsúlyozva azok előnyeit és hátrányait.

1) Ideális gáz modell

Zárt térben történő gáz-levegő keverék robbanása során egy határréteg választja el az elégett (burnt) és a még nem elégett (unburnt) részeket, amely rétegek sebessége összemérhető a hangsebességgel.

A megoldás során feltételezzük, hogy az elégett és a még el nem égett gázkeverék ideális gáznak tekinthető, akkor felírhatók a következő alapegyenletek:

$$P_u \cdot V_u = \frac{m_u \cdot R_0 \cdot T_u}{M_u}, \quad (1.14)$$

$$P_b \cdot V_b = \frac{m_b \cdot R_0 \cdot T_b}{M_b}. \quad (1.15)$$

Mivel a nyomás a rendszerben állandó, így $P = P_b = P_u$. A robbanás során a zárt térben lévő anyagmennyiség változása:

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_0. \quad (1.16)$$

Az (1.16) összefüggés bal oldalán álló tagot két részre bonthatjuk mely utal a láng terjedési sebességére és az égési sebességre:

$$\rho_b \frac{dV_b}{dt} + V_b \frac{d\rho_b}{dt} = A_f \cdot \rho_u \cdot S_0. \quad (1.17)$$

Legyen r az a távolság, amit a láng a robbanás középpontjától tesz meg. Ebben az esetben a láng felületét az alábbi módon értelmezhetjük:

$$\frac{dV_b}{dr} = A_f \cdot A_n \quad (1.18)$$

értelmezés szerint a láng terjedési irányába eső felület nagysága. Csőben történő lángterjedés esetén az A_n felület megegyezik az áramlási keresztmetszettel. A láng sebessége értelmezés szerint: $\frac{dr}{dt} = S_f$.

Felhasználva (1.17)-et, írható, hogy:

$$S_f = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b} \right) \cdot S_0 - \left(\frac{V_b}{\rho_b \cdot A_f} \right) \left(\frac{d\rho_b}{dt} \right). \quad (1.19)$$

$A_f \neq A_n$ abban az esetben, ha a lángfront geometriája komplex. Ekkor az (1.19) egyenlet módosítása szükséges. Abban az esetben, ha a sűrűség változása kismértékű, akkor az egyenlet jobb oldalán található második tag elhanyagolható, így a lángsebesség:

$$S_f = \left(\frac{\rho_u}{\rho_b} \right) \cdot S_0. \quad (1.20)$$

Az egyenletben szereplő ρ_u/ρ_b tag neve az expanziós faktor. Az expanziós faktor meghatározható az alábbi összefüggés segítségével:

$$E = \frac{T_b M_u}{T_u M_b} = \frac{T_b N_b}{T_u N_u}, \quad (1.21)$$

ahol

$$N_u = \frac{m_u}{M_u}, N_b = \frac{m_b}{M_b}$$

A robbanási folyamat elején T_u és T_b állandónak tekinthető. Idő szerint differenciálva az (1.14) összefüggést:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = \frac{dm_b}{dt} \left[\frac{R_0 \cdot T_b}{M_b} - \frac{R_0 \cdot T_u}{M_u} \right], \quad (1.22)$$

ahol zárt térfogatú robbanás esetén: $V_t = V_u + V_b$, valamint $dm_u/dt = -dm_b/dt$. Figyelembe véve az (1.14) és (1.16) egyenleteket valamint $\rho_u = m_u/V_u$ helyettesítéssel, a (1.14) egyenlet az alábbi alakban írható:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = A_f \cdot S_0 \cdot P \frac{M_u}{R_0 \cdot T_u} \left[\frac{R_0 \cdot T_b}{M_b} - \frac{R_0 \cdot T_u}{M_u} \right]. \quad (1.23)$$

Felhasználva a (1.21) összefüggést az (1.23) egyszerűsített alakban:

$$V_t \cdot \frac{dP}{dt} = A_f \cdot S_0 \cdot P (E - 1). \quad (1.24)$$

A robbanás kezdeti szakaszán a láng r_b sugárra expandál, így a láng felülete:

$$A_f = 4 \cdot \pi \cdot r_b^2. \quad (1.25)$$

A lángterjedési sebesség segítségével szintén felírható az adott pillanatban a láng sugara:

$$r_b = S_f \cdot t = E \cdot S_0 \cdot t \quad (1.26)$$

feltételezések szerint az expanziós faktor (E) állandó. Így felhasználva (1.25) (1.26). valamint (1.24) összefüggéseket írható, hogy:

$$V_t \frac{dP}{dt} = P \cdot E^2 (E - 1) \cdot S_0^3 \cdot 4 \cdot \pi \cdot t^2, \quad (1.27)$$

illetve

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{dt} = \frac{4 \cdot \pi \cdot E^2 \cdot (E - 1) \cdot S_0^3 \cdot t^2}{V_t}. \quad (1.28)$$

Integrálva az összefüggést:

$$\ln P = \frac{4 \cdot \pi \cdot E^2 \cdot (E - 1)}{3 \cdot V_t} \cdot S_0^3 t^3 + Const, \quad (1.29)$$

illetve P_0 és P határok között:

$$P = P_0 \cdot e^{\frac{E^2 \cdot (E - 1) \cdot (S_0 \cdot t)^3 \cdot 4 \cdot \pi}{3 \cdot V_t}}. \quad (1.30)$$

Figyelembe véve azt, hogy gömb alakú tartály esetén a sugár R , így kapjuk az alábbi egyszerűbb alakot:

$$P = P_0 \cdot e^{E^2 \cdot (E - 1) \cdot \left(\frac{S_0 \cdot t}{R}\right)^3}. \quad (1.31)$$

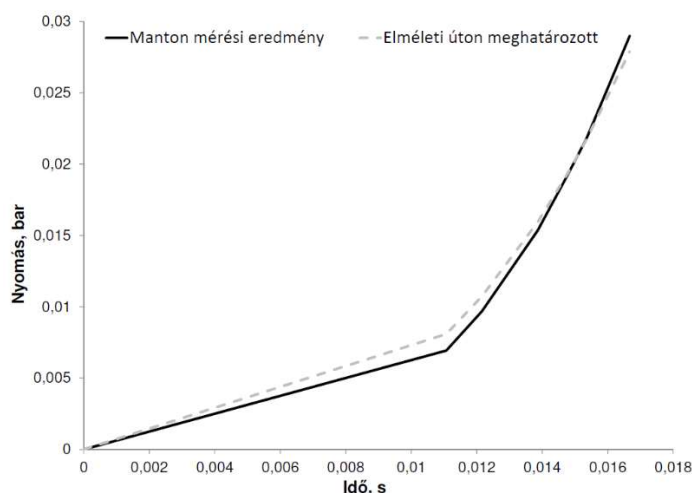
Az (1.31) összefüggés segítségével határozhatjuk meg az adott edényben történő robbanás során fellépő nyomásemelkedés mértékét. Vizsgálatainkat adott, 20 l űrtartalmú gömb alakú robbantókamrában végezzük, a sztöchiometriai arálynak megfelelő propán-levegő keverékkel (4,08 V/V% összetételű keverék, azaz $\Phi = 1$). A vizsgálatok kezdeti nyomása a légköri nyomással egyezik meg, és szobahőmérsékleten zajlanak.

Dahoe [8] elmélete alapján a lamináris lángterjedési sebesség átlagosan 0,407 m/s-ra adódott 4,08 V/V%-os propán-levegő keverék esetén (lásd a következő táblázatot). Az általunk vizsgált gázkeverék (propán-levegő) lamináris lángterjedési sebességének a meghatározására a legkisebb négyzetek módszerét alkalmaztuk (Javasolt modell).

Az (1.31) összefüggésben szereplő E expanziós faktor a [30] irodalomban a megadott paramétereknek megfelelő érték: $E=7,79$. Az (1.31) összefüggés eredményét befolyásolja a lamináris lángterjedési sebesség, melynek számítására nagy számú szakirodalmi adat áll rendelkezésre, amelyeket kiegészítve saját javaslatunkkal a következő táblázatban foglalom össze.

Modell	S_0 , m/s
Manton [9]	0,407
Dahoe [8]	0,414
Metghalchi [6]	0,382
Rallis [6]	0,369
Babkin [8]	0,349
Javasolt modell	0,3635

A számítások eredménye a következő ábrán látható, feltüntetve Manton mérési eredményét.

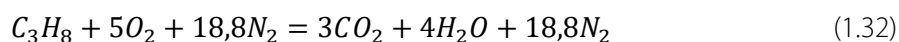


1.5. ábra Ideális gáz modell számítási és mért eredményei

Az ábrán látható, hogy a gázrobbanás kezdeti szakaszában a mérésekkel meghatározott nyomásemelkedési görbe, valamint az elméleti úton meghatározott összefüggés nagyon jó egyezést mutat (az eltérések négyzetösszege: $4 \cdot 10^{-6}$). Hátránya, hogy nagyobb nyomástartományban pontatlanabb eredményt ad.

2) Reakciókinetikai modell

A propán levegőben történő égésének egyensúlyi egyenlete a következő (21% O₂ – 78% N₂ levegő összetétel esetén):



Az égés különösen nagy sebességgel, folyamatosan változó hőmérséklet- és nyomásviszonyainak köszönhetően az abban részt vevő vegyületek közt egyidejűleg nagyszámú reakció zajlik le változó sebességgel és arányban. A propán fenti reakcióegyenlete szerinti égésének reakciósebességét az alábbi összefüggéssel számíthatjuk.

$$r = k \cdot [C_3H_8][O_2] \quad (1.33)$$

ahol r jelenti a reakciósebességet; k az adott körülmények között érvényes reakciósebességi állandó; a kapcsos zárójelek pedig az adott komponens pillanatnyi koncentrációjára utalnak. A reakciókinetikai állandó Frolov et al. [31] összefüggése alapján:

$$k = 7 \cdot 10^{17} \cdot p^{-0,2664} \cdot \exp(-E/(R \cdot T)). \quad (1.34)$$

A nyomás és a hőmérséklet az oxidációs folyamat során változik, az E aktiválási energia értéke pedig 45,460 kcal/mol volt.

A robbanási folyamatot reakciókinetikai leírásánál, a reakcióegyenlet minden egyes tagjára megmaradási törvények kell hogy érvényesek legyenek. A koncentráció-változások differenciálegyenletei a következők:

$$\begin{aligned} \frac{d[C_3H_8]}{dt} &= -k \cdot [C_3H_8][O_2], \\ \frac{d[O_2]}{dt} &= -5 \cdot k \cdot [C_3H_8][O_2], \\ \frac{d[CO_2]}{dt} &= 3 \cdot k \cdot [C_3H_8][O_2], \\ \frac{d[H_2O]}{dt} &= 4 \cdot k \cdot [C_3H_8][O_2], \\ \frac{d[N_2]}{dt} &= 0. \end{aligned} \quad (1.35)$$

Mivel az egyes elemi reakciók mólszám-növekedéssel és energiefelszabadulással járnak, minden elemi időpillanatban a hőmérséklet korrekciója szükséges. A mólszámok korrekciója pedig a fázisváltozás nélküli energiaváltozás általános egyenlete segítségével fejezhető ki:

$$Q = c_{p,mix} \cdot \rho_{mix} \cdot V \cdot \Delta T. \quad (1.36)$$

A fajhő változása az alábbi összefüggések segítségével fejezhető ki a hőmérséklet függvényében. A megadott függvények alkalmazási tartománya 200-2000 K közé esik. Az egyes függvényeket irodalmi adatok alapján, függvényillesztéssel nyertük.

$$c_{p,C_3H_8} = -1,142 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 + 4,976 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0,399$$

$$\begin{aligned}
 c_{p,O_2} &= -8,083 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 3,313 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0,833 \\
 c_{p,CO_2} &= 1,100 \cdot 10^{-1} \cdot T^3 - 6,359 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 1,229 \cdot 10^{-3} \cdot T + 0,531 \\
 c_{p,H_2O} &= -7,415 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 7,351 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1,636 \\
 c_{p,N_2} &= 1,075 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 4,458 \cdot 10^{-3} \cdot T + 1,013
 \end{aligned} \quad (1.37)$$

A keverék átlagos hőkapacitását a következő összefüggés szerint számíthatjuk.

$$c_{p,mix} = c_{p,C_3H_8} \cdot y_{C_3H_8} + c_{p,O_2} \cdot y_{O_2} + c_{p,CO_2} \cdot y_{CO_2} + c_{p,H_2O} \cdot y_{H_2O} + c_{p,N_2} \cdot y_{N_2} \quad (1.38)$$

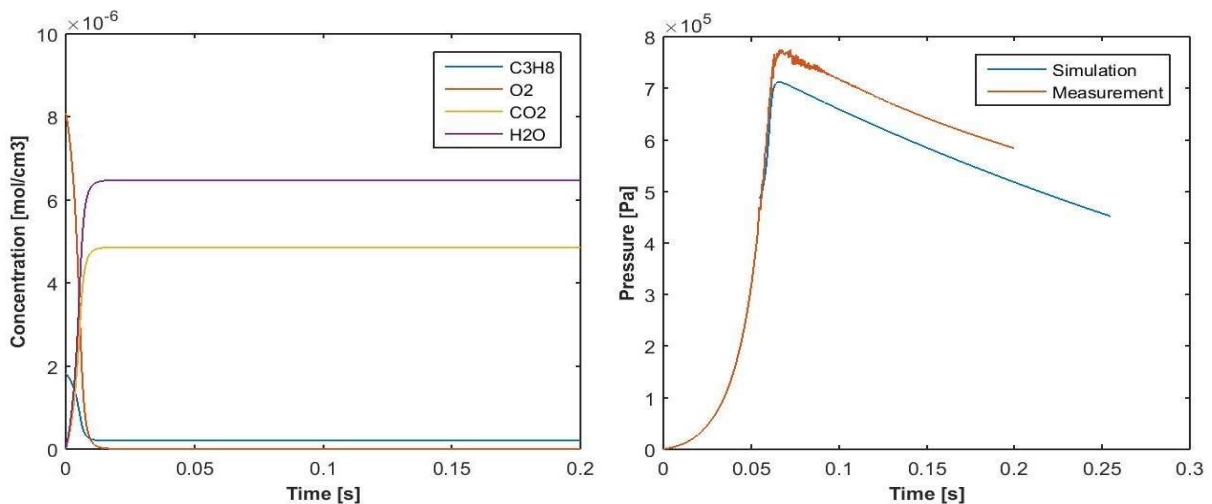
ahol y_i az i -edik komponens gáz/gőz fázisbeli móltörtje.

A reakció során felszabaduló energiát 2220 kJ/mol értékkel vettük figyelembe, a kamra falán keresztül elvont hőt pedig a Newton-féle lehűlési törvény alapján számítottuk. A kamra falán keresztüli hőátadási tényező és a pontos gyújtási hőmérséklet ismeretlenek voltak, ezért mérési eredményre illesztés eredményeképp a konvektív hőátadási tényező 900 W/m²K, a gyújtási hőmérséklet pedig 1450 K-re adódott.

Az egyenletrendszer megoldását Matlab szoftver segítségével, ode23s beépített megoldóval végeztük el (időlépték 10⁻⁴ s).

A megoldás során előzetesen 5 V/V % propán-levegő keveréket vettünk figyelembe, atmoszférikus nyomáson, 25 °C hőmérsékleten. A keverék anyagtulajdonságai ismertek. A gyújtás 1450 K hőmérsékleten történt, a teljes térfogatban.

A koncentráció és a nyomás változása az 1.6. ábrán látható.



1.6. ábra Koncentráció jellemzők, szimulált és mért nyomás adatok

A következő táblázatban a mért, a számított és a szakirodalmi adatokat tüntettük fel.

Forrás	P_{\max} bar _g	$(dP/dt)_{\max}$ bar/s	K_G bar m/s
Mérések	7,75	404,5	109,8
Szimuláció	7,15	386	104,7
Razus et al. [10]	8,1	365,1	99,1
Huzayyin et al. [8]	7,2	350	95

Az eredmények alapján kijelenthető, hogy a szimulációs eredmények a szakirodalmi adatokhoz képest jobban közelítik a mérési eredményeket, azonban a gyújtási hőmérséklet alatti tartományban további vizsgálatokat kell végezni a modell megbízhatósága érdekében.

3) Módosított Chippett modell

Chippett [13] numerikus modelljének alkalmazásával és továbbfejlesztésével zártterű folyamatot vizsgáltunk. A megoldás során a következő egyszerűsítéseket alkalmaztuk:

1. Előkevert modellt alkalmaztunk, a gázkeverék összetétele homogén, tökéletesen kevert, a gyújtás a gömb geometriai középpontjában történt.
2. A lángfront vastagsága elhanyagolható.
3. A nem elégett és az elégett gázok izentrópiikus kitevője állandó: 1,22, illetve 1,36 értékű.
4. A lángfront ráncolódik egy kritikus Reynolds-szám felett.

A folyamat kezdetén elemi kicsi tömeget égetünk el, melynek nagysága többek között az idő függvénye:

$$\frac{dm_u}{dt} = -4\pi r_b^2 \rho_u S_u \eta \quad (1.39)$$

A pillanatnyi lángterjedési sebesség a következőképpen határozható meg:

$$S_u = S_{u0} \left(\frac{T}{T_0}\right)^\alpha \left(\frac{P}{P_0}\right)^\beta [\chi + \Phi] \quad (1.40)$$

ahol $\chi = 1,0$ a lefűvás eredményeként létrejövő, a turbulencia növekedését kifejező tényező zárt terű robbanásnál. Nyugalomban lévő keverékek esetén $\Phi = 0$.

A turbulencia faktor a következőképpen határozható meg:

$$\eta = \left[\frac{Pr \cdot Re}{Pr_c \cdot Re_c} \right]^\theta \quad (1.41)$$

A láng Reynolds-száma:

$$Re = \frac{\rho_u r_b S_u}{\mu} \quad (1.42)$$

A kritikus Reynolds-szám:

$$Re_c = 155,555 \cdot U_c - 16,667, \quad (1.43)$$

ahol $U_c = \rho_b / \rho_u$. A Prandtl-számot a vizsgálatok során állandónak tételezzük fel:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (1.44)$$

A tömegmegmaradást és a térfogatok állandóságát írják le a következő összefüggések:

$$M_0 = M_u + M_b \quad (1.45)$$

$$V_0 = V_u + V_b \quad (1.46)$$

Az izentropikus gázkompresszió törvényének értelmében az egyes frakciók hőmérsékletei a következők:

$$T_u = T_0 (P/P_0)^{(\kappa_u - 1)/\kappa_u} \quad (1.47)$$

$$T_b = T_f (P/P_0)^{(\kappa_b - 1)/\kappa_b} \quad (1.48)$$

A számítási ciklus végén az elégett és el nem égett frakciók térfogatai kerültek kiszámításra, valamint a kamra nyomásra a gáztörvény alapján. A számításokat Matlab program segítségével végeztük el.

Szimuláció kezdeti feltételei:

- kezdeti összetétel 5 V/V % propán-levegő keverék, égési sebessége Metgalchi et. al. [6] mérései alapján 0,319 m/s,
- 293 K kezdeti hőmérséklet,
- $P=1 \text{ bar}_a$ kezdeti nyomás,
- gömb térfogat 0,02 m³,
- gyújtás a gömb középpontjában
- időlépték 10⁻⁶ s
- el nem égett keverék sűrűsége állandó 1,198 kg/m³, dinamikai viszkozitása 17,7·10⁻⁶ Pas, hővezetési tényezője 2,432·10⁻² W/ mK

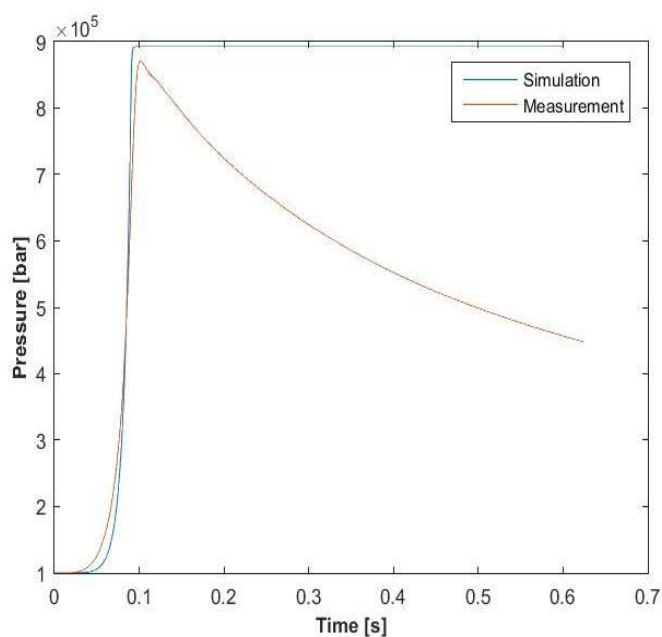
A számítások során használt főbb adatok az alábbi táblázatban láthatók.

Megnevezés	Jelölés	Érték
Kezdeti lángterjedési sebesség	S_{u0}	0,319 m/s
Pillanatnyi lángterjedési sebesség	S_u	0,319 m/s
Hőmérséklet kitevő	α	2,13
Nyomás kitevő	β	-0,17
Lángstabilitási paraméter kitevő	θ	0,25
Lánghőmérséklet	T_f	2150K
El nem égett keverék izentropikus kitevője	κ_u	1,36
Elégett keverék izentropikus kitevője	κ_b	1,22

A robbanási nyomásemelkedés görbéje a zárt kamrás mérési eredményekkel együtt az 1.7. ábrán látható. A diagramon megfigyelhető, hogy a szimulált görbe az emelkedő szakaszán jól követi a mérési eredményeket, azonban a maximumérték elérése után elválik attól, konstans marad. Ennek oka a kamra falán keresztüli hőenergia-transzport elhanyagolása.

Az alábbi táblázatban számszerűsítve foglalom össze a robbanási jellemzők értékeit. A robbanási konstans a köbös törvény szerint került meghatározásra. Látható, hogy ezekben az értékekben a szimuláció eredményei jó egyezést mutatnak a mérésekkel.

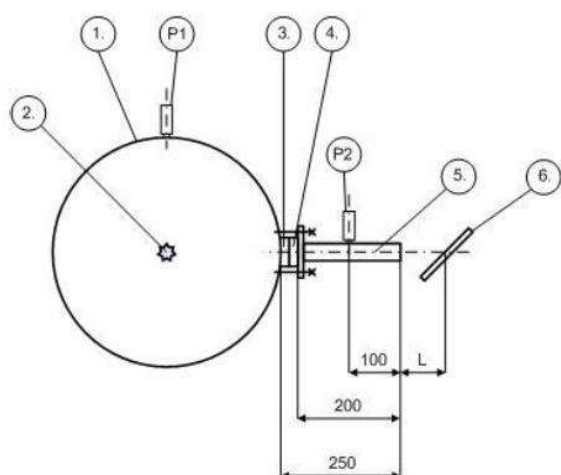
	P_{\max} bar _g	$(dP/dt)_{\max}$ bar/s	K_G bar m/s
Mért adat	8,67	331,06	89,86
Szimuláció	8,91	308,89	83,85



1.7. ábra Mérési és szimulációs eredmények összehasonlítása

1.6. Lefúvásos vizsgálatok

Ebben a fejezetben propán-levegő rendszerre vonatkozóan lefúvásos vizsgálatokat mutatok be, védelmi eszközünk egy alumínium fólia, a lefúvóvezeték és a lángelterelő lemez a szabványi előírások szerint került kialakításra (1.2. és 1.3. pontokban tárgyaltam). Az 1.4.1. pontban bemutattam a gázokra vonatkozó vizsgálatok hátterét, a következő ábrán a gömbcellára szerelt elemek láthatók.



1.8 ábra Lefúvásos vizsgálatok összeállítása

1-robbantókamra, 2-gyújtóforrás, 3-hasadófelület, 4-befogókarimák, 5-lefúvóvezeték, 6-lángelterelő lemez, P1. P2-nyomásmérők

A terelő lemezre ható erőhatásokat a felületre normális irányban elhelyezett erőmérő cella segítségével rögzítettük.

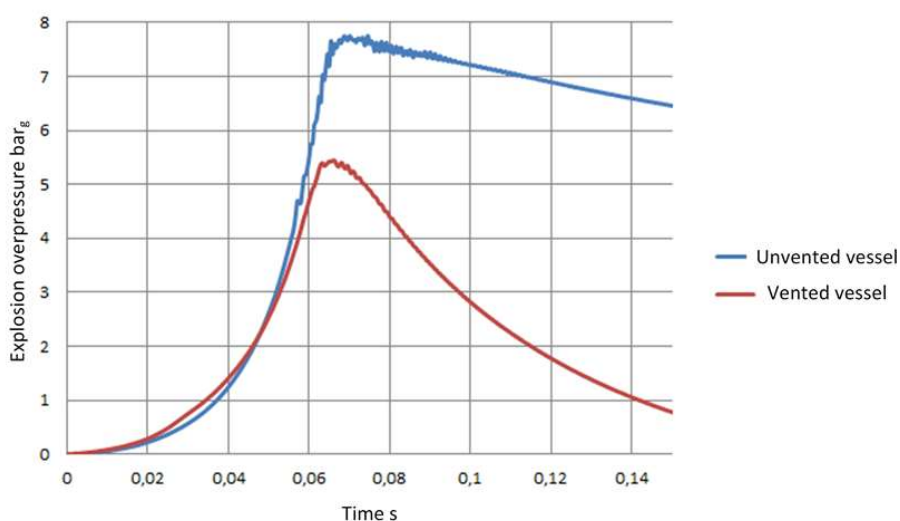
A lefúvófelületet hőkezelt alumínium fóliából alakítottuk ki, amelyet a nézőüveg helyére, befogók közé építettünk be. A fóliák teljes átmérője 43 mm, míg hasadófelületük 25 mm volt. Nyitónyomásukat többféle vizsgálat elvégzésével állapítottuk meg. Végeztünk vákuum és túlnyomás terheléssel statikus nyitónyomás tesztet, amelynek eredményeit az alábbi táblázatban mutatom be.

Terhelő hatás	Átlagos nyitónyomás	Nyitónyomás tűrés
	P_{stat} bar _g	%
Nyitás vákuummal	0,475 bar _g	-3% – +5
Nyitás vákuum -0,2 bar _g -ig, majd túlnyomással	0,477 bar _g	-4% – +5

Az átlagos nyitónyomások 1%-nál kisebb eltérést mutatnak, a további vizsgálatokhoz 0,476 bar_g nyitónyomást fogjuk alkalmazni. A vizsgálatok során -0,2 bar_g értékű vákuumozást követően annyi propánt injektáltunk, hogy a kezdeti állapotban 5 térfogat %-os keverék álljon elő. A szabványnak megfelelő vizsgálati eljárás szerint a vizsgálóberendezés zérus késleltetési idővel 10J energiájú elektromos szikrát állít elő és regisztrálja a nyomás időbeni változását. Minden kísérletet követően a kamrát meg kell tisztítani és légcserével kiöblíteni.

A következő táblázatban és ábrán a zártterű és a lefúvásos vizsgálatok mért adatait mutatom be:

Lefúvóvezeték hossza	K_G [bar · m · s ⁻¹]	P_{max} [bar _g]
Zártterű vizsgálat referencia érték [10]	99,1	8,1
Zártterű vizsgálat	103,8	7,79
Vizsgálat lefúvófelülettel	-	4,95



1.9 ábra Zártterű és lefúvásos vizsgálat eredménye

A mérésekből jól látható, hogy

- a zártterű vizsgálatok eredményei jól illeszkednek a szakirodalmi referencia értékhez,
- a lefúvásos vizsgálatoknál a redukált nyomás csökkent.

Lefúvóvezetékkel végzett vizsgálatok során a lefúvás helyétől 200 és 1200 mm távolságokban rögzítettük a nyomás értékeket. Az 1.3.2. pontban bemutatam a lefúvóvezeték redukált nyomásra gyakorolt hatásának szakirodalmi hátterét. *A szabványi összefüggések a mérőberendezés 20 literes térfogata miatt ($V_{min}=100$ liter) nem használhatók.* A szabványok közel egységesen a lefúvóvezeték bizonyos hossza felett (1.11. képlet) állandónak tekinti. Esetünkben az L/D viszony 2,52 értékre adódik, amely tekintettel a 25mm-es lefúvóvezeték átmérőre ~65 mm az a hossz, amely felett nem növekedik tovább a redukált nyomás. Sajnos a szabványnak való megfelelés nem volt vizsgálható a fent említett térfogati peremfeltétel nem megfelelése miatt, de méréseink azt mutatják, hogy 200 mm hosszú lefúvóvezeték esetén az alábbi táblázat szerinti redukált nyomás növekmények tapasztalható.

Vizsgálat	K_G (bar·m·s ⁻¹)	P_{max} (bar _g)	EN 14491 szerint	VDI 3673 szerint
lefúvóvezeték nélkül	62,7	4,95	-	-
200 mm-es lefúvóvezetékkel	-	5,38	5,14	5,24

A láng- és nyomáshullám elterelő lemezzel történő vizsgálatok során változtatható a lemez távolsága a hasadófelülettől, természetesen beállítható a szabvány szerinti $1,5D=37,5$ mm érték is. A következő táblázatban a vizsgálatok összefoglaló eredményei láthatók.

Terelőlemez távolság [mm]	Átlagos $P_{red,max}$ [bar _g]	L_d/D	Átlagos $F_{mért}$ [N]
Lefúvóvezeték és terelőlemez nélkül	4,95	-	-
Lefúvóvezetékkel terelőlemez nélkül	5,38	-	-
Lefúvóvezetékkel, terelőlemez 37,5mm távolságra	5,61	1,5	191
Lefúvóvezetékkel, terelőlemez 45mm távolságra	5,56	1,8	193
Lefúvóvezetékkel, terelőlemez 50mm távolságra	5,46	2,0	192
Lefúvóvezetékkel, terelőlemez 70mm távolságra	5,35	2,8	186

Az eredményekből megállapítható, hogy a terelőlemez távolságának növekedésével

- a terelőlemez távolságának növekedésével az erőhatás csekély mértékben csökken,
- a redukált nyomás növekszik, de sem a hatásról, sem annak trendjéről egyik szabvány sem tesz említést,
- a terelőlemez távolságának növekedésével a redukált nyomásra való hatása csökken.

1.7. Összefoglalás, fejlesztési irányok

Ahogy a bevezetésben megfogalmaztam, a robbanás-biztonságtechnikával kapcsolatos kutatások intézetünk legújabb területe, amelyhez jelentős laborfejlesztési beruházást hajtottunk végre, projekt tématerületeket alapoztunk e területre, tananyagfejlesztést kezdtünk, szakmérnök képzést indítottunk, szakdolgozat/diplomaterv/TDK dolgozatok és doktori témákat írtunk ki és nem utolsó sorban egyre erősödő ipari KFI aktivitás társult hozzá.

Összefoglalva ebben a fejezetben egy folyamatban lévő kutatás keresztmetszetét igyekeztem bemutatni, amelynek végcélja az érvényben lévő szabványok, szakági irányelvek vitatható elemeinek pontosítása, azokban nem található, de bizonyítottan tervezést befolyásoló új elemek igazolása és mérnöki gyakorlatban történő alkalmazásának előkészítése.

A cél érdekében egyszerű, de megbízható *robbanási folyamatot leíró modellt* kellett kidolgozni gazdag szakirodalmi háttér feldolgozásával. A területen léteznek CFD célszoftverek, de ezek a mérnöki gyakorlatban rendkívül magas árak miatt nem fognak elterjedni és a szabványok sem fogják azokat megoldóként nevesíteni. A következő részben *lefúvási vizsgálatokat* mutattam be, lefúvóvezeték és lángelterelő deflektor hatásait vizsgáltam.

A téma továbbfejlesztése folyamatban van, reményeim szerint 2021-ben doktori fokozatszerzés is megvalósul. A következő időszakban az alábbi részterületek fejlesztését tűztük ki célul:

- Zártterű robbanási modell adaptálása a további lefúvási problémák vizsgálatához.

- Kísérleti vizsgálatok fejlesztése, kibővített peremfeltételekkel (átmérők, lefúvócső hosszok, más robbanóképes közegek), mérési kapacitás növelése, pontosság javítása.
- Meglévő szabványok, szakági irányelvek lefúvóvezetésekre vonatkozó részének kísérletekkel igazolt elméleti modellekkel történő felülvizsgálata. Jelenleg rendkívül korlátozott lehetőségeket engednek lefúvóvezetékek kialakítására, ennek bővítésére jelentős ipari igény van.
- Láng- és nyomáshullám elterelő deflektoroknak általunk igazoltan hatása van a védett készülék redukált nyomására vonatkozóan, azonban a szabványok nem tesznek erről említést. Ennek mérnöki gyakorlatban használható leírásának elkészítése.
- Láng- és nyomáshullám elterelés lehetőségét a szabványok csak lefúvóvezeték nélküli esetben tárgyalják, miközben ipari környezetben sokszor szükség lenne kivezetett robbanás elterelésére. Itt kísérletekkel igazolt elméleti modellekkel történő fejlesztést fogunk végrehajtani, amelynek eredményeként mérnöki gyakorlatban használható eljárás születik.

Jelen fejezetben felsorolt eredmények az ebben a témában folyamatban lévő doktori kutatáshoz (Mikáczó Viktória, társtémavezető Dr. Szepesi L. Gábor) szorosan kapcsolódik, elemei közös kutatások eredménye, amiért köszönettel tartozom mindkettőjüknek.

1.7. A témához kapcsolódó publikációk

- [P1.1] Mikáczó, Viktória ; Siménfalvi, Zoltán ; Szepesi, Gábor L
Investigation of Pressure Rise in Automotive Airbags
LECTURE NOTES IN MECHANICAL ENGINEERING 2018 pp. 466-475. , 10 p. (2018)
Folyóirat szakterülete: Scopus - Aerospace Engineering Helyzete: Q4
DOI ISBN: 9783319756769 Scopus
Folyóiratcikk/Szakcikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 1, Független: 1, Független: 0, Nem jelölt: 0
- [P1.2] Szamosi, Zoltán ; Tóth, Pál ; Koós, Tamás ; Baranyai, Viktor ; Gábor, Szepesi ; Siménfalvi, Zoltán
Explosion Characteristics of Torrefied Wheat Straw Rape Straw, and Vine Shoots Fuels
ENERGY AND FUELS 31 : 11 pp. 12192-12199. , 8 p. (2017)
Folyóirat szakterülete: Scopus - Chemical Engineering (miscellaneous) Helyzete: Q1
DOI WoS Scopus Google scholar
Folyóiratcikk/Szakcikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 9, Független: 7, Független: 2, Nem jelölt: 0
- [P1.3] Viktória, Mikáczó ; Gábor, Szepesi ; Zoltán, Siménfalvi
Simulation of propane explosion in closed vessel
ANNALS OF FACULTY OF ENGINEERING HUNEDOARA - INTERNATIONAL JOURNAL OF
ENGINEERING 15 : 3 pp. 49-54. , 6 p. (2017)
Folyóiratcikk/Szakcikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 7, Független: 6, Független: 1, Nem jelölt: 0

- [P1.4] Mikáczó, Viktória ; Siménfalvi, Zoltán ; Szepesi L., Gábor
Influence of the vent duct design in case of gas explosion in 20 litre sphere apparatus
In: Czech Society of Chemical Engineering - Czech Society of Chemical Engineering
(szerk.) 22nd International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA 2016 and 19th
Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and
Pollution Reduction, PRES 2016
Prága, Csehország : Czech Society of Chemical Engineering, (2016) p. 682
Scopus
Könyvrészlet/Absztrakt / Kivonat (Könyvrészlet)/Tudományos
- [P1.5] Mikáczó, Viktória ; Siménfalvi, Zoltán ; Szepesi, L. Gábor
Investigation of deflector plates in case of gas explosion
In: Bodzás, Sándor; Mankovits, Tamás (szerk.) Proceedings of the 4th International Scientific
Conference on Advances in Mechanical Engineering (ISCAME 2016)
Debrecen, Magyarország : University of Debrecen Faculty of Engineering (2016) 654 p. pp. 330-
335. , 6 p.
Könyvrészlet/Konferenciaközlemény (Könyvrészlet)/Tudományos
- [P1.6] Z, Siménfalvi ; G., Szepesi
Investigation of dust explosion protected planar side process equipment
In: Jirí, J Klemeš; Hon, Loong Lam; Petar, S Varbanov (szerk.) PRES 2010: 13th Conference on
process integration, modelling and optimisation for energy saving and pollution reduction :
CHISA 2010
Milano, Olaszország : AIDIC Servizi S.r.l., (2010) pp. 1-9. , 9 p.
Könyvrészlet/Konferenciaközlemény (Könyvrészlet)/Tudományos

Adatok MTMT alapján, lezárva 2020. január 06. 23:12

1.8. Felhasznált szakirodalom

- [1] J. Barton, ed., Dust Explosion Prevention and Protection - A Practical Guide. Gulf Publishing Company, 2002.
- [2] N. Titova, P. Kuleshov, and A. Starik, Kinetic mechanism of propane ignition and combustion in air, Combustion Explosion and Shock Waves, vol. 47, pp. 249-264, 2011.
- [3] C. Westbrook and F. Dryer, Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuel in flames," Combustion Science and Technology, vol. 27, pp. 31-43, 12 1981.
- [4] G. S. L. Andreis, R. S. Gomes, and A. L. De Bortoli, A reduced kinetic mechanism for propane, Thermal Engineering, vol. 11, pp. 37-43, 2012.
- [5] H. Haario, L. Kalachev, T. Salmi, and J. Lehtonen, Asymptotic analysis of chemical reactions, Chemical Engineering Science, vol. 54, pp. 1131-1143, 1999.

- [6] M. Metghalchi and J. C. Keck, Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature,"*Combustion and Flame*, vol. 48, pp. 191-210, jan 1982.
- [7] H. S. Ledin and C. J. Lea, A review of the state-of-the-art in gas explosion modelling, tech. rep., 2002.
- [8] A. S. Huzayyin, H. A. Moneib, M. S. Shehatta, and A. M. A. Attia, Laminar burning velocity and explosion index of lpg {air and propane - air mixtures, *Fuel*, vol. 87, pp. 39-57, 2008.
- [9] J. Manton, G. von Elbe, and B. Lewis, Burning-velocity measurements in a spherical vessel with central ignition, *Symposium (International) on Combustion*, vol. 4, pp. 358-363, jan 1953.
- [10] D. Razus, V. Brinzea, M. Mitu, and D. Oancea, Temperature and pressure influence on explosion pressures of closed vessel propane-air deagtrations, *Journal of Hazardous Materials*, vol. 174, pp. 548-555, 2010.
- [11] J. Puttock, M. Yardley, and T. Cresswell, Prediction of vapour cloud explosions using the scope model, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 13, pp. 419-431, 2000.
- [12] M. Fairweather and M. W. Vasey, A mathematical model for the prediction of overpressures generated in totally confined and vented explosions, no. 1, pp. 645-653, 1982.
- [13] S. Chippett, Modeling of vented deflagrations, *Combustion and Flame*, vol. 55, pp. 127-140, 1984.
- [14] G. A. Lunn, A. M. Nicol, P. D. Collins, and N. R. Hubbard, Effects of vent ducts on the reduced pressures from explosions in dust collectors, *Journal of Loss Prevention in The Process Industries*, vol. 11, pp. 109-121, 03 1998.
- [15] G. Lunn, D. Crowhurst, and M. Hey, The effect of vent ducts on the reduced explosion pressures of vented dust explosions, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 1, no. 4, pp. 182-196, 1988.
- [16] W. Bartknecht, *Explosionsschutz: Grundlagen Und Anwendung*. Berlin, Germany: Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH & Co. KG, 1993.
- [17] P. Holbrow, Dust explosion venting of small vessels and flameless venting, *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 91, no. 3, pp. 183-190, 2013.
- [18] G. Ferrara, A. Di Benedetto, E. Salzano, and G. Russo, CFD analysis of gas explosions vented through relief pipes, *Journal of Hazardous Materials*, vol. 137, no. 2, pp. 654-665, 2006.
- [19] W. Kordylewski and J. Wach, Influence of ducting on explosion pressure: Small scale experiments, *Combustion and Flame*, vol. 71, no. 1, pp. 51 - 61, 1988.
- [20] B. Ponizy and J. C. Leyer, Flame dynamics in a vented vessel connected to a duct: 1. Mechanism of vessel-duct interaction, *Combustion and Flame*, vol. 116, pp. 259-271, 1999.
- [21] V. Molkov, Venting of deflagrations: Dynamics of the process in systems with a duct and receiver, *Fire Safety Science*, vol. 4, pp. 1245-1254, 01 1994.
- [22] B. Wiekema, H. Pasma, and T. Groothuizen, The effect of tubes connected with pressure relief vents, *Proceedings of the Second International Symposium on Loss Prevention and Safety Promotion in the Process Industries*, 1977.

- [23] B. Ponizy and J. C. Leyer *Combustion and Flame*, pp. 272-281.
- [24] E. A. Ural, A simplified method for predicting the effect of ducts connected to explosion vents, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 6, no. 1, pp. 3-10, 1993.
- [25] V. V. Molkov, Theoretical generalization of international experimental data on vented explosion dynamics, pp. 17-21, 1995.
- [26] D. R. S. M. H. T. Molkov, Vladimir, Venting of deflagrations: Hydrocarbon-air and hydrogen air systems, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 13, pp. 397-409, 2000.
- [27] C. Proust, A. Accorsi, and L. Dupont, Measuring the violence of dust explosions with the 20 l sphere and with the standard ISO 1 m³ vessel. systematic comparison and analysis of the discrepancies, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 20, no. 4-6, pp. 599-606, 2007.
- [28] X. Yan and J. Yu, Dust explosion venting of small vessels at the elevated static activation overpressure, *Powder Technology*, vol. 261, pp. 250-256, 2014.
- [29] X. Yan, J. Yu, and W. Gao, Duct-venting of dust explosions in a 20 l sphere at elevated static activation overpressures, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, vol. 32, pp. 63-69, 2014.
- [30] L. Tseng, M. A. Ismail, and G. M. Faeth, Laminar burning velocities and markstein numbers of hydrocarbon / air flames, *Combustion and Flame*, vol. 95, pp. 410-426, 1993.
- [31] S. M. Frolov, V. S. Aksenov, and I. O. Shamshin, Detonation propagation through u-bends, *Nonequilibrium Processes*, pp. 348-364, 2005.
- [32] EN 13763-1 Determination of the maximum explosion pressure and the maximum rate of pressure rise of gases and vapours. Part 1: Determination of the maximum explosion pressure
- [33] EN 13763-2 Determination of the maximum explosion pressure and the maximum rate of pressure rise of gases and vapours. Part 2: Determination of the maximum rate of explosion pressure rise
- [34] J.S. Puttock, M.R. Yardley, T.M. Cresswell, Prediction of vapour cloud explosions using the SCOPE model, *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Volume 13, Issues 3–5, 2000.
- [35] <https://www.dnvgl.com/services/explosion-simulation-software-cfd-explosion-tool-kameleon-fireex-kfx-exsim-110661>
- [36] EN 14994 Gas explosion venting protective systems, standard
- [37] EN 14491 Dust explosion venting protective systems, standard
- [38] VDI 3673 Pressure release of dust explosion, standard
- [39] NFPA 68 Guide for venting of deagrations, standard

2. BIOGÁZ FERMENTOROK KEVERÉSI MŰVELETE

2.1. Jelölések

Jelölés	Mértékegység	Megnevezés
\underline{A}_s	1/s	alakváltozási sebesség tenzor
c_e	-	ellenállástényező
c_e	m ²	lapát felület
c_f'	-	súrlódási tényező
\underline{D}	1/s	deriválttenzor
d	mm	keverőelem jellemző átmérője
Eu	-	Euler-szám
\bar{F}	N	az egységnyi tömegű folyadék rész felületén ható erők eredője
Fr	-	Froude-szám
\bar{g}	N	az erőtér térerősség vektora
K	-	reológiai tényező
k	-	a közeg konzisztenciájának mértéke
l_0	m	jellemző geometriai méret
m	-	reológiai kitevő
N	W	keverő teljesítmény szükséglet
n	1/s	fordulatszám
p	Pa	nyomás
Re	-	Reynolds-szám
v_0	m/s	áramlási sebesség
$\dot{\gamma}$	deg	szögdeformáció
η	Pas	dinamikai viszkozitás
$\underline{\Phi}$	Pa	feszültség tenzor
ξ'	-	ellenállástényező
ρ	kg/m ³	sűrűség
σ	MPa	húzófeszültség
τ	MPa	csúsztatófeszültség

2.2. Bevezetés

A vegyipari műveletek egyik legösszetettebb művelete a keverési művelet, amelyben áramlástani, hőtani, anyagátadási és szilárdságtani kutatások alapozzák meg egy hatékony keverőberendezés kialakítását. Intézetünk „házassága”, amely egy szervezetbe integrálta az Áramlás- és hőtechnikai gépek és a Vegyipari gépek tanszékeket, kiváló lehetőséget teremtett közös és egymást kiegészítő kutatások folytatására, a keverés művelete különösen illeszkedik ebbe a programba.

A tématerület rendkívül aktív a doktori képzésben, de különösen a Stipendium Hungaricum doktori programban. Ezen program keretében érkezett hozzánk 2021-ben várhatóan doktori fokozatot szerző indiai kollégánk Singh Buta, aki Szamosi Zoltán társtémavezető kollégámmal közösen irányított kutatócsoportunkban egy újszerű megközelítést honosította meg ezen műveleteknek, és nagyon intenzív minőségi publikációs tevékenységet végzett. A témában többek között 1db D1 és 3db Q1 besorolású folyóirat publikáció készült, heteken belül jelenik meg egy Q1 besorolású cikkünk.

A következőkben fermentációs kutatásokról számolok be, amelyben a szakirodalmi háttér kritikai elemzéséből magas impaktú, review publikációkat sikerült megjelentetnünk, jelenleg a Szegedi Tudományegyetemmel folytatott együttműködés keretében anaerob fermentorokban történő vizsgálatokat végzünk, amelyekből már születtek biztató eredmények. A vizsgálataink célja az, hogy folyamatos fermentáció esetén (fermentoriszapból nyert mikrobiológiai közösséggel) vizsgáljuk a keverés hatását a biogáz fejlesztésre. Emellett beszámolok egy száraz fermentációs eljárásra fejlesztett berendezés vizsgálatáról, amelynek fő eleme egy új keverőelem fejlesztése, amelyet áramlástan és szilárdsági szempontból is vizsgáltunk.

2.3. Szakirodalom kritikai elemzése

2.3.1. A keverés, mint hidrodinamikai művelet vizsgálata

A biogáz fermentorban történő keverés vizsgálatát a következő célkitűzések és szempontok szerint végezzük:

- A keverés intenzitásának és keverési idejének optimalizálása az anaerob erjesztés hatékonyságának növelése céljából.
- A laboratóriumi méretű kisminta kísérletek során történő keverés eredményeinek felhasználása különböző járókerék geometria alkalmazásával és keverési módokkal.
- A járókerék geometriájának erjesztésre gyakorolt hatásának elemzése, valamint az erjesztési mennyiség térfogatának, illetve a holt terek (dead zone) kialakulásának áramlástan hatásának vizsgálata.
- A nagy méretű (ipari) anaerob fermentorokban történő keverés optimalizálása, hogy a keverés energiafogyasztását csökkenteni tudjuk, és fokozzuk a rendszer hatékonyságát.

A keverés elsődleges célja a finomdiszperz rendszer elérése, így van ez a fermentáció során is, mely célja a homogén iszap elérése a legalacsonyabb energia befektetéssel. Az iszapot tipikusan a következőképpen keverik: mechanikus keverés [1-4] mechanikus keverőelemekkel, iszap-recirkulációval [5-8] és biogáz-recirkulációval az erjesztőbe történő visszakeringtetéssel [9-10]. Az irodalom megerősíti, hogy a mechanikus keverést tartják a leghatékonyabb keverési módnak az energiafogyasztás szempontjából [10]. Különböző típusú keverőelemeket vizsgáltak az optimális keveréshez az anaerob fermentorokban [11,12].

Számos tanulmány foglalkozik a keverés hatásával, a járókerekek különböző kialakításával, elhelyezésével és konfigurációjával és az erjesztők alakjával, ezek hatását vizsgálták az elmúlt évek biogáztermelésére. Különböző tényezőket elemeztek, amelyek közvetlenül befolyásolják a keverési időt és a biogáz előállítás sebességét egy fermentorban, ilyenek a: járókerék kialakítás, a járókerék a fermentor fenekétől való távolsága, járókerék excentricitása, terelőlemezek megléte és a merülőcső helyzete. Különböző beállításokat és a geometriákat tanulmányoztak, de az eredmények nem, vagy csak nagyon sok hibával összehasonlíthatók a különböző keverők és különböző szubsztrátok, azok különböző koncentrációja, valamint az értékeléshez használt módszerek miatt. A megfelelő járókerék geometriájának kiválasztása nagyon fontos feladat, a járókerék kiválasztása során figyelembe kell venni a folyadék viszkozitását, a turbulens tartományú anyagmozgatást, az erjesztő geometriáját stb. Bármely járókereket is választjuk, a keverés fő célja a rétegződés elkerülése, holt terek kialakulásának, a szilárd fázis ülepedésének és a szubsztrátum lebegésének megakadályozása. A kisméretű fermentoroknál jellemzően koaxiális keverőket használnak míg nagy berendezésekben excentrikus vagy ferde keverőket használnak.

A fermentoron belüli sebesség természetesen nem feltétlenül a keverés mértékének mutatója. Az iszap meghatározott sebességgel mozog, de ha a teljes iszapmennyiség ugyanolyan sebességgel és ugyanabba az irányba halad (fermentoron belül forog a kétfázisú közeg) a keverés nem történik meg [2]. Megfigyelték, hogy különböző okok miatt a be és kilépőcsönkok, a rétegződés és a fermentor geometriája miatt az iszap ideális viselkedése más és más lehet. A keverést az is nehezíti, hogy még kis mértékű sűrűségkülönbség is van az iszap egyes komponensei között [4].

Lebranchu és szerző társai [13] összehasonlították a dupla szalagos keverőt és a Rushton turbinakeverőt a szarvasmarha trágya estén különböző keverési intenzitással folyamatosan 2 literes laboratóriumi méretű berendezésben. A szalagos keverővel felszerelt erjesztőben előállítottak átlagosan 123-175 ml/h biogázt, míg a Rushton turbinakeverővel körülbelül 82 ml/h biogázt produkált. Sőt, a Rushton turbinakeverős erjesztőben nagy keveretlen zónákat találtak szinte bármilyen keverési sebesség mellett. A járókerék lapátjait körülvevő zónákban nagyobb nyíróerőt tapasztaltak, amelynek a viszkozitás 0,22 Pas és a folyadék sebessége 0,2 m/s, míg a térfogat átlagos sebessége 0,041 m/s volt. A szalagos keverő esetén a maximális és a térfogat átlagos sebessége 0,034 m/s, illetve 0,02 m/s voltak. K. Karim és szerző társai összehasonlították a különböző keverési módokat, azaz a biogáz visszakeringését, járókerékkel történő keverést és a hígtrágya visszavezetést. Megfigyelték, hogy a keverővel történő keverés 22% -kal több biogázt termelt, mint a keveretlen erjesztő [14].

A tanulmányban [15] a három lapátos propellerkeverőt, a horgony keverőt, a Rushton keverőt 45°-os ferde lapátokkal és Pelton turbinát vizsgálták, hogy ezen keverőelemek keverési hatását megismerjék az olívaolaj pogácsák és az olívaolaj sajtolóüzem maradékának nagy viszkozitású keveréke esetén. Az összehasonlítás során kiderült, hogy a propeller járókerék jó homogenizációs képességgel rendelkezik az erjesztőben a folyadéknak adott axiális és radiális nyíróerők miatt. A 6 db lapátos 45°-os Rushton keverő sokkal jobban teljesített, mint a hagyományos Rushton keverő, ami megnövelte a biogáz-termelést, illetve metántartalmát 82 V/V%-ra. A keverés 17% - os hatékonyságát a járókerék helyzetének radiális és

axiális irányú megváltoztatása növelte. A legjobb teljesítményt a horgonykeverővel 22,6 NI/l biogáztermeléssel és 84,4 V/V% metántartalommal [15]. Erősebb tangenciális áramlás keletkezik a horgonykeverő esetén más járókerekekhez képest, ami alkalmassá teszi viszkózus folyadékok keverésére [16].

M. Vesvikar et al. [10] összehasonlította a gázok visszakeringtetésével végzett keverési módokat, amelyet különböző áramlási sebességű gázok visszaáramlásával kaptak, valamint a tartály alakjának és a cső geometriájának hatását. A gázt 28,32 l/h, 56,64 l/h, 84,96 l/h térfogatárammal szállították. A gáz bevezetéséhez használt cső átmérője esetén a három különböző átmérőt használtak. Az áramlási képre nincs hatással, de az aktív keverési térfogat a cső átmérőjének növekedésével és a holt terek csökkenésével nőtt. Megfigyelték, hogy az átmérő és a hossz arányának 0,21-ről 0,71-re történő változtatásával a holt tér 60% -kal csökkent. Arra a következtetésre jutottak, hogy a kúpos fenék és a nagy csőátmérő használható az erjesztő keveredésének és általános teljesítményének javítására.

Jie Ding és szerzőtársai [17] összehasonlították a 45 °-os és 100 mm átmérőjű lapátkerék kialakítását az azonos lapátszögű, 120 mm külső átmérőjű optimált alakú járókerékkel, valamint a tartály belső felületére helyezett 20 mm szélességű négy terelőlappal. 17 literes, folyamatosan kevert tartályos reaktor biohidrogén (BioH₂) előállítására. Megfigyelték, hogy a normál járókerék erősebb örvényt generált a fenék közelében, ami az üledékes aktív iszap jobb szuszpenzióját eredményezte, mint az optimalizált járókerék. Azonban arra a következtetésre jutottak, hogy az optimalizált járókerék nagyobb hidrogénhozamot eredményez még lassabb fordulatszámmon.

Z. Trad és tsai. [18] kimutatták, hogy a hígtrágya áramlási képét nagymértékben befolyásolta az edény alsó felülete és a járókerék közötti távolság mérete és alakja. Ők a kettős járókerék különböző kombinációit tanulmányozták sík és gömb alakú edényfenék esetén 5 literes üzemi térfogatú reaktorokban. Összesen négy járókereket alkalmaztak, ahol minden kísérletben a propeller turbina keverőt tartottak felső lapátként, és az alsó keverőt cserélték: négylapátos Rushton turbina, hatlapátos Rushton turbina és propeller keverőket cseréltek. A különböző alakú edényfenék és a járókerék közötti távolságok hatásának vizsgálatához összesen kilenc kombinációt értékelték úgy, hogy a teljesítményfelvételt 10 W/m³ alá korlátozták. Megfigyelték, hogy amikor csökkent az alsó fenékhézag, az korlátozta az alsó járókerék alatti áramlást. A 6 lapátos Rushton turbina és a 3 lapátos propeller járókerék használatával a járókerekek gyorsabb homogén eloszlást értek el, és az optimális alsó rész és folyadékmagasság aránya 0,25 volt.

Fei Shen és szerzőtársai [19] CFD szimulációk és kísérletek segítségével tanulmányozták a különféle járókerekek keverési teljesítményét rizsszalmát szubsztrátként tartalmazó 8 l térfogatú erjesztőben. Három különböző lapátot, köztük a ferde lapátos keverőt és a tárcsára szerelt lapátos keverőt vizsgálták a keverési fordulatszámot 20 rpm és 160 rpm között változtatva. Megállapították, hogy 80 rpm keverési fordulatszám mellett a rizsszalma vertikális oszlopban történő teljes keverését ferde lapátos keverővel érték el, ahol az áramlási sebesség 0-0,36 ms⁻¹ tartományban változott. A hármas lapát-kombinációban ugyanolyan fordulatszám mellett az áramlási sebesség 0-0,44 ms⁻¹ között változott. A legnagyobb kumulatív biogáztermelést, 192,3 l-t 80 fordulat/perc keverési sebesség mellett érték el. További

kísérletek során a járókerekek számát növelték, ami erős axiális recirkulációt eredményezett, az áramlási kép változásával együtt, ami javította a keverési teljesítményt. Több járókerekes rendszer esetén a járókereket alacsonyabb fordulatszámmal járatják, ami alacsonyabb nyírási sebességet, ami kedvező az anaerob erjesztés számára. A kapott eredményekből a három lapátból álló járókerék használatát javasolja a Fei. Shen.

Pagilla és munkatársai tanulmányukban [9] a gázkeverést és a mechanikai keverést hasonlították össze a fermentor „etetés” (2,2 kg TS/m³/nap), a teljes szilárd anyag tartalom (3,4%) a hőmérséklet és a szubsztrát mennyiség (organikus terhelési arányszám) azonos üzemi körülményeivel. Megfigyelték, hogy a gázkeverékes erjesztő több habot képzett a mechanikus keveréshez képest, a gázkeverés kedvező feltételeket biztosít a habképződéshez, ami serkenti a szuszpenzióban lévő hidrofób és felületaktív vegyületek buborékokhoz való kapcsolódását. A buborék körül folyadék filmet képeznek a felületaktív és hidrofób vegyületek az edény felszínén, amely meggátolja a buborékok repedését és habképződést eredményez.

Binxin Wu [20] kidolgozta a csőben elhelyezett mechanikus keverővel történő keverés számítását, folyadékdinamikai modelljét tojás alakú anaerob erjesztőben. Megfigyelte a propeller keverő forgásirányát és helyzetét, hogy meghatározza a csőben rögzített keverő optimális helyzetét és szivattyúzási módját. Két keverési módszert, ezt, a mechanikus csőben elhelyezett keverőt és külső szivattyúval történő iszap visszakeverést hasonlította össze. A mechanikus keverés esetén mind felfelé, mind lefelé irányuló folyadékmozgásokat feltételeztek axiális szivattyúhoz hasonló keverővel, 580 fordulat/perc fordulatszámmal. Felfelé keverési üzemmódban két szimmetrikus örvényt figyeltek meg és arra a következtetésre jutottak, hogy a vezetőcsőben történő felfelé irányuló pumpálás hatékonyabb, mint a lefelé irányú folyadékmozgás, és az energiafogyasztás szempontjából is felülmúlja a külső szivattyú keringését. A járókerék optimális helyzetét nem newtoni folyadékhoz 0,914 m-rel a folyadék felszíne alatt határoztuk meg.

Wu és munkatársai tanulmánya szerint [11] az erjesztő forma jelentős hatással van az iszap keverésére. Ebben a kutatásban a tojás alakú erjesztő áramlási mintázatát CFD (Computation Fluid Dynamics) segítségével vizsgálták. Megfigyelték, hogy a tojás alakú erjesztőben a keverés egyenletesebb, ami a villamos energiafogyasztás, a holt terek csökkenéséhez csökkent a habképződés jelensége is.

Az anaerob erjesztőben történő keverés két fontos paramétere vizsgálandó: a keverés intenzitása és a keverés időtartama [14, 21]. Lou és munkatársai [22] kimutatták, hogy a keverési intenzitások jelentős hatással vannak a folyadékban történő anyagátadására és a biogáz-termelésre. A keverés intenzitása és időtartama különböző szinteken befolyásolja az erjesztő teljesítményét. A nagyobb keverési intenzitás kedvező a reaktor beindításához [23], és kedvezőtlenebb a metanogenezis során. A korábbi kutatások szerint a túl intenzív keverés fokozhatja a hidrolízist és az erjedés sebességét, azonban a szintrofikus baktériumok és metanogének társulása nem lesz képes átalakítani ezeket a fermentációs termékeket olyan sebességgel, ahogyan a lebontó fermentációs termékek gátló hatása miatt keletkezne az erjesztési végtermék, a biogáz [24]. A keverési idő a homogenitás eléréséhez szükséges idő az erjesztőben, és függ

a járókerék kialakításától, a járókerék sebességétől, a terelőlapok számától és elhelyezésétől, a folyadék tulajdonságaitól és az erjesztő kialakításától.

Hoffman et al. [25] összehasonlította a különböző keverési intenzitásokat 1500, 500, 250 és 50 fordulat/perc fordulatszámmal, hogy meghatározza a keverés intenzitásának hatását a metanogén populációra, a szintrofikus mikrobák teljesítményére és egymás melletti elhelyezkedésére négy laboratóriumi méretű berendezésben: 4 db 4,5 literes, egymástól független erjesztőben. Megfigyelte, hogy a különböző keverési sebesség nincsenek hatással a összes biogáz-termelési sebességre. Az indítás során azonban megfigyelték a biogáz termelési sebességre gyakorolt negatív hatását, mivel a mikrobiális góccok elpusztultak, az illékony zsírsavak nagyobb koncentrációja (4000 mg/l) és 1500 fordulat/perc intenzív keverés mellett. A munka alátámasztja azt a tényt, hogy a nagyobb keverési intenzitás csak energiapazarlás. Fei Shen et al. [19] ismertették a különböző áramlási sebességeket, azaz 60, 80, 100 fordulatszám. Az áramlási sebességek 100 fordulat/perc sebesség mellett $0,5 \text{ ms}^{-1}$ fölé emelkedett, ami alacsonyabb erjesztési hatékonyságot eredményezett az iszap szerkezetének és a mikroorganizmusok pusztulása miatt, amint azt Zhang és szerzőtársai [26] állítják.

D.A Stafford [3] a walesi mikrobiológiai egyetemen tanulmányozta a keverés hatását primer szennyvíziszap 140 és 1000 fordulat/perc sebességű biogáztermelésére egy 3 literes erjesztőben, amelyet mágneses keverővel mechanikusan kevert. Megfigyelte, hogy az alacsony keverési sebesség, közel 150 fordulat/perc volt megfelelő a biogáz előállításához, míg nagyobb sebességgel, azaz 700 fordulat/perc felett csökken a gáztermelés. Szinte minden esetben a keverés a kezdeti szakaszban 10 másodpercről 45 másodpercre növeli a biogáztermelést.

Ratanatamskul et al. [8] a hígtrágya recirkulációt és keverési idő hatását vizsgálta 10 m^3 anaerob erjesztőben mezofil hőmérsékleti tartományban ($35 \pm 2^\circ\text{C}$). Az erjesztőt 40 napos hidraulikus tartózkodási idővel és az organikus terhelési arányszámot $5,83 \text{ kg KOL/m}^3/\text{nap}$ értékkel működtették. Az iszap keringési sebességét 50-100% között változtatták 30, 60 és 90 perces keverési idő mellett, minden egyes betöltés után naponta kétszer. A nagyobb, 100% -os keringési sebesség javította az emésztő pH-stabilitását a magasabb lúgosság miatt, de a biogáz termelési sebesség magasabb volt az 50% -os hígtrágya recirkulációs sebességnél ($24 \text{ m}^3/\text{nap}$) szemben a 100% -os recirkulációs sebességgel ($22,5 \text{ m}^3/\text{nap}$), a metántartalom 54,1%, illetve 60%-ra adódott.

Jie Ding és munkatársai [17] a járókerék tervezésének szerepét elemezték CFD segítségével, egy adott fordulatszám-tartományban, hogy optimalizálják a biohidrogén-termelést a reaktorokban. 17 literes munkaterű folyamatos keverésű tankreaktorban folyamatos üzemmódban működtették 3000 mg/l kémiai oxigénigény fenntartásával 35°C -os mezofil hőmérséklet tartományban. A 45° -os lapátszögű és 100 mm átmérőjű járókereket különböző 50, 70, 90, 110 és 130 fordulat/perc fordulatszámokon vizsgálták. Elemezték az áramlási képeket, a turbulencia paramétereiket, a tartózkodási időt, a biohidrogén és a biogáz hozamokat. Az átlagos biogáz hozam $11,8 \text{ l/napról } 26,1 \text{ l/napra}$ nőtt, amikor a járókerék keverési fordulatszáma 50-ről 70 fordulat/percre változott, és csökkent 130 fordulat/perc sebességnél. Bár a járókerék növekvő fordulatszáma javította a sebességeloszlást, de a hidrogénhozam nem nőtt. Az

eredményekből azt figyelték meg, hogy a járókerék fordulatszáma 70 fordulat/perc volt az optimális mely a legmagasabb BioH₂-t produkálta.

J. Rivard és munkatársai [27] laboratóriumi kísérleteket végeztek nagy szilárdanyag-tartalom mellett (36% volt a teljes szilárd anyag tartalom), 20 literes erjesztőben, keverés hatásának meghatározása miatt az 1-25 fordulat/perc keverési fordulatszám változtatásával 35 °C-on. A biogáztermelésben és a metántartalomban elhanyagolható különbség figyelhető volt meg. A 25 fordulat/perc sebességű keverés gazdaságtalannak bizonyult az energiafogyasztás és a biogáz termelés szempontjából. Hasonló eredményeket vontak le Z. Tian és munkatársai [28] a kevert és nem kevert erjesztők esetében. Két 5 literes térfogatú erjesztőt cukorrépával tápláltak 10,9% -os totál szilárd anyag tartalom mellett, és 55 °C-on működtették a reaktort. Az 1. erjesztőt nem keverték, míg a 2. erjesztőt mágneses keverővel folyamatosan 180 fordulat/perc sebességgel keverték. Megfigyelték, hogy az 1. erjesztő csúcstermelése 0,70 m³/nap biogáz volt az 5. napon, míg a 2. erjesztőnél 0,34 m³/ nap biogáz volt a 11. napon.

R. Sindall és szerzőtársai [29] 4 literes járókerékkel ellátott, 6 literes laboratóriumi erjesztőjének CFD-modelljét származtatta változó keverési paraméterek (keveretlen, 50 fordulat/perc, 100 fordulat/perc, 200 fordulat/perc) mellett 35 °C hőmérsékleten. 50 fordulat/perc, a sebességi gradiens 7,2 s⁻¹ volt, ami 20% -kal növelte a biogáztermelést, míg 100 és 200 fordulat/perc sebességnél 18% és 56% -os meredek csökkenést figyeltek meg, ami alátámasztja azt a tényt, hogy van egy küszöbérték, amely felett az intenzív keverés negatív hatással lesz a biogáztermelésre. Ennek megfelelően a Sindall és munkatársai által javasolt küszöbérték 7,2-9,7 s⁻¹ között van, és megállapították, hogy ezen sebességgradiens érték felett a mikrobiológiai környezet károsodni fog. Hughes [30] azt állapította meg, hogy szakaszos keverés 140 fordulat/perc, valamint 12 órás pihenőidő mellett a legmagasabb a metán termelés. De megjegyezték, hogy itt a magas keverési intenzitás jobb eredményeket hozott.

2.3.2. Keverés hatása a mikrobiológiai közösségekre

Az anaerob erjesztési folyamat a következő lépésekből áll:

- hidrolízis,
- acidogenezis,
- acetogenezis és
- metanogenezis.

Minden lépés bizonyos mikrobiológiai fajokat érint a konverzióért felelős baktériumok és/vagy archeák molekulái egyik formából a másikba mennek át biokémiai reakciókkal. Sok kutató megfigyelte, hogy a mikroorganizmusok minden szakaszban különbözően egymástól viselkednek a különböző nyíróerők hatására [31,32]. A túlzott keverés és nagy nyírási erő negatívan hat a biogáztermelésre [32,33]. Ennek eredményeként az alacsonyabb metanogenezis metanogén mikrobák kisebb eloszlását mutatta [34].

A közelmúltban számos olyan tanulmány jelent meg, amelyek értékelik a keverés hatását a hidrolízis fázisában, az acidogenezis és a metanogenezis fázisok során. Si-jia et al. (2018) nemrégiben készült munkájában [33] a keverés hatását a különböző mikrobiológiai fázisok fizikai elválasztásával elemezték. A

hidrolízis és a savasítási fázis során a zagyot különböző intenzitásokkal, 30,60, 90 és 120 fordulat/perc sebességgel keverték, míg a metanogén fázis alatt folyamatos keverést alkalmaztak 120 fordulat/perc fordulatszámmal. Az eredmények azt mutatták, hogy a 90 és 120 fordulat/perc sebességnél történő keverés kedvező volt a hidrolízishez és a savasítási fázishoz, mivel a proteobaktériumot, kloroflexet, firmatikus anyagot, aktinobaktériumokat és baktériumoidokat számuk nőtt ebben a keverési fordulatszám tartományban.

Ghanimeh és sztsai. [35] mikrobiológiai elemzést végzett különböző keverési fordulatszámokon 80 és 160 ford/perc között. Megfigyelték, hogy az erjesztőt a Thermotogae phylum uralta (89%-ban 80 fordulat/perc mellett, 87%-ban 50 fordulat/perc fordulatszámnál és 85%-ban 160 fordulat/perc fordulatszámnál), amelyet fokozatosan felváltott a Synergistetes baktériumtörzs. Ezzel szemben a nem keverést körülmények között a Synergistetes uralta a 72% -ban, a Thermotogae törzs pedig 5% -ra csökkent az iszapban. Megfigyelték továbbá, hogy a Petrotoga nemzetség (a Thermotogae családja) keverési körülmények között szaporodott és hiányzott a nem kevert erjesztőkből.

Stroot és mtsai. [36] feltárta, hogy a metanogén archeák és a propionátokat oxidáló baktériumok a hidrogénnel szoros közelségben élnek és elektronhordozóként formálódnak. Termodinamikailag stabil reakció esetén az elektronhordozó koncentrációjának alacsonynak kell lennie, ezért a propionátkonverzió magas megfigyelt sebessége csak a szintrófiás konzorciumokban lehetséges, ami rövid diffúziós távolsággal magyarázható. A túlzott keverés torzítja a szerkezetét, és a zsírsavak oxidációjának csökkenését eredményezi, ami az erjesztő instabilitásához vezethet. Vivilian et al. [31] szerint a magasabb keverési intenzitás gátolja a hidrolízist, az acidogenezist és a metanogenezist annak a ténynek köszönhetően, hogy a magasabb az illékony zsírsav koncentrációk instabilitást eredményeznek az erjesztési folyamatban. Ezt a tényt alátámasztva R. Sindall et al. [37] kimutatta, hogy az anaerob emésztőben megnövekedett turbulencia (100 és 200 fordulat/perc) miatt az acetát termelés gátoltá válik, ami az acetoklasztikus metanogének és a hidrogenotróf metanogének arányának csökkenését eredményezi. Ez pedig a biogázhozam csökkenéséhez vezet.

Z.Tian és mtsai. [38] különböző mikrobiológiai közösségi struktúrákat figyelt meg a kevert és nem kevert erjesztőkben. A metanogének fajainak nagyobb változatosságát figyelte meg a nem kevert erjesztőkben, míg a Petrotoga-val rokon (anaerob, termofil, xilanolitikus, mozgékony rúd alakú baktérium) fajok és a Methanosaeta-val rokon metanogének nagy arányát figyelték meg az kevert erjesztőkben. A Petrotoga H₂-t termel cukrok erjesztésével [39]. 2014-ben folytatva kutatásukat, Z. Tian és munkatársai [40] leírták a nem kevert és kevert erjesztők (180 fordulat/perc) a mikrobiális közösség szerkezetét és az erjesztési teljesítményt. Megfigyelték, hogy a Methanosarcina (acetoklasztikus metanogén) nem kevert fermentornál nagyobb mennyiségben volt jelen, mint a Methanoculleusban (hidrogenotróf metanogén), a kevert erjesztőkhöz képest, ami valószínűleg a nem kevert erjesztőkben a magasabb metántermelés oka volt. Viszonylag nagyobb mennyiségű Acetanareobacterium, Ruminococcus és Ruminococcaceae mennyiséget találtak a keveréssel működő erjesztőkben. Ezek a fajok cellulózból hidrogént termelnek, és a hidrogén metánná történő átalakításához további hidrotróf metanogénekre van szükségük, de a kevert

erjesztőkben nem találtak elegendő mennyiségben, ezért a metántermelés lassulását figyelték meg. Hasonló eredményeket értek el Ghanimeh és mtsai. [35]: a Petrotoga nemzetség (a Thermotogae családja) keverés hatására elszaporodott, de a nem kevert erjesztőkben hiányzott. Azt is megállapították, hogy a Petrotoga nemzetség fontos szerepet játszott a szerves anyagok lebontásában.

Jelentős különbségeket mutattak ki a Methanosaeta concilii és a Methanosarcina tartalmában Hoffman és mtsai. [25]. A Methanosaeta concilii esetében a kis alegység rRNS relatív szintje 2% volt, és ez a 6. napon 4% -ra emelkedett; ezenkívül a szint megközelítette a nullát 1500 fordulat/perc keverésnél. Az 500 rpm fordulatszámú keverőnél a Methanosaeta concilii szintje az első 75 napban 3,2% és 4,8% között volt, majd a fennmaradó működési időszakban 1% -ra csökkent. Ezenkívül megfigyelték, hogy a concilii szintje magasabb volt 250 és 50 fordulat/perc sebességnél, szemben az 1500 és 500 fordulat/perc értékkel a 117. naptól a kísérletek végéig. A Methanosaeta concilii sejtek hosszú szálakkal rendelkeznek, és ennél fogva a magasabb keverési intenzitás befolyásolhatja a szálak képződését. Alacsony Methanosarcina-szintet figyeltek meg kis keverési intenzitásnál, 50 fordulat/perc mellett, míg ez nagyobb keverési intenzitások mellett nőtt, mivel a Methanosarcina 2% - 4,5% volt 1500 fordulat/percnél és 1% - 5% között 500 fordulat/perc mellett az első 60 napban. Ezenkívül intenzív keverés mellett a Methanobacteriaceae hidrogenotróf metanogén család nagyobb mértékű növekedését figyelték meg; azonban állandóak maradtak 250 és 50 fordulat/perc között, és az acetoklasztikus metanogének szintje is magas volt intenzív keverés mellett (1500 fordulat/perc). Megállapították, hogy az intenzív keverés és a folyamatos keverés kontraproduktív a biogáz-termelés szempontjából.

2.3.3. Biokémiai folyamatok keveréses megvalósítása

A biogáz előállítás technológiája és üzemi méretű megvalósítása mind a hazai gyakorlatban, mind nemzetközi szinten régóta ismert. Az üzemi méretekre vonatkozóan szélsőségek a jellemzők, hiszen a néhány száz tonna biomasszát feldolgozó biogáz üzemek ugyanúgy ismertek, mint a néhány tízezer vagy százezer tonnát feldolgozó biogáz üzemek.

A félszáraz eljárás lényege a 15 térfogatszázalék feletti szárazanyag tartalom. Bár az inputanyag nagy fajlagos szerves anyag tartalma miatt nagyobb a fajlagos gáztermelés, de az oltás hiánya és a keverés nehézsége miatt az eljárást jelenleg ipari termelésben nem alkalmazzák. Mindezek mellett a kirothasztott anyag nehezen ömleszthető, ezért a reaktorból való eltávolítása meglehetősen munkaigényes. [50]

Keverés nélküli erjesztőben – a sűrűségkülönbség következtében - rétegződés alakul ki [49]. A rétegződés során a metántermelő baktériumok nagy része a reaktor aljában találhatóak. A feljebb lévő szerves anyagok a baktériumok legnagyobb része csak a kirothadt iszap felszínén lévő baktériumok számára érhetőek el. Így a tápanyagok és a baktériumok közötti érintkezés meglehetősen korlátozott. Ráadásul az alsórétegben lévő baktériumok anyagcsere termékei nagyon gyorsan felhalmozódnak, mérgezik a mikroorganizmusokat, gyengítik életfeltételeiket. Ezen túlmenően a környezetük növekvő koncentrációja rontja a baktériumok ozmotikus szívóhatását is, amelynek következtében a baktériumok „kiszáradnak”.

Ebből következik, hogy a fermentáció optimális feltételeinek biztosításához a rothasztóteret át kell keverni. [47, 48, 49] A keverés így szétrombolja az úszóréteget (termelő gázt el lehet szállítani), egyenletes lesz a tápanyagellátás, az alsó rész koncentrációja csökken, amely serkentőleg hat a baktériumokra. Elkerülhető az első rothasztási szakasz savtermelésének helyi felszaporodása, biztosítva ezzel a következő szakaszok optimális lefolyását. A keverés nagymértékben hozzájárul az egyes gáztermelési szakaszok - technológiai szempontú - lefutásához, amely során cca. 10 % gázhozam növekedés érhető el a keverés nélküli technológiákhoz képest. További 10 % gázhozam növekedést eredményez az úszórétegek kialakulásának megakadályozása. Keverőberendezések közül a mechanikus keverő-berendezéseket részesítik előnyben.

Kisebb (100 m³ fermentortérfogat alatti erjesztőkben) propellerkeres keverőket alkalmaznak. Ezek általában egy függőleges tengelyen axiálisan elmozdíthatóak, illetve e tengely körül is elforgathatóak. A hajtást általában valamilyen villamos motor, a fordulatszám változtatását pedig lánckerék-áttétel vagy bolygóműves hajtómű biztosítja. Ezen berendezések tervezésénél nagy figyelmet kell fordítani a berendezések javíthatóságára, hiszen jelentős költségekkel jár a keverőberendezés javítása miatti esedékes anyagnak a reaktorból történő eltávolítása.

A kevert állapot elősegíthető továbbá a metángáz visszavezetésével is [46]. Ekkor a keveréshez egy légsűrítő berendezés (kompresszor) szükséges, amely plusz beruházás jelent, ugyanakkor az úszórétegek szétrombolására az ilyenfajta berendezések nem alkalmazhatók.

Az erjesztőszerkezetek tervezésénél nagyon fontos feladat a gáz- és folyadékfázis közötti anyagátadás minél hatékonyabb biztosítása. A diffúziót gyorsítja a magasabb hőmérséklet, befolyásolja a határreteg vastagsága (függ az áramlás turbulenciájától, minél turbulensebb az áramlás, annál vékonyabb a határreteg, annál gyorsabb az anyagátadás).

Már a fermentorba betáplálendő anyag előkezelésénél is fontos szempont a megfelelő folyósság és homogén összetétel szavatolása [46]. Összeaprított szalma és takarmánymaradék bekeverésekor különösen ügyelni kell a dugulásveszély elkerülésére. A fermentorban a következő folyamatokat kell megoldani a keverés segítségével:

1. A friss szubsztrát összekeverése a már erjedővel, az aktív baktériumokkal való beoltás elősegítése.
2. A hőbevitel gyorsítása, egy lehetőleg egyenletes hőmérséklet elérése a fermentorban.
3. Elkerülni, ha kell széttörni az úszó és leülepedő rétegeket.
4. Javítani a baktériumok lebontó hatását a gázbuborékok megfelelő kiűzésén keresztül és odavezetni a baktériumokhoz a friss táplálékot.

Alapvetően három különböző stratégiát alkalmaznak a keverési feladat megoldására [45]:

- nagyon lassan forgó keverő, a fermentor egész hosszában elhelyezett karos vagy lapátos elemek állandó működéssel és kis energiateljesítményűvel,
- közepesen gyors keverők szakaszos vagy állandó működéssel és egy nagyobb energiateljesítményűvel

- gyors, intenzív keverők magas energiaigénnyel, de a keverőt csak naponta néhányszor indítják be és akkor is csak rövid ideig üzemeltetik.

Lassú- vagy gyorsfordulatszámú keverőelemet célszerű alkalmaznunk? Ez a kérdés még nem dőlt el egyértelműen, a fermentor kialakításának, méreteinek és a feldolgozandó anyag tulajdonságainak ismeretében lehet egyik vagy másik megoldást kedvezőbbnek minősíteni. A lassú fordulatszámú keverőknél a kerületi sebesség $1,7 \div 4,7$ m/s közötti érték. A gyors keverőknél $13,7 \div 14,4$ m/s-os sebesség a szokásos.

Vízszintes átfolyású, hosszú fermentorok leggyakrabban nagy tartózkodási idővel dolgoznak és a dugóáramlás is jellemző rájuk. A keverőelemeknek csupán az adott keresztmetszetben kell a sűrűségkülönbséget kiegyenlíteni és a hő- és anyagátadást segíteni. A keverő fordulatszáma néhány fordulat per perc, ezzel hozzák létre a fermentorban az állandó anyagáramlást. A tartály belsejében lefelé terelik az áramlást, a fal mellett pedig felfelé irányuló mozgás jön létre (szekunder áramlás). Ügyelni kell arra, hogy a fermentorból eltávolítandó szuszpenziót alul, folyamatosan és nem nagy elszívási sebességgel vezessük el, mert a nagyméretű fedelek nem túl erősek, behorpadhatnak. A szakirodalom felhívja a figyelmet a biogáz robbanásveszélyességére, a fermentor visszarobbanás elleni védelmére [44, 12].

2.3.4. Szakirodalmi áttekintés összefoglalása

A kutatók a következő ábrán látható eloszlásban használják a biogáz fermentoros kísérletekhez különböző keverő típusokat. A merülőmotoros keverők alkalmazása a motor hűtésével magyarázható, ugyanis a motorok kényszerhűtésével az energiafogyasztás némileg csökkenthető. A szalagos keverők használatával a mikrobiológiai közösséget kíméljük, ennek használata ezért nagyon ésszerű. A vágóélel rendelkező járókerekes keverők a jobb homogén eloszlás miatt kerültek elő, mint kutatási téma. Valamint a kutatások nagy része még mindig a hagyományos propeller keverőkre, illetve a lapát alakjának áramlástani optimalizálására fókuszálnak.

Az eddigi kutatásaink alapján azt mondhatjuk, hogy a keverő járókerekének geometriája fontos paraméter, így optimalizálni javasolt, ráadásul az energiafogyasztás szempontjából is nagy jelentősége van, mert jelentősen befolyásolja a hígtrágya keverési idejét és intenzitását. Rico és munkatársai szerint [41] a keverés folyamatos és szakaszos változtatásával hasonló gázhozamok érhetők el az energiafogyasztás minimalizálásával. Egy tanulmány arról számolt be, hogy a villamos energia 29% -át takarították meg az szakaszos keverés során, amelyben a hígtrágyát 2 órán át keverték, és 1 órán át szüneteltették a gázáramlás és a metánhozam csökkenése nélkül [42]. L.Tian et al. [43] a keverési energia optimalizálását vizsgálta a kukoricaszár reológiai tulajdonságainak javításával. Vizsgálták a hőmérséklet és a szemcseméret energia-csökkenésnek megfelelő reológiai tulajdonságokra gyakorolt hatását. Megfigyelték, hogy a reológiai tulajdonságok jelentősen javulhatnak a részecskeméret csökkentésével és a hőmérséklet növelésével, így javítható a keverési energiahatékonyság. Az irodalomból arra lehet

következtetni, hogy az áramfogyasztás mind a járókerék tervezésének optimalizálásával, mind a keverési idővel csökkenthető.

Bár a keverés fontossága az anaerob erjesztés teljesítményének javítása érdekében egyértelmű, azonban az optimális keverési koncepció még mindig nem egészen egyértelmű. A különböző vizsgálatok eredményeinek bizonytalansága és eltérései a kutatók által alkalmazott értékelési módszerek köszönhetőek. Az anaerob erjesztésben történő keverés optimalizálása multidiszciplináris megközelítést igényel, amelynek magába kell foglalnia a folyadékdinamikát és a mikrobiológiát. Sok tanulmány nem foglalkozik a járókerék és a fermentor geometriájával, ami nagyon megnehezíti a keverés során a fermentorban kialakuló hidrodinamikai erők és a mikrobaközösségek közötti kapcsolat levezetését és egymásra hatását. Ezenkívül a keverés számos más tényezőtől függ, amelyek az eredmények különböző kísérletekben eltérőek lehetnek.

2.4. Fermentációs technológia keverőszerkezetének fejlesztése

Fermentációs technológia keverőszerkezetének fejlesztését a következő lépéseken keresztül valósítottuk meg:

1. A fermentorban végrehajtandó eljárás feltételeinek, paramétereinek vizsgálata (nyomás, hőmérséklet, közeg agresszivitás, robbanásveszélyessége).
2. A számításokhoz szükséges anyagjellemzők összegyűjtése, szükség esetén meghatározása és az optimális üzemeltetés szempontjából megkívánt jellemzők számbavétele.
3. A tartály alakjának és nagyságának meghatározása. Az alkalmazandó szerkezeti anyagok, a legjobb keverőtípus és a keverőszerkezet beépítési módjának kiválasztása.
4. El kell végezni az eljárás technikai (műveleti) számításokat a keverőtartályban végbemenő összes folyamatra. Ezen számítások eredményeként megadni a művelet végrehajtásához szükséges fajlagos teljesítményigényt. A gyakorlatban ezt csak hasonló berendezések adatai alapján lehet meghatározni, új technológiák esetén modellkísérleteket kell végezni. A keverés modellezésénél hasonlóságelméleti, áramlástan, vegyipari művelettani és mérés technikai ismeretekre egyaránt nagy szükség van.
5. Az optimális keverőelem átmérő és fordulatszám meghatározása, valamint a teljesítményszükséglet kiszámítása.
6. Mérlegelni kell, hogy az eljárás végrehajtása (indítás, különböző stationer üzemszakaszok és ezek közötti átmenet, leállítás) milyen, a nyomtaték és fordulatszám tartományhoz igazított hajtóművet igényel.
7. A hajtás konstrukciós tervezése (hajtómotor, hajtómű kiválasztás a tengelytömítések és a hajtómű veszteségeinek figyelembevételével).

2.4.1. Áramlástan összefoglalás - súrlódásos közegek áramlása

A valóságos közegek súrlódásosak, azaz a deformációsebességgel arányos csúsztatófeszültség is keletkezik bennük. Vannak igen viszkózus közegek, amelyeknek áramlását alapvetően befolyásolja a súrlódás. A fermentáció közegének tulajdonságai – 10-20% szárazanyag tartalmú szennyvíziszap – egyértelműen súrlódásos közeg feltételezését indokolja.

Nem-newtoni közegek mozgásegyenlete

Az áramló közeg elemi folyadék részére kétféle erő hat:

- a tömegre ható térerősség,
- a felületen ható, a szomszédos folyadék részéről átadódó erő.

Ezen erők eredője változtatja meg az áramló közeg mozgásjellemzőjét, azaz gyorsítja az elemi folyadék részt. Egységnyi tömegű folyadék részre:

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{\bar{g}} + \mathbf{\bar{F}}. \quad (2.1)$$

Súrlódásmentes newtoni folyadékok esetén az elemi folyadék rész felületén csak a nyomásból származó erő hat:

$$\mathbf{\bar{F}} = -\frac{1}{\rho} \cdot \mathbf{grad} p. \quad (2.2)$$

Súrlódásos közegekben a fenti erőn kívül a felülettel párhuzamos csúsztatófeszültségekből és a felületre merőleges, a folyadék deformációjával összefüggő húzófeszültségekből származó erők ébrednek.

Mivel a húzófeszültségek (σ) és csúsztatófeszültségek (τ) az elemi élhosszúságú kocka szemközti oldallapjain nem azonos nagyságúak, ezért a térrészen belül változniuk kell.

Az elemi kockára ható x irányú eredő erő:

$$F_x = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \quad (2.3)$$

Jelöljük $\underline{\Phi}$ -vel a feszültségtenzort, amelynek mátrixa:

$$\underline{\Phi} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

Az összefüggésekből látható, hogy az egységnyi tömegű folyadékra ható $\mathbf{\bar{F}}$ erő a feszültségtenzorból az

$$\mathbf{\bar{F}} = \frac{1}{\rho} \cdot \underline{\Phi} \cdot \underline{\nabla} \quad (2.5)$$

összefüggéssel fejezhető ki.

A mozgásegyenlet mindaddig nem használható, amíg a feszültségtenzor elemeit nem határozzuk meg. A csúsztatófeszültségeket a dinamikai viszkozitás ismeretében meghatározhatjuk. A statikus nyomás a tér egy pontjában a főfeszültségek számtani közepeként határozható meg:

$$p = -\frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (2.6)$$

A felületre merőleges σ húzófeszültség komponensek két részből tevődnek össze:

- a statikus nyomásból és
- az alakváltozásból adódó húzófeszültségből:

$$\sigma_x = -p + \sigma_x' \quad (2.7)$$

Mindezeket figyelembe véve a feszültségtenzor mátrixa a következőképpen alakul:

$$\underline{\Phi} = \begin{bmatrix} -p + 2 \cdot \eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \cdot \eta \cdot \text{div } \vec{v} & \eta \cdot \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) & \eta \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) \\ \eta \cdot \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) & -p + 2 \cdot \eta \cdot \frac{\partial v_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \cdot \eta \cdot \text{div } \vec{v} & \eta \cdot \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) \\ \eta \cdot \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial x} \right) & \eta \cdot \left(\frac{\partial v_y}{\partial z} + \frac{\partial v_z}{\partial y} \right) & -p + 2 \cdot \eta \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \cdot \eta \cdot \text{div } \vec{v} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Látható, hogy a feszültségtenzor szimmetrikus mátrixa a \underline{D} deriválttenzor és transzponáltja segítségével felbontható, eszerint:

$$\underline{\Phi} = \left(-p - \frac{2}{3} \cdot \eta \cdot \text{div } \vec{v} \right) \cdot \underline{E} + 2 \cdot \eta \cdot \underline{A}_s, \text{ ahol} \quad (2.9)$$

\underline{E} az egységtenzor,

$\underline{A}_s = \frac{1}{2} \cdot (\underline{D} + \underline{D}^*)$ az alakváltozási sebesség tenzor.

Áramlások hasonlósága és a hasonlóság feltételei

A Navier-Stokes egyenlet ismeretében megállapítható, hogy – különösen turbulens áramlás esetén – általában az egyenletet lehetetlen analitikus úton megoldani, és a numerikus módszerek alkalmazása is sok esetben igen nehézkes és pontatlan. Ilyen esetekben különösen fontos a keverési feladatok kísérleti megoldása, amelyhez elengedhetetlen a hasonlósági feltételek ismerete.

A kísérleti vizsgálatokat technikai és költségkímélési okokból is gyakran az eredeti berendezés kis méretű modelljén hajtjuk végre. A kisminta kísérleteknek csak akkor van értelme, ha eredménye biztonsággal felhasználható az eredeti méretű kivitelnél. Ez a feltétel akkor valósul meg, ha a két kivitel körüli áramlás hasonló. A két minta körüli áramlás akkor hasonló, ha megegyező függvények írják le a sebesség- és nyomáseloszlását a minták megfelelő fizikai paramétereivel dimenzióatlanított formában.

A három x, y, z irányban felírt dimenzióatlan Navier-Stokes komponens egyenlet és a dimenzióatlan kontinuitási egyenlet egy parciális differenciálegyenlet-rendszert alkot, amelyet adott kezdeti- és peremfeltételekhez egy megoldást ad a négy ismeretlen függvényre (három sebességkomponens és a nyomás dimenzióatlan alakjára).

Két áramlás akkor hasonló, ha

- azonos dimenzióatlan differenciálegyenlet írja le mindkét áramlást, ami azt jelenti, hogy az összefüggésekben szereplő állandóknak és együtthatóknak azonos értékűeknek kell lennie a két áramlásra vonatkozóan, valamint

- ha azonosak a kezdeti- és peremfeltételek. Ezt a feltételt általában a modell és a valóságos szerkezet geometriai hasonlóságával, az áramlási tér peremén hasonló viszonyok biztosításával valósíthatjuk meg.

Keverési feladatokra legjellemzőbb hasonlósági kritériumok az egységnyi tömegre ható erők hányadosaként előállíthatók:

- Reynolds-szám: a tehetetlenségi és a súrlódásból származó erő hányadosa:

$$Re = \frac{v_0 \cdot l_0 \cdot \rho}{\eta} \quad (2.10)$$

- Froude-szám: a tehetetlenségi és a súlyerő hányadosának négyzetgyöke:

$$Fr = \frac{v_0}{\sqrt{g \cdot l_0}} \quad (2.11)$$

- Euler-szám: a nyomásból származó és a tehetetlenségi erő hányadosa:

$$Eu = \frac{p - p_0}{\rho \cdot v_0^2} \quad (2.12)$$

- Weber-szám: a felületi feszültségből származó és a tehetetlenségi erő hányadosa:

$$We = \frac{c}{\rho \cdot v_0^2 \cdot l_0} \quad (2.13)$$

Természetesen a fentiekén túl számos további hasonlósági szám van, amelyek segítségével modellezhető pl. a változó sűrűségű közegek áramlása, a hőátadással, anyagátadással kombinált áramlási folyamatokra.

Határréteg áramlás problémája

A XX. század első éveiben *Prandtl* az alábbi megfontolást tette: ha egy közeg áramlik szilárd test mellett, illetve a szilárd test mozog egy áramló vagy nyugvó közegben, a test falán a sebesség a tapadás törvénye értelmében zérus, és a sebesség a fal közelében lévő rétegben, a faltól távolodva rohamosan növekszik, míg e rétegen kívül a változás sebessége sokkal kisebb. Ahol a sebesség rohamosan változik, ott a súrlódásnak nagy szerepe van, a szilárd testtől távolodva a súrlódás elhanyagolható.

Tehát a súrlódás hatása szempontjából vizsgálva az áramlást, a tér két részre osztható:

- egy fal melletti viszonylag vékony rétegre, az ún. határrétegre, ahol a súrlódásnak döntő szerepe van
- a faltól távolabbi áramlási térre, ahol a súrlódás hatása elhanyagolható, azaz érvényesek Euler- és Bernoulli-egyenletek.

A keverési feladatban a keverőelem környezetében lamináris határréteg keletkezik, függetlenül attól, hogy a test körüli áramlás lamináris vagy turbulens. A keverőelem felületén a lamináris-turbulens átalakulás helyének távolsága az áramlás sebességétől (a keverőelem fordulatszámától), a közeg viszkozitásától (figyelembe véve a newtoni és a nem-newtoni tulajdonságokat), a külső áramlási

jellemzőktől és a felület érdességétől függ. Tekintettel arra, hogy a határrétegben változik a legrohamosabban a sebesség, itt a legnagyobb a deformációsebesség, ezért az áramlási térben itt kell a legnagyobb csúsztatófeszültséggel számolnunk. A határrétegben fellépő csúsztatófeszültségek nagyságrendjére jellemző a fali csúsztatófeszültség (τ_0), amely a helyi súrlódási tényezővel (c_f') jellemezhető:

$$c_f' = \frac{\tau_0}{\frac{\rho}{2} \cdot v^2} \quad (2.14)$$

azaz a helyi fali csúsztatófeszültséget a határrétegen kívüli sebességgel számított dinamikus nyomáshoz viszonyítjuk. A határréteg leválása alapvetően megváltoztatja az áramlási képet, ezen keresztül megváltoztatja a testen keletkező nyomáseloszlást, így a testre ható erőt.

Áramlásba helyezett lemezre ható áramlási erő

Egy adott a x b méretű lemezre ható, a zavartalan hozzááramlási sebességgel párhuzamos F_e ellenálláserő és az azt leíró mennyiségek kapcsolatát az $f(F_e, v_\infty, \rho, \eta, a, b)$ összefüggés írja le.

Amennyiben a fermentáció jellemzőit alapul véve a Re-szám értéke kicsi, azaz a viszkozus erők dominálnak, az erő a sebességgel és a viszkozitással arányos:

$$F_e \approx \eta \cdot v_\infty \quad (2.15)$$

Áramlásba helyezett lemezcsík körüli áramlásban ($a/b \Rightarrow \infty$) az ellenállástényező igen nagyra adódik. A lapra ható ellenálláserő ugyanis felírható a homlokfalon és a hátfalon keletkező átlagos nyomás különbségének a lap felületének szorzataként. A jellemző felülettel (a x b) való egyszerűsítés után az ellenállástényezőre a

$$c_e = \frac{p_f - p_\infty}{\frac{\rho}{2} v_\infty^2} \quad (2.16)$$

összefüggés adódik.

Amennyiben a lemezcsík hossza véges, a lemezcsík végeit megkerülő áramlás jön létre, amely csökkenti az ellenálláserőt, mivel a hátfal mögé áramló közeg kölcsönhatásba lép a periodikusan leváló örvényekkel és jelentősen csökkenti azok intenzitását. Ha az a/b viszony végtelenről 10-re, majd 1-re változik a lemezcsík ellenállástényezője 2-ről 1,3-ra, majd 1,1-re csökken, ezért legcélszerűbb az a = b alak alkalmazása.

Áramlásra merőlegesen álló sík felületre ható erő:

$$F_R = \rho \cdot A \cdot v^2, \quad (2.17)$$

ahol

ρ kg/m³ az áramló közeg sűrűsége

A mm² a lapát felülete

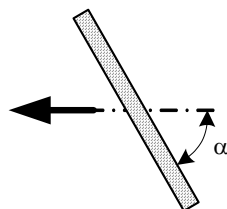
v m/s az áramlás relatív sebessége (a lapát forgó mozgását figyelembe véve).

Áramlásra ferdén álló sík felületre ható erő:

$$F_R = \rho \cdot A \cdot v^2 \cdot \sin \alpha, \quad (2.18)$$

ahol

α a síklap áramlási iránnyal bezárt szöge:



Keverési teljesítmény meghatározása

A keverés művelete hidrodinamikai szempontból visszavezethető a folyadékkal körüláramolt, ill. folyadékban mozgatott test esetére. A lapát előtt lévő folyadékban nagyobb nyomás alakul ki, mint mögötte az örvénytérben. Ezt a lapra ható nyomáskülönbséget kell legyőzni a lap mozgatásakor.

Kísérleti tapasztalatok alapján a keveréshez szükséges teljesítményszükséglet a geometriai méretektől, a keverő fordulatszámától, a kevert közeg tulajdonságaitól függ. Kiteriális egyenletek felhasználásával, a közegellenállás felírásával kapjuk a teljesítményszükséglet általános alakját:

$$N = \xi \cdot n^3 \cdot d^5 \cdot \rho. \quad (2.19)$$

Megjegyezzük, hogy ez az összefüggés csak a folyadéktér keveréséhez szükséges, nem írja le a keverőszerkezet mozgatásához, a súrlódások miatt biztosítandó hajtási teljesítményt.

Indításkor a keverőelemnek fel kell gyorsítania a nyugvó tömegeket. *Kaszatkin* szerint az indítási és a normál üzemi teljesítmény viszonyát az alábbi összefüggés fejezi ki [44]:

$$\frac{N_{ind}}{N} = 1 + 0,314 \cdot Re^{0,22} \quad (2.20)$$

Hordalék- és lerakódásmozgás vizsgálata

A fermentor fenékrészén összegyűlt sűrűbb iszap elemekre az impulzus erő helyett a mozgató erőt a meder nedvesített felületén ébredő csúsztató feszültség szolgáltatja. Ezen elmélet szerint kijelölhető egy olyan határsebesség, amelynél a lerakódott iszap mozgása megindul, hiszen az ébredő csúsztatófeszültség az áramlási sebesség függvénye.

A csúsztatófeszültség helyi eloszlása a fenékrész alakjától és érdességétől függ. A szabályos szelvényű és egyenletes érdességű csatornában a csúsztatófeszültségek eloszlása egyenletes. A sűrűségek bizonytalansága miatt a mozgás megindulásának feltételére nem lehet éles határokat kijelölni, ezért egy alsó és egy felső határral számolunk aszerint, hogy a kimosás elkerülése vagy a lerakódás megakadályozása a cél.

Chézyés Krey kísérletei alapján az áramlási sebességre a

$$c \geq 11 \div 17 \cdot \sqrt{d} \quad (2.21)$$

összefüggést javasolja, ahol d mm a lerakódott iszap jellemző geometriai mérete.

2.4.2. Kisminta kísérletek keverési folyamatok vizsgálatára

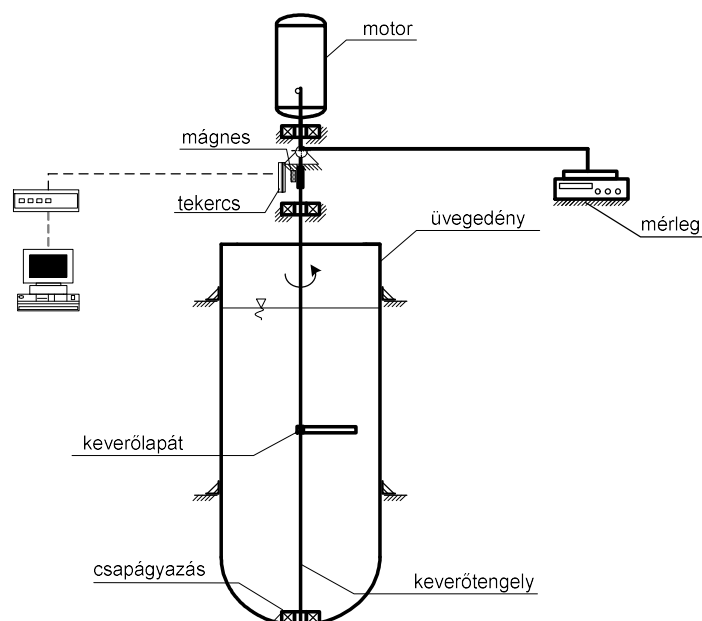
A fermentorban lejátszódó keverési folyamatok annyira bonyolultak, hogy nem lehet azokat könnyen kezelhető matematikai összefüggésekkel részleteiben pontosan követni. A teljesítményszükséglet elméleti módszerekkel való számítása nehézségekbe ütközik, a fő problémát a sűrűdéses közeg jelenléte és a keverő ellenállástényezőjének meghatározása okozza.

Új technológiák, vagy bonyolultabb keverési feladatok esetén azonban az ellenállástényezőt a tervezőnek kell meghatározni. Ez a munka még az egyre kifinomultabb áramlási modelleket használó szoftverek esetén sem nélkülözheti a kisminta kísérletek elvégzését.

A kísérletek céljai közé tartozik a technológiai követelményeknek legjobban megfelelő keverőtípus kiválasztása, az optimális fordulatszám meghatározása és az ellenállástényező kimérése a Re -szám függvényében.

Kísérleti módszer leírása, a berendezés műszerezése

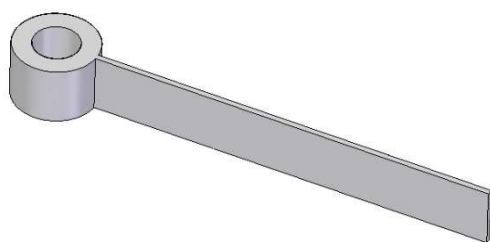
A kísérletek célja az volt, hogy meghatározzuk a keveréshez szükséges teljesítményt a fordulatszám függvényében, és ennek segítségével megfogalmazzuk az egyes keverőelemek ellenállástényezőjét. A mérés vázlatát az 1. ábra mutatja.



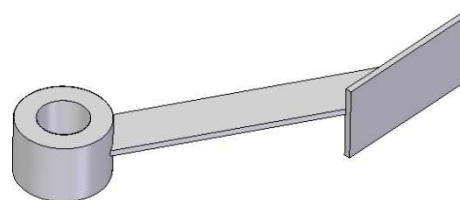
2.1. ábra Mérési vázlat nyomaték és fordulatszám mérésére

Kisminta kísérletek különböző keverőelem típusokkal

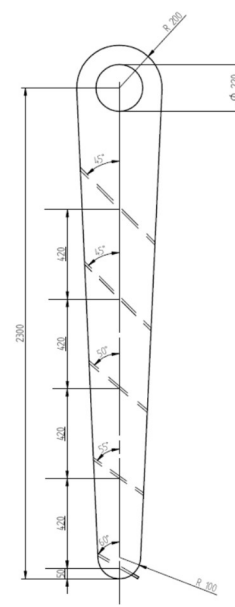
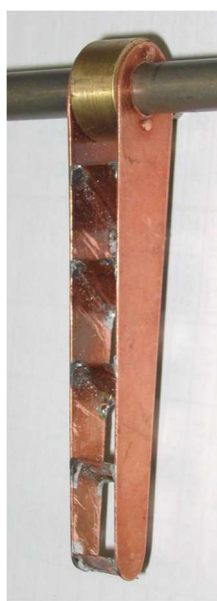
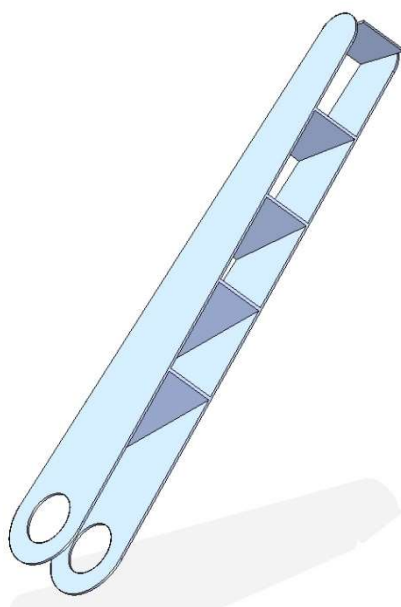
A kísérletek során részletesen elemzünk különböző keverő szerkezeteket. A következőkben azokat a típusokat soroljuk fel, amelyek előzetes vizsgálatok alapján alkalmasnak látszanak a fermentációs eljárás megvalósításához, így további vizsgálatok tárgyát képezik.



2.2. ábra Síklap keverőelem önállóan, valamint axiális irányban több lap elhelyezve



2.3. ábra Brumagin-féle keverőelem 30 és 45 °-os lapátszöggel



2.4. ábra Szegmens keverőelem változó lapát távolsággal és -szöggel

A további vizsgálatokat az ún. szegmens keverőelemmel végezzük el, amelynek léptékarányos kisminta modelljét 2.4. ábrákon mutatom be.

A vizsgálandó Re-szám tartomány meghatározása

A jellemző keverőelem átmérő (d) és fordulatszám (n) ismeretében definiálom azt az áramlási tartományt, amelyben a kísérleti méréseket elvégezve meghatározhatók az ellenállástényezők. Re-szám összefüggése newtoni folyadékokra:

$$Re^* = \frac{n^{2-m} \cdot d^2 \cdot \rho}{k \cdot K^{m-1}} \quad (2.22)$$

Szakirodalmi adatok alapján a víztelenített szennyvíziszap látszólagos vagy szerkezeti viszkozitása

$$\eta^* \approx 9 \div 11 \cdot 10^{-3} \text{ Pas.} \quad (2.23)$$

Ezt a paramétert alapul véve határoztuk meg a szennyvíziszap közelítő együtthatóit:

Paraméter	Víztelenített szennyvíz iszap
K reológiai kitevő	12,5
k a közeg konzisztenciájának mértéke	0,0083
m reológiai kitevő	0,875
ρ [kg/m ³] sűrűség	1030

A fenti paraméterek alapján a szennyvíziszapra jellemző Re-szám:

$$Re^* = \frac{n^{2-m} \cdot d^2 \cdot \rho}{k \cdot K^{m-1}} \quad (2.24)$$

ahol a későbbi megfontolások alapján a szegmens keverőelem tulajdonságai:

$n = 1$ ford/min a keverőelem fordulatszáma,

$d = 4,6$ m a keverőelem jellemző átmérője.

Ezen paraméterekkel a víztelenített szennyvíziszap látszólagos vagy szerkezeti viszkozitása az alábbi képlettel számítható:

$$\eta^* = \frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{Re^*} \quad (2.25)$$

amelynek $10,04 \cdot 10^{-3}$ Pas értéke jó egyezést mutat a szakirodalmi adatokkal.

2.4.3. Kisminta kísérletek eredményei

A kísérletek során meghatároztuk keverőlapátok ellenállástényező értékeit a fermentációs folyamatra jellemző Re-szám tartományra. A mérési módszer megfelelőségének ellenőrzéseként elvégeztük ezt a szakirodalmi összehasonlító értékekkel rendelkező keverőelemek esetén is.

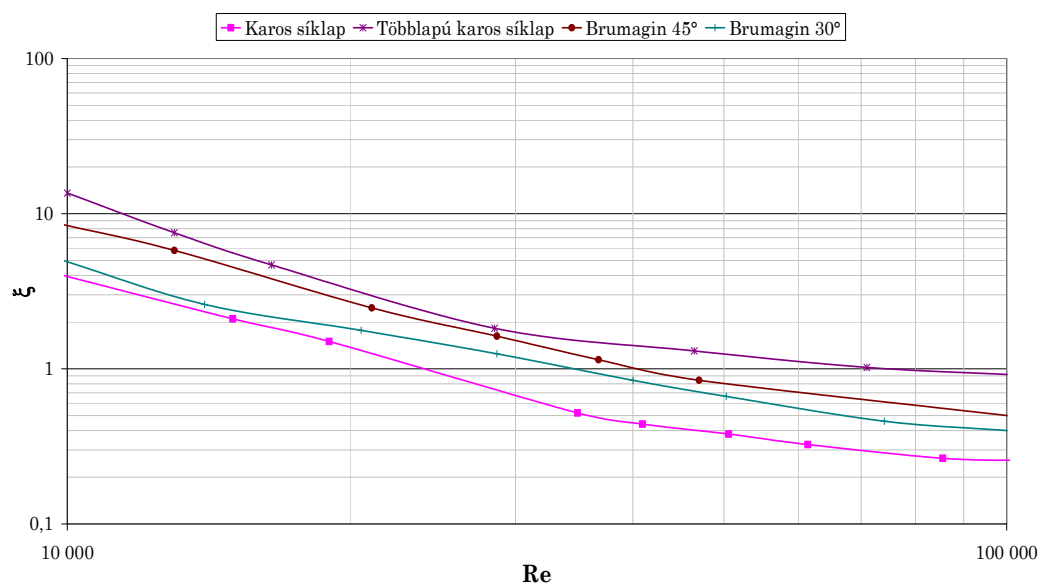
A kísérletek során a már korábban bemutatott műszerezett berendezésen rögzítettük különböző keverő fordulatszámoknál (n) a motor által felvett nyomatékot.

A teljesítményszükséglet összefüggéséből az ellenállástényező kifejezhető:

$$\xi = \frac{N}{n^3 \cdot d^5 \cdot \rho} \quad (2.26)$$

A 2.5. ábrán a mért ellenállástényező értékek láthatók a Re-szám függvényében.

A mért ellenállástényezők alapján megállapítható, hogy a vizsgált tartományban a legkisebb ellenállástényezővel a karos síklap keverő rendelkezik, azonban ezeknél a típusoknál megfigyelhető, hogy a mozgatott folyadék tömeg egységében mozog a keverőelemtől kevésbé különböző fordulatszámmal. A relatív sebesség csökken, ez okozza a viszonylag alacsony ellenállástényező értéket. Ezen jelenség elkerülésére különös figyelmet kellett fordítani az új keverőelem kifejlesztésénél.



2.5. ábra Mért ellenállástényezők víz közeg esetén

2.4.4. Szegmens keverőelem optimális paramétereinek meghatározása

Az előzőek tapasztalatai alapján megtervezett szegmens keverőszerkezet geometriai paramétereinek helyes megválasztása alapvető fontosságú. A lapátok hossza, szélessége, dőlésszöge, darabszáma, egymástól való távolsága igen széles variációs lehetőséget kínált. A két lemezkar közé hegesztett különböző ferdeségű lapátok kellően merev szerkezetet eredményeznek. A 2.4. ábrán bemutattam a szegmens keverőelem kialakítását, geometriai méreteit, valamint az elkészített kisminta kísérleti keverőelem fotóját.

Keverő elem hossz, lapátszám és lapátszögek megválasztása

A szegmens keverőelem lapátjainak számát a fermentor kád paramétereit alapján megválasztott jellemző átmérő ismeretében határoztuk meg. A lapátszámot és a lapátszögeket a következő szempontok szerint választottuk meg:

1. A keverőelem hosszát a kád méretei alapján 2300 mm értékre választottuk, így a jellemző keverőelem átmérő 4600 mm.
2. A kisminta kísérletek azt mutatták, hogy a Brumagin-féle keverőelem 30°-os és 45°-os lapátozása között a jellemző Re-szám tartományban csekély különbség mutatkozik az ellenállástényező tekintetében. Ezt kihasználva olyan keverőelemet terveztünk, amely a sugárral arányosan növekvő kerületi sebességet csökkenő lapátszögekkel csökkenő áramlási felülettel kompenzálja. Elvégzett kísérletek és a lapátra ható áramlási erő alapján a legjobb megoldásnak a tengelytől kifelé haladva a 45°-45°-40°-35°-30° lapátszögek beállítása bizonyult.
3. A lapátok közötti távolság meghatározásánál azt a megfontolást követtük, hogy a lapátok közötti átáramlási keresztmetszet a kerületi sebesség növekedésével nem szűkülhet. Bővülő

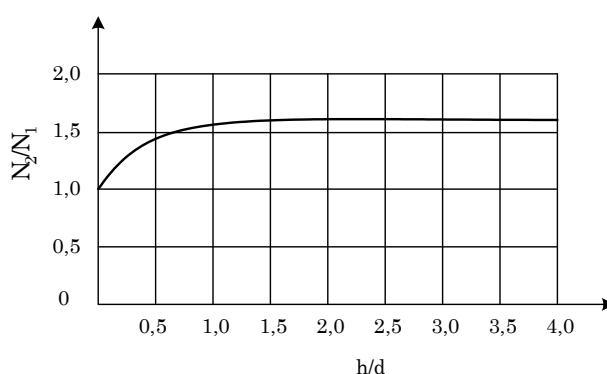
keresztmetszetet sikerült biztosítottunk azzal, hogy a lapáttávolságot állandó 420 mm értékűre választottuk, és az előzőek szerint a lapátszögeket csökkenő értékűre állítottuk be.

Keverő elem szélességének megválasztása

A keverő elem szélességét a karos keverőkre jellemző geometriai arányok figyelembe vételével határoztuk meg. Szakirodalmi adatok szerint karos keverőknél a lapátátmérő és a lapszélesség aránya (d/w) 0,05÷0,1 érték tartományában található. $w = 250$ mm-es keverőelem szélességet választva az arányszám 0,054 értékűre adódik, amely kielégíti a szakirodalmi ajánlást.

Keverő elemek elhelyezése a tengelyen

Szakirodalmi adatok alapján, egy tengelyen több keverőelemet elhelyezve nő a teljesítményszükséglet. Két keverőelem esetén ábrázoltuk a teljesítményszükségletek arányát (N_2/N_1) az elemek távolságának és jellemző átmérőjének arányának függvényében (h/d).



2.6. ábra Két keverőelem teljesítményre gyakorolt hatása

Az ábra alapján a teljesítményszükséglet csökkentése érdekében célszerűnek tűnik a keverőelemeket $h/d = 1,0$ viszonynál közelebb távolságra elhelyezni. A fermentor esetében azt is figyelembe kell vennünk, hogy a fő cél a töltet „átmozgatása”, amely az iszap anyagtulajdonságait figyelembe véve nem kíván túl közel elhelyezett elemeket. Mindezen szempontok és a későbbiekben elvégzett szimuláció eredményei alapján célszerűnek tűnik a keverőelem távolságot 750 mm értékűre beállítani.

Kisminta keverőelem paraméterei

A kísérleti berendezés átmérőjét és a fermentor tartály méreteit figyelembe véve a keverőelem sugarát 76,5 mm-re célszerű választani (jellemző keverő átmérő $d = 153$ mm). A keverőelem további geometriai méreteit a kisminta és a valós sugár arányában alakítottuk ki ($2300/76,5 = 30$).

Kisminta kísérletek szegmens keverőelemmel

Ahhoz, hogy a megtervezett keverőelem kisminta kísérletei alapján elvégezhesük a méretnövelést szükség van a hasonlóságelméleti feltételek, szabályok vizsgálatára is. Mivel a teljes hasonlóság

biztosítására valóságos folyadékok esetén nincs mód, ezért a geometriai hasonlóság mellett a keverőelemek kerületi sebességeinek állandóságát választottuk az átméretezés alapjául.

Folyadékkeverők tervezésekor először az ellenállástényezőt kell meghatározni kisminta kísérlettel geometriailag hasonló rendszerben. A mérésekkel meghatározott ellenállástényező értékeket a Re-szám függvényében ábrázolják. Az ipari méretű keverő esetén kiszámítva a tervezett üzemi körülményeknek megfelelő Re-számot, a diagramból leolvasható az ellenállástényező és ennek segítségével meghatározható a keverő teljesítményszükséglete állandósult üzemiállapotban.

A kismintán kimért optimális fordulatszám és az ipari méretű berendezés legkedvezőbb fordulatszáma közötti kapcsolat már nem határozható meg ilyen könnyen és egyértelműen. Mivel a teljes hasonlóság nem biztosítható, ezért az átméretezés feltételének helyes megválasztása dönti el, hogy milyen mértékben közelítjük meg a teljes hasonlóságot. Ezt a folyamat szempontjából leglényegesebb paraméter állandó értéken való tartásával érhetjük el.

A leggyakrabban az N/V (kevert térfogatra vonatkoztatott teljesítményszükséglet), a Re-szám, vagy a keverőelem kerületi sebességének állandóságát választják feltételként. Az elsősorban térfogatkiszorítási hatással homogenizáló lassú keverők esetén leginkább a kerületi sebességet választják azonos értékűre a kisminta és a valós berendezés közti fordulatszám átszámítására.

A kismintára vonatkozó

$$v_m = d_m \cdot \pi \cdot n_m \quad (2.27)$$

és a valós berendezésre vonatkozó

$$v = d \cdot \pi \cdot n$$

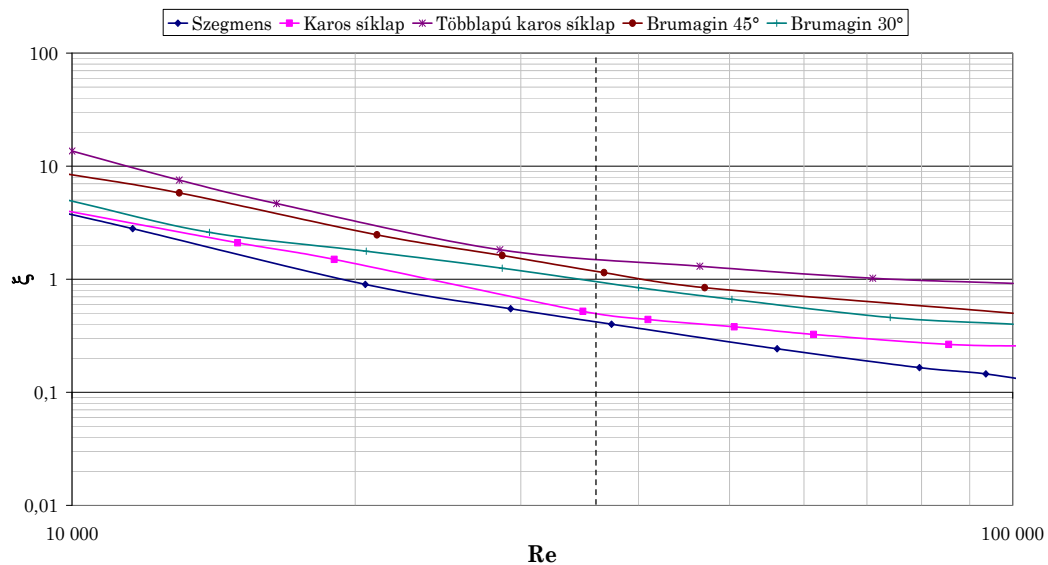
egyenletekből, felhasználva a $v = v_m$ feltételt, az ipari méretű berendezés és a kisminta fordulatszáma közti kapcsolatot az

$$\frac{n}{n_m} = \frac{d_m}{d} \quad (2.28)$$

összefüggés írja le.

Mivel kisminta kísérleteinket 1/30-as geometriai arányú keverőelemmel végeztük, a kísérletek során optimálisnak talált fordulatszám 30-ad részével kell jártni az ipari méretű keverőt.

A megtervezett keverőelem 1:30 méretarányú kismintájának elkészülte után az ellenállástényező meghatározását végeztük el. A következő ábrán a mért ellenállástényező értékek láthatók a Re-szám függvényében. Az ábrán feltüntettük a korábban vizsgált keverőelemek ellenállástényezőjét, valamint függőleges szaggatott vonallal a valós fermentorban lévő szennyvíziszapra jellemző Re-számot ($Re^* = 36150$).

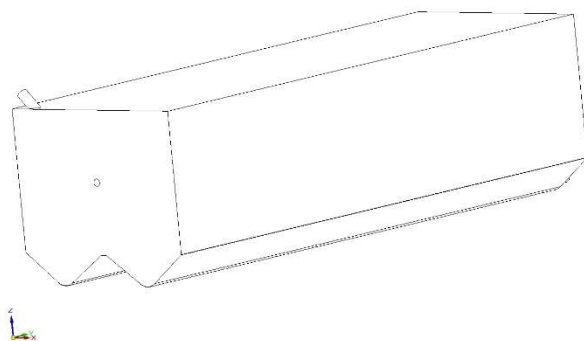


2.7. ábra Mért ellenállástényezők víz közeg esetén

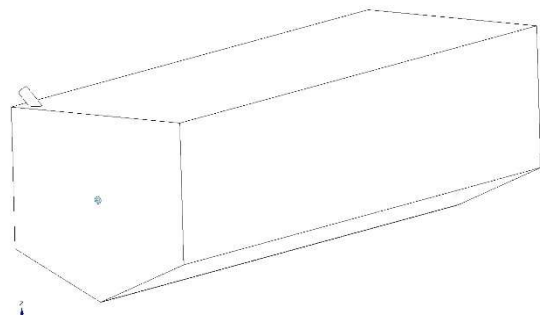
Az ábrából látható, hogy a kifejlesztett keverőelem ellenállástényezője a vizsgált többi keverőelem ellenállástényezőjéhez képest kisebb értéket mutat, továbbá teljesíti a strukturális keveredést elősegítő kialakításra vonatkozó elvárásokat (a lapátelelemek közötti rések alkalmasak olyan áramlások létrehozására, amellyel a folyadéktömeg együtt forgásának jelensége elkerülhető). Mindezek az eddig megfogalmazott előnyös tulajdonságokon túl a kiválasztás további megerősítését jelentik.

2.4.5. Fermentor áramlási viszonyainak vizsgálata numerikus szimulációval

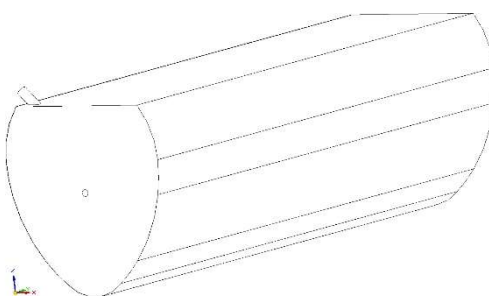
A kutatások során 3 különböző modellt vizsgáltunk, amelyeket a következő ábrákon mutatok be.



2.8. ábra A W-modell geometriája

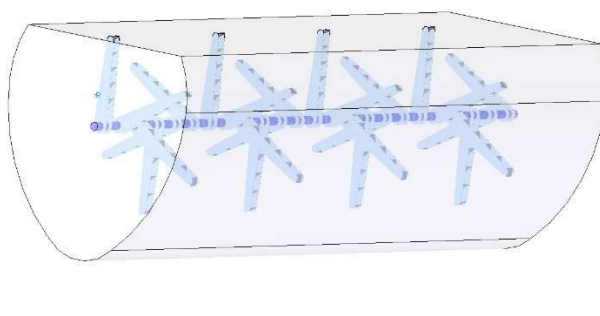


2.9. ábra A V-modell geometriája



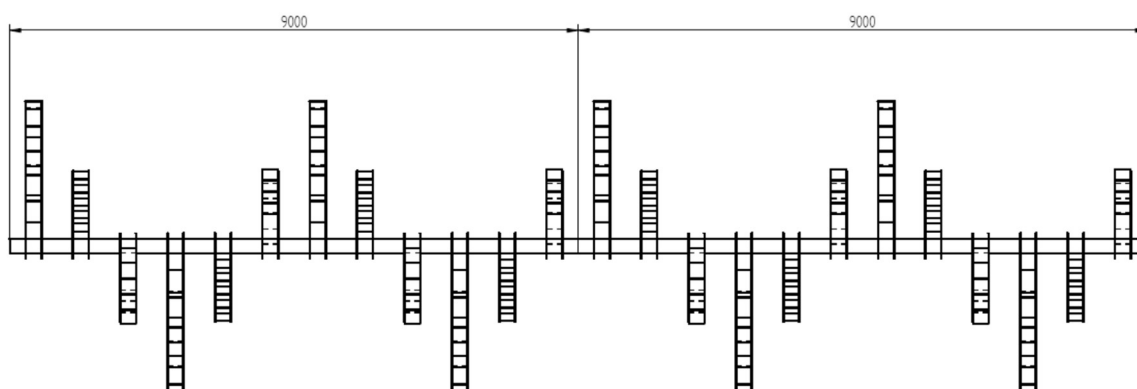
2.10. ábra A tojásszelvény-modell geometriája

A következőkben a szakirodalmi előzményekben is említett tojásszelvény-modell eredményeit fogom bemutatni. A keverőtengelyen elhelyezett lapátozást úgy kellett kialakítani, hogy a lapátok a fermentor töltetéből kinyúljanak, ezáltal a konstrukció az anyagátadási folyamatok hatékonyságát előnyösen befolyásolja.



2.11. ábra Lapátok elhelyezése

A keverőtengelyen elhelyezett keverőelemek távolsága 750mm, egymáshoz képest 60° -al elforgatva.



2.12. ábra A keverőelemek elhelyezkedése a tengelyen

Kezdeti- és peremfeltételek

A numerikus analízis elvégzéséhez egyértelműen meg kell határozni a kezdeti- és peremfeltételeket. Alapvető peremfeltétel, hogy a falon keresztül nincs anyagáram, csak a ki- és belépőcsonkokon. Peremfeltételként a belépő csonkra (figyelembe véve a tartózkodási időt és a fermentor térfogatát) 1,08

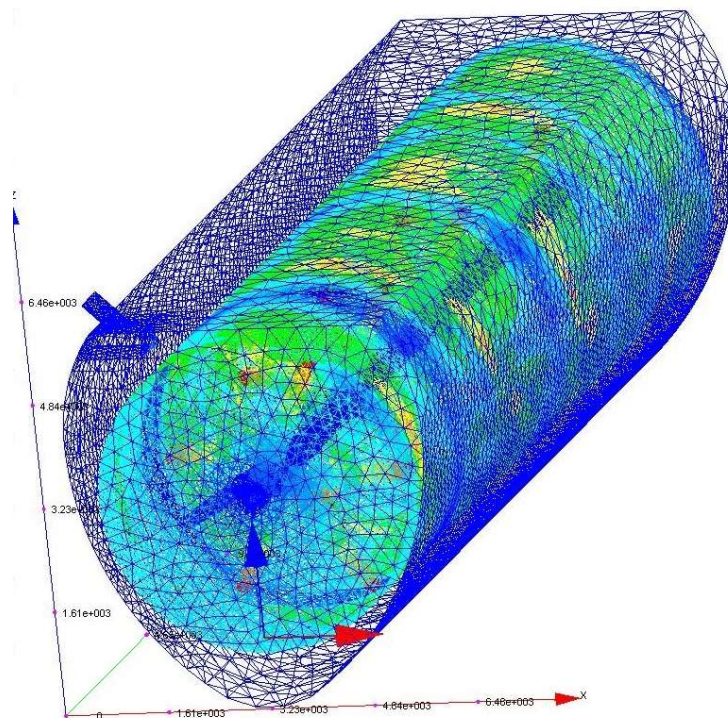
m³/h bemenő anyagáramot vettünk figyelembe. A kilépőcsokra peremfeltételként környezeti nyomást alkalmaztunk.

Hálógenerálás a tojásszelvény-modell geometrián

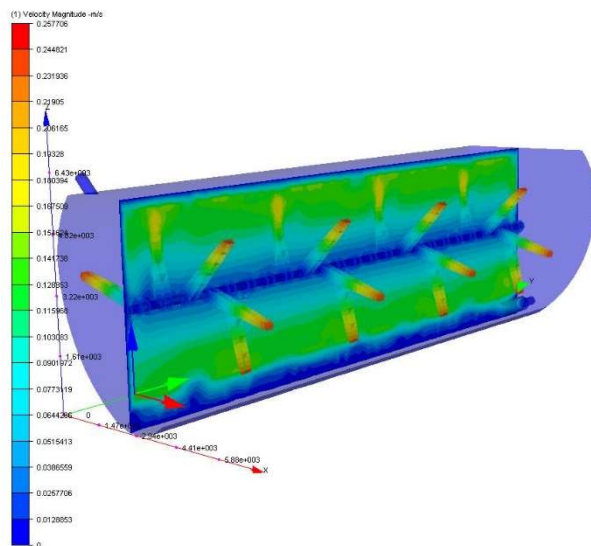
A hálógenerálás automatikusan és manuálisan is megoldható. Ha a geometriában nagy méretbeli különbségek vannak (lásd folyadéktérfogat és beömlő keresztmetszet) akkor célszerű manuálisan beállítani a rácsméreteket. Alapvető szabály, hogy két találkozó térfogat rácsmérete között maximum négyszeres eltérés lehet. Ezért esetenként szükséges illesztőtérfogatok alkalmazása a hatalmas elemméret megelőzése érdekében. Alkalmazott hálóméretek az alábbiak:

- Fő folyadéktömeg: 480 mm
- Rotation region: 200 mm
- Fő folyadéktömeg rotating region-hoz közeli része: 200 mm
- Belépő keresztmetszet és illesztőtérfogat (60 ill. 200 mm)
- Kilépő keresztmetszet és illesztőtérfogat (60 ill. 200 mm)
- A keverőtengelyen lévő felületi háló (60mm)

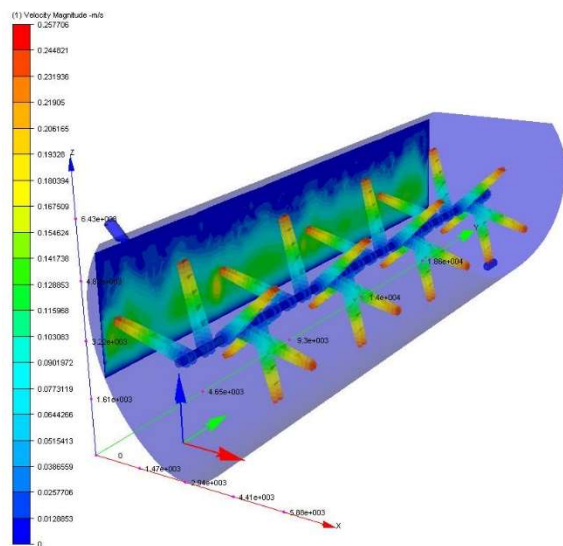
A következő ábrán jól látható a hálózás szerkezete.



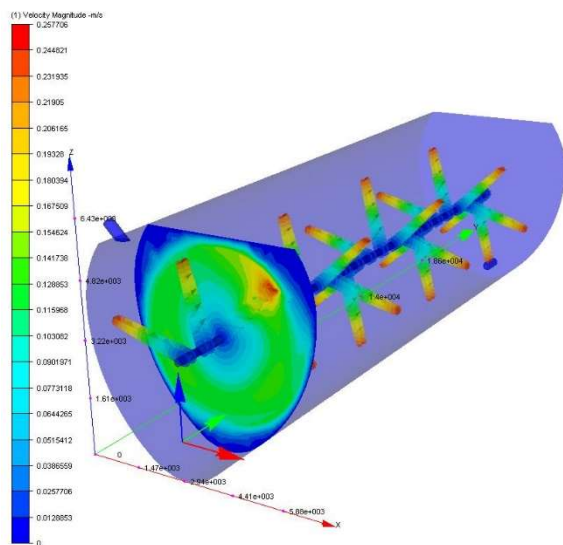
2.13 ábra Végeselemek elhelyezkedése a tojásszelvény-modell geometrián

Szimulációs eredmények

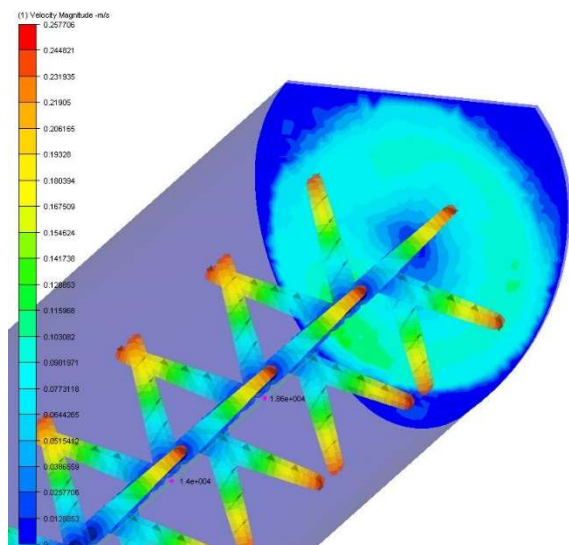
2.14. ábra Sebességeloszlás x sík mentén tengely keresztmetszetben



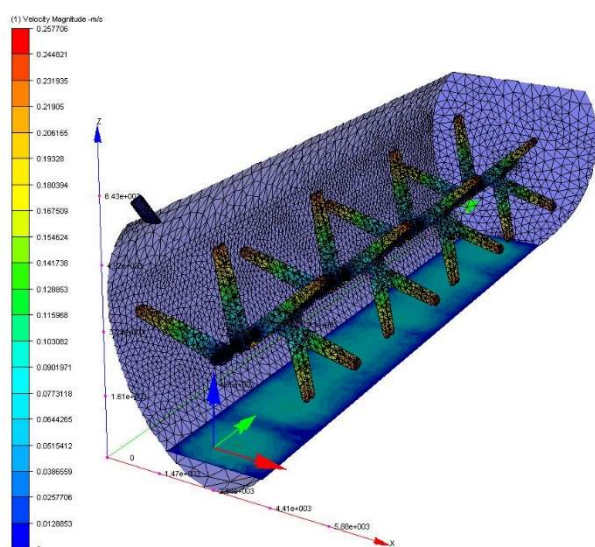
2.15. ábra Sebességeloszlás x sík mentén fal-közeli keresztmetszetben



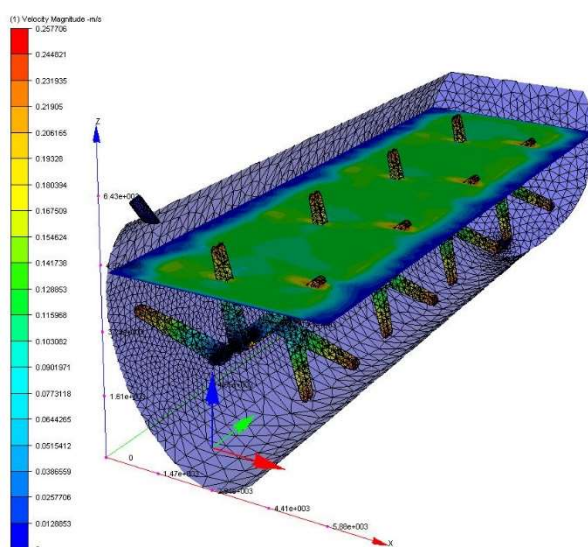
2.16. ábra Sebességeloszlás y sík mentén keverőelem keresztmetszetben



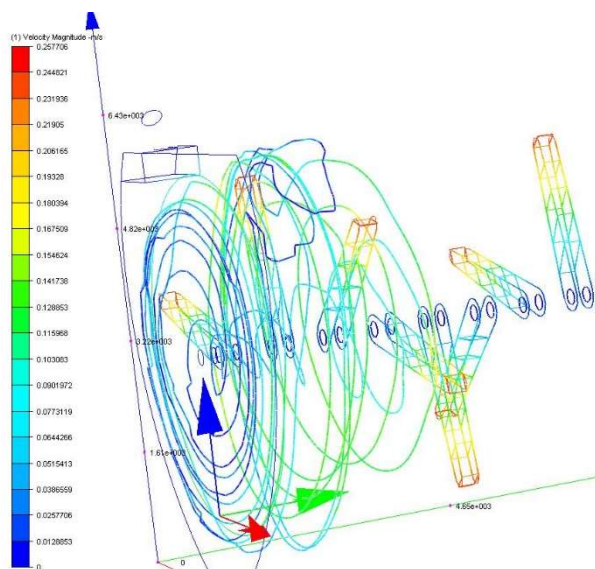
2.17. ábra Sebességeloszlás y sík mentén fal-közeli keresztmetszetben



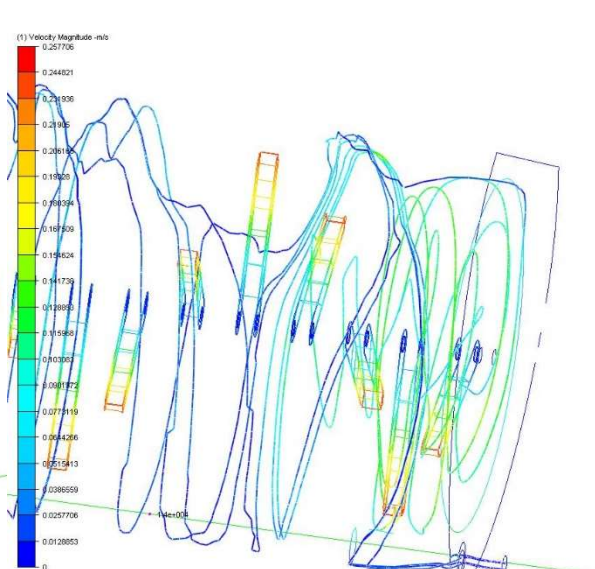
2.18. ábra Sebességeloszlás z sík mentén fenék-közeli keresztmetszetben



2.19. ábra Sebességeloszlás z sík mentén felszín-közeli keresztmetszetben



2.20. ábra Áramfonalak a beáramlás környezetében



2.21. ábra Áramfonalak a kiáramlás környezetében

Mindhárom modellen elvégzett szimulációs vizsgálatok alapján az alábbi következtetések vonhatók le a tojásszelvény-modellre vonatkozóan.

- Az oldalfal közelében intenzívebb áramlás alakul ki, mint a másik két modellnél, ami a hőátadást még előnyösebben befolyásolja.
- A teljes keresztmetszetet tekintve a legegyszerűsebb áramlási kép alakult ki.
- A V- és W-modell oldalfal és fenékrész csatlakozásánál megfigyelhető holtter eltűnik.

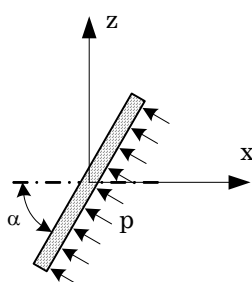
Összességében megállapítható, hogy a kisminta kísérletei alapján megfogalmazott követelményeket és elvárásokat a szegmens keverőelemekből felépített tojásszelvény-profilú fermentor keverő biztonsággal kielégíti.

2.4.6. Keverőtengely szilárdsági ellenőrzése

Jelen fejezetben a keverőelemekkel végrehajtott áramlástanai szimuláció eredményeit vesszük alapul. A következőkben a szimuláció eredményeként a keverőelem lapátjaira ható erőhatások alapján meghatározzuk a lapátnyomásokat és a tengelynyomatékokat, majd a tengelyt csavarásra és hajlításra ellenőrizzük.

Lapátnyomások és tengelynyomatékok meghatározása

A 2.22. ábrán bemutatom a keverőelem egy lapátjára ható nyomásterhelést és az alkalmazott koordináta rendszert.

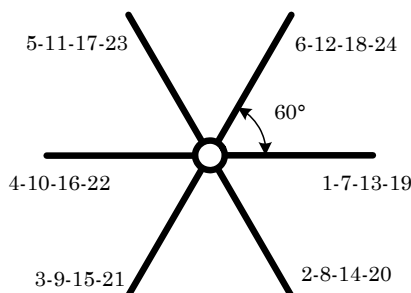


2.22 ábra Keverőelem egy lapátjára ható nyomásterhelés és koordináta rendszer

A CFD szimulációs szoftver alkalmas egy adott felületre ható erők meghatározására. A 18 m hosszú tengelyen 24 db keverőkar van elhelyezve egymástól 0,75 m távolságban. Egy kar súlya 920 N, súlypontjának távolsága a tengely középvonalától 1,05 m. A keverőkarok külső élei egy képzeletbeli csavarvonalon helyezkednek el. Az áramlásból egy-egy kar maximálisan 12 Nm csavarónyomatékkal terheli a tengelyt. A szilárdsági ellenőrzést $\varnothing 219 \times 6,3$ mm méretű csőtengelyre végeztük el.

Keverő tengely ellenőrzése csavarásra

Az áramlási ellenállásból keletkező csavarónyomaték mellett a keverőkarok saját súlyából is ébred csavarónyomaték, a karok pillanatnyi szögállásának megfelelően ciklikusan változó mértékben. A legkedvezőtlenebb szögállást az alábbi ábra mutatja:

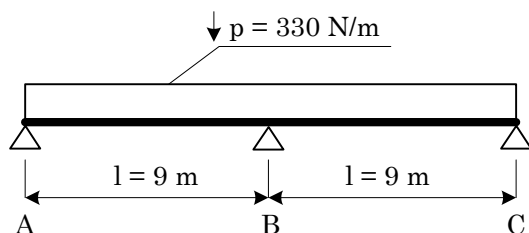


2.23. ábra Önsúly terhelés alapján a legkedvezőtlenebb keverőelem állás vázlata

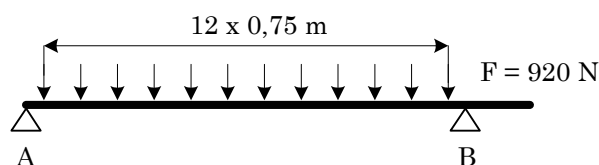
Ebben az esetben az éppen vízszintesen álló keverőkarok saját súlyából $920 \times 1,05 = 966$ Nm mértékű csavarónyomaték terheli a tengelyt. A vízszintestől 60° -os szögben álló többi kar esetén ez az érték éppen a fele ($\cos 60^\circ = 0,5$) az előbbinek. Természetesen az egyes karok saját súlyából ébredő csavarónyomatékokat előjelhelyesen kell figyelembe venni. A tengelyt terhelő csavarónyomatékokat és a szögelfordulás értékét a keverőkarok mindegyikére meghatároztuk, a legnagyobb csavarónyomaték a 3. karnál ébred ($M_{cs} = 1,713$ kNm), amelynek hatására a tengelyben $\tau = 3,936$ N/mm² feszültség ébred. A lüktető igénybevételre megengedett érték szénacél csőanyagokra 18 N/mm².

Keverő tengely ellenőrzése hajlításra

Az ellenőrzést a hajtás és az alátámasztások megoldásának pontos ismeretében lehet elvégezni. Bizonyos, a biztonság irányába ható egyszerűsítő feltételezések mellett végeztünk előzetes számításokat. A tengelyt háromtámaszú tartóként modellezzük, amelyet az önsúlyból 330 N/m egyenesen megoszló terhelés ér, valamint a keverőkarok 920 N-os súlyát 24 koncentrált erővel vettük figyelembe. Az elrendezés teljesen szimmetrikus, az alátámasztások mindegyike csuklós megfogás. A szuperpozíció elvét alkalmazva a támaszoknál fellépő erőket és nyomatékokat az önsúlyból és a keverőkarok súlyából külön-külön határoztuk meg, majd összegeztük. A tengely és keverőkarok önsúlyának figyelembevétele a következő ábrák szerint történt:



2.24 ábra Az önsúlyt figyelembe vevő tengely modell



2.25. ábra A keverőkarok önsúlyát figyelembe vevő tengely modell

A csapágyazások tervezésénél a tengely 3 méterenkénti alátámasztását javasoljuk, a lehajlás ugyanis a támaszköz negyedik hatványával arányos, ezért maximális értéke 0,1 mm alá csökken. Ez a legnagyobb lehajlás közel a támaszközök felezőpontjára esik ($\sim 1,5$ m), így a megengedett lehajlási értéknél ($Y_{meg} = 0,75$ mm) nagy biztonsággal kisebb lesz.

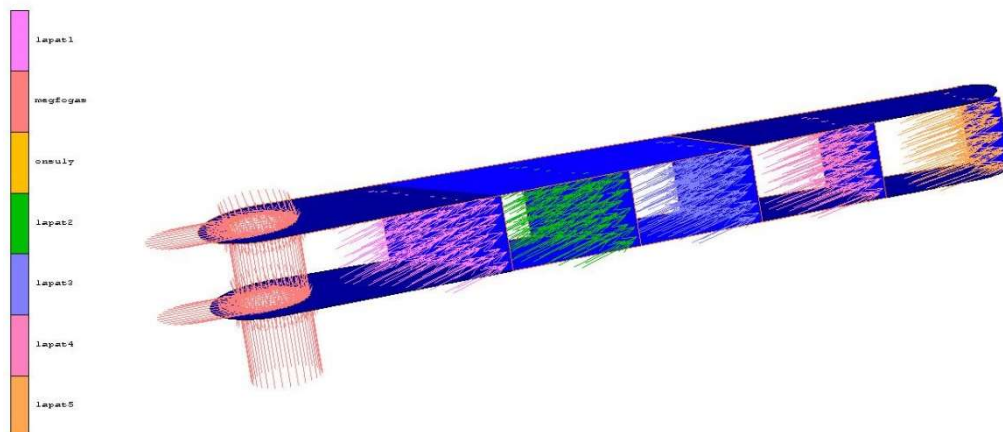
2.4.7. Keverőelem szilárdsági vizsgálata

A vizsgálatok célja elemzések elvégzése egy keverőlapáton annak érdekében, hogy az önsúlyból illetve a lapátokon a keverés során kialakuló nyomáskülönbségből származó terhelések hatására kialakuló feszültségeloszlás és deformáció mellett biztosítható-e a rendeltetésszerű működés a szerkezet károsodása, törése nélkül.

A lapátokon kialakuló nyomáseloszlást a CFD szimulációk során határoztuk meg. A lapát anyaga szabványos szerkezeti acél ($E = 2 \cdot 10^{11}$ Pa, $\nu = 0,3$, $\rho = 7850$ kg/m³).

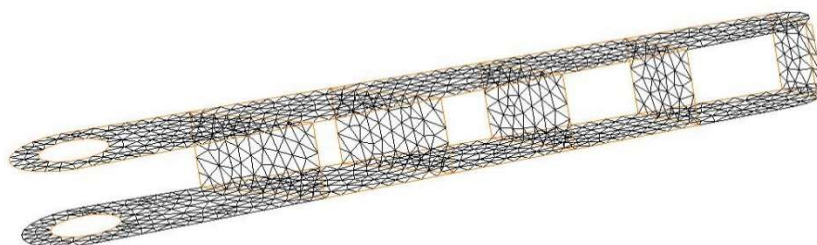
Végeselemes modell, hálógenerálás

A végelelemes számításokhoz vékonyháj modellt alkalmaztunk, lineárisan rugalmas anyagtörvényt vettünk figyelembe. A falvastagságot egyenletesen 5 mm-re vettük fel. A lapátot a tengelyen rögzítik, így ott a csomópontok összes szabadságfokát rögzítettük.



2.26. ábra Nyomás és megfogás peremfeltételek

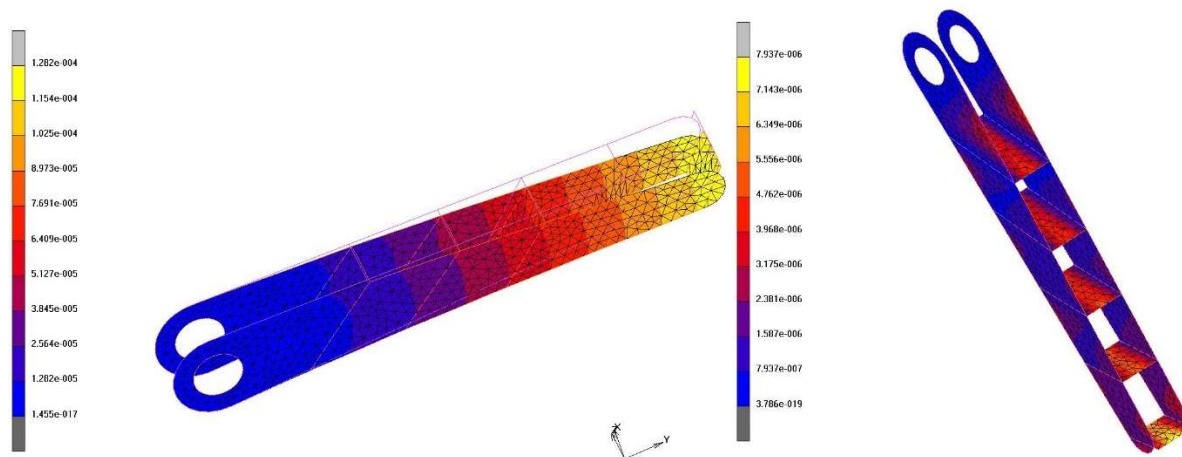
Az önsúlyt a tengelyre merőleges irányban vettük fel 2 helyzetben, a keverő oldalsó és alsó állásában, a testen megoszló térfogati gravitációs erőrendszer és a sűrűség definiálásának segítségével. A kialakított végelelemes háló az alábbi ábrán látható.



2.27. ábra Végelelem háló

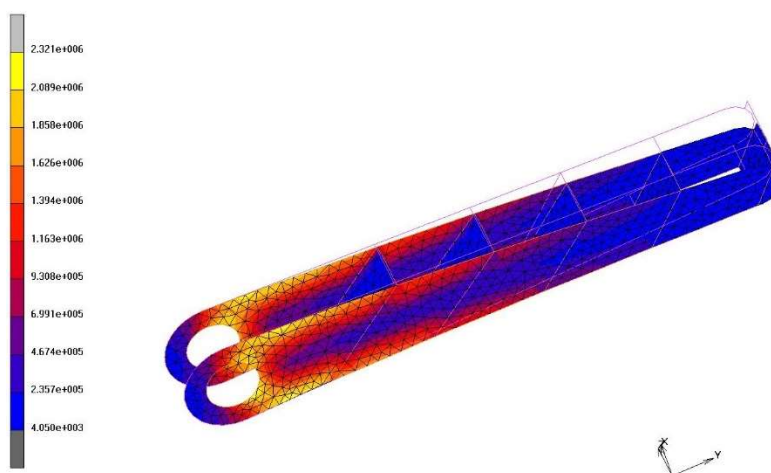
Számítási eredmények

A számítások során posztprocesszáltuk mind a feszültségeket, mind az egyenértékű feszültségeket. A feszültségeket a háj középsíkjára és a felületére határoztuk meg, így előállítva a membrán és a membrán+hajlító feszültségeket.



2.28 ábra Az oldalsó és alsó helyzetű keverő kar deformációja [m]

Az ábrából látható, hogy a deformáció az oldalsó helyzetben legnagyobb, így a feszültségeket az oldalsó helyzetre vizsgáljuk.



2.29. ábra Egyenértékű feszültségek oldalsó helyzetben [Pa]

A feszültségek elemzését követően megállapítható, hogy membrán és a membrán+hajlító feszültségek csekély mértékben különböznek egymástól, így a membrán tag mellett a hajlító tag elhanyagolható. Ugyanakkor a héj középfelületére számolt egyenértékű membránfeszültségek is jelentősen elmaradnak a megengedett feszültségtől. Ezek alapján mind deformációra, mind a feszültségekre elfogadható értékek jönnek ki, így a szerkezet üzemelésre alkalmas.

2.4 Összefoglalás

Az ismertetett fejezetek egy jelenleg is folyó kutatásunkat mutatja be, amelyet doktoranduszunk Buta Singh, és Dr. Szamosi Zoltán, Dr. Szepesi L. Gábor kollégákkal alkotott kutatócsoportban végzünk. A közelmúltban együttműködést indítottunk a Szegedi Tudományegyetemmel, Dr. Kovács Kornél közreműködésével anaerob fermentorokban történő vizsgálatokat végzünk. A vizsgálataink célja az, hogy folyamatos fermentáció esetén (fermentoriszapból nyert mikrobiológiai közösséggel) kimutatni a keverés hatását a biogáz fejlesztésre. A fermentoriszap szarvasmarha trágyából előállított élő iszap, mely mikrobiológiai közösség körülményeit vizsgáljuk, ha különböző alakú és fajtájú keverőelemmel keverjük az iszapot, valamint ugyanazon keverőelem hatását vizsgáljuk, ha az összes szilárd anyag tartalmat növeljük kukoricaszár őrleménnyel. Az eddigi eredmények alapján megállapítható, hogy

- az anaerob fermentorokban kerülendő a folyamatos keverés, a növekvő energiafogyasztáson kívül nincs hatása a biogáz hozamra,
- alacsony fordulatszámra szabad a keverést végezni, mert a mikrobiológiai közösséget tönkretesszük a nagy fordulatszámmal végzett keveréssel.

A *Fermentációs technológia keverőszerkezetének fejlesztése* c. fejezetben tárgyaltam a keverőszerkezetek tervezésének lépéseit, a biokémiai folyamatok keveréses megvalósításának lehetőségeit, összefoglaltam a hatékony keverőszerkezet típusokat. Bemutattam a kisminta kísérletek jelentőségét keverési folyamatok vizsgálata során, kisminta kísérleteket végeztünk olyan ismert keverőelem típusokkal, amelyeket tulajdonságaik alapján alkalmasak lehetnek fermentációs folyamathoz, meghatároztam a jellemző áramlási tartományt, a szegmens keverőelem optimális paramétereit, és bemutattam a kisminta kísérletek eredményeit szegmens keverőelemmel. A ténylegesen beépítendő, nagyméretű keverőszerkezet áramlástanai modellezését ismertettem szimulációs környezetben. Az időigényes futtatások számának csökkentése érdekében kiemelt jelentősége volt az előzetes kisminta kísérleteknek, amelyek alapján kiválasztottuk a legkedvezőbb keverőszerkezet konstrukciót. Ezt követően három modellen áramlástanai szimulációs vizsgálatokat végeztünk, amelyek közül a tojásszelvény-modell eredményeit mutattam be. A szimulációk eredményeként a keverőlapátok felületén adódó erőhatásokkal elvégzett szilárdsági vizsgálatok eredményét ismerttettem

A további kutatásunk során szeretnénk a multidiszciplináris megközelítést szem előtt tartani, ezért is indítottuk el a közös kutatást a biológus szegedi kollégákkal, remélve, hogy gépészeti kompetenciáink és az ő biológiai tapasztalatuk gyümölcsöző eredményeket produkálnak.

2.5. A témához kapcsolódó publikációk

- [P2.1] Singh, Buta ; Szamosi, Zoltán ; Siménfalvi, Zoltán
Comparison of mixing efficiency of different impellers for agitation of slurry in anaerobic digester
AIP CONFERENCE PROCEEDINGS 2273 Paper: 050004 (2020)
DOI Egyéb URL

Folyóiratcikk/Konferenciaközlemény (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 1, Független: 0, Független: 0, Független: 1, Nem jelölt: 0

- [P2.2] Singh, Buta ; Szamosi, Zoltán ; Siménfalvi, Zoltán ; Rosas-Casals, Martí
Decentralized biomass for biogas production. Evaluation and potential assessment in Punjab (India)
Energy Reports 6 pp. 1702-1714. , 13 p. (2020)
Folyóirat szakterülete: Scopus - Energy (miscellaneous) Helyzete: Q1
DOI Scopus Egyéb URL
Folyóiratcikk/Szaccikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 5, Független: 4, Független: 1, Nem jelölt: 0
- [P2.3] Singh, Buta ; Szamosi, Zoltán ; Siménfalvi, Zoltán
Impact of mixing intensity and duration on biogas production in an anaerobic digester: a review
CRITICAL REVIEWS IN BIOTECHNOLOGY 40 : 4 pp. 508-521. , 14 p. (2020)
Folyóirat szakterülete: Scopus - Applied Microbiology and Biotechnology Helyzete: D1
DOI WoS Scopus Egyéb URL
Folyóiratcikk/Szaccikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 4, Független: 4, Független: 0, Nem jelölt: 0
- [P2.4] Buta, Singh ; Szamosi, Zoltán ; Siménfalvi, Zoltán
Designing of Lab-Scale Anaerobic Digester Equipped with Maxblend Impeller to Evaluate Effect of Mixing on Anaerobic Digestion
INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING AND MANAGEMENT SCIENCES / MŰSZAKI ÉS
MENEZSMENT TUDOMÁNYI KÖZLEMÉNYEK 4 : 1 pp. 404-413. , 10 p. (2019)
Folyóiratcikk/Szaccikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
- [P2.5] Singh, Buta ; Szamosi, Zoltán ; Siménfalvi, Zoltán
State of the art on mixing in an anaerobic digester: A review
RENEWABLE ENERGY 141 pp. 922-936. , 16 p. (2019)
Folyóirat szakterülete: Scopus - Renewable Energy, Sustainability and the
Environment Helyzete: Q1
DOI WoS Scopus Egyéb URL
Folyóiratcikk/Szaccikk (Folyóiratcikk)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 27, Független: 25, Független: 2, Nem jelölt: 0
- [P2.6] Buta, Singh ; Zoltán, Siménfalvi ; Zoltán, Szamosi
Designing of Lab-scale anaerobic digester equipped with Maxblend impeller to evaluate effect of mixing on anaerobic digestion
In: Tamás, Mankovits (szerk.) Proceedings of the 6th International Scientific Conference on
Advances in Mechanical Engineering (ISCAME 2018) : Book of extended abstracts

Debrecen, Magyarország : Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Debrecen (2018) 238 p. pp. 1-8. , 8 p.

MIDRA REAL

Könyvrészlet/Konferenciaközlemény (Könyvrészlet)/Tudományos
Nyilvános idéző összesen: 3, Független: 3, Független: 0, Nem jelölt: 0

2.6. Felhasznált szakirodalom

- [1] I. D. Kariyama, X. Zhai, and B. Wu, "Influence of mixing on anaerobic digestion efficiency in stirred tank digesters: A review," *Water Res.*, vol. 143, pp. 503–517, 2018.
- [2] J. Bridgeman, "Computational fluid dynamics modelling of sewage sludge mixing in an anaerobic digester," *Adv. Eng. Softw.*, vol. 44, no. 1, pp. 54–62, 2012.
- [3] D. A. Stafford, "The effects of mixing and volatile fatty acid concentrations on anaerobic digester performance," *Biomass*, vol. 2, no. 1, pp. 43–55, 1982.
- [4] R. N. Meroney and P. E. Colorado, "CFD simulation of mechanical draft tube mixing in anaerobic digester tanks," *Water Res.*, vol. 43, no. 4, pp. 1040–1050, 2009.
- [5] D. Lee, Y. Ebie, K. Xu, Y. Li, and Y. Inamori, "Bioresource Technology Continuous H₂ and CH₄ production from high-solid food waste in the two-stage thermophilic fermentation process with the recirculation of digester sludge," *Bioresour. Technol.*, vol. 101, no. 1, pp. S42–S47, 2010.
- [6] "Effect of mixing on biogas production during mesophilic anaerobic digestion of screened dairy manure in a pilot plant," no. 5, pp. 476–481, 2011.
- [7] M. Brambilla, E. Romano, M. Cutini, L. Pari, and C. Bisaglia, "Rheological Properties of Manure/Biomass Mixtures and Pumping Strategies to Improve Ingestate Formulation: A Review," *Trans. ASABE*, vol. 56, no. 5, pp. 1905–1920, 2013.
- [8] C. Ratanatamskul and T. Saleart, "Effects of sludge recirculation rate and mixing time on performance of a prototype single-stage anaerobic digester for conversion of food wastes to biogas and energy recovery," *Environ. Sci. Pollut. Res.*, vol. 23, no. 8, pp. 7092–7098, 2016.
- [9] Pagilla, K.r., K. . Craney, and Kido, W.H., "Causes and effect of foaming in anaerobic sludge digester" *Water Sci. Technol.*, vol. 36(6-7), no. 463–470, pp. 463–470, 1997.
- [10] M. S. Vesvikar, R. Varma, K. Karim, and M. Al-Dahhan, "Flow pattern visualization in a mimic anaerobic digester: Experimental and computational studies," *Water Sci. Technol.*, vol. 52, no. 1–2, pp. 537–543, 2005.
- [11] B. Wu, "CFD simulation of mixing in egg-shaped anaerobic digesters," *Water Res.*, vol. 44, no. 5, pp. 1507–1519, 2010.
- [12] S. C. Low, R. Parthasarathy, P. Slatter, and N. Eshtiaghi, "Hydrodynamics study of sludge in anaerobic digesters," *Chem. Eng. Trans.*, vol. 29, no. 1972, pp. 1321–1326, 2012.
- [13] A. Lebranchu et al., "Impact of shear stress and impeller design on the production of biogas in anaerobic digesters," *Bioresour. Technol.*, vol. 245, no. June, pp. 1139–1147, 2017.
- [14] K. Karim, R. Hoffmann, T. Klasson, and M. H. Al-Dahhan, "Anaerobic digestion of animal waste: Waste

- strength versus impact of mixing," *Bioresour. Technol.*, vol. 96, no. 16, pp. 1771–1781, 2005.
- [15] F. Battista, D. Fino, G. Mancini, and B. Ruggeri, "Mixing in digesters used to treat high viscosity substrates: The case of olive oil production wastes," *J. Environ. Chem. Eng.*, vol. 4, no. 1, pp. 915–923, 2016.
- [16] D. Patel, F. Ein-Mozaffari, and M. Mehrvar, "Improving the dynamic performance of continuous-flow mixing of pseudoplastic fluids possessing yield stress using Maxblend impeller," *Chem. Eng. Res. Des.*, vol. 90, no. 4, pp. 514–523, 2012.
- [17] J. Ding, X. Wang, X.-F. Zhou, N.-Q. Ren, and W.-Q. Guo, "CFD optimization of continuous stirred-tank (CSTR) reactor for biohydrogen production," *Bioresour. Technol.*, vol. 101, no. 18, pp. 7005–7013, Sep.
- [18] Z. Trad, C. Vial, J. P. Fontaine, and C. Larroche, "Mixing and liquid-to-gas mass transfer under digester operating conditions," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 170, pp. 606–627, 2017.
- [19] F. Shen et al., "Improving the mixing performances of rice straw anaerobic digestion for higher biogas production by computational fluid dynamics (CFD) simulation," *Appl. Biochem. Biotechnol.*, vol. 171, no. 3, pp. 626–642, 2013.
- [20] B. Wu, "CFD simulation of mixing in egg-shaped anaerobic digesters," *Water Res.*, vol. 44 (5), p. 1507–1519, 2010.
- [21] I. D. Kariyama, X. Zhai, and B. Wu, "Influence of mixing on anaerobic digestion efficiency in stirred tank digesters: A review," *Water Research*, vol. 143, pp. 503–517, 2018.
- [22] G. Luo and I. Angelidaki, "Co-digestion of manure and whey for in situ biogas upgrading by the addition of H₂: Process performance and microbial insights," *Appl. Microbiol. Biotechnol.*, vol. 97, no. 3, pp. 1373–1381, 2013.
- [23] M. E. J. P. K. C. Lin and, "Effects of mixing on anaerobic treatment of potato-processing wastewater," *Can. J. Civ. Eng.*, vol. 18, no. 3, pp. 504–514, 1991.
- [24] P. Kaparaju, I. Buendia, L. Ellegaard, and I. Angelidakia, "Effects of mixing on methane production during thermophilic anaerobic digestion of manure: Lab-scale and pilot-scale studies," *Bioresour. Technol.*, vol. 99, no. 11, pp. 4919–4928, 2008.
- [25] R. A. Hoffmann, M. L. Garcia, M. Veskiar, K. Karim, M. H. Al-Dahhan, and L. T. Angenent, "Effect of shear on performance and microbial ecology of continuously stirred anaerobic digesters treating animal manure," *Biotechnol. Bioeng.*, vol. 100, no. 1, pp. 38–48, 2007.
- [26] W. zhang, zhang L, "Anaerobic digestiom of organic fraction of municipal solid waste," *Ecol. Environ.*, vol. 14, pp. 321–324, 2005.
- [27] Christopher J. RivardMichael E. HimmelTodd B. VinzantWilliam S. AdneyCharles E. WymanKarel Grohmann, "Anaerobic digestion of processed municipal solid waste using a novel high solids reactor: Maximum solids levels and mixing requirements," *Biotechnol. Lett.*, vol. 12, no. 3, pp. 235–240, 1990.
- [28] Z. Tian, L. Cabrol, G. Ruiz-Filippi, and P. Pullammanappallil, "Microbial ecology in anaerobic

- digestion at agitated and non-agitated conditions," *PLoS One*, vol. 9, no. 10, 2014.
- [29] R. Sindall, J. Bridgeman, and C. Carliell-Marquet, "Velocity gradient as a tool to characterise the link between mixing and biogas production in anaerobic waste digesters," *Water Sci. Technol.*, vol. 67, no. 12, pp. 2800–2806, 2013.
- [30] K. Lewis and W. Hughes, "Optimisation of Methane Production from Anaerobically Digested Cow Slurry Using Mixing Regime and Hydraulic Retention Time Submitted by," 2015.
- [31] Vavilin V. Anaerobic Digestion of Solid Material: Multidimensional Modeling of Continuous-Flow Reactor With Non-Uniform Influent Concentration Distributions. *Biotechnol Bioeng* 2007;97:354–66. doi:10.1002/bit.
- [32] Hoffmann RA, Garcia ML, Veskivar M, Karim K, Al-Dahhan MH, Angenent LT. Effect of shear on performance and microbial ecology of continuously stirred anaerobic digesters treating animal manure. *Biotechnol Bioeng* 2007;100:38–48. doi:https://doi.org/10.1002/bit.21730.
- [33] Kaparaju P, Buendia I, Ellegaard L, Angelidakia I. Effects of mixing on methane production during thermophilic anaerobic digestion of manure: Lab-scale and pilot-scale studies. *Bioresour Technol* 2008;99:4919–28. doi:10.1016/j.biortech.2007.09.015.
- [34] Si-jia Ma, Hai-jun Ma, Hai-dong Hu HR. Effect of mixing intensity on hydrolysis and acidification of sewage sludge in two-stage anaerobic digestion: Characteristics of dissolved organic matter and the key microorganisms. *Water Res* 2018;148:359–67. doi:https://doi.org/10.1016/j.watres.2018.10.058.
- [35] Ghanimeh SA, Al-Sanioura DN, Saikaly PE, El-Fadel M. Correlation between system performance and bacterial composition under varied mixing intensity in thermophilic anaerobic digestion of food waste. *J Environ Manage* 2018;206:472–81. doi:10.1016/j.jenvman.2017.10.062.
- [36] Stroot PG, McMahon KD, Mackie RI, Raskin L. Anaerobic codigestion of municipal solid waste and biosolids under various mixing conditions - II: Microbial population dynamics. *Water Res* 2001;35:1804–16. doi:10.1016/S0043-1354(00)00439-5.
- [37] Sindall R, Bridgeman J, Carliell-Marquet C. Velocity gradient as a tool to characterise the link between mixing and biogas production in anaerobic waste digesters. *Water Sci Technol* 2013;67:2800–6. doi:10.2166/wst.2013.206
- [38] Tian Z, Chauliac D, Pullammanappallil P. Comparison of non-agitated and agitated batch, thermophilic anaerobic digestion of sugarbeet tailings. *Bioresour Technol* 2013;129:411–20. doi:10.1016/j.biortech.2012.11.056
- [39] Stams AJM, Balk M, Weijma J. *Thermotoga lettingae* sp. nov., a novel thermophilic, methanol-degrading bacterium isolated from a thermophilic anaerobic reactor. *Int J Syst Evol Microbiol* 2002;52:1361–8. doi:10.1099/00207713-52-4-1361.
- [40] Tian Z, Cabrol L, Ruiz-Filippi G, Pullammanappallil P. Microbial ecology in anaerobic digestion at agitated and non-agitated conditions. *PLoS One* 2014;9. doi:10.1371/journal.pone.0109769

- [41] S. Rico, J. L. Rico, N. Muñoz, B. Gómez, and I. Tejero, "Effect of mixing on biogas production during mesophilic anaerobic digestion of screened dairy manure in a pilot plant," *Eng. Life Sci.*, vol. 11, no. 5, pp. 476–481, 2011.
- [42] A. Kowalczyk, E. Harnisch, S. Schwede, M. Gerber, and R. Span, "Different mixing modes for biogas plants using energy crops," *Appl. Energy*, vol. 112, pp. 465–472, 2013.
- [43] L. Tian et al., "Reducing agitation energy-consumption by improving rheological properties of corn stover substrate in anaerobic digestion," *Bioresour. Technol.*, vol. 168, pp. 86–91, 2014.
- [44] Shinji Nagata: *Mixing principles and applications*. John Wiley & Sons, 1975.
- [45] H. Schutz (1998): *Biogas-Praxis, Ökobuch*, 1. Auflage ISBN 3-922964-59-1
- [46] W. Trösch, P. Weiland (1998): *Verfahrenstechnik der Kofermentation*, in *Kofermentation*
- [47] Eilert Balssen: *Rührwerke in vollrührmischten reaktoren*, 2006.
- [48] Heinrich-Wilhelm Klusmann, *Pump- und Rührtechnik in landwirtschaftlichen Biogasanlagen*, 2006.
- [49] Harvey P. S., Greaves M. (1982): *Turbulent flow in an agitated vessel; A predictive model* *Trans.I.Chem.E.* 60, 195-200.
- [50] Kawase Y, Moo-Young M. (1990): *Mathematical models for the design of bioreactors*. *Chem.Eng.J.* 43, B19-B41.

3. SUMMARY

My PhD degree was submitted entitled "*Theoretical and experimental investigation of the operation of a spring-loaded safety valve*" in 2000 with summa cum laude, and I have been obtained my PhD in 2001.

The scientific topics in the last two decades were:

- experimental and simulation analysis of safety valves,
- strength analysis of vessels and pipeline system,
- research of unit operation (grinding, mechanical separation methods, heat transfer, agitation, absorption),
- research of renewable energy resources,
- life cycle analysis (LCA),
- safety technology in the fields of explosion,
- other research (electricity generation, welding, energy generating machines).

In this booklet, I would like to highlight two of the comprehensive works from the list above. First is the agitation during anaerobic digestion, which results were published in prestigious journals in chemical industry research, and the second is the institute's most dynamically developing activity which is the explosion safety research. The development occurs in the field of training, industrial relations, and laboratory developments, furthermore several PhD topics are active in this area.

In the field of agitation during anaerobic digestion, I presented a wide-ranging literature research, from which high-impact journal publications were produced. In the chapter entitled *Development of the mixing effect of the fermentation technology* I discussed the design of the mixing structures, the possibilities of the implementation of the biochemical process by agitation, I summarized the types of efficient agitators. I demonstrated the importance of small-sample experiments in mixing process, performed small-size experiments with known agitators that may be suitable for fermentation based on their properties, determined the characteristic flow range, optimal parameters of the segment-type agitator, and presented the results of small-size-experiments for segment-type agitator. I have described the modelling of the large mixing device in a CFD simulation environment. To reduce the number of long-time runs, I presented the preliminary small-size-experiments, to select the most advantageous agitator constructions. Then the flow simulation studies were performed on three models, of which I presented the results of the egg-profile model. Based on the CFD simulations, I described the results of strength analysis performed with the forces acting on the surface of the agitators.

The aim of the research carried out in the field of explosion safety research is to clarify the debatable elements of the valid standards and industry directives. Further goals to prove new elements, but which have been proven to influence design, and to prepare for their application in engineering practice. I presented models for describing the explosion process, discussed venting investigation, and examined the effects of venting pipe and flame deflector.