

KEVERŐS REAKTOROK VIZSGÁLATA

ANALYSIS OF STIRRED TANK REACTORS

Bokros István^{*}, Dr. Siménfalvi Zoltán^{**}, Dr. Szepesi Gábor^{***}, Venczel Gábor^{****}

ABSTRACT

This paper details the examination of continuous stirred tank reactors (CSTR) for use in the chemical industry. We investigated the effect of the Bayonet type heat exchanger which is inside of CSTR to the power number and the heat transfer coefficient. We made scale up model to adapt the measured and CFD data to industrial size equipment.

1. BEVEZETÉS

Eddigi kutatásaink során kettősköpenyű keverős készülékek (autoklávok, reaktorok) fűtésének/hűtésének intezifikálásával foglalkoztunk. A hőátvitel növelésére plusz hőcserélő (Field- vagy Bayonet csöves hőcserélő) elemeket építünk be a készülékebe. Ezek a hőcserélő szerkezetek áramlástörő szerepet is betöltenek, így az eredeti kevertési állapot megváltozik. Jelen cikkben röviden ismertetjük kisminta kísérletek és a számítógépes szimulációk eredményeit, majd a méretnövelés módszerével adaptáljuk azokat ipari méretű berendezésre.

2. A VIZSGÁLT BERENDEZÉS

A vizsgált berendezés félgömb fenekű, álló hengeres reaktor, középvezetékben keverő berendezéssel. A keverő három darab kétkarú karos keverő elemből áll, amelyek egymásra merőlegesen helyezkednek el. A geometriai méretarányokat az 1. ábra szemlélteti.

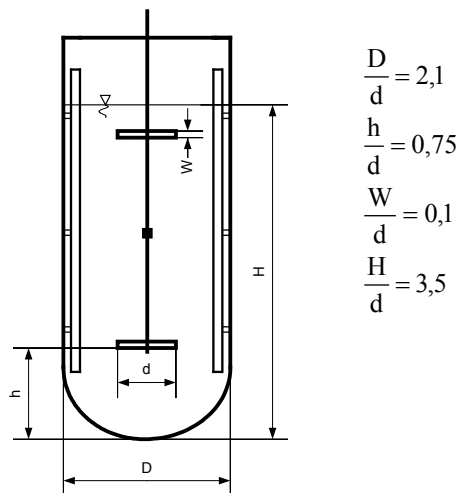
Összeállításra került a berendezés 1:20 méretarányú (geometriai arányaiban hasonló) kisminta modellje, amelyben beépítendő a Field-csőves hőcserélőket négy darab – ugyanolyan átmérőjű – hengeres betéttel helyettesítettünk. A mérések elvégzéséhez a rendszert úgy alakítottunk ki, hogy a keverő motor fordulatszáma és nyomatéka folyamatosan mérhető és regisztrálható.

^{*} mérnök-tanár, ME Vegyipari Gépek Tanszéke

^{**} egyetemi docens, tanszékvezető ME Vegyipari Gépek Tanszéke

^{***} egyetemi docens, ME Vegyipari Gépek Tanszéke

^{****} tanársegéd, ME Vegyipari Gépek Tanszéke



1. ábra. A vizsgált berendezés modellje

A keverő tengelyén mért nyomaték (M) ismeretében az (1) összefüggéssel meghatározható az adott fordulatszámhoz (n) tartozó keverési teljesítmény szükséglet (N).

$$N = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (1)$$

3. LABORATÓRIUMI VIZSGÁLATOK

A szakirodalom alapján a keverő ellenállás-tényezője a keverésre vonatkozó módosított Reynolds-szám függvényében meghatározható. A módosított Reynolds-szám a (2) összefüggés alapján számítható.

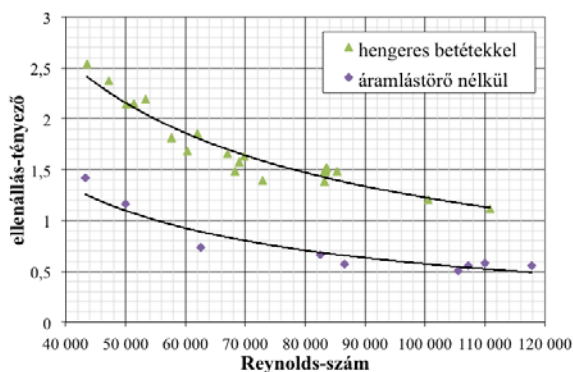
$$Re_m = \frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\eta} \quad (2)$$

A szakirodalomban ajánlott diagramok és nomogramok csak szabványos keverő elemekre érvényesek, az adott keverős készülékre vonatkozó függvényeket nem találtunk. A kisminta kísérletek alapján kiszámított keverési teljesítmény szükséglet ismertében azonban meghatározható a keverő ellenállás-tényezője. Egy d átmérőjű és n fordulatszámú keverő hajtáshoz szükséges teljesítmény az alábbi képlettel számolható:

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

ahol ξ a keresett ellenállás-tényező.

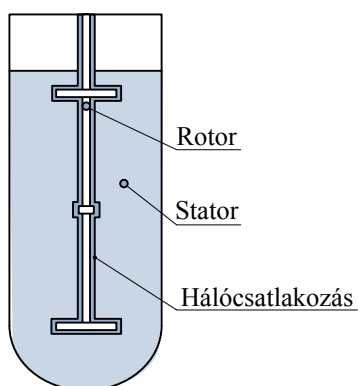
A modellkísérletek során vizet kevertünk áramlástörő nélkül majd 4 db hengeres áramlástörő betéttel különböző fordulatszámokon. Az így meghatározott ellenállás-tényező függvényeket a 2. ábrán látható diagram tartalmazza. Az eredmények átszámíthatósága megköveteli, hogy a keverő ellenállását a módosított Reynolds-szám függvényében adjuk meg.



2. ábra. Méréssel meghatározott ellenállás-tényező

4. A SZIMULÁCIÓS ELJÁRÁS ISMERTETÉSE

A vizsgált kisminta geometriai modelljét Solid Edge környezetben készítettük el, mely az általunk alkalmazott véges térfogatok módszerét használó CFD szoftver (SC/Tetra V9) egy segédprogramja (SCTPrime) az előfeldolgozó számára megfelelő geometriát alakít ki. A szokásos eljárásnak megfelelően az előfeldolgozóban alakítjuk ki a perem- és kezdeti feltételeket, az áramlásra jellemző egyéb paramétereket (pl. turbulencia modell), majd az egyenletrendszer megoldása után az utófeldolgozóban jelenítjük meg a szimuláció eredményeit.



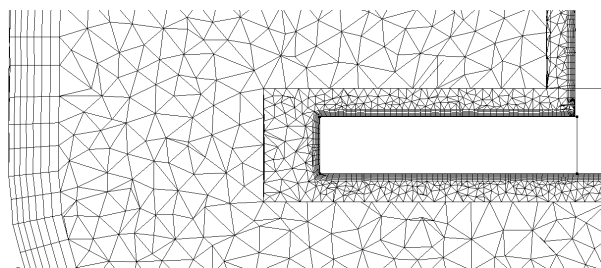
3. ábra. A szimuláció során alkalmazott modell

Az SC/Tetra lehetőséget ad arra, hogy a vizsgált teret két különálló elemként kezeljük, ami azt is jelenti, hogy a két térrészt egymástól teljes mértékben különböző méretű és felépítésű hálóból készítsük el. A feladat megoldása során a forgó (keverőtengely, keverőlapátok) illetve állórészt (folyadéktér, mely csak a kezdeti pillanatban tekinthető állónak) külön elemként kezeltük.

A 3. ábrán látható, hogy a forgást végző tengelyt és keverőelemeket egy kontrolltérfogattal vettük körül, melyben a háló méretét finomítottuk. A szimulációt tranziensnek (instacioner) tekintettük.

Az időlépték meghatározása nagyon fontos paraméter mozgás-szimulációknál. Általános szabály, hogy egy időlépés alatt a forgó mozgást végző elem maximum 3° -ot fordulhat el, ellenkező esetben a konvergencia felborulhat.

Abban az esetben, ha a számítás során figyelembe vesszük a szabad folyadékfelszínt, az időlépték a 10^{-4} értéket veszi fel [2].



4. ábra. Hálókialakítás a keverőelem és a készülékfal környezetében

A feladat szempontjából fontos, hogy megfelelő turbulenciamodelt alkalmazzunk. A legerterjedtebb kétváltozós turbulenciamodellek közé tartozik a k- ϵ modell, azonban több szerző is megállapította, hogy sok esetben alulbecsülheti [1] a szükséges teljesítményszükségletet. Az ideális megoldást a DNS, azaz a direkt numerikus szimuláció jelentené, mely során nem alkalmazunk turbulenciamodelt, a mozgásegyenletet direkt módon oldjuk meg. Ez végtelen finom háló meglétét feltételezi, aminek következménye, hogy az eljárás nagyon költséges. Szintén költséges eljárás a LES (Large Eddy Simulation), azaz a nagy örvényszimulációk módszere, mely kevert terek leírásához alkalmazható [4]. Az általunk alkalmazott eljárás az SST k- ω modell mely Menter [5] nevéhez fűződik. A modell alkalmazásához a konvergencia érdekében szükséges a falak melletti prizmatikus rétegek számát megnövelni 5-7 rétegűre [2]. A számításaink során a szilárd és folyadék elemek között hétrétegű prizmatikus hálót használtunk. Az áramlás tér többi pontjában tetraéder hálót használtunk. Összességében a rotorral jelzett térrész kb. 800 ezer elemből állt, míg a statorral jelzett térrész 700 ezer

tetraéder és prizmatikus elemből épült fel. A bemutatott eredmények hálófüggetlenek.

A megoldás során kezdeti feltételként a folyadékot állónak tekintettük, valamint a hőmérséklete 60°C. Peremfeltételként a készülék falát illetve a kör keresztmetszetű terelőlemezeket állandó falként (stationary wall) kezeltük. A készülékfal külső pontját 20°C-osnak vettük fel. A mozgásszimulációhoz a nem-folytonos háló opciót (Discontinuous mesh) használtuk. Peremfeltételként a kapcsolódási felületeket szükséges volt megadni (3-as ábra, Hálócsatlakozás).

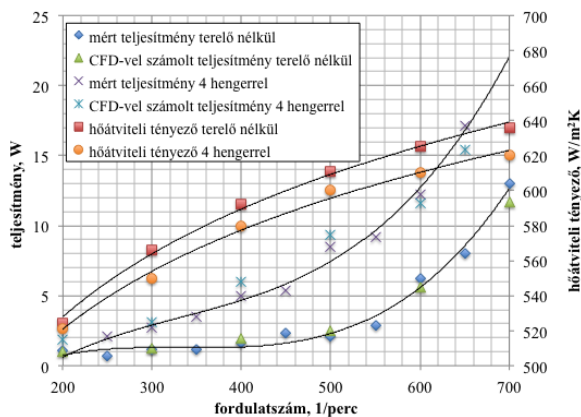
A szimuláció végrehajtásához a mozgásegyenletet, energiaegyenletet, a turbulenciamodellel egyenleteit valamint a nyomáskorrekciós összefüggést (módosított SIMPLEC) oldottuk meg.

5. EREDMÉNYEK

A keverő fordulatszámának helyes megválasztásának jelentős szerepe van egyrészt a keverés hatékonyságánál, másrészt a keveréshez szükséges teljesítménynél. Jelen esetben a keverés elsődleges célja a szuszpendáltatás, amelyhez meghatározható egy minimális fordulatszám, további célja a hőátvitel elősegítése.

A keverési teljesítmény szükséglet tekintetében a CFD szimulációval kapott eredmények igen jó hasonlóságot mutatnak a méréssel meghatározott eredményekkel.

Mivel a CFD szimuláció alkalmas hőtani számítások elvégzésére is, ezért a vizsgálatainak kibővítettük a reaktorfalra jellemző kevert tér oldali hőátadási tényező meghatározásával. Ezzel megvizsgálható, hogy a készülékbe helyezett Field-csöves szerkezetek milyen hatással vannak a reaktorfalon történő hőátvitelre. A szimuláció során a külső oldali hőátadási tényezőt valamint a falra jellemző hővezetési tényezőt állandónak vettük.

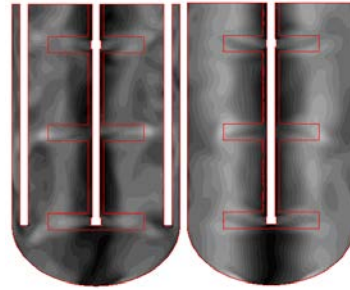


5. ábra. Teljesítmény szükséglet és hőátviteli tényező értéke a fordulatszám függvényében

A kapott eredményeket a 5. ábrán vázolt diagramban mutatjuk be. A diagramon jól látható, hogy a teljesítmény görbe a fordulatszám növelésével köbösen növekszik, míg a hőátviteli tényező növekedési görbéje ellaposodik.

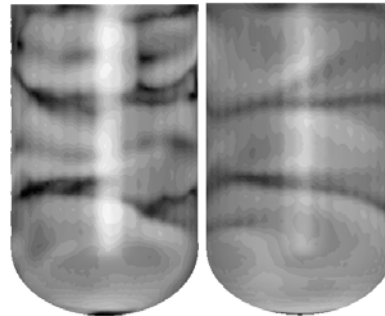
Adódik tehát egy optimális fordulatszám, ahol a teljesítmény szükséglet még nem növekszik drasztikusan, illetve a hőátvitel hatékonysága megfelelő. Ez az érték kisminta modellünk esetében kb. 500 1/perc fordulatszámra adódik. Az adott koncentrációjú szuszpenzió szuszpendáláshoz szükséges minimális $n_{sm}=200$ 1/perc fordulatszámot kisminta készülékben korábbi modellkísérleteink során megállapítottuk, így a meghatározott optimális fordulatszám elfogadható.

A CFD-vel meghatározott sebességeloszlást mutatja be a 6. ábra, amelyből látható, hogy a Field-csöves esetben (bal oldali ábra) a fal környezetében erőteljesebb turbulencia alakul ki.



6. ábra. Sebességeloszlás síkmetszetben

A turbulencia hatással van a felületi hőátadási tényezőre, melynek lokális eloszlását a 7. ábrán tüntettük fel.



7. ábra. Hőátadási tényező eloszlása a palást belső oldalán

6. MÉRETNÖVELÉS

A fordulatszám helyes megválasztása nemcsak a keverés hatásossága (esetünkben a polimerizáció megfelelő sebességének biztosítása, a szuszpenzió állapot fenntartása és a hőátvitel segítése), hanem a teljesítményszükséglet miatt is fontos. Miután kisminta

kísérletekkel már meghatároztuk a legkedvezőbb alakot, típust, fordulatszámot, következik az ipari méretű keverő fordulatszámának és más egyéb paramétereinek kiszámítása. A fő nehézség abban áll, hogy egyszerre több szempontot lehet és kell is figyelembe venni.

Az egyes keverőtípusokra ajánlott geometriai méretarányokat a tapasztalatok alapján célszerű betartani, ezért az ipari méretű berendezés és a kisminta egymással geometriailag teljes mértékben hasonló. A méretnövelés másik fontos kritériuma azon a felismerésen alapszik, hogy a hatékony keveréshez szükséges időtartam közelítőleg arányos az N/V értékkel, azaz a térfogategységre vonatkoztatott teljesítményszükséglet azonosságát is biztosítani kell.

$$\frac{N}{V} = \frac{N_m}{V_m} \quad (4)$$

ahol az m index a kismintára utal.

A méréssel meghatározott ellenállás-tényezőt (2. ábra) hatványfüggvénnyel közelítettük

$$\xi = A \operatorname{Re}_m^b = A \left(\frac{nd^2\rho}{\eta} \right)^b \quad (5)$$

ahol A és b a közelítő függvény állandói.

A méretnövelés mértékét k -val jelölve ($k=d/d_m$) és figyelembe véve az 1. ábrán látható geometriai arányokat a kevert térfogatok kifejezhetők a keverőelemek átmérőjével:

$$V = cd^3 \text{ és } V_m = cd_m^3 \quad (6)$$

ahol c a D/d és H/d arányok alapján meghatározható állandó.

A (4) egyenletbe behelyettesítve az egyszerűsítések elvégzése után

$$n^{3+b} d^{2+2b} \rho^{1+b} \eta^{-b} = n_m^{3+b} d_m^{2+2b} \rho_m^{1+b} \eta_m^{-b} \quad (7)$$

A kisminta kísérleteknél alkalmazott mérőközeg, valamint az ipari berendezés töltetének sűrűsége, dinamikai viszkozitása és a méretnövelés értéke természetesen ismert, így az ipari méretű keverő optimális fordulatszáma a fenti egyenletből meghatározható. A modellkísérleteink során meghatározott $n_m = 500$ 1/perc optimális fordulatszám alapján az ipari méretű berendezést $n = 223$ 1/perc fordulatszámon célszerű üzemeltetni. Az ehhez szükséges keverő teljesítmény igénye a (3) egyenlet alapján $N=66,2$ kW.

Természetesen minden jellemző paraméter szempontjából a hasonlóság nem biztosítható, ezért célszerű megvizsgálni ezek miként változnak a

méretnövelésnél. Az anyagjellemzők, a fordulatszám és a geometriai adatok változása miatt a keverőelem kerületi sebességében, az áramlásképet meghatározó Re -számban, valamint a közeg és a reaktorfal közti hőátadási tényezőben is bekövetkeznek eltérések a kísérleti mérésekhez képest. Ugyancsak megvizsgálandó, hogy a szuszpenzió fenntartásához szükséges minimális fordulatszám (8) fölött működik-e az ipari méretű berendezés. [6]

$$n_s = n_{sm} \left(\frac{d_m}{d} \right)^{0,5} = 44,7 \frac{1}{\text{perc}} \quad (8)$$

7. ÖSSZEFOGLALÁS

Cikkünkben bemutatásra került, hogy egy keverős készülékbe helyezett hőcserélő szerkezet milyen hatással van az eredeti kevertési állapotra. Vizsgáltuk továbbá a hőátadási tényező értékének és a keveréshez szükséges teljesítménynek a változását. Bemutattuk a kisminta kísérletek és a számítógépes szimulációk eredményeit, majd adaptáltuk azokat az ipari méretű berendezésre.

Köszönetnyilvánítás

A bemutatott kutatómunka a TÁMOP-4.2.1.B-10/2/KONV-2010-0001 jelű projekt részeként az Európai Unió támogatásával, az Európai Szociális Alap társfinanszírozásával valósul meg.

8. IRODALOM

- [1] J. AUBIN, D.F FLETCHER, C. XUEREB: Modeling turbulent flow in stirred tanks with CFD: the influence of the modeling approach, turbulence model and numerical scheme, Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 28, Issue 5, April 2004, pp 431-445.
- [2] SC/Tetra V9 User's Guide, Operation Manual, Software Cradle Co., Ltd. (2011)
- [3] VENCZEL G., ORTUTAY M.: A keverés teljesítményszükséglete áramlástörő betétek alkalmazása esetén, GÉP 2004/10-11 LV. évf. pp. 168-170
- [4] J. REVSTEDT, L. FUCHS, C. TRÄGHÁRD: Large eddy simulations of the turbulent flow in a stirred reactor, Chemical Engineering Science, Volume 53, Issue 24, December 1998, pp 4041-4053.
- [5] MENTER, F. R.: Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows, AIAA Paper 93-2906, 1993
- [6] FEJES G., TARJÁN G.: Vegyipari Gépek és műveletek, Tankönyvkiadó, Budapest, 1979, pp 445-478.