

# **CUPRINS**

| 1.  | INTRODUCERE  | 1  |
|---|--|--|
| <b>2.</b><br>2.1.<br>2.2.<br>2.2.1.<br>2.2.2.<br>2.2.3.<br>2.2.4.<br>2.2.5.<br>2.2.6.<br>2.3.<br>2.4.<br>2.4.1.<br>2.4.1.<br>2.4.2.<br>2.4.3  | BILANȚURI DE MATERIALE ȘI DE ENERGIE<br>REGIMURI DE FUNCȚIONARE<br>BILANȚUL DE MATERIALE<br>Exprimarea compoziției masei de reacție<br>Exprimarea bilanțului de materiale<br>Modele matematice de bilanț de materiale<br>Bilanț de materiale în regim staționar<br>Bilanț de materiale în regim nestaționar<br>Bilanț de materiale în regim nestaționar cu transformare chimică<br>BILANȚUL ENERGIILOR<br>BILANȚUL TERMIC<br>Bilanț termic în regim adiabat<br>Bilanț termic în regim nonadiabat și nonizoterm   | <b>5</b><br>5<br>8<br>9<br>12<br>13<br>15<br>16<br>17<br>17<br>18<br>22<br>22  |
| <b>3.</b><br>3.1.<br>3.2.<br>3.2.1.<br>3.2.2.<br>3.2.2.1.<br>3.2.2.2.<br>3.2.2.3.<br>3.2.2.4.<br>3.2.3.1.<br>3.2.3.2.<br>3.2.3.2.1.<br>3.2.3.2.1.<br>3.2.3.2.2.<br>3.2.3.2.1.<br>3.2.3.2.1.<br>3.2.3.2.2.<br>3.2.3.2.4.<br>3.2.3.3.1.<br>3.2.3.3.1.<br>3.2.3.3.1.<br>3.2.3.3.1.<br>3.2.3.3.2.<br>3.2.3.3.4.<br>3.2.3.3.5. | TRANSPORTUL FLUIDELOR         INTRODUCERE         TRANSPORTUL LICHIDELOR         Conservarea energiei la curgerea fluidelor. Ecuația Bernoulli         Relații și mărimi caracteristice în transportul lichidelor         Debitul pompelor         Înălțimea manometrică         Înălțimea de aspirație         Puterea și randamentul         Pompe pentru lichide         Clasificarea pompelor pentru lichide         Pompe fără elemente mobile         Sifonul         Montejusul         Gaz-liftul         Injectoare și ejectoare         Pompe cu mişcări alternative         Randamentul, debitul și puterea pompelor cu mişcări alternative         Variația debitului pompelor cu mişcări alternative         Pompe cu piston         Pompe cu piston         Pompe cu piston plonjor         Pompe cu piston plonjor         Pompe cu piston lichid | 25<br>25<br>25<br>27<br>27<br>27<br>29<br>30<br>31<br>31<br>31<br>32<br>32<br>33<br>34<br>35<br>35<br>36<br>38<br>38<br>39 |
| 3.2.3.3.6.<br>3.2.3.3.7.  | Pompe cu diafragmă<br>Pompe dozatoare  | 39<br>40   |

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

| 3.2.3.4.                | Pompe rotative  | 40       |
|-------------------------|---|----------|
| 3.2.3.4.1.              | Pompe rotative cu tambur excentric                                    | 41       |
| 3.2.3.4.2.              | Pompe rotative cu palete  | 41       |
| 3.2.3.4.3.              | Pompe rotative cu angrenaie   | 41       |
| 3.2.3.4.4               | Pompe rotative cu pistoane profilate                                  | 42       |
| 32345                   | Pompe rotative cu rotor elicoidal                                     | 43       |
| 32346                   | Pompe rotative cu suruh   | 45       |
| 32347                   | Pompe perietaltice  | 46       |
| 3035                    | Pompe contrifuge  | 40<br>16 |
| 32351                   | Clasificarea nompolor contrifuce                                      | 40       |
| 3.2.3.J.T.<br>2.7.2.5.7 | Ciasilicarea pompeior centinuge                                       | 40       |
| 3.2.3.3.2.              | Ecuația fundamentală a pompeior centinuge                             | 49       |
| 3.2.3.3.3.              | iniuența ungriului $\beta_2$  | 50       |
| 3.2.3.5.4.              |   | 51       |
| 3.2.3.5.5.              | lurația specifica   | 52       |
| 3.2.3.5.6.              | Pomparea lichidelor cu comportare nenewtoniană                        | 54       |
| 3.2.3.5.7.              | Pompe simple de joasă presiune  | 55       |
| 3.2.3.5.8.              | Pompe centrifuge multietajate   | 55       |
| 3.2.3.5.9.              | Pompe centrifuge pentru paste fibroase                                | 56       |
| 3.2.3.5.10.             | Pompe centrifuge autoaspiratoare                                      | 58       |
| 3.3.                    | TRANSPORTUL ŞI COMPRIMAREA GAZELOR                                    | 59       |
| 3.3.1.                  | Clasificarea utilajelor pentru transportul și comprimarea gazelor     | 59       |
| 3.3.2.                  | Compresoare volumice cu mişcări alternative                           | 60       |
| 3.3.2.1.                | Lucrul mecanic consumat la comprimare                                 | 60       |
| 3.3.2.2.                | Diagrama de lucru, teoretică și reală, a compresorului                | 62       |
| 3.3.2.3.                | Randamentul și puterea compresoarelor volumice cu mișcări alternative | 63       |
| 3.3.2.4.                | Comprimarea în trepte   | 64       |
| 3.3.2.5.                | Compresoare cu piston   | 66       |
| 3.3.3.                  | Compresoare volumice rotative   | 68       |
| 3.3.3.1.                | Compresoare cu inel lichid  | 68       |
| 3.3.3.2.                | Compresoare cu tambur și lamele culisante                             | 68       |
| 3.3.3.3.                | Compresoare cu pistoane rotative                                      | 69       |
| 3.3.4.                  | Compresoare rotodinamice  | 70       |
| 3.3.4.1.                | Ventilatoare centrifuge   | 70       |
| 3342                    | Suflante centrifuge   | 71       |
| 3343                    | Turbocompresoare  | 73       |
| 34                      | Producerea vidului  | 76       |
| 341                     | Clasificarea nompelor de vid  | 76       |
| 342                     | Mărimi caracteristice nompelor de vid                                 | 76       |
| 343                     | Pompe de vid mecanice   | 70       |
| 3/31                    | Pompe rotative cu inel de ană   | 77       |
| 3/32                    | Pompe cu niston rotativ, etansate cu ulai                             | 77       |
| 3/301                   | Pompe cu palete culicante în reter                                    | 77       |
| 3.4.3.2.1.<br>3 1 2 0 0 | Pompe cu palete cuisante in rotor                                     | 70       |
| 3.4.3.Z.Z.<br>2 1 2 2 2 | Pompe cu paleta ili statol  | 79       |
| J.4.J.Z.J.<br>2 / /     | Fullipe du sellal   | 19       |
| J.4.4.                  | Pompe cu fotoale conjugate  | 80       |
| 3.4.3.<br>2.4.5.1       | Pompe moleculare  | 80       |
| J.4.J.1.                | Pompa moleculara noiweck  | 08       |
| 3.4.5.2.                | Pompe lurbomoleculare   | 81       |
|                         |   |          |

| 3.4.6.<br>3.4.6.2.<br>3.4.6.2.1.<br>3.4.6.2.2.<br>3.4.6.2.3.<br>3.4.7.<br>3.5.<br>3.5.1.<br>3.5.2.<br>3.5.2.1.<br>2.5.2.2 | Pompe de vid cu jet de antrenare<br>Pompe de vid cu jet de lichid<br>Pompe de vid cu jet de vapori<br>Pompe cu ejectoare de vapori<br>Ejectoare cu vapori de mercur<br>Pompe de difuziune<br>Alegerea pompelor de vid<br>CONDUCTE ŞI ARMĂTURI<br>Conducte<br>Echipamentele conductelor<br>Tubulatura | 82<br>82<br>82<br>84<br>84<br>86<br>87<br>87<br>87<br>88<br>88<br>88 |
|---|--|--|
| 3.5.2.2.<br>3.5.3.  | Armături   | 91   |
| <b>4.</b><br>4.1.<br>4.1.1.   | AMESTECAREA<br>INTRODUCERE<br>Clasificarea amestecurilor   | <b>111</b><br>111<br>111   |
| 4.1.2.<br>4.1.2.1.  | Amestecarea lichidelor miscibile   | 112  |
| 4.1.2.2.  | Amestecarea lichidelor nemiscibile   | 112  |
| 4.1.2.3.  | Amestecarea gaz-lichid   | 112  |
| 4.1.2.4.  | Amestecarea solid-lichid   | 113  |
| 4.1.2.5.  | Amestecarea gaz-solid-lichid   | 113  |
| 4.1.2.6.  | Amestecarea solidelor  | 113  |
| 4.1.3.  | Factori care influențeaza procesele de amestecare  | 114  |
| 4.Z.  | AMESTECAREA IN MEDIU LICHID  | 114  |
| 4.Z.I.  | Eliciența amestecării  | 114  |
| 4.2.2.  | Degimul de curgoro la amostocaro   | 110  |
| 4.2.2.1.  | Macroamestecarea   | 110  |
| 4.2.2.2.  | Microamestecarea   | 117  |
| 4224  | Amestecarea laminară   | 119  |
| 4.2.2.5.  | Amestecarea turbulentă   | 120  |
| 4.2.3.  | Viteza si durata amestecării   | 120  |
| 4.2.3.1.  | Amestecarea discontinuă  | 121  |
| 4.2.3.2.  | Amestecarea continuă   | 125  |
| 4.2.3.2.1.  | Amestecătorul continuu cu deplasare ideală (RCDI)  | 125  |
| 4.2.3.2.2.  | Amestecătorul continuu cu amestecare perfectă (RCAP)   | 126  |
| 4.2.3.2.3.  | Amestecătorul real   | 127  |
| 4.2.3.3.  | Distribuția duratelor de staționare (DDS) în amestecătoare continue  | 128  |
| 4.2.3.3.1.  | Funcții de definire a DDS  | 128  |
| 4.2.3.3.2.  | Tehnici experimentale de determinare a DDS   | 132  |
| 4.2.3.3.3.  | Identificarea caracteristicii circulației dupa forma curbelor de distribuție   | 133  |
| 4.2.4.  | Spectre de curgere   | 136  |
| 4.2.4.1.<br>4 0 4 0   | Curgerea tangențială   | 130  |
| 4.2.4.2.<br>1 0 1 0   | Curgoroa avială  | 137  |
| 4.2.4.4.  | Spectre de curgere în fluide cu viscozitate ridicată   | 137  |

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

|                                       | BIBLIOGRAFIE   | 216 |
|---------------------------------------|--|-----|
| 4.2.7.3.1.                            | Formarea și proprietățile bulelor de gaz   | 211 |
| 4.2.7.3.                              | Amestecarea sistemelor bifazice lichid-gaz. Formarea dispersiilor de gaze în lichide | 211 |
| 4.2.7.2.9.                            | Echipamente utilizate pentru obținerea emulsiilor                                    | 199 |
| 4.2.7.2.8.                            | l'ennici de obținere a emulsiilor  | 199 |
| 4.2.7.2.7.                            |  | 196 |
| 4.2.7.2.6.                            |  | 195 |
| 4.2.1.2.5.                            |  | 195 |
| 4.2.1.2.4.                            | VISCOZICALEA EMUISIIIOF  | 194 |
| 4.2.1.2.3.                            | Elliulyaluli<br>Viceozitateo emulciilor  | 100 |
| <del>т</del> .∠.1.∠.∠.<br>Л О Т О Р   | medanəndi omanı emdəndə<br>Emulaətari  | 100 |
| т. <u>с.</u> т. <u>с</u> .т.<br>49799 | Mecanismul formării emulsiilor   | 188 |
| 42721                                 | Clasificarea emulsillor  | 186 |
| 4272                                  | Amestecarea sistemelor bifazice lichid-lichid. Formarea emulsiilor                   | 186 |
| 4.2.7.1.7.                            | Optimizarea amestecătoarelor pentru formarea suspensiilor                            | 182 |
| 4.2.7.1.6.                            | Transpunerea la scară a amestecătoarelor pentru suspensii                            | 178 |
| 4.2.7.1.5.                            | Calculul puterii necesare realizării suspensiilor                                    | 177 |
| 4.2.7.1.4.                            | Turația minimă necesară realizării suspensiilor omogene                              | 176 |
| 4.2.7.1.3.                            | Turația minimă necesară suspendării complete a particulelor solide                   | 171 |
| 4.2.7.1.2.                            | Proprietățile suspensiilor   | 169 |
| 4.2.7.1.1.                            | Mecanismul formării suspensiilor   | 169 |
| 4.2.7.1.                              | Amestecarea sistemelor bifazice lichid solid. Formarea suspensiilor                  | 168 |
| 4.2.7.                                | Aspecte particulare ale amestecării în mediu lichid                                  | 168 |
| 4.2.6.3.7.                            | Observații referitoare la metodele de transpunere la scara                           | 16/ |
| 4.2.0.3.0.                            | ivietoda de transpunere la scara a lui Rusnton                                       | 100 |
| 4.2.0.3.3.                            | Metoda de transpunera la sestă a lui Duchter   | 105 |
| 4.2.0.J.4.                            | Metoda dobitului sposifia do pomporo constant  | 104 |
| 4.2.0.3.3.<br>12631                   | Metoda vitezej periferice a agitatorului constanto                                   | 103 |
| т.2.0.0.2.<br>1 2 6 3 3               | Matoda coeficientului de transfer de masă constant                                   | 162 |
| 42632                                 | Metoda conficientului de transfer de căldură constant                                | 162 |
| 42631                                 | Metoda consumului snecific de nutere constant  | 161 |
| 4.2.6.3                               | Metode de transpunere la scară a amestecătoarelor industriale                        | 161 |
| 4.2.6.2.                              | Incompatibilitatea criteriilor de similitudine la amestecare                         | 161 |
| 4.2.6.1.                              | Asigurarea similitudinii model-prototip  | 159 |
| 4.2.6.                                | Transpunerea la scară a amestecătoarelor   | 159 |
| 4.2.5.2.                              | Puterea necesară agitatoarelor mecanice pentru fluide nenewtoniene                   | 156 |
| 4.2.5.1.4.                            | Date practice pentru calculul puterii necesare amestecării fluidelor newtoniene      | 150 |
| 4.2.5.1.3.2.                          | Amestecătoare tip ancoră   | 149 |
| 4.2.5.1.3.1.                          | Amestecătoare cu brațe   | 148 |
| 4.2.5.1.3.                            | Stabilirea relațiilor de calcul pe baza geometriei dispozitivului de amestecare      | 148 |
| 4.2.5.1.2.                            | Stabilirea relațiilor de calcul utilizând ecuația Bernoulli                          | 146 |
| 4.2.5.1.1.                            | Stabilirea relațiilor de calcul utilizând analiza dimensională                       | 145 |
| 4.2.5.1.                              | Puterea necesară agitatoarelor mecanice pentru fluide newtoniene                     | 145 |
| 4.2.5.                                | Puterea necesară amestecării   | 144 |
| 4.2.4.6.3.                            | Amplasarea excentrică, înclinată sau orizontală a arborelui agitatorului             | 143 |
| 4.2.4.6.2.                            | i upuri de tiraj   | 142 |
| 4.2.4.6.1.                            | Şıcane verticale   | 141 |
| 4.2.4.6.                              | vartejul central și posibilități de contracarare                                     | 140 |
| 4.2.4.5.                              | Spectre de curgere in fluide nenewtoniene  | 130 |
| 1015                                  | Spectre de aurgere în fluide peneutoriene  | 120 |

# 1. INTRODUCERE

Industriile alimentare fac parte din categoria industriilor de proces, respectiv sunt bazate pe **procese tehnologice**, în urma cărora materiile prime naturale, artificiale sau sintetice sunt transformate în produse finite comercializabile sau în semifabricate utilizate drept materii prime în alte ramuri prelucrătoare (fig. 1.1). Un proces tehnologic, oricât de complex, poate fi descompus într-o succesiune de **procese componente** distincte, în care materialele intrate suferă o serie de modificări. Funcție de natura modificărilor suferite, procesele componente ale unui proces tehnologic pot fi clasificate în procese de natură mecanică, fizică, chimică, biochimică (tab. 1.1). Este important de ştiut că nu se poate face o delimitare netă între procesele biochimice şi cele pur chimice, clasificarea reactoare – bioreactoare fiind oarecum artificială.



Fig. 1.1. Reprezentarea schematică a unui proces tehnologic

| Tipul      | Modificările suferite de   | Utilajele în care | Exemple de                          |                         |  |  |
|------------|--|-------------------|-------------------------------------|-------------------------|--|--|
| procesului | orocesului materiale se desfăşoară                                 |                   | procese                             | utilaje                 |  |  |
| mecanic    | de formă și/sau dimensiuni   | maşini            | măcinare                            | mori                    |  |  |
| fizic      | de presiune, temperatură,<br>concentrație, stare de agregare       | aparate           | distilare                           | coloane de<br>distilare |  |  |
| chimic     | de specii moleculare sau ionice                                    | reactoare         | hidrogenarea<br>uleiurilor vegetale | reactoare catalitice    |  |  |
| biochimic  | de specii moleculare sau ionice,<br>în prezența unor organisme vii | bioreactoare      | fermentare                          | linuri                  |  |  |

Tab. 1.1. Clasificarea proceselor componente ale unui proces tehnologic

Procesul tehnologic reprezintă ansamblul proceselor mecanice, fizice, chimice şi biochimice componente, concomitente sau ordonate în timp, necesare pentru obținerea unui anumit produs. Ordonarea liniară, reprezentată grafic sau numai mental a acestor procese de la intrarea în sistem a materiilor prime şi până la ieşirea din sistem a produselor finite poartă denumirea de **flux tehnologic**. Reprezentarea grafică a proceselor care alcătuiesc fluxul tehnologic poartă denumirea de **schemă tehnologică (schemă bloc)** a procesului tehnologic. Aceasta (fig. 1.2) are la bază principiul cutiei negre, fiecare proces fiind reprezentat printr-un

## Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

tehnologic

dreptunghi în care intră și din care ies fluxuri de materiale și/sau energie. Dacă în locul proceselor componente sunt schițate utilajele cu care se realizează operațiile procesului tehnologic, se obține **schema instalației** sau **schița tehnologică** a instalației. În aceasta, utilajele sunt reprezentate fie prin simboluri convenționale (fig. 1.3), fie prin forma lor caracteristică simplificată. Nu există reguli generale pentru alcătuirea unei schițe tehnologice: în unele cazuri se preferă schițe simple, în altele, dimpotrivă, schița trebuie să fie cât mai completă, conținând și valorile prescrise ale **parametrilor tehnologici** principali (debite, concentrații, temperaturi, presiuni), respectiv **regimul tehnologic** al instalației schițate.



schitelor tehnologice

Din analiza unui număr mare de scheme tehnologice se pot observa următoarele:

- într-un proces tehnologic există relativ puține procese chimice (biochimice) majoritatea proceselor fiind de natură fizică sau mecanică;
- puține operații sunt strict specifice unui anumit proces tehnologic (ex: tăierea tăițeilor de sfeclă la fabricarea zahărului);
- marea majoritate a proceselor fizice şi mecanice sunt comune multor procese tehnologice asemănătoare sau total diferite (ex: filtrarea, centrifugarea, concentrarea, uscarea, etc. Întâlnim procesul de concentrare prin evaporare atât la fabricarea fabricare a zahărului dar şi în fabricarea acidului fosforic, a azotatului de amoniu, ureei, la recuperarea sulfatului de amoniu de la fabricarea caprolactamei, în procesele de regenerare a leşiilor reziduale de la fabricarea celulozei, în unele procese hidrometalurgice, la fabricarea hidroxidului de sodiu, în tehnologia sărurilor minerale, în fabricarea medicamentelor etc.);
- există puține utilaje specifice unui singur proces tehnologic ( ex: tăietoare de sfeclă, cojitoare de lemn), majoritatea utilajelor intrând în componența instalațiilor multor procese tehnologice (ex: filtre, evaporatoare, schimbătoare de căldură, uscătoare, coloane de distilare, etc.).

### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Datorită diversității proceselor mecanice, fizice şi chimice componente ale unui proces tehnologic, analiza proceselor trebuie efectuată utilizând **metoda proceselor unitare**. Procesele fizice, mecanice şi fizicomecanice unitare se mai numesc şi **operații unitare**. Metoda operațiilor (proceselor) unitare a fost inițiată de către profesorul *George E. Davis*, părintele ingineriei chimice, în anul 1887. În 1880 el introduce pentru prima dată termenul de **"inginer chimist**", definit atunci drept "o persoană care posedă cunoștințe de chimie şi de mecanică și care aplică aceste cunoștințe la realizarea transformărilor chimice în industrie". În 1924, *Institution of Chemical Engineers* adoptă o definiție a inginerului chimist mai apropiată de concepția actuală: "inginerul chimist este un specialist experimentat în proiectarea, construcția şi operarea fabricilor în care au loc transformări de stare şi de compoziție." Datorită îmbogățirii ingineriei chimice cu noi ramuri, se multiplică şi activitățile inginerului chimist. În 1997, *Aris* arată că activitățile inginerului chimist contemporan sunt: cercetare, dezvoltare, proiectare de inginerie, proiectare de utilaje, analiză computerizată, experimentare pe pilot, exploatare, conducere, învățământ, etc. Întrucât un singur om nu poate efectua toate aceste activități, unii se specializează în exploatareconducere-aprovizionare, alții în cercetare-dezvoltare-proiectare proces, alții în experimentare-pilot-proiectare utilaj. **Inginerul tehnolog** sau **subinginerul** lucrează de regulă în exploatare.

Inginerul de industrie alimentară este un inginer chimist specializat în domeniul conceperii, producerii, prelucrării, dezvoltării și optimizării produselor alimentare, precum și în domeniul conceperii, dezvoltării și optimizării proceselor și utilajelor care servesc la fabricarea produselor alimentare.

Cele câteva zeci de **operații unitare** care alcătuiesc marea majoritate a fazelor proceselor tehnologice din industriile de proces au la bază trei **procese fundamentale** principale: transferul de impuls (moment, cantitate de mişcare), transferul de căldură (de energie termică), transferul de masă (cantitate de substanță). Pe lângă acestea, într-un proces tehnologic există și o serie de operații de natură mecanică: depozitarea și transportul materialelor solide, dozarea materialelor granulare, mărunțirea și clasarea (cernerea) materialelor solide. Principalele operații unitare grupate pe criteriul proceselor fundamentale, sunt redate în tab. 1.2.

Metoda operațiilor unitare analizează amănunțit fiecare operație unitară prin:

- 1. cercetarea factorilor care o influențează;
- 2. studiul principiilor științifice fundamentale ale operației, pentru deducerea ecuațiilor care corelează factorii principali;
- 3. experimentarea la scară de laborator și pilot;
- prelucrarea datelor experimentale cu ajutorul relaţiilor de corelare, pentru determinarea valorii mărimilor necesare proiectării tehnologice;
- 5. descrierea tipurilor reprezentative ale utilajelor pentru realizarea operației;
- 6. indicarea criteriilor tehnologice și economice de alegere a utilajului optim.
- Metoda operațiilor unitare folosește următoarele instrumente teoretice generale de lucru:
- 1. relații de conservare (de bilanț) pentru impuls, energie și masă;
- 2. relații constitutive, pentru caracterizarea materialelor;
- 3. relații de echilibru termodinamic între fazele sistemului cercetat;
- 4. relații de cinetică fizică (relații de transfer) pentru impuls, energie (căldură), masă și de cinetică chimică;
- 5. relații de analiză dimensională și de similitudine;
- 6. relații de restricții economice și de conveniență economică.

Devine astfel posibilă, cel puțin teoretic, rezolvarea cantitativă a oricărui caz tehnologic particular, dacă el este definit prin proprietățile fizice ale materialelor implicate și prin construcțiile tehnologice și economice impuse.

Studiul operațiilor unitare a evoluat către forme superioare de sistematizare și sinteză: în locul studierii celor câteva zeci de operații unitare se studiază cele trei procese fundamentale de transfer, insistându-se asupra mecanismului acestora, asupra fenomenelor din stratul limită, asupra înțelegerii mai profunde a cauzelor și efectelor primare care motivează și explică particularitățile și utilitatea fiecărei operații unitare.

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

| Tab. 1.2. Clasificarea operațiilor unitare |    |   |   |  |  |
|--|----|---|---|--|--|
|  |    | OPERAȚII MECANICE   | <ul> <li>Depozitarea şi transportul materialelor solide</li> <li>Dozarea materialelor granulare şi pulverulente</li> <li>Mărunțirea materialelor solide</li> <li>Clasarea (cernerea) materialelor solide</li> </ul>   |  |  |
|  |    |   |   |  |  |
|  | (C | OPERAȚII HIDRODINAMICE<br>PERAȚII CU TRANSFER DE IMPULS)  | <ul> <li>Transportul şi dozarea lichidelor</li> <li>Comprimarea şi transportul gazelor</li> <li>Amestecarea</li> <li>Sedimentarea</li> <li>Filtrarea</li> </ul>   |  |  |
|  |    | OPERAȚII TERMICE<br>(OPERAȚII CU TRANSFER DE<br>CĂLDURĂ)  | <ul> <li>Încălzirea şi răcirea</li> <li>Fierberea şi condensarea</li> <li>Vaporizarea (concentrarea soluțiilor)</li> </ul>  |  |  |
|  |    | OPERAȚII DIFUZIONALE<br>(OPERAȚII CU TRANSFER DE<br>MASĂ) | <ul> <li>Uscarea</li> <li>Cristalizarea</li> <li>Sublimarea</li> <li>Distilarea şi rectificarea</li> <li>Adsorbţia</li> <li>Absorbţia</li> <li>Extracţia lichid – lichid</li> <li>Extracţia lichid - solid</li> </ul> |  |  |

După cum se observă multe operații unitare sunt manifestări ale mai multor procese fundamentale. În majoritatea cazurilor unul din aceste procese fundamentale este dominant; principiul dominant se poate schimba în condițiile cazurilor concrete.

# 2. BILANȚURI DE MATERIALE ȘI DE ENERGIE

# 2.1. REGIMURI DE FUNCȚIONARE

Instalațiile în care se desfășoară procesele tehnologice pot funcționa în diverse regimuri. Funcție de regimul de funcționare al instalațiilor, procesele tehnologice pot fi clasificate după următoarele criterii principale:

- după modul de desfăşurare în timp;
- după direcția deplasării fluxurilor de materiale şi/sau de căldură;
- după numărul prelucrărilor suferite de materiale înainte de ieșirea din instalație.

<u>După modul de desfăşurare în timp al proceselor</u> deosebim: procese continue, discontinue, semicontinue (semidiscontinue) și pseudocontinue.

Procesele continue au următoarele caracteristici principale:

- 1. alimentarea instalației cu materii prime și evacuarea produselor din instalație se realizează în mod continuu;
- 2. toate fazele procesului se desfăşoară continuu şi simultan;
- 3. parametrii fizico-chimici (temperaturi, presiuni, viteze de reacție, etc.) sunt variabili în spațiu și invariabili în timp: în fiecare punct al instalației se stabilesc condiții constante (în raport cu timpul) de desfășurare a procesului. Altfel spus, procesul decurge în regim staționar.

Într-un proces continuu, nu există acumulări nici de materiale, nici de energie (căldură).

Principalii parametri care caracterizează procesele continue sunt: **debitele** (constante) de alimentare / evacuare, **durata de prelucrare** (**timpul de staționare**), adică intervalul de timp în care materialul parcurge instalația și **zestrea** (**reținerea**), respectiv cantitatea de material existentă la un moment dat în instalație.

- Procesele continue prezintă o serie de avantaje importante:
- 1. posibilitatea de automatizare mai uşoară și mai completă, cu consecința reducerii manoperei și creșterii productivității;
- 2. posibilitatea obținerii unor produse de calitate superioară și uniformă;
- 3. investiții mai mici la producții mari.

La pornirea unei instalații cu funcționare continuă, există un interval de timp în care condițiile din instalație variază de la condițiile de repaus la condițiile de regim. Acest interval poartă denumirea de **regim tranzitoriu**. Trecerea de la un regim staționar la alt regim staționar (impusă de schimbarea proprietăților materiilor prime, modificarea voită a calității produselor, modificarea dimensiunilor producției), precum și aducerea unor parametri care au variat întâmplător (datorită condițiilor atmosferice, supravegherii defectuoase, dereglării regimului de funcționare al instalației din amonte, etc.) la valoarea prescrisă se realizează tot în regim tranzitoriu.

### **Procesele discontinue** se caracterizează prin:

- 1. alimentarea instalației cu materii prime și evacuarea produselor din instalație se realizează periodic;
- 2. toate fazele procesului se realizează succesiv în același utilaj;
- 3. parametrii fizico-chimici sunt variabili în timp şi uneori în spațiu. Procesul decurge în regim nestaționar.

Într-un proces discontinuu, apar acumulări de materiale, și pot apărea acumulări de energie.

### Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

Principalii parametri care caracterizează procesele discontinue sunt: **mărimea şarjei**, **durata prelucrării unei şarje** (inclusiv durata operațiilor de încărcare, descărcare și eventual curățire a utilajului), **cantitatea de produs obtinută într-o şarjă**.

Procesele discontinue, deși sunt înlocuite tot mai frecvent cu procese continue, sunt preferate în anumite situații:

- în cazul proceselor ce decurg foarte lent (la operarea continuă ar necesita fie volume de utilaj foarte mari, fie timpi de staționare foarte îndelungați, ambele variante însemnând viteze de trecere foarte mici);
- 2. la fabricarea unor cantități reduse de produse (unele medicamente, esențe, arome, etc.);
- 3. în cazurile în care se schimbă frecvent fie produsul fabricat, fie materia primă; procesele discontinue sunt mult mai flexibile la astfel de modificări.

Când este posibil, se folosesc mai multe utilaje (identice sau diferite) pentru realizarea succesivă a fazelor de prelucrare: materia primă, după o primă fază de prelucrare în primul utilaj, este trecută în al doilea unde se continuă prelucrarea, în timp ce primul utilaj este încărcat cu şarja următoare, ş.a.m.d. Acest regim de funcționare este considerat ca fiind un **regim intermediar** între regimul continuu şi cel discontinuu.

Procesele semicontinue (semidiscontinue sau mixte) îndeplinesc unele condiții ale proceselor continue și alte condiții ale proceselor discontinue. Ele pot fi fie procese continue care înglobează una sau mai multe faze care decurg periodic, fie procese discontinue care cuprind una sau mai multe faze care decurg continuu. De exemplu, un decantor este alimentat continuu cu suspensie, decantatul evacuându-se, de asemenea, continuu; sedimentul este evacuat discontinuu, la intervale de timp care permit acumularea unei cantități mai mari.

Unele utilaje și instalații pot fi considerate că lucrează în **regim pseudocontinuu**. Ele sunt formate din mai multe elemente identice din punct de vedere constructiv, care sunt aduse succesiv în toate fazele intermediare ale procesului tehnologic: fiecare element funcționează în regim discontinuu, însă întregul ansamblu îndeplinește condițiile regimului continuu de funcționare. Regimul pseudocontinuu se poate realiza fie în utilaje cu elemente mobile (rotative), formate din unități identice care se rotesc astfel încât să se fie aduse succesiv în condițiile corespunzătoare fazelor constituente ale procesului tehnologic, fie în baterii de utilaje identice (cu elemente fixe) care, prin comutare din exterior, pot fi aduse în condițiile tehnologice ale fazelor componente ale procesului tehnologic.

Un exemplu din prima categorie îl constituie filtrele celulare rotative, compuse din 8 – 20 celule identice (fiecare având construcția și rolul unui filtru discontinuu) care formează un tambur; prin rotire și cu ajutorul unui dispozitiv de comutare, celulele tamburului sunt aduse în funcțiile corespunzătoare fazelor componente ale procesului: filtrarea, spălarea precipitatului, eliminarea apei de spălare din precipitat, desprinderea precipitatului, decolmatarea porilor pânzei filtrante; una sau mai multe celule se găsesc în fiecare fază, după raportul dintre duratele fazelor într-un ciclu tehnologic.

A doua categorie de procese pseudocontinue pot fi exemplificate prin: instalațiile de adsorbție cu regenerare termică a adsorbantului și instalațiile de adsorbție la presiune oscilantă, instalațiile de demineralizare a apei cu rășini schimbătoare de ioni, instalațiile staționare de dezincrustare (sulfat sau sulfit) a lemnului. Aceste instalații conțin (n + 1) utilaje identice, cuplate între ele prin dispozitive de comutare. Simultan, în fiecare utilaj are loc câte o fază distinctă (dintre cele *n* care alcătuiesc procesul tehnologic; utilajul "n + 1" este în rezervă). Prin sistemul de comutare, fiecare utilaj este trecut succesiv în toate fazele procesului tehnologic.

După direcția deplasării fluxurilor de materiale şi/sau termice deosebim procese în echicurent (co-curent, curent paralel), procese în contracurent și procese în curent mixt (curenți încrucişați).

**Procesele în echicurent** se caracterizează prin deplasarea în același sens a reactanților, fluxurilor de materiale și/sau termice în interiorul utilajelor (fig. 2.1.a). Ele prezintă următoarele caracteristici:

1. diferența de concentrație, respectiv temperatură, este maximă la intrarea în utilaj (fig. 2.2.a), creându-se astfel posibilitatea desfășurării procesului cu viteză maximă în această zonă;

 la ieşirea din utilaj, diferența de concentrație (temperatură) este minimă – la limită putând fi considerată nulă – asigurându-se astfel condiții blânde de desfăşurare a procesului în zona de evacuare a produselor, evitându-se totodată pericolul unor supraîncălziri sau supraîncărcări.



Fig. 2.1. Schema de principiu a proceselor în echicurent (a), contracurent (b) și curent mixt (c)



Fig. 2.2. Variația temperaturii (concentrației) de-a lungul unui utilaj operat în echicurent (a) și în contracurent (b)

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

**Procesele în contracurent** se caracterizează prin deplasarea în sensuri contrare a reactanților, fluxurilor de materiale și/sau termice în interiorul utilajelor (fig. 2.1.b). Aceste procese se caracterizează prin faptul că asigură o forță motoare medie ( $\Delta C$ ,  $\Delta T$ ,  $\Delta P$ ) mai mare decât procesele în echicurent (fig. 2.2.b) și prezintă avantajul unei realizări mai intense și mai complete a proceselor.

Uneori se combină în cadrul aceluiași proces, scheme de circulație în contracurent și echicurent, procesul desfășurându-se în două etape succesive.

**Procesele în curent mixt** (fig. 2.1.c) se caracterizează prin deplasarea sub un anumit unghi, unul față de celălalt, a fluxurilor de materiale şi/sau termice. Curentul mixt, puțin important pentru procesele chimice, este întâlnit frecvent în procesele termice şi difuzionale (cazane acvatubulare, schimbătoare de căldură, instalații de distilare, de uscare, de antrenare cu vapori).

Aşa cum reiese din fig. 2.2, concentrațiile (temperaturile) nu variază liniar de-a lungul utilajului, ci – în marea majoritate a cazurilor – după o curbă logaritmică. În aceste condiții, forța motoare medie a proceselor de transfer de căldură, respectiv de masă, se calculează cu relații de forma:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_f}{\ln(\Delta T_i / \Delta T_f)} \qquad \Delta C_m = \frac{\Delta C_i - \Delta C_f}{\ln(\Delta C_i / \Delta C_f)}$$
(2.1)

În cazul proceselor în contracurent, forța motoare a proceselor:

$$\Delta T = T - T^* \qquad \Delta C = C - C^* \tag{2.2}$$

variază mai puțin de-a lungul utilajului; viteza procesului este practic constantă în utilaj. De asemenea, se observă că la procesele în echicurent:

$$T_f^* < T_f \qquad \qquad C_f^* < C_f \qquad (2.3)$$

în timp ce la procesele în contracurent:

 $T_{\ell}^* > T_{\ell}$ 

$$C_f \stackrel{*}{\to} C_f \tag{2.4}$$

eficiența proceselor realizate în contracurent fiind superioară celei a proceselor realizate în echicurent. Procesele în contracurent decurgând mai intens, permit reducerea dimensiunilor utilajelor pentru aceeași eficiență a procesului, sau realizarea unor eficiențe superioare la aceleași dimensiuni ale utilajului.

După numărul prelucrărilor suferite de materiale deosebim procese ciclice (cu circuit închis) și procese aciclice (cu circuit deschis).

**Procesele ciclice** se caracterizează prin faptul că substanțele nereacționate – total sau parțial – sunt reintroduse în instalație împreună cu materia primă proaspătă. Recircularea poate fi considerată în raport cu un utilaj, față de fluxul de reactanți, sau față de componenții acestuia.

Procesele aciclice se caracterizează prin faptul că materiile prime sunt trecute o singură dată prin instalație.

## 2.2. BILANȚUL DE MATERIALE

Pentru proiectarea și exploatarea instalaților industriei alimentare este necesară cunoașterea – calitativă și cantitativă – a materialelor care circulă prin fiecare punct al instalației, în fiecare moment al funcționării acesteia. Materialele sunt definite prin speciile chimice, compoziția și concentrațiile soluțiilor și amestecurilor, starea de agregare, cantitățile sau debitele în punctele, secțiunile sau zonele care interesează.

Datele necesare elaborării și rezolvării bilanțurilor de materiale sunt:

- datele inițiale (primare) referitoare la debitul (capacitatea) instalației, proprietățile materiei prime, proprietățile produsului, caracteristicile tehnologice specifice instalației;
- schema tehnologică a instalației şi variantele posibile ale acesteia;
- date stoichiometrice şi cinetice ale reacțiilor care decurg în instalație;

### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

• date asupra echilibrelor de reacție și de fază în sistemele existente în instalație.

Ecuația generală de bilanț de materiale este expresia legii conservării materiei:

 $\begin{bmatrix} materiale \\ intrate \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} materiale \\ existente \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} materiale \\ iesite \end{bmatrix}$ 

 $\begin{bmatrix} materiale \\ iesite \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} materiale \\ ramase \end{bmatrix}$ (2.5)

Termenii ecuației (2.5) reprezintă cantități sau debite, exprimate prin masa, respectiv debitul lor masic. Diferența:

$$A = \begin{bmatrix} \text{materiale} \\ \text{intrate} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{materiale} \\ \text{iesite} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{materiale} \\ \text{ramase} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \text{materiale} \\ \text{existente} \end{bmatrix}$$
(2.6)

poartă denumirea de **acumulare**. Pentru procesele continue, în regim staționar, acumularea este nulă și ecuația (2.5) devine:

$$\begin{bmatrix} materiale \\ intrate \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} materiale \\ iesite \end{bmatrix}$$
(2.7)

Întocmirea unui bilanț de materiale trebuie însoțită întotdeauna de precizarea:

- incintei sau zonei din instalație la care se referă bilanțul (definirea conturului de bilanț);
- timpului în raport cu începutul prelucrării unei şarje (numai în cazul proceselor discontinue);
- duratei (intervalului) de timp pentru care se întocmeşte bilanţul; în cazul proceselor continue bilanţul se alcătuieşte pe unitatea de timp (secundă, oră, zi, an); în cazul proceselor discontinue cantităţile de substanţă se raportează la o şarjă şi sunt apoi recalculate la tona de materie primă sau produs finit sau la altă cantitate convenabilă; în cazul proceselor în regim tranzitoriu bilanţurile sunt diferenţiale.

Se pot întocmi **bilanțuri generale** (**totale** sau **globale**), pentru întreaga instalație și toate materialele prezente, precum și **bilanțuri parțiale**:

- pentru întreaga instalație, dar numai pentru un singur material;
- pentru toate materialele, dar numai pentru o parte a instalației: un utilaj, o anumită zonă (bine definită) a unui utilaj, un element diferențial de volum dintr-un utilaj;
- pentru un singur material şi o parte a instalației (utilaj, element de utilaj, element diferențial de volum).
   Materialele luate în considerare în bilanțuri pot fi:
- specii chimice bine definite (specii moleculare, ioni, radicali, atomi);
- materiale de compoziție nedefinită (steril, reziduu, cenuşă, etc.).

Cu ajutorul ecuațiilor de bilanț de materiale pot fi obținute informații precise asupra circulației materialelor pentru care determinările directe (prin cântărire sau măsurare) lipsesc sau prezintă inconveniente.

### 2.2.1. EXPRIMAREA COMPOZIȚIEI MASEI DE REACȚIE

Prin **masă de reacție** se înțelege totalitatea componentelor (reactanți, produși de reacție, materiale inerte, catalizatori) care se găsesc la un moment dat într-o instalație, un utilaj, o porțiune de utilaj, sau un element diferențial de volum.

Când masa de reacție este monofazică, compoziția acesteia se identifică cu compoziția chimică. Considerând că, la modul cel mai general, masa de reacție este alcătuită din "p" reactanți  $A_l$ , "q" produși de reacție  $A_l$ ' și "r" inerte  $A_l$ ", ecuația caracteristică a procesului de transformare are forma:

$$\left[\sum_{i=1}^{p} A_{i} + \sum_{i=1}^{r} A_{i}^{*}\right]_{m} \rightarrow \left[\sum_{i=1}^{q} A_{i}^{*} + \sum_{i=1}^{p} A_{i} + \sum_{i=1}^{r} A_{i}^{*}\right]_{m}$$
(2.8)

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

Compoziția masei de reacție se poate exprima prin **mărimi extensive** (număr de moli, mase, volume) sau prin **mărimi intensive** (fracții molare, masice, volumice, rapoarte molare, masice, volumice, concentrații molare, masice, volumice, etc.).

Pentru mărimile extensive se folosesc notațiile:

 $n_{A_i} \cdots n_{A_i'} \cdots n_{A_i''} \cdots n_{\tau}$  exprimate în [kmol] sau [kmol/s];

 $m_{\scriptscriptstyle A_i} \cdots m_{\scriptscriptstyle A_i^{\, *}} \cdots m_{\scriptscriptstyle A_i^{\, *}} \cdots m_{\scriptscriptstyle T}$  exprimate în [kg] sau [kg/s];

 $V_{A_i} \cdots V_{A_{i'}} \cdots V_{A_{i''}} \cdots V_{\tau}$  exprimate în [m<sup>3</sup>] sau [m<sup>3</sup>/s].

Aceste mărimi sunt aditive (inclusiv volumele, în cazul gazelor ideale). Ca urmare:

$$n_{\tau} = \sum_{i=1}^{N} n_{i} = \sum_{i=1}^{p} n_{A_{i}} + \sum_{i=1}^{q} n_{A_{i}^{*}} + \sum_{i=1}^{r} n_{A_{i}^{*}}$$

$$m_{\tau} = \sum_{i=1}^{N} m_{i} = \sum_{i=1}^{p} m_{A_{i}} + \sum_{i=1}^{q} m_{A_{i}^{*}} + \sum_{i=1}^{r} m_{A_{i}^{*}}$$

$$V_{\tau} = \sum_{i=1}^{N} V_{i} = \sum_{i=1}^{p} V_{A_{i}} + \sum_{i=1}^{q} V_{A_{i}^{*}} + \sum_{i=1}^{r} V_{A_{i}^{*}}$$
(2.9)

Între mărimile extensive se stabilesc relațiile:

$$n_i = \frac{m_i}{M_i}$$
 respectiv  $n_i = \frac{V_i}{V_{Mi}}$  (2.10)

în care M<sub>i</sub> reprezintă masele molare [kg/kmol], iar V<sub>Mi</sub> volumele molare [m<sup>3</sup>/kmol] ale componenților "i".

**Mărimile intensive** se mai numesc generic și "concentrații". Sunt caracterizate prin faptul că nu depind de cantitatea de substanță din sistem.

În cazul unui amestec omogen (soluțiile fiind evident amestecuri omogene), **fracția molară** a unui component oarecare se definește ca fiind raportul dintre numărul de moli ai componentului ( $n_i$ ) și numărul total de moli din sistem ( $n_T$ ). Pentru un sistem format din *z* componente, fracția molară a unui component oarecare *i* va fi:

$$x_{i} = \frac{n_{i}}{n_{1} + n_{2} + \dots + n_{z}} = \frac{n_{i}}{n_{\tau}} \left[ \frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli amestec}} \right]$$
(2.11)

**Fracția masică** a unui component se definește ca fiind raportul dintre masa de component *i* din amestec  $(m_i)$  și masa totală a amestecului  $(m_T)$ :

$$\overline{x}_{i} = \frac{m_{i}}{m_{1} + m_{2} + \dots + m_{z}} = \frac{m_{i}}{m_{\tau}} \left[ \frac{\text{kg de component } i}{\text{kg amestec}} \right]$$
(2.12)

**Fracția volumică** se definește ca fiind raportul dintre volumul unui component oarecare *i* din amestec  $(V_i)$  și volumul total  $(V_T)$  al amestecului:

$$y_{i} = \frac{V_{i}}{V_{1} + V_{2} + \dots + V_{z}} = \frac{V_{i}}{V_{T}} \left[ \frac{\text{m}^{3} \text{ de component } i}{\text{m}^{3} \text{ amestec}} \right]$$
(2.13)

Pentru vapori și gaze, compoziția se poate exprima și prin presiunile parțiale ale componenților, calculate din legea lui *Dalton*:

$$\boldsymbol{p}_i = \boldsymbol{y}_i \cdot \boldsymbol{P}_{\tau} \tag{2.14}$$

În cazul gazelor și vaporilor, fracțiile (procentele) molare sunt numeric egale cu fracțiile (procentele) de volum. Egalitatea nu este valabilă însă în cazul lichidelor și solidelor.

Ţinând cont de ecuațiile de definiție ale fracțiilor (molare, masice, volumice), se poate demonstra ușor că suma fracțiilor tuturor componentelor din sistem este egală cu unitatea:

$$\sum_{i=1}^{z} x_{i} = \frac{n_{1}}{n_{T}} + \dots + \frac{n_{i}}{n_{T}} + \dots + \frac{n_{z}}{n_{T}} = \frac{n_{1} + \dots + n_{i} + \dots + n_{z}}{n_{T}} = \frac{n_{T}}{n_{T}} = 1$$

$$\sum_{i=1}^{z} \overline{x}_{i} = \frac{m_{1}}{m_{T}} + \dots + \frac{m_{i}}{m_{T}} + \dots + \frac{m_{z}}{m_{T}} = \frac{m_{1} + \dots + m_{i} + \dots + m_{z}}{m_{T}} = \frac{m_{T}}{m_{T}} = 1$$

$$\sum_{i=1}^{z} y_{i} = \frac{V_{1}}{V_{T}} + \dots + \frac{V_{i}}{V_{T}} + \dots + \frac{V_{z}}{V_{T}} = \frac{V_{1} + \dots + V_{i} + \dots + V_{z}}{V_{T}} = \frac{V_{T}}{V_{T}} = 1$$
(2.15)

**Raportul molar** reprezintă raportul dintre numărul de moli a doi componenți dintr-un amestec. Astfel, pentru un amestec cu z componenți, concentrația unui component oarecare *i* se poate exprima în raport cu oricare dintre ceilalți (z - 1) componenți:

$$X_{i,1} = \frac{n_i}{n_1} \left[ \frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } 1} \right]$$

$$X_{i,2} = \frac{n_i}{n_2} \left[ \frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } 2} \right]$$

$$\vdots$$

$$X_{i,z} = \frac{n_i}{n_z} \left[ \frac{\text{kmoli de component } i}{\text{kmoli de component } z} \right]$$
(2.16)

Acest mod de exprimare a concentrației se utilizează frecvent în calculul operațiilor de extracție.

**Raportul masic** reprezintă raportul dintre masele a doi componenți dintr-un amestec. Astfel, pentru un amestec cu z componenți, se pot scrie următoarele rapoarte masice pentru un component oarecare i în raport cu oricare dintre ceilalți (z - 1) componenți:

$$\overline{X}_{i,1} = \frac{m_i}{m_1} \begin{bmatrix} \frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } 1} \end{bmatrix}$$

$$\overline{X}_{i,2} = \frac{m_i}{m_2} \begin{bmatrix} \frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } 2} \end{bmatrix}$$

$$\overline{X}_{i,z} = \frac{m_i}{m_z} \begin{bmatrix} \frac{\text{kg de component } i}{\text{kg de component } z} \end{bmatrix}$$
(2.17)

Exprimarea compoziției prin rapoarte masice este caracteristică proceselor de cristalizare din soluții binare de săruri în apă sau alți dizolvanți.

Exprimarea concentrației sub formă de **rapoarte volumice** este asemănătoare cu aceea a rapoartelor molare sau masice. Fie  $V_1, V_2, ..., V_i, ..., V_z$  volumele componenților 1, 2, ..., i, ..., z aflați în amestec. Concentrațiile componentului *i* sub formă de rapoarte volumice se scriu:

$$Y_{i,1} = \frac{V_i}{V_1} \begin{bmatrix} \frac{m^3 \text{ de component } i}{m^3 \text{ de component } 1} \end{bmatrix}$$

$$Y_{i,2} = \frac{V_i}{V_2} \begin{bmatrix} \frac{m^3 \text{ de component } i}{m^3 \text{ de component } 2} \end{bmatrix}$$

$$\vdots$$

$$Y_{i,z} = \frac{V_i}{V_z} \begin{bmatrix} \frac{m^3 \text{ de component } i}{m^3 \text{ de component } z} \end{bmatrix}$$
(2.18)

Ținând cont de relațiile de definiție ale fracțiilor și rapoartelor, trecerea de la fracții la rapoarte și invers se face cu relații de forma:

$$x_{i} = \frac{X_{i}}{1 + X_{i}}; \quad \overline{x}_{i} = \frac{\overline{X}_{i}}{1 + \overline{X}_{i}}; \quad y_{i} = \frac{Y_{i}}{1 + Y_{i}}$$

$$X_{i} = \frac{X_{i}}{1 - x_{i}}; \quad \overline{X}_{i} = \frac{\overline{X}_{i}}{1 - \overline{X}_{i}}; \quad Y_{i} = \frac{Y_{i}}{1 - y_{i}}$$

$$(2.19)$$

În practică se mai utilizează exprimarea concentrației prin masa sau numărul de moli dintr-un component din unitatea de volum (kg/m<sup>3</sup>, respectiv kmol/m<sup>3</sup>). Deseori se utilizează litrul ca unitate de volum, concentrațiile exprimându-se în kg/l (g/l) sau kmol/l (mol/l). Concentrațiile soluțiilor utilizate în analiza chimică se pot exprima și sub forma titrului, adică în g/ml. Uneori concentrația soluțiilor (solubilitatea) se exprimă în grame de solut (substanță dizolvată) la 100 g solvent (dizolvant).

### 2.2.2. EXPRIMAREA BILANȚULUI DE MATERIALE

Bilanțul de materiale se exprimă în final sub forma unui tabel care pune față în față compoziția inițială (materialele intrate) cu compoziția finală (materialele ieşite) a masei de reacție. Pentru desemnarea mărimilor inițiale vom folosi indicele superior "a" (de la alimentare), iar pentru desemnarea mărimilor finale vom utiliza indicele superior "e" (de la evacuare). În aceste condiții, bilanțul de materiale are forma prezentată în tab. 2.1.

| COM-                          |                 | INTRA   | RE (ALIME        | ENTARE)                               |   | IEŞIRE (EVACUARE)                                   |   |                  |                                  |                                     |  |
|-------------------------------|-----------------|---|------------------|---------------------------------------|---|---|---|------------------|----------------------------------|-------------------------------------|--|
| PO-                           | kmol            | kg  | m <sup>3</sup>   | Fracții                               | Fracții                                 | kmol  | kg  | m <sup>3</sup>   | Fracții                          | Fracții                             |  |
| NENT                          | [kmol/s]        | [kg/s]  | [m³/s]           | molare                                | masice                                  | [kmol/s]  | [kg/s]  | [m³/s]           | molare                           | masice                              |  |
| $A_i$                         | $n_{A_i}^a$     | $m_{\scriptscriptstyle A_i}^{\scriptscriptstyle a}$ | $V^a_{A_i}$      | $X^{a}_{A_{i}}$                       | $\overline{X}^{a}_{A_{i}}$              | $n_{\scriptscriptstyle A_i}^{\scriptscriptstyle e}$ | $m^{\scriptscriptstyle e}_{\scriptscriptstyle A_i}$ | $V_{A_i}^e$      | $X_{A_i}^e$                      | $\overline{X}^{e}_{A_{i}}$          |  |
|                               |                 |   |                  |                                       |   |   |   |                  |                                  |                                     |  |
| •                             | •               | •   | •                |                                       | •                                       | •   |   | •                |                                  | •                                   |  |
| •                             | •               |   | •                |                                       |   |   |   |                  |                                  |                                     |  |
| A <sub>i'</sub>               | $n_{A_{i'}}^a$  | $m^{a}_{\scriptscriptstyle A_{i'}}$                 | $V^{a}_{A_{i'}}$ | $X^a_{A_i}$                           | $\overline{\mathbf{X}}_{A_i}^a$         | $n_{A_{i'}}^{e}$                                    | $m^{e}_{A_{i'}}$                                    | $V_{A_{i'}}^e$   | $X^{e}_{A_{i}}$                  | $\overline{\mathbf{X}}^{e}_{A_{i}}$ |  |
|                               |                 | •   | •                |                                       |   |   |   | •                |                                  | •                                   |  |
| •                             |                 |   | •                |                                       |   |   |   | •                |                                  | •                                   |  |
| •                             | •               |   | •                |                                       |   |   |   | •                |                                  | •                                   |  |
| <b>A</b> <sub><i>i</i>"</sub> | $n_{A_{i^*}}^a$ | $m^{a}_{A_{i^{*}}}$                                 | $V^a_{A_i"}$     | <b>X</b> <sup>a</sup> <sub>Ai</sub> " | $\overline{\mathbf{X}}^{a}_{A_{i^{*}}}$ | $n_{A_{i^{*}}}^{e}$                                 | $m^{e}_{A_{i^{*}}}$                                 | $V^{e}_{A_{i}"}$ | $\boldsymbol{X}^{e}_{A_{i^{*}}}$ | $\overline{X}^{e}_{A_{i}}$ "        |  |
| TOTAL                         | n <sup>a</sup>  | $m_{_T}^{_a}$                                       | $V_T^a$          | 1                                     | 1                                       | nre   | m <sup>e</sup> <sub>T</sub>                         | Vre              | 1                                | 1                                   |  |

Tab. 2.1. Bilanț de materiale pe componente

Mărimile inițiale sunt cunoscute fie din măsurarea directă, fie din bilanțul procesului precedent. Pentru determinarea compoziției finale, fără a efectua o analiză completă a masei de reacție, se utilizează modelele matematice de bilanț de materiale.

Uneori, pentru a fi mai sugestiv, bilanțul de materiale se reprezintă sub formă grafică, cunoscută sub denumirea de *diagrama Sankey*. În acest caz este vorba de o schemă cantitativă a fluxului tehnologic, reprezentată la scară. Fazele, operațiile sau utilajele procesului se reprezintă sub forma unor dreptunghiuri din care și spre care pornesc și sosesc fluxurile de materiale, reprezentate sub forma unor benzi colorate sau hașurate diferit. Lățimea benzilor care reprezintă fluxurile de materiale este proporțională cu cantitățile de materiale care participă la fluxul tehnologic. În fig. 2.3. este redată, pentru exemplificare, o astfel de diagramă.



Fig. 2.3. Reprezentarea grafică a bilanțului de materiale (diagrama Sankey)

### 2.2.3. MODELE MATEMATICE DE BILANȚ DE MATERIALE

În chimia fizică este utilizat gradul de avansare al unei reacții chimice, definit prin relația:

$$\Lambda = \frac{n_{Ai}^{a} - n_{Ai}^{e}}{\nu_{Ai}} = \frac{n_{Ai'}^{e} - n_{Ai'}^{a}}{\nu_{Ai'}}$$
(2.20)

Principalul avantaj al utilizării gradului de avansare constă în faptul că acesta este unic pentru toți participanții la reacție.

În ingineria proceselor fizico-chimice se utilizează cu precădere **gradul de transformare** (denumit și **conversie** sau **grad de conversie**) al reactantului cheie (reactantului valoros). Fie  $A_k$  reactantul cheie al unei reacții de forma generală:

$$\sum v_{Ai}A_i = \sum v_{Ai'}A_i'$$
(2.21)

în care  $v_{Ai}$  și  $v_{Ai'}$  reprezintă respectiv coeficienții stoichiometrici ai reactanților și ai produșilor de reacție. Gradul de transformare al reactantului cheie,  $\eta_{Ak}$ , se definește ca:

$$\eta_{Ak} = \frac{n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}}{n_{Ak}^{a}} = \frac{n_{Ai}^{a} - n_{Ai}^{e}}{\frac{v_{Ai}}{v_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a}} = \frac{n_{Ai'}^{e} - n_{Ai'}^{a}}{\frac{v_{Ai'}}{v_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a}}$$
(2.22)

Principalul avantaj al utilizării gradului de transformare decurge din faptul că acesta variază întotdeauna între 0 și 1. Din relațiile (2.20) și (2.22) rezultă relația de legătură dintre gradul de avansare al reacției și gradul de transformare al componentului cheie:

$$\eta_{Ak} = \frac{\nu_{Ak}}{n_{Ak}^a} \cdot \Lambda \tag{2.23}$$

Când  $v_{Ak} = 1$  și  $n_{Ak}^a = 1$  mol, atunci  $\eta_{Ak} = \Lambda$ . Orice reacție chimică poate fi scrisă astfel încât  $v_{Ak} = 1$ , dar într-un proces industrial concret nu se poate considera  $n_{Ak}^a = 1$  mol. Ca urmare, utilizarea gradului de transformare pentru întocmirea bilanțurilor este nu numai avantajoasă, dar și necesară.

Pentru un proces omogen (care decurge într-o masă de reacție monofazică) descris de o singură ecuație stoichiometric independentă, ecuațiile algebrice primare de bilanț de masă se obțin din expresia (2.22) de definiție a gradului de transformare:

$$n_{Ak}^{e} = n_{Ak}^{a} \cdot (1 - \eta_{Ak})$$

$$n_{Ai}^{e} = n_{Ai}^{a} - \frac{V_{Ai}}{V_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak}$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a} + \frac{V_{Ai'}}{V_{Ak}} \cdot n_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak}$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a}$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a}$$

$$(2.24)$$

Însumând ecuațiile (2.24) se obține numărul total de moli la ieșirea din sistem (debitul molar final – în cazul proceselor continue):

$$n_{T}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \left[ 1 + \frac{\sum \nu_{Ai'} - \sum \nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot \mathbf{x}_{Ak}^{a} \cdot \boldsymbol{\eta}_{Ak} \right]$$
(2.25)

Notând cu  $\alpha$  expresia:

$$\alpha = \frac{\sum \nu_{Ai'} - \sum \nu_{Ai}}{\nu_{Ak}} \cdot \mathbf{x}^{a}_{Ak}$$
(2.26)

ecuația (2.25) devine:

$$n_{\tau}^{e} = n_{\tau}^{a} \cdot \left(1 + \alpha \cdot \eta_{Ak}\right) \tag{2.27}$$

Mărimea  $\alpha$  este pozitivă în cazul proceselor care decurg cu micşorarea numărului de moli, negativă în cazul proceselor care decurg cu mărirea numărului de moli și nulă în cazul proceselor care decurg fără variația numărului de moli.

Ecuațiile (2.24), împreună cu ecuația (2.27) alcătuiesc **modelul algebric de bilanț de masă primar** al procesului considerat.

Când masa de reacție se comportă ca un amestec de gaze ideale, ecuațiile modelului pot fi exprimate și în funcție de volume, utilizând relația de transformare (2.10 b). Utilizând relația (2.10 a) se obține modelul algebric de bilanț de masă primar exprimat în unități masice.

Rezolvarea modelului algebric de bilanț de masă primar implică cunoașterea – pe lângă mărimile de intrare – și a gradului de transformare  $\eta_{Ak}$ . Acesta nu este o mărime direct măsurabilă, determinându-se prin măsurarea unei concentrații la ieșire din proces. Dacă, de exemplu, se măsoară  $x_{Ak}^{e}$ , aceasta poate fi definită – utilizând definiția fracției molare (2.11) și modelul algebric de bilanț primar – ca fiind:

$$\boldsymbol{x}_{Ak}^{e} = \frac{\boldsymbol{x}_{Ak}^{e} \cdot (1 - \eta_{Ak})}{1 + \alpha \cdot \eta_{Ak}}$$
(2.28)

Din (2.28) se poate exprima gradul de transformare  $\eta_{Ak}$ , funcție numai de mărimi cunoscute:

$$\eta_{Ak} = \frac{x_{Ak}^{a} - x_{Ak}^{e}}{x_{Ak}^{a} + \alpha \cdot x_{Ak}^{e}}$$
(2.29)

Dacă masa de reacție este polifazică, sau dacă în masa de reacție au loc reacții multiple, se definește câte un grad de transformare pentru fiecare reacție stoichiometric independentă și/sau pentru fiecare transformare de fază. În aceste condiții, elaborarea modelului algebric de bilanț de masă trebuie să țină cont de succesiunea desfășurării în timp a proceselor independente considerate.

**Ecuațiile secundare de bilanț de masă** se obțin din ecuațiile primare prin înlocuirea gradului de transformare funcție de mărimile de intrare și de ieșire măsurate direct. Dacă, de exemplu, se măsoară direct concentrația reactantului valoros,  $x_{Ak}^{e}$ , gradul de transformare se exprimă din ecuația de bilanț a componentului valoros (2.24 a):

$$n_{Ak}^{a} \cdot \eta_{Ak} = n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}$$
(2.30)  

$$\hat{n} \text{ locuind (2.30) } \hat{n} \text{ ecuațiile (2.24) se obține:}$$

$$n_{Ak}^{e} = n_{Ak}^{a} - \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai}^{e} = n_{Ai}^{a} - \frac{V_{Ai}}{V_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a} + \frac{V_{Ai'}}{V_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a} + \frac{V_{Ai'}}{V_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai'}^{a} - \frac{v_{Ai'}}{v_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{Ai''}^{a} + \frac{v_{Ai'}}{v_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{a} - n_{Ak}^{e}\right)$$

$$n_{Ai''}^{e} = n_{Ai''}^{a} + \frac{v_{Ai'}}{v_{Ak}} \cdot \left(n_{Ak}^{e} - n_{Ak}^{e}\right)$$

Însumând relațiile (2.31) se obține expresia numărului total de moli:

$$n_{\tau}^{e} = n_{\tau}^{a} \cdot \frac{1 + \beta \cdot x_{Ak}^{a}}{1 + \beta \cdot x_{Ak}^{e}} \qquad \text{unde} \qquad \beta = \frac{\sum v_{Ai'} - \sum v_{Ai}}{v_{Ak}}$$
(2.32)

Înlocuind (2.32) în ecuațiile (2.31), ținând cont de ecuația de definiție a fracției molare (2.11) se obține **modelul algebric de bilanț de masă secundar**:

$$n_{Ak}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \gamma \cdot \mathbf{x}_{ak}^{e}$$

$$n_{Ai}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \left[ \mathbf{x}_{Ai}^{a} - \frac{\mathbf{v}_{Ai}}{\mathbf{v}_{Ak}} \cdot \left( \mathbf{x}_{Ak}^{a} - \gamma \right) \cdot \mathbf{x}_{Ak}^{e} \right]$$

$$n_{Ai'}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \left[ \mathbf{x}_{Ai'}^{a} - \frac{\mathbf{v}_{Ai'}}{\mathbf{v}_{Ak}} \cdot \left( \mathbf{x}_{Ak}^{a} - \gamma \right) \cdot \mathbf{x}_{Ak}^{e} \right]$$

$$n_{Ai''}^{e} = n_{T}^{a} \cdot \mathbf{x}_{Ai''}^{a}$$

$$\gamma = \frac{1 + \beta \cdot \mathbf{x}_{Ak}^{a}}{1 + \beta \cdot \mathbf{x}_{Ai'}^{e}}$$

$$(2.33)$$

În mod analog se procedează și dacă se măsoară concentrația la ieșire a unui produs de reacție.

## 2.2.4. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM STAȚIONAR

În conformitate cu schema din fig. 2.4, se consideră că în recipientul **R**, aflat în regim staționar, intră fluidul **A** și iese fluidul **E**. Egalitatea debitelor celor două fluide, în conformitate cu ecuația (2.7) este dată de relația:

$$v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} = v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e}$$
(2.34)

Dacă în recipient intră și ies mai multe fluide, ecuația (2.34) devine (2.35). În cazul conductelor circulare ( $S = \pi d^2/4$ ), ecuația de bilanț capătă forma (2.36), iar ecuația de bilanț a componentului  $A_k$  din fluid are forma (2.37).



Fig. 2.4. Schema unui recipient cu funcționare în regim staționar

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} = \sum_{a} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e}$$
(2.35)

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot (d^{a})^{2} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot (d^{e})^{2}$$
(2.36)

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot \overline{x}^{a}_{Ak} \cdot S^{a} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot \overline{x}^{e}_{Ak} \cdot S^{e}$$
(2.37)

În ecuațiile de mai sus, v reprezintă viteza fluidului, măsurată perpendicular pe secțiunea conductei [m/s],  $\rho$  este densitatea fluidului [kg/m<sup>3</sup>], S este aria secțiunii conductei [m<sup>2</sup>], d este diametrul interior al conductei [m], iar  $\bar{x}_{Ak}$  este fracția masică a componentului  $A_k$  în fluid [adimensional]. Indicii "a" și "e" se referă la fluide alimentate, respectiv evacuate din recipient, iar sumele după "a" respectiv după "e" cuprind toate fluidele alimentate, respectiv evacuate. Produsul  $v\rho$  cu unitățile [kg/(m<sup>2</sup>.s)] poartă denumirea de **viteză masică** sau **flux**.

Dacă amestecarea în recipientul **R** poate fi considerată perfectă, atunci  $\rho^e$  și  $\bar{x}^e_{Ak}$  au aceleași valori în toate conductele de evacuare din recipient.

### 2.2.5. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM NESTAȚIONAR

Condiția de regim nestaționar implică variația în timp a parametrilor procesului, inclusiv variația acumulării; ca urmare, bilanțul de materiale se întocmeşte pentru un interval de timp infinitezimal, *dt*.

Considerând aceeași schemă de bilanț din fig. 2.4, ecuația bilanțului de materiale în regim nestaționar are expresia:

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} \cdot dt + M = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e} \cdot dt + \left(M + \frac{\partial M}{\partial t} \cdot dt\right)$$
(2.38)

Termenii I și III din ecuație reprezintă sumele maselor de fluid alimentate, respectiv evacuate din instalație în intervalul de timp dt. Termenul M reprezintă acumularea (zestrea) existentă în instalație până la momentul t, iar ultimul termen reprezintă acumularea la momentul (t + dt). Efectuând calculele, ecuația (2.38) devine:

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e} + \frac{\partial M}{\partial t}$$
(2.39)

Dacă debitele sunt variabile, vitezele v<sup>a</sup> și v<sup>e</sup> se înlocuiesc cu relații de forma:

$$\mathbf{v} = f(t) = \mathbf{v}_i + a_i t \tag{2.40}$$

în care  $v_i$  reprezintă viteza fluidului la momentul t = 0, iar  $a_i$  este un coeficient;  $v_i$  și  $a_i$  sunt specifici fiecărei conducte cu debit variabil.

Bilanțul unui component oarecare  $A_k$  se scrie sub forma:

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} \cdot \overline{x}_{Ak}^{a} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e} \cdot \overline{x}_{Ak}^{e} + \frac{\partial (\overline{x}_{Ak}^{e} \cdot M)}{\partial t}$$
(2.41)

Diferențiind ultimul membru, ecuația (2.41) devine:

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} \cdot \overline{x}^{a}_{Ak} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e} \cdot \overline{x}^{e}_{Ak} + \overline{x}^{e}_{Ak} \cdot \frac{\partial M}{\partial t} + M \cdot \frac{\partial \overline{x}^{e}_{Ak}}{\partial t}$$
(2.42)

### 2.2.6. BILANȚ DE MATERIALE ÎN REGIM NESTAȚIONAR CU TRANSFORMARE CHIMICĂ

În aceste condiții în ecuația (2.42) se introduce un termen nou,  $\partial r_{Ak} / \partial t$ , termen care exprimă viteza de formare, datorită reacției chimice, a componentului  $A_k$ . Ecuația (2.42) devine:

$$\sum_{a} v^{a} \cdot \rho^{a} \cdot S^{a} \cdot \overline{x}_{Ak}^{a} + \frac{\partial r_{Ak}}{\partial t} = \sum_{e} v^{e} \cdot \rho^{e} \cdot S^{e} \cdot \overline{x}_{Ak}^{e} + \overline{x}_{Ak}^{e} \cdot \frac{\partial M}{\partial t} + M \cdot \frac{\partial \overline{x}_{Ak}^{e}}{\partial t}$$
(2.43)

Termenul  $\partial r_{Ak} / \partial t$  este considerat pozitiv dacă  $A_k$  este produs de reacție și negativ dacă  $A_k$  este reactant. Evident, legea conservării materiei impune ca:

$$\sum_{i} \frac{\partial r_{Ai}}{\partial t} = 0 \tag{2.44}$$

atunci când sumarea se face după toți componenții A, care intervin în reacție (reactanți și produși de reacție).

### 2.3. BILANȚUL ENERGIILOR

Aşa cum bilanțul de materiale este expresia legii conservării materiei, bilanțul energiilor este expresia principiului conservării energiei. Bilanțul energiilor servește la urmărirea fluxurilor energetice printr-o instalație, la stabilirea randamentelor energetice și la dimensionarea unor utilaje.

Ecuația generală de bilanț energetic pentru un contur de bilanț stabilit în prealabil (instalație, utilaj, porțiune de utilaj, element diferențial de volum) are forma:

$$\sum E_i + \sum E_a = \sum E_r + \sum E_e$$
(2.45)

în care  $E_l$  reprezintă energiile intrate în sistem,  $E_a$  reprezintă energiile existente în sistem în momentul inițial al intervalului de timp pentru care se întocmește bilanțul,  $E_r$  reprezintă energiile rămase în sistem în momentul final al intervalului de timp pentru care se întocmește bilanțul, iar  $E_e$  reprezintă energiile ieșite din sistem.

Ca și în cazul bilanțului de materiale, bilanțul energetic se întocmește pentru o durată prestabilită: durata prelucrării unei șarje (dacă procesul este discontinuu), sau unitatea de timp (secundă, oră, zi, an) în cazul proceselor continue.

Acumularea de energie este dată de diferența:

$$\sum E_r - \sum E_a = \sum E_i - \sum E_e$$
(2.46)

Pentru procesele care decurg în regim staționar, acumularea de energie este nulă.

Se pot întocmi **bilanțuri energetice totale** (**generale**), pentru întreaga instalație, precum și **bilanțuri energetice parțiale**, pentru un singur utilaj, o porțiune a acestuia sau pentru un element diferențial de volum. Întrucât energiile se transformă cu uşurință dintr-o formă într-alta, nu poate fi vorba de bilanțuri parțiale, referitoare la un singur fel de energie, așa cum sunt, de exemplu, bilanțurile parțiale de materiale ale unui singur element sau compus chimic.

Într-un bilanț energetic intervin următoarele forme de energie:

 energia potențială sau energia de poziție, E<sub>p</sub>, rezultată din poziția pe verticală a corpurilor, în raport cu un plan orizontal arbitrar de referință:

$$E_{p} = m \cdot g \cdot z \tag{2.47}$$

în care *m* este masa corpului [kg], *g* este accelerația gravitațională [m/s<sup>2</sup>], iar *z* este înălțimea [m] la care se află corpul față de planul orizontal de referință.

• energia cinetică sau energia de mişcare, *E*<sub>c</sub>, corespunzătoare mişcării corpurilor:

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

$$E_c = \frac{1}{2}m \cdot v^2 \tag{2.48}$$

în care v reprezintă viteza corpului [m/s].

 energia internă, U, reprezentând o proprietate intrinsecă a corpurilor, funcție de natura, starea şi cantitatea lor:

$$U = m \cdot u \tag{2.49}$$

unde u reprezintă energia internă masică [J/kg].

• **lucrul exterior** sau **energia de presiune**, *L*<sub>e</sub>, reprezentând lucrul efectuat de mediul exterior pentru a introduce un fluid în sistem, sau lucrul efectuat de sistem pentru a evacua un fluid din sistem:

$$L_{e} = \int_{0}^{V} P \cdot dV = m \cdot P \int_{0}^{v_{s}} dv_{s} = m \cdot P \cdot v_{s}$$
(2.50)

în care P este presiunea [Pa], V este volumul [m<sup>3</sup>] masei m [kg], iar v<sub>s</sub> este volumul specific [m<sup>3</sup>/kg].

- energia mecanică, W, introdusă în sistem (de exemplu printr-o pompă sau un agitator);
- căldura, Q, introdusă din exterior (de exemplu prin pereții unui rezervor, prin suprafețe de transfer termic);
- alte forme de energie (energia de suprafață, energia electrică, energia magnetică, energia luminoasă, etc.) care, uzual, se neglijează în problemele curente.

# 2.4. BILANȚUL TERMIC

Pentru majoritatea proceselor fizice, fizico-chimice, chimice și biochimice care se petrec în biotehnologii sau în tehnologiile industriei alimentare, bilanțul energiilor se poate simplifica la forma cunoscută sub denumirea de **bilanț termic**. Simplificarea constă în neglijarea lucrului mecanic, a variației energiei potențiale și cinetice, a energiei electrice, magnetice, luminoase, etc., care numai rareori pot avea un rol important.

Bilanțul termic are la bază principiul întâi al termodinamicii, conform căruia "energia sistemului și energia mediului exterior, considerate împreună, reprezintă o constantă". Altfel spus:

$$\Delta E_{sistem} + \Delta E_{exterior} = 0 \tag{2.51}$$

Deoarece energia (la presiune constantă) este însăși entalpia, ecuația generală a bilanțului termic în regim nestaționar are forma:

$$\sum Q_i + \sum Q_a + Q_{ext} = \sum Q_r + \sum Q_e$$
(2.52)

în care indicii *i, a, r, e* au aceeași semnificație ca și în relația (2.45), Q reprezintă entalpii (cantități de căldură), iar  $Q_{ext}$  reprezintă entalpia schimbată de sistem (cedată sau primită) cu mediul înconjurător.

În cazul proceselor continue care decurg în regim staționar, ecuația (2.52) devine:

$$\sum Q_i + Q_{ext} = \sum Q_e \tag{2.53}$$

Dacă procesul decurge **adiabatic** (fără schimb de căldură cu mediul înconjurător), termenul Q<sub>ext</sub> se anulează și ecuația (2.53) se reduce la:

$$\sum Q_i = \sum Q_e \tag{2.54}$$

Ecuația (2.53) se poate scrie și sub forma:

$$\sum Q_{Ai}^{a} + \sum Q_{proces} + Q_{ext} = \sum Q_{Ai}^{e}$$
(2.55)

în care primul termen reprezintă suma cantităților de căldură introduse în sistem de către fluxurile de materiale intrate, al doilea termen reprezintă suma algebrică a cantităților de căldură generate sau consumate în proces prin reacții chimice sau biochimice, procese de transformare de fază, procese de transfer de masă între faze, iar ultimul termen reprezintă suma cantităților de căldură evacuate din sistem de către fluxurile de materiale ieşite. Primul şi ultimul termen al ecuației se concretizează în funcție de natura fazelor implicate în proces.

Pentru o fază gazoasă considerată un amestec de gaze ideale, entalpia poate fi calculată aditiv:

$$\mathbf{Q}_{\parallel g}^{a} = \sum_{i} n_{i}^{a} \cdot \int_{298}^{7a} C_{pi} \cdot dT \qquad \qquad \mathbf{Q}_{\parallel g}^{e} = \sum_{i} n_{i}^{e} \cdot \int_{298}^{8} C_{pi} \cdot dT \qquad (2.56)$$

Debitele molare  $n_i^a$  și  $n_i^e$  ale componentelor la intrare, respectiv ieșire din proces, sunt cunoscute din bilanțul de materiale, care se efectuează întotdeauna înaintea bilanțului termic. Temperaturile  $T_a$  și  $T_e$  se măsoară la intrarea, respectiv ieșirea din procesul considerat.

Pentru o **fază lichidă** care se comportă ca o soluție ideală (soluție infinit diluată) sunt valabile relațiile (2.56) stabilite pentru gaze ideale. În cazul soluțiilor reale (concentrate), entalpia nu se mai poate determina aditiv. Capacitățile termice molare  $C_p$  [J/(kmol.K)], respectiv masice, C [J/(kg.K)] ale soluțiilor reale variază funcție de concentrație și de temperatură:

$$C_{\rho [l']} = f(x,T)$$
  $C_{[l']} = f(x,T)$  (2.57)

În aceste condiții, ecuațiile (2.56) devin:

$$Q_{[l'}^{a} = n_{[l'}^{a} \cdot \int_{298}^{l_{a}} C_{\rho}(x,T) \cdot dT \qquad \qquad Q_{[l'}^{e} = n_{[l'}^{e} \cdot \int_{298}^{l_{e}} C_{\rho}(x,T) \cdot dT \qquad (2.58)$$

Pentru **faze solide** se aplică fie relațiile (2.56) – în cazul în care componentele fazei solide formează un amestec mecanic, fie relațiile (2.58) – în cazul în care componentele fazei solide formează o soluție solidă.

Determinarea valorilor numerice ale căldurilor introduse/evacuate din sistem cu fluxurile de materiale intrate/ieşite, necesită cunoașterea naturii fazelor implicate în proces, a compoziției inițiale  $(n_i^e)$  și finale  $(n_i^e)$ , a bilanțului de masă, a temperaturilor inițiale  $(T_e)$  și finale  $(T_e)$ , precum și a unor date experimentale sau ecuații empirice pentru calculul capacităților termice molare sau masice ale componentelor și fazelor implicate în proces.

Pentru substanțe pure, capacitatea termică molară la presiune constantă, definită prin relația:

$$C_{pi} = \left(\frac{\partial H_i}{\partial T}\right)_p \tag{2.59}$$

este corelată cu temperatura sub prin intermediul unor ecuații de tipul:

$$C_{\rho i} = a_i + b_i \cdot T + c_i \cdot T^2$$

$$C_{\rho i} = d_i + e_i \cdot T + f_i \cdot T^{-2}$$

$$C_{\rho i} = g_i + h_i \cdot T_i$$
(2.60)

Uneori se poate utiliza valoarea medie a capacității termice molare, definită prin relația:

$$\overline{C}_{\rho i} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} C_{\rho i}(T) \cdot dT$$
(2.61)

În general, efectul presiunii asupra capacității termice se poate neglija. Pentru calcule riguroase de inginerie, precum și pentru a se putea permite utilizarea programelor de calculator, sunt preferate ecuațiile de tip (2.60). Aceste ecuații permit integrarea analitică a ecuațiilor (2.56). Valorile capacităților termice, precum și valorile coeficienților din ecuațiile (2.60) sunt tabelate în manuale, îndrumare și monografii de specialitate.

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

Termenul  $\Sigma Q_{proces}$  se determină pe baza datelor termodinamice, în funcție de tipul de proces (transformare chimică, transformare biochimică, transformare de fază, transfer interfazic) implicat. La modul cel mai general, acest termen poate fi exprimat sub forma:

$$\sum_{i} Q_{proces} = \sum_{j} Q_{ij} + \sum_{m} Q_{tr.m} + \sum_{n} Q_{tf.n}$$

$$i = j + m + n$$
(2.62)

unde primul termen din membrul drept reprezintă efectul termic al reacțiilor (chimice sau biochimice) implicate în proces, al doilea termen reprezintă efectul termic al proceselor de transformare de fază, iar ultimul termen reprezintă efectul termic al proceselor de substanță între fazele implicate în proces.

Efectul termic al unei reacții chimice este dat de produsul dintre entalpia de reacție și numărul de moli de reactant (debitul molar) consumați:

$$\mathsf{Q}_{ij} = \frac{n_{Ak_j}^a}{\nu_{Ak_j}} \cdot \eta_{Ak_j} \cdot \left(-\Delta_{Rj} H^0_{T}\right)$$
(2.63)

unde:

 $\Delta_{Rj}H_{\tau}^{0} - \text{reprezintă entalpia de reacție la temperatura } T \text{[kJ/mol];}$  $n_{Ak_{j}}^{a} \cdot \eta_{Ak_{j}} = n_{Ak_{j}}^{a} - n_{Ak_{j}}^{e} - n_{Ak_{j}}^{e} - \text{reprezintă numărul de moli de reactant } A_{k} \text{ transformat în reacția "j". Se împarte prin$ 

 $v_{Akj}$  deoarece în reacțiile în care  $v_{Ak_j} \neq 1$  entalpia de reacție din legea lui Hess este

#### raportată la VAkj.

În cazul reacțiilor multiple se determină suma algebrică a efectelor termice ale reacțiilor individuale.

**Entalpia de reacție** variază, în general, cu temperatura și cu presiunea. În majoritatea cazurilor (excepție făcând procesele care decurg la presiuni mai mari de 5 MPa) influența presiunii asupra entalpiei de reacție poate fi neglijată. Variația entalpiei de reacție cu temperatura poate fi exprimată prin intermediul legii lui *Kirchhoff.* În forma sa integrală, aceasta are expresia:

$$\Delta_{R}H_{T}^{0} = \Delta_{R}H_{298}^{0} + \int_{298}^{T} \Delta C_{p}(T) \cdot dT$$
(2.64)

unde:

$$\Delta C_{p} = \sum v_{Ai'} C_{pAi'} - \sum v_{Ai} C_{pAi}$$
(2.65)

iar entalpia de reacție standard se calculează din entalpiile molare de formare din elemente ( $\Delta H_f^0$ ) prin intermediul relației:

$$\Delta_R H_{298}^0 = \sum v_{Ai'} \cdot \Delta H_{fAi'}^0 - \sum v_{Ai} \cdot \Delta H_{fAi}^0$$
(2.66)

Entalpiile molare de formare din elemente sunt tabelate în îndrumătoarele de specialitate.

În unele cazuri, pentru variații mai mici ale temperaturii, se poate folosi în locul ecuației (2.64) o ecuație simplificată, considerând o valoare medie pentru capacitatea termică molară:

$$\Delta_R H_T^0 = \Delta_R H_{298}^0 + \Delta \overline{C}_{\rho} \cdot (T - 298)$$
(2.67)

Pentru calcule aproximative, sau în lipsa unor relații  $C_p = f(T)$ , integrala din ecuația (2.64) se poate neglija, considerând:

$$\Delta_R H_T^0 \approx \Delta_R H_{298}^0 \tag{2.68}$$

Efectul termic al proceselor de transformare de fază este dat de produsul dintre numărul de moli de component transformat (care trece dintr-o stare de agregare în alta) și entalpia transformării de fază:

$$\eta_{tr.m} = n_{Akm}^{*} \cdot \eta_{[]Akm} \cdot (-\Delta H_{tr.m}) = n_{Akm}^{*} \cdot (-\Delta H_{tr.m})$$
(2.69)

în care  $\eta_{[]Akm}$  reprezintă gradul de transformare de fază al componentului  $A_k$  în procesul de transformare de fază "**m**".

Entalpia transformărilor de fază se determină pe baza relațiilor:

$$\Delta H_{evap} = -\Delta H_{cond} = \Delta H^0_{(g)} - \Delta H^0_{(I)}$$
(2.70)

pentru procesele de evaporare - condensare,

$$\Delta H_{subl} = -\Delta H_{desubl} = \Delta H^0_{(g)} - \Delta H^0_{(s)}$$
(2.71)

pentru procesele de sublimare - desublimare și

$$\Delta H_{\text{solidificare}} = -\Delta H_{\text{topire}} = \Delta H_{(s)}^{0} - \Delta H_{(l)}^{0}$$
(2.72)

pentru procesele de solidificare – topire.

Efectul termic al proceselor de transfer de substanță este dat de relația:

$$Q_{tf.n} = n^a_{Akn} \cdot \eta_{[]Akn} \cdot (-\Delta H_{tf.n}) = n^e_{Akm} \cdot (-\Delta H_{tf.n})$$
(2.73)

în care  $\eta_{[]Akn}$  reprezintă gradul de trecere al componentului  $A_k$  dintr-o fază în alta în procesul elementar "**n** iar  $\Delta H_{tt,n}$  reprezintă entalpia procesului elementar considerat.

Dintre procesele elementare de transfer interfazic, mai importante din punct de vedere termic sunt: dizolvarea, cristalizarea și diluarea.

Entalpia de dizolvare depinde, în primul rând, de natura și starea solutului și a solventului. La dizolvarea cristalelor ionice într-un solvent polar (apa de exemplu), procesul constă din două etape cu efecte termice contrare:

- procesul de distrugere a reţelei cristaline şi trecerea ionilor în soluţie, sub acţiunea dipolilor solventului; procesul este endoterm, fiind caracterizat de entalpia de reţea, ΔH<sub>ret</sub> > 0;
- procesul de solvatare (interacțiunea dintre ionii substanței dizolvate şi moleculele solventului) dacă solventul este apa, procesul poartă denumirea de hidratare exoterm, caracterizat de entalpia de solvatare, ΔH<sub>sol</sub> < 0.
   </li>

Entalpia de dizolvare este suma algebrică a celor două efecte termice de semn contrar:

$$\Delta H_{diz} = \Delta H_{ret} + \Delta H_{sol} \tag{2.74}$$

Dacă  $|\Delta H_{rel}| > |\Delta H_{sol}|$  procesul de dizolvare decurge cu consum de căldură, provocându-se autorăcirea soluției. Este cazul dizolvării majorității sărurilor anorganice în apă. Dizolvarea unora dintre ele este atât de endotermă încât aceste săruri sunt utilizate în practica de laborator pentru obținerea amestecurilor răcitoare (NaNO<sub>3</sub>, NH<sub>4</sub>NO<sub>3</sub>, CaCl<sub>2</sub>.6H<sub>2</sub>O, de exemplu). În general, substanțele cu dizolvare endotermă sunt sărurile cu rețele cristaline stabile, care nu formează hidrați sau sunt cristalohidrați cu un număr mare de molecule de apă.

Dacă  $|\Delta H_{ret}| < |\Delta H_{sol}|$  procesul de dizolvare este exoterm, soluția încălzindu-se. Substanțele cu dizolvare exotermă sunt, de regulă, lichidele și gazele care nu au energie de rețea, în procesul de dizolvare predominând efectul de solvatare.

În literatură sunt prezentate valorile entalpiei de dizolvare raportate la un mol de substanță dizolvată într-o cantitate mare de solvent (peste 300 de moli) la temperatura standard. Aceasta este aşa-numita **entalpie integrală de dizolvare**. **Entalpia diferențială de dizolvare** este efectul termic al dizolvării unui mol de substanță într-o cantitate infinit mare de soluție. Cele două mărimi pot să difere mult între ele, mai ales în cazul soluțiilor concentrate.

Entalpia de dizolvare variază funcție de concentrația soluției formate; dependența  $\Delta H_{diz} = f(x_{Ai})$  se determină pe cale experimentală.

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

**Entalpia de cristalizare** ( $\Delta H_{crist}$ ) este considerată, în calculele tehnice, egală și de semn contrar cu entalpia de dizolvare. În realitate, condiția  $|\Delta H_{crist}| = |\Delta H_{diz}|$  este îndeplinită numai în cazul în care substanța se dizolvă într-o soluție aproape saturată, la temperatura la care ulterior are loc cristalizarea. Chiar dacă această corecție cu temperatura poate fi neglijată, **entalpia de diluare** ( $\Delta H_{dii}$ ) trebuie luată în considerație. De aceea, pentru calcule riguroase, entalpia de cristalizare se determină cu relația:

$$\Delta H_{crist} = -\Delta H_{diz} + \Delta H_{dil} \tag{2.75}$$

în care  $\Delta H_{dil}$  reprezintă entalpia de diluare a soluției saturate până la o concentrație atât de mică după care nu mai este influențată de eventuala diluare ulterioară.

# 2.4.1. BILANT TERMIC ÎN REGIM ADIABAT

În regim termic adiabat, cantitatea de căldură schimbată cu mediul exterior este nulă. Înseamnă că instalația sau utilajul pentru care se efectuează bilanțul sunt perfect izolate termic şi nu sunt prevăzute cu suprafețe interioare de transfer de căldură. Regimul adiabat este un regim ideal, neexistând materiale perfect izolante (având conductivitatea termică  $\lambda = 0$ ). Există totuşi procese industriale care pot fi considerate că decurg în regim termic adiabat.

Pentru regimul adiabat, ecuația (2.55) capătă forma:

$$\sum Q_{Ai}^{a} + \sum Q_{proces} = \sum Q_{Ai}^{e}$$
(2.76)

Problema care se pune în acest caz este aceea de a determina valoarea temperaturii finale a masei de reacție,  $T_e$ , cunoscând temperatura inițială a masei de reacție,  $T_a$  și bilanțul de materiale.

### 2.4.2. BILANȚ TERMIC ÎN REGIM IZOTERM

Regimul termic izoterm este caracterizat prin egalitatea temperaturilor la intrare și ieșire din proces:

$$T_a = T_e = \text{constant} \tag{2.77}$$

Problema care se pune în acest caz este determinarea cantității de căldură schimbate cu exteriorul astfel încât temperatura în proces să rămână constantă. Cantitatea de căldură schimbată cu exteriorul se determină pe baza ecuației (2.55) pusă sub forma:

$$Q_{ext} = \sum Q_{Ai}^{e} - \sum Q_{Ai}^{a} - \sum Q_{proces}^{a}$$
(2.78)

### 2.4.3. BILANT TERMIC ÎN REGIM NONADIABAT ȘI NONIZOTERM

Majoritatea proceselor industriale decurg în regim nonizoterm şi nonadiabat, condiții în care  $Q_{ext} \neq 0$  şi  $T_a \neq T_e$ . Scopul întocmirii bilanțului termic într-un astfel de caz este acela de a determina valoarea căldurii schimbate cu exteriorul,  $Q_{ext}$ , astfel încât procesul să decurgă între limitele de temperatură  $T_a$  şi  $T_e$ , cu gradul de transformare  $\eta_{Ak}$  şi la compoziția inițială dată prin mărimile  $n_{Ak}^a$  şi  $x_{Ai}^a$  (l = 1, ..., N - 1: N reprezentând numărul total al componenților masei de reacție inițiale). Termenii ecuației (2.55) sunt explicitați în funcție de aceste mărimi:

$$\sum Q_{Ai}^{a} = F_{1}(n_{Ak}^{a}, X_{Ai}^{a}, T_{a})$$
(2.79)

$$\sum Q_{Ai}^{e} = F_2 \left( n_{Ak}^{a}, x_{Ai}^{a}, \eta_{Ak}, T_e \right)$$
(2.80)

$$\sum Q_{proces} = F_3(n_{Ak}^a, \eta_{Ak}, T_e)$$
(2.81)

iar ecuația (2.55) devine:

$$Q_{ext} = F_2 - F_1 - F_3 = F(n_{Ak}^a, x_{Ai}^a, \eta_{Ak}, T_a, T_e)$$
(2.82)

Pe baza valorii Q<sub>ext</sub> calculate conform relației (2.82) se proiectează în continuare sistemul de transfer de căldură, pe baza ecuației generale a transferului termic:

$$Q_{ext} = K \cdot A \cdot \Delta T_m \tag{2.83}$$

ecuație din care se determină aria suprafeței necesare de transfer de căldură, A.

# 3. TRANSPORTUL FLUIDELOR

# 3.1. INTRODUCERE

În marea majoritate a cazurilor transportul fluidelor este preferat transportului solidelor. Astfel, este preferat transportul soluției în locul transportului separat al componentelor acesteia. De multe ori, materialele solide sunt transportate prin antrenarea lor cu un fluid: transportul pneumatic al materialelor solide pulverulente, transportul hidraulic al unor materii prime ale industriei alimentare (sfeclă, cartofi, tomate, fructe, etc.), concomitent cu spălarea acestora.

În instalațiile de proces ale industriilor alimentare se transportă numeroase fluide cu proprietăți foarte diverse. Fluidele se deplasează prin conducte, canale, aparate și reactoare fie sub acțiunea unei energii primite din exterior, fie – în cazul lichidelor – sub acțiunea energiei potențiale create de o diferență de nivel.

Transferul energiei de la o sursă exterioară la fluid se poate realiza cu utilaje statice sau dinamice, acestea convertind energia primită de la o sursă exterioară (turbină, motor electric, etc.) în energie de presiune, energie potențială sau în energie cinetică, după caz. Utilajele care servesc la transferul energiei de la o sursă exterioară la un fluid poartă denumirea generică de **pompe** (dacă fluidul este un lichid), respectiv **compresoare** (dacă fluidul este un gaz). Denumirea de **pompe de vid** este dată utilajelor care servesc la realizarea unei depresiuni sau la evacuarea unui recipient.

Pentru a provoca deplasarea (curgerea) fluidelor există mai multe posibilități: 1) prin acțiunea unei forțe centrifuge; 2) prin deplasarea unui volum de fluid: fie pe cale mecanică, fie prin intermediul altui fluid; 3) printr-un impuls mecanic; 4) prin transfer de impuls de la alt fluid; 5) prin acțiunea unui câmp magnetic; 6) prin acțiunea forțelor gravitaționale. Pe baza acestor metode de principiu sunt construite toate echipamentele destinate transportului fluidelor.

# 3.2. TRANSPORTUL LICHIDELOR

### 3.2.1. CONSERVAREA ENERGIEI LA CURGEREA FLUIDELOR. ECUAȚIA BERNOULLI

Se consideră o porțiune de conductă limitată între secțiunile **1** și **2**, prin care curge un fluid în regim staționar (fig. 3.1). Pe această porțiune de conductă, schimbul de energie cu exteriorul constă din introducerea în sistem de lucru mecanic (W) și de căldură (Q). Dacă se consideră că prin sistem trece o cantitate de fluid egală cu unitatea de masă, iar energiile intrate în sistem se consideră pozitive și cele ieșite din sistem negative, se poate întocmi bilanțul energetic redat în tab. 3.1.



Fig. 3.1. Schemă pentru deducerea ecuației Bernoulli

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

| Forma de energie     | Intrată prin punctul 1 | leşită prin punctul 2  | Diferența (1) – (2)                        |
|----------------------|------------------------|------------------------|--|
| Energie potențială   | gz <sub>1</sub>        | gz <sub>2</sub>        | $g(z_1-z_2)$                               |
| Energie cinetică     | $\frac{1}{2}V_{1}^{2}$ | $\frac{1}{2}V_{2}^{2}$ | $\frac{1}{2} \left( V_1^2 - V_2^2 \right)$ |
| Energie internă      | <i>u</i> <sub>1</sub>  | U <sub>2</sub>         | $u_1 - u_2$                                |
| Lucru mecanic extern | $P_1 v_{s1}$           | $P_2 v_{s2}$           | $P_{1}V_{s1} - P_{2}V_{s2}$                |
| Energie termică      | -                      | -                      | Q  |
| Energie mecanică     | -                      | -                      | W  |

Ținând cont de expresia (2.46) a bilanțului energetic în care - regimul fiind staționar - acumularea de energie este nulă, se poate scrie:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + (u_1 - u_2) + (P_1 v_{s1} - P_2 v_{s2}) + Q + W = 0$$
(3.1)

Variația energiei interne  $(u_1 - u_2)$  se datorează pe de o parte energiei termice Q introduse din exterior și pe de altă parte energiei F rezultate din frecări: frecarea internă între straturile de fluid cu viteze diferite, respectiv frecarea externă a fluidului cu pereții. În aceste condiții se poate scrie:

$$u_{1} - u_{2} = -(\Delta u)_{1}^{2} = -\left(Q + F - \int_{1}^{2} P dv_{s}\right)$$
(3.2)

$$P_{1}v_{s1} - P_{2}v_{s2} = -\left[\Delta(Pv_{s})\right]_{1}^{2} = -\left(\int_{1}^{2} Pdv_{s} - \int_{1}^{2} v_{s}dP\right)$$
(3.3)

Înlocuind substituțiile de mai sus în (3.1), aceasta devine în final:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \int_1^2 v_s dP - F + W = 0$$
(3.4)

cunoscută și ca ecuația Bernoulli pentru curgerea fluidelor în regim staționar.

Introducând în această ecuație entalpia:  $H = u + Pv_s$ , rezultă:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + (H_1 - H_2) - F + W = 0$$
(3.5)

Dacă regimul de curgere este și izoterm (T = const.) iar fluidul este incompresibil ( $v_{s1} = v_{s2}$ ) – lichidele pot fi considerate practic fluide incompresibile, atunci:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{1}{2}(v_1 - v_2) + v_s(P_1 - P_2) - F + W = 0$$
(3.6)

Înlocuind volumul specific al fluidului funcție de densitatea acestuia:  $v_s = 1/\rho$ , ecuația (3.6) devine:

$$g(z_{1}-z_{2})+\frac{1}{2}(v_{1}^{2}-v_{2}^{2})+\frac{P_{1}-P_{2}}{\rho}-F+W=0 \quad [J/kg]$$

$$\rho g(z_{1}-z_{2})+\frac{1}{2}\rho(v_{1}^{2}-v_{2}^{2})+(P_{1}-P_{2})-F^{*}+W^{*}=0 \quad [J/m^{3}=N/m^{2}]$$
(3.7)

în care:

W energia necesară pentru transportul unității de masă de fluid din secțiunea 1 în secțiunea 2;

W\* energia necesară pentru transportul unității de volum de fluid din secțiunea 1 în secțiunea 2; *F* energia de frecare raportată la unitatea de **masă** de fluid;

*F*<sup>\*</sup> energia de frecare raportată la unitatea de **volum** de fluid; între care există corelațiile:

$$W^* = W\rho \qquad \text{si} \qquad F^* = F\rho \tag{3.8}$$

Ecuațiile (3.4) și (3.5) se pot pune și sub forma:

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + \int_2^2 v_s dP + F$$
(3.9)

$$W = g(z_2 - z_1) + \frac{1}{2}(v_2^2 - v_1^2) + (H_2 - H_1) + F$$
(3.10)

din care se poate deduce că energia W furnizată pompei are rolul de a:

- ridica un lichid de la înălțimea z<sub>1</sub> la înălțimea z<sub>2</sub>;
- mări viteza unui fluid de la v<sub>1</sub> la v<sub>2</sub>;
- ridica presiunea unui fluid de la P<sub>1</sub> la P<sub>2</sub>;
- mări entalpia unui gaz de la  $H_1$  la  $H_2$ ;
- transporta fluidul prin învingerea frecării F.

### 3.2.2. RELAȚII ȘI MĂRIMI CARACTERISTICE ÎN TRANSPORTUL LICHIDELOR

O pompă sau un grup de pompe deservește un sistem alcătuit din: spațiul de aspirație, ansamblul de conducte și armături, spațiul de refulare. Sistemul împreună cu pompa sau grupul de pompe alcătuiesc **agregatul de pompare**.

#### 3.2.2.1. DEBITUL POMPELOR

Debitul masic al pompelor este definit ca fiind masa de lichid transportată de pompă în unitatea de timp. Debitul volumic este definit ca volumul de lichid transportat în unitatea de timp. Raportul dintre debitul volumic real ( $M_v$ ) și debitul volumic teoretic ( $M_{vt}$ ) poartă denumirea de **randament volumic al pompei**:

$$\eta_{v} = \frac{M_{v}}{M_{vt}} \tag{3.11}$$

#### 3.2.2.2. ÎNĂLȚIMEA MANOMETRICĂ

Dacă ecuația (3.7a) se împarte prin accelerația gravitațională g, se obține:

$$(z_2 - z_1) + \frac{1}{2g} (v_2^2 - v_1^2) + \frac{P_2 - P_1}{\rho \cdot g} + \frac{F}{g} = \frac{W}{g} = Z_m$$
(3.12)

care se mai poate scrie sub forma:

$$Z_m = \Delta z + \frac{\Delta v^2}{2g} + \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{fr}}{\rho \cdot g}$$
(3.13)

unde Z<sub>m</sub> este înălțimea manometrică a sistemului.



Fig. 3.2. Schemă pentru calculul înălțimii manometrice și al înălțimii de aspirație

Sensul fizic al acestei mărimi este echivalentul în presiune (înălțime coloană de lichid) a energiei care trebuie transferată fluidului de către pompa sau grupul de pompe care deservesc sistemul. Pentru un sistem ca acela din fig. 3.2, pompa va trebui să transfere lichidului energia necesară trecerii sale din vasul inferior în cel superior, adică:

- energia necesară măririi vitezei lichidului de la valoarea v<sub>1</sub> la intrare în conducta de aspirație la valoarea v<sub>2</sub> la ieşire din conducta de refulare. Dacă ambele conducte au acelaşi diametru interior, viteza lichidului în conducta de aspirație va fi tot v<sub>2</sub>;
- energia necesară măririi presiunii statice a lichidului de la valoarea P<sub>1</sub>, deasupra lichidului în spațiul de aspirație, la valoarea P<sub>2</sub>, deasupra lichidului în spațiul de refulare;
- energia necesară ridicării lichidului de la cota z<sub>1</sub> la cota z<sub>2</sub>;
  - energia necesară învingerii rezistențelor prin frecare și a rezistențelor hidraulice locale pe traseul pe care se deplasează lichidul.

Pentru sistemul din fig. 3.2, ecuația (3.13)

capătă forma:

$$Z_{m} = z_{2} - z_{1} + \frac{v_{2}^{2} - v_{1}^{2}}{2g} + \frac{P_{2} - P_{1}}{\rho \cdot g} + \frac{\Delta P_{fr}}{\rho \cdot g}$$
(3.14)

în care diferența:

$$Z_G = Z_2 - Z_1$$
 (3.15)

poartă denumirea de înălțime geometrică și este înălțimea pe verticală până la care trebuie ridicat lichidul. Această înălțime depinde de modul în care sunt amplasate utilajele.

Dacă unei pompe în funcțiune i se măsoară presiunea statică a lichidului la intrarea în pompă,  $P_a$ , presiunea statică a lichidului la ieșirea din pompă,  $P_r$ , diferența pe verticală între punctele de măsură a presiunilor, $Z_0$ , viteza lichidului la intrarea în pompă,  $v_a$  și viteza medie a lichidului la ieșire din pompă,  $v_r$ , energia transferată efectiv lichidului se poate scrie, în termeni de înălțimi:

$$Z_{me} = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + Z_0$$
(3.16)

unde  $Z_{me}$  este **înălțimea manometrică efectivă** a pompei. Aceasta nu conține termenul corespunzător energiei transferate lichidului pentru învingerea frecărilor și șocurilor acestuia în corpul pompei. Luând în considerare această energie prin termenul  $\Delta P_p$ , ecuația (3.16) devine:

$$Z_{mt} = \frac{P_r - P_a}{\rho \cdot g} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2 \cdot g} + Z_0 + \frac{\Delta P_p}{\rho \cdot g}$$
(3.17)

în care  $Z_{mt}$  poartă denumirea de **înălțime manometrică teoretică** a pompei. Raportul dintre înălțimea manometrică efectivă și înălțimea manometrică teoretică poartă denumirea de **randament hidraulic** al pompei,  $\eta_h$ :

$$\eta_h = \frac{Z_{me}}{Z_{mt}}$$
(3.18)

#### 3.2.2.3. ÎNĂLȚIMEA DE ASPIRAȚIE

Această mărime este deosebit de importantă pentru amplasarea pompei în sistemul pe care îl deservește. Pentru calculul înălțimii de aspirație,  $Z_a$ , se scrie bilanțul energetic între nivelul lichidului în rezervorul de aspirație (punctul 1 din fig. 3.2) și cota axului racordului de aspirație (centrul pompei din fig. 3.2):

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_{asp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{asp}^2}{2 \cdot g} + (Z_a + z_1) + \frac{\Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g}$$
(3.19)

în care  $P_{asp}$  este presiunea statică a lichidului în corpul pompei când se realizează aspirația;  $v_{asp}$  este viteza medie de deplasare a lichidului în corpul pompei, iar  $\Delta P_{fasp}$  reprezintă pierderea de presiune prin frecare și rezistențe locale pe porțiunea dintre spațiul de aspirație și intrarea în pompă.

Dacă spațiul de aspirație este deschis,  $P_1$  este tocmai presiunea barometrică  $P_b$  exercitată la suprafața lichidului. Aceasta este funcție de altitudinea amplasamentului (tab. 3.1).

|  |       |      |      |      |      |      |      |      | -    |      |      |      |
|--|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Altitudinea<br>[m]                                 | -600  | 0    | +100 | 200  | 300  | 400  | 500  | 600  | 700  | 800  | 1000 | 1500 |
| Presiunea<br>barometrică<br>[Pa.10 <sup>-4</sup> ] | 11,08 | 10,1 | 10,0 | 9,92 | 9,81 | 9,60 | 9,50 | 9,40 | 9,32 | 9,20 | 9,02 | 8,45 |

Tab. 3.1. Dependența presiunii barometrice de altitudine

Presiunea  $P_{asp}$  a lichidului în corpul pompei când se realizează aspirația, nu trebuie să fie mai mică decât presiunea de vapori a lichidului,  $P_{vap}$  la temperatura la care se face aspirația (tab. 3.2). În caz contrar, o parte din lichidul aspirat se poate transforma în vapori, ducând la apariția fenomenului nedorit de cavitație.

| Temperatura<br>[K]                               | 278   | 283   | 293   | 303   | 313   | 323   | 333  | 343  | 353  | 363  | 373   |
|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------|
| Presiunea<br>de vapori<br>[Pa.10 <sup>-4</sup> ] | 0,088 | 0,118 | 0,235 | 0,422 | 0,736 | 1,226 | 1,98 | 3,11 | 4,72 | 7,00 | 10,12 |

Tab. 3.2. Dependența presiunii de vapori a apei de temperatură

Înlocuind în (3.19)  $P_1$  cu  $P_b$  și  $P_{asp}$  cu  $P_{vap}$  și explicitând înălțimea de aspirație, se obține:

$$Z_{a} = \frac{P_{b}}{\rho \cdot g} - \frac{P_{vap}}{\rho \cdot g} - \frac{\Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g} + \frac{v_{1}^{2} - v_{asp}^{2}}{2 \cdot g}$$
(3.20)

De obicei, termenul cinetic din (3.20) are valoare mică și poate fi neglijat. În practică, înălțimea de aspirație se calculează din condiția derivată din ecuația (3.20):

$$Z_{a} \leq \frac{P_{b} - P_{vap} - \Delta P_{fasp}}{\rho \cdot g}$$
(3.21)



Fig. 3.3. Poziția pompelor în raport cu rezervorul de aspirație: a – sub nivelul rezervorului; b – deasupra rezervorului

Pentru majoritatea lichidelor, când aspirația se face la 288 – 293 K, înălțimea de aspirație este mai mică de 6 m. Dacă în condițiile în care se face aspirația rezultă din calcul  $Z_a < 0$ , pompa se va amplasa sub nivelul lichidului din vasul de aspirație (fig. 3.4 a), pentru ca lichidul să curgă liber în pompă.

Când lichidul se găsește la nivel mai adânc decât înălțimea de aspirație, se folosesc pompe speciale (numite pompe submersibile sau pompe imersate) cu electromotorul închis etanș, introdus împreună cu pompa în lichid.

La capătul conductei de aspirație se montează un sorb cu supapă. Capătul inferior al conductei trebuie să fie la cel puțin 0,5 m sub nivelul apei din rezervor și la cel puțin 0,5 m distanță de fund.

#### 3.2.2.4. PUTEREA ȘI RANDAMENTUL

Puterile și randamentele definite pentru un agregat de pompare rezultă din schema redată în fig.3.4., unde:



Fig. 3.4. Schema pentru definirea puterilor și randamentelor unui agregat de pompare

 $N_{ins}$  este puterea instalată a sistemului de acționare;  $N_{mot}$  este puterea motorului;  $N_a$  este puterea de antrenare;  $N_i$  este puterea indicată;  $N_e$  este puterea efectivă;  $N_u$  este puterea utilă, iar  $N_n$  este puterea necesară. Raportând două câte două puterile menționate mai sus, se definesc următoarele randamente:

- randamentul transmisiei dintre motor şi pompă, η<sub>tr</sub> = N<sub>a</sub>/N<sub>mot</sub>. Acesta ține seama de pierderile de energie determinate de sistemul de transmisie;
- randamentul mecanic al pompei, η<sub>m</sub> = N<sub>i</sub>/N<sub>a</sub>, ține seama de pierderile de energie datorate frecării subansamblurilor în mişcare (arbore şi lagăre, piston şi cilindru, supape şi ghidaje, rotor şi carcasă, etc.);

- randamentul hidraulic al pompei, η<sub>h</sub>=N<sub>e</sub>/N<sub>i</sub>, ține seama de pierderile de energie prin frecarea şi şocurile lichidului în pompă;
- randamentul volumic al pompei, η<sub>V</sub>, definit prin ecuația (3.18) ține seama de consumul suplimentar de energie pentru a acoperi pierderile de debit. Se poate scrie şi: η<sub>V</sub> = N<sub>u</sub>/N<sub>e</sub>;
- randamentul total al pompei, η<sub>p</sub>, este dat de produsul dintre randamentul mecanic, hidraulic şi volumic al pompei: η<sub>p</sub> = η<sub>m</sub> · η<sub>b</sub> · η<sub>V</sub>;
- randamentul total al agregatului de pompare,  $\eta_T$ , se calculează ca produs între randamentul pompei, randamentul transmisiei și randamentul motorului:  $\eta_T = \eta_p \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_{mot}$ .

**Puterea necesară** se calculează pe baza înălțimii manometrice și a debitului volumic ( $m_v$ ) de lichid transportat prin sistem:

$$N_n = \frac{Z_m \cdot \rho \cdot g \cdot m_v}{1000} \quad [kW]$$
(3.22)

**Puterea de antrenare** se calculează după alegerea pompei, ținând cont de debitul volumic real ( $m_v$ ), înălțimea manometrică efectivă ( $Z_{me}$ ) și randamentul  $\eta_p$ :

$$V_a = \frac{Z_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot m_v}{1000 \cdot \eta_p} \quad [kW]$$
(3.23)

Dacă pompa aleasă nu satisface condiția ca  $Z_{me} \ge Z_m$  și/sau cerințele de debit, atunci fie se leagă în serie sau în paralel mai multe pompe, fie se alege un alt tip de pompă.

Puterea motorului se calculează luând în considerare randamentul total al agregatului de pompare:

$$N_{mot} = \frac{Z_{me} \cdot \rho \cdot g \cdot m_{V}}{1000 \cdot \eta_{T}} \quad [kW]$$
(3.24)

Puterea instalată este mai mare decât puterea motorului, pentru a asigura o rezervă în caz de supraîncărcare:

$$N_{ins} = \beta \cdot N_{mot} \quad [kW] \tag{3.25}$$

unde  $\beta$  este un coeficient de siguranță supraunitar, denumit **factor de instalare**. Acesta se alege în funcție de puterea necesară (tab. 3.3).

| Tab. | 3.3.De | pendenta | factorului | de | instalare | de | puterea | necesară |
|------|--------|----------|------------|----|-----------|----|---------|----------|
|      |        | P        |            |    |           |    |         |          |

| Puterea necesară [kW]      | < 1      | 1 - 5       | 5 – 50      | > 50 |
|----------------------------|----------|-------------|-------------|------|
| Factor de instalare $meta$ | 2 – 1,50 | 1,50 – 1,20 | 1,20 – 1,15 | 1,10 |

#### 3.2.3. POMPE PENTRU LICHIDE

#### 3.2.3.1. CLASIFICAREA POMPELOR PENTRU LICHIDE

Datorită condițiilor foarte diverse de funcționare, la ora actuală există un număr foarte mare de tipuri de pompe, fiecare tip răspunzând unor necesități tehnico-economice specifice. Condițiile de funcționare țin seama de proprietățile lichidului (viscozitate, densitate, impurități, agresivitate mecanică și chimică, inflamabilitate) și de condițiile procesului: debit, presiune, temperatură, regim continuu sau discontinuu.

Este dificil de găsit un criteriu unic de clasificare a pompelor fără dezavantajul introducerii unui număr mare de grupuri de pompe. Marea majoritate a lucrărilor de specialitate adoptă criteriul constructiv pentru clasificarea pompelor pentru lichide.
Din punct de vedere constructiv, pompele pentru lichide pot fi împărțite în:

- 1. pompe fără elemente mobile
- 2. pompe având organe principale în mişcare:
  - 2.1. pompe volumice:
    - 2.1.1. pompe cu mişcări alternative (pompe cu piston);
    - 2.1.2. pompe rotative;
    - 2.2. pompe centrifuge.

Deși pompele centrifuge sunt tot pompe rotative, ele au fost trecute într-o categorie separată, din cauza marii lor importanțe, precum și datorită faptului că principiul lor de funcționare este total diferit de cel al pompelor rotative.

# 3.2.3.2. POMPE FĂRĂ ELEMENTE MOBILE

### 3.2.3.2.1. Sifonul

Sifonul este în principiu o țeavă – din sticlă, metal, material plastic – îndoită sub formă de **U**. El servește la transvazarea lichidelor de la un nivel superior la unul inferior, până la egalizarea celor două nivele (fig. 3.5).



Fig. 3.5. Principiul sifonului

Fig. 3.6. Sifoane fără amorsare directă: 1 – cu tub lateral; 2 – cu pară de cauciuc; 3 – cu saboți

Pentru a funcționa, sifonul trebuie să fie amorsat. Amorsarea se face prin umplerea sifonului cu lichidul de transvazat sau cu un alt lichid, dacă amestecarea celor două lichide nu este dăunătoare. Necesitatea amorsării este principalul dezavantaj al sifonului și de aceea există multe soluții constructive care evită amorsarea directă (fig. 3.6).

O a doua condiție de funcționare este ca presiunea în punctul cel mai înalt (punctul **C**) al sifonului să fie superioară presiunii de saturație a lichidului la temperatura de lucru.

Aplicând ecuația Bernoulli pe porțiunea AC a sifonului din fig. 3.5, se obține:

$$g \cdot \Delta z - \frac{v^2}{2} + \frac{P_1 - P_c}{\rho} - F = 0$$
 (3.26)

$$P_{c} = P_{1} + \rho \cdot g \left( \Delta z - \frac{v^{2}}{2g} - f \right) > P_{s}$$
(3.27)

unde  $\Delta z$  este diferența de nivel dintre punctul **C** și suprafața lichidului, *v* este viteza lichidului în sifon,  $P_1$  este presiunea la suprafața lichidului,  $P_c$  este presiunea în punctul **C**,  $\rho$  este densitatea lichidului, *F* este energia de frecare pe unitatea de masă de lichid, f = F/g este frecarea lichidului până în punctul **C** (inclusiv rezistența de la intrarea în sifon),  $P_s$  este presiunea de saturație a lichidului la temperatura de lucru.

Debitul sifonului se determină aplicând ecuația *Bernoulli* între punctele **1** și **2**, de intrare, respectiv ieșire a lichidului din sifon:

$$g \cdot \Delta z' - \frac{v^2}{2} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - F' = 0$$

$$v = \sqrt{2\left(g \cdot \Delta z' + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - F'\right)}$$
(3.28)

în care  $\Delta z'$  este diferența de nivel între punctele **1** și **2**,  $P_2$  este presiunea în punctul **2**, F' este energia de frecare pe unitatea de masă între punctele **1** și **2**, inclusiv rezistențele de la intrarea și de la ieșirea din sifon.

Dacă presiunile în punctele **1** și **2** sunt egale ( $P_1 = P_2$ ) și dacă se neglijează frecarea (F' = 0), ecuația (3.28 b) devine:

$$\nu = \sqrt{2g \cdot \Delta z'} \tag{3.29}$$

Analizând ecuația (3.29) se poate constata că în momentul în care nivelul lichidului este același în ambele rezervoare, adică  $\Delta z' = 0$ , viteza de curgere a lichidului prin sifon devine v = 0, deci debitul (conform ecuației debitului:  $m_v = v \cdot \frac{\pi d^2}{4}$  unde *d* este diametrul interior al sifonului) devine și el nul, respectiv funcționarea sifonului încetează.

În fig. 3.6 sunt redate câteva tipuri constructive de sifon care evită amorsarea directă.

Sifonul cu tub lateral de aspirație (fig. 3.6.1) se amorsează aspirând prin tubul lateral după ce robinetul de jos a fost închis; când lichidul a umplut ramura descendentă, se deschide robinetul.

Sifonul cu pară (fig. 3.6.2) se amorsează prin intermediul parei de cauciuc: când se strânge para, aerul iese prin țeava sifonului, iar când para se destinde, lichidul este aspirat prin orificiul practicat la partea inferioară a tubului în formă de **U**, umplând porțiunea scufundată în lichid a sifonului.

Sifonul cu saboți (fig. 3.6.3) este utilizat în industrie pentru transvazarea unor cantități mari de lichid. Țeava îndoită în formă de **U** are ramurile egale, extremitățile lor fiind cufundate în două recipiente (doi saboți). Când sifonul este coborât cu ajutorul unor scripeți astfel încât una din ramuri să fie afundată în lichid, sifonul intră în funcțiune dacă a fost în prealabil umplut cu lichid. Prin ridicarea sifonului curgerea lichidului încetează dar, atât sifonul cât și cele două recipiente rămân pline, gata să funcționeze la o nouă afundare în lichid.

#### 3.2.3.2.2. Montejusul

Montejusul este un utilaj static, cu funcționare intermitentă, utilizat pentru transvazarea unor fluide a căror agresivitate chimică este foarte mare. Pentru transvazare se folosește aerul comprimat (0,3 – 0,4 MPa) sau alt gaz inert. Aparatul redat în fig. 3.7 este prevăzut cu 3 deschideri: pentru introducerea lichidului, pentru introducerea aerului comprimat și pentru evacuarea lichidului. Dacă lichidul intră prin cădere liberă, robinetul 3, care face legătura cu atmosfera, este deschis; dacă umplerea se face sub vacuum, atunci, pe lângă robinetul 2,



Fig. 3.7. Montejus



Fig.3.8. Principiul de funcționare al gaz-liftului

se deschide robinetul 4 de legătură cu pompa de vid, iar celelalte robinete sunt închise. Evacuarea lichidului prin conducta 7 se face cu gaz comprimat (uzual aer) închizând robinetele 2, 3 și 4 și deschizând robinetele 8 și 5. După golire se face aerisirea și se reîncepe ciclul. În timpul manevrelor de umplere și de evacuare, presiunea se urmărește la manometrul 6.

Datorită funcționării discontinue, aceste aparate au productivități scăzute, randamente energetice scăzute (circa 25%), dimensiuni mari și necesită multă manoperă în exploatare. Unde este posibil sunt înlocuite cu pompe centrifuge confecționate din materiale anticorozive.

#### 3.2.3.2.3. Gaz-liftul

Numit și **pompa Mammut**, acest aparat poate ridica lichide curate sau conținând materii fine în suspensie (nisip, nămol) sau chiar corpuri mari (sfecle întregi, de exemplu). Gaz-liftul utilizează un fluid motor, uzual aer comprimat, care, dispersat sub formă de bule în lichid, formează un sistem eterogen gaz – lichid a cărui densitate este mai mică decât densitatea lichidului. Dispersia de gaz în lichid se ridică prin țeava de refulare, afundată adânc în lichid, pe principiul vaselor comunicante.

În principiu, un gaz-lift (fig. 3.8) este alcătuit dintr-o țeavă de lungime H afundată pe porțiunea  $H_s$ în lichidul de pompat. La extremitatea inferioară a țevii intră o țeavă mai subțire prin care este adus aerul comprimat. Suspensia lichid – aer se ridică până la capătul superior al țevii de refulare dacă este îndeplinită condiția:

$$H \cdot \rho_m = H_s \cdot \rho_1 = (H - H_p) \cdot \rho_1 \tag{3.30}$$

unde  $\rho_i$  și  $\rho_m$  sunt respectiv densitatea lichidului și densitatea suspensiei lichid –aer, iar  $H_p = H - H_s$  este înălțimea de pompare.

Din ecuația (3.30) rezultă necesitatea afundării adânci a conductei de refulare:

$$H_{s} = H_{\rho} \cdot \frac{\rho_{m}}{\rho_{l} - \rho_{m}} \tag{3.31}$$

Marea lungime de afundare a conductei de refulare, alături de randamentul total scăzut (între 36 și 50 %) sunt principalele inconveniente în utilizarea acestor tipuri de pompe.

#### 3.2.3.2.4. Injectoare și ejectoare

**Injectoarele** sunt aparate care servesc la ridicarea și transportul lichidelor, sau la pomparea lor într-un recipient sub presiune, folosind energia cinetică a unui fluid motor: abur, aer comprimat, apă sub presiune.

**Ejectoarele** au o construcție similară cu cea a injectoarelor, dar au rolul funcțional de a evacua un fluid dintr-o incintă.



În injectorul redat în fig. 3.9, fluidul motor **A** intră prin racordul *1* în duza 2 unde energia de presiune este transformată în energie cinetică, străbate cu viteză mare ajutajul de amestec *3*, antrenând lichidul de pompat **B**; se formează un amestec între fluidul motor și lichidul de pompat **C**, a cărui energie cinetică atinge valoarea maximă în gâtul injectorului; amestecul trece apoi în difuzorul interior *4* și în difuzorul exterior *5*, unde energia cinetică este transformată treptat în energie de presiune.

Injectoarele sunt aparate ieftine și sigure, transportă și lichide cu materii în suspensie și se pot construi din materiale anticorozive. Au dezavantajul că necesită debite mari de fluid motor și au randament energetic scăzut (15 – 30%). Amestecarea lichidului de pompat cu fluidul motor poate deveni un avantaj atunci când, pe lângă pompare, este dorită și încălzirea lichidului.

#### 3.2.3.3. POMPE CU MIŞCĂRI ALTERNATIVE

Aceste pompe au ciclul de pompare în doi timpi: - **Aspirația** (fig. 3.10 a): volumul camerei de pompare se măreşte prin deplasarea unui piston, a unui piston plonjor (plunger) sau a unei membrane; rezultă o depresiune care aspiră lichidul în pompă. Pentru ca în timpul aspirației să nu se aspire lichid în conducta de refulare, o supapă de refulare închide, în acest timp, conducta.

- **Evacuarea** (fig. 3.10 b): volumul camerei de pompare se micşorează prin împingerea, în sens invers, a pistonului, plungerului sau membranei; lichidul din cameră este evacuat în conducta de refulare, trecând prin supapa de evacuare, care în acest timp este deschisă. Pentru ca lichidul să iasă numai prin conducta de refulare, o supapă de aspirație închide conducta de aspirație în timpul evacuării.



Fig. 3.10. Principiul de funcționare al pompelor cu mişcări alternative: a – aspirație; b – evacuare.
1 – cilindru; 2 – piston; 3 – supapa de aspirație; 4 – supapa de refulare

Închiderea şi deschiderea supapelor se face – de obicei – automat, prin jocul presiunilor din camera de pompare.

Pompele cu piston se utilizează în situațiile în care trebuie transportate debite relativ reduse de lichid la presiuni ridicate.

#### 3.2.3.3.1. Randamentul, debitul și puterea pompelor cu mișcări alternative

Randamentul volumic este definit ca raportul dintre volumul de lichid pompat efectiv într-o cursă a pistonului și volumul parcurs de piston în această cursă:

$$\eta_{V} = \frac{V_{I}}{V} = \frac{V_{I}}{I \cdot A} = 4 \frac{V_{I}}{\pi D^{2} \cdot I}$$
(3.32)

unde  $V_i$  este volumul pompat de piston într-o cursă [m<sup>3</sup>]; I – cursa pistonului [m]; A – aria secțiunii cilindrului [m<sup>2</sup>]; D – diametrul cilindrului [m].

Randamentul volumic al acestor pompe variază între 0,97 – 0,99 la pompele mari, de execuție foarte îngrijită, 0,94 – 0,98 la pompele mijlocii și 0,85 – 0,94 la pompele mici.

Debitul volumic și debitul masic sunt date de relațiile:

$$m_{v} = i \cdot l \cdot A \cdot n \cdot \eta_{v}$$

$$m_{m} = i \cdot l \cdot A \cdot n \cdot \eta_{v} \cdot \rho = m_{v} \cdot \rho$$
(3.33)

unde *i* = 1 sau 2 reprezintă numărul fețelor active ale pistonului, *n* este turația pompei,  $\rho$  este densitatea lichidului pompat și  $\eta_V$  este randamentul volumic definit de ecuația (3.32).

Puterea necesară se poate determina din relațiile:

$$N = \frac{m_{v} \cdot \Delta z}{\eta_{\tau}} \cdot \rho \cdot g = \frac{m_{v} \cdot W}{\eta_{v} \cdot \eta_{m}} \cdot \rho = \frac{V \cdot n \cdot i \cdot W}{\eta_{v} \cdot \eta_{m}} \cdot \rho = \frac{A \cdot I \cdot n \cdot i \cdot W}{\eta_{v} \cdot \eta_{m}} \cdot \rho = \frac{m_{m} \cdot W}{\eta_{v} \cdot \eta_{m}}$$
(3.34)

în care *N* reprezintă puterea pompei [W];  $m_V$  – debitul volumic [m<sup>3</sup>/s];  $\Delta z$  – înălțimea geometrică de pompare [m]; *W* – energia totală de pompare pe unitatea de masă [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]; *V* – volumul parcurs într-o cursă a pistonului (plungerului, membranei) [m<sup>3</sup>]; *n* – turația [s<sup>-1</sup>]; *i* – 1 sau 2, numărul de fețe active ale pistonului; *A* – aria secțiunii cilindrului de pompare [m<sup>2</sup>]; *I* – cursa pistonului [m];  $m_m$  – debitul masic [kg/s];  $\eta_T$  – randamentul total;  $\eta_V$  – randamentul volumic;  $\eta_m$  – randamentul mecanic.

#### 3.2.3.3.2. Variația debitului pompelor cu mişcări alternative



Debitul pompelor cu mişcări alternative este pulsat și întrerupt. În fig. 3.11 este redat modul în care rotația manivelei se transformă în mişcare alternativă (de du-te – vino), cu viteză neuniformă (sinusoidală) a pistonului.

Cu notațiile din figură se pot scrie următoarele relații:

$$x = r(1 + \cos \alpha) \tag{3.35}$$

$$dx = -R \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha \qquad (3.36)$$

$$dv = A \cdot dx =$$
 (3.37)

$$= AR \cdot \sin \alpha \cdot d\alpha$$

Fig. 3.11. Transformarea mişcării rotative, uniforme a manivelei în mişcare alternativă, neuniformă a pistonului

unde, pe lângă notațiile din figură, V este volumul debitat de pompă și A este aria secțiunii cilindrului.

Deoarece rotația manivelei este uniformă cu viteza unghiulară  $\omega$  se poate scrie:

$$\alpha = \omega \cdot t \tag{3.38}$$

t reprezentând timpul, iar:

$$m_{\rm v} = \frac{dV}{dt} = \omega \cdot \frac{dV}{d\alpha} = \omega \cdot A \cdot R \cdot \sin \alpha \tag{3.39}$$

este debitul volumic momentan (instantaneu).

**Debitul volumic maxim** corespunde valorii maxime a lui sin  $\alpha$  (pentru  $\alpha = \pi/2$ ):

$$m_{\rm V,max} = \omega \cdot A \cdot R \tag{3.40}$$

**Debitu volumic mediu** se obține împărțind volumul *V* de lichid pompat în cursa utilă a pistonului (când  $\alpha$  variază de la 0 la  $\pi$ ):

$$V = A \cdot R \cdot \int_{0}^{\pi} \sin \alpha \cdot d\alpha = -(A \cdot R \cdot \cos \alpha)_{0}^{\pi} = 2A \cdot R$$
(3.41)

la durata unei rotații a manivelei:

$$t = \frac{2\pi}{\omega} \tag{3.42}$$

În aceste condiții, debitul volumic mediu este:

$$\overline{m}_{v} = \frac{2A \cdot R}{\frac{2\pi}{\omega}} = \frac{\omega \cdot A \cdot R}{\pi} = 0,138 \cdot m_{v,\max}$$
(3.43)

Ecuația (3.39) arată că debitul momentan al pompelor cu mişcări alternative cu simplu efect variază după o curbă sinusoidală (numai partea pozitivă a sinusoidei), având un maxim de  $\omega AR$  pentru  $\alpha = 2k\pi + \pi/2$ , k fiind un număr întreg. În fig. 3.12 este redată fluctuația debitului pompelor în funcție de timp. La pompele cu simplu efect (fig. 3.12 a) debitul este pulsat și întrerupt. La pompele cu dublu efect (fig. 3.12 b), debitul este pulsat dar neîntrerupt, atingând numai un moment valoarea zero; debitul mediu este  $m_V = 0,636m_{V,max}$  (dublu față de debitul mediu al pompelor cu simplu efect).

Pentru caracterizarea neuniformității debitului, s-a introdus factorul de neuniformitate, definit prin ecuația:

$$\delta = \frac{m_{\rm v,max} - m_{\rm v,min}}{\overline{m}_{\rm v}} \tag{3.44}$$

în care:  $m_{V,max}, m_{V,min}, \overline{m}_{V}$  sunt respectiv debitul maxim, minim şi mediu ale pompei.

În cazul pompelor cu simplu efect:

$$\delta = \frac{m_{V,\text{max}} - 0}{0.318 m_{V,\text{max}}} = 3,14 \tag{3.45}$$

iar în cazul pompelor cu dublu efect:

$$\delta = \frac{m_{\rm v,max} - 0}{0.636 m_{\rm v,max}} = 1,57 \tag{3.46}$$



Fig. 3.12. Variația debitului pompelor cu mişcări alternative: a – pompe cu simplu efect; b – pompe cu dublu efect

## 3.2.3.3.3. Pompe cu piston

Aceste pompe sunt alcătuite din cilindrul (camera) de pompare, pistonul, canalele de aspirație și de evacuare, supapele de aspirație și de evacuare, sistemul de acționare.



Fig. 3.13. Reprezentarea schematică a pompelor cu piston: a – pompă cu simplu efect; b – pompă cu dublu efect.

Pompele la care refularea se face numai la mişcarea pistonului într-un singur sens (pistonul are o singură față activă) se numesc cu **simplu efect** (fig. 3.13 a). Pompele la care refularea se face la fiecare cursă a pistonului (pistonul are două fețe active) se numesc cu **dublu efect** (fig. 3.13 b). Acestea din urmă sunt prevăzute cu câte două supape pentru aspirație și două pentru refulare.

Mai multe pompe cu simplu sau dublu efect pot avea pistoanele în legătură cu un arbore cotit comun. Pentru uniformizarea debitului, cuplarea pistoanelor pe arbore se face cu un decalaj de 180<sup>o</sup>, 120<sup>o</sup> sau 90<sup>o</sup>, pompele numindu-se respectiv **duplex** (cu doi cilindri dispuşi la 180<sup>o</sup>), **triplex** (cu trei cilindri dispuşi la 120<sup>o</sup>), **cvadruplex** (cu patru cilindri dispuşi la 90<sup>o</sup>).

Pompele cu piston sunt acționate de mașini de abur, electromotoare cu reductor de turație sau prin transmisii cu curele. Pentru reglarea debitului există următoarele posibilități:

a) variația turației electromotorului de antrenare;

- b) variația cursei pistonului;
- c) variația admisiei aburului, când pompa este acționată de o mașină de abur;
- d) deschiderea unui ventil pe o conductă de ocolire (by-pass).

La aceste pompe nu se poate regla debitul prin închiderea unui ventil pe conducta de refulare, existând pericolul spargerii pompei.

Turația pompelor cu piston se alege în funcție de lungimea cursei pistonului: pentru curse sub 300 mm turația se alege între 60 – 160 rot/min (în mod excepțional 250 rot/min), iar pentru curse mai mari de 300 mm turația se alege astfel încât viteza medie a pistonului să fie de aproximativ 0,5 m/s.

# 3.2.3.3.4. Pompe cu piston plonjor

Un inconvenient important al pompelor cu piston este etanşarea interioară între piston şi peretele cilindrului; pentru remedierea unei etanşări defectuoase este necesară demontarea pompei; tot datorită etanşării interioare, pompele cu piston nu pot fi utilizate pentru lichidele cu conținut de materiale solide în suspensie. Aceste inconveniente dispar în cazul pompelor cu piston plonjor (pompe cu plunger).

Plungerul este un corp cilindric, care prin volumul său relativ mare înlocuiește pistonul în rolul de mărire/micșorare alternativă a volumului liber al camerei de pompare. Etanșarea se realizează printr-o cutie de etanșare, montată în corpul cilindrului, ușor de strâns sau de schimbat garnitura, din exterior. Un alt avantaj al acestor pompe este că supapele pot fi montate oriunde pe peretele camerei de pompare.

În fig. 3.14 sunt redate câteva tipuri caracteristice de pompe cu plunger.



Fig. 3.14. Pompe cu piston plonjor: a – pompă cu simplu efect; b – pompă cu dublu efect; c – pompă diferențială

# 3.2.3.3.5. Pompe cu piston lichid

Aceste pompe (fig. 3.15) sunt utilizate pentru pomparea, pe distanțe mici, a lichidelor corozive. Pistonul (plungerul) și camera de pompare sunt protejate de acțiunea corozivă a lichidului pompat printr-o pernă de lichid protector (ulei de parafină, de exemplu) necoroziv și nemiscibil cu lichidul pompat.



Fig. 3.15. Principiul pompelor cu piston lichid

Fig. 3.16. Pompă cu diafragmă

# 3.2.3.3.6. Pompe cu diafragmă

Tot în scopul protejării pistonului de acțiunea corozivă sau abrazivă a lichidului pompat se construiesc pompele cu diafragmă. Constructiv, aceste pompe se aseamănă cu pompele cu piston lichid, cu deosebirea că



Fig. 3.17. Pompă cu diafragmă cu dublu efect 1 – aspirație; 2 – evacuare; 3 – valva distribuție aer; 4 – diafragme; 5 – ax; 6 – supape cu sferă

între piston şi lichidul pompat există o membrană flexibilă (din cauciuc, piele, teflon sau alte materiale elastice), prin a cărei mişcare se poate mări şi micşora alternativ camera de pompare (fig. 3.16). Singurele piese mobile aflate în contact cu lichidul pompat sunt supapele, acestea putând fi special proiectate pentru a face față agresivității lichidului pompat. Mişcarea diafragmei se poate realiza prin mijloace mecanice, cu ajutorul aerului comprimat, sau prin intermediul unui electromagnet.

Aceste pompe sunt folosite cu succes la transportul lichidelor nenewtoniene, în ciuda faptului că inițierea curgerii lichidelor pseudoplastice este mai dificilă. De asemenea, la pomparea suspensiilor lichidul este supus la o forfecare minimă. Pentru transportul fluidelor alimentare viscoase, sensibile la forfecare, precum și pentru transportul suspensiilor abrazive se utilizează pompe cu diafragmă cu dublu efect (fig. 3.17). Aceste pompe sunt prevăzute cu două diafragme montate pe un ax comun care

execută o mişcare alternativă fiind antrenat de un dispozitiv cu aer comprimat. Sistemul de supape cu sferă asigură închiderea alternativă a canalelor de admisie şi evacuare. Pompa debitează la fiecare cursă a pistonului, ca şi pompele cu piston cu dublu efect.

# 3.2.3.3.7. Pompe dozatoare

Aceste pompe sunt utilizate pentru livrarea unui debit cunoscut, exact și constant de lichid, independent de variațiile de presiune în timpul exploatării. Astfel de pompe sunt acționate de motoare electrice cu turație constantă. Pentru debite mici și presiuni ridicate se utilizează pompe cu plunger, în timp ce pentru debite relativ mari și presiuni scăzute se utilizează pompe cu diafragmă. În ambele cazuri, reglarea debitului se face prin reglarea cursei pistonului. Un singur motor poate acționa mai multe astfel de pompe individuale care livrează lichide diferite în debite reglabile independent. Debitul lor poate fi variat de la zero la maxim, fie manual, fie automat. Pompele dozatoare sunt mult folosite atât în instalațiile pilot cât și în instalațiile industriale pentru dozarea unor reactanți, inhibitori, catalizatori, aditivi, aromatizanți, etc.

# 3.2.3.4. POMPE ROTATIVE

În pompele de acest tip, transportul lichidului de la intrarea în pompă către ieşire, se face cu ajutorul unor subansamble care se rotesc etanş față de o carcasă. Aceste pompe sunt caracterizate prin: a – lipsa supapelor; b – presiuni mari la refulare, variind între 0,5 – 2,5 MPa (excepțional chiar 30 MPa); c – autoamorsare; d – independența debitului de presiune; e – dimensiuni reduse; f – ungerea se face, cel mai adesea, chiar de către lichidul transportat; g – posibilitatea transportului lichidelor având viscozități foarte mari, complet lipsite de fază solidă.

Ca și în cazul pompelor cu mișcări alternative, debitul pompelor rotative se reglează prin variația turației sau printr-o conductă de ocolire (by-pass) cu robinet, nu printr-un ventil amplasat pe conducta de refulare.

Există o gamă constructivă foarte variată de pompe rotative, în continuare fiind prezentate tipurile reprezentative.

# 3.2.3.4.1. Pompe rotative cu tambur excentric

Acest tip de pompă (fig. 3.18) constă dintr-o carcasă cilindrică în care se roteşte, excentric și etanş față de carcasă, un tambur. Acesta împinge lichidul dinspre deschiderea de intrare spre cea de ieșire. Spațiul cu presiune mică este despărțit de cel cu presiune ridicată printr-o lamă care, prin forța centrifugă sau printr-un arc, este apăsată continuu și etanş pe peretele interior al tamburului; în lamă este și deschiderea de evacuare a lichidului.

# 3.2.3.4.2. Pompe rotative cu palete



Fig. 3.18. Pompă rotativă cu tambur excentric





Fig. 3.19. Pompe rotative cu palete: a – elastice; b – culisante în rotor; c - rabatabile.

# 3.2.3.4.3. Pompe rotative cu angrenaje





Unul din cilindri este acționat din exterior, celălalt fiind antrenat prin angrenare. Lichidul este transportat în spațiul dintre dinți și peretele carcasei.

Se utilizează pentru transportul lichidelor cu viscozități foarte ridicate. Datorită spațiului redus dintre dinți, nu se pot utiliza în transportul suspensiilor.

Se construiesc astfel de pompe pentru o gamă largă de debite (0,6 - 250 l/min), presiuni (până la 1,5 MPa) și temperaturi (până la 523 K).

În fig. 3.22 sunt redate caracteristicile unor pompe care transportă ulei cu viscozitatea de 35 cSt.

Fig. 3.21. Pompă cu roți dințate cu angrenare exterioară 1 – carcasă; 2 – roți dințate.



#### 3.2.3.4.4. Pompe rotative cu pistoane profilate

Modul de lucru și caracteristicile acestor pompe (fig. 3.23) sunt asemănătoare celor ale pompelor cu roți dințate. În locul angrenajului, aceste pompe au două pistoane profilate care se rotesc în sens contrar. Lichidul este transportat în spațiul dintre piston și carcasa pompei.



Fig. 3.23. Pompe rotative cu pistoane profilate: a – cu o aripă; b, c – cu două aripi; d - cu trei aripi; e – cu patru aripi.

### 3.2.3.4.5. Pompe rotative cu rotor elicoidal

Principiul care stă la baza acestor pompe a fost descoperit în 1939 de către *René Moineau*. O parte din denumirile comerciale ale acestor pompe (MONO, MOYNO, NEMO, etc.) derivă de la numele inventatorului.



Fig. 3.24. Pompa cu rotor elicoidal: 1 – rotor; 2 – stator; 3 – carcasă; 4 – ax; 5 – cuplaj; 6 – etanşare; 7 - lagăre.

Principalele componente ale acestei pompe (fig. 3.24) sunt rotorul 1 și statorul 2. Rotorul elicoidal este confecționat din metal sau din materiale ceramice cu duritate ridicată. Statorul este confecționat dintr-un material elastic, astfel încât să se poată asigura etanșarea stator - rotor. Numărul de spire al statorului este jumătate din numărul de spire al rotorului. Pentru a se putea mișca în interiorul statorului, rotorul este montat excentric pe axul de acționare 4, care execută o mișcare giratorie, generând o suprafață conică cu vârful foarte ascuțit. Prin această mișcare, în timpul învârtirii rotorului se închid între stator și rotor porțiuni de lichid care sunt împinse și

conduse de la intrare spre ieșirea din pompă. În fig. 3.25 este redat modul de deplasare al cavităților cu lichidul de pompat în funcție de poziția rotorului. Ansamblul rotor – stator poate fi realizat după diverse geometrii, după cum reiese din fig. 3.26.



Fig. 3.25. Deplasarea cavităților în functie de pozitia rotorului

Principalele avantaje ale acestor pompe sunt: a) posibilitatea cuplării directe a pompei la electromotor; b) debitarea continuă, fără pulsații; c) lipsa supapelor; d) posibilitatea pompării lichidelor foarte viscoase și a suspensiilor fibroase și grăunțoase; e) eroziunea redusă a statorului și înlocuirea ușoară a acestuia; f) mersul liniștit, fără zgomot; g) posibilitatea amplasării orizontale sau verticale a rotorului. Au dezavantajul unui randament mecanic redus, și este important ca ele să nu funcționeze în gol (fără lichid).

Pentru industria alimentară, cosmetică, farmaceutică, biotehnologii și inginerie genetică se utilizează astfel de pompe realizate în construcție igienică și aseptică, cu posibilități de cipare și sipare. Pe lângă construcția standard se folosesc și pompe prevăzute cu transportor elicoidal (fig. 3.27 a), cu buncăr de alimentare și șnec (fig. 3.27 b) sau cu malaxor și transportor elicoidal (fig. 3.27 c).

Caracteristicile de performanță (debit volumic, respectiv înălțime manometrică) pentru aceste pompe se întind pe o plajă largă (fig. 3.28): debite de până la 100 m<sup>3</sup>/h, înălțimi manometrice de până la 300 m.

Datorită faptului că debitul acestor pompe variază liniar cu turația rotorului, ele se utilizează ca pompe dozatoare de mare precizie și acuratețe în sectorul medical și farmaceutic, în industria produselor cosmetice și a produselor alimentare.

Datorită avantajelor enumerate, pompele rotative elicoidale au o largă aplicabilitate în multe ramuri ale industriei alimentare, utilizându-se, printre altele, și pentru: transportul și dozarea grăsimilor, a pulpelor și sucurilor de fructe, a reziduurilor de la prelucrarea fructelor, a diatomitului pentru filtrarea berii, a apelor de spălare cu conținut de frunze de la prelucrarea sfeclei și a tăițeilor de sfeclă, pentru alimentarea cu suspensii a filtrelor presă, pentru transportul peștilor întregi (macrouri, sardele) sau a peștelui tranșat, a uleiului de pește, a nămolului de la decantoare, centrifuge, separatoare, transportul și dozarea mierii, marmeladei, gemurilor, înghețatei, gelatinei, ciocolatei, umpluturilor de napolitane, etc.

## Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Fig. 3.27. Variante constructive de pompe elicoidale: a - cu transportor elicoidal; b – cu buncăr de alimentare și șnec; c - cu malaxor și transportor elicoidal.

#### 3.2.3.4.6. Pompe rotative cu şurub

O categorie importantă de pompe pentru manipularea lichidelor cu viscozitate foarte ridicată și a pastelor este reprezentată de către **extruderul cu şurub** a cărui schemă de principiu este redată în fig. 3.29.

Extruderele se utilizează pentru fabricarea unor produse având secțiuni simple sau complexe (baghete, tuburi, etc.) din industriile de fabricare a pastelor făinoase, a materialelor plastice, a catalizatorilor, a unor produse ceramice, etc.



Fig. 3.28. Caracteristici de performanță ale pompelor



Fig. 3.29. Pompă rotativă cu şurub: 1 – cilindru; 2 – şurub elicoidal; 3 – placă cu orificii pentru uniformizarea curgerii; 4 – filieră; 5 – pâlnie de alimentare.

Curgerea se datorează forfecării suferite de material (lichid sau pastă) în canalul format între şurubul elicoidal și corpul pompei.

### 3.2.3.4.7. Pompe peristaltice

Acestea sunt un tip special de pompe, în care un tub din cauciuc siliconic (sau alt material elastic), cu diametrul cuprins de obicei între 3 și 25 mm, este presat de către rolele unui rotor triunghiular (fig. 3.30). Tubul



Fig. 3.30. Principiul de funcționare al pompei peristaltice: 1 – tub flexibil; 2 – rotor triunghiular; 3 – role presoare

este fixat pe un ghidaj curbat montat concentric cu rotorul triunghiular prevăzut cu cele trei role. Mişcarea rotorului face ca tubul elastic să fie presat succesiv de către role, fapt care duce la deplasarea lichidului din tub din zona de aspirație în zona de refulare. Debitul de lichid poate fi precis controlat prin intermediul turației rotorului.

Acest tip de pompă este utilizat în special pentru manipularea fluidelor biologice, care trebuiesc ferite de orice contact impurificator. În prezent se utilizează din ce în ce mai frecvent pentru pomparea emulsiilor, cremelor și a altor materiale cu proprietăți reologice similare în instalații de laborator și de microproducție în care este necesară evitarea contactului cu aerul sau cu alte surse de contaminare chimică, biologică și bacteriologică. Debitele variază între 0,03 - 4 l/s, iar presiunile de refulare sunt cuprinse între 0,1 – 0,25 MPa. Construcțiile actuale, din tuburi turnate, cu pereți groși, prevăzuți cu armatură, ajung la debite de până la 20 l/s și presiuni de până la 1 MPa. Aceste pompe pot fi utilizate cu succes și ca pompe dozatoare.

# 3.2.3.5. POMPE CENTRIFUGE

Pompele centrifuge au o largă răspândire în industriile de proces, fiind cele mai utilizate pompe din industria chimică și din cea de prelucrare a petrolului. Sunt pompe frecvent folosite și în ramurile industriei alimentare.

Într-o astfel de pompă lichidul este alimentat în centrul unui rotor care se învârte cu o viteză mare; forța centrifugă astfel creată împinge lichidul radial spre periferia rotorului (la pompele centrifuge radiale) sau în lungul axului pompei (la pompele centrifuge axiale). În acest fel energia mecanică disponibilă la ax este transferată lichidului sub formă de energie cinetică. Aceasta este treptat convertită în energie de presiune, pe măsură ce lichidul părăsește rotorul.

#### 3.2.3.5.1. Clasificarea pompelor centrifuge

Există două categorii principale de pompe centrifuge: a – pompe centrifuge radiale (tip volută sau cu stator) și b – pompe centrifuge axiale (fig. 3.31).

Pompele centrifuge, radiale sau axiale, se pot clasifica funcție de numărul rotoarelor (existând pompe mono- și multietajate), de forma rotorului, de forma și poziția carcasei, de caracteristicile de operare, etc.

Mai cunoscute și utilizate sunt pompele centrifuge tip volută. Schema de principiu a acestor pompe este redată în fig. 3.32. Caracteristic acestor pompe este faptul că rotorul refulează lichidul radial într-un canal de colectare spiral cu secțiune continuu crescătoare, construcție care uşurează convertirea energiei cinetice a lichidului în energie de presiune.

Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Fig. 3.31. Tipuri de pompe centrifuge

a – pompă centrifugă radială tip volută; b – pompă centrifugă radială cu stator; c – pompă centrifugă axială.



Fig. 3.32. Pompa centrifugă tip volută – schema de principiu 1 - rotor; 2 – palete; 3 – arbore; 4 – cutie de etanşare; 5 – carcasă; 6 – canal (melc) colector; 7 – racord de intrare; 8 – racord de ieșire

Rotorul 1 cu paletele 2 este învârtit cu turație mare de către arborele 3 cuplat la un electromotor, la o turbină sau la o transmisie cu curea. Rotorul este închis în carcasa 5, prevăzută axial cu racordul de aspirație 7. Arborele se sprijină pe unul sau două lagăre. Periferia carcasei formează canalul de colectare 6 -în formă de melc – care conduce lichidul către racordul de refulare 8 situat tangențial pe carcasă.

Rotorul acestor pompe este prevăzut cu un număr de 6 – 12 palete curbate care au rolul de a asigura o curgere cât mai netedă a lichidului. Rotoarele pot fi de tip închis (cu paletele așezate între două discuri inelare), semiînchis (cu paletele amplasate pe un disc) sau deschis (fără discuri laterale) - fig. 3.33.



Fig. 3.33. Tipuri de rotoare: a, d – rotor deschis; b, e – rotor semiînchis; c, f – rotor închis.

Rotoarele deschise sunt utilizate la pomparea lichidelor care conțin particule solide în suspensie, dar prezintă dezavantajul că necesită toleranțe mici între palete și pereții carcasei. După cum lichidul este aspirat pe



Fig. 3.34. Rotor cu dublă aspirație

o singură latură sau pe ambele părți ale rotorului, există rotoare simple, cum sunt cele redate în fig. 3.33 și rotoare cu dublă aspirație, cum este rotorul redat în fig. 3.34. Rotorul cu dublă aspirație este de fapt format din două rotoare simple, plasate spate în spate, prezentând avantajul că realizează o mai bună echilibrare axială a pompei, dar și dezavantajul unei construcții mai complicate.

Pompelor cu stator (fig. 3.31 b) le este caracteristică prezența între rotor și carcasă a unui dispozitiv fix numit stator (difuzor), format din două inele paralele și concentrice cu rotorul, al cărui spațiu este divizat de palete în canale care continuă oarecum drumul canalelor rotorului, dar în direcție opusă curburii acestora. Prezența acestui dispozitiv permite o curgere a lichidului mult mai controlată, asigură convertirea energiei cinetice în energie de presiune în mod treptat, determină pierderi de presiune mai mici la trecerea lichidului prin pompă și respectiv un randament al pompei mai mare (uneori chiar peste 90%). De obicei, pompele cu stator sunt pompe multietajate.

Pompele axiale (fig. 3.31 c) au rotorul format din 4 – 6 palete răsucite în formă de elice, cu unghi de înclinare fix sau reglabil din exterior. Pomparea lichidului are loc ca urmare a acțiunii câmpului de forțe centrifugal (determinat de învârtirea rotorului), mişcării turbionare (creată de profilul paletelor) și împingerii lichidului de către palete. Pompele axiale sunt prevăzute cu un stator format dintr-un număr de palete fixe care dau o direcție axială curentului de lichid, la ieșirea din rotor. Aceste pompe au avantajul că au diametrul mic și capacitate relativ mare. Se caracterizează printr-o înălțime de aspirație mică (sunt foarte sensibile la aspirație) și pot fi mono- sau multietajate.

#### 3.2.3.5.2. Ecuația fundamentală a pompelor centrifuge

Se adaptează ecuația Bernoulli pusă sub forma:

$$g(z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + v_s(P_1 - P_2) + W - F = 0$$
(3.47)

pentru cazul particular al curgerii unui lichid prin canalul dintre două palete ale rotorului. Pentru simplificare, canalul este considerat în poziție orizontală, dar rezultatele sunt valabile și pentru perechi de canale care au altă orientare, din cauza simetriei lor centrale.

Indicii 1 și 2 se referă la capătul central și, respectiv, la capătul periferic al canalului.

Diferența  $(z_1 - z_2)$  se anulează pentru canalul considerat orizontal.

Termenul  $(v_1^2 - v_2^2)/2$  reprezintă diferența dintre energiile cinetice ale unității de masă de lichid în punctele 1 și 2. Vitezele  $v_1$  și  $v_2$  sunt vitezele relative ale lichidului în raport cu canalul.

Presiunile  $P_1$  şi  $P_2$ , practic egale cu cele de la intrarea şi ieşirea pompei, se deduc aplicând ecuația *Bernoulli* pentru conducta de aspirație (înălțimea  $z_s$ , viteza  $c_1$ ) şi pentru cea de refulare (înălțimea  $z_p$ , viteza  $c_2$ ). Pompele centrifuge se construiesc în aşa fel încât viteza din conducta de aspirație să fie egală cu cea de la intrarea în rotor, iar viteza de la ieşirea din rotor să fie egală cu cea din conducta de refulare. Neglijând frecarea pe aceste porțiuni de conductă şi considerând că pompa aspiră lichidul la presiunea atmosferică  $P_a$  şi îl refulează într-un alt rezervor tot la presiunea atmosferică (fig. 3.35), se obține:

pentru conducta de aspiraţie:

$$-g \cdot z_{s} - \frac{c_{1}^{2}}{2} + v_{s} (P_{a} - P_{1}) = 0$$
(3.48)

- pentru conducta de refulare:

$$-g \cdot z_{p} - \frac{c_{2}^{2}}{2} + v_{s} (P_{2} - P_{a}) = 0$$
(3.49)

Din aceste două ecuații rezultă:



Fig. 3.35. Schiță pentru deducerea ecuației fundamentale a pompelor centrifuge

$$v_s \cdot (P_1 - P_2) = -g \cdot Z + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$
 (3.50)

în care  $Z = z_s + z_P$  este înălțimea geometrică de pompare.

Forța centrifugă care se dezvoltă pe unitatea de masă a lichidului în mişcare, pe un cerc cu raza R, este  $\omega^2 \cdot R$ , iar energia pentru deplasarea acestei mase cu dR – pe direcția razei – este:

$$W = \omega^2 \cdot R \cdot dR \tag{3.51}$$

Pentru deplasarea pe întreaga lungime a canalului, energia necesară unității masice de lichid va fi:

$$W = \int_{R_1}^{R_2} \omega^2 \cdot R \cdot dR = \frac{\omega^2 (R_2^2 - R_1^2)}{2} = \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2}$$
(3.52)

unde  $\omega$  este viteza unghiulară a rotorului, iar  $u_1$  și  $u_2$  sunt vitezele tangențiale ale lichidului la intrarea și la ieșirea din rotor. Efectuând înlocuirile în (3.47), ecuația *Bernoulli* devine:

$$(v_1^2 - v_2^2) - (c_1^2 - c_2^2) - (u_1^2 - u_2^2) = 2 \cdot g \cdot Z$$
(3.53)

Pe de altă parte, între vitezele u (tangențială), v (în direcția canalului) și c (rezultantă), există – în conformitate cu paralelogramul vitezelor din fig. 3.36 – următoarele relații:

Ζ

$$v_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 \tag{3.54}$$

$$v_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 \tag{3.55}$$

Din ecuațiile (3.53) – (3.55) rezultă:

$$=\frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1}{g}$$
(3.56)

şi, pentru că pompele centrifuge obișnuite se construiesc cu unghiul  $\alpha_1 \approx 90^{\circ}$ , iar  $c_1$  și  $u_1$  sunt mici comparativ cu  $c_2$  și  $u_2$ , ecuația (3.56) se reduce la:

$$Z = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$
(3.57)

ecuație care este considerată ecuația fundamentală a pompelor centrifuge.

#### 3.2.3.5.3. Influența unghiului $\beta_2$

Unghiul  $\beta_2$  este unghiul dintre tangenta la paletă (în punctul periferic al rotorului) și sensul negativ al tangentei la rotor (în același punct). În fig. 3.37 sunt redate mai multe formate de palete având același unghi  $\beta_1$ , însă diferite

unghiuri  $\beta_2$ : paletele *A*, *B*, *C* cu  $\beta_2 < 90^\circ$  sunt curbate în sens contrar rotației rotorului, paleta *D* se termină radial ( $\beta_2 = 90^\circ$ ), iar paletele *E* și *F* sunt curbate în sensul rotației ( $\beta_2 > 90^\circ$ ).

Paletele *E* și *F*, curbate în sensul rotației ridică lichidul la înălțimi mai mari decât cele curbate în sensul contrar rotației, dar au randament inferior din cauza formării vârtejurilor, prin imprimarea unor accelerații prea mari în canalul (mai scurt) dintre palete. Practica arată ca mai avantajoase paletele curbate în sensul opus sensului de rotație și având unghiul  $\beta_2$  cuprins între 25 si 50<sup>o</sup>.

Pentru cazul special când pompa trebuie să ridice la înălțimi mici debite mari de lichid, sunt avantajoase pompele axiale, la care paletele sunt elicoidale.



Fig. 3.36. Compunerea vitezelor

# 3.2.3.5.4. Comportarea pompelor centrifuge în funcționare

În funcționarea pompelor centrifuge apar relații de interdependență între debit (m), înălțimea de pompare (Z), putere (N) și turație (n).

Din paralelogramul vitezelor (fig. 3.36) rezultă că pentru palete de aceeaşi formă (aceleaşi unghiuri  $\alpha$  şi  $\beta$ ), creșterea debitului – aceasta însemnând creșterea vitezei c – implică şi creșterea vitezelor u şi v; deci debitul unei pompe este proporțional cu turația.

Existând proporționalitate între viteză și turație, si – de asemenea – proporționalitate între înălțimea de pompare Z și produsul  $c \cdot u$  [vezi ecuația (3.57)], rezultă că înălțimea de pompare este proporțională cu pătratul turației.

Puterea pompei fiind proporțională cu produsul  $m \cdot Z$  dintre debitul pompei și înălțimea de pompare, rezultă că puterea pompei este proporțională cu puterea a treia a turației. Se poate deci scrie:

$$m \sim n$$

$$Z \sim n^2 \qquad (3.58)$$

$$N \sim n^3$$

Aceste relații sunt doar aproximative. Fiecare tip de pompă este testat la standul de probă pentru a găsi în mod experimental dependența exactă a debitului volumic  $m_V$ , înălțimii de pompare Z, a puterii necesare N și a randamentului  $\eta$  de turația n. Astfel de dependențe sunt redate în fig. 3.38. Se poate remarca faptul că randamentul pompei trece printr-o valoare maximă. Această valoare indică valorile optime ale celorlalți parametri: m, Z, N și n.

În practică însă, alegerea pompelor centrifuge se face astfel:

- înălţimea de pompare este fixă; ea este dictată de locul în care funcţionează pompa;
- înălțimea manometrică W/g din ecuația Bernoulli, depinde de viteza, deci de debitul lichidului;
- motorul de acționare se alege pe alte considerente, astfel încât şi turația este impusă.



Fig. 3.37. Curbura paletelor rotorului



în funcție de turația pompei (n)



Fig. 3.39. Diagrama caracteristicilor de funcționare a pompelor centrifuge

a – pompe centrifuge radiale; b – pompe centrifuge axiale.



unei pompe centrifuge radiale

 $m_{\rm v} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$ 

În aceste condiții, este necesar să se cunoască, prin încercare pe standul de probă, variația înălțimii de pompare, a puterii și a randamentului, în funcție de debit, la turația considerată. Rezultatul este o diagramă de forma celor redate în fig. 3.39, așa-numita **diagramă a caracteristicilor de funcționare**.

De obicei, pompele sunt testate la diferite turatii înainte de livrare, firma producătoare întocmind diagrama (topograma) generală a pompei (fig. 3.40). Coordonatele diagramei generale sunt fie parametrii naturali ai pompei (Z,  $m_V$ , n,  $\eta$ ), fie parametrii reduşi, adică raporturile dintre mărimile respective și cele corespunzătoare valorilor optime ( $Z_1, m_{V1}$ , n<sub>1</sub>, n<sub>1</sub>). Această diagramă arată cum variază turatia n, înăltimea de pompare Z, debitul volumic  $m_V$  si randamentul  $\eta$ . când pompa funcționează în alte condiții decât cele optime. Diagrama generală permite stabilirea limitelor de utilizare ratională ale pompei pentru alte conditii (curba I-I de pe diagramă corespunde conditiilor de randament maxim, pentru diferitele turatii la care poate fi exploatată pompa). Cu aproximație, diagrama generală a unei pompe poate fi utilizată și pentru alte pompe cu palete de aceeași formă.

#### 3.2.3.5.5. Turația specifică

Debitul unei pompe centrifuge este egal cu produsul dintre aria (cilindrică) prin care lichidul iese din rotor și viteza radială a lichidului la ieșire din rotor:

(3.59)

unde  $D_2$  este diametrul exterior al rotorului,  $b_2$  este lățimea paletelor, iar  $c_2$  este viteza rezultantă între  $v_2$  și  $u_2$ . Înălțimea de pompare este:

$$Z = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \tag{3.60}$$

Pentru o pompă geometric asemenea:

$$m_{v}' = \pi \cdot D_{2}' \cdot b_{2}' \cdot c_{2}' \cdot \cos \alpha_{2}$$
(3.61)

$$Z' = \frac{c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \tag{3.62}$$

Dacă *a* este factorul de asemănare geometrică, definit ca:

$$a = \frac{D_2}{D_2'} = \frac{b_2}{b_2'}$$
(3.63)

iar *n* și *n*' sunt turațiile celor două pompe asemenea, se poate scrie:

$$\frac{c_2}{c_2'} = \frac{u_2}{u_2'} = \frac{n \cdot D_2}{n' \cdot D_2'} = a \cdot \frac{n}{n'}$$
(3.64)

Din ecuațiile (3.59) - (3.64) se obține:

$$\frac{m_{\rm v}}{m_{\rm v}} = a^3 \cdot \frac{n}{n'} \tag{3.65}$$

$$\frac{Z}{Z'} = a^2 \cdot \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \tag{3.66}$$

Eliminând pe **a** între ultimele două ecuații, în final rezultă:

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{m_v}{m_v}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{Z'}{Z}\right)^{3/4}$$
(3.67)

Ecuația (3.67) pusă în forma:

$$\frac{n \cdot m_v^{1/2}}{Z^{3/4}} = \frac{n' \cdot (m_v)^{1/2}}{(Z')^{3/4}} = n_q = \text{constant}$$
(3.68)

apare ca un criteriu de asemănare a pompelor centrifuge, de construcție geometric asemenea.

Acest criteriu poartă denumirea de **turație specifică**, fiind definit drept turația unei pompe model – geometric asemenea cu pompa considerată – astfel dimensionată încât să debiteze 1 m<sup>3</sup>/s și să aibă înălțimea manometrică de 1 m.

În practică se mai folosește încă și turația specifică raportată la o putere de 735 W (1 CP), acestei puteri corespunzându-i o înălțime manometrică de 1 m și un debit volumic de 0,075 m<sup>3</sup>/s. În acest caz turația specifică are expresia:

$$n_{\rm s} = 3,65 \cdot n \cdot \frac{m_{\rm V}^{1/2}}{Z^{3/4}} \tag{3.69}$$

O turație specifică adimensională este dată de ecuația:

$$n_{q}' = \frac{n \cdot m_{V}^{1/2}}{(g \cdot Z)^{3/4}} = 0,180 \cdot n \cdot \frac{m_{V}^{1/2}}{Z^{3/4}}$$
(3.70)

Între turațiile specifice  $n_q$ ,  $n_s$  și  $n_q$ ' există următoarea relație de legătură:

$$n_q = \frac{n_s}{3,65} = \frac{n_q}{0,180}$$
(3.71)

În cazul pompelor multietajate turația specifică se referă la un rotor din pompă.

Pentru aceleași caracteristici de pompare ( $m_V$  și Z), pompele cu turații specifice mai mari, și respectiv turații mai mari, vor avea gabarite mai mici ( $D_2/D_1$ , adică raportul dintre diametrul exterior și cel interior al rotorului are valori mai mici).

Turația specifică, împreună cu unele date constructive și valori numerice ale parametrilor de bază, constituie mărimi deosebit de utile în proiectarea, clasificarea, selecționarea și exploatarea pompelor centrifuge.

În tab. 3.4 este redată clasificarea pompelor centrifuge în funcție de turația lor specifică.

| Tipul de pompă<br>centrifugă |                 | Turatii specifice [rot/min] |                                 |            |           | Demeniul de luceru                  |
|------------------------------|-----------------|-----------------------------|---------------------------------|------------|-----------|-------------------------------------|
|                              |                 | n <sub>q</sub>              | n <sub>q</sub> ' n <sub>s</sub> |            | $D_2/D_1$ | Domeniul de lucru                   |
| Radială                      | lentă           | 11 - 22                     | 2 - 4                           | 40 - 80    | 2,5       | debit mic;<br>presiune foarte mare  |
|                              | normală         | 22 – 41                     | 4 – 7,4                         | 80 – 150   | 2,0       | debit mediu;<br>presiune mare       |
|                              | rapidă          | 41 – 82                     | 7,4 – 14,8                      | 150 – 300  | 1,8 – 1,4 | debit mare;<br>presiune medie       |
| Axială                       | rotor în şurub  | 82 – 108                    | 14,8 – 29,6                     | 300 - 600  | 1,2 – 1,1 | debit mare;<br>presiune mică        |
|                              | rotor elicoidal | 108 - 329                   | 29,6 - 59                       | 600 - 1200 | 0,8       | debit foarte mare;<br>presiune mică |

Tab. 3.4. Clasificarea pompelor centrifuge în funcție de turația specifică

# 3.2.3.5.6. Pomparea lichidelor cu comportare nenewtoniană

După cum s-a arătat, principiul care stă la baza funcționării pompelor centrifuge este transformarea energiei cinetice într-o energie de presiune care provoacă fenomenul de curgere. Într-o astfel de pompă, efectul de forfecare este variabil. Considerând situația din fig. 3.41, când refularea este complet închisă, forfecarea maximă apare în spațiul dintre rotor și carcasă (zona *B*). Între paletele rotorului (zona *A*) are loc o circulație a lichidului după cum se arată în fig. 3.42, dar în conducta de refulare (zona *C*) lichidul este esențialmente static. Când lichidul circulă prin pompă, tensiunile de forfecare se mențin diferite în cele trei zone. Dacă lichidul vehiculat are proprietăți pseudoplastice, viscozitatea sa efectivă va fi diferită, fiind mai redusă în zona *B* decât în zonele *A* și *C*. În condiții staționare, presiunea dezvoltată în rotor produce o curgere uniformă prin corpul pompei. La pornire este posibil să apară dificultăți; datorită viscozității aparente foarte înalte a lichidului, motorul poate fi suprasolicitat. De asemenea, este posibil ca pompa să ajungă foarte încet să debiteze lichidul la capacitatea cerută. Forfecarea prelungită a unor lichide pseudoplastice conduce de regulă la deteriorarea și degradarea acestora, astfel încât pompele centrifuge nu se recomandă pentru vehicularea lor.





Fig.3.41. Zone cu forfecare diferită în pompe centrifuge

Fig. 3.42. Circulația lichidului între paletele rotorului

## 3.2.3.5.7. Pompe simple de joasă presiune

Astfel de pompe se construiesc pentru înălțimi manometrice de până la 200 m, debite de 5 – 2000 m<sup>3</sup>/h și presiuni de 1,6 – 2,5 MPa. Prin intermediul unui cuplaj elastic sunt legate direct de electromotorul care lucrează la 1450 sau 2900 rot/min (fig. 3.43). Construcția acestor pompe permite accesul în pompă pentru revizii și reparații fără demontarea din instalație și de pe placa de bază.



Fig. 3.43. Pompă centrifugă simplă de joasă presiune: 1 – carcasă, 2 – rotor; 3 – etanșare arbore; 4 – corp de legătură; 5 – bucșă de uzură; 6 – corp lagăre; 7 – rulment; 8 – arbore.

Întrarea unilaterală a lichidului produce o împingere axială a rotorului și o solicitare dăunătoare a lagărului. Acest inconvenient se poate ameliora prin practicarea câtorva orificii în rotor care să echilibreze presiunea pe cele două fețe ale sale. Pompele duble (cu intrarea bilaterală a lichidului) nu au acest inconvenient.

Aceste pompe sunt destinate vehiculării lichidelor curate, neutre sau agresive, cu temperatura maximă de 443 K și presiunea maximă de 1,6 (2,5) MPa, în procesele tehnologice din industria chimică, petrochimică, rafinării, industria alimentară, etc.

#### 3.2.3.5.8. Pompe centrifuge multietajate

Pompele centrifuge cu un singur rotor ating înălțimi de ridicare de până la 60 – 150 m. Pentru obținerea unor înălțimi de pompare mai mari (evacuarea apelor de mină, alimentarea cazanelor de abur, etc.) se folosesc pompe centrifuge de presiune înaltă, cu mai multe trepte. Fiecare treaptă corespunde unui rotor, montat pe un arbore comun; lichidul trece prin primul rotor și prin primul stator, este colectat de carcasa inelară a primei trepte care îl conduce în centrul celui de-al doilea rotor, ş.a.m.d. până la carcasa în melc a ultimei trepte, care îl îndreaptă către racordul de ieșire. Se construiesc astfel de pompe cu până la 20 de trepte, realizând – la o turație de 3000 rot/min – înălțimi de pompare de 2000 – 2400 m, cu randamente de 80%. Pot lucra la temperaturi de până la 728 K și presiuni de maximum 38 MPa.



Fig. 3.44. Pompă centrifugă cu trei trepte:

1 – racord de aspirație; 2 – rotoare; 3 – statoare; 4 – canale de conducere pentru lichid; 5 – carcasa de colectare a lichidului din ultima treaptă; 6 – arbore; 7 – lagăr; 8 – conducte de apă sub presiune; 9 – cutii de etanșare..

În fig. 3.44 este redată schița unei pompe centrifuge cu trei trepte: la prima rotorul și statorul sunt redate în secțiune, la a doua rotorul este redat în vedere și statorul în secțiune, iar la a treia treaptă se vede numai statorul. Arborele este susținut de două lagăre în care ajunge câte o conductă cu apă sub presiune, în scopul de a evita intrarea aerului și dezamorsarea pompei. Împingerea axială este echilibrată prin orificiile practicate în fiecare rotor.

# 3.2.3.5.9. Pompe centrifuge pentru paste fibroase

În multe cazuri este necesară pomparea unor suspensii cu comportare nenewtoniană cu conținut relativ ridicat de fază solidă, sau a unor lichide care înglobează cantități considerabile de gaze.

Pompa din fig. 3.45 a este destinată vehiculării lichidelor având presiuni și temperaturi ridicate (2,5 MPa și 483 K), fiind special concepută pentru preluarea șocurilor termice și de presiune. Rotorul este proiectat de așa manieră încât să nu se înfunde cu fibrele conținute în suspensie de către lichidul vehiculat. Se construiesc astfel de pompe având capacități între 6 și 2000 l/s și înălțimi de ridicare de până la 140 m. Sunt antrenate la turații de 980 sau 148 rot/min.

Pompa din fig. 3.45 b face parte din categoria pompelor care rezistă la înfundarea cu material solid și la abraziune. Rotorul semiînchis este special proiectat ca să realizeze autocurățirea în cazul pătrunderii în pompă a unor particule solide care, de regulă, provoacă blocarea altor tipuri de rotoare. Aceste pompe au capacități cuprinse între 3,5 – 400 l/s, înălțimi de ridicare de până la 80 m și lucrează la presiuni de 1,0 sau1,6 MPa și temperaturi de maximum 453 K.

Pompa din fig. 3.45 c poate fi de asemenea utilizată la vehicularea suspensiilor cu un conținut de până la 8% materiale fibroase. Este prevăzută cu un sistem de degazare a suspensiei care împiedică apariția cavitației în pompă. Lucrând la turații de 740, 1400, 2950 rot/min, aceste pompe acoperă gama de debite de la 1 l/s până la 1250 l/s și de înălțimi de ridicare între 5 și 160 m. Lucrează la maximum 1,6 MPa și 453 K.

Pentru transportul pastelor cu până la 15 – 16% material fibros se utilizează pompe centrifuge de tipul celor redate în fig. 3.46.



Fig. 3.45. Pompe centrifuge pentru suspensii fibroase diluate (0 – 8 %): a – pompa EPP; b – pompa NPP; c – pompa APP



Fig. 3.46. Pompe centrifuge pentru suspensii fibroase de medie consistență (8 - 16 %): a – pompa ANDRITZ; b – pompa KAMYR. 1 – alimentare cu suspensie; 2 – refularea suspensiei; 3 - dispozitiv de dezaerare a suspensiei

Pompa Andritz (fig. 3.46 a) permite pomparea atât a suspensiilor fibroase diluate (0 – 8 %) cât și a celor de medie consistență (8 – 16%). Pentru a evita cavitația pompei datorită aerului înglobat în fibre, în conducta de aspirație a pompei, perpendicular pe axul rotorului, este montat un dispozitiv de condiționare, al cărui rotor permite evacuarea aerului din pastă printr-un degazor montat la partea inferioară a rotorului de condiționare. În rotor se alimentează suspensia de fibre omogenizată, în stare fluidizată. Fluidizarea fibrelor se realizează în momentul în care le este distrusă rețeaua. Acest fenomen are loc prin creșterea tensiunii de forfecare și a vitezei

de forfecare. Poziția, în coordonate tensiune de forfecare – viteză de forfecare, a punctului în care suspensia se comportă ca un strat fluidizat depinde de conținutul de fibre al acesteia. Pompele *Andritz* asigură gama de debite de 1 – 150 l/s, cu înălțimi de ridicare cuprinse între 10 și 130 m.

Pompa *Kamyr* (fig. 3.46 b) utilizează același principiu al dezaerării suspensiei și al transportului fibrelor în stare fluidizată. Față de pompa *Andritz*, dispozitivul de condiționare este montat coaxial cu rotorul pompei, iar aerul degajat din pastă trece prin orificiile rotorului în spatele acestuia, de unde este evacuat cu ajutorul unei pompe de vid încorporate. Aceste pompe pot vehicula debite de suspensii de 10 – 120 l/s la înălțimi de ridicare cuprinse între 30 și 200 m. Conținutul de fibre al suspensiei trebuie să fie situat între 8 – 15%.

#### 3.2.3.5.10. Pompe centrifuge autoaspiratoare

O caracteristică a pompelor centrifuge este aceea că ele nu pornesc decât dacă sunt amorsate, adică dacă sunt pline cu lichid. Pentru a menține pompa plină cu lichid în timp de repaus, ca să poată fi pornită oricând, se prevede – la capătul inferior al conductei de aspirație - un sorb cu supapă, al cărui rol este, pe de o parte, de a opri intrarea corpurilor străine în pompă, şi, pe de altă parte, de a împiedica golirea conductei la oprirea pompei.



Fig. 3.47. Dispozitiv pentru amorsarea permanentă a pompelor centrifuge

Un dispozitiv mai sigur de păstrare a corpului pompei plin cu lichid este redat în fig. 3.47. Acesta se poate adapta la orice pompă centrifugă, fiind format dintr-un recipient – despărtit în două compartimente A și B - montat deasupra pompei prin conducte de legătură. Când pompa se opreste, lichidul curge înapoi în prin pompă, dar compartimentul A al recipientului și pompa rămân pline cu lichid; la pornire, pompa fiind amorsată, poate debita lichidul din compartimentul A, prin compartimentul B, în conducta de refulare. Pe măsură ce compartimentul A se goleste, se produce o depresiune suficientă pentru a ridica lichidul prin conducta de aspiratie în ca volumul compartimentul A. Este necesar compartimentului A să fie mai mare decât volumul conductei de aspiratie.

O altă soluție de autoamorsare este aceea de reunire a rotorului unei pompe cu inel lichid care aspiră aerul din conducta de aspirație, cu rotorul pompei centrifuge care debitează din momentul în care – după evacuarea aerului – pompa s-a umplut cu lichid.

# 3.3. TRANSPORTUL ȘI COMPRIMAREA GAZELOR

Metodele amintite în secțiunea 3.2., utilizate pentru a provoca curgerea, sunt aplicabile, evident, și pentru transportul gazelor. Particularitatea transportului gazelor o constituie faptul că acestea sunt fluide compresibile: odată cu transportul are loc și comprimarea sau destinderea lor.

# 3.3.1. CLASIFICAREA UTILAJELOR PENTRU TRANSPORTUL ȘI COMPRIMAREA GAZELOR

Pentru comprimarea și transportul gazelor se utilizează fie aparate fără elemente mobile, fie pompe având organe principale în mișcare. O clasificare (*Bratu, 1984*) a utilajelor pentru transportul și comprimarea gazelor este redată în tab. 3.5.

| Categoria                   |                           | Denumiri                | Tipuri                           | Variante   |
|-----------------------------|---------------------------|-------------------------|----------------------------------|--|
| Fără elemente<br>mobile     |                           | Injectoare<br>Ejectoare |                                  | - Monoetajate<br>- Polietajate   |
| Compresoare volumice        | Cu mişcări<br>alternative | Compre-<br>soare        | Cu piston                        | <ul> <li>Monocilindrice</li> <li>În echicurent</li> <li>Multicilindrice în I, V, W, boxer</li> <li>Polietajate</li> </ul>                      |
|                             |                           |                         | Cu diafragmă                     | <ul> <li>Acţionare mecanică directă</li> <li>Acţionare prin pulsare hidraulică</li> </ul>  |
|                             | Rotative                  | Suflante                | Cu inel lichid                   | <ul> <li>Cu palete radiale</li> <li>Cu palete curbe</li> </ul>   |
|                             |                           |                         | Cu tambur şi<br>lamele culisante | <ul> <li>Lamele culisante în rotor</li> <li>Lamele culisante în stator</li> </ul>  |
|                             |                           |                         | Cu pistoane<br>rotative          | <ul> <li>Pistoane cu 2 lobi în 8 (<i>Roots</i>)</li> <li>Pistoane cu 3 lobi</li> </ul>   |
| Compresoare<br>rotodinamice |                           | Ventilatoare            | Axiale                           |  |
|                             |                           |                         | Centrifugale                     | <ul> <li>Palete radiale</li> <li>Palete curbate în sens invers rotației</li> <li>Palete curbate în sensul rotației (<i>Sirocco</i>)</li> </ul> |
|                             |                           | Turbocom-               | Axiale                           | - Polietajate  |
|                             |                           | presoare                | Centrifugale                     | - Polietajate  |

Tab. 3.5. Clasificarea utilajelor pentru comprimarea și transportul gazelor

Clasificarea de mai sus poate fi completată cu următoarele precizări:

- termenul de compresoare se foloseşte şi într-o accepțiune mai largă, echivalentă semnificației de "pompă pentru gaze";
- ejectoarele sunt injectoare (vezi secțiunea 3.2.3.2.4) folosite pentru evacuarea gazelor;
- busterele servesc pentru introducerea gazelor într-un recipient la presiune supraatmosferică;
- exhaustoarele sunt ventilatoare utilizate pentru evacuarea în atmosferă a gazelor dintr-o incintă.

Orice tip de pompă pentru gaze poate fi adaptată, prin modificări constructive adecvate, pentru obținerea vidului.

# 3.3.2. COMPRESOARE VOLUMICE CU MIŞCĂRI ALTERNATIVE

Sub această denumire sunt cuprinse mașinile care comprimă gazul într-o incintă al cărei volum variază prin deplasarea, cu mișcări alternative, a unui piston, unui plunger, unui disc sau unei diafragme. Deosebirea esențială față de pompele similare pentru lichide constă în faptul că pentru lichide (fluide incompresibile), trecerea de la presiunea de aspirație la presiunea de refulare se face brusc, pe când la gaze, din cauza compresibilității, comprimarea până la presiunea de refulare se face progresiv, pe o mare porțiune a cursei pistonului, înainte de evacuarea gazului. Supapa de evacuare se deschide după terminarea comprimării și rămâne deschisă în timpul evacuării gazului.

#### 3.3.2.1. LUCRUL MECANIC CONSUMAT LA COMPRIMARE

Variația stării unui gaz atunci când își schimbă presiunea și volumul se poate realiza prin trei procese: izoterm, adiabat și politrop (fig. 3.48).



În **procesul izoterm**, comprimarea gazului se face la temperatură constantă, căldura dezvoltată în proces fiind integral eliminată în exterior (gazul este răcit continuu în timpul comprimării).

În **procesul adiabat**, comprimarea gazului se face fără schimb de căldură cu exteriorul și se presupune că toată căldura dezvoltată la comprimare servește pentru ridicarea temperaturii gazului.

Aceste două moduri de comprimare reprezintă limite teoretice, imposibil de atins în procesele reale. În realitate, comprimarea are loc după **procesul politrop**, în care căldura dezvoltată la comprimare servește parțial pentru încălzirea gazului, iar parțial este evacuată în mediul exterior.

În compresoarele obișnuite, comprimarea este politropă, dar destul de apropiată de comprimarea adiabată; uneori se aproximează comprimarea politropă prin comprimarea adiabată.

În schema din fig. 3.49 este reprezentat un compresor cu piston al cărui principiu de funcționare este același cu al unei pompe cu piston, cu deosebirile ce derivă din compresibilitatea gazului. Pe figură s-au notat două poziții ale pistonului: 1, când gazul ocupă în corpul compresorului volumul  $V_1$  și are presiunea  $P_1$  și 2, când gazul ocupă volumul  $V_2$  și are presiunea  $P_2$ .

Lucrul mecanic consumat în procesul de comprimare se obține din bilanțul lucrului mecanic:

 $\begin{bmatrix} Lucrul & mecanic \\ primit & de & sistem \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Lucrul & mecanic & cedat \\ de & mediul & exterior \end{bmatrix}$ (3.72)

Din punct de vedere termodinamic, lucrul mecanic primit de sistem are semn negativ, el constituind o pierdere pentru maşina care-l furnizează. Teoretic, se consumă lucrul mecanic  $L_a$  pentru aducerea gazului în sistem (compresor), lucrul mecanic  $L_c$ , pentru comprimarea gazului și lucrul mecanic  $L_r$  pentru evacuarea gazului din sistem. Conform ecuației (3.72), lucrul mecanic primit de sistem,  $L_M$ , va fi:

$$L_{M} = -L_{a} - L_{c} - L_{r}$$
(3.73)

Admițând că aspirația se face la presiunea constantă  $P_1$  și refularea se face la presiunea constantă  $P_2$  se poate scrie:

$$L_{M} = -P_{1} \int_{0}^{V_{1}} dV - \int_{V_{1}}^{V_{2}} P \cdot dV - P_{2} \int_{V_{2}}^{0} dV = P_{2} \cdot V_{2} - P_{1} \cdot V_{1} - \int_{V_{1}}^{V_{2}} P \cdot dV$$
(3.74)

Întrucât:

$$P_{2} \cdot V_{2} - P_{1} \cdot V_{1} = \int_{1}^{2} d(P \cdot V) = \int_{V_{1}}^{V_{2}} P \cdot dV + \int_{P_{1}}^{P_{2}} V \cdot dP$$
(3.75)

expresia lucrului mecanic primit de sistem devine:

$$L_{M} = \int_{P_{1}}^{P_{2}} \mathbf{V} \cdot d\mathbf{P}$$
(3.76)

Cu ajutorul relației (3.76) se poate calcula lucrul mecanic în procesele de comprimare.

Pentru comprimarea izotermă, din legea Boyle-Mariotte se poate scrie:

$$V = \frac{n \cdot \Re \cdot T}{P} \tag{3.77}$$

în care *n* reprezintă numărul de moli de gaz comprimat,  $\Re$  este constanta universală a gazelor [J/(mol.K)], iar *T* este temperatura absolută [K]. Înlocuind (3.77) în (3.76) rezultă:

$$\left(L_{M}\right)_{IZ} = n \cdot \mathfrak{R} \cdot T \cdot \ln \frac{P_{2}}{P_{1}} \quad [J]$$
(3.78)

relație cu care se calculează lucrul mecanic la comprimarea izotermă.

Pentru comprimarea adiabată se tine cont de ecuatia adiabatei:

$$P \cdot V^{\chi} = P_1 \cdot V_1^{\chi} = \dots = \text{const.}$$
(3.79)

în care  $\chi$  este coeficientul adiabatic ( $\chi = C_P/C_V$ ). Exprimând volumul din ecuația (3.79):

$$V = \frac{(P_1)^{1/z} \cdot V_1}{(P)^{1/z}}$$
(3.80)

și introducându-l în ecuația (3.76) se obține ecuația de calcul a lucrului mecanic la comprimarea adiabată:

$$\left(L_{M}\right)_{AD} = \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot P_{1} \cdot V_{1} \cdot \left[\left(\frac{P_{2}}{P_{1}}\right)^{\frac{\chi - 1}{\varphi}} - 1\right] \quad [J]$$
(3.81)

Lucrul mecanic la comprimarea politropă,  $(L_M)_P$ , se calculează cu o relație similară relației (3.81), în care în locul coeficientului adiabatic  $\chi$  se utilizează un coeficient politropic, *n*. Pentru aer, *n* = 1,13.

Lucrul mecanic este măsurat în jouli. Dacă în locul volumului  $[m^3]$  se introduce debitul gazului  $[m^3/s]$ , lucrul mecanic consumat, L [J] devine puterea consumată, N [W].

# 3.3.2.2. DIAGRAMA DE LUCRU, TEORETICĂ ȘI REALĂ, A COMPRESORULUI

în cazul unui compresor, teoretic (din punct de vedere al construcției și funcționării) pistonul, care se află perfect lipit de capacul din stânga al cilindrului, se deplasează spre dreapta până se lipește complet de capacul din dreapta (fig. 3.50).



Fig. 3.50. Diagrama de lucru a compresorului cu piston: a – diagrama teoretică; b – diagrama reală.

Din momentul în care începe deplasarea pistonului spre dreapta, se deschide (fără inerție) supapa de aspirație și în corpul cilindrului este aspirat volumul  $V_1$  de gaz, la presiunea  $P_1$ . Pistonul se deplasează apoi spre stânga, realizându-se comprimarea 2 - 3 izotermă; 2 - 3' politropă; 2 - 3''adiabată. Când gazul a atins presiunea  $P_2$  și ocupă volumul  $V_2$ , se deschide (tot fără inerție) supapa de refulare și se evacuează complet volumul de gaz  $V_2$  la presiunea  $P_2$ . Ciclul se reia apoi din punctul 1.

Un compresor având această funcționare se numește **compresor teoretic** și diagrama sa de lucru este redată în fig. 3.50 a.

În realitate, pe de o parte, datorită construcției compresorului, pistonul nu ajunge până la capătul corpului nici în stânga, nici în dreapta și volumul  $V_1$  descris de piston este mai mic decât volumul cilindrului compresorului  $V_0$ ; pe de altă parte, datorită inerției supapelor și frecărilor, la aspirație trebuie să se creeze o presiune mai mică decât  $P_1$  iar, la refulare o presiune mai mare decât  $P_2$ . Revenirea din punctul 4 în punctul 1 se face la **compresorul real** după o curbă politropă (ramura 4 - 1' pe fig. 3.50 b). În fig. 3.50 b este reprezentată diagrama de lucru a unui compresor real, cu o singură treaptă.

Pe baza celor arătate anterior și cu notațiile din fig. 3.50 se poate scrie:

$$\frac{V_0 - V_1}{V_4} = v^0 \tag{3.82}$$

în care  $V_0$  este volumul cilindrului compresorului,  $V_1$  este volumul descris de piston, iar  $v^0$  se numește coeficient de spațiu mort.

Produsul  $v^0 \cdot V_1$  reprezintă volumul de gaz din spațiul mort; acest volum de gaz rămâne permanent în corpul compresorului și este comprimat la presiunea  $P_2$  în timpul evacuării, iar la aspirație se destinde până la presiunea la care începe aspirația și ocupă atunci volumul  $x \cdot V_1$ . Rezultă că V, volumul efectiv de gaz aspirat în compresor, este mai mic decât volumul  $V_1$  descris de piston. Raportul  $V/V_1$  este, aici, gradul de umplere al compresorului sau gradul de aspirație:

$$\frac{V}{V_1} = \eta_v \tag{3.83}$$

Din fig. 3.50 b rezultă expresia lui V:

$$V = V_1 - (x \cdot V_1 - v^0 \cdot V_1) = V_1 \cdot (1 + v^0 - x)$$
(3.84)

care introdusă în expresia (3.83) conduce la:

$$x = 1 + v^{0} - \eta_{v} \tag{3.85}$$

Relația generală între volumul  $x \cdot V_1$  la care începe aspirația și volumul  $v^0 \cdot V_1$  la care se termină refularea se scrie, conform ecuatiei politropei:

$$P_1 \cdot (\mathbf{x} \cdot \mathbf{V}_1)^n = P_2 \cdot (\mathbf{v}^0 \cdot \mathbf{V}_1)^n \tag{3.86}$$

care, după împărțire prin  $V_1^n$  și extragerea rădăcinii de gradul *n* devine:

$$(P_1)^{1/n} \cdot \mathbf{x} = (P_2)^{1/n} \cdot \mathbf{v}^0 \tag{3.87}$$

sau, ținând cont de relația (3.85):

$$(P_1)^{1/n} \cdot (1 + v^0 - \eta_v) = (P_2)^{1/n} \cdot v^0$$
(3.88)

Aceasta din urmă rezolvată în raport cu  $\eta_V$  conduce la:

$$\eta_{v} = 1 - v^{0} \cdot \left[ \left( \frac{P_{2}}{P_{1}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$
(3.89)

Raportul dintre presiunea  $P_2$ , la refulare și presiunea  $P_1$ , la aspirație se numește **raport de comprimare**:

$$p^{0} = \frac{P_{2}}{P_{1}}$$
(3.90)

Din ecuația (3.89) se observă că, odată cu creșterea raportului de comprimare, gradul de umplere scade. Valoarea raportului de comprimare pentru care gradul de umplere devine zero, se numește **limită de comprimare**. Uzual, compresoarele cu o singură treaptă au raportul de comprimare 6 – 8 (dacă  $P_1$  = 0,1 MPa, atunci  $P_2$  = 0,6 – 0,8 MPa). Dacă este necesară comprimarea gazului la presiuni mai mari de 0,8 MPa, ea se face în mai multe trepte, cu răcirea intermediară a gazului între trepte.

#### 3.3.2.3. RANDAMENTUL ȘI PUTEREA COMPRESOARELOR VOLUMICE CU MIȘCĂRI ALTERNATIVE

Prin ecuația (3.83) s-a definit gradul de aspirație,  $\eta_V$ . În realitate, nu tot volumul de gaz aspirat este comprimat și evacuat, pentru că la comprimare, datorită neetanșeității supapelor și prin spațiul dintre cilindru și piston au loc pierderi de gaze. Se definește astfel **randamentul de producție** sau **coeficientul de eficacitate al aspirației**, ca raport între volumul de gaz evacuat  $V_c$  și volumul V de gaz aspirat:

$$\eta_{v}' = \frac{V_{c}}{V} = \frac{V_{c}}{\eta_{v} \cdot V_{1}}$$
(3.91)

La un raport de comprimare  $p^0$  = 3, randamentul de producție variază între 0,95 și 0,98.

Randamentul de utilizare sau gradul de utilizare:

$$\eta_u = \frac{V_c}{V_1} = \eta_v \cdot \eta_v$$
 (3.92)

este dat de raportul dintre volumul de gaz comprimat, V<sub>c</sub> și volumul corespunzător cursei pistonului, V<sub>1</sub>.

Gradul de utilizare variază mult cu raportul de comprimare: cifrele obișnuite – la  $p^0 = 2$  – sunt în jurul valorii 0,96 pentru compresoarele cu o singură treaptă; la compresoarele cu mai multe trepte, gradul de utilizare global al compresorului scade până la 0,91.

**Debitul volumic** al compresorului la o turație a arborelui motor de *n*<sup>1</sup> rotații pe secundă va fi:

 $m_{v} = \eta_{u} \cdot V_{1} \cdot n_{1} = \eta_{u} \cdot A \cdot I \cdot n_{1} \quad [\text{m}^{3}/\text{s}]$ (3.93)

unde A este secțiunea pistonului [m<sup>2</sup>], iar / este lungimea cursei pistonului [m].

**Puterea teoretică**, *N*, necesară la axul compresorului se calculează cu relația (3.81) în care se înlocuiește coeficientul adiabatic  $\chi$  cu coeficientul politropic *n*, iar volumul descris de piston este înlocuit cu debitul volumic:

$$N = 0,001 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot P_1 \cdot m_v \cdot \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad [kW]$$
(3.94)

Puterea motorului care acționează compresorul este:

$$N_{mot} = \frac{N}{\eta} \tag{3.95}$$

în care  $\eta$  este randamentul total al instalației de comprimare, acesta având valori cuprinse între 0,45 – 0,65.

#### 3.3.2.4. COMPRIMAREA ÎN TREPTE

Datorită faptului că în condiții practice sunt necesare debite mari de gaze, precum și pentru a reduce dimensiunile de gabarit ale compresoarelor, viteza gazelor vehiculate este mare, nepermițând comprimarea izotermă, cu consum minim de lucru mecanic. Comprimarea este întotdeauna politropă, destul de apropiată de adiabată, cu consum ridicat de lucru mecanic Comprimarea politropă implică temperaturi ridicate, uneori periculoase pentru compresor.



Pentru ridicarea randamentului energetic și pentru scăderea temperaturii, apropiind comprimarea de regimul izoterm, sunt posibile două soluții:

- răcirea compresorului cu apă sau aer: efectul este slab, fiind aplicat mai mult pentru menajarea lubrifierii;
  - comprimarea în trepte.

Diagrama redată în fig. 3.51 reprezintă – în coordonate P, V, schimbările de stare ale gazului într-un compresor în care comprimarea este fracționată în trei trepte, cu răciri intermediare între trepte. În treapta I, gazul aspirat la presiunea  $P_1$  este comprimat după politropa  $BC_2$  până la presiunea  $P_2$ . Gazul care iese din treapta I trece printr-un răcitor, fiind răcit – după izobara  $C_2B_2$  – până la temperatura inițială (punctul  $B_2$  se găsește pe izoterma punctului B). Urmează treapta a II a de comprimare politropă  $B_2C_3$ , în al doilea cilindru al compresorului, presiunea ridicându-se în această treaptă de la  $P_2$  până la  $P_3$ . O nouă răcire izobară  $C_3B_3$  aduce gazul din nou la temperatura inițială, după care acesta este supus unei noi comprimări politrope  $B_3C_4$ , până la presiunea  $P_4$ . Se continuă cu răciri și comprimări alternative până când, în ultima treaptă, se atinge presiunea finală cerută.

În diagrama din fig. 3.51, suprafața hașurată reprezintă lucrul mecanic economisit, prin comprimare în trepte, față de lucrul mecanic necesar pentru comprimarea politropă *BC*', într-o singură treaptă.

Comprimarea în trepte este necesară și din considerente tehnologice, pentru micșorarea temperaturii gazelor în compresor.

Una din problemele comprimării în trepte o reprezintă stabilirea **presiunilor intermediare optime** în treptele compresorului. Acestea rezultă din condiția de extrem ca lucrul mecanic economisit să fie maxim. Uneori, presiunile intermediare rezultă din condiția de securitate, ca în nici o treaptă a compresorului, temperatura gazului să nu depăşească o valoare limită.

Pentru comprimarea de la presiunea  $P_1$  la presiunea  $P_2$ , în două trepte – cu presiunea intermediară  $P_x$  – lucrul mecanic este:

• în prima treaptă: 
$$L_1 = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$
(3.96)

- $L_{1} = P_{1} \cdot V_{1} \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_{2}}{P_{x}} \right)^{\frac{n-1}{n}} 1 \right]$ (3.97)
- lucrul mecanic total:

în treapta a doua:

 $L = L_1 + L_2 = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 2 \right]$ (3.98)

Lucrul mecanic este minim atunci când expresia din paranteza dreaptă este minimă. Acest lucru se întâmplă dacă:

$$\frac{\partial}{\partial P_{x}} \left[ \left( \frac{P_{x}}{P_{1}} \right)^{\frac{n-1}{n}} + \left( \frac{P_{2}}{P_{x}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = 0$$
(3.99)

Derivând și efectuând calculele, se obține în final valoarea presiunii intermediare optime:

$$P_x = \sqrt{P_1 \cdot P_2} \tag{3.100}$$

care este egală cu media geometrică între presiunea inițială și presiunea finală.

Pentru un compresor cu *N* trepte, se definește **raportul de comprimare**, egal cu raportul dintre presiunea finală și presiunea inițială în fiecare treaptă:

$$P^{0} = \frac{P_{1}}{P_{0}} = \frac{P_{2}}{P_{1}} = \dots = \frac{P_{N}}{P_{N-1}}$$
(3.101)

în care P<sub>0</sub> este presiunea inițială, P<sub>N</sub> este presiunea finală, iar P<sub>1</sub>, P<sub>2</sub>, ..., P<sub>N-1</sub> sunt presiunile intermediare.

Numărul treptelor de comprimare este limitat, din motive constructive. Valoarea recomandată pentru raportul de comprimare este între 3 si 4 pentru compresoarele cu piston; unele compresoare de construcții speciale lucrează cu valori mai mari ale raportului de comprimare.

Numărul treptelor de comprimare se calculează și pe baza temperaturii maxime admise în cilindru pentru a menține o ungere satisfăcătoare și pentru a evita exploziile (posibile, de exemplu, în amestecul exploziv ulei – aer). La comprimarea aerului, de exemplu, temperatura din cilindrii nu trebuie să depăşească 413 K.

### 3.3.2.5. COMPRESOARE CU PISTON

Un compresor cu piston este alcătuit din următoarele părți principale: cilindrii, pistoanele, sistemul de acționare, supapele de admisie și evacuare, canalele de admisie și evacuare, sistemul de răcire, regulatorul de debit, separatoarele de ulei și apă.



Fig. 3.52. Schema unui compresor cu piston cu mai mulți cilindri: a – montați în paralel; b- montați în serie.

Compresoarele au unul sau mai mulți cilindri montați în paralel (pentru debite mari, o mai bună echilibrare a motorului sau pentru atenuarea pulsațiilor debitului de gaz comprimat) sau în serie (pentru comprimarea în mai multe trepte) (fig. 3.52).

Fiecare cilindru are una sau mai multe **supape** de admisie și de evacuare. Deschiderea și închiderea lor este comandată direct de presiunea din cilindru sau printr-un sistem de comandă. O bună funcționare a compresorului este asigurată dacă supapele se deschid repede și complet la o diferență de presiune cât mai mică față de cea de aspirație

și se închid etanș când diferența de presiune s-a anulat. Rezistența hidraulică a supapelor trebuie să fie cât mai mică.

**Pistoanele** sunt piese cilindrice din fontă sau aliaje de aluminiu, prevăzute cu segmenți de ungere și etanșare. Uneori, mai multe pistoane formează o singură piesă (vezi fig. 3.53).

**Canalele de admisie și evacuare** fac legătura dintre conductele de alimentare, respectiv de evacuare și supapele respective.

**Sistemul de răcire** cuprinde: 1 – răcirea cilindrului prin manta cu apă, țevi sudate pe cilindru, sau prin intermediul unor aripioare (răcire cu aer); 2 – răcitoare intermediare (cu serpentină sau tubulare) între treptele compresorului; 3 – răcitorul final, după ultima treaptă de compresie.

**Regulatorul de debit** este necesar pentru situațiile în care consumul de gaz furnizat de compresor scade, caz în care presiunea în conducta de refulare creşte. La compresoarele cu electromotor se adaptează un dispozitiv automat care pornește/oprește motoul funcție de presiunea din rezervorul de gaz comprimat. La celelalte compresoare, reglarea debitului se face prin: 1 – deschiderea parțială a supapei de admisie, când presiunea gazului comprimat este prea mare; 2 – intercalarea unui spațiu adițional care mărește spațiul mort al compresorului; 3 – închiderea parțială sau totală a conductei de aspirație; 4 – închiderea parțială sau totală a unei conducte de by-pass care leagă conducta de aspirație cu cea de refulare; 5 – printr-un dispozitiv automat sau manual care variază cursa pistonului. În nici un caz nu se micșorează debitul compresorului prin închiderea conductei de refulare, întrucât se pot produce accidente grave!

Separatoarele de ulei și apă servesc la îndepărtarea din gazul comprimat a picăturilor de ulei de ungere antrenate și a picăturilor de apă rezultate în urma micșorării umezelii gazului prin comprimare. Separatoarele de picături sunt recipiente cilindrice din oțel în care gazul comprimat intră printr-o țeavă care ajunge până aproximativ la mijlocul înălțimii recipientului și iese printr-un racord situat la parte lui superioară; la fundul recipientului este un ventil pentru evacuarea lichidului colectat.

La proiectarea compresoarelor cu piston se caută să se satisfacă – în măsura posibilităților – următoarele principii generale: 1- egalitatea forțelor maxime la cursa într-un sens și în celălalt; 2 - egalitatea momentului de rotație; 3 - egalitatea puterii la manivele, când sunt mai mulți cilindri în paralel; 4 - evitarea presetupelor, mai cu seamă a presetupelor mari și la treptele cu presiune ridicată.

Schemele din fig. 3.53 înfățişează dispunerea cilindrilor, a pistoanelor și a răcitoarelor la compresoarele cu 2 – 5 trepte.

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



a, b, c – compresoare verticale cu 2 trepte de comprimare;
d, e, f, g, h, i – compresoare cu 3 trepte de comprimare;
j, k – compresoare cu 4 trepte de comprimare şi spațiu de echilibrare;
I – compresor cu 5 trepte de comprimare.

Construcția după schema din fig. 3.53 a prezintă inconvenientul comprimării în ambele trepte în timpul cursei ascendente a pistonului și acumularea în răcitor a gazului comprimat în prima treaptă a comprimării, până la schimbarea cursei. Aceste inconveniente sunt înlăturate în construcția din fig. 3.53 b. Schema 3.53 c în care pistoanele sunt montate decalat, pe același arbore cotit, asigură o bună echilibrare a arborelui și egalitatea dimensiunilor pistoanelor mari. Pentru unități mari, compresoarele orizontale sunt mai avantajoase. Uneori se introduce un spațiu *E*, pentru echilibrarea forțelor care intervin în cele două curse ale pistoanelor (schemele 3.53 j și k).

Câteva caracteristici constructive și funcționale ale compresoarelor cu piston sunt redate în tab. 3.6.

| Tipul<br>compresoarelor                             | Debit volumic,<br><i>m</i> <sub>V</sub> [m³/min] | Cursa pistonului,<br>/ [m] | Turația,<br><i>n</i> [rot/min] | Viteza medie,<br><i>v<sub>m</sub></i> [m/s] |
|---|--|----------------------------|--------------------------------|---|
| Mici, verticale,<br>o singură treaptă               | 0,1-0,8  | 0,03 - 0,60                | 1500 – 1000                    | 1,5 – 2,0                                   |
| Mici și mijlocii, verticale,<br>una sau două trepte | 1,0 – 2,0  | 0,08 - 0,18                | 600 – 300                      | 1,5 – 2,5                                   |
| Mari, orizontale, dublu efect, o singură treaptă    | 3,0 – 3,5  | 0,15 – 0,50                | 350 – 180                      | 1,8 – 3,0                                   |

Tab. 3.6. Unele caracteristici constructiv – funcționale ale compresoarelor cu piston
# 3.3.3. COMPRESOARE VOLUMICE ROTATIVE

Compresoarele volumice rotative sunt asemănătoare din punct de vedere constructiv și funcționează pe baza aceluiași principiu ca și pompele rotative pentru lichide. În aceste mașini gazul este transportat de la intrare spre ieșire de către un element rotativ: rotor, tambur, piston, piesă în șurub. Comprimarea se face fie în interiorul mașinii, fie în conducta de refulare. Deoarece realizează depresiuni mari la aspirație pot fi utilizate și ca pompe de vid.

# 3.3.3.1. COMPRESOARE CU INEL LICHID

Compresorul rotativ cu inel lichid constă dintr-o carcasă cilindrică, cu secțiune circulară (fig. 3.54 a) sau ovală (fig. 3.54 b) și un rotor excentric cu palete fixe, radiale sau curbe. În pereții frontali ai carcasei sunt deschiderile de intrare și de ieșire. În carcasă este introdus un lichid (uzual apă), care – atunci când rotorul se pune în mișcare – este proiectat către periferie, formând un inel lichid care se rotește și el cu o viteză apropiată de viteza extremităților paletelor. Între rotorul excentric și inelul lichid concentric în raport cu carcasa, se formează compartimente de volum variabil, în care gazul este transportat și comprimat. Căldura de comprimare a gazului provoacă încălzirea și vaporizarea parțială a lichidului care trebuie completat periodic sau continuu.



Fig. 3.54. Pompe cu inel lichid: a – principiul de funcționare; b – pompa Nash Hytor; 1 – deschideri de intrare; 2 – deschideri de ieșire

Aceste compresoare pot debita până la 8000 m<sup>3</sup>/h, realizează raporturi de comprimare de până la 7, presiuni maxime de refulare de 2 MPa (în două trepte), presiunea maximă în conducta de aspirație de 430 Pa. Au avantajul unei curgeri fără pulsații, al lipsei frecărilor între elementele mobile și cele staționare, lipsei necesității ungerii și deci absența uleiului în gazul comprimat. Sunt indicate pentru vehicularea gazelor corozive (clor) sau explozive (acetilenă, hidrogen). Au dezavantajul că gazul comprimat iese din pompă saturat cu vaporii lichidului care formează inelul, iar randamentul lor nu depăşește 70%.

# 3.3.3.2. COMPRESOARE CU TAMBUR ȘI LAMELE CULISANTE

Aceste compresoare se construiesc în două variante principale: 1 – cu lamele culisante în rotor; 2 – cu lamele culisante în stator.

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Compresorul cu lamele culisante în rotor (fig. 3.55 a) este alcătuit dintr-o carcasă cilindrică și un rotor tambur al cărui ax este excentric față de carcasă. În tambur sunt prevăzute spații în care glisează palete sub formă de lame rectangulare. Ca urmare a învârtirii rotorului, paletele împart camera de pompare în spații de aspirație și de refulare, al căror volum scade, de la racordul de aspirație la cel de refulare. La mișcarea rotorului, paletele sunt împinse de forța centrifugă (sau de arcuri introduse sub lamele, la compresoarele cu turație mică) și asigură etanșarea spațiilor dintre palete. Debitele (pe aspirație) ale acestor compresoare variază între 80 și 7000 m<sup>3</sup>/h, raportul de comprimare este cuprins între 2,5 și 4, iar randamentul este de până la 50%. Pentru obținerea unei presiuni finale mai mari se pot folosi mai multe trepte de comprimare. Au avantajul unei debitări continue, turații mari și spațiu necesar redus. Datorită necesității ungerii, gazul comprimat conține ulei.

Compresorul din fig. 3.55 b este alcătuit dintr-un tambur care se rotește excentric în jurul unui arbore a cărui axă coincide cu axa carcasei (statorului). În timpul rotirii, tamburul este tangent și etanș față de carcasă: spațiul de presiune este separat de cel de aspirație printr-o lamelă plană apăsată pe tambur prin greutatea ei sau printr-un arc. Pentru ameliorarea neuniformității debitului de gaz comprimat, se folosesc două compresoare identice, montate în paralel, cu un decalaj de 180<sup>o</sup> în poziția tamburului.

# 3.3.3.3. COMPRESOARE CU PISTOANE ROTATIVE

Aceste compresoare sunt alcătuite dintr-o carcasă în care se rotesc, în sensuri opuse, două pistoane de diferite forme (fig. 3.56). Pistoanele nu sunt în contact etanş între ele și nici între ele și carcasă (pentru a evita necesitatea ungerii și pentru a îmbunătăți randamentul mecanic), ci există o foarte mică distanță între pistoane și pistoane și carcasă. Pistoanele sunt antrenate din exterior prin intermediul unui angrenaj. În timpul unei rotații, fiecare piston transportă de la intrare spre ieșire un volum de gaz egal cu produsul dintre lățimea carcasei și aria secțiunii libere cuprinse între carcasă și pistoane (din care se scad pierderile de gaz prin neetanşeitățile dintre pistoane și dintre pistoane și carcasă). Comprimarea se face la ieșirea gazului din compresor.

Compresoarele cu pistoane rotative *Roots* (fig. 3.56 a) se construiesc pentru debite de până la 20 m<sup>3</sup>/s; raportul de comprimare este mai mare decât 2; presiunile atins sunt de 3,5 MPa. Au avantajul unui debit continuu, fără pulsații sensibile, necontaminarea gazului cu ulei, dar au dezavantajul funcționării zgomotoase.



Fig. 3.56. Compresoare cu pistoane rotative: a – suflanta Roots; b – suflanta cu pistoane elicoidale.

Compresoarele elicoidale (fig. 3.56 b) au capacități cuprinse între 0,1 - 9,7 m<sup>3</sup>/s, raportul de comprimare de aproximativ 4,5, randamentul de 50 – 60%. Debitează gazul lipsit de ulei şi sunt mai puțin influențate de densitatea gazului decât turbocompresoarele. Pot fi construite în mai multe trepte. Au dezavantajul principal că gazul comprimat iese cu o temperatură ridicată, ca urmare a răcirii slabe datorită vitezei mari de trecere a gazului prin compresor.

# 3.3.4. COMPRESOARE ROTODINAMICE

Compresoarele rotodinamice sunt constructiv similare și funcționează pe baza acelorași principii ca și pompele centrifuge pentru lichide, cu deosebirile care rezultă datorită compresibilității gazelor.

Elementele principale ale unui compresor rotodinamic sunt carcasa și rotorul, care este prevăzut cu un număr mic de palete drepte, curbate sau sub formă de elice (la compresoarele axiale).

Compresoarele rotodinamice pot fi radiale sau axiale, mono- sau multietajate. Compresoarele radiale multietajate pot fi prevăzute și cu stator.

Din punct de vedere al raportului de comprimare realizat, compresoarele rotodinamice se clasifică în:

- ventilatoare centrifuge, radiale sau axiale, mono- sau multietajate (cu rotoare de aceleaşi dimensiuni), realizând raporturi de comprimare de până la 1,1;
- suflante centrifuge (turbosuflante), radiale, mono- sau multietajate (cu rotoare de aceleaşi dimensiuni), fără răcire între trepte, realizând raporturi de comprimare de până la 3;
- turbocompresoare, radiale sau axiale, uzual multietajate (cu până la 16 20 de rotoare pe acelaşi ax, cu diametru descrescător spre treptele superioare), realizând raporturi de comprimare de peste 3 (maximum 2 într-o treaptă, la compresoarele multietajate), cu răcirea gazelor între trepte.

Compresoarele rotodinamice sunt acționate de motoare electrice sau de turbine (de abur sau gaze), acționarea cu turbină fiind recomandată la turații mai mari de 60 rot/s, prezentând totodată avantajul că permite modificarea, în limite largi, a debitului de gaz refulat, prin modificarea turației turbinei.

# 3.3.4.1. VENTILATOARE CENTRIFUGE

Ventilatoarele sunt maşini care transportă gazele cu ajutorul unui rotor cu palete. După forma rotorului şi după modul în care acesta acționează asupra gazului, se deosebesc:

- ventilatoare axiale cu elice, în care un rotor în formă de elice împinge gazul paralel cu axa rotorului;
- ventilatoare centrifuge, în care rotorul, cu palete plane sau curbe, antrenează gazul în mişcarea lor şi, prin forța centrifugă care se dezvoltă, îl împinge spre periferie, unde o carcasă în melc îl dirijează spre conducta de refulare; aspirația gazului se face, ca şi la pompele centrifuge, prin partea centrală a rotorului.
- exhaustoarele sunt ventilatoare centrifuge de forma şi modul de funcționare asemănătoare celor precedente, de care se diferențiază numai prin detalii constructive şi prin utilizarea lor ca aspiratoare de gaz. Considerațiile teoretice enunțate la pompele centrifuge se aplică şi în cazul ventilatoarelor.
- Convențional, ventilatoarele centrifuge se împart, după presiunea gazului la ieșire, în:
- ventilatoare de joasă presiune, pentru suprapresiuni până la 1 kPa;
- ventilatoare de medie presiune, pentru suprapresiuni cuprinse între 1 2 kPa;
- ventilatoare de înaltă presiune, pentru suprapresiuni de peste 2 kPa.





Fig. 3.57 Ventilator cu palete radiale: 1 – carcasă; 2 – rotor; 3 – palete radiale; 4 – lagăre; 5 – racord de aspirație; 6 – racord de refulare

Fig. 5.38. Ventilator centrifugal Sirocco.

**Ventilatoarele cu palete radiale** (fig. 3.57) sunt alcătuite dintr-un rotor cu palete plane radiale și o carcasă în spirală. Acestea sunt folosite în special pe post de exhaustoare.

Ventilatoarele cu palete curbate în sens invers rotației sunt cele mai răspândite în industrie și în instalațiile de ventilație. Sunt prevăzute cu multe palete late.

**Ventilatoarele Sirocco** (fig. 3.58) au un număr foarte mare de palete scurte și foarte late, curbate în sensul rotației. Dirijarea gazului de la centru până la palete este ajutată de câteva palete auxiliare mai lungi. Aceste ventilatoare ating suprapresiuni de până la 1,2 kPa, debite de până la 27 m<sup>3</sup>/s și un randament de aproximativ 70%.

# 3.3.4.2. SUFLANTE CENTRIFUGE

Suflantele centrifuge (turbosuflantele) sunt compresoare centrifuge radiale, uzual monoetajate, care realizează raporturi de comprimare de maximum 3 – 3,5. Se folosesc pentru vehicularea unor debite mari de

gaze și vapori (aer, azot, oxigen, abur, etc.): între 500 și 200 000 Nm<sup>3</sup>/h. Presiunea maximă de refulare este de 6,5 MPa. Se utilizează în industria extractivă a țițeiului și gazelor, în industria petrochimică, industria alimentară și în centralele energetice.



Fig. 3.59. Tipuri de carcase de turbosuflante

Carcasa este sub formă de volută (fig. 3.59) în care se învârte un rotor semiînchis cu pale curbate de o formă specială (fig. 3.60). Pe racordul de aspirație se amplasează frecvent vane de reglare a debitului, cu pale fixe al căror unghi de înclinare este variabil (fig. 3.61).



Fig. 3.60. Rotor de turbosuflantă

Fig. 3.61. Turbosuflantă cu vană de reglare a debitului

Reglarea debitului acestor maşini se poate face prin: 1 – modificarea turației motorului electric de antrenare (dacă sunt antrenate de motoare electrice); 2 – modificarea debitului de abur la turbină (dacă antrenarea se face prin intermediul unei turbine de abur).

Turbosuflantele trebuie prevăzute fie cu o conductă de by-pass între aspirație și refulare, fie cu o purjă în atmosferă (dacă gazul vehiculat este aerul), pentru a putea regla debitul și când necesarul de gaz este sub limita de stabilitate a mașinii.

# 3.3.4.3. TURBOCOMPRESOARE

Turbocompresoarele sunt , față de ventilatoare, ceea ce sunt pompele centrifuge cu mai multe trepte față de pompele centrifuge cu un singur rotor.

Datorită compresibilității gazelor, apar diferențe constructive și funcționale față de pompele centrifuge multietajate:

- raportul de comprimare este mic și depinde de densitatea gazului (1,025 pentru hidrogen, 1,4 pentru aer);
- între 2 4 trepte de comprimare (uneori mai multe), este necesară răcirea gazului într-un răcitor interior sau exterior;
- datorită micşorării volumului de gaz prin comprimare, grupele succesive de rotoare au diametre şi lăţimi din ce în ce mai mici;
- viteza periferică a rotoarelor (până la maximum 300 m/s) și turația (peste 12000 rot/min) sunt mult mai mari decât la pompele centrifuge.

O caracteristică a turbocompresoarelor este existența unei limite inferioare a debitului. Această limită, numită și **limită de pompaj**, este situată la aproximativ 40 - 50% din valoarea debitului asociat randamentului optim al mașinii. Sub această limită, funcționarea turbocompresorului devine instabilă: au loc întreruperi periodice de debitare, compresorul începe să "bată". Pentru evitarea acestui fenomen, turbocompresoarele trebuie prevăzute cu cel puțin unul din următoarele dispozitive: 1 – dispozitive automate de reducere a presiunii în sistem; 2 – dispozitive de reducere automată a turației; 3 – dispozitive de deschidere a by-passului dintre conducta de aspiratie și cea de refulare.

În fig. 3.62 este prezentat un turbocompresor cu mai multe trepte la care rotoarele, de dimensiuni diferite, sunt montate toate pe același ax.



Fig. 3.62. Turbocompresor centrifug: 1 – carcasă; 2 – 5 – rotoare de diferite dimensiuni; 6, 7 – statoare; 8 – cutie de etanşare; 9 – deschidere de evacuare; 10 – deschidere de aspirație; 11 – răcitoare intermediare.



Fig. 3.63. Mecanismul de antrenare al rotoarelor unui turbocompresor centrifugal în şase trepte

Astfel de turbocompresoare pot furniza debite între 0,06 – 120 m<sup>3</sup>/s și presiuni de peste 10 MPa, la o funcționare liniștită, fără trepidații și vibrații (necesitând fundații reduse), fără impurificarea gazului comprimat cu lubrifiant.

O altă soluție constructivă pentru turbocompresoarele cu 2, 4 sau 6 trepte constă în antrenarea tuturor rotoarelor prin intermediul unui angrenaj de roți dințate. Principiul acestei soluții constructive este redat în fig. 3.63. Rotoarele, două câte două, sunt montate pe câte un ax care este pus în mişcare de un pinion central acționat de un motor electric sau o turbină. În fig. 3.64 este redat modul de amplasare și antrenare al rotoarelor unui astfel de turbocompresor în 4 trepte. Câteva tipuri de rotoare mai frecvent utilizate în asemenea turbocompresoare sunt prezentate în fig. 3.65. Principalele caracteristici tehnice ale acestor turbocompresoare sunt prezentate în tab. 3.7.



Fig. 3.64. Amplasarea treptelor de comprimare (I, II, III, IV) la un turbocompresor în 4 trepte: 1 – rotoare; 2 – carcase; 3 – ax de antrenare; 4 – pinioane; 5 – pinion de antrenare.

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Fig. 3.65. Tipuri de rotoare pentru turbocompresoare

| Tipul<br>compresorului | Debit de<br>alimentare<br>[Nm³/h] | Presiune de<br>refulare<br>[MPa] | Presiune<br>maximă<br>[MPa] | Număr de<br>trepte | Putere maximă<br>necesară [kW] |
|------------------------|-----------------------------------|----------------------------------|-----------------------------|--------------------|--------------------------------|
| HR                     | 6800 – 34000                      | 0,55                             | -                           | 2                  | 2250                           |
| HL                     | 6800 - 34000                      | 1,35                             | -                           | 3                  | 3000                           |
| НМ                     | 8500 - 30000                      | 3,0                              | -                           | 4                  | 3750                           |
| TP                     | 1000 – 17000                      | 1,0                              | 5,5                         | 3                  | 6000                           |
| GT-2 GT-4              | 1500 – 110000                     | 2,5                              | 8,0                         | 2 – 4              | 9000                           |
| GT-5, GT-6             | 6000 – 80000                      | 8,0                              | 8,0                         | 5 – 6              | 11250                          |

**Turbocompresoarele axiale** prezintă – pentru debite de peste 85000 m<sup>3</sup>/h – avantaje față de turbocompresoarele centrifugale radiale: randamente superioare, greutate mai mică, gabarit redus.

Față de compresoarele cu piston, turbocompresoarele prezintă avantajele că asigură un debit uniform, sunt mai flexibile şi mai sigure în exploatare, implică cheltuieli de exploatare mai mici şi se pot automatiza uşor. Reglarea se realizează automat sau manual, fie prin variația turației, fie prin laminarea gazului în conducta de aspirație (la turație constantă). Nu se recomandă reglarea prin reîntoarcerea parțială a gazelor refulate în linia de aspirație, întrucât metoda este neeconomică, gazele refulate trebuie răcite şi este dificilă dimensionarea răcitorului în aceste condiții.

Punerea în funcțiune a unui turbocompresor se face cu ventilul de pe refulare închis, eventual cu ventilul de pe linia de recirculare în linia de aspirație (by-pass) parțial deschis, până când compresorul ajunge la turația de regim. Când sunt în funcțiune mai multe compresoare în paralel, întrucât presiunea de refulare – când ventilul de pe refulare este închis – este mai mică decât presiunea de operare necesară, curgerea se va inversa și compresorul va intra în trepidații puternice. Pentru evitarea apariției acestei situații la pornire, fie se va reduce (prin laminare) presiunea de aspirație, fie se va reîntoarce o parte din gazele din nou în linia de aspirație.

# 3.4. PRODUCEREA VIDULUI

Pentru acoperirea necesităților extrem de variate privind realizarea vidului în instalațiile industriei alimentare (în special în instalațiile de distilare, evaporare, uscare, liofilizare, etc.) se folosesc maşini, aparate şi dispozitive extrem de diverse, reunite sub denumirea generică de "pompe de vid".

# 3.4.1. CLASIFICAREA POMPELOR DE VID

Dispozitivele de producere a vidului se pot clasifica după mai multe criterii: după nivelul vidului realizat; după modul în care se produce vidul, după principiul constructiv, etc.

În tab. 3.8. este redată clasificarea pompelor de vid în funcție de modul de acțiune al acestora.

|    |              | Pompe cu piston cu miscări alternat | ive   |
|----|--------------|-------------------------------------|---|
|    |              |                                     | Pompe cu rotoare paletate fără lichid de etanşare |
|    |              |                                     | Pompe cu inel de lichid                           |
|    | Pompe        | Pompe rotative                      | Pompe cu palete în rotor                          |
|    | mecanice     |                                     | Pompe cu sertar                                   |
|    |              |                                     | Pompe cu rotoare conjugate                        |
|    |              | Pompo molocularo                    | Pompe moleculare propriu-zise                     |
| Δ  |              | Fompe moleculare                    | Pompe turbomoleculare                             |
|    | Pompe cu jet | Pompe cu jet de lichid              | Ejectoare cu lichid (apă sau mercur)              |
| DE |              |                                     | Ejectoare cu vapori (apă, mercur, ulei)           |
| ЪЕ |              | Pompe cu jet de vapori              | Pompe de difuziune fără fracționare               |
| NO |              |                                     | Pompe de difuziune cu fracționare                 |
| Ч  | Domno do     | Condonsatoaro în fază lichidă       | Capcane răcite                                    |
|    | rompe de     |                                     | Condensatooare                                    |
|    | COndensare   | Condensatoare în fază solidă        | Pompe criogenice                                  |
|    |              | Utilizând mijloace de absorbție     | Capcane cu absorbție                              |
|    | Pompo do     | regenerabile termic                 | Pompe de sorbție                                  |
|    | sorbtie      | I Itilizând straturi de getter      | Pompe cu evaporare de getter                      |
|    | 5010,10      | regenerabile continuu               | Pompe cu pulverizare ionică a getterului          |
|    |              |                                     | Pompe cu getter neevaporabil                      |

Tab. 3.8. Clasificarea pompelor de vid

# 3.4.2. MĂRIMI CARACTERISTICE POMPELOR DE VID

Indiferent de tipul constructiv, orice pompă de vid este caracterizată de următoarele mărimi:

- Viteza de acțiune (debitul volumic) reprezintă volumul de gaz aspirat de pompă, măsurat în secțiunea de aspirație a pompei, în unitatea de timp [m<sup>3</sup>/s<sup>1</sup>;
- Presiunea finală (vidul limită) reprezintă presiunea cea mai redusă care poate fi obținută prin funcționarea unei pompe care videază o incintă în care aportul de gaze este nul [Pa];
- Debitul (masic) este cantitatea de gaz aspirată de pompa de vid din incintă în unitatea de timp, determinată ca produsul dintre debitul volumic în secțiunea de aspirație şi presiunea în aceeaşi secțiune, măsurate simultan [Pa.m<sup>3</sup>/s] = [J/s] = [W].

Dependența dintre debitul volumic al pompei și presiunea la aspirație reprezintă caracteristica de funcționare (caracteristica de pompaj). Reprezentarea grafică a acesteia permite determinarea:

- presiunii maxime la care lucrează pompa de vid dată;
- presiunii minime realizabile cu pompa de vid dată;
- variației debitului de gaz aspirat în funcție de valoarea presiunii în secțiunea de aspirație a pompei.

Pe baza caracteristicii de funcționare a pompei se poate determina regimul optim și se pot stabili limitele de utilizare rațională pentru o pompă dată.

# 3.4.3. POMPE DE VID MECANICE

Sub această denumire sunt cuprinse toate tipurile de pompe cu antrenare mecanică utilizate pentru evacuarea gazelor din incinte la presiuni subatmosferice. Pompele cu piston nu se mai folosesc în instalațiile noi, iar pompele rotative cu palete fără lichid de etanșare sunt pompe de debit mare  $(1,4 - 1,7 \text{ m}^3/\text{s})$ , pentru vid grosier, utilizate destul de rar.

# 3.4.3.1. POMPE ROTATIVE CU INEL DE APĂ

Sunt caracterizate prin simplitate constructivă şi robustețe, făcându-le extrem de potrivite pentru evacuarea incintelor care conțin cantități mari de vapori de apă sau gaze cu conținut de praf. Principiul lor de funcționare a fost prezentat în secțiunea 3.3.3.1. (pag. 68). După numărul treptelor identice într-o singură carcasă se întâlnesc pompe monoetajate şi bietajate, complicarea constructivă având ca scop atingerea unui vid limită mai scăzut, ajungându-se până la circa 95%. Vidul limită realizat de o astfel de pompă este determinat de gradul de comprimare în pompă (deci de numărul și forma paletelor, de faptul că pompa este mono- sau bietajată) și de presiunea parțială a vaporilor de apă la temperatura de lucru a pompei.

Astfel de pompe se utilizează în procesele industriale în care se extrag cantități mari de apă, în instalațiile de uscare, la extragerea apei de pe suprafața materialelor, în instalații de impregnare, precum și pentru amorsarea instalațiilor de pompare industriale.

# 3.4.3.2. POMPE CU PISTON ROTATIV, ETANŞATE CU ULEI

# 3.4.3.2.1. Pompe cu palete culisante în rotor

Principial, aceste pompe sunt asemănătoare cu pompele prezentate în secțiunea 3.3.3.2. În statorul cilindric este montat un rotor crestat în care se deplasează paletele care mențin contactul permanent cu suprafața interioară a statorului, sub acțiunea arcurilor de apăsare și a forței centrifuge. Aerul aspirat prin orificiul de aspirație în spațiul *A* este comprimat în spațiul *B* și împins de flancul anterior al paletei până la evacuarea prin orificiul de evacuare cufundat în ulei (fig. 3. 66 a). Baia de ulei servește concomitent pentru ungerea pieselor în mișcare, pentru etanșare și pentru umplerea spațiului mort sub supapa de refulare.

Construcțiile duplex, formate din două pompe identice introduse într-o baie de ulei comună (fig. 3.66 b), sunt utilizate pentru obținerea presiunilor mai scăzute.

Din caracteristica de funcționare a acestor pompe (fig. 3.66 c, d) se constată că viteza lor de acțiune rămâne constantă în intervalul de presiuni absolute 0,1 MPa – 0,1 kPa, după care scade rapid în cazul pompelor monoetajate.

Pompele monoetajate au aplicații în obținerea vidului preliminar pentru pompele de difuziune, uscare, degazare, distilare, ambalare, îndepărtarea solvenților. Pompele bietajate se utilizează în plus și în procesele de liofilizare.



Fig. 3.66. Pompe cu palete culisante în rotor: **a** – pompă monoetajată (Simplex):

- 1 rotor; 2 stator; 3 palete; 4 resort de apăsare; SR supapa de refulare; A aspirație; B refulare.
  - **b** pompă bietajată (Duplex):

1 –rotorul etajului de presiune înaltă; 2 – rotorul etajului de presiune joasă; 3 – statorul pompei; 4 – canal de

- legătură între etaje; 5 supapa de refulare.
- c caracteristica de funcționare a pompelor Simplex;
- *d* caracteristica de funcționare a pompelor Duplex.

# 3.4.3.2.2. Pompe cu paletă în stator

Constructiv și funcțional este identică cu compresorul redat în fig. 3.55 b (pag. 69). Baia de ulei din stator îndeplinește aceleași funcțiuni ca și la pompa cu palete culisante în rotor. Față de aceasta are un randament superior, datorită faptului că spațiul mort și neetanșeitățile sunt mult reduse.

# 3.4.3.2.3. Pompe cu sertar

Aceste pompe (fig. 3.67) sunt prevăzute cu un sertar pus în mişcare de către un excentric pe fața interioară a statorului. Gazul aspirat prin racordul și canalul de aspirație intră în camera de compresie, comprimat prin rotirea sertarului – care este solidar cu canalul de aspirație - în direcția indicată în figură, astfel că atingând o presiune superioară celei atmosferice este refulat prin supapa de refulare imersată în ulei. Baia de ulei servește și la etanșare, ungere și umplerea spațiului mort. Și aceste pompe pot fi construite în variante monoetajate și bietajate.



Fig. 3.67. Pompa mecanică rotativă cu sertar:
1 – racord de aspirație;
2 – sertar;
3 – stator;
4 – excentric;
5 – arbore de antrenare;
6 – canal de ulei;
7 – supapă de refulare;
8 – fereastră de nivel;
9 – ventil de balast;
10 – tobă de refulare;
11 – filtru de praf.

La unele dintre pompele etanşate cu ulei se injectează gaze (aşa-numitul balast de gaze) pentru a evita condensarea vaporilor în spațiul de lucru al pompelor. În acest caz, presiunea finală obținută de pompă creşte, reducându-se gradul de compresie, dar se evită fenomenul nedorit de emulsionare a uleiului cu apa condensată. Câteva caracteristici ale pompelor mecanice rotative etanşate cu ulei sunt prezentate în tab. 3.9.

| т      | inul | Caracte                    | eristici                | Număr do | Putere            | Masa nomnoi |
|--------|------|----------------------------|-------------------------|----------|-------------------|-------------|
| pompei |      | Debit la 0,1<br>kPa [m³/h] | Presiune<br>limită [Pa] | trepte   | consumată<br>[kW] | [kg]        |
|        | 4S   | 4                          |                         |          | 0,30              | 14          |
| БX     | 10S  | 8                          | 5                       | 1        | 0,30              | 14          |
| SIMPL  | 25S  | 22                         |                         |          | 0,55              | 38          |
|        | 60S  | 55                         |                         |          | 1,50              | 85          |
|        | 160S | 160                        |                         |          | 4,00              | 160         |
|        | 4D   | 4                          |                         |          | 0,37              | 16          |
| Ш      | 10D  | 8                          |                         | 1 2      | 0,55              | 25          |
| ΡГ     | 25D  | 22                         | 1                       |          | 0,75              | 40          |
| DO     | 60D  | 55                         |                         |          | 1,50              | 88          |
|        | 160D | 160                        |                         |          | 4,00              | 170         |

Tab. 3.9. Caracteristici funcționale ale unor pompe mecanice rotative etanșate cu ulei (PVP)

# 3.4.4. POMPE CU ROTOARE CONJUGATE

Aceste pompe au fost preluate din construcția de motoare unde erau utilizate ca turbosuflante. Constructiv și funcțional sunt identice cu suflantele *Roots* (fig. 3.56 a, pag. 70). Sunt utilizate în combinație cu pompele de vid preliminar (pompe cu piston rotativ, pompe cu inel de apă, etc.) și lărgesc domeniul de utilizare al acestora foarte mult în domeniul vidului fin (100 – 1 Pa). Presiunea limită realizată de aceste pompe poate fi scăzută sub 0,01 Pa prin scăderea presiunii în zona de vid preliminar, adică prin utilizarea unei pompe cu rotoare conjugate, cuplate în serie sau prin utilizarea unei pompe de vid preliminar cu presiune limită mai scăzută (pompă rotativă etanşată cu ulei, de exemplu).

Se construiesc astfel de pompe cu viteze de acțiune de peste 2750 m<sup>3</sup>/s, la turații de 1500 – 2000 rot/min (pentru pompele mici), respectiv 2000 – 3000 rot/min (pentru pompele mari).

Caracteristicile unor pompe cu rotoare conjugate sunt redate în tab. 3.10.

|              |                                | Caracteristici          | Putere                   | Masa              |             |  |
|--------------|--------------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------|-------------|--|
| Tipul pompei | Pompa auxiliară<br>recomandată | Presiune limită<br>[Pa] | Debit la 70 Pa<br>[m³/h] | consumată<br>[kW] | pompei [kg] |  |
| PVR – 250 S  | PVP – 160 D                    | 0,1                     | 210                      | 1,1               | 85          |  |
| PVR – 1000 S | PVP – 160 D                    | 0,1                     | 900                      | 4,0               | 150         |  |

Tab. 3.10. Caracteristici funcționale ale unor pompe de vid cu rotoare conjugate (PVR)

Se utilizează în domeniile în care este nevoie de presiuni limită de 10 – 0,1 Pa, în incinte din care se evacuează cantități mari de gaze: distilare în vid, uscare în vid, etc.

# 3.4.5. POMPE MOLECULARE

Când o moleculă lovește elastic o suprafață, ea ricoșează după o direcție determinată de egalitatea între unghiul de incidență și cel de reflecție; dacă suprafața se mișcă, molecula primește un impuls în direcția mișcării suprafeței, și direcția de întoarcere a moleculei (după lovirea suprafeței) este abătută în direcția și sensul de mișcare al suprafeței. Efectul este sensibil numai când drumul liber mijlociu al moleculelor este suficient de mare,



Fig. 3.68. Pompa moleculară Holweck: 1 – arbore; 2 – rotor cilindric; 3 – carcasă cu şanțuri elicoidale; 4 – capace; 5 – racord la pompa de vid preliminară.

adică la presiuni scăzute; în caz contrar, numeroase ciocniri ulterioare, cu alte molecule, anihilează efectul de antrenare al suprafeței mobile.

# 3.4.5.1. POMPA MOLECULARĂ HOLWECK

Această pompă moleculară (fig. 3.68) se compune dintr-un rotor cilindric, neted, care se rotește cu turație mare într-o carcasă prevăzută pe fața interioară cu şanțuri elicoidale de adâncime descrescătoare de la mijloc spre capetele carcasei. Moleculele gazului de evacuat intră în pompă pe la mijlocul ei și sunt deviate, prin numeroasele ciocniri cu suprafața tamburului, către capetele carcasei, unde sunt colectate de o pompă de vid preliminar.

Pompele *Holweck* ating presiuni de 0,13.10<sup>-3</sup> Pa.

# 3.4.5.2. POMPE TURBOMOLECULARE

Aceste pompe de vid prezintă foarte multe asemănări constructive cu turbocompresoarelor moderne, viteza rotorului fiind de 15000 – 60000 rot/min. În fig. 3.69 este prezentată construcția unei pompe turbomoleculare orizontale, existând numeroase variante constructive inclusiv în execuție verticală.

Pompa turbomoleculară este alcătuită din mai multe trepte (disc stator + disc rotor) cuplate în paralel, canalele fiind cuplate între ele în serie. Cu toate că raportul de comprimare realizat într-o treaptă este redus, dat fiind numărul mare de trepte, gradul de comprimare realizat în construcțiile actuale de pompe turbomoleculare este cuprins între 10<sup>3</sup> – 10<sup>16</sup>. Gradul de comprimare maxim este functie de parametrii geometrici, de viteza periferică a rotorului și de masa moleculară a gazului comprimat. În regim molecular, gradul de comprimare este independent de presiune.

Pompele turbomoleculare sunt active doar în domeniul curgerii moleculare (când drumul liber mijlociu al moleculelor este mai lung decât dimensiunile spațiului înconjurător). La interstitii de circa 1 mm între discuri sau între rotor si stator, domeniul curgerii moleculare începe să apară la presiuni de aproximativ 0,5 Pa. Ca urmare, pompa turbomoleculară necesită o pompă de vid preliminar care aduce recipientul în acest interval de presiune. Debitul pompei de vid preliminar, care uzual este o pompă mecanică rotativă bietajată - trebuie să fie mai mare decât cel al pompei turbomoleculare. Aceste pompe asigură presiuni limită de 10-8 Pa, la viteze de actiune cuprinse uzual între 10<sup>2</sup> -10<sup>4</sup> l/s. În fig. 3.70 este redată caracteristica de functionare a unei pompe turbomoleculare.



Fig. 3.69. Pompă turbomoleculară PFEIFFER-TURBO 200 orizontală:

1 – lagăr; 2 – motor; 3 – cameră cu labirint; 4 rotor; 5 – racord de vid înalt; 6 – disc rotor; 7 – disc stator; 8 – rezervor de ulei; 9 – conductă de ulei pentru lagăr; 10 – retur ulei; 11 – canal de vid preliminar; 12 – manta de încălzire.



Fig. 3.70. Caracteristica de funcționare a pompei turbomoleculare TURBOVAC 550 M

# 3.4.6. POMPE DE VID CU JET DE ANTRENARE

# 3.4.6.1. POMPE DE VID CU JET DE LICHID



Fig. 3.71. Ejector cu jet de lichid: a – schema de principiu; b – caracteristica de funcționare. 1 – ajutaj; 2 – cameră de amestec; 3 – difuzor; 4 – racord de aspirație.

# 3.4.6.2. POMPE DE VID CU JET DE VAPORI

În această categorie importantă de pompe de vid sunt incluse; 1 – pompele cu ejectoare de vapori (ejectoarele); 2 – pompele de difuziune; 3 – pompele intermediare (*Booster*).

În practica de laborator se

În fig. 3.71 este redată schema

Consumul de apă la aceste

sa de

folosesc pompe de vid cu jet de apă de

antrenare, cunoscute sub denumirea de

"trompe de apă" sau "trompe de vid",

pentru realizarea vidului grosier în

de principiu a unui astfel de dispozitiv,

ejectoare este mare (aproximativ 1

m3/m3 de aer aspirat), iar vidul limită

incinte de volum mic.

funcționare.

precum și caracteristica

atinge 98% (circa 2 kPa).

# 3.4.6.2.1. Pompe cu ejectoare de vapori

Aceste dispozitive sunt utilizate pentru pomparea unor cantități mari de gaze sau vapori în instalații industriale în care presiunea de lucru variază între cea atmosferică și circa 1 Pa.



82

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Elementul central al unei pompe cu ejectoare de vapori este **ejectorul** (fig. 3.72). Constructiv identic cu injectoarele (vezi fig. 3.9 de la pag. 35), ele sunt alcătuite din următoarele elemente principale: ajutajul de intrare a fluidului motor, camera de amestec, difuzorul. Vaporii de înaltă presiune intră în ejector prin ajutajul convergentdivergent cu viteză supersonică sub forma unui jet laminar sau turbulent. În camera de amestec, datorită amestecării jetului de vapori cu particulele gazului care înconjoară jetul, se produce antrenarea gazului și realizarea unui amestec uniform caracterizat prin distribuția uniformă a tuturor parametrilor amestecului (presiune, densitate, temperatură, viteză) pe secțiunea jetului. Mecanismul de funcționare al ejectorului este independent de caracterul curgerii vaporilor în ajutaj (laminară sau turbulentă). Urmare a transferului energetic din camera de amestec, cele două fluide își omogenizează energiile cinetice, iar în difuzor – prin micșorarea vitezei ca urmare a lărgirii secțiunii – energia cinetică a amestecului trece treptat în energie de presiune, astfel încât amestecul iese din difuzor cu presiune mai mare.

De obicei, în construcțiile uzuale, un ejector cu o treaptă comprimă gazul aspirat de 5 – 10 ori. De regulă, nu se construiesc ejectoare pentru grade de comprimare mai mari de 10, din considerente economice legate de creșterea consumului de vapori. Datorită acestor limitări, o pompă de vid cu ejector care lucrează cu evacuare în atmosferă poate realiza în incintele vidate presiuni de 10 – 20 kPa.

Pentru obținerea unor presiuni mai scăzute, este necesar să se monteze mai multe trepte în serie. În acest caz, după o treaptă ejectoare se montează un condensator în care vaporii condensează până la o presiune mai scăzută, iar gazul se pompează de către treapta următoare (fig. 3.73). Cu o pompă de vid în 5 trepte de ejectoare, de exemplu, se poate atinge o presiune finală de 1 – 100 Pa. În timpul funcționării pompelor cu ejectoare cu vapori de apă, la atingerea presiunilor mai mici de 500 Pa poate avea loc înghețarea ajutajelor; din acest motiv pe componentele ejectorului se sudează mantale de încălzire cu vapori.

Ejectoarele cu vapori se utilizează atât ca pompe de vid independente, cât și ca trepte de ieșire în pompe de vid intermediare (*Booster*) sau de difuziune, în instalații de distilare în vid, etc.



Fig. 3.73. Schema unei pompe de vid industrial în trei trepte de ejectoare:  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  – ejectoare;  $C_1$ ,  $C_2$  – condensatoare.

# 3.4.6.2.2. Ejectoare cu vapori de mercur



Fig. 3.74. Ejector cu vapori de mercur în două trepte:

- 1. fierbător;
- 2. tub central pentru repartizarea vaporilor de mercur;
- 3. ejector treapta I;
- 4. ejector treapta a II-a;
- 5. închidere cu mercur;
- 6. manta de răcire cu apă;
- 7. legătură la recipientul de vidat;
- 8. legătură la pompa de vid preliminar.

Aceste pompe (fig. 3.74) servesc pentru obținerea presiunilor cuprinse între 13 Pa și 0,13 Pa. Mercurul circulă în circuit închis: vaporii de mercur formați în fierbător urca prin tubul central, țâșnesc prin ejectoare antrenând gazul de evacuat, condensează prin acțiunea mantalei de răcire (cu apă), mercurul lichid revine în fierbător prin închiderea cu mercur de la partea inferioară a aparatului. Ejectorul este legat la o pompă rotativă de vid preliminar.

# 3.4.6.2.3. Pompe de difuziune

Sub această denumire sunt cunoscute pompele de vid care funcționează pe principiul difuzării gazului sau vaporilor de evacuat, în curentul vaporilor unor substanțe, care, la temperatură normală, au presiuni de vapori mici (ulei special, mercur).

Circuitul de vapori se realizează prin fierberea substanței lichide și condensarea vaporilor după ce ei au antrenat, către spațiul de evacuare (legat la o pompă de vid preliminar), gazul de evacuat. Deoarece difuziunea unui gaz A într-un alt gaz B nu depinde de presiunea totală a gazului A ci de presiunea parțială a gazului A în amestecul (A + B), gazul de evacuat A difuzează în vaporii antrenați B, indiferent de presiunea lui inițială. La presiuni mici, când drumul liber mijlociu al moleculelor este mare, difuzarea gazului se face destul de repede, pentru ca principiul să aibă aplicații practice la pompele de vid.

Organul de lucru esențial care produce evacuarea gazelor este un jet supersonic de vapori de mercur sau ulei special. Datorită modului de acțiune al jetului de antrenare, pompele de difuziune fac parte din clasa pompelor de vid cu jet de vapori de antrenare, dar în nici un caz nu funcționează cu evacuare directă în atmosferă, necesitând în mod necondiționat o pompă auxiliară de vid preliminar.

Pompele de difuziune sunt utilizate pentru obținerea vidului într-un interval de presiuni începând de la maximum 0,1 Pa, putându-se extinde în cazuri speciale până la 10<sup>-10</sup> Pa. Vitezele de acțiune realizate pot varia de la valori de ordinul litrilor pe secundă până la circa 100 m<sup>3</sup>/s.

Ca principiu constructiv (fig. 3.75), pompele de difuziune sunt similare ejectoarelor cu vapori de mercur. Pompele de difuziune cu mercur sunt confecționate fie din sticlă (fig. 3.76), fie din oțel inoxidabil (fig. 3.77). La exploatarea acestor pompe trebuie luate măsuri speciale de tehnica securității muncii, având în vedere faptul că se lucrează cu vapori nocivi de mercur.

Pompele de difuziune moderne folosesc drept fluid de lucru uleiuri speciale (fig. 3.78). Funcționarea pompei de difuziune cu ulei depinde de temperatura apei de răcire. La creșterea temperaturii apei de răcire de la 293 K la 323 K, presiunea limită realizată de pompă crește de patru ori. În multe cazuri, exploatarea pompelor de difuziune răcite cu apă este incomodă (cazul instalațiilor mobile). În aceste condiții se utilizează răcirea forțată cu aer, cu ajutorul unui ventilator montat pe corpul pompei.

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Fig. 3.75. Pompa de difuziune – schemă de principiu:
1 – fierbător; 2 – tub central; 3 – fantă circulară pentru ieşirea vaporilor antrenați; 4 – fantă circulară pentru trecerea gazului; 5 – închidere hidraulică;
6 – manta de răcire; 7 – legătură la recipientul de evacuat; 8 – legătură la pompa de vid preliminar.



Fig. 3.76. Pompă de difuziune cu mercur confecționată din sticlă:

1 – rezervor de mercur; 2 – manta de răcire; 3 – racord pentru vapori de mercur; 4 – racord la incinta de vidat; 5 – racord de ieşire a apei de răcire curente; 7 – racord de vid preliminar; 8 – racord de intrare a apei de răcire.



Fig. 3.77. Pompă de difuziune cu mercur, confecționată din metal:

 1 – corpul pompei; 2 – coloană interioară; 3 – ajutajul treptei de vid înalt; 4 – racord de vid înalt; 5 – racord de vid preliminar; 6,7 – ajutaje intermediare; 8 – conductă de alimentare; 9 – fierbător; 10 – manta de răcire cu



Fig. 3.78. Pompă de difuziune cu ulei: 1 – centrul fierbătorului; 2 – partea mediană a fierbătorului; 3 – partea externă a fierbătorului.

Instalațiile de vid cu pompe de difuziune acoperă întreaga gamă a vidului fin, înalt și ultraînalt, unde este necesar să se obțină presiuni sub 1 Pa și debite volumice de la câțiva litri pe secundă până la 30000 – 50000 l/s, vidul limită obținut fiind de circa 10<sup>-10</sup> Pa. Sunt utilizate în fabricarea medicamentelor precum și în izolarea sau sintetizarea vitaminelor. Caracteristicile câtorva pompe de difuziune sunt redate în tab. 3.11.

| Tipul<br>pompei | Debit la<br>1,33.10 <sup>-2</sup> Pa<br>[m³/s] | Presiune<br>limită<br>[Pa] | Putere<br>consumată<br>[kW] | Debit apă<br>răcire<br>[l/h] | Volum de<br>ulei<br>[l] | Masa<br>pompei<br>[kg] |
|-----------------|--|----------------------------|-----------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------|
| PVDIF-05-100    | 0,5  |                            | 0,600                       | 20                           | 0,150                   | 6                      |
| PVDIF-1-160     | 1  | 1 22 10-1                  | 0,920                       | 20                           | 0,400                   | 10                     |
| PVDIF-5-400     | 5  | 1,55.10                    | 6,600                       | 230                          | 3,000                   | 80                     |
| PVDIF-20-630    | 20   |                            | 8,400                       | 480                          | 8,000                   | 300                    |

Tab. 3.11. Caracteristici funcționale ale unor pompe de difuziune cu ulei

# 3.4.7. ALEGEREA POMPELOR DE VID

O pompă de vid trebuie să evacueze un sistem dat într-un timp acceptabil și să ajungă la nivelul de vid dorit, pe care să-l mențină pe toată durata procesului. Aceste condiții sunt interdependente, iar relația dintre ele este dată de caracteristica de funcționare a pompei. În fig. 3.79 sun redate, comparativ, caracteristicile de pompaj ale mai multor tipuri de pompe de vid.

Debitul masic al pompelor de vid variază altfel decât debitul volumic; pe când debitul volumic are un maxim, debitul masic scade continuu cu reducerea presiunii, ca urmare a variației densității gazului cu presiunea.



Fig. 3.79. Caracteristici de pompaj pentru diferite pompe de vid:
A, B – pompe cu rotor excentric; C – ejectoare cu vapori de mercur; D, E, F – pompe de difuziune.



Fig. 3.80. Dispunerea pompelor de vid într-o instalație industrială

Pentru evacuarea unui recipient până la vid înaintat se folosesc instalații formate din mai multe pompe de vid montate în serie și în paralel. Pentru instalațiile industriale este avantajos montajul din fig. 3.80, pompele de vid utilizate având caracteristicile din tab. 3.12.

Cu ajutorul robinetelor  $r_1$  și  $r_2$  se face întâi legătura la pompa  $P_1$  și apoi, când s-a atins vidul parțial corespunzător posibilităților pompei  $P_1$ , se comută legătura la seria de pompe  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ . Montajul este mai

economic decât dacă s-ar folosi numai pompele  $P_2$ ,  $P_3$ ,  $P_4$ ; acestea ar trebui să fie destul de mari pentru ca evacuarea incintei R să se facă într-un timp acceptabil.

| Domna          | Tinul nomnoi                  | Debitul (m <sub>v</sub> ) la | presiunea (P)       | Presiunea realizată [Pa] |             |  |
|----------------|-------------------------------|------------------------------|---------------------|--------------------------|-------------|--|
| Foilipa        |                               | m <sub>v</sub> [m³/s]        | P [Pa]              | maximă                   | preliminară |  |
| P <sub>1</sub> | Rotativă, cu tambur excentric | 100                          | 10 <sup>5</sup>     | 1,3                      | -           |  |
| P <sub>2</sub> | De difuziune, cu ulei         | 450                          | 13.10 <sup>-2</sup> | 4.10-4                   | 7           |  |
| P <sub>3</sub> | De difuziune, cu ulei         | 35                           | 13.10 <sup>-2</sup> | 4.10-4                   | 50          |  |
| P <sub>4</sub> | Rotativă, cu tambur și lamele | 5                            | 10 <sup>5</sup>     | 0,3                      | -           |  |

Tab. 3.12. Caracteristicile pompelor de vid ale instalației din fig. 3.80

# 3.5. CONDUCTE ȘI ARMĂTURI

Transportul fluidelor prin conducte reprezintă o necesitate tehnologică, pentru asigurarea fluxului continuu în instalațiile în care materialele prelucrate se găsesc în stare fluidă sau pseudofluidă. De asemenea, transportul sub presiune, prin conducte, reprezintă o metodă avantajoasă de transport îndeosebi la debite mari și pe distanțe lungi. În măsura posibilităților, prin conducte se transportă și materiale solide, prin antrenarea lor cu ajutorul unui lichid (hidrotransportul suspensiilor, nămolurilor, corpurilor mari: tomate, tuberculi, sfecle, etc.) sau al unui gaz (transportul pneumatic al pulberilor și granulelor: cereale, mazăre uscată, linte, etc).

Energia necesară transportului fluidelor prin conducte se transmite acestora prin intermediul agregatelor de pompare (pompe, compresoare, etc.).

# 3.5.1. CONDUCTE

Pentru transportul fluidelor servesc **conductele** și **canalele**. Gazele, fiind fluide expandabile, ocupă întotdeauna întreaga secțiune a conductei; lichidele, curgând orizontal sau descendent, ocupă uneori numai o porțiune din secțiunea conductei. Canalele sunt conducte în care lichidul în curgere nu ocupă întreaga secțiune transversală (curgerea lichidului este cu suprafață liberă). Canalele pot fi închise (circulare, dreptunghiulare, ovoidale) sau deschise (semicirculare, dreptunghiulare, trapezoidale).

O conductă este un ansamblu de elemente montate pe un traseu stabilit care servește la transportul și distribuția fluidelor sau a materialelor aflate în stare pseudofluidă. Elementul principal al unei conducte îl constituie tubulatura (țevile), pe care se montează, în funcție de scop, diverse echipamente: piese de legătură, piese fasonate (fitinguri), armături, aparate de măsură și control, compensatori de dilatație, etc.

Pentru a se limita la un număr minim, rațional de tipodimensiuni, și pentru a asigura asamblarea lor, conductele și armăturile au fost standardizate. Mărimile caracteristice tuturor elementelor de conductă sunt diametrul nominal ( $D_n$ ) și presiunea nominală ( $P_n$ ).

**Diametrul nominal** este o mărime apropiată diametrului interior al conductei (pentru conducte cu diametrul cuprins între 0,08 – 0,30 m) și egală cu diametrul exterior al conductei (pentru conducte având diametrul mai mare de 0,30 m). Cu unele abateri, valorile diametrelor nominale corespund valorilor rotunjite ale numerelor normale din șirul R20 (termenii unui șir geometric având rația:  $\sqrt[20]{10} = 1,12$ ). În sistem metric, diametrul nominal se exprimă în mm, în timp ce în sistemul anglo-saxon exprimarea sa se face în inch (tab. 3.13).

**Presiunile nominale** sunt valori corespunzătoare valorilor numerelor normale din șirul R10 (termenii șirului geometric având rația:  $\sqrt[10]{10} = 1,25$ ). Fiecărei presiuni nominale (tab. 3.14) îi corespunde o **presiune de** 

**încercare** (*P*<sub>*inc*</sub>). În funcție de agresivitatea și temperatura fluidului din conductă, presiunea de lucru (presiunea de regim) este stabilită la o valoare cel mult egală cu valoarea presiunii nominale.

| Diametrul nominal |        | Diametrul nominal |        | Diametrul nominal |        | Diametrul nominal |        |
|-------------------|--------|-------------------|--------|-------------------|--------|-------------------|--------|
| [mm]              | [inch] | [mm]              | [inch] | [mm]              | [inch] | [mm]              | [inch] |
| 6                 | 1/8"   | 50                | 2"     | 300               | 12"    | 1000              | 40"    |
| 8                 | 1/4"   | 65                | 2 1/2" | 350               | 14"    | 1200              | 48"    |
| 10                | 3/8"   | 80                | 3"     | 400               | 16"    | 1400              | 56"    |
| 15                | 1/2"   | 100               | 4"     | 500               | 20"    | 1600              | 64"    |
| 20                | 3/4"   | 125               | 5"     | 600               | 24"    | 1800              | 72"    |
| 25                | 1"     | 150               | 6"     | 700               | 28"    | 2000              | 80"    |
| 32                | 1 1/4" | 200               | 8"     | 800               | 32"    | 2200              | 88"    |
| 40                | 1 1/2" | 250               | 10"    | 900               | 36"    | 2400              | 96"    |

Tab. 3.13. Diametre nominale standardizate

Tab. 3.14. Presiuni nominale (P<sub>n</sub>) și de încercare (P<sub>inc</sub>) standardizate [MPa]

| Pn   | P <sub>inc</sub> | Pn  | Pinc | Pn   | P <sub>inc</sub> | Pn    | Pinc  |
|------|------------------|-----|------|------|------------------|-------|-------|
| 0,10 | 0,20             | 1,6 | 2,4  | 10,0 | 15,0             | 40,0  | 56,0  |
| 0,25 | 0,40             | 2,5 | 3,8  | 16,0 | 24,0             | 64,0  | 80,0  |
| 0,60 | 0,90             | 4,0 | 6,0  | 25,0 | 35,0             | 100,0 | 125,0 |
| 1,00 | 1,50             | 6,4 | 9,6  | 32,4 | 45,0             | 160,0 | -     |

# 3.5.2. ECHIPAMENTELE CONDUCTELOR

# 3.5.2.1. TUBULATURA

Majoritatea elementelor care formează traseul unei conducte și care limitează spațiul de circulație al fluidului o formează țevile. Acestea se confecționează din diferite materiale metalice sau nemetalice, funcție de fluidul vehiculat.

Pentru fluidele tehnologice din industria alimentară se utilizează cu precădere țevi confecționate din oțeluri inoxidabile austenitice: UNS S30400 (cu 17 – 19% Cr și 8,5-10,5 % Ni) și UNS S31600 (cu 16,5 – 18,5% Cr, 10,5 – 13,5% Ni și 2,00 – 2,50% Mo). Utilizarea oțelurilor inoxidabile este necesară pentru evitarea impurificării fluidelor vehiculate cu produși de coroziune. În plus, aceste oțeluri sunt ușor de curățat și de sterilizat.

Pentru utilități (apă de răcire, apă de spălare, aer comprimat, abur) se utilizează țevi confecționate din oțel carbon sau oțeluri slab aliate, în construcție sudată sau nesudată.

Ţevile din materiale plastice (polipropilenă, policlorură de vinil, politetrafluoretilenă, poliacrilamidă, etc.) se utilizează pentru vehicularea unor fluide la temperaturi și presiuni moderate.

Transportul prin conducte al fluidelor cu temperaturi diferite de cea a mediului înconjurător este însoțit de transferul de căldură între fluid și mediu, ceea ce ar putea influența regimul tehnologic al instalațiilor sau ar putea produce deranjamente la transport. Pentru diminuarea transferului termic se practică izolarea termică a conductelor: conductele sunt învelite cu materiale având un coeficient de conductivitate termică foarte scăzut (vată de sticlă, spumă de sticlă, azbest, etc.).

În cazul conductelor prin care se vehiculează fluide care se pot solidifica la scăderea temperaturii, se utilizează conducte de însoțire cu agent termic (uzual abur) introduse în aceeaşi izolație cu conducta de fluid tehnologic. Tot în scopul evitării solidificării fluidului transportat se practică încălzirea electrică a conductelor de transport.

# 3.5.2.2. ELEMENTE DE LEGĂTURĂ

Elementele de conductă (ţevile) se pot îmbina între ele prin asamblări nedemontabile sau demontabile. Ambele moduri de îmbinare trebuie să asigure etanşeitatea, rezistența, stabilitatea chimică şi durabilitatea, în starea de regim a conductei. Alegerea tipului de îmbinare se face în funcție de compatibilitatea materialelor elementelor îmbinate, de siguranța în exploatare, de condițiile de funcționare, de posibilitățile de montaj, de costuri, etc.

Asamblările nedemontabile se pot realiza prin sudare sau prin lipire.

**Îmbinarea prin sudare** se aplică la asamblarea conductelor din materiale sudabile (oțeluri, unele materiale plastice), care funcționează la temperaturi și presiuni ridicate. De regulă se sudează între ele tronsoane de țeavă având lungimi cuprinse între 6 și 12 m.

Îmbinarea prin lipire se utilizează numai în cazul conductelor de dimensiuni mici, ce funcționează la presiuni şi temperaturi nu prea înalte. În procesul de lipire, materialele de bază nu se topesc împreună cu materialul intermediar formând apoi un cordon compact ca la sudare, ci numai materialul intermediar asigură îmbinarea, acesta fiind fie un metal cu punctul de topire mai scăzut decât al materialelor de bază, fie un chit sau un adeziv.

Asamblările demontabile se utilizează în locurile unde sunt necesare demontări și montări frecvente, precum și la asamblarea conductelor cu utilajele pe care le deservesc. Din categoria asamblărilor demontabile fac parte îmbinările cu flanșe și îmbinările filetate.

Îmbinările cu flanşe se utilizează pe scară largă, întrucât realizează o rezistență bună și o etanșeitate corespunzătoare, prin strângerea suprafețelor de etanșare cu ajutorul șuruburilor (fig. 3.81). Pentru o cât mai bună etanșare, între suprafețele de etanșare se introduc garnituri din diverse materiale (cauciuc, clingherit,

azbest, etc.). În majoritatea cazurilor flanșele sunt rotunde, dar se întâlnesc și flanșe ovale, pătratice sau triunghiulare. La țevile turnate, flanșele sunt turnate împreună cu țevile. La țevile trase sau sudate, flanșele sunt sudate sau sunt înșurubate la capetele țevii. Flanșele mobile sunt mai ușor de potrivit la montare; în plus ele pot fi confecționate dintr-un material mai ieftin (oțel carbon) decât materialul din care este confecționată țeava. Flanșele circulare au 4, 8,12 sau 16 șuruburi. Câteva tipuri de flanșe sunt prezentate în fig. 3.82.

Îmbinările filetate se realizează cu ajutorul fitingurilor. Se folosesc la conducte de diametru mic şi presiune joasă. Etanşeitatea îmbinării se realizează prin înfăşurarea filetului uneia dintre piese cu un material fibros (câlți de in) înaintea asamblării pieselor.

Fitingurile sau piesele fasonate servesc la:

- 1 asamblarea demontabilă a două țevi;
- 2 schimbarea direcției de curgere;
- 3 ramificarea unei conducte;
- 4 închiderea unui capăt de conductă.

Fitingurile se confecționează din acelaşi material ca și țevile care se asamblează.



4 – şurub; 5 – piuliță; 6 – şaibă.



Piesele de legătură cum sunt mufele (fig. 3.83 a), niplurile (fig. 3.83 b), reducțiile (fig. 3.83 c) și racordurile olandeze (fig. 3.83 d), se folosesc, de obicei, la asamblarea țevilor de diametre mici, care necesită montări și demontări rapide și care lucrează la presiuni joase.



Fig. 3.83. Piese de legătură filetate: a – mufă; b – niplu; c – reducție; d – racord olandez.

Pentru schimbarea direcției de curgere a fluidului se utilizează curbe și coturi (fig. 3.84). **Curbele** sunt piese executate din țevi având raza de îndoire de  $1,5 \dots 5 D_n$ . **Coturile** sunt confecționate, uzual, prin turnare sau forjare, având raza de curbură cuprinsă între  $1,0 \dots 1,5 D_n$ .



Fig. 3.84. Coturi: a – cot la 45º; b – cot la 90º; c – cot la 90º în unghi drept. Ramificațiile (fig. 3.85) pot fi simple (**teuri**) sau duble (**cruci**); ele pot asambla țevi având același diametru sau țevi de diametre diferite.

Pentru închiderea unui capăt de conductă se pot folosi **dopuri** (fig. 3.86 a), **capace** (fig. 3.86 b) și **flanșe oarbe** (fig. 3.86 c).



Fig. 3.85. Ramificații: a – teu; b – cruce.



Fig. 3.86. Piese de închidere a unei conducte: a – dop; b – capac; c – flanşă oarbă.

# 3.5.3. ARMĂTURI

Armăturile sunt dispozitive montate pe conducte sau pe aparate care au rolul de a închide, regla şi controla debitul fluidului vehiculat. Armăturile care realizează aceste modificări prin variația secțiunii de trecere a fluidului (gaze, vapori, lichide, suspensii), poartă denumirea de **robinete**. Ca şi conductele, armăturile sunt caracterizate de diametrul nominal și de presiunea nominală.

Armăturile sunt confecționate din materiale rezistente la presiunea și temperatura fluidului vehiculat, precum și la acțiunea erozivă și corozivă a acestuia. Materiale comune pentru confecționarea armăturilor sunt: oțelul carbon turnat, fonta, oțelurile inoxidabile, oțelurile protejate anticoroziv prin emailare, materialele plastice. Pentru fluidele alimentare se recomandă utilizarea armăturilor din oțeluri inoxidabile, a armăturilor emailate, sau a celor confecționate din materiale plastice și elastomeri de uz alimentar.

După destinația lor, armăturile pot fi clasificate în: 1 – armături de închidere şi distribuție; 2 – armături de siguranță; 3 – armături de reglare; 4 – armături auxiliare.

# 3.5.3.1. ARMĂTURI DE ÎNCHIDERE ȘI DISTRIBUȚIE

Aceste armături sunt utilizate pentru închiderea comunicației între diferite părți ale conductelor, pentru schimbarea sensului de curgere și pentru modificarea debitului și a presiunii fluidului.

# 3.5.3.1.1. Robinete cu ventil

Aceste armături (fig. 3.87) sunt dispozitive de reglare a debitului; deschiderea și închiderea ventilului se fac prin mișcarea combinată, de rotire și deplasare axială a tijei. Ventilele obișnuite produc o pierdere mare de

presiune din cauza strangulării și devierii, de mai multe ori, a direcției de curgere. Construcțiile perfecționate de ventile (fig. 3.88) au redus mult pierderea de presiune.



Fig. 3.87. Robinet cu ventil: 1 – corp; 2 – tijă; 3 – ventil; 4 – scaunul ventilului; 5 – roată de manevră.



Fig. 3.89. Robinet cu sertar



Fig. 3.88. Forme constructive perfecționate de robinete cu ventil

Astfel de robinete se construiesc uzual pentru diametre nominale de până la 300 mm și presiuni nominale de până la 100 MPa. Ele permit curgerea fluidului numai într-un singur sens, realizând o etanșare sigură datorită faptului că au o singură suprafață de etanșare. Nu se recomandă folosirea lor în cazul fluidelor impurificate cu particule solide, sau a lichidelor care cristalizează ușor, deoarece particulele solide, intrând între scaun și ventil, împiedică așezarea etanșă a ventilului pe scaun, putând chiar distruge suprafața de etanșare.

# 3.5.3.1.2. Robinete cu sertar

Aceste armături (fig. 3.89), numite și **robinete cu pană** sau **vane**, au ca organ de închidere sertarul *8* pe inelele de etanșare 7, confecționate din oțel sau bronz, montate în corpul *1*. Etanșarea se realizează prin presarea garniturilor *6* cu ajutorul flanșei *5*. Organul de închidere are formă plană sau uşor tronconică și se mișcă într-un plan perpendicular pe axul conductei.

Se folosesc în general la conducte de diametru mare, când nu se cere o reglare precisă a debitului. Deoarece opun o rezistență hidraulică mică și permit curgerea fluidului în ambele sensuri, sunt utilizate pe scară largă.

Tot din această categorie fac parte și vanele cu pană plată, cunoscute sub denumirea uzuală de şubere (fig. 3.90). La aceste vane, organul de închidere este o placă plană care culisează între două ghidaje. Astfel de vane se utilizează pentru fluide extrem de viscoase, pentru paste fibroase, în industria zahărului, pentru granule și pentru pulberi.

# Sectiones A-

Fig. 3.90. Şubere

Fig. 3.91. Robinet cu cep: 1 – corp; 2 – tijă cu cep; 3 – presetupă.

Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

# 3.5.3.1.3. Robinete cu cep

Sunt armături de închidere (fig. 3.92) formate dintr-un dop tronconic (având panta generatoarei de 1/12) prevăzut cu un orificiu transversal. Printr-o rotire de 90<sup>o</sup> a cepului într-un locaș perpendicular pe axul conductei, gaura cepului se așează coaxial (poziția "deschis") sau perpendicular (poziția "închis") față de axul conductei. Cepul se confecționează de obicei din același material cu corpul robinetului. Datorită suprafeței mari de contact între cep și corp nu se poate realiza o etanșare sigură (în special la temperaturi ridicate); în plus au dezavantajul imposibilității reglării debitului. Se folosesc pentru conducte de diametru mic, viteze mici de curgere și gaze la presiuni joase.

# 3.5.3.1.4. Robinete cu ventil fluture

Cele mai simple construcții de acest gen sunt formate dintr-un disc de diametrul interior al conductei, disc care, prin intermediul unei tije, poate fi rotit cu 90<sup>0</sup>, pentru a fi pus în poziția de închidere, perpendicular pe axul conductei. Astfel de robinete sunt folosite ca armături de reglare și control, putând fi acționate electric, magnetic sau pneumatic (fig. 3.92).



Fig. 3.92. Robinet cu ventil fluture cu acționare pneumatică

# 3.5.3.1.5. Robinete cu sferă

În principiu se aseamănă robinetelor cu cep; în locul cepului, organul de închidere este o sferă prevăzută cu unul sau mai multe orificii de diverse forme. Cele mai simple astfel de armături au organul de închidere străbătut de o gaură cilindrică cu diametrul egal cu diametrul interior al armăturii (fig. 3.93). Aceste robinete pot fi folosite atât ca robinete de izolare, cât și ca robinete de reglare a debitului.



Fig. 3.93. Robinet cu sferă: 1 – sferă; 2 – corp; 3 – tijă de acționare.



Fig. 3.94. Robinet cu sferă cu orificiu profilat

Variante perfecționate ale acestor armături au orificiul din organul de închidere sub forma unui canal profilat în formă de "V" (fig. 3.94). Această formă specială permite un control mai precis al debitului, chiar și la debite reduse, în fluide viscoase sau cu conținut ridicat de particule solide.



a – vedere de ansamblu; b – poziție deschisă pe jumătate; c – poziție complet deschisă.

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Altă variantă (fig. 3.95) are în sferă mai multe canale de mici dimensiuni, în zig-zag. La deschiderea robinetului, canalele se deschid unul câte unul, permiţând o reglare foarte fină a debitului, în condiţiile unor căderi de presiuni foarte reduse. Sunt indicate pentru aplicații în care apar probleme de cavitație, eroziune sau zgomot în timpul procesului de reglare a debitului.

Robinetele cu sferă pot fi utilizate și ca robinete de distribuție cu 3 sau 4 căi. Acest lucru se obține folosind sfere cu orificii speciale montate în corpuri prevăzute cu 3 sau 4 racorduri (fig. 3.96).



Fig. 3.96. Robinet cu sferă cu 3 căi

Robinetele cu sferă se construiesc într-o gamă largă de dimensiuni:  $D_n$  15 la  $D_n$  900, pentru presiuni nominale de până la 25 MPa.

Pentru etanşarea între sferă și corpul robinetului se utilizează, de regulă, teflon sau stelit. În marea majoritate a cazurilor, atât corpul robinetului, cât și organul de închidere sunt confecționate din materiale metalice, dar acestea pot fi confecționate și din alte materiale, cum ar fi, de exemplu, polietilena. Astfel de robinete se utilizează pentru aplicații în care se vehiculează alcooli, glicoli, acid acetic, saramuri, etc.

### 3.5.3.1.6. Robinete cu diafragmă

Robinetele de acest tip realizează deschiderea sau închiderea orificiului de trecere prin intermediul unei membrane elastice, diafragma, confectionată din cauciucuri sintetice, elastomeri pe bază de etilenă - propilenă, teflon, etc. Corpul robinetului poate fi confectionat din materiale plastice (policlorură de vinil, polipropilenă simplă sau armată, polifluorură de viniliden) sau metale (bronz, fontă, otel) acoperite în zona de contact cu fluidul cu un strat protector de cauciuc sau ebonită.

Robinetele cu diafragmă (fig. 3.97) se utilizează în industria alimentară pentru vehicularea soluțiilor de acizi și baze, a alcoolului, berii, vinului, whisky-ului, saramurii, a apelor reziduale, etc.



Fig. 3.97. Robinet cu diafragmă: 1- corp; 2 – diafragmă; 3 – capac; 5 – ax; 8 – roată de manevră.

# 3.5.3.1.7. Robinete cu manşon elastic

Numite și **valve clește** (pinch valves), aceste armături sunt prevăzute cu un manșon elastic, care, prin strângere cu un dispozitiv mecanic (fig. 3.98) realizează închiderea trecerii fluidului.



Fig. 3.98. Principiul de funcționare al robinetelor cu manşon elastic: a – robinet închis; b – robinet deschis.



Fig. 3.99. Manşon elastic: a – schema de principiu; b – cilindric; c – cilindric cu pereți dubli; d – biconic; e – cilindro-conic.

Singura parte a acestui tip de armătură aflată în contact cu fluidul este organul de închidere, manşonul elastic. Acesta (fig. 3.99 a) este confecționat din cauciuc natural sau sintetic (butadien – stirenic, nitrilic, butilic, cloroprenic, etilen – acrilic, etilen – clorosulfonic, etilen – propilenic). Cauciucul este multistrat: un strat interior rezistent la uzură, un strat median armat cu cord, un strat exterior protector. Manşonul poate avea diferite forme în interior: cilindric (fig. 3.99 b), cilindric cu pereți dubli (fig. 3.99 c), biconic (fig. 3.99 d), cilindro-conic (fig. 3.99 e).

Robinetele cu manşon elastic pot fi folosite atât ca armături de închidere bidirecționale, cât și ca armături de reglare, debitul fiind liniar dependent de gradul de deschidere pe un domeniu larg al acestuia: 20 – 80%. Pierderea de presiune la curgerea fluidelor prin manşon este scăzută.

Se pot utiliza pentru aplicații care folosesc lichide, suspensii, nămoluri, pulberi, granule, sau chiar corpuri mari, cum ar fi citricele. Pot fi de asemenea utilizate ca dozatoare pentru solide granulare sau pulverulente.

Robinetele de acest gen utilizate în industria alimentară au stratul interior al manşonului confecționat din cauciuc de uz alimentar. Sunt folosite în mod curent pentru sosuri, făină, mălai, miere, siropuri de zahăr la temperaturi ridicate (353 – 373 K), zahăr cristalizat, soluții de pectină, portocale întregi, bere, etc.

În industria berii sunt preferate întrucât au o bună rezistență la capse și la cioburi de sticlă.

# 3.5.3.2. ARMĂTURI DE SIGURANȚĂ

Armăturile de siguranță se utilizează în instalații cu scopul de a asigura funcționarea unui utilaj sau a unui dispozitiv între limitele prescrise ale unui proces tehnologic. Armăturile de siguranță cele mai frecvent utilizate sunt supapele de siguranță și robinetele de reținere.

# 3.5.3.2.1. Supape de siguranță

Sunt armături obligatorii pentru toate instalațiile și recipientele care lucrează sub presiune. Rolul lor este de a limita creșterea presiunii peste valoarea maximă admisă (la atingerea presiunii maxime, supapa se deschide și permite astfel evacuarea fluidului sub presiune). În instalațiile fixe, fără vibrații, în care se prelucrează sau se transportă substanțe netoxice și neinflamabile, se folosesc **supape de siguranță cu contragreutate** (fig. 3.100), iar în celelalte cazuri se utilizează **supape de siguranță cu arc** (fig. 3.101), acestea având o mai mare siguranță în funcționare.



Fig. 3.100. Supapă de siguranță cu contragreutate: 1 – corp; 2 – ventil; 3 – contragreutate; 4 – braț.

Pentru a se deschide la presiunea prescrisă, supapele cu contragreutate se reglează prin deplasarea contragreutății 3 pe brațul de pârghie, iar supapele cu arc prin înşurubarea şurubului de reglare 4.



Fig. 3.101. Supapă de siguranță cu arc: 1 – corp; 2 – ventil; 3 – arc; 4 – şurub de reglare.

# 3.5.3.2.2. Robinete de reținere

Această categorie de armături permite curgerea fluidului doar într-un singur sens, o schimbare a sensului de curgere provocând închiderea lor. Există mai multe tipuri constructive de astfel de robinete de reținere.

Robinetul de reținere cu ventil (fig. 3.102) permite curgerea fluidului numai în sensul indicat de săgeată. Presiunea fluidului duce la comprimarea arcului 3, permițând deschiderea ventilului 2. La o eventuală curgere în sens invers a fluidului, presiunea fluidului și forța arcului 3 conduc la închiderea ventilului 2, întrerupându-se astfel curgerea inversă.



Fig. 3.102. Robinet de reținere cu ventil: 1 – corp; 2 – ventil; 3 – arc; 4 – capac.



Fig.3.104. Robinet de reținere cu bilă: 1 – corp; 2 – bilă; 3 – scaun de etanșare; 4 - resort.



Fig. 3.105. Manşon "cioc de rață"



Fig. 3.103. Robinet de reținere cu disc de cauciuc: a – aspect exterior; b – normal; c – cu dispozitiv de ridicare a discului; d – cauciucat.. 1 – corp; 2 - disc; 3 – gură de vizitare.

**Robinetul de reținere cu disc de cauciuc** redat în fig. 3.103 permite circulația fluidului numai de la stânga spre dreapta. În sens contrar, discul elastic din cauciuc 2 obturează orificiul de trecere.

Pentru admisia și refularea pompelor dozatoare se utilizează frecvent **robinetul de reținere cu bilă** (fig. 3.104). Bila 2 este împinsă în sus de lichidul care circulă în sens ascendent. În absența presiunii ascendente a fluidului, bila împiedică deplasarea descendentă a lichidului, ea fiind împinsă în scaunul de etanşare 3 de către resortul 4.

O construcție simplă și ingenioasă este valva de închidere "cioc de rață". Piesa principală a acesteia este un manșon de formă specială (fig. 3.105), confecționat dintr-un elastomer flexibil armat cu țesătură sintetică și vulcanizat. Presiunea hidraulică duce la deschiderea valvei (fig. 3.106 a), în timp ce o presiune hidraulică aplicată din sens contrar provoacă închiderea ei (fig. 3.106 b). Astfel de valve sunt ușor de exploatat, nu au organe mecanice în mișcare, piese care să se erodeze sau corodeze, au căderi de presiune scăzute, funcționează fără zgomot, pot fi instalate în poziție orizontală, verticală sau oarecare.

Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii



Fig. 3.106. Principiul de funcționare al valvei "cioc de rață": a – presiunea directă a lichidului: valvă deschisă; b – presiunea inversă a lichidului: valvă închisă.

Se pot utiliza în cazul lichidelor impurificate cu corpuri solide mari, a suspensiilor și noroaielor abrazive. Manșonul poate fi confecționat din cauciuc pur, neopren, cauciuc clorobutilic, alte cauciucuri sintetice, poliuretani. Corpul armăturii poate fi confecționat din fontă, oțel carbon, oțeluri inoxidabile, policlorură de vinil, într-o gamă largă de dimensiuni, începând de la *D<sub>n</sub>* 12 până la *D<sub>n</sub>* 2000.

# 3.5.3.3. ARMĂTURI DE REGLARE

Spre deosebire de armăturile de închidere și distribuție și de armăturile de siguranță, a căror cerință principală este închiderea etanșă și trecerea totală a fluidului, de la armăturile de reglare se cere reglarea lină și continuă a debitului, în scopul menținerii parametrilor fluidului între anumite limite.

În calitate de armături de reglare pot fi utilizate diverse tipuri de robinete pentru care dependența dintre gradul de deschidere al robinetului şi debitul de fluid este liniară. În fig. 3.107 este redată această dependență pentru câteva tipuri reprezentative de robinete.

În calitate de armături de reglare se utilizează în mod frecvent robinete cu supapă, robinete cu ventil fluture (în special pentru reglarea debitelor de gaze), robinete cu ventil ac, robinete cu diafragmă, robinete cu sferă.



Fig. 3.107. Dependența dintre gradul de deschidere al robinetului de reglare şi debitul de fluid trecut:
1 – robinet de reglare ideal; 2 – robinet cu manşon elastic;
3 – robinet cu diafragmă.

# 3.5.3.4. ARMĂTURI AUXILIARE

Armăturile auxiliare îndeplinesc funcții diverse în ansamblul conductelor și utilajelor: prelevarea probelor, reținerea impurităților, evacuarea condensatului, drenarea conductelor și utilajelor, etc.

Armăturile care servesc la evacuarea condensatului din conductele de abur - oalele de condens – vor fi discutate în capitolul destinat proceselor de încălzire.



Fig. 3.108. Sticle de nivel: a – cu tije de susținere; b – cu montură metalică; c – cu montură metalică și flanșe.

# 3.5.3.4.1. Sticle de nivel

Sticlele de nivel sunt armături destinate măsurării nivelului de lichid dintr-un recipient. În peretele recipientului se montează, prin intermediul a două racorduri, un tub transparent (uzual din sticlă) în care se observă nivelul de lichid din recipient pe principiul vaselor comunicante (fig. 3.108 a). În cazul în care presiunea în recipient este ridicată (0,1 – 1,2 MPa), tubul este confecționat din sticlă rezistentă și prevăzut cu montură metalică (fig. 3.108 b, c).

# 3.5.3.4.2. Site pentru impurități

Pentru reținerea particulelor solide ajunse accidental în fluidul transportat, se montează astfel de armături unidirecționale (fig. 3.109), prevăzute cu o sită cilindrică metalică sau din material plastic, sită care poate fi extrasă periodic pentru curățire.



Fig. 3.109. Sită pentru impurități solide: a – secțiune; b – aspect exterior.

# 3.5.3.4.3. Dispozitive pentru prelevarea probelor și pentru drenaj

Aceste dispozitive se montează în conducte sau în utilaje, cu scopul de a permite extragerea din conducta sau utilajul respectiv a unei probe (gazoase, lichide, solide). Un bun dispozitiv de prelevare a probelor trebuie să îndeplinească nişte condiții minimale: proba extrasă să fie cât mai reprezentativă pentru materialul vehiculat prin traseu (utilaj), dispozitivul să nu impurifice, altereze, contamineze proba, să nu se înfunde. Două astfel de dispozitive de prelevare a probelor sunt redate în fig. 3.110 şi 3.111.



Fig. 3.110. Dispozitiv cu piston pentru prelevarea probelor:  $a - \hat{n}chis; b - deschis.$ 

Dispozitivul din fig. 3.110 are ca element activ un piston care în poziția "închis" a dispozitivului ajunge în interiorul conductei. La trecerea în poziția "deschis", pistonul se retrage, fiind înlocuit de fluidul prelevat, care este colectat prin ştuțul lateral înclinat. În mod similar funcționează și dispozitivul pentru drenaj prezentat schematic în fig. 3.112.

Dispozitivul din fig. 3.111 colectează materialul din conductă în spațiul inelar format între axul plungerului și corpul cilindric al dispozitivului. Fiecare cursă de du-te - vino a plungerului colectează un volum bine determinat de probă. Acest sistem este recomandat pentru industria alimentară și cea farmaceutică, întrucât nu există pericolul de contaminare a probelor. Astfel de dispozitive pot fi complet automatizate, permițând colectarea unor cantități precise de probe în intervale de timp prestabilite.



Fig. 3.111. Dispozitiv cu plunger pentru prelevarea probelor



Fig. 3.112. Dispozitiv pentru drenarea recipienților: a – deschis; b – închis.

# 3.5.4. CALCULUL CONDUCTELOR

# 3.5.4.1. TRASEUL CONDUCTELOR

Montarea conductelor pe distanțe mari sau între utilajele care alcătuiesc o instalație sau linie tehnologică se realizează pe trasee care trebuie să îndeplinească o serie de condiții, și anume:

- 1. traseul ales să fie cel mai scurt posibil;
- 2. numărul coturilor, ramificațiilor, armăturilor să fie minim, însă într-un număr suficient pentru alimentarea și izolarea utilajelor;
- 3. conductele să nu stânjenească accesul la armături și la utilaje;
- 4. conductele să nu fie supuse unor eforturi suplimentare, de exemplu, prin utilizarea lor drept suporturi pentru alte aparate sau dispozitive;
- 5. porțiunile drepte ale conductelor să fie montate paralel sau perpendicular în raport cu pereții clădirii;
- 6. porțiunile orizontale de conductă să aibă înclinația (panta) corespunzătoare pentru a se asigura drenajul conductei, iar în punctul cel mai jos conductele să fie prevăzute cu armături pentru drenaj (golire completă);
- 7. dacă o conductă alimentează simultan mai multe utilaje, alimentarea să se realizeze în buclă, prin ambele extremități ale conductei.

# 3.5.4.2. DIAMETRUL CONDUCTELOR

În cazul **conductelor scurte**, a căror lungime nu depăşeşte 30 m, diametrul conductei se determină din ecuația debitului pusă sub forma:

$$d = \sqrt{\frac{4m_v}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4m_m}{\pi \cdot \rho \cdot v}}$$
(3.102)

în care  $m_{v}$ ,  $m_m$  reprezintă debitul volumic [m<sup>3</sup>/s] respectiv masic [kg/s] de fluid,  $\rho$  este densitatea medie a fluidului [kg/m<sup>3</sup>], iar *v* este viteza medie recomandată a fluidului [m/s] (tab. 3.15).

În cazul **conductelor lungi**, este necesară determinarea diametrului optim al conductei. Diametrul optim este diametrul pentru care costul total (investiții + întreținere + exploatare) este minim. La un debit de fluid dat, creșterea diametrului conductei conduce la micșorarea pierderilor de energie prin frecare, scăzând astfel costul energiei de pompare (scad cheltuielile de exploatare), dar crește costul investiției.

Costul anual al energiei de pompare pe unitatea de lungime de conductă este direct proporțional cu puterea consumată de pompă,  $N_c$ , și cu durata de funcționare a acesteia, t [ore/an]:

$$C_{ee} = C_{e} \cdot t \cdot \frac{m_{v} \cdot \Delta P}{\eta_{\tau} \cdot L}$$
(3.103)

în care  $C_{ea}$  este costul anual al energiei,  $C_e$  este costul unitar al energiei,  $m_V$  este debitul volumic de fluid,  $\Delta P/L$  reprezintă căderea de presiune pe unitatea de lungime de conductă, iar  $\eta_T$  este randamentul total al agregatului de pompare.

Înlocuind căderea de presiune din ecuația *Fanning* și exprimând coeficientul de frecare  $\lambda$  în funcție de condițiile de curgere (curgerea se consideră turbulentă) și viteza în funcție de debit, se obține:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{0.16}{\text{Re}^{0.16}} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho = \frac{0.16}{\left(\frac{4m_v}{\pi d^2} \cdot \frac{d}{\upsilon}\right)^{0.16}} \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{\left(\frac{4m_v}{\pi d^2}\right)}{2} \cdot \rho = 0.1248 \frac{m_v^{1.84} \cdot \upsilon^{0.16} \cdot \rho}{d^{4.84}}$$
(3.104)

iar ecuația (3.103) devine:

# Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

|   | Viteza recom | andată [m/s] |                  |
|---|--------------|--------------|------------------|
| Specificație  | Aspiratie    | Refulare     | Observații       |
|   | APĂ          |              |                  |
| Pompe cu piston   | 0,7 – 1,0    | 1,5 – 2,0    | -                |
| Pompe centrifuge  | 2,0 - 3,0    | 3,0 – 5,0    | -                |
| Transport   | -            | -            | 1,5 – 3,0 m/s    |
| Scopuri edilitare                                       | -            | -            | 0,6 m/s          |
| Alimentare cazane de abur                               | -            | -            | 2,0 – 3,0 m/s    |
| Conducte de scurgere                                    | -            | -            | Înclinare 8 mm/m |
| Α   | BUR          | 1            |                  |
| Abur saturat pentru încălzire:                          |              |              |                  |
| <ul> <li>P &lt; 0,1 MPa</li> </ul>                      | -            | 20 – 30      | -                |
| <ul> <li>P &gt; 0,3 MPa</li> </ul>                      | -            | 30 - 50      | -                |
| Vaporizatoare cu efect multiplu:                        |              |              |                  |
| <ul> <li>instalații mici</li> </ul>                     | -            | 15           | -                |
| <ul> <li>instalații mari</li> </ul>                     | -            | 20 – 30      | -                |
| <ul> <li>ultimul evaporator (sub depresiune)</li> </ul> | -            | 40 - 50      | -                |
| Conducte de transport:                                  |              |              |                  |
| • D <sub>n</sub> < 0,05 m                               | -            | 10           |                  |
| • 0,05 < D <sub>n</sub> < 0,1 m                         | -            | 15           |                  |
| • 0,1 < D <sub>n</sub> < 0,15 m                         | -            | 20           |                  |
| • D <sub>n</sub> > 0,15 m                               | -            | 30           |                  |
|   | AER          |              |                  |
| Ventilatoare:   |              |              |                  |
| <ul> <li>joasă presiune</li> </ul>                      | 10 – 12      | 12 – 16      | -                |
| medie presiune  | 12 – 16      | 16 – 20      | -                |
| înaltă presiune   | 16 – 18      | 20 – 30      | -                |
| Turbocompresoare  | 20 – 25      | 20 – 25      | -                |
| Compresoare   | 10 – 20      | 25 – 30      | -                |
| Transport:  |              |              |                  |
| • D <sub>n</sub> < 0,08 m                               | -            | -            | < 10 m/s         |
| • D <sub>n</sub> > 0,15 m                               | -            | -            | < 20 m/s         |
| LICHIDE T   | EHNOLOGICE   |              |                  |
| Zemuri din industria zahărului                          | 0,7 – 1,0    | 1,2 – 1,5    | -                |
| Amestec apă : borhot (1 : 2)                            | 0,8 – 1,2    | 1,0 – 2,0    | -                |
| Suspensii îngroșate de nămol                            | 0,5 - 0,7    | 0,8 – 1,2    | -                |
| Siropuri, ulei  | 0,3 – 0,7    | 0,6 – 1,0    | -                |
| Melasă  | 0,3          | 0,4          | -                |
| Ape de spălare  | 0,7 – 1,0    | 1,2 – 1,5    | -                |

Tab. 3.15. Viteze recomandate pentru curgerea fluidelor prin conducte

$$C_{ee} = 0,1248C_{e} \cdot \frac{t}{\eta_{\tau}} \cdot \frac{m_{V}^{1,84} \cdot \upsilon^{0,16} \cdot \rho}{d^{4,84}}$$
(3.105)

în care υ, ρ reprezintă viscozitatea cinematică [m²/s], respectiv densitatea fluidului [kg/m³].
Costul anual al conductei (investiții + întreținere) este funcție de diametrul conductei:

$$C_{ca} = C_1 \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot d^n$$
(3.106)

în care  $C_1$  este prețul conductei având diametrul egal cu unitatea, *n* este un coeficient specific unei categorii de conducte; *a* reprezintă prețul armăturilor și al fitingurilor, transportului și montajului raportat la prețul materialului conductei, *b* este fracția anuală de amortizare (*b* = 0,1 pentru o durată de amortizare de 10 ani), iar *c* este fracția anuală de întreținere (*c* = 0,05 dacă cheltuielile de întreținere reprezintă 5% din costul conductei).

Costul total al conductei rezultă din însumarea ecuațiilor (3.105) și (3.106):

$$C_{\tau} = C_1 \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot d^n + 0.1248 \frac{m_V^{1.84} \cdot \upsilon^{0.16} \cdot \rho}{d^{4.84}}$$
(3.107)

Anulând derivata ecuației (3.107) în raport cu diametrul d al conductei rezultă:

$$(d_{opt})^{n+4,84} = 0,604 \cdot \frac{C_{o} \cdot t}{n \cdot C_{1} \cdot (1+a) \cdot (b+c) \cdot \eta_{T}} \cdot m_{V}^{2,84} \cdot \upsilon^{0,16} \cdot \rho$$
(3.108)

În mod curent, în calcule se consideră n = 1,15.

Diametrul calculat cu una din ecuațiile (3.102) sau (3.108) se standardizează, alegându-se din standarde conducta cu diametrul nominal cel mai apropiat de cel rezultat din calcule.

#### 3.5.4.3. CALCULUL CĂDERII DE PRESIUNE

La curgerea prin conducte, o parte din energia mecanică a fluidului este disipată ireversibil sub formă de energie termică pentru învingerea rezistențelor la curgere pe care aceasta le întâmpină în sistem. Această pierdere de energie suferită de fluid, exprimată în termeni de presiuni, poartă denumirea de **cădere de presiune**. Căderea de presiune a unui fluid în curgere are două componente:

- o componentă pentru curgerea uniformă a curentului de fluid căderea de presiune liniară;
- o componentă pentru zonele în care curgerea fluidului este neuniformă (din cauza modificării vitezei sale ca mărime sau ca direcție) – căderea de presiune locală.

Căderea totală de presiune datorată frecării va fi dată de suma celor două căderi de presiune:

$$\Delta P_{f} = \Delta P_{lin} + \Delta P_{rl} \tag{3.109}$$

Căderea de presiune liniară poate fi determinată utilizând ecuația Fanning (Darcy – Weissbach);

$$\Delta P_{lin} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho \quad [N/m^2]$$
(3.110)

unde *d* este diametrul conductei [m], *l* lungimea acesteia [m], iar  $\lambda$  este coeficientul căderii de presiune prin frecare [adimensional].

Căderile de presiune locale apar în cazul existenței pe traseul de curgere a fluidului a unor **rezistențe hidraulice locale**: curbe, coturi, ramificații, reducții, ventile, diafragme, etc. Căderea de presiune prin rezistențe hidraulice locale se calculează cu relația:

$$\Delta P_{rl} = \zeta \, \frac{v^2}{2} \, \rho \, \left[ \text{N/m}^2 \right] \tag{3.111}$$

în care  $\zeta$  reprezintă coeficientul adimensional al căderii locale de presiune, fiind specific tipului de rezistență hidraulică locală și depinzând de regimul de curgere.

O metodă mai puțin exactă de estimare a căderilor de presiune locale constă în înlocuirea rezistențelor hidraulice locale cu o lungime echivalentă, *l*<sub>e</sub>, de conductă dreaptă, care ar produce aceeaşi cădere de presiune ca şi rezistența hidraulică locală considerată. Această lungime echivalentă se exprimă funcție de diametrul interior (*d*) al conductei drepte:

$$I_{e} = d \sum n \tag{3.112}$$

Valoarea *n* depinde de tipul rezistenței hidraulice locale considerate, după cum reiese din tab. 3.16.

| Rezistenta                     | n         |
|--------------------------------|-----------|
| Cot de 45°                     | 15        |
| Cot de 90º (9,5 < d < 63,5 mm) | 30        |
| Cot de 90° (76 < d < 152 mm)   | 40        |
| Cot de 90° (178 < d < 254 mm)  | 50        |
| Unghi de 90°                   | 60        |
| Intrare în teu colector        | 60        |
| leşire din teu                 | 90        |
| Cruce                          | 50        |
| Ventil                         | 60 – 300  |
| Robinet                        | 10 – 15   |
| Vană (complet deschisă)        | 7         |
| Contoare rotative              | 200 – 300 |

| Tab. 3.16. Lungimea | echivalentă a | unor rezistente | hidraulice locale |
|---------------------|---------------|-----------------|-------------------|
|                     |               |                 |                   |

Ținând seama de relațiile (3.109) - (3.111), căderea totală de presiune la curgerea unui fluid printr-o conductă va fi dată de:

$$\Delta P_{f} = \left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{v^{2}}{2} \rho \qquad [N/m^{2}]$$

$$h_{f} = \left(\sum \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta\right) \frac{v^{2}}{2g} \qquad [m]$$
(3.113)

Coeficienții adimensionali  $\lambda$  și  $\zeta$  pot fi determinați analitic (în unele situații) sau prin corelații empirice.

#### 3.5.4.3.1. Coeficientul căderii de presiune prin frecare ( $\lambda$ )

Acest coeficient se poate calcula din relația (3.110) pusă sub forma criterială (la o rugozitate dată a conductei):

$$Eu = C \cdot Re^{m} \cdot \Gamma$$

$$Eu = \frac{\Delta P_{f}}{\rho \cdot v^{2}}; Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}; \Gamma = \frac{l}{d}$$
(3.114)

Pentru conductele cu secțiune necirculară, d se înlocuiește cu  $d_{ech}$ . Pentru calculul lui  $\lambda$  se poate utiliza diagrama din fig. 3.113. Rugozitatea conductei, e, se apreciază pe baza datelor din tab. 3.17. În fig. 3.113 este trasată punctat limita domeniului de automodelare, în care coeficientul de frecare  $\lambda$  nu depinde de criteriul Re, ci numai de valoarea raportului  $d_{ech}/e$ .

Coeficientul de frecare  $\lambda$  se poate calcula și cu ajutorul relațiilor prezentate în continuare.

#### Regim laminar de curgere (Re < 2300)

În regim laminar  $\lambda$  nu depinde de rugozitatea conductei ci numai de criteriul Reynolds:

$$\lambda = \frac{\alpha}{\text{Re}}$$
(3.115)

în care valoarea  $\alpha$  este funcție de secțiunea de curgere (tab. 3.18).

Înlocuind (3.115) scrisă pentru conducte circulare ( $\alpha$  = 64) în ecuația *Fanning* (3.110) se obține ecuația *Hagen - Poiseuille:* 

$$\Delta P = \frac{64\mu}{\rho \cdot \mathbf{v} \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\mathbf{v}^2}{2} \rho = 32 \frac{\mu \cdot l \cdot \mathbf{v}}{d^2}$$
(3.116)



Fig. 3.113. Variația coeficientului de frecare  $\lambda$  în funcție de valoarea criteriului **Re** și de rugozitatea conductei,  $d_{ech}/e$ 

# • Regim turbulent de curgere (Re > 2300)

Pentru *curgerea prin conducte cu pereți netezi* (sticlă, plumb, cupru, materiale plastice), au fost propuse numeroase relații de calcul pentru  $\lambda$ , cele mai importante dintre aceste fiind prezentate în tab. 3.19.

Pentru *curgerea fluidelor prin conducte cu pereți rugoși*, valoarea coeficientului de frecare  $\lambda$  variază funcție de materialul din care este confecționată conducta. Astfel, relația lui *Koo*:

$$\lambda = 0,014 + 1,056 \,\mathrm{Re}^{-0.42} \tag{3.117}$$

este valabilă pentru conducte din oțel și fontă.

| Conducte  | e, mm         |
|---|---------------|
| Ţevi din oțel trase și sudate, la coroziune neînsemnată | 0,2           |
| Ţevi din oțel, vechi și ruginite                        | > 0,67        |
| Țevi din oțel, impregnate cu ulei de in fiert           | 0,125         |
| Tevi din fontă pentru apă, care au fost utilizate       | 1,4           |
| Tevi tehnice netede din aluminiu                        | 0,015 - 0,06  |
| Ţevi trase, curate, din alamă, Cu, Pb; țevi din sticlă  | 0,0015 - 0,01 |
| Ţevi din beton, suprafață bună, netezită prin frecare   | 0,3 - 0,8     |
| Ţevi din beton, suprafață grosieră cu asperități        | 3 - 9         |
| Conducte pentru abur saturat                            | 0,2           |
| Conducte pentru abur, cu funcționare periodică          | 0,5           |
| Conducte pentru aer comprimat de la compresoare         | 0,8           |
| Conducte pentru condensat, cu funcționare periodică     | 1,0           |

|--|

| Tab 3.18  | Valorile coeficientului | $\alpha$ nentru diverse | sectiuni de curaere |
|-----------|-------------------------|-------------------------|---------------------|
| 100.0.10. |                         |                         | Section de cargere  |

| Forma secțiunii                                  | d <sub>ech</sub> | α  |
|--|------------------|----|
| Cerc cu diametrul D                              | D                | 64 |
| Pătrat cu latura a                               | а                | 57 |
| Triunghi echilateral cu latura a                 | 0,58 <i>a</i>    | 53 |
| Inel cu lățimea a                                | 2a               | 96 |
| Dreptunghi de laturi a,b: a/b ~ 0                | 2a               | 96 |
| Dreptunghi de laturi $a,b$ : $a/b = 0,1$         | 1,81 <i>a</i>    | 85 |
| Dreptunghi de laturi $a,b$ : $a/b = 0,25$        | 1,60 <i>a</i>    | 73 |
| Dreptunghi de laturi $a,b$ : $a/b = 0,5$         | 1,30 <i>a</i>    | 62 |
| Elipsă de semiaxe a, b: a/b = 0,1                | 1,55 <i>a</i>    | 78 |
| Elipsă de semiaxe <i>a, b</i> : <i>a/b</i> = 0,3 | 1,40 <i>a</i>    | 73 |
| Elipsă de semiaxe <i>a, b</i> : <i>a/b</i> = 0,5 | 1,30 <i>a</i>    | 68 |

Influența materialului conductei asupra coeficientului  $\lambda$  este evidențiată de relația lui *Hopf* și *Fromm*:

$$\lambda = 0.01 \left(\frac{k}{d}\right)^{0.314} \tag{3.118}$$

în care valorile coeficientului k depind de materialul conductei (tab. 3.20).

# Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

| Relația                       | Ecuație de calcul   | Domeniu de valabilitate |
|-------------------------------|---|-------------------------|
| KOO                           | $\lambda = 0,0056 + 0,5  { m Re}^{-0.32}$   | 3000 < Re < 300000      |
| McADAMS                       | $\lambda=$ 0,184 Re $^{-0.2}$   | 5000 < Re < 200000      |
| BLASIUS                       | $\lambda=$ 0,3164 Re $^{-0.25}$   | 3000 < Re < 100000      |
| KARMAN, PRANDTL,<br>NIKURADSE | $\lambda = 2 \left[ \lg \left( \operatorname{Re} \sqrt{\lambda} \right) - 0.8 \right]^{-2}$ |                         |
| NIKURADSE                     | $\lambda = 0,0032 + 0,221 \mathrm{Re}^{-0,237}$   | Re > 3000               |
| GENEREAUX                     | $\lambda = 0,16 \mathrm{Re}^{0,16}$   |                         |

| Tab. 3.19. | Relații pentru calculul coeficientului de frecare $\lambda$ la curgerea turbulentă a fluidelor |
|------------|--|
|            | prin conducte cu pereți netezi   |

| Tab. 3.20. | Valorile coeficientului k din ecuatia | (3.118)    | ) |
|------------|---------------------------------------|------------|---|
|            |                                       | ۰ <i>۲</i> |   |

| Materialul conductei                                       | k   |
|--|-----|
| Conducte metalice noi, aproximativ netede, tablă asfaltată | 1,5 |
| Conducte noi de fontă, de tablă sau de ciment bine netezit | 2,5 |
| Conducte vechi din oțel (ruginite)                         | 5   |
| Conducte din ciment, din fontă cu crustă, din scânduri     | 7   |
| Canale din cărămidă  | 10  |

La proiectarea instalațiilor va trebui să se țină seama de fenomenul de îmbătrânire a conductelor. Calculul căderilor de presiune se va efectua întotdeauna cu coeficienții pentru țevi vechi.

Pentru curgerea fluidelor nenewtoniene există relativ puține corelări empirice pentru determinarea căderii de presiune sau a distribuției vitezelor la curgerea turbulentă prin conducte netede. Pentru fluide pseudoplastice și dilatante, coeficientul de frecare  $\lambda$  se poate determina cu relația *Metzner* și *Dodge*:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{2}{n^{3/4}} \cdot \lg \left[ \operatorname{Re}_{G} \cdot \lambda^{(1-n/2)} \right] - \frac{0.8}{n^{1.2}}$$
(3.119)

în care Reg este numărul Reynolds generalizat (în care viscozitatea µ este înlocuită cu viscozitatea efectivă, µef.



Fig. 3.114. Coeficientul de frecare  $\lambda$  în funcție de Re<sub>G</sub> pentru fluide pseudoplastice și dilatante

$$\mu_{ef} = \frac{\tau_{p}}{8v \cdot d} \tag{3.120}$$

 $\tau_p$  reprezentând aici tensiunea tangențială la perete, iar *n* este exponentul reopantei din expresia tensiunii tangențiale.

Corelația *Metzner* și *Dodge*, extrapolată pentru 0,2 < n < 2,0 este prezentată în fig. 3.114. Din diagramă rezultă că pentru același debit (aceeași valoare Re<sub>G</sub>),  $\lambda$  va avea o valoare mai mică (deci și  $\Delta P$  va fi mai mică) pentru un fluid pseudoplastic (care are n < 1) decât pentru un fluid newtonian (pentru care n = 1). De aceea, se recomandă ca, în măsura posibilităților, să se adauge în fluidul newtonian cantități foarte mici de substanțe care să-l confere acestuia o comportare reologică de tip pseudoplastic. În acest mod fie se micșorează energia necesară pompării, fie crește debitul de fluid transportat cu același consum energetic.

#### 3.5.4.3.2. Coeficientul căderii de presiune prin rezistențe locale ( $\zeta$ )

În marea majoritate a cazurilor, coeficientul  $\zeta$  nu poate fi calculat pe baze teoretice; el se determină experimental, valorile sale fiind funcție de tipul rezistenței locale și de dimensiunile geometrice ale acesteia. În literatură există numeroase date privind valorile coeficienților  $\zeta$  pentru diverse tipuri de rezistențe hidraulice locale. Cele mai importante dintre acestea sunt redate în tab. 3.21.

Pentru curbe, valoarea coeficientului  $\zeta$  se poate calcula cu relația:

$$\zeta = \left[0,13+0,16\cdot \left(\frac{d}{R}\right)^{3.5}\right] \cdot \frac{\varphi}{90}$$
(3.121)

în care *d* este diametrul conductei, R – raza de curbură,  $\varphi$  - unghiul (în grade sexagesimale) dintre tangentele în punctele de la extremitățile curbei.

| Rezistența locală                        | n (ec. 3.112) | ζ          |
|--|---------------|------------|
| Cot la 45°                               | 15            | 0,3        |
| Cot la 90º – rază standard               | 30 - 40       | 0,6 - 0,8  |
| Cot de colț la 90º                       | 60            | 1,2        |
| Intrare în teu colector                  | 60            | 1,2        |
| leşire din teu distribuitor              | 90            | 1,8        |
| Asamblări filetate                       | neglijabil    | neglijabil |
| Robinet cu ventil normal complet deschis | 60 - 300      | 1,2 - 6,0  |
| Robinet cu pană complet deschis          | 7             | 0,15       |
| Robinet cu pană ¾ deschis                | 40            | 1          |
| Robinet cu pană ½ deschis                | 200           | 4          |
| Robinet cu pană ¼ deschis                | 800           | 16         |

Tab. 3.21. Valorile coeficientului  $\zeta$  pentru diverse fitinguri și armături

Pentru lărgirea bruscă de secțiune, coeficientul  $\zeta$  în regim turbulent se calculează cu relația:

$$\zeta = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{3.122}$$

în care  $A_1$  reprezintă aria secțiunii înguste, iar  $A_2$  – aria secțiunii lărgite.

Pentru îngustarea bruscă de secțiune, coeficientul  $\zeta$  depinde atât de raportul ariilor celor două secțiuni ( $A_1/A_2$ ), cât și de regimul de curgere, așa cum reiese din tab. 3.22.

| Valoare  | Raport A <sub>1</sub> /A <sub>2</sub> |      |      |      |      |      |
|----------|---------------------------------------|------|------|------|------|------|
| Reynolds | 0,1                                   | 0,2  | 0,3  | 0,4  | 0,5  | 0,6  |
| 10       | 3,10                                  | 3,10 | 3,10 | 3,10 | 3,10 | 3,10 |
| 100      | 1,70                                  | 1,40 | 1,20 | 1,10 | 0,90 | 0,80 |
| 1000     | 2,00                                  | 1,60 | 1,30 | 1,05 | 0,90 | 0,60 |
| 3000     | 1,00                                  | 0,70 | 0,60 | 0,40 | 0,30 | 0,20 |
| > 3500   | 0,81                                  | 0,64 | 0,50 | 0,36 | 0,25 | 0,16 |

Tab. 3.22. Valorile coeficientului  $\zeta$  pentru lărgire bruscă de secțiune

În cazul lărgirii continue de secțiune (în difuzoare), coeficientul  $\zeta$  se calculează cu relațiile:

$$\zeta = 0.2 \left[ 1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \right] \quad \text{daca } \alpha < 8^\circ$$

$$\zeta = 3.5 tg \, \frac{\alpha}{2} \left( 1 - \frac{A_1}{A_2} \right) \quad \text{daca } 7.5 < \alpha < 35^\circ$$
(3.123)

în care  $\alpha$  reprezintă unghiul la vârf al conului difuzor.

Pentru ieșirea din țevi se consideră  $\zeta$  = 1, iar pentru intrarea în țevi (dintr-un recipient) valoarea  $\zeta$ depinde de forma intrării în țeavă (fig. 3.115).



Tab. 3.23. Valorile coeficientului  $\zeta$  pentru intrarea în țevi

Pentru fluidele nenewtoniene există puține date referitoare la căderea de presiune prin rezistențe hidraulice locale. Datele existente arată că în cazul îngustării (lărgirii) bruște a secțiunii de curgere, sau la intrarea în țevi, valorile căderii de presiune sunt de același ordin de mărime ca și în cazul fluidelor newtoniene.

# 4. AMESTECAREA

# 4.1. INTRODUCERE

Amestecarea este una dintre cele mai des întâlnite operații, nu numai în industria alimentară, ci în majoritatea industriilor de proces. Termenul de "amestecare" este aplicat acelor procese care conduc la reducerea gradului de neuniformitate sau a gradientului de proprietate (concentrație, temperatură, viscozitate, densitate, etc.) într-un sistem dat. Amestecarea se realizează prin deplasarea materialelor dintr-o zonă în alta.

Procesul de amestecare este utilizat fie ca proces independent în vederea obținerii unui produs finit cât mai omogen (produse cosmetice, sosuri, înghețate, etc.), fie ca proces auxiliar pentru intensificarea altor procese fizice, fizico-chimice, chimice sau biochimice. Astfel amestecarea servește la intensificarea transferului de căldură și/sau de masă în diverse procese (încălzire, răcire, dizolvare, cristalizare, extracție, absorbție, uscare, etc.) precum și la accelerarea reacțiilor chimice și biochimice.

Amestecarea necesită mișcarea materialelor implicate în proces. Modul în care se realizează punerea în mișcare a materialului și menținerea lui în această stare depinde de natura materialului, care determină în mare măsură si natura amestecului.

# 4.1.1. CLASIFICAREA AMESTECURILOR

În urma proceselor de amestecare pot rezulta amestecuri **omogene** sau amestecuri **eterogene**. În funcție de natura fazelor implicate în procesul de amestecare, amestecurile rezultate poartă denumiri specifice (tab. 4.1).

| Tinul amostooului    | Faze participante la formarea amestecurilor |               |                             |  |
|----------------------|---|---------------|-----------------------------|--|
| ripul amestecului    | Faza continuă                               | Faza dispersă | Denuminea amestecului       |  |
|                      | gaz   | lichid        | ceață (aerosoli lichizi)    |  |
|                      |   | solid         | fum (aerosoli solizi)       |  |
|                      | lichid                                      | gaz           | spumă                       |  |
| Amestecuri eterogene |   | lichid        | emulsie                     |  |
|                      |   | solid         | suspensie                   |  |
|                      | solid                                       | gaz           | strat fluidizat cu gaze     |  |
|                      |   | lichid        | strat fluidizat cu lichide  |  |
|                      |   | solid         | amestec mecanic             |  |
| Amestecuri omogene   | gaz   | gaz           | amestec de gaze             |  |
|                      | lichid                                      | gaz           | soluție de gaz în lichid    |  |
|                      |   | lichid        | soluție de lichid în lichid |  |
|                      |   | solid         | soluție de solid în lichid  |  |

Tab. 4.1. Clasificarea amestecurilor după natura și ponderea fazelor participante

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

Granița dintre amestecurile omogene și cele eterogene este oarecum convențională. Astfel, între o soluție "adevărată" (în care dispersia particulelor de solut se realizează la nivel molecular) și o dispersie grosieră (o suspensie sau o emulsie), există o categorie intermediară de amestecuri, **sistemele coloidale**. Astfel de sisteme, frecvent întâlnite în practică (albuminele, gelatina, etc.), nu pot fi considerate nici soluții în adevăratul sens al cuvântului (amestecuri omogene), dar nici amestecuri eterogene.

Termenul de **agitare** se folosește pentru amestecarea între fluide sau între lichide și solide, când amestecul are viscozitate mică sau medie. Termenul de **malaxare** este utilizat în cazul amestecării lichidelor cu solide, când amestecul obținut are consistență mare (paste, aluaturi, etc.). Termenul de **omogenizare** este utilizat pentru a denumi reducerea dimensiunilor particulelor fazei disperse în procesul de obținere a emulsiilor. Termenul de **amestecare** este utilizat – în sens restrâns – pentru amestecarea solidelor granulare sau pulverulente. În mod corespunzător, utilajele în care se desfășoară agitarea, malaxarea omogenizarea și amestecarea, se numesc respectiv: **agitatoare**, **malaxoare**, **omogenizatoare**, **amestecătoare**. Uneori, prin "agitator" se înțelege numai dispozitivul care produce agitarea, fără recipientul care conține materialul.

# 4.1.2. TIPURI DE PROCESE DE AMESTECARE

Pentru a putea aborda într-o manieră unitară problemele referitoare la amestecare, este utilă clasificarea proceselor de amestecare în funcție de natura fazelor prezente.

# 4.1.2.1. AMESTECAREA LICHIDELOR MISCIBILE

Există multe situații în care două sau mai multe lichide miscibile trebuie amestecate, în vederea obținerii unui produs cu anumite caracteristici (cupajarea vinurilor şi a băuturilor distilate, diluarea unor soluții, etc.). Acesta este cel mai simplu proces de amestecare, neimplicând – de regulă – nici procese de transfer de căldură și nici reacții chimice. Procesul poate fi întâlnit și în cazul în care o singură fază lichidă, este agitată în vederea îmbunătățirii transferului de căldură și de substanță între lichid și peretele vasului, sau între lichid și o serpentină imersată în acesta. Amestecarea poate pune probleme în cazul în care se amestecă lichide cu viscozități mult diferite, precum și în cazul amestecării unor lichide newtoniene extrem de viscoase, sau a unor fluide cu comportare nenewtoniană.

#### 4.1.2.2. AMESTECAREA LICHIDELOR NEMISCIBILE

Când două lichide nemiscibile sunt agitate împreună, unul dintre ele (faza dispersă) se dispersează, sub formă de picături mici în cel de-al doilea (faza continuă). Pe acest fenomen se bazează procesul de extracție lichid – lichid, care implică mai multe faze succesive de amestecare – separare între lichidul din care se face extracția și lichidul utilizat ca extractant; în timpul amestecării, componentul de extras trece din faza din care se extrage în extractant. Tot pe acest fenomen se bazează și prepararea emulsiilor stabile (maioneze, sosuri, dresinguri, creme, paste, etc.) întâlnite în industria alimentară, farmaceutică sau cosmetică. Datorită faptului că picăturile fazei disperse sunt de dimensiuni foarte reduse, emulsia formată este stabilă un timp considerabil.

# 4.1.2.3. AMESTECAREA GAZ – LICHID

Multe procese care implică reacții chimice sau biochimice (fermentarea aerobă, carbonatarea zemii de difuzie, etc.) necesită o bună contactare a unui gaz cu un lichid. Scopul procesului de amestecare este în acest

caz de a produce o suprafață mare de contact între faze, prin dispersarea fazei gazoase sub formă de bule în faza lichidă continuă. În general dispersiile de gaz în lichid sunt instabile și se separă rapid la încetarea agitării; aceasta în cazurile în care nu se formează spume. În unele cazuri este necesară formarea unei spume stabile, caz în care gazul se injectează în lichidul puternic agitat. De cele mai multe ori procesul decurge în prezența unui agent tensioactiv.

#### 4.1.2.4. AMESTECAREA SOLID - LICHID

Multe procese implică amestecarea particulelor solide într-un lichid, în scopul dizolvării acestuia, în scopul dizolvării unui anumit component (extracția lichid - solid), în scopul producerii unei reacții chimice. În majoritatea acestor cazuri, se utilizează lichide având viscozități reduse, iar particulele solide sedimentează rapid la încetarea agitării. La cealaltă extremă se întâlnesc procesele în care faza continuă este un fluid cu viscozitate extrem de ridicată în care trebuie dispersate particule solide foarte fine (încorporarea condimentelor în pasta de carne, de exemplu).

# 4.1.2.5. AMESTECAREA GAZ – SOLID – LICHID

În unele aplicații (hidrogenarea uleiurilor vegetale, cristalizarea evaporativă, flotația, etc.) eficiența procesului este direct influențată de gradul de amestecare realizat între cele trei faze. În ciuda importanței majore pe care acest fenomen o are în practică, abordarea ştiințifică a sa este destul de săracă.

# 4.1.2.6. AMESTECAREA SOLIDELOR

Procesul de amestecare a particulelor solide (sub formă granulară sau pulverulentă) este deosebit de complex, el depinzând nu numai de proprietățile particulelor (densitate, mărime, distribuție granulometrică, formă, proprietăți superficiale), ci și de diferențele existente între proprietățile particulelor componenților implicați în amestecare. Industria alimentară și industria farmaceutică, alături de industria cimentului și a sticlei sunt sectoare în care amestecarea solidelor este o operație esențială.

Echipamentele și dispozitivele pentru amestecare se proiectează nu numai pentru atingerea unui grad de omogenitate prestabilit, ci și pentru îmbunătățirea, de exemplu, a transferului de căldură. De exemplu, viteza de rotație a unui agitator elicoidal într-un vas de amestec este astfel aleasă încât ea să asigure o anumită viteză a transferului termic. În cele mai multe cazuri, viteza aleasă este mai mult decât suficientă pentru atingerea gradului de omogenitate compozițională dorit. **Amestecarea excesivă** sau **supraamestecarea** trebuie evitată din cel puțin două motive: 1 - creșterea consumului energetic; 2 – pierderea calităților produsului. Acest din urmă motiv este deosebit de important pentru procesele din industria alimentară și cele biotehnologice. De exemplu, o viteză excesivă a agitatorului poate produce creșterea tensiunilor de forfecare, conducând astfel la distrugerea microorganismelor din bioreactoare.

În procesele de amestecare, este necesar de găsit răspunsul la două probleme importante:

- 1. Cum se poate proiecta și selecționa echipamentul de amestecare pentru o anumită aplicație?
- 2. Cum se poate stabili dacă un anumit amestecător (existent) este potrivit pentru o anumită aplicație?

În ambele cazuri, trebuie luate în considerare următoarele aspecte ale procesului: a – mecanismul amestecării; b – criteriile de similitudine și de transpunere la scară; c – consumul de putere; d – spectrele de curgere; e – viteza de amestecare și durata procesului; f – gama de echipamente de amestecare disponibile și selecționarea dispozitivului corespunzător.

# 4.1.3. FACTORI CARE INFLUENȚEAZĂ PROCESELE DE AMESTECARE

Principalii factori care influențează procesele de amestecare sunt grupați în tab. 4.2.

| Factori referitori la materiile prime<br>supuse amestecării              | <ul> <li>natura componenților</li> <li>starea fizică a componenților</li> <li>raportul cantitativ dintre componenți</li> <li>proprietățile componenților (densitate, viscozitate, solubilitate, tensiune superficială, granulometrie)</li> </ul>   |
|--|--|
| Factori referitori la produsul rezultat                                  | <ul><li>proprietățile produsului (densitate, viscozitate)</li><li>gradul de omogenizare</li></ul>  |
| Factori referitori la condițiile de<br>operare în procesul de amestecare | <ul> <li>intensitatea amestecării</li> <li>funcționarea continuă sau discontinuă</li> <li>debitul de produs sau cantitatea unei şarje</li> <li>durata medie de staționare sau durata amestecării unei şarje</li> <li>temperatura de lucru</li> <li>presiunea de lucru</li> <li>scopul procesului de amestecare</li> <li>tipul amestecătorului</li> <li>puterea necesară amestecării</li> <li>costul amestecării</li> </ul> |

Tab. 4.2. Factori care influențează procesul de amestecare

# 4.2. AMESTECAREA ÎN MEDIU LICHID

La amestecarea în mediu lichid, faza continuă este faza lichidă, faza dispersă putând fi o fază gazoasă, lichidă sau solidă, solubilă, parțial solubilă sau insolubilă în faza continuă. În funcție de solubilitatea fazei disperse, amestecarea poate conduce la obținerea unei soluții sau a unui sistem dispers neomogen (spumă, emulsie, suspensie). Procesul poate fi realizat în regim continuu sau discontinuu, iar amestecarea se poate realiza fie pneumatic (folosind energia unui gaz), fie hidraulic (folosind energia lichidului aflat în curgere forțată), fie mecanic (utilizând dispozitive dinamice imersate în lichid).

# 4.2.1. EFICIENȚA AMESTECĂRII

În majoritatea cazurilor, eficiența amestecării este unul din criteriile prioritare în alegerea sau proiectarea amestecătoarelor. Nu există la ora actuală nişte criterii unitare prin care să se aprecieze eficiența procesului de amestecare, aceasta și din cauza faptului că obiectivele amestecării sunt deosebit de variate. În unele cazuri, eficiența poate fi măsurată indirect. De exemplu, concentrația unei soluții este o măsură a amestecării într-un proces de dizolvare, distribuția câmpului de temperaturi dă o imagine a eficienței amestecării în procesele de transfer termic, etc.

O măsură a eficienței amestecării, propusă de către *Möhle*, este unitatea *Thomson*. Unitatea *Thomson* reprezintă acțiunea de agitare care amestecă complet conținutul recipientului în timp de 1 secundă.

Kafarov propune o metodă cantitativă de exprimare cantitativă a omogenizării fazelor prin amestecare. Astfel, din puncte situate la înălțimi diferite și la distanțe diferite de axul agitatorului se iau simultan probe în care

se stabilește concentrația relativă a fazelor *a* și *b* implicate în procesul de amestecare. Concentrația relativă a fazelor se determină pe baza relațiilor:

$$n_a = 100 \cdot \frac{C}{C_0}$$
  $n_b = 100 \cdot \frac{100 - C}{100 - C_0}$  (4.1)

iar gradul de omogenizare la momentul luării probelor este dat de relația:

$$I = \frac{n_1 + n_2 + \dots + n_m}{m} \tag{4.2}$$

unde  $n_a$  este concentrația relativă a fazei a [% masice sau volumice],  $n_b$  este concentrația relativă a fazei b [% masice sau volumice],  $C_0$  este concentrația globală a componentului a în recipient [%], C este concentrația componentului a în proba prelevată [%], I este gradul de omogenizare [%], iar m este numărul probelor prelevate, la un moment dat, din recipient. Dacă  $C < C_0$  în relația (4.2) se ia  $n_l = n_a$ , iar dacă  $C > C_0$  atunci se ia  $n_l = n_b$ .

Principala dificultate a metodei o reprezintă prelevarea simultană a probelor din diverse puncte ale recipientului, în timp ce conținutul acestuia se află în agitare. În plus, metoda permite doar determinarea gradului de amestecare la un moment dat, o mărime care nu poate fi utilizată în calculul de proiectare a amestecătoarelor.

Dintre metodele utilizate pentru determinarea momentului în care procesul de amestecare a ajuns în punctul dorit, se pot menționa:

- metoda colorimetrică, prin care se urmăreşte uniformizarea nuanței de culoare în recipient. Metoda se utilizează la alegerea tipului de amestecător, utilizându-se modele transparente în care se introduce produsul de amestecat împreună cu un indicator colorat.
- metoda gradienților de temperatură se bazează pe măsurarea timpului necesar pentru uniformizarea temperaturii sistemului, după ce acestuia i s-a aplicat un impuls termic cu o cantitate de căldură cunoscută. Metoda dă rezultate corecte în cazul unei izolări termice corespunzătoare a aparaturii şi în cazul în care procesul de amestecare nu este însoțit de efecte termice.
- metoda conductometrică este aplicabilă în cazul în care se amestecă produse având conductivități electrice diferite. Durata optimă a amestecării se consideră durata după care, probe prelevate din patru puncte diferite, corespunzător alese, au aceeaşi conductivitate electrică.
- metoda nefelometrică poate fi utilizată ca metodă continuă pentru determinarea eficienței amestecării în sisteme eterogene (cazul formării emulsiilor, de exemplu). Prin emulsie se trece o lumină puternică, de intensitate constantă, care acționează asupra unei celule fotoelectrice. Intensitatea curentului generat de fotocelulă este o măsură a cantității de lichid emulsionat şi a gradului de amestecare.

Intensitatea amestecării poate fi evaluată cantitativ raportând valoarea puterii agitatorului (numai puterea consumată pentru agitare, nu și puterea consumată pentru învingerea rezistențelor mecanice în transmisii, cuplaje, reductoare, etc.) la unitatea de volum a lichidului. În cazul amestecătoarelor mecanice intensitatea amestecării poate fi corelată cu viteza periferică a dispozitivului de amestecare, iar în cazul amestecătoarelor pneumatice cu consumul specific de agent de barbotare (raportat la suprafața liberă a amestecătorului). O astfel de evaluare aproximativă a intensității agitării este prezentată în tab. 4.3.

| Intensitates | Debitul specific la              | Amestecare mecanică                        |   |  |
|--------------|----------------------------------|--|---|--|
| amestecării  | barbotarea cu aer<br>[m³/(m².s)] | Consum specific de<br>putere [W/m³ lichid] | Viteza periferică a<br>agitatorului [m/s] |  |
| slabă        | 0,003 - 0,006                    | 100 – 200                                  | < 2                                       |  |
| medie        | 0,007 – 0,014                    | 400 – 600                                  | 3 – 4                                     |  |
| intensă      | 0,015 – 0,020                    | 800 – 2000                                 | 5 - 6                                     |  |

Tab. 4.3. Evaluarea intensității amestecării

# Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

O altă categorie de metode pentru determinarea eficienței amestecării se bazează pe determinarea distribuției vitezelor și vizualizarea spectrelor de curgere. Pentru această vizualizare se utilizează drept indicatori de curgere particule solide fin dispersate, izotopi radioactivi, substanțe fluorescente, iar achiziția de date se realizează prin diverse metode: fluorescență de inducție laser, velocimetrie digitală a imaginii particulelor, anemometrie Doppler, etc. Combinate cu simulările computerizate (CFD – computational fluid dynamics, CFM – computational fluid mixing), aceste tehnici permit o mai bună înțelegere a fenomenologiei amestecării, și permit o alegere și proiectare mai riguroasă a dispozitivelor de amestecare.

# 4.2.2. MECANISMUL AMESTECĂRII

Dispozitivele utilizate pentru amestecarea lichidelor trebuie să îndeplinească două condiții. În primul rând, în agitator trebuie să existe o curgere convectivă a întregului volum de amestecat, astfel încât să nu existe zone stagnante (aşa-numitele "zone moarte"). În al doilea rând, trebuie să existe o zonă a amestecătorului în care, sub influența unor tensiuni de forfecare intense, să aibă loc omogenizarea amestecului. Ambele procese - curgerea convectivă în volum şi forfecarea locală intensă – sunt procese care necesită consum de energie. Parțial energia mecanică introdusă în sistem este disipată sub formă de căldură. Modul în care este distribuit consumul de energie între procesele implicate în amestecare variază de la o aplicație la alta.

### 4.2.2.1. REGIMUL DE CURGERE LA AMESTECARE

În funcție de proprietățile fluidului, în special de viscozitatea acestuia, curgerea în amestecătoare poate fi laminară sau turbulentă, cu o importantă contribuție a curgerii tranzitorii, în regim intermediar. În mod frecvent, curgerea laminară, intermediară și turbulentă se întâlnesc simultan în diferite zone ale amestecătorului.

Stabilirea caracterului regimului de curgere de face în funcție de corelația existentă între factorul rezistenței la curgere ( $\zeta$ ) și criteriul Reynolds. Factorul rezistenței la curgere (coeficientul de rezistență al mediului) se determină fie pe baza tensiunilor de forfecare la perete, fie pe baza căderii de presiune a fluidului care întâlnește în curgere o rezistență locală (un corp imersat, o modificare de direcție sau de secțiune de curgere). Numărul Reynolds se determină pe baza diametrului real sau echivalent al spațiului de curgere sau al corpului imersat și pe baza vitezei reale de curgere a fluidului.

Un regim de curgere caracterizat printr-o dependență invers proporțională între  $\zeta$  și Re este considerat **laminar**, în timp ce un regim de curgere caracterizat printr-o cvasiindepenență a numărului Re de  $\zeta$  este considerat **turbulent**. Între aceste extreme, dependența exponențială a lui  $\zeta$  față de Re, caracterizează regimul **intermediar** sau **tranzitoriu**.

Într-un recipient prevăzut cu un agitator - cazul majorității amestecătoarelor mecanice pentru lichide – caracteristicile curgerii și ale transferului de energie și de masă în fluid sunt exprimate prin minim două corelații de tipul  $\zeta = f$  (Re), una exprimând rezistență la curgere indusă de pereții recipientului, iar cealaltă reprezentând rezistența la curgere indusă de brațele (paletele) agitatorului. O a treia corelație apare în cazul recipientelor prevăzute cu șicane, reprezentând rezistența suplimentară la curgere indusă de șicane.

Prima corelație (fig. 4.1 a) descrie tensiunea de forfecare la peretele recipientului ca o funcție de viteza medie de curgere. Caracterul curbei este general pentru toate tipurile de secțiuni de curgere; diferă doar valorile numerice ale graficului, în funcție de dimensiunile relative ale recipientului și ale agitatorului. Numărul Re se calculează în funcție de dimensiunea canalului sau de diametrul recipientului și de viteza tangențială medie a lichidului în recipient. La valori Re < 1500 curgerea este laminară. La valori Re > 1500, panta dreptei este aproximativ egală cu –0,25, curgerea fiind considerată turbulentă.

A doua corelație (fig. 4.1. b) descrie rezistența pe care o opun paletele agitatorului la curgere lichidului peste ele. Factorul de rezistență al paletelor este funcție de numărul Re al paletelor, care se exprimă în funcție de lățimea paletei și de viteza sa relativă, altfel spus în funcție de viteza periferică a paletei și viteza tangențială a fluidului. La valori Re mici (Re = 5 ... 10) se consideră curgerea a fi strict laminară, în timp ce la valori Re > 1000 curgerea este considerată turbulentă. Pentru valori Re = 10 ... 1000 regimul de curgere este considerat intermediar.

#### 4.2.2.2. MACROAMESTECAREA

Din punct de vedere al amestecării, volumul total al recipientului poate fi considerat ca fiind alcătuit din zone în caracterizate de două tipuri diferite de condiții de curgere.

Într-o categorie de zone apar mişcări stabile, pe direcție tangențială sau axială, formându-se straturi stabile de fluid care se deplasează cu viteze diferite. Între aceste straturi de lichid nu există un transfer semnificativ de substanță, comportare caracteristică unei curgeri de tip laminar. Amestecarea apare în aceste zone ca efect al deformărilor produse din cauza vitezelor diferite ale straturilor de fluid adiacente. Acest mecanism contribuie la macroomogenizarea amestecului, asigurând redistribuirea



componentelor de-a lungul direcției de curgere. El nu produce însă amestecarea între straturile adiacente.

Stadiile de amestecare lentă, datorită deformațiilor în direcție tangențială și axială, alternează periodic cu schimbări bruşte ale direcției de curgere și ale structurii printr-un schimb rapid și aleatoriu de substanță între straturile de fluid. Aceste schimbări de direcție reprezintă condiția necesară pentru ruperea straturilor învecinate de compoziții diferite și implicit pentru realizarea omogenizării la scară macro.

Stadiile de schimb rapid de substanță decurg în anumite zone ale amestecătoarelor, zone denumite zone de amestecare (eficientă). În recipientele prevăzute cu agitatoare elicoidale sau de tip ancoră, aceste zone sunt localizate în jurul punctelor de întoarcere ale fluxurilor de fluid, puncte situate în apropierea extremităților superioare și inferioare ale agitatorului (fig. 4.2 a). La celelalte tipuri de agitatoare, zonele de amestecare sunt amplasate în imediata vecinătate a extremităților paletelor (fig. 4.2 b). Trecerea unei porțiuni de fluid prin zona de amestecare este considerată ca reprezentând un ciclu de amestecare.

Uniformitatea unui amestec este considerată a fi atinsă atunci când materialul din toate punctele recipientului de amestecare a trecut prin zonele de amestecare. Datorită neuniformității distribuției vitezelor, timpul necesar pentru ca porțiunile de fluid localizate inițial în puncte diferite ale recipientului să treacă prin cea mai apropiată zonă de amestecare va fi diferit, astfel încât numărul de cicluri e amestecare este o variabilă stocastică, dependentă de timp.

Numărul minim de cicluri de amestecare necesar pentru atingerea unui anumit obiectiv depinde de caracteristicile procesului și de proprietățile componentelor implicate în proces (viscozitate și densitate în primul rând).



Fig. 4.2. Amplasarea zonelor de amestecare în: a – agitatoare elicoidale; b – agitatoare cu palete.



Fig. 4.3. Zone cu forfecare extremă la dispozitive: a, b – radiale (agitator cu brațe); c – tangențiale (agitator disc zimțat). 1 – zone de forfecare maximă; 2 – viteza fluidului; 3 – viteza periferică a dispozitivului de amestecare

agregatelor, atingându-se un grad ridicat de omogenitate la nivel microscopic. Zonele cu forfecare extremă se formează în vecinătatea paletelor agitatorului, datorită marii diferențe dintre viteza paletei și viteza mediului înconjurător (fig. 4.3).

Distrugerea agregatelor și microamestecarea decurg numai în aceste zone cu tensiuni mari de forfecare, denumite pe scurt **zone de forfecare**. Rezultatul final al amestecării în aceste zone depinde de următorii parametri:

În orice caz, pentru toate procesele, gradul de uniformitate al amestecului din recipient este direct proporțional cu numărul mediu de treceri prin zonele de amestecare şi invers proporțional cu procentul de fluid care a trecut prin zonele de amestecare de mai puține ori decât un număr dat.

# 4.2.2.3. MICROAMESTECAREA

Schimbul aleatoriu de substantă în zonele de amestecare anterior definite este de o magnitudine apropiată de dimensiunile paletelor agitatorului, acest schimb realizând amestecarea la nivel macro. Treceri repetate ale mediului prin aceste zone de amestecare conduc la reducerea la o scară tot mai mică a gradului de neuniformitate, către nivelul omogenizarea microscopic, când ulterioară se realizează ca efect al difuziunii moleculare. Multe categorii de produse (vopsele, cosmetice, creme, emulsii stabile, etc.) necesită însă un tratament mult mai intensiv, datorită faptului că produsele mentionate solicită o distribuție mult mai uniformă a diferitelor componente, din care fac parte inclusiv solide pulverulente.

Materialul solid constă de obicei din particule de dimensiuni forte mici (de ordinul micronilor sau chiar mai puțin), particule care, datorită forțelor de adeziune, formează agregate mari. Pentru distrugerea acestor agregate este necesară supunerea mediului la tensiuni de forfecare extrem de ridicate. Acest tratament conduce la învingerea fortelor de adeziune și la distrugerea

- Viteza de forfecare sau tensiunea de forfecare în vecinătatea agitatorului. Fiecărei compoziții a unui amestec îi corespunde o valoare critică a tensiunii de forfecare necesare pentru distrugerea eficientă a agregatelor şi pentru omogenizarea amestecului. Viteza de forfecare şi corespunzător tensiunea de forfecare pe paleta agitatorului cresc direct proporțional cu viteza de rotație. De aceea, operațiile care necesită tratamente de forfecare intensă se conduc în recipiente prevăzute cu agitatoare de turație înaltă.
- Gradul de prelucrare al mediului în zona de forfecare. Acest parametru este caracterizat cel mai bine de cantitatea relativă de material supusă forfecării înalte pentru mai puțin decât o perioadă determinată. Această porțiune de material conține agregate mari şi incluziuni neuniforme. În cea mai mare parte a cazurilor întâlnite în practică, zonele de forfecare constituie o porțiune redusă din volumul recipientului. De aceea, partea "finală" de material rămasă neprelucrată în zonele de forfecare este o funcție stocastică de volumul relativ al zonelor de forfecare din vecinătatea paletelor agitatorului.

# 4.2.2.4. AMESTECAREA LAMINARĂ

Curgerea laminară este asociată în general lichidelor cu viscozitate ridicată (peste 10 Pa.s). În aceste lichide forțele inerțiale se atenuează rapid, astfel încât agitatorul sau amestecătorul trebuie să acopere o porțiune întinsă a secțiunii recipientului pentru asigurarea mişcării globale a fluidului. Datorită gradienților de viteză mari din vecinătatea paletelor agitatorului, elementele de volum de fluid din zona respectivă se deformează. Ele suferă alungiri și subțieri repetate, de câte ori trec prin zona de forfecare înaltă (fig. 4.4 a). În plus, datorită convergenței liniilor de curent, deci creșterii vitezei în direcția curgerii, au loc alungiri suplimentare ale elementelor de volum. Deoarece volumul rămâne constant, alungirea are ca efect subțierea și aplatizarea lor (fig. 4.4 b), efectul fiind de reducere a dimensiunilor picăturilor și de mărire a suprafeței interfaciale, atingându-se astfel gradul de omogenizare dorit.





D - divizare; R - rasucire

Fig. 4.6. Mecanismul amestecării prin divizarea și împăturirea elementelor de volum de fluid

Un proces similar are loc în curgerea laminară și atunci când fluidul este supus forfecării între doi cilindrii coaxiali. În timpul fiecărei rotații a cilindrului exterior (fig. 4.5), grosimea elementelor de volum de fluid se micșorează; difuziunea moleculară își face simțită prezența când elementele de volum sunt suficient de subțiri.

Amestecarea poate fi indusă și prin divizarea fizică a curentului de fluid în curenți mai mici, urmată de redistribuirea lor. Amestecătoarele statice montate în flux se bazează cu precădere pe acest mecanism, prezentat schematic în fig. 4.6.

# 4.2.2.5. AMESTECAREA TURBULENTĂ

În cazul lichidelor cu viscozitate mică (sub 10<sup>-3</sup> Pa.s), caracterul curgerii în volumul recipientului de amestecare este turbulent. Inerția dată lichidului de către agitator este suficientă pentru a asigura circulația acestuia prin recipient și întoarcerea înapoi în zona agitatorului. Difuziunea prin intermediul

turbioanelor are loc în întreg volumul, fiind maximă în vecinătatea agitatorului. Difuziunea turbulentă fiind mult mai rapidă decât difuziunea moleculară, este evident că amestecarea turbulentă va decurge mult mai rapid decât amestecarea laminară. Omogenizarea finală, la nivel molecular, va fi însă dependentă de difuziunea moleculară, care decurge mai rapid în lichidele cu viscozitate redusă. Amestecarea este mai intensă în zona agitatorului, unde apar turbioane suplimentare, iar tensiunile de forfecare sunt ridicate (apar suplimentar și tensiunile turbulente Reynolds).

Din cauza complexității curgerii turbulente, tratarea teoretică a amestecării turbulente este mai dificilă. La numere Reynolds suficient de mari se poate utiliza teoria turbulenței izotropice locale. Curgerea turbulentă poate fi asimilată cu un spectru de fluctuație al vitezelor și o serie de turbioane de diverse mărimi, suprapuse peste o curgere globală, mediată în timp. În recipientul de amestecare, este de presupus că turbioanele primare mari, comparabile ca dimensiuni cu diametrul agitatorului, produc creșterea fluctuațiilor de viteză, însă cu o frecvență scăzută. Astfel de turbioane sunt anizotropice și interacțiunea lor cu liniile de curent lente produce turbioane de dimensiuni mai reduse, dar de frecvențe ridicate, turbioane care se dezintegrează ulterior, în final disipându-și energia sub formă de căldură. În timpul procesului de dezintegrare, energia cinetică este transferată de la turbioanele mari la cele mici. Această descriere, mult simplificată, oferă o imagine calitativă a amestecării turbulente, proces care în multe privințe este similar cu curgerea turbulentă a unui fluid în vecinătatea unui contur solid.

# 4.2.3. VITEZA ȘI DURATA AMESTECĂRII

Amestecarea se poate realiza ca proces discontinuu sau continuu. Amestecarea discontinuă se realizează într-un recipient în care se introduc de la început sau de-a lungul unui interval de timp materialele

componente ale produsului final: amestecarea se prelungește până când se ajunge la gradul de omogenizare dorit, după care şarja se evacuează din amestecător. **Amestecarea continuă** se realizează într-un amestecător alimentat continuu cu componenții amestecului (în proporția necesară) și din care se evacuează, tot continuu, produsul. Uneori materialele pot fi amestecate succesiv în mai multe aparate.

#### 4.2.3.1. AMESTECAREA DISCONTINUĂ

Modelul ideal al amestecătorului discontinuu este **recipientul discontinuu cu amestecare perfectă** (RDAP). Acest amestecător ideal este format dintr-un vas prevăzut cu agitare astfel încât concentrația este aceeași în orice punct din volumul masei de reacție (condiția de amestecare perfectă). Funcționarea acestuia este în șarje, iar regimul este nestaționar.

Timpul total de desfăşurare a unei şarje este:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6 \tag{4.3}$$

Acest timp include timpul necesar încărcării materiilor prime  $(t_1)$ , timpul necesar aducerii masei de reacție la condițiile de regim  $(t_2)$ , timpul necesar transformării propriu-zise  $(t_3)$ , timpul necesar aducerii masei de reacție la condițiile normale de temperatură și presiune  $(t_4)$ , timpul necesar pentru golirea produsului final  $(t_5)$ , timpul necesar pentru curățirea și pregătirea amestecătorului pentru o nouă șarjă  $(t_6)$ . Etapele 1, 5 și 6 se disting clar, durata lor depinzând direct de volumul masei de reacție sau de capacitatea de producție. Etapele 2 și 4 sunt mai puțin evidențiabile.

Factorul de utilizare al RDAP este definit de raportul:

$$\psi = \frac{t_3}{\sum t_i} \cdot 100 \quad [\%] \tag{4.4}$$

și el are în general valori scăzute (sub 70%).

O altă caracteristică a RDAP este **gradul de umplere**, definit ca raport între volumul masei de reacție (V) și volumul recipientului  $(V_R)$ :

$$\varphi = \frac{V}{V_R} \quad [\mathrm{m}^3 \,/\,\mathrm{m}^3] \tag{4.5}$$

Dacă în RDAP are loc un proces de transformare (chimică sau biochimică), pentru un element de volum *dV* din masa de reacție se poate scrie următorul bilanț de masă pentru componentul valoros:

$$A = B + C + D \tag{4.6}$$

În care A reprezintă debitul molar de reactant valoros  $A_k$  la intrare în elementul de volum dV; B reprezintă debitul molar de reactant valoros  $A_k$  la ieșire din elementul de volum; C reprezintă cantitatea de reactant  $A_k$  transformată în proces, iar D reprezintă cantitatea de component  $A_k$  acumulată în elementul de volum.

Datorită funcționării discontinue, debitele de intrare și de ieșire la un moment dat sunt nule (A = B = 0), iar ecuația (4.6) se scrie:

$$C + D = 0$$
 (4.7)

Cantitatea de reactant  $A_k$  consumată (*C*) este dată de produsul dintre viteza procesului (- $r_{Ak}$ ) și volumul masei de reacție:

$$C = V \cdot \left(-r_{Ak}\right) \tag{4.8}$$

iar cantitatea acumulată poate fi scrisă ca variația cantității de A<sub>k</sub> în timp:

$$D = \frac{dn_{Ak}}{dt} \tag{4.9}$$

Ecuația de bilanț (4.7) devine după înlocuiri:

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

$$-\frac{dn_{Ak}}{dt} = V \cdot \left(-r_{Ak}\right) \tag{4.10}$$

Exprimând pe  $n_{Ak}$  în funcție de gradul de transformare  $\eta_{Ak}$  [vezi ecuațiile (2.22) – (2.27)], rezultă după diferențiere:

$$\frac{n_{Ak}^{a} \cdot d\eta_{Ak}}{dt} = V \cdot (-r_{Ak})$$
(4.11)

Volumul masei de reacție la un moment dat poate fi exprimat ca o funcție de volumul inițial ( $V^a$ ), iar numărul inițial de moli de  $A_k$  poate fi exprimat în funcție de concentrația sa inițială:

$$V = f(V^{a})$$

$$n^{a}_{Ak} = V^{a} \cdot C^{a}_{Ak}$$
(4.12)

Cu aceste înlocuiri și după separarea variabilelor, ecuatia (4.11) devine:

 $dt = \frac{C_{Ak}^{a} \cdot d\eta_{Ak}}{\left(-r_{Ak}\right) \cdot f\left(V^{a}\right)}$ (4.13)

sau în forma integrală:

$$t = C_{Ak}^{a} \int_{0}^{\eta_{Ak}} \frac{d\eta_{Ak}}{(-r_{Ak}) \cdot f(V^{a})}$$
(4.14)

Ecuația (4.14) permite calculul timpului necesar pentru desfășurarea procesului într-un RDAP, cu condiția cunoașterii expresiei vitezei procesului (a ecuației cinetice) și a relației de dependență a volumului masei de reacție cu volumul său inițial. Funcție de complexitatea relațiilor care dau aceste dependențe, integrala din ecuația (4.14) se rezolvă analitic, grafic sau numeric, obținându-se în final timpul necesar pentru obținerea gradului de transformare impus.

Volumul recipientului se determină în funcție de volumul şarjei și de gradul de umplere, pe baza ecuației (4.5). Volumul unei şarje se determină în funcție de capacitatea de producție și de factorul de utilizare al recipientului.

O variantă a amestecătorului discontinuu este **amestecătorul semicontinuu**. În acesta, unul din componenții amestecului este introdus în întregime la momentul inițial (t = 0), iar celălalt (ceilalți) se adaugă în mod continuu, pe măsura desfășurării procesului. Acest mod de lucru este utilizat atunci când amestecarea este puternic exotermă, când amestecul spumează puternic, etc.

În calculul timpului de amestecare în RDAP s-a pornit de la prezumția că omogenizarea spațială a concentrației este instantanee. În majoritatea cazurilor însă, realitatea este cu totul alta. De aceea, se recomandă fie folosirea unor modele mai apropiate de realitate, fie experimentarea directă pe model și utilizarea analizei dimensionale.

Durata amestecării, *t*, se consideră a fi influențată de:

- forma recipientului prin diametrul D, înălțimea lichidului H, diametrul agitatorului d și turația acestuia n;
- proprietățile lichidului: densitatea  $\rho$  și viscozitatea  $\mu$ ;
- diferența de densitate Δρ (numai în cazul amestecării unor lichide cu densități diferite);

i =

accelerația gravitațională g (numai în cazul amestecării turbulente).

Forma generală a funcției care descrie procesul de amestecare va fi:

$$f(t,n,\rho,\Delta\rho,\mu,g,d,D,H) = 0 \tag{4.15}$$

(4.16)

În conformitate cu teorema  $\pi$  a lui *Buckingham*, amestecarea fiind un fenomen mecanic (*n* = 3) și fiind influențată de *m* = 9 parametrii și constante dimensionale, rezultă că descrierea sa va fi făcută de:

criterii de similitudine adimensionale. Prin introducerea simplecşilor de similitudine:

$$\Gamma_1 = \frac{\Delta \rho}{\rho}; \qquad \Gamma_2 = \frac{d}{D}; \qquad \Gamma_3 = \frac{d}{H}$$
 (4.17)

se elimină parametrii  $\Delta \rho$ , D și H, numărul criteriilor de similitudine care trebuie determinați reducându-se la 3.

Alegând drept mărimi comune *n*, *d* și  $\rho$ , prin analiză dimensională se obțin expresiile următoarelor criterii de similitudine [vezi și *Gavrilă*, *L*., **Fenomene de transfer**, vol. I, Ed. Alma Mater Bacău, 2000, Cap. 2 "Similitudine și analiză dimensională"]:

$$\pi_{1} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^{2}}{\mu} = \frac{n \cdot d^{2}}{\upsilon} = \operatorname{Re}_{AG}$$

$$\pi_{2} = \frac{n^{2} \cdot d}{g} = (\operatorname{Fr}_{AG})^{-1}$$

$$\pi_{3} = \frac{1}{n \cdot t} = (\operatorname{Ho}_{AG})^{-1}$$
(4.18)

Acestea sunt: criteriul Reynolds pentru agitare, criteriul Froude pentru agitare și criteriul de homocronism pentru agitare. În aceste condiții, ecuația (4.15) se scrie criterial sub forma:

$$Ho_{AG} = f\left(Re_{AG}, Fr_{AG}, \frac{\Delta\rho}{\rho}, \frac{d}{D}, \frac{d}{H}\right)$$
(4.19)

Combinând criteriul lui Froude cu simplecşii  $\Gamma_1$  şi  $\Gamma_3$  se obține o formă modificată a lui Fr<sub>AG</sub>, care exprimă relația dintre presiunea dinamică  $\rho n^2 d^2$  şi presiunea statică  $\Delta \rho g H$ , criteriu dat de relația:

$$\mathsf{Fr}_{\mathsf{AG}}^{*} = \frac{\rho \cdot n^{2} \cdot d^{2}}{\Delta \rho \cdot g \cdot H}$$
(4.20)

Cu (4.20), ecuația (4.15) se scrie:

$$Ho_{AG} = f\left(Re_{AG}, Fr_{AG}^{*}, \frac{d}{D}\right)$$
(4.21)

din care se poate exprima durata de amestecare:

$$t = k \cdot n^{-1} \cdot \left( \operatorname{Re}_{AG} \right)^{a} \cdot \left( \operatorname{Fr}_{AG}^{*} \right)^{b} \cdot \left( \frac{d}{D} \right)^{c}$$
(4.22)

În care coeficienții *k, a, b, c* trebuie determinați experimental. În cazul menținerii similitudinii geometrice între model și prototip, sau în cazul unui aparat dat, simplexul  $\Gamma_2$  dispare și ecuația (4.22) se reduce la:

$$t = \mathbf{k} \cdot \mathbf{n}^{-1} \cdot \left( \operatorname{\mathsf{Re}}_{\mathsf{AG}} \right)^a \cdot \left( \operatorname{\mathsf{Fr}}_{\mathsf{AG}}^* \right)^b \tag{4.23}$$

Ecuația (4.23) nu dă rezultate satisfăcătoare pentru procesele de amestecare în care intervine transferul de căldură sau transferul de masă interfazic. Este utilă însă pentru determinarea consumului energetic minim.

- **<u>NOTĂ</u>**: S-au introdus aici câteva criterii de similitudine specifice amestecării în mediu lichid în agitatoare cu elemente mobile. Expresiile lor sunt similare cu ale criteriilor de similitudine general definite pentru curgere, cu observațiile:
- 1. dimensiunea geometrică caracteristică este diametrul dispozitivului de amestecare, d;
- 2. viteza caracteristică în procesul de agitare, v, este viteza periferică a agitatorului, care se exprimă în funcție de diametrul dispozitivului de amestecare și de turația (*n*) acestuia:  $v = \pi \cdot d \cdot n$ ;
- 3. puterea necesară, *N*, este direct proporțională cu forța necesară dispozitivului de amestecare pentru învingerea rezistenței lichidului (*F*) și cu viteza periferică (*v*) a acestuia:  $N = F \cdot v$ ;
- 4. forța necesară învingerii rezistenței lichidului (*F*) este direct proporțională cu căderea de presiune ( $\Delta P$ ) și cu pătratul diametrului *d*:  $F = \Delta P \cdot d^2$ .

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

În tab. 4.4 sunt prezentate expresiile câtorva criterii de similitudine întâlnite frecvent în calculul și descrierea proceselor de amestecare.

| Criteriul   | Curgere                                      | Amestecare   |  |
|-------------|--|--|--|
| Reynolds    | $Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu}$      | $\operatorname{Re}_{\operatorname{AG}} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}$ |  |
| Froude      | $Fr = \frac{v^2}{l \cdot g}$                 | $Fr_{AG} = \frac{n^2 \cdot d}{g}$  |  |
| Weber       | $We = \frac{l \cdot v^2 \cdot \rho}{\sigma}$ | $\operatorname{We}_{AG} = \frac{\rho \cdot n^2 \cdot d^3}{\sigma}$           |  |
| Euler       | $Eu = \frac{\Delta P}{\rho \cdot v^2}$       | $Eu_{AG} = \frac{N}{n^3 \cdot d^5 \cdot \rho}$                               |  |
| homocronism | $Ho = \frac{v \cdot t}{l}$                   | $\operatorname{Ho}_{AG} = t \cdot n$   |  |

Tab. 4.4. Criterii de similitudine pentru curgerea și amestecarea fluidelor

Datele experimentale sugerează faptul că timpul de amestecare adimensional  $\theta$  ( $\theta = t \cdot n$ ) este independent de Reynolds atât în domeniul laminar cât și în cel turbulent, domenii în care timpul de amestecare (adimensional) este constant, variația lui observându-se doar în domeniul curgerii intermediare (fig. 4.7).



Fig. 4.7. Dependența timpului de amestecare adimensional de criteriul Reynolds: a – curbă tipică; b – date experimentale pentru amestecătoare turbină.

După unii autori, nu există diferențe semnificative între timpul de amestecare al fluidelor newtoniene și cel al fluidelor nenewtoniene. Alți autori semnalează contrariul: timpul de amestecare al unor fluide pseudoplastice este de aproximativ 50 de ori mai mare decât cel prezis în cazul fluidelor newtoniene. Deși datele referitoare la comportarea fluidelor care posedă elasticitate sunt puține, se pare că rolul componentei elastice este puternic dependent de geometria agitatorului. În literatură există multe date contradictorii referitoare la comportarea fluidelor nenewtoniene în procesele de amestecare. Ca urmare, utilizarea lor în scopul proiectării sau alegerii amestecătoarelor trebuie făcută cu mult discernământ.

#### 4.2.3.2. AMESTECAREA CONTINUĂ

O mărime caracteristică a amestecării continue este **timpul** (**durata**) **de staționare** a materialelor în amestecător. În cazul amestecării continue, nu toate particulele rămân în amestecător același interval de timp. Chiar dacă amestecarea este foarte rapidă, vor exista elemente de fluid care părăsesc imediat amestecătorul, dar și elemente care vor rămâne în amestecător o perioadă mult mai lungă de timp. Se poate defini o durată medie de staționare ca raport între volumul conținut în amestecător (considerat constant) și debitul volumic de total de material care parcurge amestecătorul:

$$t_m = \frac{V}{m_v} \tag{4.24}$$

Neuniformitatea duratelor de staționare poate fi cauza unor randamente scăzute, fie din cauză că prea multe porțiuni de material au staționat în amestecător un interval de timp prea mic pentru realizarea procesului, fie din cauză că prea multe porțiuni de material au staționat în amestecător un timp prea îndelungat, degradându-se sau ocupând în mod inutil locul în amestecător, micşorându-i astfel productivitatea.

Amestecătoarele reale se încadrează între două tipuri extreme (ideale) de amestecătoare continue: recipientul continuu cu deplasare ideală (RCDI) și recipientul continuu cu amestecare perfectă (RCAP). De primul tip se apropie mai mult amestecătoarele statice montate în conductele prin care se deplasează fluidul supus amestecării, în timp ce de cel de-al doilea tip se apropie amestecătoarele tip vas cu dispozitiv mecanic de agitare.

#### 4.2.3.2.1. Amestecătorul continuu cu deplasare ideală (RCDI)

Geometria acestui recipient este cilindrică, cu L >> D. Datorită acestui fapt este denumit și recipient tubular (tip coloană). Curgerea în acest amestecător este considerată cu deplasare ideală: toate elementele de volum ale fluidului au aceeași viteză. Acest tip de curgere se mai numește și curgere tip piston sau curgere cu front plan de viteze (fig. 4.8).



Fig. 4.8. Profiluri de curgere în amestecătoare tubulare

Între diverse puncte ale masei de reacție nu există schimb de masă nici pe direcție axială, nici pe direcție radială. Concentrația componentelor variază numai pe lungimea recipientului. Procesul de amestecare decurge în regim continuu, staționar. În diverse secțiuni ale recipientului concentrația este constantă în timp.

Pentru concretizarea ecuației de bilanț de masă (4.6) se consideră un element de volum de recipient,  $dV_R$ , de formă cilindrică, având diametrul *D* și lungimea dL (fig. 4.9).



Fig. 4.9. Element de volum în RCDI

In acest element de volum intră debitul  $n_{Ak}$  și iese debitul ( $n_{Ak}$ +  $dn_{Ak}$ ). Cantitatea consumată în proces este  $(-r_{Ak}).dV_R$ , iar cantitatea acumulată este nulă, procesul fiind continuu. Ca urmare, ecuația (4.6) se scrie:

 $n_{Ak} = n_{Ak} + dn_{Ak} + (-r_{Ak}) \cdot dV_R$ (4.25)Tinând cont de modelul matematic de bilant de masă, se poate scrie:

 $dn_{_{Ak}} = -n^a_{_{Ak}} \cdot d\eta_{_{Ak}} = -C^a_{_{Ak}} \cdot m^a_{_V} \cdot d\eta_{_{Ak}} \quad (4.26)$ 

în care  $m_{\nu}^{a}$  este debitul total al masei de reactie la intrare în recipient. Înlocuind (4.26) în (4.25) și separând variabilele se obține:

$$\frac{dV_R}{m_V^a} = C_{Ak}^a \cdot \frac{d\eta_{Ak}}{(-r_{Ak})}$$
(4.27)

Integrând (4.27) pentru întreg recipientul, se obține:

$$\int_{0}^{V_{R}} \frac{dV_{R}}{m_{V}^{a}} = \left(\frac{V_{R}}{m_{V}^{a}}\right)_{DI} = t_{0} = C_{Ak}^{a} \cdot \int_{0}^{V_{Ak}} \frac{d\eta_{Ak}}{(-r_{Ak})}$$
(4.28)

Raportul dintre volumul recipientului si debitul volumic la alimentare are dimensiunile unui timp si poartă denumirea de timp spațial. Acesta este numeric egal cu timpul necesar curgerii prin recipient a unui volum de masă de reactie egal cu volumul recipientului.

Prin integrarea ecuației (4.28), cunoscând ecuația cinetică a procesului, se poate calcula volumul recipientului,  $V_R$ , iar din acesta, dimensiunile sale de bază, D și L.

#### 4.2.3.2.2. Amestecătorul continuu cu amestecare perfectă (RCAP)

Acest amestecător este un recipient prevăzut cu agitare, în care se introduce continuu masa de reacție și se evacuează, tot în mod continuu, produsele. Datorită amestecării perfecte, concentratia nu variază în spatiu, fiind aceeași în fiecare punct din volumul masei de reacție și egală cu concentrația la ieșire din recipient. Datorită functionării continue, în regim stationar, concentratia este invariabilă în timp. Acesta este cel mai idealizat tip de recipient.

Deoarece în spatiul recipientului nu există gradienti de proprietate, ecuatia de bilant (4.6) poate fi scrisă pentru întregul recipient, toate elementele de volum fiind identice. Acumularea fiind nulă, ecuatia de bilant se reduce la:

$$n_{Ak}^{a} = n_{Ak} + (-r_{Ak}) \cdot V_{R}$$
(4.29)

Exprimând debitele de component  $A_k$  funcție de gradul de transformare și înlocuind debitul inițial de  $A_k$  în funcție de concentrația inițială,  $n_{Ak}^a = C_{Ak}^a \cdot m_v^a$ , ecuația (4.29) devine în final:

$$\left(\frac{V_{R}}{m_{V}^{a}}\right)_{AP} = t_{0} = C_{Ak}^{a} \cdot \frac{\eta_{Ak}}{\left(-r_{Ak}\right)}$$

$$(4.30)$$

Ecuatia permite calculul timpului spatial si, de aici, a volumului recipientului ( $V_B$ ). Pe baza acestui volum se pot determina dimensiunile de bază ale acestuia (D, H).

# 4.2.3.2.3. Amestecătorul real

Amestecătoarele ideale RCDI și RCAP sunt cazuri ideale, limită ale reprezentării modului în care fluidele curg în interiorul acestora. De multe ori, în special în sisteme omogene, aceste modele aproximează suficient de precis amestecătorul real și pot fi utilizate ca atare. În alte cazuri, rezultatele obținute prin folosirea modelelor ideale se abat mult de datele rezultate din practică.

Există multe cauze care determină abaterea circulației prin amestecător de la caracteristicile ideale. Câteva dintre aceste cauze sunt:

- caracteristici constructive (proiectare necorespunzătoare) ale amestecătorului sau ale diferitelor părți componente ale acestuia: agitator, şicane, serpentine pentru agenți termici, etc.
- specificul sistemului: proprietățile fizice (viscozitatea şi densitatea în special), felul şi numărul fazelor, proporția dintre faze, regimul de curgere (laminar sau turbulent);
- gradienții de temperatură care se stabilesc în interiorul amestecătorului, care determină variația proprietăților fizice ale fluidului (în special a celor legate de curgere).

Toți acești factori conduc la apariția în interiorul amestecătorului la apariția unor zone de circulație neideală. Dintre acestea, cele mai frecvente sunt:



ZS – zone stagnante; SC – scurtcircuite.

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

• **Zonele stagnante** (fig. 4.10 a, b, c). Acestea sunt porțiuni ale volumului recipientului în care fluidul poate fi considerat în repaus și care, din punctul de vedere al performanțelor amestecătorului, sunt pierdute (de unde și denumirea de "zone moarte"). Aceste zone apar în apropierea elementelor constructive interioare. În recipientele cu agitator mecanic, mărimea zonelor stagnante depinde de poziția agitatorului, dimensiunile agitatorului raportate la cele ale recipientului, proprietățile fizice ale mediului.

• **Scurtcircuitele** (fig. 4.10 b, d, e, f). Sunt fracțiuni din curentul total alimentat în amestecător care trec direct de la intrare la ieșire, fără a rămâne în amestecător un timp semnificativ. Uzual, în scurtcircuit transformările chimice și biochimice pot fi neglijate. Principalele cauze generatoare de scurtcircuit sunt: poziția necorespunzătoare a racordurilor de alimentare și evacuare (fig. 4.10 b), curgerea preferențială la perete (fig. 4.10 d), diferențe mari – datorită tipului de taler – între înălțimea lichidului la intrarea, respectiv ieșirea de pe taler (fig. 4.10 e, f).

• Amestecarea axială importantă; amestecarea radială neglijabilă. Datorită acestor aspecte, amestecătoarele tubulare se abat de la modelul ideal RCDI. Datorită construcției racordurilor se induce amestecarea axială (fig. 4.10 g), iar datorită curgerii laminare și a lungimii finite a amestecătorului, difuziunea moleculară nu reuşeşte realizarea amestecării radiale complete (fig. 4.10 h).

Cauzele de neidealitate se pot suprapune, efectul final fiind greu de descris. Identificarea acestor efecte, în majoritatea cazurilor nedorite, caracterizarea lor prin mărimi măsurabile, este dificilă. De cele mai multe ori neidealitatea nu se transpune la scară, iar necunoașterea circulației reale poate duce la erori considerabile în dimensionarea aparatelor (fie că sunt numai amestecătoare sau sunt utilaje care îndeplinesc funcțiuni mai complexe: aparate și reactoare în strat fluidizat, de exemplu).

# 4.2.3.3. DISTRIBUȚIA DURATELOR DE STAȚIONARE (DDS) ÎN AMESTECĂTOARE CONTINUE

Masa de reacție, după *Danckwerts* se consideră a fi formată din **elemente de fluid** (**puncte materiale**) suficient de mici în raport cu volumul amestecătorului, dar suficient de mari pentru a conține destule molecule (10<sup>16</sup> – 10<sup>18</sup>), astfel încât să poată fi definite proprietăți continue ca densitate, viscozitate, concentrație. Aceste elemente de fluid pot, sau nu, să-și păstreze individualitatea avută la intrarea în aparat. Pentru un grup de elemente de fluid intrate în aparat în același moment, circulația mediului va introduce o anumită distribuție a duratelor de staționare a elementelor de fluid.

# 4.2.3.3.1. Funcții de definire a DDS

Unui element de fluid i se pot defini:

- vârsta, adică timpul trecut de la intrarea elementului de fluid în aparat, parametru notat cu t;
- speranța de viață, adică timpul rămas elementului de fluid de petrecut în aparat, parametru notat cu t<sub>S</sub>.
   Durata de staționare reprezintă suma dintre vârsta şi speranța de viață a elementului de fluid:

$$t = t_1 + t_s$$

(4.31)

această mărime putând fi măsurată la ieșirea elementelor de fluid din amestecător.

Elementele de fluid alcătuiesc o populație ai cărei indivizi au propriile lor durate de staționare. Caracterizarea unei astfel de populații se face prin intermediul unor mărimi statistice. DDS, sau distribuția vârstelor la ieșirea din amestecător, este caracterizată de următoarele funcții:

• Funcția de densitate a distribuției, E(t). Această funcție este astfel definită încât E(t)dt reprezintă fracțiunea din elementele de fluid din efluent care au durate de staționare cuprinse între t și t + dt. Însumând toate fracțiunile pentru durate de staționare între 0 și  $\infty$  se obține unitatea:

$$\int E(t)dt = 1 \tag{4.32}$$

Forma acestei funcții este redată în fig. 4.11 a. Funcția are dimensiunea (TIMP)<sup>-1</sup>. Fracțiunea din efluent care are vârsta mai mică decât  $t_1$  (porțiunea hașurată din fig. 4.11 a) este:

$$E(t)dt$$
 (4.33)

iar fracțiunea de fluid care a stat în aparat un timp mai mare decât  $t_1$  este dată de expresia:

$$\int_{t_1}^{\infty} E(t)dt = 1 - \int_{0}^{t_1} E(t)dt$$
(4.34)

Pentru aparate închise (aparate în care fluidul intră sau iese doar prin curgere cu deplasare ideală), timpul mediu de staționare se obține prin ponderarea tuturor duratelor de staționare:

$$\bar{t} = \int_{0}^{\infty} t \cdot E(t) dt = 1$$
(4.35)

Dacă fluidul are densitate constantă,  $\overline{t}$  este egal cu raportul dintre volumul aparatului (*V*) și debitul volumic de fluid care trece prin aparat ( $m_V$ ) [vezi ec. (4.24)].



Fig. 4.11. Forma funcțiilor de definire a DDS:
 a – funcția de densitate a distribuției, E(t); b – funcția de repartiție a duratelor de staționare F(t);
 c – funcția de intensitate a distribuției, λ(t); d – funcția de distribuție a vârstelor în interiorul aparatului, I(t).

• **Funcția de repartiție a duratelor de staționare**, F(t), reprezintă fracțiunea din elementele de fluid care au stat în aparat o durată mai mică decât *t*. Deoarece nici o fracțiune de volum nu a trecut prin aparat la momentul t = 0, iar fluidul nu poate rămâne în aparat un timp mai mare decât  $\infty$ , înseamnă că:

$$F(0) = 0; \qquad \lim_{t \to \infty} F(t) = 1$$
 (4.36)

Forma posibilă a acestei funcții este redată în fig. 4.11 b. Se poate observa că dF reprezintă fracțiunea din elementele de fluid care au o durată de staționare cuprinsă între *t* și *t* +*dt*. Ca urmare, între funcțiile E(t) și F(t) există relațiile:

$$F(t) = \int_{0}^{t} E(t)dt \quad \text{si} \quad E(t) = \frac{dF(t)}{dt}$$
(4.37)

• **Funcția de intensitate**,  $\lambda(t)$ , este definită astfel încât  $\lambda(t)dt$  reprezintă probabilitatea ca un element de fluid, care a stat în aparat un timp *t*, să părăsească aparatul în intervalul *t* ... *t* + *dt*. Între cele trei funcții există relațiile:

$$E(t)dt = [1 - F(t)] \cdot \lambda(t)dt \quad \text{echivalent cu:} \quad \lambda(t) = \frac{E(t)}{1 - F(t)}$$
(4.38)

Funcția  $\lambda(t)$  este o măsură a defectelor de curgere, luând pentru acestea valori extreme. O curgere turbulentă are funcția  $\lambda(t)$  crescătoare în raport cu timpul. Scurcircuitele arată o creștere rapidă a funcției pentru valori mici ale timpului, în timp ce zonele stagnante prezintă maxime la valori mari ale timpului. Forma posibilă a funcției este redată în fig. 4.11 c.

• Funcția de distribuție a vârstelor în interiorul aparatului, I(t) este definită astfel încât ea reprezintă fracțiunea din elementele de fluid în interiorul aparatului cu vârste cuprinse între t și t + dt. Această funcție are proprietăți similare cu funcția E(t) de care este legată prin relația:

$$I(t) = \frac{1}{\overline{t}} \cdot [1 - F(t)] = \frac{1}{\overline{t}} \cdot \left[ 1 - \int_{0}^{t} E(t) dt \right]$$
(4.39)

întrucât un element de fluid intrat în aparat la un anumit timp, fie rămâne în aparat, fie îl părăseşte. În cazul RCAP, E(t) = I(t). În fig. 4.11 d este redată reprezentarea grafică a funcției I(t); porțiunea haşurată reprezintă fracțiunea din elementele de fluid cu vârste mai mici decât  $t_1$ . Ca şi E(t), funcția I(t) are dimensiunea (TIMP)<sup>-1</sup>.

Pentru exprimarea funcțiilor de distribuție se poate utiliza și timpul adimensional,  $\theta$ , definit ca raport între timpul curent și timpul mediu de staționare:

$$\theta = \frac{t}{\bar{t}} \tag{4.40}$$

Cu această variabilă, funcția *E* devine  $E(\theta)$ :

$$\int_{0}^{\infty} E(\theta) d\theta = 1; \qquad E(\theta) = \bar{t} \cdot E(t)$$
(4.41)

În multe cazuri, cunoașterea funcțiilor de distribuție nu este necesară, fiind suficientă cunoașterea unor valori tipice care le caracterizează. Parametrii uzual folosiți sunt **momentele distribuției**, definite în forma generală:

$$\mu_r = \frac{\int\limits_{0}^{\infty} x^r \cdot f(x) dx}{\int\limits_{0}^{\infty} f(x) dx}$$
(4.42)

pentru momentul de ordin r în raport cu originea și

$$\mu_r = \frac{\int\limits_{0}^{\infty} (x - \overline{x})^r \cdot f(x) dx}{\int\limits_{0}^{\infty} f(x) dx}$$
(4.43)

pentru momentul de ordin *r* în raport cu media  $\overline{x}$  (momentul centrat).

Pentru distribuția exprimată prin funcția *E*(*t*) se utilizează, de regulă:

• momentul de ordin I în raport cu originea, numit și media distribuției sau timpul mediu de staționare:

$$\mu_1 = \bar{t} = \int_0^\infty t \cdot E(t) dt \tag{4.44}$$

 momentul de ordin II în raport cu media, cunoscut şi drept dispersia distribuției sau abaterea medie standard pătratică a distribuției:

$$\mu_{2} = \sigma_{t}^{2} = \int_{0}^{\infty} \left( t - \bar{t} \right)^{2} \cdot E(t) dt = \int_{0}^{\infty} t^{2} \cdot E(t) dt - \bar{t}^{2}$$
(4.45)

în care indicele *t* indică variabila independentă. Valoarea dispersiei oferă informații asupra lărgimii distribuției. O valoare mare indică o dispersie largă, în timp ce o valoare mică indică o distribuție îngustă.

Momentele pot fi exprimate și în funcție de timpul adimensional  $\theta$ . Cu acest parametru, dispersia distribuției devine:

$$\sigma_t^2 = \int_0^\infty \bar{t}^2 \cdot \left(\frac{t}{\bar{t}}\right)^2 \cdot E(t) dt - \bar{t}^2 = \bar{t}^2 \cdot \left[\int_0^\infty \theta^2 \cdot E(\theta) d\theta - 1\right]$$
(4.46)

Notând

$$\sigma_{\theta}^{2} = \int_{0}^{\infty} \theta^{2} \cdot E(\theta) d\theta - 1$$
(4.47)

rezultă:

$$\sigma_t^2 = \bar{t}^2 \cdot \sigma_\theta^2 \tag{4.48}$$

Dacă valorile funcției de distribuție sunt cunoscute doar ca valori discrete  $E(t_i)$  la timpii  $t_i$ , valoarea aproximativă a mediei și dispersia distribuției se obțin din relațiile:

$$\bar{t} \approx \frac{\sum_{i} t_{i} \cdot E(t_{i}) \cdot \Delta t_{i}}{\sum_{i} E(t_{i}) \cdot \Delta t_{i}}$$

$$\sigma_{t}^{2} \approx \frac{\sum_{i} (t_{i} - \bar{t})^{2} \cdot E(t_{i}) \cdot \Delta t_{i}}{\sum_{i} E(\bar{t}_{i}) \cdot \Delta t_{i}}$$
(4.49)

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

# 4.2.3.3.2. Tehnici experimentale de determinare a DDS

Informațiile privind DDS se obțin prin experimentare directă, folosind tehnica stimul – răspuns. Această tehnică constă în aplicarea unui semnal în fluxul de fluid care intră în amestecător şi măsurarea răspunsului la semnal, ca funcție de timp, în fluxul de fluid care iese din amestecător. Experimentele se conduc în lipsa reacțiilor chimice, în regim staționar.

Semnalul la intrare se aplică prin intermediul unui **trasor** (soluție a unei sări bună conducătoare de electricitate, un acid, un colorant, o substanță fluorescentă sau radioactivă, etc.). Trasorul nu trebuie să deranjeze curgerea, nu trebuie să reacționeze sau să fie adsorbit în sistem, trebuie să aibă un coeficient mic de difuziune moleculară, trebuie să poată fi analizat (de preferință prin metode fizice) si trebuie să poată fi introdus în modul cerut de tipul experimentului.

Semnalul la intrare se poate aplica în mai multe moduri: treaptă, impuls, sinusoidal, altă formă periodică sau oarecare (cunoscută). Uzual se folosesc semnalele treaptă și impuls.

**Semnalul treaptă** (fig. 4.12) se aplică prin comutarea unui robinet cu trei căi de pe traseul fluidului de proces pe traseul trasorului. Comutarea se face la momentul t = 0 și se păstrează ca atare pe toată durata determinării. Debitul de trasor adăugat determină realizarea unei concentrații  $C_0$  a acestuia în fluxul de intrare (influent). Această concentrație rămâne constantă. Concentrația la ieșire este variabilă, diferitele elemente de fluid în care sunt înglobate moleculele trasorului având durate de staționare diferite.



Fig. 4.12. Experiment cu semnal treaptă: a – instalație experimentală; b – concentrația trasorului în influent; c – concentrația trasorului în efluent.

Dacă la momentul *t* concentrația trasorului în fluxul de ieșire (efluent) este C, acest fapt se datorează cantității de trasor conținute în elementele de fluid care au stat în aparat un timp egal sau mai mic decât *t*. Cum introducerea trasorului s-a început la t = 0, fracția de fluid care conține trasorul este chiar F(t). Bilanțul de masă al trasorului (reamintim că regimul este staționar și deci acumularea este nulă) se poate scrie:

$$m_{v} \cdot F(t) \cdot C_{0} = m_{v} \cdot C \quad (4.50)$$

de unde rezultă că:

$$F(t) = \frac{C}{C_0} \tag{4.51}$$

Raportând concentrația trasorului în efluent la concentratia trasorului

în influent se obține tocmai funcția de repartiție a duratelor de staționare, F(t).

Experimentele cu semnal treaptă au avantajul că toate informațiile referitoare la circulația din aparat sunt conținute în răspunsul la un singur semnal. Ca dezavantaje se pot menționa necesitatea utilizării unei cantități relativ mari de trasor și concentrarea întregii informații într-o cantitate relativ mică de date.

**Semnalul impuls** este exprimat matematic prin funcția *Dirac* ( $\delta$ ). Trasorul se introduce în influent într-un interval foarte mic de timp, prin acționarea valvei electronice (fig. 4.13), sau prin intermediul unei seringi. Cantitatea de trasor introdusă este *m*; în termeni de concentrație, dacă s-ar repartiza tot trasorul în cantitatea de fluid din amestecător s-ar obține o valoare  $C_0$ .

În intervalul de timp cuprins între t și t + dt, cantitatea de trasor care părăsește amestecătorul este mE(t)dt. Această cantitate, distribuită pe întreg debitul la ieșire, determină valoarea C a concentrației trasorului în efluent. Aceasta se poate scrie și ca  $m_V.C.dt$ . Se poate scrie deci:

 $m \cdot E(t)dt = m_v \cdot C \cdot dt \quad (4.52)$ 

de unde rezultă:

$$E(t) = \frac{C}{\frac{m}{m_{v}}}$$
(4.53)

Prin urmare, raportând concentrația trasorului la ieșire la raportul dintre cantitatea de trasor introdusă și debitul volumic al fluidului, se obține funcția de densitate a distribuției, E(t). Funcția calculată cu relația (4.53) este cunoscută în literatură și drept funcția C(t).

Se pune problema determinării exacte a lui *m*, având în vedere intervalul foarte scurt de introducere a trasorului. Dacă se ține cont de faptul că după un timp infinit toate moleculele de trasor vor părăsi aparatul, adică:





$$m = \int_{0}^{\infty} m_{v} \cdot C \cdot dt = m_{v} \cdot \int_{0}^{\infty} C \cdot dt$$
(4.54)

Înlocuind (4.54) în (4.53) se obține relația uzuală de calcul a funcției E(t):

$$E(t) = \frac{C}{\int_{0}^{\infty} C \cdot dt}$$
(4.55)

Integrala de la numitor se rezolvă pe cale grafică, planimetrând suprafața de sub curba C - t, sau, dacă se cunosc valori discrete  $C_i$ , la diferite intervale de timp,  $t_i$ , prin însumare:

$$E(t_i) \cong \frac{C_i}{\sum C_i \cdot \Delta t_i}$$
(4.56)

Experimentele cu semnal impuls sunt folosite frecvent datorită simplității instalației experimentale și a cantității mici de trasor utilizate. Dintre dezavantaje se pot menționa: posibilitatea perturbării procesului de către impuls, dificultatea analizării trasorului în efluent datorită concentrației reduse a acestuia. În plus, nu se poate aștepta un timp infinit, astfel încât cantitatea *m* de trasor determinată din ecuația (4.54) se obține cu o anumită eroare de calcul.

#### 4.2.3.3.3. Identificarea caracteristicii circulației după forma curbelor de distribuție

În multe cazuri, forma curbei *E(t)* sugerează anumite indicații asupra modului în care are loc circulația în amestecătoarele reale.

Dacă amestecătorul real se comportă în mod similar cu un amestecător tubular (RCDI), curba de răspuns *E*(*t*) la un semnal impuls ar trebui să fie simetrică, în jurul timpului mediu de staționare, și să nu aibă o dispersie prea mare (fig. 4.14 a). Dacă amestecătorul real se comportă ca un recipient cu amestecare (RCAP),

# Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

atunci curba de răspuns E(t) are forma redată în fig. 4.14 f. Față de aceste situații ideale pot apărea abateri, din diferite motive. Forma curbelor E(t) permite aprecierea calitativă, uneori și cantitativă, a acestor abateri de la curgerea ideală (tip piston, respectiv curgere cu amestecare perfectă).



Fig. 4.14. Curbe de răspuns E(t) evidențiind caracterul curgerii:
a ... e – recipiente cu deplasare ideală; f ... j – recipiente cu amestecare perfectă:
a, f – curgere ideală; b, g –scurtcircuit sau zone stagnante; c, h – recirculare internă;
d, i – experimentare incorectă; e, j – trasor transportat pe trasee distincte;

Apariția mai timpurie a trasorului (fig. 4.14 b,g) indică prezența în aparat a scurtcircuitelor sau a unor zone stagnante. În cazul recirculării interne, trasorul este adus de mai multe ori în dreptul punctului de măsură, funcția de distribuție având forma din fig. 4.14 c, h. Situația din fig. 4.14 d, i, de apariție tardivă a trasorului, se poate datora următoarelor cauze: durata medie de staționare calculată greșit (greșeli în citirea debitului sau în aprecierea volumului disponibil curgerii), trasorul nu este inert, fiind absorbit de suprafața de curgere. Uneori, trasorul poate fi transportat pe două trasee diferite în interiorul aparatului, fapt care duce la apariția unor curbe de distribuție de forma celor din fig. 4.14 e. Curba din fig. 4.14 j indică o întârziere în reacția aparatului de măsură.

În unele cazuri, diagnosticarea circulației se poate realiza și pe baza funcției de intensitate a distribuției,  $\lambda(t)$ . Cu cât un element de fluid a staționat mai mult în amestecător, cu atât mai mare este probabilitatea ca acesta să părăsească amestecătorul. Majoritatea elementelor de fluid vor părăsi amestecătorul după un timp aproximativ egal cu timpul mediu de staționare, iar o mică parte îl vor părăsi înainte sau după acest timp. Prin urmare,  $\lambda(\theta)$  va fi monoton crescătoare cu  $\theta$ . În cazul curgerii cu amestecare perfectă, toate elementele de fluid au aceeași probabilitate de a părăsi amestecătorul și  $\lambda(\theta)$  va fi constantă (fig. 4.15 a, b). În cazul existenței zonelor stagnante, elementele de fluid din aceste zone au o probabilitate mai mică de a ieși, până când nu se atinge o anumită valoare a timpului. Funcția  $\lambda(\theta)$  va fi crescătoare pentru fracțiunea principală de fluid care părăsește amestecătorul în jurul timpului mediu de staționare, după care va urma o porțiune descrescătoare. Dacă se așteaptă mai mult, fluidul din zonele stagnante va părăsi și el amestecătorul,  $\lambda(\theta)$  prezentând o nouă porțiune crescătoare (fig. 4.15 c). În cazul existenței unui scurtcircuit, fracțiunea de fluid din acesta va părăsi mai repede amestecătorul și deci funcția  $\lambda(\theta)$  va prezenta o porțiune descrescătoare la durate mici; după aceasta,

probabilitatea ca elementele de fluid să părăsească amestecătorul mai devreme decât durata medie de staționare este mică, pentru ca apoi să crească in jurul acestui timp (fig. 4.15 d).



Fig. 4.15. Curbe de răspuns  $\lambda(\theta)$ :

a – recipient cu deplasare ideală; b – recipient cu amestecare perfectă; c – zone stagnante; d – scurtcircuite.

Prezența zonelor stagnante poate fi pusă în evidentă și prin intermediul formei funcției  $E(\theta)$ . aceasta prezentând o "coadă" foarte lungă. Proporția zonei stagnante poate fi apreciată cantitativ dacă se cunoaște durata de staționare medie reală în amestecător ( $t_m = V/m_V$ ). În mod uzual, rezultatele experimentale (concentrația trasorului) pentru durate mai mari de două până la trei ori fată de durata medie, nu mai sunt atât de precise pentru a putea fi luate în considerare, astfel încât valoarea  $C_0$  se obține din integrala trunchiată la  $\theta$  = 2 sau  $\theta$  = 3 (fig. 4.16). Rezultă astfel o durată medie aparentă,  $\overline{\theta}_{a}$ :

$$\overline{\theta}_{a} = \int_{0}^{\theta} \theta \cdot E(\theta) d\theta \qquad (4.57)$$
$$\theta = 2 \quad \text{sau} \quad 3$$

$$\theta = 2$$
 sau

care diferă de durata medie reală,  $\overline{\theta}_{c}$ :



Fig. 4.16. Determinarea volumului zonelor stagnante

$$\overline{\theta}_{r} = \int_{0}^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta = \int_{0}^{\theta} \theta \cdot E(\theta) d\theta + \int_{\theta}^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta = \overline{\theta}_{a} + \int_{\theta}^{\infty} \theta \cdot E(\theta) d\theta$$
(4.58)

Datorită prezenței "cozii" lungi, ultima integrală poate avea o valoare apreciabilă. Durata medie aparentă permite calculul volumului zonelor stagnante. Astfel:

$$t_{a} = \frac{V_{\text{activ}}}{m_{V \text{ activ}}} = \frac{V - V_{\text{stagnant}}}{m_{V \text{ activ}}} = \bar{t} \cdot \theta_{a}$$
(4.59)

dar:

$$\frac{V_{\text{stagnant}}}{V} = 1 - \frac{V_{\text{activ}}}{m_{V, \text{ activ}}} \cdot \frac{m_{V, \text{ activ}}}{V} = 1 - \frac{t_a}{\bar{t}} \cong 1 - \theta_a$$
(4.60)

deoarece, conform definiției zonei stagnante, debitul care trece prin aceste zone este neglijabil,  $m_{V \text{ activ}} = m_V$ .

În practică, dacă analiza curbelor de distribuție evidențiază scurtcircuite și zone stagnante importante, elaborarea unui model detaliat nu duce neapărat la rezultate corespunzătoare, descrierea matematică a circulației fluidului fiind totuși aproximativă. Se recomandă modificarea constructivă a amestecătorului, pentru a-l apropia de un amestecător ideal, permițându-se astfel descrierea sa pe baza unui model matematic mai simplu.

# 4.2.4. SPECTRE DE CURGERE

Atunci când amestecarea decurge în recipiente în care viteza fluidului este diferită în diverse zone ale vasului, prezintă interes stabilirea profilului vitezelor. Traseul curentului provocat de către dispozitivul de amestecare (agitator) în recipient (amestecător) reprezintă **spectrul de curgere**, spectru care conține liniile de curent ale traseelor caracteristice. În funcție de direcțiile principale ale liniilor de curent din recipient, există trei tipuri principale de spectre de curgere: curgere tangențială, curgere radială, curgere axială.

În amestecătoarele reale se întâlnesc, de obicei, combinații ale acestor trei tipuri principale de curgere. Spectrele de curgere din amestecătoare sunt influențate în primul rând de configurația sistemului recipient – agitator, dar și de proprietățile lichidului (în primul rând de viscozitatea acestuia). La alegerea echipamentelor de agitare trebuie avut în vedere ca spectrul de curgere rezultat prin combinarea recipient – agitator – fluid să fie corespunzător aplicației avute în vedere.



Fig. 4.17. Tipuri caracteristice de spectre de curgere: a – curgere tangențială; b – curgere radială; c – curgere axială.

# 4.2.4.1. CURGEREA TANGENȚIALĂ

Lichidul curge paralel (tangent) cu traseul descris de amestecător (fig. 4.17 a). Acest tip de curgere este caracteristic agitatoarelor cu brațe. Curgerea este indusă de mişcarea brațelor, atunci când acestea se rotesc cu

o viteză insuficientă pentru inducerea unor forțe centrifuge sensibile. Amestecarea este redusă și se realizează doar prin turbionarea din apropierea periferiei agitatorului. Efectul de amestecare este minim atunci când viteza de rotație a lichidului egalează viteza de rotație a agitatorului. În acest caz, gradientul de viteză este neglijabil, neputându-se realiza distribuția neuniformă a vitezelor, deci nici turbulența.

# 4.2.4.2. CURGEREA RADIALĂ

Acest tip de curgere (fig. 4.17 b) este caracteristic amestecătoarelor cu rotor simplu sau de tip turbină. Sub acțiunea forței centrifuge, lichidul este expulzat radial din rotor (perpendicular pe axa de rotație) către perete, unde urcă spre partea superioară a vasului, coboară în partea inferioară, fiind din nou aspirat de către rotor. Curgerea radială începe la turații suficient de mari ale agitatorului, atunci când forța centrifugă la periferia rotorului depăşeşte rezistența pe care o opune lichidul din afara spațiului rotorului. Rezistența opusă de lichid crește cu creșterea viscozității acestuia. Turbinele cu palete plate produc un puternic curent radial, producând zone de circulație la partea superioară, respectiv inferioară a recipientului de amestecare. Spectrul de curgere poate fi modificat prin modificarea geometriei rotorului. Astfel, prin înlocuirea paletelor drepte cu palete înclinate, se produce o curgere axială puternică, utilă, de exemplu, în cazul menținerii particulelor solide în suspensie într-o fază lichidă.

# 4.2.4.3. CURGEREA AXIALĂ

Curgerea axială (fig. 4.17 c) este caracteristică agitatoarelor cu elice: lichidul este aspirat axial și apoi refulat tot axial de către rotor. Curgerea lichidului este paralelă cu axa de rotație a agitatorului. În funcție de sensul de rotație al agitatorului, lichidul este deplasat în sens ascendent, sau în sens descendent.

# 4.2.4.4. SPECTRE DE CURGERE ÎN FLUIDE CU VISCOZITATE RIDICATĂ

Pentru amestecarea fluidelor cu viscozitate ridicată, se utilizează în special agitatoare cu cadru, agitatoare tip ancoră, diferite construcții de agitatoare elicoidale. Atât agitatoarele cu cadru, cât și cele de tip ancoră induc mișcarea lichidului în apropierea peretelui recipientului, dar lasă relativ stagnantă zona din jurul axei agitatorului, după cum se poate observa și din spectrul redat în fig. 4.18. În plus, în aceste amestecătoare circulatia descendentă către fundul recipientului este modestă, apărând astfel gradienti de concentrație pe înălțimea amestecătorului. Situația se poate remedia adăugând pe ax o bandă elicoidală sau o suprafață elicoidală. La agitatoarele cu cadru sau ancoră, spectrul de curgere se modifică pe măsura creșterii vitezei de rotatie a axului agitatorului. Forfecarea crește, iar mișcarea de rotatie indusă în lichidul viscos conduce la aparitia unei curgeri secundare pe direcție verticală. Lichidul de la fundul recipientului rămâne stagnant, în timp ce lichidul aflat



Fig. 4.18. Linii de curent într-un agitator cu cadru

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

la nivele mai ridicate este supus acțiunii forțelor centrifuge. Apar astfel forțe de presiune necompensate în interiorul lichidului, forțe care conduc la formarea unui vârtej toroidal. Aceste vârtejuri toroidale pot fi monocelulare sau bicelulare, în funcție de viscozitatea și tipul lichidului (fig. 4.19).



Fig. 4.19. Curgerea secundară în agitatoare cu cadru și tip ancoră: a – vârtej toroidal monocelular; b – vârtej toroidal bicelular.

# 4.2.4.5. SPECTRE DE CURGERE ÎN FLUIDE NENEWTONIENE

Majoritatea fluidelor nenewtoniene implicate în bioprocese (obținerea fermentativă a antibioticelor, de exemplu), precum și în unele procese din industria alimentară (maioneze, suspensii de amidon, etc.) au comportare pseudoplastică. Este cunoscut faptul că viscozitatea acestor fluide este funcție de viteza de forfecare. *Metzner* și *Otto* propun o dependență liniară între viteza medie de forfecare și turația agitatorului:

$$\dot{r} = k \cdot n \tag{4.61}$$

unde  $\dot{\gamma}$  este viteza medie de forfecare, *n* este turația agitatorului, iar *k* este o constantă dependentă de tipul agitatorului utilizat (tab. 4.5). Viteza de forfecare în recipiente prevăzute cu agitare este neuniformă, fiind puternic influențată de distanța față de agitator. În fig. 4.20 este prezentată scăderea rapidă a vitezei de forfecare în fluide pseudoplastice agitate cu o turbină cu palete drepte, cu creșterea distanței, pe direcție radială, de la periferia agitatorului. Viteza maximă de forfecare, în apropierea agitatorului, este mult mai mare decât viteza medie de forfecare calculată cu ecuația (4.61).

| Tab. 4.5. Valo | oarea constantei k | din ecuația | (4.61) pentru | diverse tipuri | de agitatoare |
|----------------|--------------------|-------------|---------------|----------------|---------------|
|                |                    |             | 1 / 1         |                | 0             |

| Tipul agitatorului     | k       |
|------------------------|---------|
| Turbină Rushton        | 10 – 13 |
| Cu brațe drepte        | 10 – 13 |
| Cu brate curbate       | 7,1     |
| Cu elice               | 10      |
| Cu ancoră              | 20 – 25 |
| Cu panglică elicoidală | 30      |



Fig. 4.20. Viteza de forfecare în fluide pseudoplastice în funcție de distanța radială față de agitator:
1 – la periferia agitatorului; 2 – la 0,10 in; 3 – la 0,20 in; 4 – la 0,34 in; 5 – la 0,50 in; 6 – la 1,00 in față de periferia agitatorului. Diametrul agitatorului = 4 in

Fig. 4.20. Viteza de forfecare în fluide pseudoplastice Fig. 4.21. Spectrul de curgere al unui fluid pseudoplastic în funcție de distanța radială față de agitator: într-un fermentator cu agitare mecanică

În cazul fluidelor pseudoplastice, viscozitatea aparentă scade cu creşterea vitezei de forfecare. Din acest motiv, în recipientele agitate, aceste fluide au viscozități aparente relativ scăzute în zona de forfecare intensă din vecinătatea agitatorului și viscozități aparente relativ ridicate în zonele depărtate de agitator. Rezultă un spectru de curgere similar celui redat în fig. 4.21: o zonă redusă de circulație în fluidul din imediata vecinătate a agitatorului și o zonă stagnantă sau aproape stagnantă de volum considerabil.

Efectul fluidificării locale poate fi contracarat modificând fie geometria sistemului, fie geometria agitatorului. Se recomandă utilizarea de recipiente cu diametre mari, iar în cazul utilizării agitatoarelor turbină reducerea raportului dintre diametrul recipientului și diametrul turbinei de la 3 (cât este normal pentru fluidele cu viscozitate redusă) la 1,6 – 2. În locul agitatoarelor turbină se pot utiliza alte tipuri de agitatoare care "mătură" întreg volumul recipientului: agitatoare elicoidale, agitatoare ancoră, cu brațe sau cu cadru, montate cu un spațiu liber foarte redus între agitator și peretele vasului. Amestecarea în aceste dispozitive se realizează la viteze reduse, fără apariția curenților cu viteze ridicate. Agitatoarele elicoidale reduc degradarea prin forfecare a suspensiilor de culturi celulare, îmbunătățind totodată amestecarea în mediu viscos.

În cazul fermentatoarelor, deși agitatoarele lente, cu diametru mare, asigură o amestecare superioară în volum, pentru spargerea bulelor de gaz și îmbunătățirea transferului oxigenului spre faza lichidă sunt preferate agitatoare de turație ridicată, care produc o forfecare intensă. La proiectarea fermentatoarelor se ajunge de obicei la un compromis între eficiența amestecării și eficiența transferului de masă.
# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

# 4.2.4.6. VÂRTEJUL CENTRAL ȘI POSIBILITĂȚI DE CONTRACARARE

În cazul amestecătoarelor prevăzute cu agitator rotativ, cu mărirea turației agitatorului crește și forța centrifugă, ceea ce face ca lichidul de la periferia rotorului să învingă rezistența opusă de lichidul din afara spațiului măturat de dispozitivul de agitare. Lichidul refulat provoacă ridicarea nivelului la peretele recipientului și, corespunzător, scăderea nivelului lichidului în jurul arborelui agitatorului (fig. 4.22). Se formează astfel o depresiune (pâlnie centrală, vârtej central) care se adâncește cu creșterea turației. La depresiuni apreciabile, randamentul amestecării scade drastic. Dacă vârtejul se extinde până la amestecător, acesta începe să vibreze ca urmare a şocurilor produse prin pomparea amestecului lichid – aer având concentrație, respectiv densitate, variabilă.

Pentru eficientizarea amestecării este necesară contracararea fenomenului de apariție a vârtejului central, prin dirijarea curgerii. Pentru dirijarea curgerii se pot utiliza diferite mijloace: montarea unor șicane verticale (spărgătoare de valuri), montarea unor tuburi de tiraj, amplasarea excentrică sau înclinată a arborelui dispozitivului de agitare.



b – radial la o oarecare distanță față de perete (viscozitate medie a lichidului);

 c – înclinat la o oarecare distanță față de perete (viscozitate ridicată a lichidului).

## 4.2.4.6.1. Şicane verticale

Şicanele verticale sunt platbande montate pe o circumferință, la o anumită distanță de peretele recipientului, vertical, paralel cu axa arborelui agitatorului. Şicanele au rolul de a împiedica mişcarea de rotație a întregului conținut al recipientului. În spatele șicanelor se formează vortexuri (vârtejuri) locale (fig. 4.23), care contribuie la o distribuție neuniformă a vitezelor, îmbunătățind astfel amestecarea. Şicanele verticale de lângă perete (fig. 4.23 a) sunt avantajoase din punct de vedere constructiv, întrucât sunt mai uşor de fixat şi rezistă mai bine la solicitări. Au dezavantajul că favorizează apariția unor zone stagnante a lichidului în fața șicanei. Se recomandă în amestecătoarele pentru fluide cu viscozitate redusă, de până la 0,5 Pa.s. Şicanele se pot monta și la o oarecare distanță față de peretele recipientului (circa 1/50 din diametrul recipientului). Pentru amestecarea lichidelor cu viscozității medii, sau când în lichid există solide în suspensie, șicanele se amplasează radial (fig. 4.23 b), iar pentru amestecarea lichidelor viscoase (până la 20 Pa.s) șicanele sunt amplasate înclinat, formând un unghi ascuțit – în direcția mişcării – cu peretele (fig. 4.23 c). La viscozități ale lichidului mai mari de 10 Pa.s șicanele trebuie amplasate la o distanță de cel puțin 40 mm față de peretele recipientului. Aceste modalități de amplasare a șicanelor previn sedimentarea și apariția zonelor stagnante la amestecarea suspensiilor viscoase de material celular. La viscozități ale fluidului mai mari de 60 Pa.s, șicanele nu mai sunt eficiente. Prezența șicanelor duce la creșterea consumului de putere necesar amestecării.

Amplasarea și dimensiunile șicanelor sunt importante în cazul amestecătoarelor în care curgerea este predominant axială sau radială. În fig. 4.24 sunt arătate efectele amestecătoarelor cu șicane verticale (jumătatea din dreapta a figurilor), în comparație cu efectul acelorași agitatoare în absența șicanelor (jumătatea din stânga a figurilor); curenții în plan vertical sunt indicați prin săgeți a căror lungime este proporțională cu viteza curenților.

| Tab. | 4.6. | Lățimea   | şica | nelor  | în fu | ıncție | de |
|------|------|-----------|------|--------|-------|--------|----|
|      |      | viscozita | atea | fluidu | lui   |        |    |

| Viscozitatea<br>fluidului [Pa.s] | Raportul <i>I₅/D</i><br>[m/m] |
|----------------------------------|-------------------------------|
| 10 <sup>-3</sup>                 | 1/12                          |
| 5                                | 1/18                          |
| 10                               | 1/24                          |
| 20                               | 1/48                          |



Fig.4.24. Efectul șicanelor verticale: a – agitator cu brațe; b – agitator cu șase palete cu stea; c – agitator cu elice; d – agitator turbină.

Şicanele verticale, uzual în număr de 3 sau 4, se amplasează echidistant pe circumferința recipientului. Dacă diametrul vasului este mai mare de 6 m, se recomandă utilizarea a 6 șicane.

Lățimea și canelor ( $I_s$ ) se alege în funcție de viscozitatea mediului amestecat și de diametrul D al recipientului (tab. 4.6). Pentru fluidele nenewtoniene, viscozitatea se consideră ca fiind viscozitatea minimă (a fluidului în timpul amestecării.

Pentru amestecătoarele orizontale cu arborele agitatorului montat orizontal nu se utilizează șicane.



Fig. 4.25. şicane pentru amestecătoare tip impeller: a, b – şicane cu pale înclinate; c – sicane de forma literei D.



Fig. 4.26. Dispozitive de transfer termic cu rol de şicană: a – registru din ţevi verticale; b – serpentină.

Uneori, în loc de şicane sub formă de platbande, se pot utiliza țevi cu pale (fig. 4.25). Acestea sunt utilizate în amestecătoarele de tip impeller, având 2 sau 3 pale. Dacă palele şicanei sunt înclinate în sus (fig. 4.25 a) ele favorizează curentul ascendent, fiind recomandate pentru agitarea dispersiilor solid – lichid cu  $\rho_s > \rho_l$  și pentru lichide cu densități mult diferite. Şicanele cu pale orientate în jos (fig. 4.25 b) favorizează curentul descendent, fiind recomandate se vitarea spumării, solubilizarea sau dispersarea particulelor solide având  $\rho_s < \rho_l$ , absorbția gazelor. Pentru recipiente emailate se utilizează și șicane sub forma literei D (fig. 4.25 c).

Serpentinele (fig. 4.26 a) și registrele (fig. 4.26 b) pentru transfer termic amplasate la peretele recipientului influențează, de asemenea, spectrul curgerii; în spatele lor se formează vortexuri locale care favorizează turbulența. Aceste dispozitive acționează ca și șicanele, împiedicând formarea vârtejului central. O serpentină sau un registru având lățimea  $I_s = (0,2 \dots 0,22)D$  are același efect în contracararea vârtejului central ca și o șicană platbandă având lățimea  $I_s = 0,1D$ .

#### 4.2.4.6.2. Tuburi de tiraj

Tuburile de tiraj se utilizează pentru dirijarea curentului de lichid și trecerea întregului volum de lichid din recipient prin zona amestecătorului, zonă în care efectul de amestecare este de maximă intensitate. Este asigurată astfel circulația, turbulența și amestecarea lichidului, fiind totodată împiedicată formarea vârtejului central. Tuburile de tiraj se utilizează în amestecătoarele cu elice, cu turbină și cu suprafață elicoidală (melc).

Tuburile de tiraj pot fi de formă cilindrică (fig. 4.27 a), tronconică (fig. 4.27 b), sau pot fi formate

dintr-o suprafață spirală de transfer termic (serpentină) montată concentric cu axul agitatorului (fig. 4.27 c). Pentru recipiente având D >> H se pot utiliza două tuburi de tiraj, obținându-se astfel două zone distincte de circulație în amestecător (fig. 4.27 d).



Fig. 4.27. Amestecătoare prevăzute cu tuburi de tiraj pentru distrugerea vârtejului central: a – amestecător cu elice cu tub de tiraj cilindric și șicane verticale; b – amestecător cu elice cu tub de tiraj tronconic; c – amestecător cu elice și serpentină de tiraj; d – amestecător turbină cu două tuburi de tiraj. 1 – agitator; 2 – tub de tiraj; 3 – serpentină pentru transfer termic.

#### 4.2.4.6.3. Amplasarea excentrică, înclinată sau orizontală a arborelui agitatorului

Amestecătoarele rapide, cum sunt cele tip elice sau turbină, pot fi montate excentric față de axul recipientului (cilindric), axul agitatorului fiind paralel cu axul recipientului (fig. 4.28 b). La amestecătoarele în care curgerea este predominant radială (amestecătoare tip turbină), datorită diferenței de drum, viteza cu care lichidul ciocnește peretele recipientului este diferită; se împiedică astfel formarea vârtejului central și se asigură o curgere cu turbulență sporită. În cazul amestecătoarelor în care predomină curgerea axială (amestecătoare cu elice), componenta radială a vitezei este mai puțin importantă, montarea excentrică a agitatorului neputând împiedica, la viteze mari de circulație, formarea vârtejului central.



Fig. 4.28. Scheme de amplasare a arborelui agitatorului: a – vertical, coaxial cu recipientul; b – excentric, paralel cu axa recipientului; c – excentric, înclinat față de axa recipientului; d, e – orizontal, înclinat față de raza recipientului.

# Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

În cazul în care arborele agitatorului este montat înclinat față de axa recipientului (fig. 4.28 c), datorită condițiilor diferite în care se află lichidul în punctele dintr-un plan perpendicular pe axa arborelui agitatorului, formarea vârtejului central este împiedicată. În acest mod sunt amplasate agitatoarele portabile. Agitatoarele cu elice pot funcționa astfel în recipiente fără șicane, la aceeași turație la care ar funcționa în poziție verticală, în recipiente prevăzute cu șicane verticale.

Formarea vârtejului central este împiedicată și în cazul montării orizontale a arborelui agitatorului, în peretele lateral al vasului, paralel cu fundul acestuia (fig. 4.28 d), sub un unghi de 7 ... 9<sup>o</sup> față de diametrul care trece prin punctul în care axul agitatorului intersectează peretele recipientului (fig. 4.28 e). Spectrul de curgere se modifică în mod corespunzător, evitându-se curgerea circulară. Această metodă este aplicată în special în cazul amestecătoarelor de mare capacitate. În recipiente de diametre foarte mari se pot monta 2 sau 3 astfel de agitatoare orizontale, amplasate la 180<sup>o</sup> sau 120<sup>o</sup>.

# 4.2.5. PUTEREA NECESARĂ AMESTECĂRII

Din punct de vedere practic, consumul de putere la amestecare este unul dintre cei mai importanți parametrii care stau la baza proiectării și alegerii amestecătoarelor.

În funcție de energia specifică de amestecare, *Ries* clasifică amestecătoarele în cinci grupe (tab. 4.7). Energia specifică este definită ca raport între puterea necesară amestecării și volumul de lichid amestecat:

$$N_{sp} = \frac{N}{V_{t}} \quad [kW/m^{3}]$$
(4.62)

Tab. 4.7. Clasificarea amestecătoarelor în functie de criteriul energiei specifice

| Grupa | Energie specifică<br>[kW/m³] |
|-------|------------------------------|
|       | <1                           |
| II    | 1 10                         |
| III   | 10 100                       |
| IV    | 100 1000                     |
| V     | > 1000                       |

și se poate calcula orientativ cu relația:

$$V_{sp} = (1,3 \div 1,5) \cdot V_R^{-0.5}$$
 (4.63)

în care  $V_R$  reprezintă volumul total al recipientului. Combinând (4.62) cu (4.63) se obține o relație care permite estimarea **pur orientativă** a puterii necesare amestecării fluidelor având viscozitate medie:

$$N = (1,3 \div 1,5) \cdot \varphi \cdot \sqrt{V_R} \quad [kW] \tag{4.64}$$

în care  $\varphi$  este coeficientul de umplere al recipientului. În tab.

4.8 sunt prezentate o serie de valori tipice ale energiei specifice de amestecare, pentru procese frecvent întâlnite în practică.

| Sarcina amestecătorului  |     |  |  |  |  |
|--|-----|--|--|--|--|
| <u>Putere mică</u><br>menținerea în suspensie a particulelor solide ușoare, amestecarea lichidelor puțin viscoase      | 0,2 |  |  |  |  |
| <u>Putere medie</u><br>dispersia gazelor, contactarea lichid – lichid, unele procese de transfer termic<br>Putere mare | 0,6 |  |  |  |  |
| menținerea în suspensie a particulelor solide grele, emulsionarea, dispersia gazelor<br>Butere foarte mare             | 2,0 |  |  |  |  |
| malaxarea pastelor și aluaturilor  | 4,0 |  |  |  |  |

Tab. 4.8. Valori tipice ale energiei specifice de amestecare

Dacă la **puterea necesară** amestecării lichidului la turație constantă (*N*) se adaugă puterea consumată pentru învingerea rezistențelor create de amenajările interioare (șicane, serpentine de transfer termic, tuburi de

tiraj, etc.), cutia de etanşare, sistemul de rezemare, reductor, variatorul de turație, se obține **puterea de regim** (**puterea efectivă**):

$$N_{ef} = \frac{N + N_{fr}}{\eta_r} \quad [kW]$$
(4.65)

în care *N* este puterea necesară [kW],  $N_{fr}$  este puterea necesară pentru învingerea frecărilor în cutia de etanşare, sistemul de rezemare, variatorul de turație [kW], iar  $\eta_r$  este randamentul mecanic al rezemării.

Puterea instalată a motorului se alege astfel încât să fie îndeplinită condiția:

$$N_{i} = \frac{N_{ef}}{\eta_{m}} \quad [kW]$$
(4.66)

unde  $\eta_m$  reprezintă randamentul mecanic total al elementelor mecanice asamblate în serie; în general acesta variază între 0,75 și 0,95.

### 4.2.5.1. PUTEREA NECESARĂ AGITATOARELOR MECANICE PENTRU FLUIDE NEWTONIENE

Datorită complexității fenomenelor care au loc, cât și datorită numărului mare de parametri care îl influențează, procesul de amestecare nu poate fi abordat prin prisma ecuațiilor obișnuite de mișcare și de transfer de proprietate. Se face astfel apel la teoria similitudinii, la experimentarea pe modele, urmând apoi transpunerea la scară în vederea realizării prototipului.

### 4.2.5.1.1. Stabilirea relațiilor de calcul utilizând analiza dimensională

Se consideră că procesul de agitare este influențat și controlat de mărimile și constantele dimensionale enumerate în tab. 4.9.

| Mărimea                    | Simbol   | Formula<br>dimensională         |
|----------------------------|----------|---------------------------------|
| Puterea agitatorului       | Ν        | ML <sup>2</sup> T <sup>-3</sup> |
| Turația agitatorului       | п        | T-1                             |
| Diametrul agitatorului     | d        | L                               |
| Accelerația gravitațională | g        | LT <sup>-2</sup>                |
| Viscozitatea lichidului    | μ        | ML-1T-1                         |
| Densitatea lichidului      | ρ        | ML-3                            |
| Tensiunea superficială     | $\sigma$ | MT <sup>-2</sup>                |

Tab. 4.9. Mărimi care influențează și controlează procesul de amestecare în mediu lichid

Puterea agitatorului poate fi scrisă sub forma:

Ν

$$=f(n,d,g,\mu,\rho,\sigma)=n^{\times 1}\cdot d^{\times 2}\cdot g^{\times 3}\cdot \mu^{\times 4}\cdot \rho^{\times 5}\cdot \sigma^{\times 6}$$

$$(4.67)$$

în care exponenții X1 ... X6 reprezintă gradul de participare al fiecărei mărimi în procesul de amestecare. Dimensional, relatia (4.67) se scrie:

$$\left[ML^{2}T^{-3}\right] = \left[T^{-1}\right]^{\times 1} \cdot \left[L\right]^{\times 2} \cdot \left[LT^{-2}\right]^{\times 3} \cdot \left[ML^{-1}T^{-1}\right]^{\times 4} \cdot \left[ML^{-3}\right]^{\times 5} \cdot \left[MT^{-2}\right]^{\times 6}$$
where  $ML^{-3}$ 

sau, după gruparea termenilor:

$$[ML^{2}T^{-3}] = [M]^{(X4+X5+X6)} \cdot [L]^{(X2+X3-X4-3X5)} \cdot [T]^{(-X1-2X3-X4-2X6)}$$
(4.69)

Pentru ca ecuația (4.69) să fie dimensional omogenă, trebuie îndeplinite simultan condițiile:

$$\begin{cases} X4 + X5 + X6 = 1\\ X2 + X3 - X4 - 3X5 = 2\\ X1 + 2X3 + X4 + 2X6 = 3 \end{cases}$$
(4.70)

care formează un sistem de 3 ecuații cu 6 necunoscute. Exprimând necunoscutele X1, X2, X5 în funcție de X3, X4, X6, se obține:

$$\begin{cases} X1 = 3 - 2X3 - X4 - 2X6 \\ X2 = 5 - X3 - 2X4 - 3X6 \\ X5 = 1 - X4 - X6 \end{cases}$$
(4.71)

astfel încât ecuația (4.67) devine:

$$N = n^{(3-2\times3-\times4-2\times6)} \cdot d^{(5-\times3-2\times4-3\times6)} \cdot g^{\times3} \cdot \mu^{\times4} \cdot \rho^{(1-\times4-\times6)} \cdot \sigma^{\times6}$$
(4.72)

sau, grupând termenii după exponenți:

$$\frac{N}{\rho \cdot n^3 \cdot d^5} = \left(\frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-X4} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d}{g}\right)^{-X3} \cdot \left(\frac{n^2 \cdot d^3 \cdot \rho}{\sigma}\right)^{-X6}$$
(4.73)

ecuație care, ținând cont de notațiile din tab. 4.4, se poate scrie sub forma criterială:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = \left(\mathsf{Re}_{\mathsf{AG}}\right)^{-X4} \cdot \left(\mathsf{Fr}_{\mathsf{AG}}\right)^{-X3} \cdot \left(\mathsf{We}_{\mathsf{AG}}\right)^{-X6} \tag{4.74}$$

Dacă eficiența amestecării este apreciată și pe considerente de transfer de căldură sau de masă, în ecuația (4.74) se introduc și criteriile corespunzătoare.

Caracterul general al relației (4.74) nu permite calculul direct al puterii, determinarea exponenților *X3, X4, X6* necesitând experimentarea directă. Pentru unele cazuri, relația (4.74) poate lua forme mai simple:

 în sistemele monofazice influența tensiunii superficiale în procesul de amestecare este neglijabilă, astfel încât X6 = 0, şi ecuația (4.74) capătă forma:

$$\Xi u_{AG} = \left( \mathsf{Re}_{AG} \right)^{-X4} \cdot \left( \mathsf{Fr}_{AG} \right)^{-X3}$$
(4.75)

 în sistemele în care este împiedicată formarea vârtejului central, influența accelerației gravitaționale asupra amestecării se poate neglija, X3 = 0 şi (4.74) devine:

$$Eu_{AG} = (Re_{AG})^{-X4} \cdot (We_{AG})^{-X6}$$
(4.76)

• dacă sistemul este monofazic și fără vârtej central, atunci X3 = X6 = 0 și ecuația (4.74) se scrie:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = \left(\mathsf{Re}_{\mathsf{AG}}\right)^{-X4} \tag{4.77}$$

Ecuațiile (4.74) – (4.77) sunt valabile pentru agitatoare **similare din punct de vedere geometric**. În cazul în care similitudinea geometrică nu există, sau este doar parțială, ecuația (4.74) se scrie în forma completă:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = (\mathsf{Re}_{\mathsf{AG}})^{-X4} \cdot (\mathsf{Fr}_{\mathsf{AG}})^{-X3} \cdot (\mathsf{We}_{\mathsf{AG}})^{-X6} \cdot \Gamma_1^{Y1} \cdot \Gamma_2^{Y2} \cdot \Gamma_3^{Y3} \cdots \Gamma_n^{Yn}$$
(4.78)

în care  $\Gamma_1, \Gamma_2, ..., \Gamma_n$  sunt simplecși geometrici.

#### 4.2.5.1.2. Stabilirea relațiilor de calcul utilizând ecuația Bernoulli

Energia mecanică *W* consumată la mişcarea lichidului datorită frecării interne între straturile de lichid având viteze diferite și a frecării externe între lichid și suprafețele solide ale dispozitivului de amestecare poate fi determinată prin aplicarea ecuației *Bernoulli*. Dacă se consideră cazul simplificat al mişcării izoterme, cu viteză de regim *v* constantă, într-un recipient prevăzut cu agitator cu palete și șicane verticale (fig. 4.29), în care nivelul de lichid se menține constant, indiferent de viteza de rotație, în ecuația *Bernoulli* se poate neglija energia cinetică, energia potențială și lucrul mecanic extern, astfel încât aceasta poate fi scrisă sub forma simplificată:

$$W - F = 0 \tag{4.79}$$

În aceste condiții, puterea N consumată de agitator în timpul rotirii lichidului poate fi exprimată ca produsul dintre forța de frecare  $F_f$  pe care trebuie să o învingă dispozitivul de amestecare și viteza medie a punctului de aplicație al forței,  $v_m$ :

$$N = F_f \cdot v_m \tag{4.80}$$

Forța de frecare se poate exprima ca produs între căderea de presiune datorată frecării și ariei suprafeței brațelor (paletelor) amestecătorului:

$$F_f = \Delta P \cdot A \tag{4.81}$$

Căderea de presiune  $\Delta P$  se poate exprima funcție de viteza medie a dispozitivului de amestecare și de proprietățile mediului supus amestecării:

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\mathbf{v}_m^2}{2} \cdot \rho \tag{4.82}$$

Coeficientul de rezistență  $\zeta$  este o funcție de regimul de curgere, putând fi exprimat printr-o relație generală de forma:

$$\zeta = c \cdot \left( \operatorname{Re}_{AG} \right)^{-m} \tag{4.83}$$

În condiții ideale, deoarece viteza locală a fiecărui punct al brațului este funcție de distanța punctului respectiv față de axul de rotație,  $v_m$  este și viteza medie a lichidului, caz în care expresia lui Re<sub>AG</sub> devine:

$$\operatorname{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot v_m \cdot d}{\mu}$$
(4.84)

Înlocuind (4.81) – (4.84) în expresia puterii (4.80), rezultă:

$$N = \zeta \cdot \frac{\mathbf{v}_{m}^{3}}{2} \cdot \rho \cdot \mathbf{A} = \mathbf{c} \cdot \left( \operatorname{Re}_{AG} \right)^{-m} \cdot \frac{\mathbf{v}_{m}^{3}}{2} \cdot \rho \cdot \mathbf{A} = \mathbf{c} \cdot \left( \frac{\rho \cdot \mathbf{v}_{m} \cdot \mathbf{d}}{\mu} \right)^{-m} \cdot \frac{\mathbf{v}_{m}^{3}}{2} \cdot \rho \cdot \mathbf{A}$$
(4.85)

Exprimând aria A în funcție de diametrul d al cercului descris de brațul agitatorului:

$$A = b \cdot d = a \cdot d \cdot d = a \cdot d^2 \tag{4.86}$$

unde prin *a* s-a notat raportul dintre diametrul și grosimea brațului, a = b/d, și viteza  $v_m$  în funcție de viteza unghiulară  $\omega$ , respectiv în funcție de turația *n* a agitatorului:

$$\mathbf{v}_{m} = \boldsymbol{\omega} \cdot \frac{d}{2} = \pi \cdot n \cdot \frac{d}{2} = \mathbf{a}' \cdot n \cdot \mathbf{d}$$
(4.87)

și efectuând înlocuirile în ecuația (4.85), se obține următoarea expresie a puterii:

$$N = \left(c \cdot \frac{\mathbf{a} \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{d}^2 \cdot \boldsymbol{\rho}}{\mu}\right)^{-m} \cdot \left(\frac{\mathbf{a} \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{d}}{2}\right)^3 \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{d}^2 = \left[c \cdot (\mathbf{a}')^{(3-m)} \cdot \mathbf{a}\right] \cdot \left(\frac{\mathbf{n} \cdot \mathbf{d}^2 \cdot \boldsymbol{\rho}}{\mu}\right)^{-m} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{n}^3 \cdot \mathbf{d}^5 \quad (4.88)$$

Grupând toate constantele în constanta globală C, expresia (4.88) se scrie:

$$N = C \cdot \left(\frac{n \cdot d^2 \cdot \rho}{\mu}\right)^{-m} \cdot \rho \cdot n = C \cdot d^{(5-2m)} \cdot n^{(3-m)} \cdot \rho^{(1-m)} \cdot \mu^{m}$$
(4.89)

Ținând cont de definițiile criteriilor Re<sub>AG</sub> și Eu<sub>AG</sub>, ecuația (4.89) poate fi pusă sub forma criterială:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = \mathbf{C} \cdot \left(\mathsf{Re}_{\mathsf{AG}}\right)^{-m} \tag{4.90}$$

ecuație similară cu ecuația (4.77) dedusă prin analiză dimensională. Se poate observa că ipotezele simplificatoare referitoare la caracterul curgerii au condus la obținerea unei relații simplificate în care nu intervine nici influența accelerației gravitaționale (prin criteriul Fr<sub>AG</sub>), nici cea a tensiunii superficiale (prin criteriul We<sub>AG</sub>).



Fig. 4.29. Elemente geometrice

caracteristice ale unui amestecător

mecanic prevăzut cu agitator cu

brate și șicane verticale

#### 4.2.5.1.3. Stabilirea relațiilor de calcul pe baza geometriei dispozitivului de amestecare

Obținerea ecuațiilor pentru calculul puterii se realizează prin echilibrarea forțelor care acționează în sistemul amestecător – fluidul de amestecat.

# 4.2.5.1.3.1. Amestecătoare cu brațe



Fig. 4.30. Schema de principiu a unui braț de agitator

În categoria amestecătoarelor cu brațe sunt incluse agitatoarele și malaxoarele cu unul sau doi arbori, pe care sunt fixate brațe de diferite forme. La agitatoarele cu brațe predomină curgerea tangențială; amestecarea axială este slabă.

Forța necesară pentru învingerea rezistenței mediului când un corp se mişcă uniform într-un fluid este dată de ecuația:

$$F = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot A \tag{4.91}$$

La aplicarea ecuației (4.91) în cazul particular al unui braț dreptunghiular de agitator (fig. 4.30), se ține seama de faptul că punctele de pe suprafața brațului au viteze diferite. Ca urmare, pentru un element de braț de lungime dx, ecuația (4.91) se scrie:

$$dF = \zeta \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot dx \tag{4.92}$$

Viteza elementului haşurat este:

$$\nu = \omega \cdot \mathbf{x} = 2\pi \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{x} \tag{4.93}$$

Forța necesară pentru deplasarea suprafeței hașurate va fi:

$$dF = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot x^2 \cdot dx \tag{4.94}$$

iar pentru a întregului braț va fi:

$$F = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot b \cdot \int_{r}^{R} x^2 dx$$
(4.95)

sau, după integrare:

$$F = \frac{2}{3} \zeta \cdot (\pi n)^2 \cdot \rho \cdot b \cdot (R^3 - r^3)$$
(4.96)

Fiecare element de suprafață este solicitat de către o forță *dF*, a cărei valoare creşte cu cât elementul de suprafață se găsește mai aproape de extremitatea brațului. Aceste forțe elementare au punctul de aplicație în centrul elementului de suprafață respectiv și sunt orientate după normala la suprafață. Când brațul este plan, toate forțele elementare sunt paralele, însumându-se într-o rezultantă al cărei punct de aplicație este astfel amplasat încât să satisfacă ecuația momentelor:

$$\mathbf{x}_{0} \cdot \mathbf{F} = \int_{r}^{R} \mathbf{x} d\mathbf{F}$$
 (4.97)

Înlocuind (4.94) și (4.96) în (4.97) se obține  $x_0$ , distanța dintre punctul de aplicație a rezultantei și axul arborelui agitatorului:

$$x_{0} = \frac{3}{4} \cdot \frac{R^{4} - r^{4}}{R^{3} - r^{3}}$$
(4.98)

Viteza corespunzătoare punctului de aplicație  $x_0$  va fi:

v

$$_{0} = \omega \cdot x_{0} = 2\pi \cdot n \cdot x_{0} = \frac{3}{2}\pi \cdot n \cdot \frac{R^{4} - r^{4}}{R^{3} - r^{3}}$$
(4.99)

Puterea necesară rotirii brațului este dată de produsul dintre forța necesară pentru învingerea rezistenței fluidului şi deplasarea acestei forțe în unitatea de timp (viteza forței). Exprimând forța din (496) şi viteza ei din (4.99), rezultă expresia puterii:

$$N = F \cdot v_0 = \zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot b \cdot (R^4 - r^4)$$
(4.100)

În ecuația (4.100) se pot opera câteva modificări. Neglijând diametrul arborelui în comparație cu diametrul agitatorului (r << R), se poate scrie:

$$\mathsf{R}^4 - \mathsf{r}^4 \cong \mathsf{R}^4 \tag{4.101}$$

Notând a = b/d și d = 2R, ecuația (4.100) devine:

$$N = \frac{a}{16} \cdot \zeta \cdot (\pi n)^3 \cdot \rho \cdot d^5 \tag{4.102}$$

Relația (4.102) exprimă puterea necesară rotirii unui singur braț. Când sunt mai multe brațe, această putere se multiplică cu numărul brațelor. Înglobând toate constantele, inclusiv numărul brațelor într-un coeficient  $\zeta$ , se ajunge la ecuația:

$$N = \zeta' \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{4.103}$$

Dacă se înlocuiește  $\zeta$  în funcție de Re<sub>AG</sub> după o relație de forma (4.83), ecuația (4.103) devine:

$$N = \mathbf{c} \cdot \left(\frac{\rho \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{d}^2}{\mu}\right)^{-m} \cdot \rho \cdot \mathbf{n}^3 \cdot \mathbf{d}^5 = \mathbf{c} \cdot \mathbf{d}^{(5-2m)} \cdot \mathbf{n}^{(3-m)} \cdot \rho^{(1-m)} \cdot \mu^m$$
(4.104)

ecuație identică cu ecuația (4.89) dedusă pornind de la ecuația *Bernoulli*. Constantele c și m sunt specifice fiecărui tip constructiv de agitator în parte.

#### 4.2.5.1.3.2. Amestecătoare tip ancoră

În cazul acestor amestecătoare trebuie avută în vedere forma specială a brațului, calculul puterii adaptându-se la această formă (fig. 4.31). Un element de suprafață al unui astfel de amestecător are expresia:

$$dA = x \cdot dx \cdot d\alpha \tag{4.105}$$

iar distanța suprafeței elementare de la axa de rotație este:  $r = x \cdot \sin \alpha$  (4.106)

Viteza periferică a elementului de suprafată este:

$$v = 2\pi \cdot n \cdot x \cdot \sin \alpha \tag{4.107}$$

Folosind un raționament analog celui aplicat în cazul agitatorului cu brațe plane, se poate scrie forța elementară care acționează asupra unui element de suprafață (elementul haşurat din fig. 4.31):



Fig. 4.31.Schema de principiu a unui agitator ancoră

$$dF = \zeta \cdot \frac{(2\pi \cdot n)^2}{2} \cdot \rho \cdot x^3 \cdot dx \cdot \sin^2 \alpha \cdot d\alpha$$
(4.108)

sau:

$$F = 2\zeta \cdot (\pi \cdot n)^2 \cdot \rho \cdot \int_{r_i}^{r_o} x^3 \cdot dx \cdot \int_{0}^{\alpha} \sin^2 \alpha \cdot d\alpha$$
(4.109)

Punctul de aplicație al rezultantei se va găsi la distanța  $x_0$  față de axa ancorei:

$$x_{0} = \frac{x \cdot \sin \alpha \cdot dF}{F}$$
(4.110)

iar viteza forței rezultante este:

$$v_{0} = 2\pi \cdot n \cdot x_{0} = \frac{2\pi \cdot n \cdot x \cdot \sin \alpha \cdot dF}{F}$$
(4.111)

Puterea necesară pentru rotirea unui braț al ancorei va fi, ca și în cazul agitatorului cu braț plan, dată de produsul dintre forța necesară pentru învingerea rezistenței fluidului și deplasarea acestei forțe în unitatea de timp (viteza forței):

$$N = F \cdot v_0 = 4\zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot \frac{r_e^5 - r_i^5}{5} \cdot \int_0^{\alpha} \sin^3 \alpha \cdot d\alpha$$
(4.112)

sau, după integrare:

$$N = 4\zeta \cdot (\pi \cdot n)^3 \cdot \rho \cdot \frac{r_e^5 - r_i^5}{5} \cdot \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3 \alpha - 3\cos \alpha}{3}\right)$$
(4.113)

Notând 2r = d și înglobând toate constantele (inclusiv numărul brațelor ancorei) într-o singură constantă,  $\zeta$ , se obține relația:

$$N = \zeta' \cdot n^3 \cdot \rho \cdot \left(d_e^5 - d_i^5\right) \cdot \left(\frac{2}{3} + \frac{\cos^3 \alpha - 3\cos \alpha}{3}\right)$$
(4.114)

Relația (4.114) este similară cu relația (4.103) obținută în cazul amestecătoarelor cu brațe plane, cu următoarele observații:

- unghiul α este caracteristic tipului constructiv al ancorei. Pentru un amestecător dat, unghiul α este cunoscut, iar paranteza care conține funcțiile trigonometrice este o constantă care poate fi înglobată tot în constanta ζ;
- având în vedere că d<sub>e</sub> şi d<sub>i</sub> au valori numerice apropiate (vezi fig. 4.31), nu se mai poate aplica aproximarea utilizată în cazul anterior.

### 4.2.5.1.4. Date practice pentru calculul puterii necesare amestecării fluidelor newtoniene

Ecuațiile pentru calculul puterii necesare la amestecare, fie deduse analitic, fie prin analiză dimensională, conțin constante și exponenți care nu pot fi deduse decât prin experimentare directă. S-a constatat experimental că aceste constante sunt egale sau apropiate ca valoare numerică pentru agitatoare din aceeași categorie constructivă, similare din punct de vedere geometric.

Astfel, pentru ecuația cea mai generală care corelează puterea necesară amestecării cu proprietățile fluidului și caracteristicile constructive și funcționale ale amestecătorului:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = \mathbf{c} \cdot \left(\mathsf{Re}_{\mathsf{AG}}\right)^{-m} \tag{4.115}$$

literatura de specialitate prezintă tabelate valorile coeficienților *c* și *m* pentru o mare varietate de amestecătoare.

În tab. 4.10 sunt prezentate valorile coeficienților c și m din ecuația (4.115) pentru câteva tipuri uzuale de agitatoare.

|   | Caracteristici |                 |              | Valoarea            |                      | Observetii   |
|---|----------------|-----------------|--------------|---------------------|----------------------|--|
| lipul agitatorului  | D/d            | eometric<br>H/d | e"<br>h/d    | coeffici            | enților<br>m         | Observații   |
| Cu 2 brațe ( <i>b</i> = 0,885 <i>d</i> )  | 2              | 2               | 0,36         | 111,0<br>14,35      | 1,0<br>0,31          | Re <sub>AG</sub> < 20<br>10² < Re <sub>AG</sub> < 5.10⁴<br>La Re <sub>AG</sub> > 5.10⁴, <i>ζ</i> = 0,525 |
| Cu 2 brațe ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )   | 3              | 3               | 0,33         | 6,8                 | 0,20                 |  |
| Cu 2 brațe înclinate în jos la<br>45º ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )                | 3              | 3               | 0,33         | 0,45                | 0,20                 |  |
| Cu 4 brațe ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )   | 3              | 3               | 0,33         | 8,52                | 0,20                 |  |
| Cu 4 brațe înclinate în jos la 45º ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )                   | 3              | 3               | 0,33         | 5,05                | 0,20                 |  |
| Cu 4 brațe înclinate în sus la<br>45º ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )                | 3              | 3               | 0,33<br>0,50 | 4,42<br>3,18        | 0,20<br>0,15         | Re <sub>AG</sub> > 10 <sup>3</sup>   |
| Cu 4 brațe înclinate în sus la $60^{\circ}$ ( <i>b</i> = 0,25 <i>d</i> )          | 3              | 3               | 0,50         | 6,30                | 0,18                 |  |
| Cu 6 brațe (3 perechi<br>suprapuse, nedecalat);<br>( <i>b</i> = 0,066 <i>d</i> )  | 1,11           | 1,11            | 0,11         | 12,50               | 0,25                 | distanța dintre perechile de<br>brațe - 0,365 <i>d</i>   |
| Cu ancoră ( <i>b</i> = 0,066 <i>d</i> )   | 1,11           | 1,11            | 0,11         | 6,20                | 0,25                 | înălțimea coarnelor<br>ancorei – 0,44 <i>d</i>   |
| Cu ancoră dublă<br>( <i>b</i> = 0,066 <i>d</i> ; <i>z</i> = 0,44 <i>d</i> )       | 1,11           | 1,11            | 0,11         | 6,00                | 0,25                 | distanța dintre coarnele<br>ancorei de aceeași parte a<br>axului – 0,165 <i>d</i>                        |
| Elice cu 2 pale înclinate<br>la 22,5º   | 3              | 3               | 0,33         | 0,985               | 0,15                 |  |
| Elice cu 3 pale cu înclinarea <i>d</i><br>(elice navală)                          | 3,8            | 3,5             | 1,0          | 230<br>4,63<br>1,19 | 1,67<br>0,35<br>0,15 | Re <sub>AG</sub> < 30<br>Re <sub>AG</sub> < 3.10 <sup>3</sup><br>Re <sub>AG</sub> > 3.10 <sup>3</sup>    |
| Turbină închisă cu 3 palete,<br>având deschiderea centrală de<br>intrare de 37 mm | 3              | 3               | 0,33         | 3,90                | 0,20                 |  |
| Turbină cu 6 palete și stator   | 2,4            | 1,78            | 0,25         | 5,98                | 0,15                 |  |
| Turbină cu 12 palete și stator  | 2,4            | 1,78            | 0,25         | 10,35               | 0,15                 |  |
|   | 4              | 4               | 0,4          | 20,8                | 0,27                 | inalțimea coliviei – 1,6d  |

Tab. 4.10. Valorile coeficienților c și m din ecuația (5.115)

notațiile folosite sunt cele din fig. 4.29;

Dacă agitatorul și recipientul nu corespund condițiilor de similitudine geometrică din coloanele 2 – 4 ale tab. 4.10, puterea necesară amestecării se deduce, cu precizie satisfăcătoare, tot din ecuația (4.115) corectată cu factorul *K*:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{c} \cdot \left( \mathsf{Re}_{\mathsf{AG}} \right)^{-m} \tag{4.116}$$

Factorul de corecție K are următoarea formă:

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

• pentru agitatoare cu brațe:

$$K = \left(\frac{D}{3d}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{N}{D}\right)^{0,6} \cdot \left(\frac{4b}{d}\right)^{0,3}$$
(4.117)

aplicabilă între limitele:

$$2,5 < \frac{D}{d} < 4,0; \qquad 0,6 < \frac{N}{D} < 1,6; \qquad 0,2 < \frac{b}{d} < 0,67; \qquad 0,2 < \frac{h}{d} < 0,5.$$

• pentru agitatoarele cu elice sau turbină:

$$K = \left(\frac{D}{3d}\right)^{0.93} \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^{0.6}$$
(4.118)

Alte valori orientative ale coeficienților *c* și *m* din ecuația (4.115) sunt sumarizate în tab. 4.11.

|   | Regimul de curgere |     |                      |                                   |                  |              |  |  |
|---|--------------------|-----|----------------------|-----------------------------------|------------------|--------------|--|--|
| Tipul amestecătorului                                   | laminar            |     | intermediar          |                                   | turbulent        |              |  |  |
|   | С                  | m   | C                    | m                                 | C                | т            |  |  |
| Cu 2 brațe, emailat, în recipient fără<br>şicane        | 3,6                | 1,0 | 7,0                  | 0,5                               | -                | -            |  |  |
| Cu 3 și cu 6 brațe (emailate și<br>neemailate)          | 40 – 50            | 1,0 | -                    | -                                 | -                | -            |  |  |
| Elice cu grosime constantă, în recipient<br>fără șicane | -                  | -   | 10                   | 0,5                               | -                | -            |  |  |
| Turbino dosobiso, în reginiant au sigano                | 77 145             | 1,0 | 14,5                 | 0,27                              | 6,4              | 0,0          |  |  |
| l'urbine descriise, în recipient cu șicane              | 11 - 145           |     | 10 <sup>2</sup> < Re | <sub>AG</sub> < 2.10 <sup>4</sup> | Re <sub>AG</sub> | > 100        |  |  |
| Tip colivie   | 380                | 1,0 | -                    | -                                 | 16<br>(cu şi     | 0,0<br>cane) |  |  |

Tab. 4.11. Valori orientative ale coeficienților **c** și **m** din ecuația (4.115)

Uneori, funcția criterială care corelează puterea necesară amestecării cu regimul de curgere și caracteristicile geometrice ale amestecătorului se pune sub forma:

$$\frac{\mathsf{E}\mathsf{u}_{AG}}{\left(\mathsf{F}\mathsf{r}_{AG}\right)^{\rho}} = F\left(\mathsf{Re}_{AG}, \Gamma_{1}, \Gamma_{2}, \Gamma_{3}, \cdots\right) = \Phi_{N}$$
(4.119)

în care mărimea  $\Phi_N$  poartă denumirea de **funcție de putere**. Exponentul *p* al criteriului Froude, pentru un set de factori de formă dat, se corelează empiric cu criteriul Reynolds, conform expresiei:

$$\rho = \frac{A - \lg \operatorname{Re}_{AG}}{B}$$
(4.120)

unde A și B sunt coeficienți dependenți de tipul și geometria amestecătorului (tab. 4.12).

Tab. 4.12. Valorile coeficienților **A** și **B** din ecuația (4.120)

| Tipul amestecătorului | D/d       | А   | В  |  |  |  |
|-----------------------|-----------|-----|----|--|--|--|
|                       | 2,1       | 2,6 | 18 |  |  |  |
|                       | 2,7       | 2,3 | 18 |  |  |  |
| elice                 | 3,0       | 2,1 | 18 |  |  |  |
|                       | 3,3       | 1,7 | 18 |  |  |  |
|                       | 4,5       | 0,0 | 18 |  |  |  |
| turbină               | 3,0 – 3,3 | 1,0 | 40 |  |  |  |

O metodă rapidă de calcul a puterii constă în utilizarea diagramelor trasate în coordonate Eu<sub>AG</sub> – Re<sub>AG</sub> (fig. 4.33 – 4.37). Cunoscând tipul de agitator, turația acestuia și proprietățile lichidului supus agitării (densitate, viscozitate) se calculează valoarea criteriului Re<sub>AG</sub> și apoi, din diagrama corespunzătoare tipului de agitator ales, se citește valoarea criteriului Eu<sub>AG</sub>, din care, ulterior se calculează puterea necesară amestecării. Notațiile din diagramele redate în fig. 4.33 – 4.36 corespund notațiilor mărimilor redate în fig. 4.32.

- $d_1$  diametrul recipientului;
- d<sub>2</sub> diametrul (anvergura) agitatorului;
- $h_1$  înălțimea lichidului în recipient;
- h<sub>2</sub> distanța de la fundul recipientului;
- h<sub>3</sub> lățimea palei agitatorului;
- $h_4$  distanța dintre pale;
- *b*<sub>1</sub> distanța peste șicană, la perete;
- b<sub>2</sub> distanța de la șicană la perete;
- n turația arborelui agitatorului.



Fig. 4.32. Mărimi caracteristice și notații utilizate în diagramele din fig. 4.33 – 4.36





Fig. 4.34. Diagrama Eu<sub>AG</sub> – Re<sub>AG</sub> pentru agitatoare cu elice, turbină, disc, cu brațe







Fig. 4.36. Diagrama Eu<sub>AG</sub> – Re<sub>AG</sub> pentru diferite tipuri de agitatoare



Fig. 4.37. Diagrama Eu<sub>AG</sub> – Re<sub>AG</sub> pentru diferite tipuri de agitatoare

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

Puterea calculată pe baza relațiilor sau diagramelor prezentate în această secțiune este **puterea necesară** (puterea necesară pentru menținerea unei turații constante). În majoritatea cazurilor, această valoare se amplifică pentru a compensa consumul suplimentar de putere cauzat de amenajările interioare ale recipientului. Pentru pereți rugoși, puterea consumată se majorează cu 10 – 20%, tecile de termometru conduc și ele la o majorare a puterii necesare cu 10%, în timp ce existența serpentinelor pentru agenți termici duce la o majorare cu aproape 100% a puterii necesare.

**Puterea de pornire** este de 2,5 – 4 ori mai mare decât puterea de regim calculată din ecuația (4.65), pentru a putea învinge inerția sistemului. Valoarea puterii de pornire depinde foarte mult de durata impusă sau aleasă pentru atingerea turației de regim.

În lichidele în care se barbotează gaze, necesarul de putere este mai scăzut, comparativ cu cazul lichidului fără barbotare de gaz. Această problemă va fi discutată în secțiunea consacrată aspectelor particulare ale amestecării în sisteme gaz – lichid.

#### 4.2.5.2. PUTEREA NECESARĂ AGITATOARELOR MECANICE PENTRU FLUIDE NENEWTONIENE

Estimarea necesarului de putere pentru amestecarea fluidelor nenewtoniene este mai dificilă din cel puțin două motive: 1 - în fluidele puternic viscoase este greu de atins o turbulență deplin dezvoltată, astfel încât și la valori Re<sub>AG</sub> mari, Eu<sub>AG</sub> este variabil; 2 – deoarece viscozitatea fluidelor nenewtoniene este dependentă de condițiile de forfecare, nefiind constantă (cum este în cazul fluidelor newtoniene), criteriul Re<sub>AG</sub> trebuie redefinit.

Viscozitatea fluidelor nenewtoniene poate varia fie cu gradientul de viteză (reopanta), fie cu durata forfecării. Pentru a putea stabili regimul hidrodinamic al fluidului nenewtonian în amestecător se definește un criteriu Reynolds generalizat, în care viscozitatea fluidului este înlocuită cu viscozitatea aparentă,  $\mu_a$ :

$$\operatorname{Re}_{G,AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu_a}$$
(4.121)

Viscozitatea aparentă este definită în conformitate cu metoda lui *Metzner* și *Otto*, care admit existența unei viteze de deformare medii  $(dv/dr)_A$  într-un amestecător, astfel încât o viscozitate aparentă  $\mu_a$  corespunzătoare acestei valori a vitezei de deformare este egală cu viscozitatea unui fluid newtonian care va determina același consum de putere, în condiții similare, cel puțin pentru regimul laminar. Autorii consideră valabilă următoarele relații de proporționalitate între viteza de deformare medie și turația agitatorului:

• pentru fluide pseudoplastice și de tip Bingham:

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_{A} = K_{A} \cdot n \tag{4.122}$$

• pentru fluide dilatante:

$$\left(\frac{dv}{dr}\right)_{A} = 38n \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0.5}$$
(4.123)

În relațiile anterioare,  $K_A = 10 \dots 13$ , valoarea sa depinzând de tipul agitatorului (tab. 4.13), *n* este turația agitatorului, *d* este diametrul agitatorului, iar *D* este diametrul recipientului. Multe date referitoare la fluidele nenewtoniene pur viscoase au fost corelate de către *Skelland*, corelațiile fiind redate în fig. 4.38.

Pentru calculul puterii necesare amestecării mecanice a fluidelor nenewtoniene la turație constantă, se parcurge următorul algoritm:

- se estimează viteza de deformare medie cu relația (4.122) sau (4.123), pentru n constant dat, alegând K<sub>A</sub> în funcție de tipul agitatorului, din tab. 4.13;
- din curba de curgere a fluidului nenewtonian, pentru viteza medie calculată anterior, se determină viscozitatea aparentă, μ<sub>a</sub>, pe baza căreia se calculează valoarea criteriului Reynolds generalizat (4.121);

- Pentru Re<sub>G, AG</sub> calculat, din curba corespunzătoare de pe diagrama redată în fig. 4.38 se determină valoarea criteriului Eu<sub>AG</sub>.
- Din valoarea criteriului Eu<sub>AG</sub> se determină puterea necesară, *N*, utilizând ecuația de definire a acestui criteriu (tab. 4.4).

| Curba<br>din fig.<br>4.38 | Tipul amestecătorului   | D/d          | Turația<br>agitatorului,<br><i>n</i> [rot/s] | K <sub>A</sub> (n < 1)<br>(n = indicele<br>puterii) |
|---------------------------|---|--------------|--|---|
| A - A                     | Turbină cu 6 palete drepte; recipient cu 4 șicane $(I_s = 0, 1D)$   | 1,3 – 5,5    | 0,05 – 1,5                                   | 11,5 <u>+</u> 1,5                                   |
| A - A <sub>1</sub>        | Turbină cu 6 palete drepte; recipient fără şicane   | 1,3 – 5,5    | 0,18 – 0,54                                  | 11,5 <u>+</u> 1,4                                   |
| B - B                     | 2 turbine, fiecare cu câte 6 palete drepte, la distanța 0,5 <i>D</i> ; recipient cu 4 șicane ( $I_s = 0,1D$ )   | 3,5          | 0,14 – 0,72                                  | 11,5 <u>+</u> 1,4                                   |
| B - B <sub>1</sub>        | 2 turbine, fiecare cu câte 6 palete drepte, la distanța 0,5 <i>D</i> ; recipient cu 4 sau fără șicane $(I_s = 0,1D)$  | 1,023 – 1,18 | 0,14 - 0,72                                  | 11,5 <u>+</u> 1,4                                   |
| C - C                     | Turbină cu 6 palete la $45^{\circ}$ ; recipient cu 4 sau fără şicane ( $I_{s} = 0,1D$ )   | 1,33 – 3,0   | 0,21 – 0,26                                  | 13 <u>+</u> 2                                       |
| C - C <sub>1</sub>        | Turbină cu 6 palete la $45^{\circ}$ ; recipient cu 4 sau fără şicane ( $I_{s} = 0,1D$ )   | 1,33 – 3,0   | 1,0 – 1,42                                   | 13 <u>+</u> 2                                       |
| D - D                     | Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără<br>șicane; arbore vertical coaxial sau înclinat 10º față<br>de verticală și plasat la <i>R</i> /3 față de centru  | 2,2 - 4,8    | 0,16 - 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| D - D <sub>1</sub>        | Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără<br>șicane; arbore vertical coaxial sau înclinat 10º față<br>de verticală și plasat la <i>R</i> /3 față de centru  | 2,2 - 4,8    | 0,16 - 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| D - D <sub>2</sub>        | Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără<br>șicane; arbore înclinat 10º față de verticală și<br>plasat la <i>R/</i> 3 față de centru                       | 1,9 – 2,0    | 0,16 - 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| D - D <sub>3</sub>        | Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient fără<br>şicane; arbore vertical coaxial  | 1,9 – 2,0    | 0,16 – 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| E-E                       | Agitator elice (navală) cu 3 pale; recipient cu 4<br>şicane ( $I_s = 0,1D$ ) şicane; arbore vertical coaxial;   | 1,67         | 0,16 – 0,60                                  | 10  |
| F - F                     | 2 agitatoare cu elice (navală) cu câte 3 palete<br>fiecare; recipient fără șicane; arbore înclinat 10º<br>față de verticală și plasat la <i>R</i> /3 față de centru | 1,4 – 3,0    | 0,16 - 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| F - F <sub>1</sub>        | 2 agitatoare cu elice (navală) cu câte 3 palete<br>fiecare; recipient fără șicane; arbore vertical<br>coaxial   | 1,4 – 3,0    | 0,16 - 0,40                                  | 10 <u>+</u> 0,9                                     |
| G - G                     | Agitator elice (navală) cu 4 palete; recipient cu 4<br>şicane ( $I_s = 0,1D$ )  | 2,13         | 0,05 – 0,61                                  | 10  |
|                           | Agitator cu 2 palete drepte; 4 șicane $(I_s = 0, 1D)$   | 2-3          | 0,16 – 1,68                                  | 10  |
| H - H                     | Agitator ancoră; recipient fără șicane  | 1,02         | 0,34 – 1,0                                   | 11 <u>+</u> 5                                       |
|                           | Agitator impeller cu 4 sau fără şicane $(I_s = 0,08D)$  | 1,92 – 2,88  | 0,34 – 1,0                                   | 11 <u>+</u> 5                                       |

Tab. 4.13. Valori ale constantei K<sub>A</sub> din ecuația (4.122), pentru diverse tipuri de amestecătoare



Fig. 4.38. Dependența Eu<sub>AG</sub> – Re<sub>G, AG</sub> pentru unele fluide nenewtoniene

Metoda *Metzner* și *Otto* are avantajul că prin definirea viscozității aparente în modul anterior prezentat se asigură coincidența curbelor redate în fig. 4.38 cu cele obținute pentru fluidele newtoniene, în domeniul laminar al amestecării. De asemenea, metoda poate fi folosită independent de ecuația reologică a fluidului nenewtonian considerat. Metoda estimează consumul de putere cu o eroare de circa 25 - 30%. Dezavantajul metodei este acela că este necesară cunoașterea turației agitatorului pentru care se realizează amestecarea conținutului recipientului într-un timp dat, sau a turației necesare pentru atingerea unei anumite viteze de transfer de masă într-un sistem G – L, L – S sau L – L dat. Mecanismele de transfer de masă – amestecare nefiind încă pe deplin elucidate, alegerea turației optime de opererea amestecătorului rămâne încă o problemă care poate fi rezolvată primordial prin experimentare directă.

Există relativ puține date referitoare la influența viscoelasticității fluidelor asupra necesarului de putere pentru amestecare. Cercetările lui *Oliver și colab.* și ale lui *Prud'homme* și *Shaqfeh* indică faptul că necesarul de putere la amestecarea cu turbine *Rushton* poate crește sau descrește în funcție de mărimea efectului elastic. La numere Reynolds mari, componenta elastică a fluidului suprimă curgerile secundare, aceasta conducând la reducerea consumului de putere, comparativ cu fluidele pur viscoase.

În cazul fluidelor pseudoplastice, viscozitatea aparentă crește cu creșterea distanței de la agitator, datorită descreșterii vitezei de forfecare cu creșterea distanței radiale. Acest fenomen întârzie inițierea turbulenței, domeniul laminar al amestecării extinzându-se și la valori Re<sub>G, AG</sub> > 10 (în vecinătatea rotorului agitatorului amestecarea poate fi turbulență).

Pentru o bună amestecare a fluidelor nenewtoniene trebuie eliminate toate zonele stagnante din amestecător, inclusiv cele de la suprafață. Valorile minime ale criteriului Reynolds generalizat necesare atingerii acestui deziderat sunt redate în tab. 4.14.

| Tipul amostocătorului         | Re <sub>G, AG</sub> minim pentru valoarea raportului D/d: |     |     |      |  |  |
|-------------------------------|---|-----|-----|------|--|--|
| ripul amestecatorului         | 3   | 2   | 1,5 | 1,33 |  |  |
| Turbină cu palete drepte      | 270   | 110 | 90  | 50   |  |  |
| Agitator cu elice             | 500   | 290 | 200 | -    |  |  |
| Două turbine cu palete drepte | 85  | 68  | 50  | 45   |  |  |

 Tab. 4.14. Valori minime ale criteriului Re<sub>G, AG</sub> pentru asigurarea mişcării complete

 a fluidelor nenewtoniene în amestecătoare cu agitare mecanică

# 4.2.6. TRANSPUNEREA LA SCARĂ A AMESTECĂTOARELOR

Una dintre problemele dificile ale proiectării agitatoarelor este aceea a deducerii configurației optime a utilajului industrial (prototip), pornind de la datele obținute prin experimentări de laborator în agitatoare de dimensiuni reduse (modele).

### 4.2.6.1. ASIGURAREA SIMILITUDINII MODEL - PROTOTIP

Pentru a se realiza o similitudine completă, adică pentru a obține aceleași profiluri de curgere în model și în prototip, trebuie ca modelul și prototipul să fie similare din punct de vedere geometric, cinematic și dinamic, iar condițiile la limită să fie aceleași. Dacă asigurarea similitudinii geometrice nu pune probleme deosebite, asigurarea condițiilor de similitudine dinamică este, de cele mai multe ori, imposibilă.

**Similitudinea geometrică** a celor două sisteme, amestecătorul model și amestecătorul prototip, este asigurată dacă se mențin aceleași rapoarte între dimensiunile geometrice atât în model cât și în prototip. Este important ca următoarele rapoarte (simplecși geometrici) să fie menținute constante la transpunerea la scară (notațiile folosite sunt cele din fig. 4.29, indicii *M* și *P* referindu-se respectiv la model și la prototip):

$$\left(\frac{D}{d}\right)_{M} = \left(\frac{D}{d}\right)_{P}; \left(\frac{h}{d}\right)_{M} = \left(\frac{h}{d}\right)_{P}; \left(\frac{l_{s}}{d}\right)_{M} = \left(\frac{l_{s}}{d}\right)_{P}; \left(\frac{b}{d}\right)_{M} = \left(\frac{b}{d}\right)_{P}; \left(\frac{H}{d}\right)_{M} = \left(\frac{H}{d}\right)_{P}; \text{ etc.}$$
(4.124)

**Similitudinea cinematică** este asigurată dacă în cele două sisteme (model şi prototip) geometric similare, vitezele punctelor corespondente se mențin într-un raport constant. De asemenea, spectrele de curgere în model şi prototip trebuie să fie aceleaşi.

**Similitudinea dinamică** este asigurată dacă în cele două sisteme geometric similare, toate forțele corespondente se mențin în rapoarte constante. Este necesară aici diferențierea între diferitele tipuri de forțe care pot apărea: forțe inerțiale, forțe gravitaționale, forțe viscoase, forțe (tensiuni) superficiale, etc. Unele dintre acestea, sau toate, pot fi semnificative în procesul de amestecare. Notând diferitele tipuri de forțe care apar cu  $F_a$ ,  $F_b$ ,  $F_c$ , etc., condiția de similitudine dinamică între model și prototip se poate scrie:

$$\frac{(F_a)_M}{(F_a)_P} = \frac{(F_b)_M}{(F_b)_P} = \frac{(F_c)_M}{(F_c)_P} = \dots = \text{constant} \quad \Leftrightarrow \quad \left(\frac{F_a}{F_b}\right)_M = \left(\frac{F_a}{F_b}\right)_P; \quad \left(\frac{F_a}{F_c}\right)_M = \left(\frac{F_a}{F_c}\right)_P; \quad \text{etc.}$$
(4.125)

Câteva dintre forțele care pot apărea în decursul procesului de amestecare vor fi enumerate și explicitate în cele ce urmează.

**Forța inerțială** este asociată cu rezistența pe care o opune un corp în schimbarea stării sale de repaus sau de mişcare. Considerând un volum de fluid având masa *m*, care curge cu viteza liniară *v*, printr-o suprafață *A*, masa de fluid trecută într-un interval de timp infinitezimal *dt*, se poate scrie ca fiind:

$$dm = \rho \cdot \mathbf{v} \cdot \mathbf{A} \cdot dt \tag{4.126}$$

unde  $\rho$  este densitatea fluidului. Considerând forța inerțială ( $F_i$ ) ca produs între masa de fluid și accelerația sa:

$$dF_{i} = \left(\rho \cdot v \cdot A \cdot dt\right) \cdot \left(\frac{dv}{dt}\right) = \rho \cdot v \cdot A \cdot dv$$

$$F_{i} = \int_{0}^{F_{i}} dF_{i} = \int_{0}^{v} \rho \cdot v \cdot A \cdot dv = \rho \cdot A \cdot \frac{v^{2}}{2}$$
(4.127)

Aria de curgere  $A = L^2$  este constantă, L reprezentând lungimea caracteristică a sistemului. În cazul amestecării, această lungime este de regulă aleasă ca fiind diametrul agitatorului, d, iar viteza caracteristică, v, este considerată viteza periferică a agitatorului ( $v = \pi dn$ ). Cu aceste observații, neglijând constantele numerice, expresia forței inerțiale se poate scrie sub forma proporționalității:

$$F_i \propto \rho \cdot n^2 \cdot d^4 \tag{4.128}$$

Modificarea vitezei, dv/dt datorită forțelor inerțiale  $F_i$ , poate fi contrabalansată de modificarea vitezei datorită **forțelor viscoase**,  $F_v$ , care, pentru un fluid newtonian au expresia:

$$F_{v} = \mu \cdot A' \left( \frac{dv}{dy} \right)$$
(4.129)

în care *dv/dy* reprezintă gradientul de viteză, proporțional cu *v/L*, iar aria A' este proporțională cu *L*<sup>2</sup>. Cu aceste modificări, expresia forțelor viscoase se poate scrie sub forma proporționalităților:

$$F_{v} \propto \mu \cdot v \cdot L$$
 sau:  $F_{v} \propto \mu \cdot n \cdot d^{2}$  (4.130)

În mod similar, **forțele gravitaționale**, *F*<sub>g</sub>, se pot scrie ca proporționale cu produsul dintre masa fluidului și accelerația gravitațională:

$$F_{q} \propto \rho \cdot d^{3} \cdot g \tag{4.131}$$

iar **forțele superficiale**,  $F_s$ , sunt proporționale cu produsul dintre tensiunea superficială  $\sigma$  și lungimea caracteristică *d*:

$$F_s \propto \sigma \cdot d$$
 (4.132)

Ținând cont de relația (4.125) care definește condițiile de similitudine dinamică, și înlocuind forțele generice  $F_{a}$ ,  $F_{b}$ ,  $F_{c}$  cu forțele  $F_{i}$ ,  $F_{v}$ ,  $F_{g}$ ,  $F_{s}$ , se obțin condițiile care asigură similitudinea dinamică între model și prototip:

$$\left(\frac{F_{i}}{F_{v}}\right)_{M} = \left(\frac{F_{i}}{F_{v}}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^{2}}{\mu}\right)_{M} = \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^{2}}{\mu}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\operatorname{Re}_{AG}\right)_{M} = \left(\operatorname{Re}_{AG}\right)_{P} \\
\left(\frac{F_{i}}{F_{g}}\right)_{M} = \left(\frac{F_{i}}{F_{g}}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\frac{n^{2} \cdot d}{g}\right)_{M} = \left(\frac{n^{2} \cdot d}{g}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\operatorname{Fr}_{AG}\right)_{M} = \left(\operatorname{Fr}_{AG}\right)_{P} \\
\left(\frac{F_{i}}{F_{s}}\right)_{M} = \left(\frac{F_{i}}{F_{s}}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\frac{\rho \cdot n^{2} \cdot d^{3}}{\sigma}\right)_{M} = \left(\frac{\rho \cdot n^{2} \cdot d^{3}}{\sigma}\right)_{P} \Leftrightarrow \left(\operatorname{We}_{AG}\right)_{M} = \left(\operatorname{We}_{AG}\right)_{P}$$
(4.133)

Se poate constata că asigurarea similitudinii dinamice între model și prototip implică asigurarea identității numerice simultane a criteriilor Re<sub>AG</sub>, Fr<sub>AG</sub> și We<sub>AG</sub>. Se poate demonstra că existența concomitentă a similitudinii geometrice și a similitudinii dinamice conduce implicit la asigurarea similitudinii cinematice.

În cazul fluidelor nenewtoniene independente de timp, viscoase sau viscoplastice, viscozitatea care apare în criteriul Re<sub>AG</sub> nu este constantă, ea modificându-se în funcție de viteza de forfecare. Din acest motiv, ea se înlocuiește cu o altă mărime, viscozitatea aparentă,  $\mu_a$ . În cazul fluidelor viscoelastice sau a celor tixotrope și reopexice (a căror viscozitate este dependentă de timp și de istoria forfecării), substituirea viscozității reale cu cea aparentă nu este de folos pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor.

#### 4.2.6.2. INCOMPATIBILITATEA CRITERIILOR DE SIMILITUDINE LA AMESTECARE

Pentru realizarea similitudinii complete model – prototip este necesară îndeplinirea simultană a condițiilor (4.124) (asigurarea similitudinii geometrice) și (4.133) (asigurarea similitudinii dinamice). Din (4.133) și (4.74) rezultă că se asigură implicit și identitatea numerică a criteriului Eu<sub>AG</sub>.

În cazul amestecătoarelor, asigurarea – folosind acelaşi fluid atât în model cât şi în prototip – a identității simultane a tuturor criteriilor de similitudine este imposibilă, criteriile implicate fiind incompatibile. Acest lucru se poate demonstra foarte uşor, considerând un model pentru care criteriile de similitudine sunt:

Pentru un prototip similar cu modelul, dar la scară dublă ( $d_P = 2d_M$ ), criteriile de similitudine vor fi:

$$(\operatorname{Eu}_{AG})_{P} = \frac{1}{32} \cdot \frac{N_{M}}{\rho \cdot n_{P}^{3} \cdot d_{M}^{5}}; \quad (\operatorname{Re}_{AG})_{P} = 4 \cdot \frac{\rho \cdot n_{P} \cdot d_{M}^{2}}{\mu};$$

$$(\operatorname{Fr}_{AG})_{M} = 2 \cdot \frac{n_{P}^{2} \cdot d_{M}}{g}; \quad (\operatorname{We}_{AG})_{P} = 8 \cdot \frac{\rho \cdot n_{P}^{2} \cdot d_{M}^{3}}{\sigma}$$

$$(4.135)$$

Ţinând cont că valorile criteriilor de similitudine trebuie să fie aceleași atât în model cât și în prototip, din (4.133) – (4.135) rezultă:

$$n_{P} = \frac{1}{2^{2}} \cdot n_{M} \qquad \text{din identitatea criteriilor } \operatorname{Re}_{AG};$$

$$n_{P} = \frac{1}{2^{0.5}} \cdot n_{M} \qquad \text{din identitatea criteriilor } \operatorname{Fr}_{AG}; \qquad (4.136)$$

$$n_{P} = \frac{1}{2^{1.5}} \cdot n_{M} \qquad \text{din identitatea criteriilor } \operatorname{We}_{AG}.$$

ceea ce este, evident, imposibil.

În anumite cazuri, incompatibilitatea criteriilor de similitudine poate fi înlăturată dacă se lucrează în model cu alt fluid decât în prototip. Acest fluid este astfel ales încât să permită egalizarea criteriilor. În alte cazuri se renunță la criteriile nesemnificative pentru procesul concret studiat, asigurându-se astfel similitudinea parțială.

# 4.2.6.3. METODE DE TRANSPUNERE LA SCARĂ A AMESTECĂTOARELOR INDUSTRIALE

Decarece realizarea similitudinii totale nu este posibilă, la transpunerea la scară a amestecării trebuie aleasă acea metodă care transpune cel mai bine parametrii optimi semnificativi determinați pe model la scara prototipului industrial. Parametrii semnificativi sunt selectați în funcție de sarcina principală pe care o îndeplinește amestecătorul.

#### 4.2.6.3.1. Metoda consumului specific de putere constant

Această metodă este recomandată pentru cazurile în care sarcina principală a amestecătorului o reprezintă amestecarea fluidului (omogenizarea lichidelor nemiscibile, obținerea emulsiilor, dispersarea gazelor în lichide, amestecarea pastelor, etc.).

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

Volumul amestecătorului este multiplicat proporțional cu creșterea de capacitate cerută, puterea necesară amestecării fiind multiplicată cu același factor.

Din ecuația de definiție a criteriului Eu<sub>AG</sub> se poate exprima puterea necesară sub forma:

$$N = c \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d^5 = c' \cdot n^3 \cdot d^5 \tag{4.137}$$

Menținerea constantă a consumului specific de putere înseamnă menținerea constantă a raportului putere necesară / unitate de volum, adică:

$$\frac{N_{M}}{V_{M}} = \frac{N_{P}}{V_{P}}$$
(4.138)

Din condiția de similitudine geometrică se poate scrie:

$$\frac{D_P}{D_M} = \frac{d_P}{d_M} = \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{1/3}$$
(4.139)

relație în care s-a ținut cont de faptul că volumul este proporțional cu puterea a treia a dimensiunilor liniare. Înlocuind (4.137) în (4.138) se obține:

$$\frac{n_M^3 \cdot d_M^5}{V_M} = \frac{n_P^3 \cdot d_P^5}{V_P}$$
(4.140)

Ținând cont de (4.139), din (4.140) se poate exprima turația amestecătorului prototip în funcție de turația amestecătorului model și de factorul geometric de scară:

$$n_{P} = n_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{-2/9} \tag{4.141}$$

Se poate constata că, pentru a păstra constant raportul putere/unitate de volum, turația agitatorului prototip trebuie să fie mai mică decât cea a modelului, evident dacă  $V_P > V_M$ .

### 4.2.6.3.2. Metoda coeficientului de transfer de căldură constant

Acest criteriu de transpunere la scară se utilizează atunci când sarcina primordială a agitatorului o reprezintă îndepărtarea căldurii de proces. Este cazul frecvent întâlnit al reactoarelor tip vas cu manta (sau cu serpentină), prevăzute cu dispozitive mecanice de agitare a masei de reacție. Dacă reacțiile sunt puternic exoterme, aceste reactoare trebuie să asigure îndepărtarea căldurii degajate cu o viteză suficient de mare pentru a nu periclita integritatea produsului obținut (evitarea degradării termice) și pentru a nu permite apariția unor reacții secundare (evitarea scăderii randamentului și productivității reactorului).

Valoarea coeficientului individual de transfer de căldură,  $\alpha$ , este determinată in primul rând de intensitatea agitării. Corelația între coeficientul de transfer termic și intensitatea agitării poate fi redată printr-o ecuație criterială, de exemplu prin intermediul ecuației criteriale a lui *Chapman*:

$$Nu = K \cdot \left(Re_{AG}\right)^{0.65} \cdot \left(Pr\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\rho}}\right)^{0.24} \quad sau:$$

$$\frac{\alpha \cdot D}{\lambda} = K \cdot \left(\frac{\rho \cdot n \cdot d^2}{\mu}\right)^{0.65} \cdot \left(\frac{c_{\rho} \cdot \mu}{\lambda}\right)^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\rho}}\right)^{0.24} \quad (4.142)$$

în care *D* reprezintă diametrul recipientului [m], *d* este diametrul agitatorului [m], *n* este turația agitatorului [rot/s],  $\lambda$  este conductivitatea termică a lichidului [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  $c_{\rho}$  reprezintă capacitatea termică masică medie a lichidului [J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>],  $\mu$  este viscozitatea dinamică a lichidului în volumul masei de reacție [Pa.s],  $\mu_{\rho}$  este viscozitatea

dinamică a lichidului la perete [Pa.s],  $\rho$  este densitatea lichidului [kg/m<sup>3</sup>], iar K este un coeficient dependent de tipul agitatorului utilizat.

Ecuația (4.142) poate fi pusă sub forma:

$$\alpha = K' \cdot D^{-1} \cdot d^{1,3} \cdot n^{0.65} \tag{4.143}$$

coeficientul *K*' înglobând și proprietățile lichidului. Condiția de menținere constantă a coeficientului de transfer termic atât în model cât și în prototip poate fi scrisă matematic sub forma:

$$D_{M}^{-1} \cdot d_{M}^{1,3} \cdot n_{M}^{0,65} = D_{P}^{-1} \cdot d_{P}^{1,3} \cdot n_{P}^{0,65}$$
(4.144)

Ținând cont de existența similitudinii geometrice, ecuația (4.144) se mai poate scrie:

$$D_{M}^{-1} \cdot d_{M}^{1,3} \cdot n_{M}^{0,65} = D_{M}^{-1} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{-1/3} \cdot d_{M}^{1,3} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{1,3/3} \cdot n_{P}^{0,65}$$
(4.145)

din care rezultă:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-0.15} \tag{4.146}$$

Atingându-se același coeficient de transfer termic și în prototip, dispozitivele pentru evacuarea căldurii (manta, serpentine, etc.) vor trebuie mărite ca suprafață de transfer, deoarece degajarea de căldură crește proporțional cu raportul  $V_P/V_M$ , în timp ce aria suprafeței recipientului crește proporțional cu numai ( $V_P/V_M$ )<sup>2/3</sup>. Pentru asigurarea suprafeței necesare de transfer termic se adaugă serpentine suplimentare în recipient. Când acest lucru nu este posibil, se adaugă schimbătoare de căldură exterioare și un sistem de circulație a fluidului (pompă, conducte, armături) din recipient prin schimbător și înapoi în recipient.

#### 4.2.6.3.3. Metoda coeficientului de transfer de masă constant

Această metodă se utilizează în cazul transpunerii la scară a bioproceselor aerobe care decurg în reactoare cu agitare mecanică. Condiția pusă este aceea ca valoarea coeficientului volumic de transfer de masă al oxigenului să fie aceeaşi atât în model cât și în prototip.

Pentru calculul coeficientului volumic de transfer de masă al oxigenului se utilizează relații de forma:

$$k_{L} \cdot a = c \cdot \left(\frac{N_{G}}{V_{L}}\right)^{a_{1}} \cdot v_{sG}^{a_{2}}$$
(4.147)

în care  $k_L$  este coeficientul de transfer de masă al oxigenului raportat la faza lichidă [m/s], *a* este aria interfacială specifică gaz – lichid [m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>],  $k_{l.a}$  este coeficientul volumic de transfer de masă al oxigenului [s<sup>-1</sup>],  $N_G$  este consumul de putere în sistemul gaz – lichid [W],  $V_L$  este volumul fazei lichide din amestecător [m<sup>3</sup>], iar  $v_{SG}$  este viteza superficială a fazei gazoase [m/s]. Valorile exponenților  $a_1$  și  $a_2$  sunt funcție de volumul de lichid din amestecător (deci de scara de operare), așa cum reiese din tab. 4.15.

| Volumul fazei lichide [m <sup>3</sup> ] | <b>a</b> 1 | a <sub>2</sub> |  |  |  |  |
|---|------------|----------------|--|--|--|--|
| 0,005                                   | 0,95       | 0,67           |  |  |  |  |
| 0,5                                     | 0,6-0,7    | 0,67           |  |  |  |  |
| 50                                      | 0,4 - 0,5  | 0,67           |  |  |  |  |
| 0,002 – 2,6                             | 0.4        | 0.50           |  |  |  |  |
| (sistem coalescent)                     | •,.        | 0,00           |  |  |  |  |

Tab. 4.15. Influența scării de operare asupra exponenților ecuației (4.147)

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

Presupunând că numerele Eu<sub>AG</sub> și Re<sub>AG</sub> nu se modifică cu scara de operare, atunci este valabilă egalitatea:

$$\left(\operatorname{Re}_{AG}\right)_{P} = \left(\operatorname{Re}_{AG}\right)_{M} \cdot \left(\frac{v_{SG,M}}{v_{SG,P}}\right)^{b_{1}/b_{2}}$$
(4.148)

iar coeficientul volumic de transfer al oxigenului este dat de relațiile:

$$c_{1} \cdot \left( \nu_{M} \cdot n_{M} \cdot d_{M}^{2} \right)^{b_{1}} \cdot v_{SG,M}^{b_{2}} = c_{2} \cdot \left( \nu_{P} \cdot n_{P} \cdot d_{P}^{2} \right)^{b_{1}} \cdot v_{SG,P}^{b_{2}}$$
(4.150)

Din (4.150) și ecuația care descrie similitudinea geometrică (4.139) se obține, în ipoteza egalității vitezelor superficiale a gazului în model și în prototip:

$$n_{P} = n_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{-2/3}$$
(4.151)

Deoarece datele experimentale arată că viteza superficială a gazului în reactorul industrial poate fi cu până la un ordin de mărime decât cea la scară de laborator, relația care corelează turația agitatorului prototip cu turația agitatorului model și cu factorii geometrici capătă forma:

$$n_{P} = \frac{c_{1}}{c_{2}} \cdot n_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{-2/3} \cdot \frac{V_{SG,M}}{V_{SG,P}}$$
(4.152)

Metoda prezintă și alte inconveniente: parametrii hidrodinamici variază pe înălțimea bioreactorului în cazul fluidelor nenewtoniene, proprietățile fizice ale biofluidului (viscozitate, tensiune superficială) se modifică în timpul fermentării, efectul tensiunii superficiale a lichidului asupra coeficientului volumic de transfer al oxigenului este dependent de scară. Biosinteza streptomicinei, respectiv a penicilinei pot fi transpuse la scară prin această metodă dacă viteza barbotării gazului și turația agitatorului sunt astfel alese încât valorile coeficienților volumici de transfer ai oxigenului să fie mai mari de 0,138 s<sup>-1</sup> (500 h<sup>-1</sup>).

### 4.2.6.3.4. Metoda vitezei periferice a agitatorului constante

Utilizarea acestui criteriu în transpunerea la scară a amestecătoarelor conduce la menținerea constantă a forțelor de forfecare în lichid. Acest lucru este indicat atunci când se așteaptă menținerea aceleiași distribuții a gazului în lichid, sau când se urmărește menținerea particulelor solide în suspensie. De asemenea, criteriul este utilizat în transpunerea la scară a bioreactoarelor cu agitare mecanică a biomasei, în cazurile în care este luată în considerare sensibilitatea la forfecare a microorganismelor utilizate.

În condițiile menținerii similitudinii geometrice, descrisă de ecuația (4.139), se poate scrie condiția de egalitate a vitezelor periferice pentru amestecătorul model ( $s_M$ ) și prototip ( $s_P$ ):

$$s_{M} = \pi \cdot n_{M} \cdot d_{M}$$

$$s_{P} = \pi \cdot n_{P} \cdot d_{P}$$

$$n_{M} \cdot d_{M} = n_{P} \cdot d_{P}$$
(4.153)

Din (4.139) și (4.153 c) se deduce turația amestecătorului prototip:

$$n_P = n_M \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{-1/3} \tag{4.154}$$

Această metodă, deși recomandată de producătorii de echipamente pentru amestecare, este mult contestată, pe considerentul că în acest caz nu se respectă egalitatea nici unui criteriu de similitudine (Re<sub>AG</sub>, Fr<sub>AG</sub>, We<sub>AG</sub>) între modelul experimental de laborator și prototipul industrial.

#### 4.2.6.3.5. Metoda debitului specific de pompare constant

Acest criteriu poate fi luat în considerare atunci când se consideră că timpul de amestecare este un factor esențial al procesului.

Debitul de fluid pompat de un agitator este dat de ecuația:

$$m_{\rm v} = k \cdot n \cdot d^3 \tag{4.155}$$

în care *k* este un coeficient specific fiecărui tip de agitator.

Punând condiția debitului de pompare specific constant:

$$\frac{(m_{_V})_{_M}}{V_{_M}} = \frac{(m_{_V})_{_P}}{V_{_P}}$$
(4.156)

din (4.155) și (4.156) rezultă:

$$(m_{v})_{P} = \frac{V_{P}}{V_{M}} \cdot (m_{v})_{M} = k \cdot \frac{V_{P}}{V_{M}} \cdot n_{M} \cdot d_{M}^{3} = k \cdot n_{P} \cdot d_{P}^{3}$$

$$(4.157)$$

Combinând ecuația (4.157) cu ecuația (4.139) care descrie similitudinea geometrică, se obține:

$$n_{P} = n_{M} \tag{4.158}$$

ceea ce înseamnă că debitul specific pompat de agitator se menține constant în condițiile asigurării similitudinii geometrice și la aceeași turație a agitatorului și în model, și în prototip.

La creșterea scării la care se desfășoară procesul, timpul necesar amestecării pentru obținerea aceluiași efect în prototip ca și în model crește, după cum reiese si din datele prezentate în tab. 4.16.

| Volumul de lichid<br>[m³] | Timpul de amestecare,<br><i>t</i> [s] |
|---------------------------|---------------------------------------|
| 0,01                      | 1 – 5                                 |
| 0,05                      | 2,2                                   |
| 1,0                       | 20                                    |
| 1,8                       | 29                                    |
| 60                        | 67                                    |
| 100                       | 100                                   |
| 120                       | 140                                   |

Tab. 4.16. Modificarea timpului de amestecare cu scara de desfăşurare a procesului

Jansen propune o relație de calcul a timpului de amestecare a fluidului de biosinteză a penicilinei în bioreactoare agitate mecanic de diferite capacități:

$$t = 0.6n^{-1} \cdot \left(\mathsf{Eu}_{AG}\right)^{-1/3} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{-3} \cdot \left(\frac{H}{D}\right) \cdot \left(\frac{b}{D}\right)^{-2/3}$$
(4.159)

Timpul de amestecare măsurat în bioreactoare cu capacități cuprinse între 1,4 – 190 m<sup>3</sup> este de 2 – 3 ori mai mare decât cel calculat cu relația (4.159).

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

### 4.2.6.3.6. Metoda de transpunere la scară a lui *Rushton*

Pentru compararea agitării din două vase, în lipsa posibilităților de măsurare directă sau de comparare, se pot utiliza metodele comparării coeficienților de transfer sau a vitezelor de reacție. Pentru corelarea agitării cu coeficienții de transfer, se reprezintă grafic, în coordonate logaritmice, criteriul Re<sub>AG</sub> în funcție de un grup adimensional care conține coeficienții de transfer (de masă sau de căldură), difuzivitatea mediului fluid și proprietățile sale fizice (fig. 4.39).



Fig. 4.39. Diagramă pentru corelarea agitării cu proprietățile fluidului, în condiții de turbulență ridicată

În condiții de turbulență deplin dezvoltată, corelația se poate scrie sub forma generală:

$$\mathbf{C} \cdot \left( \mathsf{Re}_{\mathsf{AG}} \right)^{\mathsf{x}} = \Psi \tag{4.160}$$

funcția  $\Psi$  având forma:

$$\Psi = \left(\frac{\alpha \cdot d}{\lambda}\right) \cdot \left(\frac{c_{p} \cdot \mu}{\lambda}\right)^{-p} = \mathsf{Nu} \cdot \mathsf{Pr}^{-p}$$
(4.161)

în cazul transferului de căldură, respectiv:

$$\Psi = \left(\frac{k_{L} \cdot d}{D_{A,B}}\right) \cdot \left(\frac{\mu}{\rho \cdot D_{A,B}}\right)^{-q} = \mathbf{Sh} \cdot \mathbf{Sc}^{-q} \qquad (4.162)$$

în cazul transferului de masă.

În ecuațiile (4.161) – (4.162) s-au folosit următoarele notații:  $\alpha$  - coeficientul parțial de transfer termic [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>];  $\lambda$  - coeficientul de conductivitate termică [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>]; d – lungimea caracteristică (diametrul agitatorului) [m];  $c_p$  – capacitatea termică masică a fluidului [J.kg<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>];  $\mu$  - viscozitatea dinamică a fluidului [Pa.s];  $k_L$  – coeficientul individual de transfer de masă raportat la filmul de lichid [m/s];  $D_{A,B}$  – coeficientul de difuziune [m<sup>2</sup>/s];  $\rho$  - densitatea fluidului [kg/m<sup>3</sup>].

Panta x a corelării amestecării este constantă doar în cazul convecției forțate, respectiv la valori Re<sub>AG</sub> relativ

ridicate. Pentru obținerea aceluiași efect de amestecare, trebuie ca aceleași valori  $\alpha$ , respectiv  $k_L$ , să se obțină atât în model, cât și în prototip, care sunt similare din punct de vedere geometric. Din ecuațiile (4.161) – (4.162), coeficientul individual de transfer termic, respectiv coeficientul individual de transfer de masă pot fi exprimate în funcție de diametrul agitatorului și de turația acestuia, în condițiile în care toate celelalte mărimi fizice ( $\lambda$ ,  $c_{\rho}$ ,  $D_{A,B}$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ) rămân constante:

$$\alpha \cdot d = \mathbf{C} \cdot d^{2x} \cdot n^{x} \Leftrightarrow \alpha = \mathbf{C} \cdot d^{(2x-1)} \cdot n^{x}$$
(4.163)

$$k_{L} \cdot d = C \cdot d^{2x} \cdot n^{x} \iff k_{L} = C \cdot d^{(2x-1)} \cdot n^{x}$$
(4.103)

Agitarea în model și în prototip este corelată atunci când:

 $\alpha_{\rm M} = \alpha_{\rm P}$ 

$$\mathsf{sau} \quad k_{\scriptscriptstyle L,M} = k_{\scriptscriptstyle L,P} \tag{4.164}$$

În aceste condiții, din (4.163) se poate scrie:

$$d_{M}^{(2x-1)} \cdot n_{M}^{x} = d_{P}^{(2x-1)} \cdot n_{P}^{x} \Leftrightarrow \left(\frac{n_{P}}{n_{M}}\right)^{x} = \left(\frac{d_{M}}{d_{P}}\right)^{(2x-1)} \Leftrightarrow \frac{n_{P}}{n_{M}} = \left(\frac{d_{M}}{d_{P}}\right)^{\frac{2x-1}{x}}$$
(4.165)

Din (4.165) și (4.139) se poate exprima  $n_P$  în funcție  $n_M$  și de raportul geometric model/prototip:

$$n_{P} = n_{M} \cdot \left(\frac{d_{M}}{d_{P}}\right)^{\frac{2x-1}{x}} = n_{M} \cdot \left(\frac{V_{M}}{V_{P}}\right)^{\frac{2x-1}{3x}} = n_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{\frac{1-2x}{3x}}$$
(4.166)

Se poate constata că turația agitatorului în prototip, pentru a induce aceeași agitare ca și în model, este puternic dependentă de panta de corelare a amestecării, x. Ținând cont de proporționalitatea care există între puterea necesară amestecării (*N*) și puterea a 3-a a turației, respectiv puterea a 5-a a diametrului agitatorului, din (4.166) se poate scrie:

$$N_{P} = N_{M} \cdot \left(\frac{d_{M}}{d_{P}}\right)^{\frac{6x-3}{x}} \cdot \left(\frac{d_{P}}{d_{M}}\right)^{5} = N_{M} \cdot \left(\frac{d_{P}}{d_{M}}\right)^{\frac{3-x}{x}} = N_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{\frac{3-x}{3x}}$$
(4.167)

În graficul din fig. 4.40 este redată corelația care există între panta x și raportul  $(N/V)_M/(N/V)_P$ . Cifrele de pe curbe indică valoarea raportului de scară,  $d_P/d_M$ . Analizând datele din grafic, se poate constata că raportul "putere pe unitate de volum" se menține constant, indiferent de scara la care este transpus amestecătorul, doar la valoarea x = 0,75. Dacă x < 0,75 este neeconomic să se lucreze în amestecătoare de volum mare, si viceversa.

Exponentul de corelare la amestecare (*x*) este o funcție de forma recipientului, tipul agitatorului, precum și de forma și modul de amplasare al amenajărilor interioare (șicane, serpentine, etc.). Ca urmare, având în vedere importanța acestei valori, este necesar ca încă din amestecătorul model să se găsească aranjamentul interior optim pentru maximizarea valorii lui *x*.

După datele lui *Rushton*, în cazul agitatoarelor cu palete în vase cu serpentină, exponentul de corelare al amestecării ia valoarea x = 0.67 pentru procesele de încălzire.

Pentru procesele de încălzire care decurg în recipiente prevăzute cu amestecătoare turbină cu palete drepte introduse în tuburi cilindrice de tiraj, exponentul de corelare al amestecării ia valori cuprinse între0,67 și 1,0.



Fig. 4.40. Corelația dintre exponentul de corelare a amestecării, **x**, și consumul specific de putere (**N/V**), la diferite valori ale rapoartelor de scară

#### 4.2.6.3.7. Observații referitoare la metodele de transpunere la scară

Metodele de transpunere la scară prezentate conduc la relații diferite între turația agitatorului prototip şi turația agitatorului model. Toate aceste relații au forma generală:

$$n_{P} = n_{M} \cdot \left(\frac{V_{P}}{V_{M}}\right)^{\nu} \tag{4.168}$$

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

unde exponentul  $\psi$  variază între 0 şi –2/3, în funcție de criteriul adoptat pentru transpunerea la scară. Aparent, diferitele criterii aplicate sunt în bună concordanță, prin prisma variației exponentului  $\psi$ . Totuşi, transpunerea la scară conduce la diferențe semnificative între turațiile calculate pentru prototip, în funcție de metoda de transpunere la scară utilizată. De exemplu, un recipient pilot cu volumul de 40 dm<sup>3</sup> lucrează satisfăcător cu un agitator având turația de 2 rot/s. Prin transpunere la scară, un recipient industrial având volumul de 40 m<sup>3</sup> (deci de 1000 de ori mai mare decât modelul) poate opera cu o turație a agitatorului cuprinsă între 2 şi 0,01 rot/s, în funcție de metoda de transpunere la scară aleasă.

Deseori se utilizează o combinare a diferitelor criterii pentru transpunerea la scară. In cazul bioreactoarelor cu agitare mecanică, de exemplu, se utilizează viteza periferică a agitatorului (peste 3 m/s), consumul specific de putere ( în jur de 2 kW/m<sup>3</sup>) și intensitatea aerării (circa 0,01 m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup>.s).

Alegerea criteriului utilizat pentru transpunerea la scară trebuie făcută cu atenție și întotdeauna trebuie verificat ca puterea rezultată pentru prototip și turația agitatorului în prototip să aibă valori rezonabile și pertinente.

De regulă, într-un recipient cu volum mic se poate introduce o putere specifică mult mai mare decât ar fi posibil economic sau chiar tehnic într-un recipient de volum mare. Datorită acestui fapt se poate ajunge uneori la imposibilitatea transpunerii la scară. De exemplu, este destul de des întâlnită situația în care, într-un recipient de laborator de 1 dm<sup>3</sup> să se folosească un agitator de 250 W, pentru ca lichidul din recipient să fie "agitat energic". Prin transpunere la scară, într-un prototip de 40 m<sup>3</sup> care utilizează același consum de putere pe unitatea de volum, se ajunge la un agitator care ar avea o putere de 10 000 000 W (10 MW). Ori, o astfel de putere este mai curând potrivită pentru punerea în mișcare a unui vapor, decât pentru amestecarea unui lichid într-un recipient cilindric de 3 m diametru și 6 m înălțime. Practica arată că pentru un astfel de recipient, un agitator de 200 kW este mai mult decât suficient, ceea ce este echivalent cu un consum de putere de numai 5 W în recipientul de laborator. Se poate deci observa că în model puterea necesară amestecării a fost de 50 de ori mai mare decât cea efectiv necesară.

Aceste mici exemple arată dificultatea transpunerii la scară a recipientelor în care se realizează amestecarea, fie că sunt amestecătoare propriu-zise, vase de reacție cu agitare, sau echipamente de transfer de masă şi/sau căldură. De aceea, este nevoie de mult discernământ în alegerea metodei de transpunere la scară, iar întotdeauna rezultatele obținute trebuie comparate cu datele practice existente.

# 4.2.7. ASPECTE PARTICULARE ALE AMESTECĂRII ÎN MEDIU LICHID

Amestecarea este un proces complex, asupra căruia intervin o multitudine de factori, influența unora dintre aceștia nefiind nici la ora actuală pe deplin elucidată. Procesul de amestecare este esențial influențat de natura fazelor care se supun amestecării, precum și de forma sub care se regăsesc în final componenții amestecului: soluție, suspensie, emulsie, pastă, spumă, etc. În cele ce urmează vor fi analizate procesele de amestecare prin prisma factorilor predominanți care concură la obținerea unui anumit tip de amestec, omogen sau neomogen.

#### 4.2.7.1. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – SOLID. FORMAREA SUSPENSIILOR

O suspensie este un amestec eterogen alcătuit dintr-o fază lichidă continuă și o fază discontinuă solidă. Faza solidă este dispersată sub formă de granule având o anumită geometrie și un anumit spectru granulometric (distribuție a dimensiunilor). Aducerea solidelor în suspensie este o etapă premergătoare a unui proces de dizolvare, a unui proces de extracție lichid – solid, a unui proces de hidrotransport sau a unui proces chimic.

## 4.2.7.1.1. Mecanismul formării suspensiilor

Se consideră o particulă solidă, sferică, de diametru  $d_{\rho}$  și densitate  $\rho_{\rho}$  imersată într-un lichid a cărui densitate este  $\rho_{l}$ . În câmp de forțe gravitațional, în absența mișcării lichidului, particula solidă:

- sedimentează, respectiv se deplasează în sens descendent, către fundul recipientului, dacă ρ<sub>P</sub> > ρ;
- flotează, respectiv se deplasează în sens ascendent, către suprafața lichidului, dacă ρ<sub>p</sub> < ρ;</li>
- rămâne în echilibru indiferent cu lichidul, dacă  $\rho_p = \rho_l$ .
  - Imprimând fazei lichide o mişcare prin intermediul unui agitator, particulele solide pentru care  $\rho_{p} \neq \rho_{1}$ ,

sunt aduse în starea de suspensie. Suspendarea particulei are loc atunci când energia introdusă de agitator în lichid compensează energia disipată prin sedimentarea sau flotarea particulelor solide. Acest concept de echilibru energetic este destul de simplist, întrucât se neglijează aici o serie de consumuri energetice importante: pentru recircularea lichidului, pentru învingerea frecărilor interne din lichid, pentru învingerea frecării lichidului cu peretele recipientului.

Modelarea matematică a amestecării în sisteme lichid – solid este practic imposibilă, lipsind o metodă riguroasă de corelare a parametrilor curgerii (profilele vitezelor, vitezele fluctuante, vitezele disipării energiei) de la baza recipientului, unde sunt suspendate particulele solide, cu valorile acelorași parametrii la agitator.

În practică este important de știut care este consumul de putere necesar pentru **suspendarea completă** a particulelor, respectiv care este turația minimă necesară atingerii stării de suspensie completă pentru o anumită configurație (recipient – agitator – amenajări interioare) a amestecătorului. De asemenea, în unele cazuri este necesară cunoașterea acelorași parametrii (putere, respectiv turație) necesari realizării unei **suspensii omogene**.

Condiția de **suspendare completă**, introdusă de *Zwietering* cere ca nici o particulă solidă să nu staționeze la fundul recipientului un timp mai mare de 1 secundă. Această condiție mai este cunoscută în literatură și sub denumirea de "**criteriul 1 s**". La turații ale agitatorului mai mici decât cea necesară pentru atingerea condițiilor de suspendare completă, suprafața particulelor solide nu este accesibilă în totalitate proceselor de transfer de masă și transfer de căldură. Creșterea turației peste valoarea necesară suspendării complete nu duce la creșterea semnificativă a proceselor de transfer, dar crește semnificativ consumul de putere.

Pentru o mai bună caracterizare a formării suspensiilor, *Chudacek* introduce conceptul de "**turație de suspendare 98%**", care desemnează turația amestecătorului la care 98% din particulele solide sunt suspendate. Conform datelor sale (fig. 4.41), 98% din particulele solide sunt suspendate la înălțimea de 0,415*D* cu un consum de putere specifică de 243 W/m<sup>3</sup>. Creșterea înălțimii de suspendare la 0,75*D*, când se atinge suspendarea completă, și în continuare la 0,9*D*, necesită o creștere a puterii cu 310%, respectiv cu 450% față de puterea necesară realizării suspensiei 98%. Cu această mare cheltuială energetică au fost trecute în suspensie doar ultimele două procente de particule solide.

Condiția de **suspendare omogenă** reprezintă acea stare (turație a agitatorului, putere necesară, etc.), pentru care suspensia rezultată este omogenă, respectiv pentru care concentrația particulelor solide suspendate în lichid este uniformă în întregul recipient. Evident, această condiție este îndeplinită cu un consum de putere sporit comparativ cu suspendarea completă, fără a aduce însă vreun câștig semnificativ în ceea ce privește intensificarea proceselor de transfer sau de transformare.

## 4.2.7.1.2. Proprietățile suspensiilor

Dintre proprietățile suspensiilor, în procesele de amestecare este importantă cunoașterea concentrației, a densității și a viscozității acestora.

**Concentrația suspensiilor** se exprimă cel mai frecvent sub forma fracțiilor masice ( $\varphi_M$ ) sau a fracțiilor volumice ( $\varphi_V$ ):



Fig. 4.41. Caracteristici de putere și de suspendare pentru un amestecător tip elice cu 3 brațe D – diametrul recipientului; d – diametrul agitatorului;  $h_1$  – distanța de la agitator la fundul vasului; H – înălțimea totală a lichidului; h – înălțimea suspensiei;  $d_p$  – diametrul particulelor solide;  $\varphi_V$  – concentrația volumică medie a fazei solide;  $\varphi_s$  – densitatea fazei solide;  $\varphi_{V,s}$  – fracția volumică de solid suspendată; N – puterea necesară; V – volumul masei de reacție; n – turația agitatorului.

$$\varphi_{M} = \frac{m_{[]s}}{m_{[]s} + m_{[]'}} \quad [kg \text{ solid / } kg \text{ suspensie}]$$

$$\varphi_{V} = \frac{V_{[]s}}{V_{[]s} + V_{[]'}} \quad [m^{3} \text{ solid / } m^{3} \text{ suspensie}] \quad (4.169)$$

**Densitatea suspensiilor** poate fi calculată în funcție de densitatea celor două faze și de concentrația suspensiei, prin intermediul relației:

$$\frac{1}{\rho_{susp}} = \frac{\varphi_M}{\rho_s} + \frac{1 - \varphi_M}{\rho_l} \quad [kg/m^3]$$
(4.170)

în care  $\rho_{susp,}$   $\rho_{s}$ ,  $\rho_{l}$  reprezintă respectiv densitatea suspensiei, a solidului și a lichidului.

Viscozitatea dinamică a suspensiilor este influențată atât de conținutul de fază solidă, cât și de raportul densităților celor două faze.

În cazul suspensiilor diluate, a căror concentrație volumică a fazei solide este de sub 10%, se poate utiliza relația dedusă pe baze teoretice de către *Einstein*:

$$\mu_r = \frac{\mu_{susp}}{\mu_l} = 1 + 2.5 \cdot \varphi_v \quad \text{[adimensional]} \tag{4.171}$$

în care  $\mu_r$  este viscozitatea relativă [adimensinală];  $\mu_{susp}$  este viscozitatea suspensiei [Pa.s];  $\mu_l$  este viscozitatea lichidului pur [Pa.s];  $\varphi_V$  este fracția volumică a fazei solide [kg solid / kg suspensie].

Pentru suspensii cu până la 25 – 30% vol de fază solidă se poate aplica relația lui Weinspach:

$$\mu_{r} = \frac{\mu_{susp}}{\mu_{I}} = \frac{0.59}{(0.77 - \varphi_{V})^{2}}$$
(4.172)

sau a lui Eilers:

$$\mu_{r} = \frac{\mu_{susp}}{\mu_{l}} = \left[1 + 1,25 \cdot \varphi_{v} \cdot \left(1 + \frac{\varphi_{v}}{0,74}\right)^{-1}\right]^{2}$$
(4.173)

ambele obținute prin corelarea datelor experimentale.

Datele experimentale ale lui *Magnusson* și ale lui *Metzner* și *Otto* arată, la concentrații ridicate de material solid, abateri mai mari sau mai mici de la aceste relații de calcul (fig. 4.42). La concentrații ale fazei solide de peste 25% vol, datele experimentale ale lui *Jinescu* și acelea ale lui *Nienow* indică abateri considerabile față de relațiile (4.171) – (4.173).



Fig. 4.42. Viscozitatea relativă a suspensiilor în funcție de concentrația volumică a particulelor solide: 1 – relația lui Einstein; 2 – relațiile lui Weinspach și Eilers; 3 – datele lui Magnusson și ale lui Metzner și Otto

#### 4.2.7.1.3. Turația minimă necesară suspendării complete a particulelor solide

Pentru determinarea turației minime necesare atingerii stării de suspensie completă, au fost efectuate numeroase studii experimentale și au fost elaborate numeroase teorii pornind de la diverse premize. O trecere în revistă a acestora este detaliată în lucrările [51, 57c].

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

In literatura de specialitate a ultimilor ani, turația minimă necesară suspendării complete a particulelor solide s-a calculat utilizând criterii bazate pe existența a două regimuri hidrodinamice particulă solidă – lichid, regimuri care depind de:

- raportul dintre diametrul particulei şi lungimea caracteristică a turbioanelor, d<sub>p</sub>/l<sub>t</sub>;
- raportul dintre diametrul particulelor solide şi diametrul recipientului, d<sub>p</sub>/D;
- valoarea criteriului Arhimede.

Dacă mărimea particulelor solide este comparabilă cu mărimea turbioanelor primare, mecanismul suspendării este dominat de mişcarea acestor turbioane. În cazul particulelor mai mici, mecanismul suspendării este dictat de mişcarea turbioanelor mici și mijlocii, a căror lungime caracteristică este:

$$I_t = \sqrt[4]{\frac{\nu^3}{\varepsilon}}$$
(4.174)

în care  $\upsilon$  este viscozitatea cinematică a lichidului [m<sup>2</sup>/s], iar  $\varepsilon$  este viteza de disipare a energiei [m<sup>2</sup>/t<sup>3</sup>]. După *Ditl* sunt considerate "particule mici", acele particule pentru care  $d_p/l_t < 32$ , particulele pentru care  $d_p/l_t > 32$  fiind considerate "particule mari".

După *Mersmann* există două regimuri diferite ale raportului  $d_p/D$ , în care sunt determinante mecanisme diferite (fig. 4.43):



Fig. 4.43. Regimuri hidrodinamice determinate de raportul  $d_p/D$  pentru suspendarea particulelor solide (d/D = 1/3; diferite agitatoare)

 la valori d<sub>p</sub>/D < 10<sup>-4</sup> agitatorul are rolul de a "evita sedimentarea", întrucât în recipientele mari, aproape nici o particulă nu atinge baza recipientului.

Turația minimă pentru suspendare completă poate fi calculată din ecuația:

$$\operatorname{Fr}^{*} = \frac{\rho_{I} \cdot n^{2} \cdot d^{2}}{d_{p} \cdot \Delta \rho \cdot g} = 3,2(1+25 \cdot \varphi_{V})^{2} \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{4} \cdot \left(\frac{V_{ss}}{V_{s}}\right)^{2}$$
(4.175)

care este valabilă numai pentru particule numai pentru particule mici în recipiente de dimensiuni mari, și în care, în afara notațiilor cunoscute,  $v_s$  și  $v_{ss}$  reprezintă respectiv, viteza de sedimentare a unei singure particule și viteza de sedimentare a unei aglomerări de particule.

 la valori d<sub>p</sub>/D > 6.10<sup>-3</sup> agitatorul are rolul de a "suspenda particulele de la baza vasului", deoarece în recipientele mici, în special în cazul particulelor mari, aproape toate particulele sunt depozitate la baza vasului.

Turația minimă pentru suspendare completă se calculează în acest caz cu relația:

$$Fr^{*} = \frac{n^{2} \cdot d^{2} \cdot \rho_{I}}{D \cdot \Delta \rho \cdot g} = 0,39 \frac{(1+25 \cdot \varphi_{V})^{2}}{(1+12,5 \cdot \varphi_{V})} \cdot (1-1,7 \cdot \varphi_{V})$$
(4.176)

valabilă în cazul agitatorului tip elice navală având d/D = 1/3 și H/D = 1.

De studiul particulelor fine (Ar  $\leq$  40) și al particulelor mari (Ar > 40) s-au ocupat *Molerus* și *Latzel*, care au stabilit pentru fiecare caz în parte criteriul teoretic pentru evaluarea vitezei unghiulare minime a agitatorului și anume: criteriul stratului limită și respectiv criteriul caracteristicilor de pompare ale unui recipient cu amestecare.

Datorită complexității proceselor hidrodinamice care se petrec în recipientele prevăzute cu agitator mecanic, *Zwietering* aplică analiza dimensională în vederea obținerii unei relații criteriale ai căror coeficienți și exponenți se determină pe cale experimentală pentru diferite configurații de amestecătoare. Deși elaborat acum aproape o jumătate de secol (1958), modelul lui *Zwietering* dă rezultatele cele mai apropiate de realitate, fiind confirmat și de lucrările ulterioare.

Pentru colectarea datelor experimentale, *Zwietering* folosește sisteme alcătuite din lichide cu diverse proprietăți fizice și granule solide având diverse granulații și densități (tab. 4.17). Comportarea acestor sisteme este studiată în vase cilindrice, cu fund plat, elipsoidal sau conic, având  $D = 0,154 \dots 0,600$  m și  $V = 2,9 \dots 170$  l, prevăzute cu 4 șicane verticale și echipate cu diverse tipuri de agitatoare: cu 2 brațe (d/b = 2 respectiv 4); turbină cu 6 palete drepte, disc emailat cu nervuri, elice navală cu 3 pale.

| Particule solide   | Densitate<br>[kg/m³] | Diametrul particulelor solide<br>[µm] |                          |                |   |
|--|----------------------|---------------------------------------|--------------------------|----------------|---|
| Nisip<br>Sare  | 2600<br>2160         | 125 – 150<br>125 - 150                | 250 ·<br>150 ·           | - 350<br>- 250 | 710 – 850<br>250 - 350                      |
| Lichide  | Densitate<br>[kg/m³] | Viscozitate dina<br>[10³ Pa.s]        | amică Viscozita<br>] [10 |                | zitate cinematică<br>[10 <sup>6</sup> m²/s] |
| Apă<br>Acetonă   | 1000<br>795          | 1,00<br>0,31                          |                          |                | 1,00<br>0,39                                |
| Tetraclorură de carbon<br>Soluție de carbonat de potasiu<br>Ulei | 1538<br>1429<br>838  | 1,00<br>5,00<br>9,30                  |                          |                | 0,65<br>3,50<br>11,1                        |

Tab. 4.17. Lichide și particule solide utilizate pentru determinarea turației minime de suspendare completă

Se consideră că factorii care determină formarea suspensiei de granule în lichidul agitat sunt cei redați în tab. 4.18.

Pe baza a numeroase încercări sistematice s-a ajuns la următoarea ecuație generală care corelează turația agitatorului cu celelalte mărimi redate în tab. 4.18:

$$n = \mathbf{C} \cdot \mathbf{D}^{X1} \cdot \mathbf{d}^{X2} \cdot \mathbf{d}_{p}^{X3} \cdot \varphi_{V}^{X4}$$
(4.177)

Ecuația este valabilă pentru valori constante ale raportului  $D/h_1$ . Experimental s-au stabilit valorile exponenților:  $X_2 = 0.85$ ;  $X_3 = 0.2$ ;  $X_4 = 0.13$ . Introducând și mărimile fizice caracteristice, ecuația (4.177) se poate scrie sub forma:

#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

|  |                          | Formulă                  |
|--|--------------------------|--------------------------|
| T <u>ab. 4.18. Factori determinanți în formarea suspen</u> | siilor de granule solide | în lichide agitate mecar |

| Parametrul                                       | Simbol         | dimensională                       |
|--|----------------|------------------------------------|
| Diametrul recipientului                          | D              | [L]                                |
| Distanța dintre agitator și fundul recipientului | h <sub>1</sub> | [L]                                |
| Diametrul agitatorului                           | d              | [L]                                |
| Turația agitatorului                             | п              | [L <sup>-1</sup> ]                 |
| Diametrul particulelor solide                    | $d_{ ho}$      | [L]                                |
| Densitatea lichidului                            | $\rho_l$       | [M.L <sup>-3</sup> ]               |
| Densitatea particulelor solide                   | $ ho_{ m s}$   | [M.L <sup>-3</sup> ]               |
| Viscozitatea cinematică a lichidului             | υ              | [L <sup>2</sup> .T <sup>-1</sup> ] |
| Fracția masică a solidului                       | Фм             | adimensional                       |
| Accelerația gravitațională                       | g              | [L.T <sup>-2</sup> ]               |

$$n \cdot d^{0.85} = C \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^a \cdot d_p^{0.2} \cdot \varphi_M^{0.13} \cdot \upsilon^{0.1} \cdot \left(\frac{g \cdot \Delta \rho}{\rho_l}\right)^{0.45}$$
(4.178)

care poate fi reordonată astfel:

$$\left(\frac{n \cdot d^2}{\upsilon}\right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\rho_1 \cdot n^2 \cdot d}{g \cdot \Delta \rho}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{d}{d_p}\right)^{0,2} = C \cdot \left(\frac{D}{h_1}\right)^a \cdot \varphi_M^{0,13}$$
(4.179)

*C* și *a* fiind coeficienți specifici fiecărui tip de agitator în parte. Ecuația (4.179) poate fi scrisă restrâns și sub forma:

$$\left(\operatorname{Re}_{AG}\right)^{0,1} \cdot \left(\operatorname{Fr}^{*}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{d}{d_{p}}\right)^{0,2} = C \cdot \left(\frac{D}{h_{1}}\right)^{\theta} \cdot \varphi_{M}^{0,13}$$
(4.180)

Notând cu s expresia:

$$s = \frac{n \cdot d^{0.85} \cdot \rho_l^{0.45}}{\nu^{0.1} \cdot d_p^{0.2} \cdot (g \cdot \Delta \rho)^{0.45} \cdot \varphi_M^{0.13}}$$
(4.181)

și reprezentând grafic în coordonate logaritmice expresia *s* în funcție de raportul *D/d* se obțin drepte a căror pantă depinde de: valoarea raportului *D/h*<sub>1</sub>; valoarea criteriului Eu<sub>AG</sub>; tipul agitatorului. Câteva astfel de grafice, pentru diferite tipuri de agitatoare, sunt prezentate în fig. 4.44. Abaterea datelor măsurate de la dreptele trasate este mică, arareori depășind 10%. Diagramele din fig. 4.44 pot fi utilizate și pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor al căror rol primordial este acela de a menține particulele solide în stare suspendată în faza lichidă.

*Rieger* și *Ditl*, utilizează tot analiza dimensională, dar deduc ecuațiile de corelare pe baza analizei ecuațiilor constitutive, obținând următoarele corelații:

• pentru particule mari:

$$Fr^* = 0.51 \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^{-0.18}$$
 pentru  $\varphi_v = 0.1$ ;  $Fr^* = 0.855$  pentru  $\varphi_v = 0.025$ ; (4.182)

• pentru particule fine:

$$\operatorname{Fr}^{*} = 397 \cdot \left(\frac{d_{p}}{D}\right) \text{ pentru } \varphi_{V} = 0,1; \quad \operatorname{Fr}^{*} = 16,4 \cdot \left(\frac{d_{p}}{D}\right)^{0,6} \text{ pentru } \varphi_{V} = 0,025; \quad (4.183)$$

Criteriul Fr\* are aceeași expresie ca și în modelul lui Zwietering și în expresia sa apare așa-numita "accelerație gravitațională aparentă", care ține seama de influența diferenței dintre densitățile particulelor solide și lichidului asupra vitezei de sedimentare:

$$g_{a} = g \cdot \frac{(\rho_{s} - \rho_{l})}{\rho_{l}} = \frac{g \cdot \Delta \rho}{\rho_{l}} \quad [\text{m/s}^{2}]$$
(4.184)



Fig. 4.44. Diagrame pentru determinarea turației necesare suspendării complete după metoda Zwietering: a – agitator cu 2 palete (b = 0,5d), Eu<sub>AG</sub> = 5,9; b – agitator turbină cu 6 palete drepte, Eu<sub>AG</sub> = 6,2; c – agitator cu 2 palete (b = 0,25d), Eu<sub>AG</sub> = 2,5; d – agitator cu disc emailat, Eu<sub>AG</sub> = 4,6; e – agitator elice navală cu 3 palete, Eu<sub>AG</sub> = 0,5.
Pentru realizarea suspensiilor în recipiente sferice pline, prevăzute cu şicane radiale şi con central, echipate cu agitatoare cu 6 brațe înclinate la 45<sup>o</sup> (fig. 4.45), *Tacă* obține prin analiză dimensională și corelarea datelor experimentale, o ecuație similară cu ecuația (4.178) a lui *Zwietering*:



Fig. 4.45. Recipient sferic cu şicane radiale şi con central, prevăzut cu amestecător cu 6 brațe înclinate la 45<sup>o</sup>: a – amestecător: b = 0,2d; s = 0,5 mm; b – recipient sferic: 1 – amestecător; 2 – şicane; 3 – con central;  $h_c = 0,15D$ ;  $d_c = 0,25D$ 

#### 4.2.7.1.4. Turația minimă necesară realizării suspensiilor omogene

Problema determinării turației minime necesare realizării unei suspensii omogene și implicit a puterii necesare realizării unei astfel de suspensii, deși abordată în literatura de specialitate, nu a condus la obținerea unor rezultate satisfăcătoare.

Abordările teoretice, care în majoritatea cazurilor se bazează pe întocmirea unui bilanț energetic în care energia introdusă de amestecător în fluid echilibrează energia disipată prin sedimentarea particulelor solide, introduc multe ipoteze simplificatoare, unele destul de îndepărtate de realitate. Aceste modele se apropie de realitate în cazul suspensiilor concentrate, când energia disipată pentru recircularea lichidului, pentru învingerea frecărilor interne din lichid și pentru învingerea frecării lichidului cu peretele recipientului pot fi neglijate în raport cu energia consumată pentru sedimentarea particulelor solide. Dintre modelele propuse se pot menționa cele ale lui *Musil* și *Vlk*, valabile pentru suspensii bogate în fază solidă. În ipoteza neglijării pierderilor de energie, când toată energia livrată de amestecător este utilizată pentru suspendarea solidelor, modelul are forma:

$$\operatorname{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^{2}}{\mu} = k_{a} \cdot \left[\operatorname{Ar} \cdot \operatorname{Re}_{\rho} \cdot \left(\frac{d}{d_{\rho}}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{l}}{\rho_{susp}}\right) \cdot \left(\frac{D \cdot h_{s} \cdot \varphi_{V}}{d_{\rho}^{3}}\right)\right]^{1/3}$$
(4.186)

În ipoteza considerării pierderilor de energie prin disipare viscoasă în curentul de suspensie descendent de la amestecător, expresia modelului este:

$$\operatorname{Re}_{AG} = \frac{\rho \cdot n \cdot d^{2}}{\mu} = k_{b} \cdot \left[\operatorname{Ar} \cdot \operatorname{Re}_{p} \cdot \left(\frac{d}{d_{p}}\right) \cdot \left(\frac{\rho_{l}}{\rho_{susp}}\right) \cdot \left(\frac{D \cdot h_{s} \cdot \varphi_{V}}{d_{p}^{3}}\right)\right]^{1/3} \cdot \left(\frac{h_{1} \cdot d^{2}}{D^{3}} + k_{b}\right)$$
(4.187)

În ecuațiile de mai sus,  $k_a$  și  $k_b$  sunt coeficienți dependenți de tipul agitatorului,  $d_p$  este diametrul particulelor solide,  $h_s$  este grosimea stratului de sediment,  $v_a$  este viteza ascensională a particulelor, celelalte notații având semnificațiile cunoscute. Criteriile Ar și Re<sub>p</sub> au expresiile:

$$\operatorname{Ar} = \frac{d_{p}^{3} \cdot g \cdot \rho_{l} \cdot \Delta \rho}{\mu^{2}}; \qquad \operatorname{Re}_{p} = \frac{\rho_{l} \cdot d_{p} \cdot v_{a}}{\mu}$$
(4.188)

Modelele lui *Musil* și *Vlk* nu reușesc să ia în considerație toate pierderile prin disipare viscoasă și nu țin cont nici de pierderile prin frecare între lichid și perete.

Alte modele, iau ca bază de pornire echilibrul dintre viteza de sedimentare a particulei și viteza medie a curentului ascendent în zona critică a recipientului, zona critică putând fi chiar înălțimea dorită de suspendare a particulelor. Dificultatea apare la determinarea vitezei medii ascensionale a fluidului în zona critică. Modelul nu este aplicabil în cazul suspensiilor concentrate, în acestea particulele solide influențând atât spectrul de curgere, cât și debitul amestecătorului.

Studiul experimental al turației de omogenizare completă a suspensiei este îngreunat de faptul că nu există metode precise de apreciere a gradului de omogenizare al suspensiei.

Deşi datele din literatură sunt uneori controversate, este unanim acceptat că: 1 – turația necesară realizării suspensiilor omogene este mai ridicată decât cea necesară suspendării complete; 2 – turația necesară realizării suspensiilor omogene scade cu creșterea diametrului recipientului.

#### 4.2.7.1.5. Calculul puterii necesare realizării suspensiilor

În cazul **regimului turbulent**, abordarea utilizată în cazul amestecării lichidelor omogene poate fi aplicată și pentru estimarea puterii necesare realizării suspensiilor în recipiente cu fund plat și șicane radiale, cu observația că densitatea lichidului,  $\rho_l$ , este înlocuită cu densitatea suspensiei,  $\rho_{susp}$ , calculată cu ajutorul ecuației (4.170). Se obține astfel o expresie a criteriului Eu<sub>AG</sub> pentru cazul în care particulele solide ar fi omogen distribuite în întreg volumul de lichid:

$$\mathsf{Eu}_{AG} = \frac{N}{\rho_{susp} \cdot n^3 \cdot d^5} \tag{4.189}$$

Nagata și Herringe au arătat însă că, de obicei, concentrația particulelor solide este neuniformă, propunând utilizarea densității medii a amestecului de lichid și particule solide din zona din jurul amestecătorului:

$$\mathsf{Eu*}_{\mathsf{AG}} = \frac{N}{\rho^*_{\mathsf{susp}} \cdot n^3 \cdot d^5}$$
(4.190)

și arătând totodată că această densitate este funcție de turația *n* a amestecătorului.

*Chudacek* propune ca densitatea medie a suspensiei să se exprime în funcție de volumul ( $V_{su}$ ) și de masa ( $m_{su}$ ) particulelor solide aflate efectiv în suspensie la un moment dat:

$$\rho_{su} = \frac{m_{su}}{V_{su}} + (1 + \varphi_{V,su}) \cdot \rho_{I}$$
(4.191)

unde  $\varphi_{V,su}$  reprezintă fracția de volum a particulelor solide efectiv suspendate. În aceste condiții, criteriul lui Euler modificat pentru agitare se scrie:

$$\mathsf{Eu}_{\mathsf{AG}}^{\mathsf{su}} = \frac{N}{\rho_{\mathsf{su}} \cdot n^3 \cdot d^5} \tag{4.192}$$

Pentru a cuantifica gradul de neomogenitate din zona de suspendare, se propune raportul:

$$\frac{\mathsf{Eu}_{AG}^{su}}{\mathsf{Eu}_{AG}^{*}} = \frac{\rho_{susp}^{*}}{\rho_{su}}$$
(4.193)

care arată variația densității suspensiei ce trece prin amestecător în funcție de densitatea medie a suspensiei.



Fig. 4.46. Particule solide nesuspendate aflate în zonele acoperite de buclele de recirculație (după Rieger și Ditl)

Modelul lui Chudacek poate fi utilizat pentru descrierea suspensiilor concentrate, cu peste 50% vol fază solidă, când grosimea stratului de particule depuse la fundul recipientului este controlabilă și doar după ce curentul produs de amestecător a croit acest strat, putându-se estima valorile  $r_i$ ,  $r_e$ ,  $h_2$  (fig. 4.46). Avantajul utilizării ecuatiei (4.191) pentru exprimarea densității medii a suspensiei constă în faptul că oferă posibilitatea determinarea puterii necesare amestecării atât înaintea atingerii turatiei de suspendare completă, cât și după atingerea acesteia. Densitatea  $\rho_{susp}$  definită prin ecuația (4.170) poate fi utilizată doar în cazul în care înăltimea norului de suspensie este aproximativ egală cu înăltimea lichidului din recipient, h = H. Valoarea turației care intervine în ecuațiile (4.189), (4.190), (4.192), se stabilește în funcție de criteriul de suspendare adoptat: criteriul suspendării complete sau criteriul suspendării omogene.

Dacă realizarea suspensiei are loc în domeniul regimului laminar de curgere, pentru calculul puterii necesare amestecării trebuie luată în considerare proporționalitatea:

$$N \propto \mu \cdot n^2 \cdot d^3 \tag{4.194}$$

în care intervine viscozitatea dinamică a mediului de lucru în locul densității acestuia. Pentru estimarea viscozității suspensiilor se pot utiliza datele și relațiile redate în secțiunea 4.2.7.1.2.

#### 4.2.7.1.6. Transpunerea la scară a amestecătoarelor pentru suspensii

Datorită complexității hidrodinamicii formării suspensiilor în recipiente cu agitare mecanică, descrierea matematică este practic imposibilă fără simplificări grosiere care alterează nepermis de mult rezultatele. Din aceste motive, dimensionarea amestecătoarelor pentru realizarea suspensiilor se realizează prin transpunerea la scara prototipului industrial a rezultatelor obținute în experimentarea pe modele de laborator sau pilot.

Pentru transpunerea la scară este necesară stabilirea parametrului-cheie al amestecării, parametru care trebuie menținut identic în model și în prototip. În realitate, trebuie menținut constant efectul procesului de amestecare, parametrul-cheie ales confirmând doar un anumit aspect al comportării fluidului. Pentru transpunerea la scară a amestecătoarelor pentru suspensii se recomandă utilizarea drept parametru-cheie a uneia dintre următoarele mărimi: gradul de omogenizare al particulelor solide, cantitatea de lichid antrenată, viteza transferului de masă.

Pe lângă metodele de transpunere la scară detaliate în secțiunea 4.2.6.3., se pot utiliza diagramele lui *Zwietering* prezentate în fig. 4.44, cu observația că acestea sunt valabile pentru orice volum de amestecător, dar se limitează la tipurile de agitatoare descrise și la particule solide și faze lichide cu proprietăți în limitele celor utilizate experimental (tab. 4.17). Când este posibil, se recomandă să se verifice efectul realizat (prin metoda identității coeficienților de transfer în model și prototip).

O altă metodă de transpunere la scară bazată pe similitudinea geometrică și hidrodinamică este **metoda lui Büche**, metodă care implică parcurgerea următoarelor etape:

- a determinarea, pe modele de laborator, a formei optime de amestecător și a turației acestuia;
- b calculul criteriului Re<sub>AG</sub> pentru modelul de laborator;
- c dimensionarea, prin similitudine geometrică, a prototipului industrial prin mărirea modelului corespunzător scării geometrice:

$$R = \frac{D_P}{D_M} \tag{4.195}$$

d - determinarea turației agitatorului prototip, n<sub>P</sub>, în funcție de valoarea criteriului Re<sub>AG</sub>:

- pentru Re<sub>AG</sub> < 1,0 
$$\frac{n_P}{n_M} = 1;$$
 (4.196)

pentru Re<sub>AG</sub> = 10 ... 2000 
$$\frac{n_P}{n_H} = \text{Re}_{AG}^{0.56};$$
 (4.197)

- pentru Re<sub>AG</sub> > 2000 
$$\frac{n_P}{n_M} = \text{Re}_{AG}^{0.67}$$
 (4.198)

e - calculul puterii necesare amestecării în prototipul industrial, folosind ecuația criterială (4.90) pusă sub forma:  $N_{P} = C \cdot d_{P}^{5-2m} \cdot n_{P}^{3-m} \cdot \rho^{1-m} \cdot \mu^{m}$ (4.199)

în care coeficienții C și m sunt funcție de tipul agitatorului utilizat (tab. 4.10 și 4.11).

O metodă mai recentă decât cea a lui *Büche* este **metoda lui** *Rautzen*, metodă în care, spre deosebire de cea anterioară, turația agitatorului prototip nu se determină în funcție de Re<sub>AG</sub> ci în funcție de tipul procesului de amestecare. Conform acestei metode, la dimensionarea amestecătorului prototip se parcurg următoarele etape:

- a determinarea, pe modele de laborator, a formei optime de amestecător și a turației acestuia;
- b stabilirea raportului de transpunere la scară:

$$R = \frac{D_{P}}{D_{M}} = \frac{d_{P}}{d_{M}} = \frac{h_{1,P}}{h_{1,M}} = \frac{H_{P}}{H_{M}} = \frac{l_{s,P}}{l_{s,M}} = \frac{b_{P}}{b_{M}} = \cdots$$
(4.200)

- c stabilirea dimensiunilor geometrice ale prototipului industrial, având în vedere valoarea raportului de transpunere la scară, *R*;
- d determinarea turației agitatorului prototip folosind relația:

$$n_{P} = n_{M} \cdot \left(\frac{1}{R}\right)^{x} = n_{M} \cdot \left(\frac{d_{M}}{d_{P}}\right)^{x}$$
(4.201)

în care:

$$R = \frac{d_P}{d_M} = \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{1/3}$$
(4.202)

 e - cunoscând turația şi diametrul agitatorului, precum şi proprietățile mediului de lucru, se determină puterea necesară amestecării în prototipul industrial:

$$N_{P} = \left(\mathsf{Eu}_{AG}\right)_{P=M} \cdot \rho \cdot n_{P}^{3} \cdot d_{P}^{5} = \frac{N_{M}}{n_{M}^{3} \cdot d_{M}^{5}} \cdot n_{P}^{3} \cdot d_{P}^{5} = N_{M} \cdot \left(\frac{n_{P}}{n_{M}}\right)^{3} \cdot \left(\frac{d_{P}}{d_{M}}\right)^{3} = N_{M} \cdot \left(\frac{d_{P}}{d_{M}}\right)^{3-3x}$$
(4.203)

Alegerea exponentului de ridicare la scară, x, se face în funcție de obiectivul procesului de amestecare:

- dacă se urmăreşte obținerea în prototip a aceluiaşi grad de omogenizare al particulelor solide ca şi în model, atunci x = 3/4;
- dacă se urmăreşte obținerea în prototip a unei viteze de transfer de masă egală cu cea din model, x = 2/3;
- dacă se urmăreşte obținerea aceleiaşi adâncimi a vârtejului central, x = 1/2;

- dacă se pune condiția unei mişcări identice a fluidului, x = 1; această condiție poate fi îndeplinită numai dacă vitezele periferice ale agitatoarelor model şi prototip sunt egale, sau dacă puterea specifică (consumul specific de putere), ε = N/V este aceeaşi atât ln model, cât şi în prototip;
- dacă se urmăreşte realizarea procesului de amestecare a două lichide miscibile în timpi egali, x = 0; această condiție este rar utilizată, întrucât este necesară utilizarea unui echipament industrial cu diametrul şi puterea excesiv de mari.



Fig. 4.47. Valori ale exponentului de transpunere la scară propuse de diverși autori (după Einenkel)



Fig. 4.48. Transpunerea la scară a procesului de obținere a unei suspensii într-un amestecător elice cu 3 șicane radiale (după Kipke):  $d_p = 0,5 \text{ mm}; \ \varphi_V = 0,05; \ \Delta\rho = 1600 \text{ kg/m}^3; \ d/D = 0,3.$ a - suspendare omogenă; b - suspendare completă.

În cazul transpunerii la scară a recipientelor cu agitare pentru suspensii solid - lichid, datele prezentate în literatură trebuiesc tratate destul de circumspect. Desi problema a fost îndelung studiată, rezultatele sunt încă departe de a fi definitive şi uneori pot fi chiar derutante. Einenkel trasează o diagramă (fig. 4.47) în care reprezintă exponentii liniari de transpunere la scară obtinuti de diversi autori. Diagrama este trasată în coordonate logaritmice, având în abscisă raportul adimensional D<sub>P</sub>/D<sub>M</sub>, iar în ordonată raportul adimensional  $\varepsilon_P/\varepsilon_M$ , unde prin  $\varepsilon$ s-a notat consumul specific de putere (N/V). Valorile exponentilor variază între +0,5 si -0,7, ceea ce conferă un interval larg de variatie al consumului specific de putere, chiar la valori scăzute ale raportului de transpunere la scară. Din acest motiv, prezentarea datelor de transpunere la scară fără o descriere completă a geometriei recipientului, a geometriei agitatorului, a amenajărilor interioare (sicane, serpentine, etc.), a caracteristicilor sistemului lichid solid (granulometria și densitatea particulelor solide. concentratia fazei solide. densitatea si viscozitatea fazei lichide, etc.) devine inutilizabilă în practică. Simpla extrapolare a exponentilor de transpunere la scară, care adesea sunt obtinuti în modele de dimensiuni foarte mici, poate conduce la rezultate aberante, conform cărora, de exemplu (fig. 4.48), un recipient având diametrul mai mare de 3 m necesită pentru suspendare completă o putere mai mare decât cea necesară pentru obținerea unei suspensii omogene!!!

Pentru transpunerea la scară a procesului de formare a suspensiilor în recipiente prevăzute cu agitatoare cu arbore orizontal imersate (fig. 4.49), *Gladki* elaborează o diagramă (fig. 4.50) care corelează, pe baza datelor experimentale, doi parametrii adimensionali: **parametrul de intensitate a agitării** (MIP) și **parametrul de intensitate a suspendării** (SIP). Condițiile în care au fost realizate determinările experimentale sunt prezentate în tab. 4.19.



Fig. 4.49. Agitator orizontal imersat



Fig. 4.50. Grafic pentru corelarea parametrului de intensitate a agitării (**MIP**) cu parametrul de intensitate a suspendării (**SIP**) în amestecătoare prevăzute cu agitator tip elice navală cu 3 pale, orizontal, imersat

. . . ....

| Parametrul  | Valoare                                    |
|---|--|
| Diametrul interior al recipientului, D [m]                      | 0,29; 0,39; 0,46                           |
| Raport H/D [adimensional]                                       | 0,28 0,72                                  |
| Diametrul particulelor solide, d <sub>p</sub> [mm]              | 0,2; 0,5; 2,0; 2,5; 5,0                    |
| Diametrul agitatorului, d [m]                                   | 0,078                                      |
| Turația agitatorului, [rot/min]                                 | 50 3000                                    |
| Puterea motorului de antrenare [kW]                             | 0,3  |
| Viteza de sedimentare, <i>v</i> <sup>t</sup> [m/s]              | 0,6 < <i>v</i> <sub>t</sub> < 180          |
| Densitatea particulelor solide, $\rho_{s}$ [kg/m <sup>3</sup> ] | 1030 < $ ho_{ m s}$ < 2500                 |
| Concentrația volumică a fazei solide, $\varphi_V$ [% volum]     | 0,01 < <i>\varphi_V</i> < 3,5              |
| Concentrația masică a fazei solide, $\varphi_{M}$ [% masă]      | 0,01 < <i>φ</i> <sub>M</sub> < 5,2         |
| Valoarea criteriului ReAG [adimensional]                        | 400 < Re <sub>AG</sub> < 200 000           |
| Valoarea criteriului Re <sub>p</sub> [adimensional]             | 0,004 < Re <sub>p</sub> < 900              |
| Faza lichidă utilizată  | apă, glicerină, amestecuri apă - glicerină |
| Faza solidă utilizată   | sfere din material plastic sau sticlă      |
| Criteriul de suspendare folosit                                 | suspendare completă                        |

Expresiile celor doi parametri sunt obținute pornind de la premiza că forțele create de agitator echilibrează forțele care provoacă sedimentarea particulelor solide, și au forma:

$$\mathsf{MIP} = \frac{\tau_0}{g \cdot d_p \cdot \Delta \rho}; \qquad \mathsf{SIP} = \frac{\varphi_V \cdot \mathsf{Re}_V}{\left(\frac{3}{4}\zeta\right)^{1/2} \cdot \mathsf{Re}_p}$$
(4.204)

în care  $\tau_0$  este tensiunea de forfecare medie în recipient [Pa], Re<sub>V</sub> este criteriul Reynolds al recipientului și al agitatorului, iar Re<sub>p</sub> este criteriul Reynolds al particulelor care sedimentează:

$$\operatorname{Re}_{V} = \frac{\rho_{I} \cdot n \cdot D \cdot V}{S \cdot \mu}; \qquad \operatorname{Re}_{p} = \frac{\rho_{I} \cdot V_{t} \cdot d_{p}}{\mu}$$
(4.205)

unde: *V* este volumul recipientului [m<sup>3</sup>], *S* este suprafața udată a fundului și pereților recipientului [m<sup>2</sup>], iar  $v_t$  este viteza de sedimentare (viteza terminală) a particulelor solide [m/s].

Coeficientul  $\zeta$  (și deci și parametrul SIP) este funcție de regimul de curgere:

în domeniul laminar (domeniul Stokes) Re<sub>p</sub> < 0,2 :</li>

$$\zeta = \frac{24}{\operatorname{Re}_{p}}; \qquad \operatorname{SIP}_{L} = \frac{\varphi_{V} \cdot \operatorname{Re}_{V}}{4,24 \cdot \left(\operatorname{Re}_{p}\right)^{0.5}} \qquad (4.206)$$

în domeniul intermediar (domeniul Allen) 0,2 < Re<sub>p</sub> < 500:</li>

$$\zeta = \frac{18.5}{(\text{Re}_{p})^{0.6}}; \qquad \text{SIP}_{I} = \frac{\varphi_{V} \cdot \text{Re}_{V}}{3.72 \cdot (\text{Re}_{p})^{0.7}}$$
(4.207)

• în domeniul turbulent (domeniul *Newton*) Re<sub>p</sub> > 500:

$$\zeta = 0,44; \qquad \qquad \mathsf{SIP}_{\mathsf{T}} = \frac{\varphi_{\mathsf{V}} \cdot \mathsf{Re}_{\mathsf{V}}}{0,57 \cdot \mathsf{Re}_{\mathsf{p}}} \tag{4.208}$$

Pe baza datelor din fig. 4.50 se poate calcula valoarea tensiunii medii de forfecare,  $\tau_0$ , necesare pentru menținerea solidelor în suspensie. Transpunerea la scară implică pe lângă îndeplinirea criteriilor de similitudine geometrică, menținerea constantă a tensiunii medii de forfecare:

$$(\tau_0)_M = (\tau_0)_P$$
 (4.209)

#### 4.2.7.1.7. Optimizarea amestecătoarelor pentru formarea suspensiilor

Amestecătoarele utilizate pentru suspendarea particulelor solide într-un lichid trebuie să răspundă de regulă cerințelor de suspendare completă cu un consum specific de putere minim pentru un sistem solid – lichid dat. La îndeplinirea acestor cerințe concură factori legați de forma recipientului în care are loc amestecarea, de tipul, forma și dimensiunile agitatorului, de poziția relativă a acestuia față de recipient, de numărul, forma și caracteristicile amenajărilor interioare, de gradul de umplere al recipientului, precum și de modul de operare – continuu sau discontinuu – al amestecătorului.

Pentru a realiza antrenarea solidelor de la fundul recipientului, este unanim recunoscută superioritatea agitatoarelor cu refulare axială descendentă, față de agitatoarele cu refulare axială ascendentă sau cu refulare radială. Acest lucru se datorează faptului că spectrul de curgere al acestor agitatoare prezintă linii de curent predominante care preiau particulele sedimentate la fundul vasului, ridicându-le în volumul lichidului (fig. 4.51).

Dintre agitatoarele cu refulare axială descendentă, cele mai performante sunt cele de tip elice, a căror construcție însă este relativ pretențioasă.

Există cercetări al căror obiectiv a fost înlocuirea agitatoarelor tip elice cu amestecătoare mai simple din punct de vedere constructiv, dar cu rezultate comparabile. *Judat* prezintă o schemă (fig. 4.52) care cuprinde o

serie de variante constructive de agitatoare derivate de la două structuri de bază: agitatorul elice (a) și agitatorul cu brațe (b).



Fig. 4.51. Spectrul de curgere al unui agitator cu refulare axială descendentă într-un recipient cilindric cu fund plat și șicane laterale verticale



Fig. 4.52. Tipuri de agitatoare derivate din agitatorul elice (a) și agitatorul cu brațe (b)

Se pot aminti ca alternative la agitatorul tip elice o serie de amestecătoare mai simple din punct de vedere constructiv, dar cu rezultate comparabile, cum ar fi agitatoarele cu 6 brațe înclinate la 45<sup>o</sup> (fig. 4.46 a şi 4.52 p) sau agitatoarele cu 4 brațe îndoite pe diagonală, prevăzute cu porțiuni verticale la vârfurile brațelor (fig. 4.53). După datele lui *Tacă*, acest ultim agitator, montat într-un recipient sferic cu şicane, necesită o turație de suspendare completă cu 10% respectiv 4% mai redusă decât în cazul unor agitatoare cu 6 brațe înclinate la 45<sup>o</sup> montate în recipiente cilindrice sau sferice, ambele prevăzute cu şicane (fig. 4.54).

Numeroase alte cercetări au avut ca obiect obținerea unor soluții constructive de agitatoare care să aibă un debit axial ridicat, concomitent cu un debit radial scăzut. Din această categorie fac parte agitatoarele cu pale răsucite sau plane A310, A 320 și C104 ale firmei *Mixing Equipment Company Rochester*, agitatorul *Prochem*, agitatoarele firmei *Ekato* (fig. 4.55), agitatorul *Medek* cu 6 brațe înclinate la 45<sup>o</sup> și inel circumferențial, etc. Conform datelor din literatură, debitul axial al acestor agitatoare este mai mare cu 10 – 30% decât al agitatoarelor clasice. Agitatorul din fig. 4.55 f asigură un debit deosebit de ridicat de fluid și cea mai scăzută tensiune de forfecare, pentru un anumit nivel de putere necesară. Brațele sunt profilate după forma ideală a curentului de fluid, iar vârfurile brațelor (denumite "proplet-uri") elimină efectiv orice tendință de recirculare a fluidului. Aceste "proplet-uri" pot duce la creșterea cu 10% a debitului, componenta radială a vitezei reducându-se concomitent cu 10%.

În ceea ce privește forma recipientului în care este montat agitatorul, există diverse soluții constructive care încearcă să asigure o circulație a fluidului de așa natură încât să asigure trecerea liniilor principale de curent prin zonele în care solidul are tendința de a sedimenta.

Recipientul cu forma constructivă cea mai simplă este recipientul cilindric cu fund plat, prevăzut cu șicane radiale pentru împiedicarea formării vârtejului central (fig. 4.56 a). Datorită geometriei și a spectrului de curgere generat de agitator, la îmbinarea fund – perete și sub agitator există zone stagnante, în care particulele



Fig. 4.53. Agitator cu 4 braţe îndoite pe diagonală, cu porțiuni verticale la vârfurile braţelor: 1 – vedere a unui braţ; 2 – desfăşurata braţului.



Fig. 4.54. Dependența dintre turația de suspendare completă și concentrația volumică a fazei solide pentru diverse amestecătoare:
1 – recipient cilindric cu fund plat, 4 șicane radiale, agitator cu 6 brațe înclinate la 45<sup>0</sup>; 2 – recipient sferic plin, cu 3 șicane radiale și con plin, agitator cu 6 brațe înclinate la 45<sup>0</sup>; 3 - recipient sferic plin, cu 3 șicane radiale și con plin, agitator cu 4 brațe îndoite pe diagonală, cu porțiuni verticale la vârfurile brațelor.



Fig. 4.55. Agitatoare cu debite de refulare axială ridicate: a – A310; b – A320; c – C104; d – Prochem; e – Ekato – Isojet; f – Ekato din materiale compozite.

#### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

solide rămân nesuspendate (fig. 4.46). Pentru îmbunătățirea performanțelor, *Nagata* propune utilizarea recipientelor cilindrice cu fund emisferic (fig. 4.56 b), în care zona stagnantă de la îmbinarea fund – perete dispare. Pornind de la analiza funcționării cristalizoarelor cu agitare mecanică, *Bourne* și *Zabelka* propun un recipient cu fund profilat (fig. 4.56 c) a cărui formă corespunde cu spectrul de curgere creat de un agitator cu refulare axială descendentă. O variantă mai ușor realizabilă practic a acestui tip de recipient este cea propusă de *Chudacek*: un recipient cilindric prevăzut cu con central și inel colțar (fig. 4.56 d). Acest recipient prezintă și avantajul că poate fi realizat prin modificarea recipientelor cilindrice cufund plat deja aflate în funcțiune.

Pe de altă parte, *Medek* şi *Fort* propun utilizarea recipientelor cilindrice umplute complet, prevăzute cu capac (fig. 4.56 e). Conform datelor autorilor, un astfel de recipient are avantajul unui consum de putere mai scăzut decât al unui recipient deschis (probabil datorită uniformizării spectrului de curgere la partea superioară a recipientului), precum şi al unui debit de pompare al agitatorului cu circa 10% mai ridicat.



Fig. 4.56. Variante constructive de bază ale recipientelor pentru suspendarea particulelor solide:
 a – cilindric cu fund plat; b - cilindric cu fund emisferic; c – cilindric cu fund profilat;
 d – cilindric cu fund plat, con central şi inel colțar; e – cilindric cu fund plat, plin, prevăzut cu capac plat.

Din aceste cinci variante de bază, prin combinarea diverselor profiluri de funduri şi capace, se poate ajunge la câteva forme de recipient îmbunătățite, forme redate în fig. 4.57.



Fig. 4.57.Forme constructive de recipiente pentru prepararea suspensiilor, derivate din formele de bază:
 a – cu fund emisferic şi capac plat; b – cu fund profilat şi capac plat; c – cu fund plat prevăzut cu con central şi inel colțar şi cu capac plat; d – cu fund emisferic prevăzut cu con central şi capac emisferic; e – sferic cu con central şi sicane radiale drepte; f – sferic, cu con central, şicane radiale profilate şi agitator profilat.

#### 4.2.7.2. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – LICHID. FORMAREA EMULSIILOR

O emulsie este un amestec eterogen alcătuit din două lichide nemiscibile. O definiție mai completă este cea a lui *Becher*, conform căreia "o emulsie este un sistem eterogen compus din cel puțin un lichid nemiscibil dispersat intim în altul, sub forma unor picături al căror diametru depăşeşte în general 0,1 µm. Astfel de sisteme posedă o stabilitate minimă care poate fi mărită prin aditivi ca substanțe tensioactive, solide fin divizate, etc."

Procesul prin care se realizează emulsia poartă denumirea de **emulsionare**. Unul dintre lichide (faza dispersă) este repartizat sub formă de picături în faza lichidă continuă. Scopul realizării sau distrugerii emulsiilor este acela de a obține un produs finit cu anumite caracteristici (margarină, maioneză, smântână, unt, etc.), de a purifica un anumit component (epurarea apelor reziduale, de exemplu), sau de a favoriza realizarea unui proces chimic (polimerizarea în emulsie, de exemplu). Distrugerea unei emulsii poate fi totală, când emulsia se separă în fazele lichide componente, iar procesul poartă denumirea de **dezemulsionare**, sau parțială, când emulsia se separă în două straturi, dintre care unul mai bogat în fază dispersată, procesul purtând denumirea de **ecremare**. Dezemulsionarea este o operație frecvent întâlnită în procesele de eliminare a lichidelor organice din apele reziduale provenite din diverse industrii: alimentare, farmaceutică, rafinarea petrolului şi petrochimie, etc. Ecremarea se utilizează în industria alimentară (smântânirea laptelui), în industria polimerilor (separarea cauciucului natural din latex), etc.

#### 4.2.7.2.1. Clasificarea emulsiilor

Emulsiile pot fi clasificate fie după criteriul polarității fazei dispersate și al mediului de dispersie, fie după criteriul concentrației fazei dispersate din sistem.

În conformitate cu primul criteriu de clasificare, există:

- emulsii ale unui lichid nepolar (slab polar) într-un lichid polar (emulsii directe, emulsii de tip ulei-în-apă, emulsii U/A);
- emulsii ale unui lichid polar într-un lichid nepolar (emulsii indirecte, emulsii de tip apă-în-ulei, emulsii A/U).

Tipul unei emulsii (U/A sau A/U) se stabilește prin determinarea unor proprietăți ale mediului de dispersie (faza externă, faza continuă), cum ar fi: capacitatea emulsiei de a umecta o suprafață hidrofobă, posibilitatea de a fi diluată cu apă, capacitatea de a se colora când în mediul de dispersie se dizolvă un colorant, conductivitatea electrică a emulsiei (tab. 4.20).

| Propriotatoa omulsioi                                 | Tipul emulsiei |                 |  |
|---|----------------|-----------------|--|
| Fiophetatea emuisier                                  | U/A (directă)  | A/U (indirectă) |  |
| Umectează o suprafață hidrofobă                       | NU             | DA              |  |
| Se colorează la adausul unui colorant solubil în apă  | DA             | NU              |  |
| Se colorează la adausul unui colorant solubil în ulei | NU             | DA              |  |
| Se poate dilua cu apă                                 | DA             | NU              |  |
| Are conductibilitate electrică ridicată               | DA             | NU              |  |

Tab. 4.20. Stabilirea tipului unei emulsii

În conformitate cu criteriul concentrației fazei dispersate din sistem, emulsiile pot fi: diluate, concentrate și puternic concentrate (gelificate).

**Emulsiile diluate** sunt sisteme disperse lichid – lichid care conțin până la 0,1% din volumul fazei disperse. Emulsiile diluate au o serie de proprietăți caracteristice:

 au gradul de dispersie cel mai ridicat, diametrul picăturilor de fază dispersă fiind de ordinul a 0,1 μm (aproximativ de dimensiunea particulelor coloidale);

- se formează de obicei fără a fi necesară introducerea în sistem a vreunui agent de emulsionare;
- prezintă mobilitate electroforetică datorită adsorbției în cantități neglijabile a ionilor electroliților anorganici existenți în mediu.
  - Emulsiile diluate se aseamănă în comportare cu solii liofobi.

Emulsiile concentrate sunt sisteme disperse lichid - lichid al căror conținut în fază dispersă poate atinge 74% din volum. Aceasta este concentratia maximă pentru emulsiile monodisperse (pentru care picăturile fazei disperse sunt de aceeasi mărime). Este cunoscut faptul că în cazul împachetării celei mai compacte a unui ansamblu de particule sferice identice (în retea hexagonală plană - fig. 4.58), fractia de goluri - care evident va fi umplută de către faza continuă - este de 25,95%. Picăturile fazei disperse vor ocupa restul de 74,05%. În conformitate cu teoria lui Ostwald, o emulsie având fractia volumică a fazei disperse  $\omega_V > 0.74$  prezintă densitate maximă și este stabilă. Aceasta înseamnă că picăturile fazei disperse trebuie să fie perfect sferice, nedeformabile, având aceeași mărime (fig. 4.59 a). În practică însă, aceste conditii nu pot fi îndeplinite. În cazul emulsiilor diluate, chiar dacă picăturile sunt sferice, ele nu sunt uniforme ca mărime și nu rezistă la deformare. Orice tentativă de a depăși concentratia volumică de 0,74 a fazei disperse duce fie la spargerea emulsiei, fie la inversia fazelor (transformarea emulsiei U/A în A/U și invers). În cazul emulsiilor polidisperse, picăturile mici se pot intercala între cele mai mari (fig. 4.59 b), astfel încât împachetarea lor poate fi mai densă decât cea teoretică pentru sisteme monodisperse. Întrucât emulsiile concentrate sunt obținute uzual prin dispersare, picăturile fazei disperse sunt neuniforme, având mărimi cuprinse între 0,1 - 1,0 µm sau mai mult, fiind vizibile la microscop. Aceste emulsii sedimentează usor, sedimentarea fiind cu atât mai rapidă cu cât diferenta între densitătile fazelor continuă și dispersă este mai mare. Stabilitatea agregativă a emulsiilor concentrate este influențată de o serie de factori care depind de natura emulgatorului.



Fig. 4.58. Aranjarea particulelor sferice monodisperse într-o rețea hexagonală plană (fracția de goluri = 25,95% vol)



Fig. 4.59. Schema unei emulsii de maximă concentrație: a – picături sferice monodisperse; b – picături sferice polidisperse; c – picături deformate (emulsie gelificată).

Emulsiile puternic concentrate (gelificate) sunt sisteme disperse lichid – lichid al căror conținut de fază dispersă este mai mare de 74% din volum. Aceste emulsii sunt caracterizate printr-o deformare a picăturilor cu formare de poliedre, separate prin filme subțiri de fază continuă (fig. 4.59 c). Având o împachetare strânsă a picăturilor, aceste emulsii sunt incapabile de sedimentare și posedă proprietăți mecanice și reologice similare cu ale gelurilor, de unde si denumirea de emulsii gelificate. O astfel de emulsie, cu peste 99% fază dispersă, se poate obține, de exemplu, prin emulsionarea benzenului într-o soluție 1% oleat de sodiu. Soluția de emulgator (faza continuă) este localizată sub forma unui film foarte subțire între particulele fazei disperse; grosimea unui

astfel de film poate fi de 0,01 µm sau chiar mai puțin, în funcție de natura emulgatorului. Proprietățile mecanice ale emulsiilor gelificate sunt cu atât mai accentuate, cu cât concentrația fazei disperse este mai mare. De exemplu, emulsiile U/A al căror conținut de fază dispersă depăşeşte 74% vol, sunt încă suficient de fluide; emulsiile cu peste 95% vol fază dispersă prezintă proprietăți de gel, putând fi tăiate cu cuțitul.

#### 4.2.7.2.2. Mecanismul formării emulsiilor

La contactul dintre două lichide nemiscibile, cum ar fi, de exemplu, uleiul și apa, unul dintre lichide tinde să se disperseze, sub formă de picături, în celălalt. Dimensiunea picăturilor fazei disperse (faza internă), este variabilă (tab. 4.21), limitele obișnuite fiind 0,05 – 10 µm.

| Dimensiunea<br>particulelor<br>fazei disperse | Aspectul emulsiei   |
|---|---|
| macroglobule                                  | cele două faze sunt distincte și vizibile cu ochiul liber |
| peste 1 µm                                    | culoare alb-lăptos  |
| între 1,0 şi 0,1 μm                           | culoare alb-albăstruie                                    |
| între 0,1 și 0,05 μm                          | culoare gri, semitransparentă                             |
| sub 0,05 μm                                   | microemulsie transparentă conținând 3 sau mai multe faze  |

Tab. 4.21. Dimensiunile picăturilor fazei dispersate din emulsii

O emulsie astfel formată are o stabilitate minimă, aceasta putând fi mărită prin adăugarea unor agenți de stabilizare denumiți **emulgatori** sau **agenți de emulsionare**. La formarea emulsiei se consumă lucru mecanic, acesta contribuind la creșterea energiei interfaciale a sistemului. Lucrul mecanic consumat la formarea emulsiei este direct proporțional cu aria interfacială dintre cele două lichide (*A*) și cu tensiunea superficială a fazei dispersate ( $\sigma$ ):

$$W = A \cdot \sigma \tag{4.210}$$

Energia interfacială este cu atât mai mare cu cât gradul de dispersie al emulsiei este mai ridicat. Instabilitatea emulsiilor crește pe măsura creșterii energiei înmagazinate, tinzând să reducă suprafața sistemului prin unirea picăturilor care vin în contact datorită mişcării browniene (fenomenul de coalescență). Din acest motiv, factorii care micșorează probabilitatea de ciocnire dintre picăturile fazei disperse, precum și valoarea energiei superficiale a sistemului, vor duce la creșterea stabilității emulsiilor. Micșorarea probabilității de ciocnire a picăturilor fazei disperse se poate realiza prin creșterea energiei cinetice, respectiv prin creșterea viscozității și scăderea temperaturii, sau prin accentuarea respingerilor electrostatice a picăturilor, datorită adsorbției de substanțe polare sau ionice.

#### 4.2.7.2.3. Emulgatori

Rolul emulgatorilor este acela de a înlesni formarea unei emulsii precum și de a mări stabilitatea acesteia. De structura chimică, concentrația și solubilitatea emulgatorului în cele două faze care formează emulsia depinde stabilitatea și tipul emulsiei formate. Pentru caracterizarea unui emulgator este importantă comportarea lui față de cele două faze ale emulsiei. Substanțele solubile în apă și insolubile sau greu solubile în solvenți nepolari (oleatul de sodiu, de exemplu), sunt buni emulgatori pentru emulsiile de tip U/A, în timp ce substanțele uşor solubile în solvenți nepolari și greu solubile în apă (săpunurile metalice, de exemplu), sunt

indicați pentru formarea emulsiilor A/U. Deosebirea dintre cele două tipuri de emulgatori constă în modul diferit în care suprafața peliculei de emulgatori adsorbiți este udată de către faza polară și cea nepolară.

Un emulgator este de regulă format din molecule având un capăt hidrofil (lipofob) și un capăt hidrofob (lipofil) – fig. 4.60 a. În prezență celor două faze nemiscibile, emulgatorul migrează la interfața dintre faza continuă și cea dispersă, formând o peliculă protectoare în jurul picăturilor de fază dispersă. Moleculele de emulgator se orientează cu partea hidrofilă către faza polară și cu partea hidrofobă către faza nepolară (fig. 4.60 b și c). Emulgatorul acționează ca un agent de cuplare, care reduce tensiunea interfacială între cele două faze.



Fig. 4.60. Comportarea emulgatorilor amfifili: a – structura emulgatorului; b – orientarea în emulsii A/U; c – orientarea în emulsii U/A.

Eficiența unui emulgator depinde de contrastul dintre gruparea hidrofilă și cea hidrofobă. Reprezentarea numerică a acestui contrast poartă denumirea de **balanță hidrofilă-lipofilă** (HLB – Hydrophile-Lipophile Balance), noțiune introdusă de către *Griffin* în 1949. Scala HLB a fost stabilită arbitrar de către *Griffin* între 1 (valoare atribuită acidului oleic, lipofil) și 20 (valoare atribuită oleatului de potasiu, hidrofil). Punctul de trecere între caracterul lipofil și cel hidrofil îl reprezintă valoarea HLB = 10. Substanțele având HLB < 10 sunt mai solubile în faza nepolară ("ulei"), în timp ce substanțele având HLB > 10 sunt mai solubile în faza polară ("apă"). Cu toate acestea, substanțe tensioactive având valori HLB identice se pot deosebi din punct de vedere al comportării solubilității, valoarea HLB nefiind o funcție direct proporțională de solubilitate. Valoarea HLB poate fi determinată fie pe baza structurii moleculare, fie pe baza proprietăților fizico-chimice ale substanței. În 1957, *Davies* stabilește o interdependență cantitativă între HLB și structura și compoziția chimică a compusului, atribuind valori HLB empirice diferitelor grupări funcționale din molecula amfifilă. Aceste valori sunt pozitive pentru grupările hidrofile și negative pentru cele lipofile (tab. 4.22).

| Grupări hidrofil                                    | е    | Grupări lipofile   |           |
|---|------|--|-----------|
| -SO₄⁻ Na⁺   | 38,7 | -CH-   | -0,475    |
| -COO- K+  | 21,1 |  |           |
| -COO⁻ Na⁺   | 19,1 | -CH <sub>2</sub> -                                       | -0,475    |
| -SO₃⁻ Na⁺   | 11,0 |  |           |
| -COOC <sub>6</sub> H <sub>15</sub> O <sub>3</sub> N | 13,0 | -CH₃   | -0,475    |
| -N (amină)  | 9,4  |  |           |
| Ester (ciclu sorbitan)                              | 6,8  | Grupe funcționale d                                      | lerivate: |
| Ester (liber)                                       | 2,4  |  |           |
| -COOH   | 2,1  | -(CH <sub>2</sub> -CH <sub>2</sub> -O)-                  | -0,33     |
| -OH (liber)   | 1,9  |  |           |
| -0-   | 1,3  | -(CH <sub>2</sub> -CH <sub>2</sub> -CH <sub>2</sub> -O)- | -0,15     |
| -OH (ciclu sorbitan)                                | 0,5  |  |           |

Ecuația de calcul a valorii HLB are forma:

$$HLB = \sum (numere \ de \ grup \ hidrofile) - \sum (numere \ de \ grup \ lipofile) + 7$$
(4.211)

Domeniile de aplicare ale emulgatorilor pot fi stabilite pe baza valorii HLB. Astfel, dacă 3 < HLB < 6, compusul este un bun emulgator pentru emulsiile A/U, în timp ce substanțele având HLB = 8 ... 18 se recomandă ca emulgatori pentru emulsiile U/A, în funcție și de natura fazei uleioase. Fazele emulsiei pot fi inversate prin modificarea naturii emulgatorului sau a concentrației acestuia.

În cazul utilizării emulgatorilor din clasa compuşilor tensioactivi neionici, aceştia pot fi aleşi pe baza **temperaturii de inversie a fazelor** (**PIT** – Phase Inversion Temperature), cunoscut fiind faptul că balanța hidrofil – lipofilă a acestora se modifică cu temperatura. O emulsie stabilizată cu un emulgator neionic poate trece, cu creşterea temperaturii, din tipul U/A în A/U. Temperatura la care proprietățile hidrofile și lipofile ale emulgatorului sunt echilibrate este temperatura de inversie a fazelor, fiind o măsură a HLB. La această temperatură, denumită și temperatura HLB, hidrofilia egalează lipofilia, ambele tipuri de emulsii fiind la fel de probabile, instabilitatea fiind maximă. Alegerea emulgatorului pe baza PIT are avantajul de a fi mai exactă, reflectând influența mai multor factori experimentali: natura grupărilor hidrofile și lipofile ale emulgatorului, concentrația sa, raportul volumelor fazelor, temperatura, prezența amestecurilor de emulgatori, etc.



Fig. 4.61. Formarea unei emulsii U/A utilizând amestecuri de emulgatori

În practică se utilizează frecvent și amestecuri de emulgatori. Mult timp s-a considerat că emulgatorii care stabilizează emulsiile de tip A/U și U/A sunt antagoniști, dar s-a constatat ulterior că peliculele formate dintr-un amestec de emulgatori, prin adsorbția simultană a componenților hidrosolubili și a celor liposolubili pot produce o emulsionare mai usoară și o stabilitate mai mare a emulsiei decât în cazul utilizării fiecărui emulgator în parte. Este cazul monostearinei, care formează emulsii de tip A/U și al stearatului de sodiu în solutie apoasă, care formează emulsii de tip U/A. Prin amestecarea celor doi emulgatori se formează emulsii mai stabile decât cu fiecare în parte. Principiul amestecării emulgatorilor de tip A/U și U/A în proportii potrivite este aplicat pe scară largă în industria produselor cosmetice și farmaceutice. Cercetările lui Schulman și Cockbain asupra emulsiilor de tipul U/A folosind ulei mineral ca fază dispersă și un număr mare de emulgatori (cetilsulfat de sodiu, colesteroli, alcooli: oleic, cetilic, elaidinic și sărurile lor de sodiu sau bromura de cetiltrimetil-amoniu) au arătat că se obtine o stabilitate maximă atunci când pelicula este complet acoperită cu molecule încărcate electric. Substanțele care formează complecși stabili la interfața aer - apă

stabilizează foarte bine emulsiile. Astfel, cetilsulfatul de sodiu în apă, cu colesterol sau alcool elaidinic formează atât pelicule complexe la interfața aer – apă, cât și emulsii stabile, iar substanțe ca eterul colesterolului și alcoolul oleic, care formează pelicule complexe la interfața aer – apă, produc emulsii instabile. În fig. 4.61 se arată cum aranjarea moleculelor conduce la obținerea unor emulsii stabile; proporția dintre emulgatorii solubili în apă și cei solubili în ulei trebuie să fie astfel aleasă încât să se formeze o peliculă interfacială compactă, cu un număr egal de molecule din fiecare emulgator. Stabilitatea este optimă când diametrul particulelor fazei disperse este mai mic de 3 µm.

#### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Emulsiile pot fi stabilizate și cu substanțe solide fin divizate (argila coloidală, negrul de fum, bentonitele, hidroxizii unor metale, etc.), având dimensiunile particulelor de ordinul 1 – 10  $\mu$ m. În acest caz, rolul hotărâtor îl au condițiile de udare a emulgatorului solid de către ambele faze. Emulgatorii sub formă de pulberi hidrofile (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, MgO), care sunt ușor udați de către apă, vor favoriza emulsiile de tip U/A, în timp ce aceia hidrofobi (negru de fum, praf de cărbune, dispersii de parafină) conduc la emulsii de tip A/U. Acțiunea emulgatorilor solizi este funcție de condițiile de udare, care sunt determinate de valorile tensiunilor interfaciale la limitele solid – apă ( $\sigma_{SA}$ ), solid – ulei ( $\sigma_{SU}$ ) și ulei – apă ( $\sigma_{UA}$ ):

- dacă  $\sigma_{\rm SU} > \sigma_{\rm UA} + \sigma_{\rm SA}$  solidul rămâne suspendat în faza apoasă;
- dacă  $\sigma_{\rm SA} > \sigma_{\rm UA} + \sigma_{\rm SU}$  solidul rămâne suspendat în faza uleioasă;
- dacă  $\sigma_{AU} > \sigma_{SA} + \sigma_{SU}$  solidul se concentrează la interfață, situație favorabilă formării unei emulsii. În cazul în care solidul se adună la nivelul interfeței lichid – lichid se poate scrie:

$$\sigma_{su} - \sigma_{sa} = \sigma_{au} \cdot \cos\theta \tag{4.212}$$

- σ<sub>SU</sub> < σ<sub>SA</sub> ⇒ cos θ < 0 ⇔ θ > 90<sup>0</sup> în acest caz particulele solide sunt umectate preferențial de ulei
   (situația din fig. 4.62 a);
- $\sigma_{sA} < \sigma_{sU} \Rightarrow \cos\theta > 0 \Leftrightarrow \theta < 90^{\circ}$  în acest caz particulele solide sunt umectate preferențial de apă (situația din fig. 4.62 c);
- σ<sub>sA</sub> ≅ σ<sub>sU</sub> ⇒ cos θ ≅ 0 ⇔ θ ≅ 90<sup>°</sup> în acest caz particulele solide se vor fixa între cele două faze lichide
   (situația din fig. 4.62 b).



Fig. 4.62. Distribuția particulelor de emulgator solid la interfața ulei – apă



Fig. 4.63. Stabilizarea unei emulsii cu particule solide fin divizate

După cum reiese din fig. 4.62, numai în cazul unei umectări selective intermediare, respectiv numai când între particula solidă și suprafața interfeței se formează un unghi de umectare de aproximativ 90<sup>o</sup>, aceasta aderă la suprafața interfeței. Stabilizarea emulsiilor cu emulgatori solizi este redată schematic în fig. 4.63. Particulele solide se găsesc în cea mai mare parte în faza continuă și sunt numai puțin umectate de faza dispersă, ceea ce conduce la o arie interfacială minimă. Concentrarea solidelor la interfață înseamnă de fapt formarea unui "film" interfacial de rezistență considerabilă care va stabiliza emulsia.

Există mai multe încercări de clasificare a emulgatorilor, multe dintre acestea neținând cont de structura chimică a lor, ci mai mult de condițiile de utilizare. *Becher* distinge trei categorii de emulgatori: compuşi tensioactivi, compuşi naturali, solide fin divizate.

**Compuşii tensioactivi**, deși eficienți din punctul de vedere al reducerii tensiunii interfaciale, nu toți pot fi emulgatori convenabili. S-au utilizat reprezentanți din toate clasele de compuşi tensioactivi: anionici, cationici, amfoteri, neionici.

Dintre **compuşii tensioactivi anionici**, săpunurile sunt cei mai vechi şi cunoscuți emulgatori. Săpunurile de sodiu formează precipitate insolubile în apele dure, fiind eficiente doar în emulsiile care tolerează valori ridicate de pH. Pentru sistemele care necesită valori mai scăzute de pH se preferă aminosăpunurile de

forma R-COONHR', care sunt săpunuri ale acizilor grași rezinici sau naftenici cu amino-alcooli, îndeosebi cu etanol-aminele. Alcoolii grași sulfatați, în special cei modificați prin condensare cu oxid de etenă,  $R(OC_2H_4)_nOSO_3Na$ , cu n = 1 - 5 se folosesc pe scară largă pentru obținerea emulgatorilor. Se mai utilizează derivații sulfonați obținuți prin esterificarea alcoolilor grași cu acidul sulfoacetic (R-OOC-CH<sub>2</sub>-SO<sub>3</sub>H sau 2-etilhexil-sulfosuccinat), produși sulfonați cu legătură intermediară amidică [R-CO-N(CH<sub>3</sub>)-CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>-SO<sub>3</sub>Na și C<sub>18</sub>H<sub>37</sub>-NH-CO-CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>-CH(SO<sub>3</sub>Na)COONa]. Alchilarilsulfonații și în special alchilbenzensulfonații cu C<sub>15</sub> - C<sub>30</sub> se folosesc drept emulgatori în diverse industrii, având un cost scăzut și putând concura din acest punct de vedere cu agenții tensioactivi neionici.

**Compuşii tensioactivi cationici** sunt în general emulgatori slabi. Se aplică în sisteme cu pH > 7, în special în emulsiile cosmetice, datorită faptului că rămân în contact cu pielea timp îndelungat.

**Compuşii tensioactivi amfoteri** nu prezintă interes pentru procesul de emulsionare. Se pot menționa din această clasă derivații imidazolinici.

**Compuşii tensioactivi neionici** nu ionizează în soluție, sunt compatibili atât cu cei anionici, cât și cu cei cationici și eficiența lor este independentă de duritatea apei sau de pH-ul soluției. Sunt clasa de emulgatori cu cel mai larg domeniu de aplicabilitate.

**Compuşii naturali**, de origine vegetală sau animală, au în general o capacitate mică de emulsionare dar, în amestec cu substanțe tensioactive, dau rezultate foarte bune, fiind din acest motiv denumiți și **emulgatori auxiliari**. Acționează de obicei asupra viscozității emulsiei, mărind-o, împiedicând în felul acesta ecremarea. Au dezavantajul că sunt influențați de modificările de temperatură și de pH. Dintre emulgatorii naturali se pot aminti: produsele de origine vegetală, ca: gumele (agar-agar, guma arabică, guma acacia), care sunt polizaharide complexe, alginații, pectinele, cerurile, proteinele, saponinele, produșii naturali modificați, cum sunt derivații de celuloză (metilceluloza, carboximetilceluloza) sau compușii de origine animală cum sunt: fosfolipidele și sterolii (lecitina, colesterolul, lanolina), gelatina, cazeina, etc. Acești compuși și-au găsit o largă aplicabilitate în emulsiile alimentare și în cele farmaceutice.

Dintre **solidele fin divizate** se pot enumera bentonitele și argilele (cu caracter hidrofil), praful de cărbune (cu caracter hidrofob). Alte solide, cum ar fi praful de zinc, negrul de fum, sulfații bazici de Fe, Cu, Ni, Zn și Al, hidroxizii metalelor trivalente și divalente, nu prezintă interes pentru industria produselor alimentare, cosmetice și farmaceutice, datorită toxicității, în special a celei conferite de metalele grele conținute.

Folosirea emulgatorilor în industria alimentară necesită îndeplinirea în primul rând a unor condiții de inocuitate, și apoi a unor condiții de natură tehnico-economică. Un emulgator alimentar trebuie:

- să fie lipsit de substanțe nocive și avizat de legislația sanitară în vigoare;
- să aibă proprietăți funcționale bune, în funcție de produsul în care urmează să fie încorporat;
- să fie uşor de încorporat în formă lichidă sau solidă (pulbere) şi să nu reacționeze cu componentele emulsiei care trebuie să-şi păstreze nemodificată aroma;
- să nu sufere modificări în cursul depozitării, respectiv să fie stabili la acțiunea factorilor externi (lumină, umiditate, temperatură);
- să fie economici din punctul de vedere al costului și al concentrației la care se utilizează.

Câțiva emulgatori alimentari, domeniile lor de utilizare, precum și dozele permise, conform Comisiei Codex Alimentarius FAO/OMS (1992) sunt prezentați în tab. 4.23.

Aditivii alimentari admiși în România trebuie să corespundă următoarelor cerințe calitative suplimentare, referitoare la conținutul de metale grele:

- arsen maximum 1 mg/kg;
- cadmiu maximum 5 mg/kg;
- cupru maximum 50 mg/kg;
- mercur lipsă;
- plumb maximum 10 mg/kg;
- zinc maximum 25 mg/kg.

## Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

| Cod   | Emulgator   | Produsele în care se utilizează   | Doza maximă<br>admisă  |
|-------|---|---|--|
| (1)   | (2)   | (3)   | (4)  |
|       |   | Făină de grâu<br>Lapte praf, smântână praf<br>Preparate pentru copii sub 1 an, alimente   | 2 g/kg<br>5 g/kg   |
|       |   | diverse pentru copii<br>Brânză Cottage, batoane și bucăți de pește<br>panate și congelate   | 5 g/kg<br>5 g/kg   |
|       | Lecitine  | Smântână, ciocolată   | 5 g/kg   |
| _     | Loound  | Pudră de cacao și produse uscate pe bază de cacao și zahăr  | 5 – 10 g/kg  |
|       |   | Produse de patiserie și unt de cacao  | 10 g/kg  |
|       |   | Alimente pe bază de cereale pentru copii<br>sub un an și 1-3 ani  | 15 g/kg  |
|       |   | Margarină, bulion, consomméuri  | Limitată de practica<br>de fabricație  |
| E-427 | Gliceride ale acizilor grași<br>esterificați cu un amestec de<br>acid tartric și acetic | Margarină, bulion, consomméuri  | 10 g/kg  |
| E-433 | Monooleat de polioxietilenă<br>(20) Sorbitan  | Sare de calitate alimentară<br>Castraveți în conservă   | 10 g/kg<br>500 mg/kg   |
| E-434 | Monopalmitat de polioxietilenă<br>(20) Sorbitan   | e polioxietilenă<br>rbitan Produse de patiserie, unt de cacao   |  |
| E-435 | Monostearat de polioxietilenă<br>(20) Sorbitan  | Margarină, ciocolată<br>Produse de patiserie și unt de cacao  | 5 g/kg<br>10 g/kg  |
| E-436 | Tristearat de polioxietilenă (20)<br>Sorbitan   | Margarină, ciocolată  | 5 g/kg   |
| E-471 | Mono- și digliceride  | Smântână praf, lapte praf (produse instant)<br>Alimente diverse pentru copii<br>Preparate pentru copii sub un an<br>Smântână<br>Batoane și bucăți de pește panate și<br>congelate<br>Pudră de cacao, amestec cacao și zahăr,<br>ciocolată, produse de patiserie cu unt de<br>cacao<br>Alimente pe bază de cereale pentru copii<br>sub un an și 1-3 ani<br>Margarină, bulion, consomméuri<br>Gemuri și marmelade | 2,5 g/kg<br>1,5 g/kg<br>4 g/kg<br>5 g/kg<br>5 g/kg<br>15 g/kg<br>15 mg/kg<br>Limitată de practica<br>de fabricație<br>Numai pentru<br>împiedicarea<br>soumării |

Tab. 4.23. Emulgatori aprobați de Comisia Codex Alimentarius FAO/OMS, 1992

|        |  |   | Tab. 4.23 (continuare) |
|--------|--|---|------------------------|
| (1)    | (2)  | (3)   | (4)                    |
| E-472b | Gliceridele acizilor grași<br>esterificați cu acid lactic              | Margarină   | 10 g/kg                |
| E-472c | Gliceridele acizilor grași<br>esterificați cu acid citric              | Diverse grăsimi vegetale și animale sau<br>amestecuri dintre ele<br>Margarină | 100 mg/kg<br>10 g/kg   |
| E-472e | Gliceridele acizilor grași<br>esterificați cu acid<br>diacetil tartric | Margarină   | 10 g/kg                |
| E-474  | Zaharogliceride  | Margarină   | 10 g/kg                |
| E-475  | Esterii poliglicerolului<br>cu acizii graşi                            | Margarină   | 5 g/kg                 |
| E-477  | Esterii acizilor graşi<br>cu propilen glicolul                         | Margarină<br>Pudră de cacao și produse uscate pe bază<br>de cacao și zahăr    | 10 mg/kg<br>10 g/kg    |

#### 4.2.7.2.4. Viscozitatea emulsiilor

Proprietățile reologice ale emulsiei sunt influențate și de viscozitatea fazei continue ( $\mu_c$ ), fracția volumică a fazei disperse ( $\varphi_v$ ), viscozitatea fazei disperse ( $\mu_d$ ), natura emulgatorului (natura filmului interfacial), distribuția particulelor după mărime, efectul electroviscos (creșterea viscozității sistemelor disperse coloidale cu particule încărcate electric, comparativ cu a sistemelor ale căror particule sunt fără sarcină electrică). Viscozitatea fazei disperse variază invers proporțional cu mărimea particulelor dispersate. În general, viscozitatea emulsiilor foarte diluate nu este cu mult mai mare decât viscozitatea fazei continue; pe măsură ce crește gradul de dispersie, viscozitatea emulsiei crește rapid.

Pentru emulsiile U/A având  $\varphi_V = 0,15 - 0,20$ , viscozitatea poate fi calculată aplicând relația lui *Taylor* care ține seama și de viscozitatea fazei disperse:

$$\mu_{emulsie} = \mu_c \cdot \left[ 1 + 2,5\varphi_v \cdot \left( \frac{\mu_d + 0,4\mu_c}{\mu_d + \mu_c} \right) \right]$$
(4.213)

Viscozitatea emulsiilor crește cu creșterea fracției volumice a fazei disperse, până la un punct în care se înregistrează o scădere bruscă a valorii viscozității (fig. 4.64). Acest punct corespunde cu punctul de inversie a fazelor, atingându-se valoarea  $\varphi_V = 0,74$ . În urma inversării fazelor, concentrația fazei disperse scade brusc la valoarea  $\varphi_V = 0,26$ .

În general, caracteristicile reologice ale emulsiei sunt acelea corespunzătoare fazei continue. O creștere a viscozității fazei continue asigură creșterea stabilității emulsiei, deoarece împiedică coalescența picăturilor sau orice transfer de masă în interiorul emulsiei.



#### 4.2.7.2.5. Stabilitatea emulsiilor

Întrucât nu există un criteriu general de apreciere a stabilității unei emulsii, este dificil de apreciat gradul de stabilitate al unui astfel de sistem. Ca și toate sistemele microeterogene și toate sistemele coloidale, emulsiile sunt sisteme instabile, posedând un exces de energie liberă la interfață. Instabilitatea se manifestă prin formarea spontană a agregatelor de picături cu producerea fenomenului de coalescență, respectiv de unire a mai multor picături mici într-o picătură sau un film de dimensiuni mai mari. Coalescența poate duce în final la separarea completă a emulsiei în componente.

Deși este condiționată de numeroși factori fizici, chimici și fizico-chimici care nu pot fi întotdeauna strict delimitați, stabilitatea emulsiilor este condiționată de două forțe contrare: tensiunea superficială care tinde să producă coalescența particulelor dispersate și energia de coeziune a peliculei emulgatorului care tinde să împiedice apariția fenomenului coalescenței. Chiar dacă se stabilește un echilibru între cele două forțe, diverși factori cum ar fi: temperatura, hidroliza, electroliții, îmbătrânirea, etc., pot duce la distrugerea acestui echilibru.

O emulsie este considerată practic stabilă atunci când sedimentează greu și când nu prezintă uşurință la coalescență.

Factorii de stabilitate ai unei emulsii pot fi grupați în patru categorii:

- a <u>factori referitori la faza dispersă</u>: compoziția chimică; mărimea și distribuția particulelor; viscozitatea; volumul, concentrația și interacțiunea dintre particule; tensiunea interfacială; valoarea pH;
- b <u>factori referitori la faza continuă</u>: compoziția chimică; polaritatea; viscozitatea; valoarea pH;
- c <u>factori referitori la emulgator</u>: proprietățile fizice ale filmului din jurul particulelor, grosimea filmului, deformațiile particulei, influența asupra forțelor de atracție dintre particule; compoziția chimică și concentrația; solubilitatea în faza continuă; efectul electroviscos; concentrația electrolitului în mediul apos;
- d factori referitori la condițiile de preparare: temperatură, presiune, agitare, lumină.

Creșterea polarității uleiului conduce la o scădere a stabilității emulsiilor. În cazul utilizării ca emulgatori a hidrocarburilor alifatice ( $C_6 - C_{16}$ ), stabilitatea crește cu creșterea lungimii catenei. Mărimea particulelor fazei disperse și distribuția lor după mărime influențează hotărâtor prepararea prin agitare a emulsiilor. Din punct de vedere termodinamic, omogenizarea ar trebui să mărească stabilitatea emulsiilor, întrucât conduce la micșorarea diametrului picăturilor. Mărimea picăturilor se distribuie după o curbă gaussiană ascuțită, cu maximul corespunzând picăturilor cu diametru mic, ceea ce corespunde stării de maximă stabilitate. Curba variației mărimii picăturilor cu timpul, care conduce la o distribuție mai difuză și cu maxim la diametre mai mari, constituie o măsură de instabilitate a emulsiei.

Orice variație de compoziție a fazei externe va influența negativ stabilitatea emulsiei. Astfel, pentru o emulsie A/U, de exemplu, faza externă uleioasă – alcătuită în general din catene hidrocarbonate cu diverse grupări funcționale (alcooli, esteri, etc.) – poate suferi un proces de oxidare, iar apariția catenelor oxidate va modifica puternic însăși natura emulsiei. De asemenea, înlocuirea catenelor de acid stearic cu catene de acid ricinoleic scade puternic stabilitatea emulsiei.

#### 4.2.7.2.6. Ecremarea emulsiilor

Distrugerea emulsiilor este în general un proces nedorit în tehnologia fabricării produselor alimentare, cosmetice sau farmaceutice, deși uneori dezemulsionarea este o metodă de preparare a unui anumit produs (de exemplu ecremarea smântânii din lapte sau obținerea untului prin baterea smântânii). În alte cazuri, separarea emulsiilor în fazele componente este o operațiune necesară, de exemplu în procesele de epurare a apelor reziduale provenite din diverse ramuri industriale.

**Ecremarea** nu implică separarea fazelor constituente ale emulsiei inițiale, ci doar transformarea acesteia în două (sau mai multe) emulsii cu conținut diferit de fază dispersă. Emulsia cu conținut mai ridicat de fază dispersă decât emulsia inițială poartă denumirea de "cremă", de unde și termenul de "ecremare".

Ecremarea se poate produce fie prin ridicarea la suprafată a fazei celei mai concentrate (cazul obtinerii smântânii din lapte), fie prin sedimentarea acesteia (cazul emulsiilor de țiței). În ambele cazuri, ecremarea se supune legii lui Stokes, care exprimă viteza de sedimentare a unei particule sferice într-un fluid viscos:

$$\mathbf{v}_{s} = \frac{1}{18} \cdot \frac{d_{\rho}^{2} \cdot (\rho_{\rho} - \rho_{f}) \cdot g}{\mu}$$
(4.214)

în care  $v_{s,d_p,\rho_p}$  reprezintă respectiv viteza de sedimentare a particulei [m/s], diametrul particulei [m] și viscozitatea particulei [Pa.s], pr și µ reprezintă respectiv densitatea [kg/m3] și viscozitatea [Pa.s] fluidului în care are loc procesul, iar g reprezintă accelerația gravitațională [m/s<sup>2</sup>]. Semnul vitezei de sedimentare, deci sensul de deplasare al particulelor depinde de valoarea expresiei  $\Delta \rho = (\rho_p - \rho_f)$ . Dacă  $\Delta \rho > 0$ , particula se va deplasa în sens descendent (cazul emulsiilor A/U), iar dacă  $\Delta \rho$  < 0, particula se va deplasa în sens ascendent (cazul emulsiilor U/A). Ecremarea va fi cu atât mai spontană cu cât valoarea  $|\Delta \rho|$  este mai mare. Ecremarea poate fi împiedicată de o serie de factori cum ar fi: diametrul particulelor fazei disperse (la valori  $d_0 < 5 \mu m$  picăturile sunt supuse miscării browniene și nu ecremează), viscozitatea ridicată a fazei continue, valoarea redusă a diferentei de densitate  $|\Delta \rho|$ .

Relatia (4.214) este valabilă în cazul sistemelor diluate, descriind viteza de ecremare a unei singure picături. Pentru un sistem monodispers format din  $n_j$  picături de diametru  $d_{pj}$ , fiecare având masa  $\frac{\pi}{6} \cdot d_{pj}^3 \cdot \rho_p$ , volumul total al fazei disperse va fi:

$$V = \sum_{j} \frac{\pi}{6} d_{jj}^{3} \cdot n_{j}$$
 (4.215)

și tinând cont de distribuția particulelor după rază, viteza de sedimentare va fi:

$$\boldsymbol{v}_{s} = \sum_{j} \frac{\pi}{108\mu \cdot V} \cdot \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{n}_{j} \cdot \boldsymbol{d}_{p}^{5} \cdot \left(\boldsymbol{\rho}_{p} - \boldsymbol{\rho}_{f}\right)$$
(4.216)

Pentru o emulsie cu picături uniforme dimensional, ecuația (4.216) se reduce la ecuația (4.214).

Ecremarea este influențată și de concentrația fazei disperse. Particulele mai mari, cu tendință de ecremare, se ciocnesc cu cele mici, astfel încât vitezele tuturor particulelor se modifică: particulele mari își micsorează viteza, iar cele mici și-o măresc. În cazul unei concentratii suficient de mari a fazei disperse, astfel încât particulele acesteia să se atingă, mișcarea nu mai este posibilă.

Procesul de ecremare poate fi accelerat prin crearea în sistem a unui puternic câmp de forte centrifugale (utilizarea separatoarelor centrifugale cu turație ridicată), sau prin utilizarea unor agenți de ecremare sau coagulare. În calitate de agenți de ecremare se pot utiliza electroliții, eficacitatea acestora variind cu sarcina cationului.

Reducerea ecremării se poate realiza prin schimbarea emulgatorului, prin creșterea viscozității fazei continue prin adaosul de agenti de îngrosare (metilceluloză, carboximetilceluloză, alginati, etc.), prin creșterea temperaturii (se micsorează astfel, prin omogenizare, dimensiunile picăturilor fazei disperse), prin adaos de solvenți sau alte substanțe la faza dispersă (în scopul egalizării densităților celor două faze).

#### 4.2.7.2.7. Dezemulsionarea

Dezemulsionarea sau ruperea emulsiei reprezintă procesul de separare completă a unei emulsii în cele două faze constituente. Procesul decurge în două etape succesive, mai întâi având loc flocularea picăturilor dispersate și ulterior având loc coalescența picăturilor, ajungându-se în final la separarea fazelor.

Prin floculare, picăturile dispersate ale fazei discontinue se concentrează în agregate în care fiecare picătură își păstrează identitatea; în sistem se observă o creștere a vitezei de ecremare, iar în cazul emulsiilor suficient de concentrate se remarcă și o creștere de viscozitate. Picăturile de fază dispersă din agregate sunt separate între ele prin pelicule de fază continuă având grosimea de circa 0,01 µm. Bariera de potențial care împiedică contactul direct al suprafețelor este de origine electrostatică. După *van Tempel*, flocularea este un proces de ordin II, fiind determinat de ciocnirile "bimoleculare" ale picăturilor. Numărul agregatelor existente la un moment oarecare *t* este dat de relația:

$$n = \frac{n_0}{1 + k \cdot n_0 \cdot t} \tag{4.217}$$

în care  $n_0$  reprezintă numărul inițial de picături iar k este constanta de viteză (pentru coagularea rapidă a unui sol monodispers,  $k \cong 10^{-17}$  m<sup>3</sup>/s).

Fenomenul de coalescență, reprezintă unirea agregatelor rezultate în etapa de floculare prin ruperea peliculelor de fază continuă care le separă, cu formarea unui număr din ce în ce mai redus de picături din ce în ce mai mari, până la separarea completă a fazelor. O mărime importantă în proces este viteza de coalescență, definită ca variația volumului mediu al picăturii de fază dispersă în unitatea de timp:

$$v_c = \frac{d\overline{V}}{dt}$$
;  $\overline{V} = \frac{V \cdot \varphi_V}{n}$  (4.218)

în care *V* este volumul emulsiei,  $\varphi_V$  este fracția volumică a fazei disperse, *n* este numărul picăturilor fazei disperse,  $\overline{V}$  este volumul mediu al unei picături, iar *v*<sub>c</sub> este viteza de coagulare.

Pe baza teoriei cinetice a coagulării rapide, *Davies* arată că viteza de coalescență a unei emulsii U/A este dată de expresia:

$$\boldsymbol{v}_{c1} = \boldsymbol{C}_{1} \cdot \exp\left\{-\frac{\boldsymbol{B} \cdot \boldsymbol{\psi}_{0}^{2} + \boldsymbol{\theta} \sum \boldsymbol{E}_{h}}{\boldsymbol{R}\boldsymbol{T}}\right\}$$
(4.219)

în care  $\psi_0$  este potențialul electric al suprafeței picăturilor,  $\sum E_h$  este energia de hidratare a tuturor grupelor polare din molecula emulgatorului,  $\theta$  este gradul de acoperire a suprafeței cu stabilizator, *B* este o constantă numerică (uzual egală cu 0,24), iar  $C_1$  este un factor de coliziune egal cu *k*.V. $\varphi_V$ , *k* fiind constanta de viteză. Picăturile emulsiei U/A au o încărcare electrică superficială și la producerea coalescenței trebuie învinsă bariera energetică de natură electrostatică (redată prin termenul  $B \cdot \psi_0^2$ ) și simultan îndepărtată apa de hidratare de la suprafața picăturilor (termenul  $\theta \cdot \sum E_h$ ).

În cazul emulsiilor A/U, coalescența picăturilor de apă este împiedicată de catenele hidrocarbonate ale emulgatorului de pe suprafața lor. Viteza de coalescență va fi deci:

$$v_{c2} = C_2 \cdot \exp\left\{-\frac{2n \cdot \theta \cdot E_{CH_2}}{RT}\right\}$$
(4.220)

în care  $C_2$  este factorul de coliziune dintre picăturile de apă,  $E_{CH_2}$  este bariera energetică pe care o ridică fiecare grupare -CH<sub>2</sub>- la trecerea în apă, *n* este numărul de grupe –CH<sub>2</sub>- din fiecare catenă hidrocarbonată a moleculei de emulgator,  $\theta$  având aceeași semnificație ca și în ecuația (4.219).

În procesul de emulsionare a două lichide se formează simultan ambele tipuri de emulsii, U/A și A/U, dar stabilă este numai una dintre ele, fenomen explicabil prin diferența valorilor vitezelor de coalescență. În cazul în care  $v_{c2}/v_{c1} >> 1$ , se obține emulsia U/A, viteza de coalescență a emulsiei A/U fiind mult mai mare decât viteza de coalescență a emulsiei U/A. În mod similar, dacă  $v_{c2}/v_{c1} << 1$  se va forma emulsia A/U.

În conformitate cu teoria DLVO (*Dereaghin-London-Verwey-Overbeek*), de stabilitate a sistemelor disperse liofobe, când două picături se apropie una de alta, forța *F* care acționează asupra lor este dată de ecuația:

$$F = F_{H} + F_{DL} - F_{VW} + (F_{CB} - F_{CF}) \pm F_{G}$$
(4.221)

în care  $F_H$  este forța hidrodinamică a cărei acțiune provoacă mișcarea fazei continue printre picături și deformarea suprafețelor lor din cauza presiunii dezvoltate între ele,  $F_{DL}$  este repulsia electrostatică a stratului dublu,  $F_{VW}$  este forța de atracție van der Waals,  $F_{CB} - F_{CF}$  este mișcarea de viteză produsă de faza continuă, iar  $F_G$  este forța gravitațională. Probabilitatea de coalescență a picăturii se consideră a fi mai mare în acele puncte în care F are valoarea maximă. Totodată, trebuie luat în considerare și efectul *Marangoni*, care apare ca rezultat al mișcării moleculelor filmului dintre picăturile emulsiei, cauzată de gradienții de presiune interfaciali; această mișcare va antrena filmul adiacent către sau de la punctele de contact ale picăturilor dispersate. Când începe procesul de coalescență se produce o compresiune a monostratului adsorbit, creându-se astfel o barieră energie este independentă de mărimea picăturii, fiind funcție doar de distanța dintre picături și de modulul de compresibilitate superficial.

Fenomenul de coalescență poate duce la spargerea unei emulsii (dezemulsionare) sau la inversarea fazelor acesteia. Aceste două transformări sunt redate schematic în fig. 4.65.



Fig. 4.65. Reprezentarea schematică a dezemulsionării (a - b - c - d)și a inversiei fazelor unei emulsii (a - b - e - f) (după Davies)

Dacă ambele viteze de coalescență sunt mari, în sistem nu este stabilă nici una dintre cele două tipuri de emulsii și se produce dezemulsionarea (etapele a – b – c – d din fig. 4.65). Când  $v_{c1} >> v_{c2}$ , emulsia inițială U/A se inversează (etapele a – b – e – f din fig. 4.65) deoarece emulsia A/U devine mai stabilă. Datele experimentale sunt în bună concordanță cu valorile calculate pe baza expresiilor (4.219) și (4.220). Astfel, pentru o emulsie U/A stabilizată cu stearat de calciu s-a evaluat  $v_{c1} \cong C_1$ , în timp ce  $v_{c2} \cong 10^{-7}C_2$ .

Deoarece flocularea și coalescența se desfășoară consecutiv, viteza globală a procesului de dezemulsionare va fi dictată de viteza procesului cel mai lent. În cazul emulsiilor diluate, determinant de viteză este procesul de floculare, în timp ce în cazul emulsiilor concentrate, determinantă de viteză este coalescența picăturilor fazei disperse.

Separarea fazei uleioase de faza apoasă depinde nu numai de interacțiunea dintre picături, ci şi de ceilalți factori care intervin în legea lui *Stokes*. Factorii de importanță majoră sunt viscozitatea fazei continue, mărimea particulelor și sarcina de suprafață, aceștia controlând viteza de apropiere a particulelor una de alta.

Procesul de dezemulsionare poate avea loc atât prin schimbarea proprietăților stratului dublu electric al particulelor, cât și prin utilizarea unor substanțe puternic tensioactive dezemulsionante.

Pentru spargerea emulsiilor se utilizează o mare varietate de procedee de natură mecanică, fizică, chimică, electrică. Procedeele de natură fizico - mecanică include utilizarea vitezelor mari de forfecare, încălzirea, circulația în contracurent, filtrarea, centrifugarea, supunerea la vibrații sonice sau ultrasonice. Aceste procedee se utilizează în general pentru spargerea emulsiilor de tip U/A. Formarea untului este un exemplu de spargere a unei emulsii de stabilitate medie (smântâna cu circa 36% grăsime) prin agitare (batere) la temperaturi relativ coborâte, de 286 – 291 K. Emulsiile stabilizate de proteine pot fi distruse prin agitare, încălzire sau degradare chimică. Tehnicile electrice de dezemulsionare implică aplicarea unui curent alternativ sau continuu de înaltă tensiune (10 – 15 kV) emulsiilor de tip A/U. Sub acțiunea acestuia, are loc coalescența picăturilor de apă, printr-un efect de electroforeză accelerat.

#### 4.2.7.2.8. Tehnici de obținere a emulsiilor

Procesul de obținere a emulsiilor este influențat de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sunt: modul de adăugare a emulgatorului, ordinea adăugării fazelor, temperatura de lucru, gradul de amestecare, aparatura folosită.

Pentru a obține o emulsie stabilă, ordinea de introducere a fazelor și modul adăugării emulgatorului sunt esențiale. De obicei, faza dispersă se introduce treptat în faza continuă, dar regula nu este generală, fiecare sistem având comportarea sa proprie. Raportul dintre volumul fazelor este important: dacă ambele faze sunt prezente în același recipient, factorii mecanici pot favoriza dispersarea lichidului aflat în proporție mai redusă.

Emulgatorul se poate dizolva în faza apoasă, ulterior adăugându-se în amestec faza uleioasă, sub agitare energică, obținându-se astfel spontan o emulsie de tip U/A. Dacă emulgatorul se dizolvă în faza uleioasă, fie se toarnă amestecul ulei - emulgator în faza apoasă, obținându-se spontan o emulsie de tip U/A, fie se adaugă treptat faza apoasă peste amestec, obținându-se o emulsie de tip A/U, care, prin adăugare ulterioară de fază apoasă, suferă fenomenul de inversie a fazelor, trecând într-o emulsie de tip U/A. Faza apoasă se introduce la început lent, apoi într-un ritm accelerat, agitându-se puternic. Dacă nu se procedează în acest mod, nu se mai produce inversia fazelor și pot apărea emulsii de mai multe tipuri.

În unele cazuri, cum ar fi emulsionarea cu săpunuri, emulgatorul poate fi preparat *in situ* (în timpul procesului de emulsionare). Astfel, acizii grași superiori se dizolvă în faza uleioasă, peste care se toarnă faza apoasă, care conține baze (NaOH, KOH, NH<sub>4</sub>OH) în concentrații corespunzătoare. Prin amestecarea fazelor are loc reacția de neutralizare a acizilor grași, cu formarea la interfață a săpunului care stabilizează picăturile de fază dispersă formate.

O tehnică de lucru caracteristică industriei alimentare şi celei farmaceutice (tehnică utilizată la prepararea maionezei şi a altor emulsii de uleiuri vegetale) este aceea a adăugării alternative a fazelor: peste emulgator se adaugă alternativ, în porțiuni mici, apa şi uleiul.

Alegerea emulgatorului este factorul determinant în prepararea emulsiei. Cantitatea optimă de emulgator se stabilește prin experimentare directă, pentru fiecare sistem existând o valoare a concentrației emulgatorului pentru care stabilitatea emulsiei este maximă.

#### 4.2.7.2.9. Echipamente utilizate pentru obținerea emulsiilor

Echipamentele utilizate pentru prepararea emulsiilor au rolul de a diviza faza dispersă a emulsiei în picături cât mai mici și de a dispersa cât mai uniform aceste picături în volumul fazei continue. Pentru realizarea acestor deziderate se folosesc diverse dispozitive, maşini și aparate: agitatoare cu elice sau cu turbină, agitatoare oscilante (pulsatorii), agitatoare cu forfecare puternică, de tip rotor-stator, montate în recipient sau pe

traseul de curgere (în conductă), pompe centrifuge, omogenizatoare sub presiune, mori coloidale, dispozitive cu ultrasunete, etc.

Alegerea unuia sau altuia dintre echipamentele menționate se face ținând cont de o serie de factori, cum ar fi: mărimea şarjei care se prelucrează (capacitatea recipientului), viscozitatea fluidelor care se amestecă, viteza de forfecare realizată, diametrul picăturilor fazei disperse, distribuția particulelor fazei disperse după mărimea lor.

Graficul din fig. 4.66 oferă o imagine asupra dimensiunilor şarjelor şi a viscozității fluidelor care pot fi prelucrate în recipiente prevăzute cu diferite tipuri de dispozitive de emulsionare, în timp ce graficul din fig. 4.67 prezintă viteza de forfecare maximă realizată de diverse dispozitive de emulsionare.



Fig. 4.66. Volumul şarjelor şi viscozitatea fluidelor prelucrate de diferite dispozitive de emulsionare



Fig. 4.67. Valoarea maximă a vitezei de forfecare pentru diferite echipamente de emulsionare

#### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Agitatoarele de diverse tipuri (cu cadru, cu ancoră, cu brațe drepte sau înclinate, cu elice, cu turbină cu palete drepte sau curbate, etc.) se pot utiliza pentru amestecarea lichidelor miscibile, sau pentru menținerea uniformității conținutului unui recipient. Pentru amestecarea unor lichide nemiscibile în vederea obținerii unor emulsii stabile, aceste agitatoare sunt mai puțin utilizate, viteza de forfecare realizată fiind scăzută. Mai eficiente din acest punct de vedere sunt agitatoarele cu disc zimțat, cu rotor închis (tip colivie) sau cu rotor și stator.

Agitatoarele cu disc zimțat (fig. 4.68) sunt prevăzute la capătul arborelui cu un rotor sub formă de disc, discul având pe periferie o serie de dinți cu diverse profiluri și poziții. Scopul lor este de a induce curgerea turbulentă chiar lângă periferia discului. Aceste agitatoare sunt operate la turații ridicate, producând astfel puternice forțe de forfecare hidraulică. Rezistența la curgere a fluidului provoacă creșterea forțelor de forfecare, eficiența ameste-



Fig. 4.68. Agitatoare cu disc zimţat: a – dinţi semicirculari; b – dinţi trapezoidali.

cătorului crescând. Aceste agitatoare sunt optime pentru fluide cu viscozități cuprinse între 10 și 50 Pa.s, în recipiente cu volumul sub 4 m<sup>3</sup>. Chiar și la acest volum al vasului, agitatoarele cu disc zimțat sunt deseori dublate de alte agitatoare care să promoveze curgerea, în special în cazul prelucrării amestecurilor cu viscozitate ridicată.

Agitatoarele cu rotor închis sau agitatoarele colivie cum mai sunt denumite (fig. 4.69 a), sunt alcătuite dintr-un rotor tip colivie cu fante verticale fixat la capătul unui arbore care se rotește cu viteză ridicată. Lichidul este aspirat axial în rotor, forța centrifugă expulzându-l apoi prin fantele verticale. Mărimea fantelor determină debitul, viteza și forfecarea pe care le produce rotorul. O formă perfecționată a acestor agitatoare este agitatorul *ROTOSOLVER* ® al firmei americane *Admix* (fig. 4.69 b). Acesta combină efectul de forfecare al agitatorului cu disc zimțat cu debitul ridicat și viteza mare de circulație a rotoarelor cu lamele duble. Acțiunea de amestecare decurge în aceste dispozitive în 4 etape:

- a aspirarea fluidelor pe la capetele rotorului în interiorul său şi supunerea lor unei forfecări intense la trecerea printre dinții lamelor profilate de la extremități;
- b cele două fluxuri de fluid absorbite prin extremitățile rotorului se întâlnesc provocând o turbulență puternică şi o forfecare hidraulică suplimentară;
- c fluidul este împins centrifugal spre circumferința rotorului, este forțat să iasă prin fantele acestuia, fiind din nou supus unor efecte suplimentare de forfecare;
- d viteza ridicată a refulării radiale, combinată cu mişcarea lentă a fluidului în interiorul recipientului realizează omogenizarea conținutului vasului.



Fig. 4.69. Agitatoare cu rotor închis: a – simplu; b – cu intrare axială profilată.

Astfel de agitatoare pot procesa lichide cu viscozități de până la 50 Pa.s, în recipiente cu capacități cuprinse între 15 – 100 l (instalații pilot), până la instalații industriale de 15 – 20 m<sup>3</sup>.

Agitatoarele cu rotor și stator sunt alcătuite în principiu dintr-un rotor montat pe un arbore care se rotește la turații ridicate în interiorul unei piese staționare (stator) prevăzut cu deschideri de diferite forme și dimensiuni. Atât rotorul cât și statorul se fabrică într-o mare varietate de forme constructive (fig. 4.70). Aceste dispozitive produc o forfecare hidraulică puternică, atât datorită vitezei periferice ridicate a rotorului, cât și datorită

vitezei materialului pompat prin stator. În ansamblul rotor – stator au loc simultan mai multe procese de impact, măcinare, cavitație, forfecare mecanică, forfecare hidraulică, turbulență, toate contribuind la creșterea eficacității dispozitivului.



Fig. 4.70. Agitatoare cu rotor și stator:

a – vedere generală (1 – ansamblu rotor – stator; 2 – tije susținere stator; 3 – ax rotor; 4 – flanşă de prindere pe recipient; 5 – cuplaj; 6 – motor de antrenare rotor); b – spectru de curgere în zona agitatorului; c – principiu de funcționare; d ... k – tipuri constructive de ansambluri rotor – stator.

Acțiunea de pompare a rotorului stabilește viteza și turbulența fluidului în interiorul capului de amestecare precum și la trecerea prin fantele statorului. Forma, poziția și dimensiunile fantelor din stator determină tipul acțiunii efectuate de agitator asupra materialelor prelucrate. Impulsul transferat fluidului care părăsește statorul produce circulația și deci și amestecarea fluidului în întreg volumul recipientului. Uneori, pentru a orienta fluidul către intrarea în rotor, pe axul rotorului se montează, ceva mai sus, un agitator cu circulație axial descendentă (elice, turbină cu palete înclinate, etc.), care are rolul de a împinge fluidul aflat la partea superioară a recipientului în zona de acțiune a ansamblului rotor – stator. Turația agitatorului poate atinge și 10000 rot/min. Astfel de agitatoare se pot utiliza în medii cu viscozități relativ reduse (până la 25 Pa.s) în recipiente de până la 25 m<sup>3</sup>. Ansamblurile rotor – stator sunt fixate de arbore prin șuruburi, pentru a permite demontarea rapidă, fie în vederea schimbării cu un alt tip constructiv, pentru o altă operație specifică.

În cazul în care este necesară prelucrarea unor debite (şarje) mai mari, utilizarea agitatoarelor montate în vas, chiar cu asigurarea unor agitatoare "clasice" suplimentare, nu este suficientă pentru asigurarea omogenizării produsului într-un timp rezonabil. În aceste condiții este indicată utilizarea agitatoarelor montate în flux (**in-line mixers**), în conformitate cu schema redată în fig. 4.71. Vasul poate fi prevăzut suplimentar cu un agitator cu elice, cu turbină, sau de alt tip, pentru asigurarea macroamestecării. Pentru prepararea emulsiilor, ca agitatoare montate în flux se pot utiliza: agitatoare cu elice sau turbină, agitatoare cu rotor şi stator, mori coloidale şi omogenizatoare sub presiune.

#### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Agitatoarele cu elice sau turbină generează viteze de forfecare destul de scăzute, astfel încât nu pot fi utilizate pentru obținerea unor emulsii cu dispersie fină a fazei discontinue. Sunt similare constructiv cu agitatoarele turbină sau elice montate în recipient, cu excepția faptului că arborele motor este mult mai scurt și este montat coaxial în conducta de circulație a fluidelor. Astfel de amestecătoare sunt eficiente pentru amestecarea unor lichide având viscozități diferite.

Agitatoarele cu rotor și stator lucrează pe același principiu ca și cele montate în recipient; sistemul de conducte care leagă agitatorul de recipient permite alimentarea axială și evacuarea radială a fluidului din camera agitatorului. Tipul constructiv al rotorului determină volumul de fluid debitat de acesta, în timp ce turația sa influențează hotărâtor forfecarea, măcinarea și dezintegrarea particulelor solide. Distanța dintre rotor și stator precum și forma și dimensiunile fantelor statorului diferă de la o firmă producătoare



Fig. 4.71. Instalație de emulsionare cu amestecător în flux:
1 – amestecător în flux;
2 – motor de antrenare;
3 – vas;
4 – robinet cu 3 căi;
5 – amestecător suplimentar

fantelor statorului diferă de la o firmă producătoare la alta, aceste caracteristici influențând cu precădere genul de aplicație pentru o anumită combinație rotor-stator.

Câteva tipuri constructive de ansambluri rotor – stator sunt redate în fig. 4.72, în fig. 4.73 fiind redate câteva agitatoare pentru montare în flux.



Fig. 4.72. Tipuri constructive de ansambluri rotor – stator: a – într-o singură treaptă; b – în două trepte; c – cu trei rânduri de dinți profilați întrețesuți; d – cu canale întrețesute. 1 – rotor; 2 – stator.



Fig. 4.73. Agitatoare de tip rotor – stator montate "în flux" (in line):

a – tip Greerco (Chemineer Inc.); b - tip Megatron MT 220 (Kinematica AG); c – tip Megatron etajat cu trei dispozitive rotor – stator (Kinematica AG); d – tip HP 400 (Charles Ross & Son Co.); e – tip Greerco în construcție sanitară (Chemineer, Inc.); f – tip HP în construcție sanitară (Charles Ross & Son Co.).

Rotoarele de tipul celor redate în fig. 4.72 d prezintă o eficiență deosebită, putând realiza emulsii la nivel submicrometric printr-o singură trecere a amestecului prin amestecător. Câteva caracteristici ale unor amestecătoare echipate cu astfel de rotoare sunt prezentate în tab. 4.24.

| Tipul de    | Turația   | Diametru [mm] |           | Capacitate | Putere motor |      |
|-------------|-----------|---------------|-----------|------------|--------------|------|
| amestecător | [rot/min] | rotor         | aspirație | refulare   | [l/h]        | [kW] |
| 410X-3      | 15000     | 75            | 20        | 12         | 38           | 7,5  |
| 420X-3      | 15000     | 75            | 20        | 12         | 38           | 15   |
| 430X-6      | 7200      | 150           | 38        | 38         | 76           | 22,5 |
| 440X-9      | 4800      | 225           | 38        | 38         | 171          | 30   |
| 450X-12     | 3600      | 300           | 50        | 50         | 338          | 38   |
| 460X-12     | 3600      | 300           | 50        | 50         | 338          | 45   |
| 475X-15     | 3000      | 375           | 100       | 100        | 540          | 55   |
| 4100X-18    | 2400      | 450           | 200       | 150        | 720          | 75   |

Tab. 4.24. Caracteristicile unor amestecătoare în flux din seria X produse de Charles Ross & Son Co.

Alte tipuri constructive de rotoare sunt redate în fig. 4.74, o parte din caracteristicile lor fiind redate în tab. 4.25.



Fig. 4.74. Tipuri constructive de rotor – stator pentru amestecătoare în flux ale firmei Kinematica AG: a ... h – pentru instalații de laborator și pilot;i ... t – pentru instalații pilot și industriale.

Morile coloidale sunt similare din punct de vedere constructiv amestecătoarelor cu ansamblu rotor – stator montate în flux. Deosebirile constau în faptul că în morile coloidale cantitatea de fluid reținută în zona de lucru este mai mare, iar în fluid se introduce mai multă energie per trecere. De asemenea, morile coloidale sunt prevăzute cu un dispozitiv care permite reglarea distanței dintre rotor și stator, permițând astfel un control îmbunătățit al vitezelor de forfecare și al timpului de retenție a materialului prelucrat în moară.

| Fig.<br>4.74: | Тір      | Viteza perife-<br>rică a rotorului<br>[m/s] | Debit prelucrat<br>[l/h] | Aplicații tipice  |  |  |
|---------------|----------|---|--------------------------|---|--|--|
| а             | MTG 20/2 | max. 25,0                                   | max. 1200                | dispersare S-L, sfărâmare, măcinare umedă,                                    |  |  |
| b             | MTG 30/2 | max. 35,0                                   | max. 2400                | extracție, amestecare intensă   |  |  |
| C             | MTG 30/4 | max. 34,0                                   | max. 1800                | suspensii fine, emulsionare, dizolvare, extracție                             |  |  |
| d, i          | MTG 36/2 | max. 29,0                                   | max. 3500*               | dispersare S-L, G-L, sfărâmare, măcinare umedă, extracție, amestecare intensă |  |  |
| e, j          | MTG 36/4 | max. 26,0                                   | max. 2000*               | suspensii fine, emulsionare, dizolvare, extracție                             |  |  |
| f, k          | MTG 48/2 | max. 32,0                                   | max. 4000*               | dispersare S-L, G-L, sfărâmare, măcinare umedă, extracție, amestecare intensă |  |  |
| g             | MTG 47/6 | max. 36,0                                   | max. 3600                | suspensii fine S-L, G-L, emulsionare, măcinare                                |  |  |
| h             | K        | max. 36,0                                   | 30 – 10000               | producere de sosuri, dressinguri, maioneze                                    |  |  |
| I             | MTG 48/6 | max. 36,0                                   | max. 3500*               | suspensii fine S-L, G-L, emulsionare, măcinare                                |  |  |
| m             | G        | 10,0 – 31,0                                 | 2400 – 130000*           | dispersare solide mari, măcinare, sfărâmare                                   |  |  |
| n             | М        | 10,0 – 31,0                                 | 2400 – 130000*           | omulsii si suspansii cu dimansiuni madii ala                                  |  |  |
| 0             | F        | 10,0 – 31,0                                 | 2400 – 130000*           | nicăturilor dezadomerare măcinare umedă                                       |  |  |
| р             | FF       | 10,0 – 31,0                                 | 2400 – 130000*           |   |  |  |
| q             | HG       | 21,0 - 40,0                                 | 2400 - 60000*            | dispersare solide mari, măcinare, sfărâmare                                   |  |  |
| r             | HM       | 21,0 - 40,0                                 | 2400 – 60000*            | emulsii și suspensii cu dimensiuni medii ale                                  |  |  |
| S             | HF       | 21,0 - 40,0                                 | 2400 - 60000*            | picăturilor, dezaglomerare, măcinare umedă                                    |  |  |
| t             | HS       | 21,0 - 40,0                                 | 2400 – 60000*            | emulsii și suspensii fine, măcinare umedă,<br>dispersii G-L, dezaglomerare    |  |  |

Tab. 4.25. Caracteristici ale ansamblurilor rotor – stator redate în fig. 4.74

\* - raportat la apă

În fig. 4.75 este redată o moară coloidală verticală, moara coloidală *Premier*. Piesa esențială a morii este rotorul tronconic (1) care se rotește foarte rapid la distanță mică și reglabilă de carcasa (2). Principalele caracteristici ale acestei mori sunt redate în tab. 4.26.



Fig. 4.75. Moară coloidală verticală Premier: 1 – rotor; 2 – carcasă; 3 – şurub reglare distanță rotor – carcasă; 4 – alimentare; 5 – evacuare; 6 – roată de transmisie.

| er |
|----|
| 6  |

| Caracteristica                          | Mori        |                 |  |
|---|-------------|-----------------|--|
| Caracteristica                          | industriale | mici            |  |
| Diametru maxim<br>rotor [mm]            | 150 – 400   | 75 – 100        |  |
| Turație rotor [rot/min]                 | 3600        | 7200 -<br>17000 |  |
| Debit de material<br>prelucrat [m³/h]   | max. 6,8    | 0,023 –<br>0,70 |  |
| Putere<br>necesară [kW]                 | max. 75     | -               |  |
| Distanța minimă rotor –<br>carcasă [mm] | 0,04 - 1,0  |                 |  |

#### Operații unitare în industria alimentară și biotehnologii

Moara coloidală *W250HB* (*Chemineer, Inc.*) poate funcționa în poziție orizontală (fig. 4.76), dar poate fi utilizată și în poziție verticală, prin adaptarea unui buncăr de alimentare cu conductă de recirculare și montarea morii propriu-zise pe un stativ vertical. Ansamblul rotor – stator poate fi cu suprafețe de lucru plane, utilizabil pentru majoritatea emulsiilor și suspensiilor, sau cu suprafețe de lucru canelate, special proiectate pentru obținerea emulsiilor viscoase, cum ar fi, de exemplu, maioneza.



Fig. 4.76. Moară coloidală W250HB (Chemineer, Inc.):

- a vedere de ansamblu: 1 carcasa; 2 alimentare; 3 evacuare; 4 racord pentru spălare; 5 dispozitiv pentru reglarea distanței rotor-stator; 6 – cuplaj; 7 – motor de antrenare; 8 – batiu;
  - b ansamblu rotor (1) stator (2) standard; c ansamblu rotor (1) stator (2) cu caneluri.

Principalele dezavantaje ale morilor coloidale sunt faptul că necesită o pompă suplimentară pentru alimentare (consum suplimentar de energie) și au debite limitate.

**Omogenizatoarele sub presiune** sunt dispozitive alcătuite dintr-o pompă de înaltă presiune și un mecanism cu orificii în interiorul căruia are loc reducerea presiunii create de pompă. Se utilizează fie pompe cu turație fixă și dispozitive cu orificii variabile (denumite valve), fie pompe cu turație variabilă și dispozitive cu orificii fixe (denumite camere). Aceste omogenizatoare trimit o cantitate mică de material în zona cu orificii, zonă supusă cavitației și turbulenței intense, materialul fiind astfel supus unor tensiuni de forfecare extrem de ridicate. În ciuda faptului că produc emulsii foarte fine, omogenizatoarele sub presiune au dezavantajul că pot prelucra doar debite reduse (câteva sute de litri/min) de lichide cu viscozitate redusă (uzual sub 0,5 Pa.s).

**Dispozitivele cu ultrasunete** sunt folosite frecvent în instalațiile de laborator și micropilot, dar și pentru microproducție atât în prepararea emulsiilor (de ulei în apă, de acizi grași, de cosmetice, de combustibili, etc.), cât și în procese de dezmembrare a celulelor din țesuturi, viruși, bacterii, sânge, de omogenizare a probelor de țesuturi, de dispersare a bacteriilor și celulelor de cultură, de dezaglomerare a pulberilor, de degazare a lichidelor (apă, bere, solvenți, etc.), de extracție a proteinelor, enzimelor, acizilor nucleici, a sucurilor din pulpa de fructe, în procese de curățire, dizolvare, mărunțire, etc. Cu ajutorul ultrasunetelor se pot obține emulsii în care particulele fazei disperse ajung la dimensiuni de până la 0,01 µm.

Un astfel de dispozitiv cu ultrasunete este prevăzut cu un generator care produce pulsuri energetice de înaltă tensiune la frecvența de 20 kHz. Un convertor transformă pulsul electric în vibrații mecanice de aceeași frecvență, prin intermediul unui cristal piezoelectric. Vibrațiile cristalului sunt preluate și focalizate de către o tijă

din titan care radiază energia în faza lichidă în care este imersată. Sub acțiunea undelor ultrasonore introduse în mediul fluid are loc fenomenul de formare, urmat de colapsul unor microbule de vapori. Fenomenul, cunoscut sub denumirea de "cavitație", produce o puternică acțiune de forfecare și torsiune în faza lichidă.



# Fig. 4.77. Dispozitiv cu ultrasunete pentru prepararea emulsiilor:

a – schema de principiu; b – detaliu celulă continuă;
1 – generator 20 kHz; 2 – convertor; 3 – amplificator;
4 – duză din titan; celulă; 6 – corp; 7 – alimentare;
8 – evacuare; 9 – preaplin; 10 – placă cu orificii;
11 – etansare.

Prelucrarea fluidului se poate realiza în şarje sau continuu, caz în care se utilizează o celulă prin care lichidul circulă ascendent (fig. 4.77). Câteva caracteristici tehnice ale unor astfel de dispozitive cu ultrasunete sunt redate în tab. 4.27.

Generatoarele utilizate generează puteri cu valori de 0,1kW/22,5 kHz; 0,475 kW/20 kHz; respectiv 0,5 kW/20 kHz.

| Tab. 4.27. Caracteristici tehnice ale dispozitivelor de |
|---|
| prelucrare continuă cu ultrasunete de tip Sonicator,    |
| prevăzute cu celulă continuă Flocell                    |

| Tipul<br>celulei | Debitul<br>prelucrat<br>[l/h] | Presiunea<br>statică<br>[MPa] | Diametrul<br>racordurilor<br>[mm] |
|------------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|
| 800A*            | 40                            | 0,35                          | 6                                 |
| 800B**           | 40                            | 0,70                          | 6                                 |
| 800C**           | 1200                          | 0,70                          | 19                                |
| 800D**           | 2400                          | 0,70                          | 25                                |

policarbonat translucid;
 otel inoxidabil SS 31600.

Întrucât în procesul de emulsionare un parametru esențial pentru stabilitatea emulsiei îl reprezintă diametrul particulelor fazei disperse, efectul de amestecare al diferitelor dispozitive poate fi comparat și prin mărimea acestui parametru. Cu cât picăturile sunt de dimensiuni mai reduse, cu atât eficiența dispozitivului de emulsionare este mai mare.

În tab. 4.28 și fig. 4.78 sunt comparate câteva tipuri de amestecătoare pentru emulsii funcție de mărimea particulelor fazei disperse. Se poate

constata eficiența deosebită a amestecătoarelor în flux prevăzute cu ansamblu rotor – stator cu canale întrețesute (fig. 4.72 d), eficiență apropiată de a omogenizatoarelor de înaltă presiune, dar obținută în condițiile unor debite prelucrate de 10 ori mai mari (100 – 200 l/min față de 10 – 20 l/min) la același consum energetic.

Tab. 4.28. Mărimea picăturilor fazei disperse la ieșirea din diverse dispozitive de emulsionare

| Tipul dispozitivului                                      | Diametrul picăturilor [µm] |
|---|----------------------------|
| Amestecător în flux – o singură pereche rotor-stator      | 13 – 14                    |
| Amestecător în flux – perechi multiple rotor-stator       | 7 – 8                      |
| Amestecător în flux rotor – stator cu cavitație           | 4 – 6                      |
| Amestecător în flux cu rotor-stator cu canale întrețesute | 0,1 – 1,0                  |
| Omogenizator de înaltă presiune                           | 0,1 – 0,5                  |

0 efectuată analiză prin difractometrie laser evidentiază modul în care diferite omogenizatoare montate în flux prelucrează acelasi produs initial, un amestec în care faza dispersă contine particule de 10 - 100 µm (diametru mediu de 26,6 µm). Se remarcă din nou faptul că amestecătoarele cu canale întretesute realizează o dispersare eficientă și mai uniformă decât celelalte tipuri de amestecătoare (histograma are baza mai restrânsă, iar procentul de volum al particulelor având diametrul egal си diametrul mediu al particulelor are valori de peste 15%).



Fig. 4.78. Comparație între eficiența diferitelor echipamente de omogenizare



Fig. 4.79. Comparație între gradul de omogenizare realizat de diferite tipuri de agitatoare în flux

Pentru realizarea unor procese de emulsionare sau omogenizare în regim discontinuu se pot utiliza şi echipamente care conțin mai multe agitatoare, având construcții şi funcțiuni diferite.

Dispozitivul Agi-Mixer (Chemineer Inc.), prezentat în fig. 4.80 a este alcătuit dintr-un vas cilindric cu fund emisferic (1) prevăzut cu manta, având capacități de până la 4,5 m<sup>3</sup>. Presiunea de lucru în manta este de 0,1 – 0,65 MPa, putând utiliza abur, apă caldă sau fluide speciale pentru transfer de căldură. Pe capacul rabatabil (5) este amplasat un agitator cadru cu palete (2) care urmărește conturul vasului, prevăzut cu racletele din teflon (3) care răzuiesc permanent interiorul recipientului, aducând materialul spre zona centrală și împiedicând contactul prelungit al acestuia cu suprafața de transfer termic. Coaxial cu agitatorul cadru, la partea inferioară a acestuia, este montat un mixer omogenizator (4) de tip turbină cu stator, având turația mult mai mare. Ambele agitatoare

sunt acționate independent de către grupurile de acționare alcătuite din motoarele (6) și reductoarele/transmisiile (7). Tot echipamentul este realizat în construcție sanitară, din oțel inoxidabil UNS SS 31600 lustruit, pentru a permite curățirea și igienizarea facilă. Acest dispozitiv este utilizat cu precădere în industria produselor farmaceutice și cosmetice, pentru prepararea cremelor, loțiunilor, alifiilor și dispersiilor.

*Turboemulsificatorul* de la *Charles Ross & Son Co.* (fig. 4.80 b) are trei agitatoare diferite, toate coaxiale: un agitator ancoră (3) care urmărește lent conturul vasului, fiind prevăzut cu raclete din teflon (4), un agitator cu brațe (5) care se rotește în sens contrar și o turbină de omogenizare (6) de mare viteză de tip rotor în stator, având dinți profilați. Vasul (1) este prevăzut cu manta pentru încălzire-răcire și cu un capac (2) pe care este montată acționarea agitatoarelor (7, 8). Datorită acțiunii complexe de amestecare în volum a agitatorului cu ancoră și a celui cu brațe, combinată cu acțiunea de forfecare puternică provocată de turbina de omogenizare, acest echipament are aplicații frecvente în industria alimentară, cosmetică și farmaceutică.



Fig. 4.80. Omogenizatoare cu agitatoare multiple:

a – **AGI-MIXER**: 1- vas cu manta; 2 – agitator cadru cu palete; 3 – raclete din teflon; 4 – mixer omogenizator; 5 – capac rabatabil; 6 – motoare; 7 – reductoare și transmisii.

a – **TURBOEMULSIFICATOR**: 1 vas cu manta; 2 – capac; 3 – agitator cu ancoră; 4 – raclete din teflon; 5 – agitator cu brațe; 6 – turbină de omogenizare; 7 – motoare; 8 – reductoare.

Un alt echipament care conduce la picături de dimensiuni reduse, uniform distribuite, este *Maximixerul* produs de firma americană *Arde Barinco*, utilizat pentru obținerea șarjelor de produse dezareate, cum sunt sosurile și maioneza. Acest echipament este alcătuit dintr-un vas prevăzut cu trei dispozitive de amestecare

diferite, necoaxiale, acționate independent: un agitator cu ancoră prevăzută cu racleți din teflon, operat la viteze reduse, un agitator cu patru palete drepte, înclinate la 45<sup>o</sup> și un omogenizator de mare viteză, de tip turbină (rotor) în stator. Toate dispozitivele de amestecare pot fi acționate în ambele sensuri de rotație, la turații variabile. Ingredientele solide pulverulente se adaugă sub vacuum, direct în zona omogenizatorului. Acesta este operat inițial la viteză redusă, pentru a permite eliminarea aerului acumulat la baza vasului. Avantajul acestui echipament este multifuncționalitatea sa și reversibilitatea rotației agitatoarelor, care previne aglomerările datorate formării de curenți preferențiali.

#### 4.2.7.3. AMESTECAREA SISTEMELOR BIFAZICE LICHID – GAZ. FORMAREA DISPERSIILOR DE GAZE ÎN LICHIDE

Când solubilitatea gazului în faza lichidă este foarte redusă, sau când gazul este insolubil, rezultă un sistem eterogen gaz – lichid, care poate fi:

- un ansamblu de bule de gaz dispersate în faza lichidă continuă;
- un ansamblu de picături de lichid dispersate în faza gazoasă continuă (ceață, aerosoli lichizi);
- un ansamblu de bule de gaz separate între ele printr-o peliculă subțire de fază lichidă (spumă).

Stabilitatea acestor sisteme disperse este condiționată de un număr mare de factori, dintre care se pot enumera: proprietățile fizice ale gazului și lichidului (densitate, viscozitate, tensiune superficială), mărimea particulelor fazei disperse (bule, respectiv picături), concentrația fazei disperse din amestecul gaz – lichid, prezența în sistem a unor agenți de spumare sau, dimpotrivă, a unor antispumanți, regimul hidrodinamic, etc.

Astfel de sisteme sunt frecvent întâlnite atât în industria alimentară, cât şi în tehnologiile bazate pe bioprocese, cunoașterea modului de formare și a comportării acestora fiind deosebit de utilă pentru conceperea, proiectarea, exploatarea și optimizarea proceselor, utilajelor și instalațiilor din ramurile industriale menționate.

#### 4.2.7.3.1. Formarea și proprietățile bulelor de gaz

Sub denumirea de **bule** sunt cunoscute particulele gazoase care străbat straturi de lichide sau de solide. Modul de formare a bulelor, dimensiunile lor, fenomenele de scindare sau coalescență sunt elemente hotărâtoare în transferul de impuls căldură și masă între bulele de gaz și celelalte faze implicate în proces. Apariția bulelor într-o fază lichidă se poate datora mai multor cauze, și anume:

- a fierberea unuia dintre componenții fazei lichide;
- b detenta unui gaz în prealabil dizolvat în faza lichidă;
- c introducerii din exterior a gazului în faza lichidă;
- d scindării unor bule de dimensiuni mai mari, preexistente în faza lichidă.

Formarea spontană a bulelor este imposibilă; chiar la fierberea lichidelor monocomponente pure, bulele apar pe anumite centre (germeni) de nucleație: microbule preexistente în lichid, impurități solide conținând gaze adsorbite, imperfecțiuni ale suprafeței solide a recipientului, prin cavitație mecanică sau acustică.

În practica amestecării lichid – gaz, modalitatea uzuală de generare a bulelor în faza lichidă este aceea a introducerii gazului, printr-un dispozitiv cu orificii (amplasate orizontal sau vertical), în recipientul cu lichid.

**Mecanismul formării bulelor** la ieșirea gazului dintr-un orificiu imersat diferă în funcție de debitul gazului, formarea bulelor fiind condiționată de interacțiunea forțelor care se manifestă în sistem. La debite reduse de gaz, bulele se formează prin mecanism cvasistatic: bulele sunt de volum practic constant (care este funcție de diametrul  $d_0$  al orificiului), iar frecvența de formare a lor este proporțională cu debitul de gaz. La debite medii și mari de gaz, după trecerea printr-o zonă tranzitorie, bulele se formează prin mecanism dinamic: frecvența de formare a bulelor rămâne constantă, în timp ce volumul bulei crește proporțional cu debitul de gaz. La debite
#### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

foarte mari de gaz, apar fenomene de coalescență și de divizare (rupere) a bulelor de gaz, domeniu cunoscut ca domeniul de atomizare. Domeniile mecanismelor de formare a bulelor sunt redate în fig. 4.81.



Fig. 4.81. Mecanisme de formare a bulelor

Fig. 4.82. Formarea unei bule de gaz

În timpul formării unei bule la capătul unui orificiu cu axa verticală imersat în lichid, bula de gaz are inițial forma unei calote sferice, iar apoi a unei sfere (fig. 4.82). Când forța ascensională egalează forța de tensiune superficială raportată la perimetrul orificiului, bula formează un gât cere se strangulează continuu până la rupere: bula se desprinde și urcă prin faza lichidă.

Diametrul bulelor de gaz se poate calcula din ecuația de echilibru a forțelor:

$$F_a = F_\sigma \tag{4.222}$$

Forța ascensională este dată de diferența dintre greutatea volumului de lichid dislocuit (forța arhimedică) și greutatea bulei:

$$F_a = F_L - F_G = (m_L - m_G) \cdot g = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot g$$

$$(4.223)$$

iar forța de tensiune superficială este dată de produsul dintre tensiunea superficială, perimetrul orificiului şi cosinusul unghiului de contact la interfața solid – lichid – gaz (dacă orificiul este complet udat de lichid,  $\theta = 0$  şi cos  $\theta = 1$ ):

$$F_{\sigma} = \pi \cdot d_0 \cdot \sigma_L \cdot \cos\theta \tag{4.224}$$

Înlocuind (4.224) și (4.223) în (4.222) și explicitând în funcție de diametrul bulei, se obține:

C

$$H = \sqrt[3]{\frac{6d_0 \cdot \sigma_L}{(\rho_L - \rho_G) \cdot g}}$$
(4.225)

Ecuația (4.225) permite calculul diametrului bulelor de gaz cu o eroare de maximum 20%, explicabilă prin aceea că volumul bulei prezintă mici variații cu debitul de gaz și prin influența variațiilor presiunii determinate de circulația bulei de gaz în camera de deasupra orificiului de formare a bulei.

Pentru a corela diametrul mediu al bulelor de gaz,  $\overline{d}$ , cu volumul camerei prin care se deplasează bulele,  $V_c$ , *Hughes* introduce criteriul de capacitate,  $N_c$ , care raportează acustica incintei la volumul acesteia:

$$N_{c} = \frac{4(\rho_{L} - \rho_{G}) \cdot V_{c} \cdot g}{\pi \cdot d_{0}^{2} \cdot \rho_{G} \cdot c^{2}} \cong \frac{4\rho_{G} \cdot V_{c} \cdot g}{\pi \cdot d_{0}^{2} \cdot P \cdot \chi}$$
(4.226)

în care *c* este viteza sunetului în gaz, *P* este presiunea totală la orificiu,  $\chi$  este raportul capacităților termice ale celor două faze; Efectul creșterii valorii  $N_c$  este indicat prin curbele punctate din fig. 4.81.

În funcție de valorile  $N_c$  se disting următoarele cazuri:

•  $N_c < 0,7$ : cameră de volum mic, volumul bulei ( $V_b$ ) este independent de  $V_c$ , iar diametrul bulelor se calculează în domeniul cvasistatic (în care *d* = constant) cu ecuația (4.225), iar în domeniul dinamic (în care frecvența de formare a bulelor este constantă) cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{\left(6+2,5\cdot \operatorname{We}\cdot\operatorname{Fr}^{1/2}\right)\cdot d_{0}\cdot\sigma_{L}}{g\cdot\rho_{L}}}$$
(4.227)

în care  $\overline{d}$  este diametrul mediu al bulelor, iar criteriile We şi Fr se calculează cu ecuațiile:

We = 
$$\frac{d_0 \cdot v^2 \cdot \rho_L}{\sigma_L}$$
; Fr =  $\frac{g \cdot d_0}{v^2}$  (4.228)

în care *v* este viteza gazului prin orificiu. Cu ecuația (4.227) se obțin rezultate bune în domeniul We.Fr<sup>1/2</sup> < 18 la valori subunitare ale produsului  $N_{c,\chi}$ .

• în domeniul 1 <  $N_{c.\chi}$  < 9: cameră de volum intermediar, volumul camerei are un efect sensibil asupra volumului bulelor de gaz; diametrul mediu al bulelor se calculează cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{6N_c \cdot \chi \cdot d_0 \cdot \sigma_L}{g \cdot \rho_L}}$$
(4.229)

valabilă pentru domeniul We.Fr<sup>1/2</sup> < 2,4 la valori  $N_c$  cuprinse între 1,4 și 1.

• în domeniul  $N_{c,\chi} > 9$ : cameră de volum mare, diametrul bulelor de gaz este practic dublu față de cel calculat din ecuația (4.225). Diametrul mediu se calculează cu relația:

$$\overline{d} = \sqrt[3]{\frac{55d_0 \cdot \sigma_L}{g \cdot \rho_L}} \tag{4.230}$$

valabilă în domeniul We. $Fr^{1/2} < 18$ .

**Comportarea hidrodinamică** a unei bule de gaz este variabilă și complexă, pe de o parte datorită deformabilității bulei, iar pe de altă parte datorită forțelor care acționează asupra ei. Regimul de curgere este caracterizat prin criteriile adimensionale *Reynols* (Re), *Weber* (We), *Eötvös* (Eö) și M (care exprimă influența fazei continue):

$$\mathsf{Re} = \frac{\rho_{L} \cdot v_{0} \cdot d}{\mu_{L}} \quad ; \quad \mathsf{We} = \frac{\rho_{L} \cdot v_{0}^{2} \cdot d}{\sigma_{L}} \quad ; \quad \mathsf{E\ddot{o}} = \frac{(\rho_{L} - \rho_{G}) \cdot d^{2} \cdot g}{\sigma_{L}} \quad ; \quad \mathsf{M} = \frac{\mathsf{We}^{3}}{\mathsf{Re}^{4}} \cdot \zeta = \frac{\mu_{L}^{4} \cdot g}{\sigma_{L}^{3} \cdot \rho_{L}} \tag{4.231}$$

În ecuațiile (4.231), pe lângă notațiile cunoscute (indicii *L* și *G* referindu-se respectiv la faza gazoasă și la cea lichidă), intervine  $v_0$ , viteza terminală a unei bule de gaz (viteza "de sedimentare") și coeficientul de rezistentă  $\zeta$ :

$$\zeta = \frac{F_f}{0.5\rho_L \cdot v_0^2 \cdot A} \tag{4.232}$$

în care *F<sub>f</sub>* este forța de frecare, iar *A* este aria secțiunii bulei perpendiculară pe direcția de mişcare.

**Traiectoria** bulei de gaz este în funcție de forma acesteia. În funcție de valoarea crescătoare a criteriului Re se disting:

- bule de tip sferic, având d < 0,02 m, cu interfața G-L mobilă, traiectorie rectilinie a mişcării;</li>
- bule de tip sferoid aplatizat, având d > 0,02 m, cu interfața G-L instabilă, cu variație periodică a raportului între axele elipsoidului, traiectorie în zigzag sau elicoidală;
- bule de tip calotă sferică, având d > 0,02 m, traiectorie neuniformă rectilinie;
- bule de tip piston de gaz, având  $d \cong D$  (*D* diametrul recipientului), mişcare rectilinie.

### Dr. ing. Lucian GAVRILÅ

**Viteza terminală ascensională** (viteza "de sedimentare") a unei bule de gaz se obține din condiția echilibrului forțelor care acționează asupra bulei. În câmp gravitațional (fig. 4.83) ecuația de echilibru se scrie:



Fig. 4.83. Forțe care acționează asupra unei bule sferice de gaz care se deplasează printr-un lichid în câmp de forțe gravitațional





Fig. 4.84. Dependența coeficientului de rezistență  $\zeta$ de Re (a) și de viteza terminală a bulelor (b) la deplasarea bulei de gaz prin faza lichidă



Ecuația (4.233) se mai poate scrie:

$$F_a - G = F_f \tag{4.234}$$

sau, explicit:

$$V_{b} \cdot (\rho_{L} - \rho_{G}) \cdot g = \zeta \cdot \frac{v_{0}^{2}}{2} \cdot \rho_{L} \cdot A \qquad (4.235)$$

Dacă bula este sferică, proiecția sa pe planul normal la direcția de deplasare este un cerc de diametru egal cu diametrul bulei, astfel încât relația (4.235) se poate scrie:

$$\frac{\pi d^3}{6} \cdot \left(\rho_L - \rho_G\right) \cdot g = \zeta \cdot \frac{v_0^2}{2} \cdot \rho_L \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$
(4.236)

de unde, după simplificările de rigoare, se poate explicita viteza terminală a bulei:

$$\mathbf{v}_{0} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta} \cdot \frac{\rho_{L} - \rho_{G}}{\rho_{L}} \cdot g}$$
(4.237)

Deoarece  $\rho_{\rm G} \ll \rho_{\rm L}$ ,  $\rho_{\rm G}$  se poate neglija față de  $\rho_{\rm L}$ , astfel încât viteza terminală se pate calcula cu relația simplificată:

$$v_{0} = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta}} \cdot g \tag{4.238}$$

Pentru bule având altă formă decât cea sferică, produsul  $\zeta A$  se înlocuiește cu  $\zeta^*A^*$ , ecuația (4.238) devenind:

$$v_0 = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{d}{\zeta^*} \cdot g} \tag{4.239}$$

în care coeficientul de rezistență modificat,  $\zeta^*$  este funcție de regimul hidrodinamic (Re) și de forma bulei de gaz (fig. 4.84).

În funcție de valoarea criteriilor Re şi M, se obțin expresiile de calcul pentru viteza bulelor de gaz în cele 4 domenii reprezentate în fig. 4.84:

• domeniul **1**; Re < 2:

$$\zeta^{*} = \frac{24}{\text{Re}}$$

$$v_{0} = \frac{1}{18} \cdot d^{2} \cdot \frac{\rho_{L}}{\mu_{L}} \cdot g$$
(4.240)

domeniul 2; 2 < Re < 4,02M<sup>0,214</sup>:

$$\zeta^{*} = \frac{18,6}{\text{Re}^{0.68}}$$

$$v_{0} = 0.33g^{0.76} \cdot \left(\frac{\rho_{L}}{\mu_{L}}\right)^{0.53} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^{1.28}$$
(4.241)

domeniul 3: 4,02M<sup>0,214</sup> < Re < 3,1M<sup>0,25</sup>:

$$\zeta^{*} = 0,0275 \frac{\text{Re}^{\$}}{\text{M}}$$

$$v_{0} = 1,91 \left(\frac{\sigma_{L}}{\rho_{L} \cdot d}\right)^{0.5}$$
(4.242)

domeniul 4: Re > 3,1M<sup>0,25</sup>:

$$\zeta^* = 0.82 \frac{\text{Re}}{\text{M}^{0.25}}$$

$$v_0 = 1.18 \left(\frac{\sigma_L \cdot g}{\rho_L}\right)^{0.25}$$
(4.243)

Cu creșterea valorii criteriului Re, influența diametrului bulelor asupra vitezei acestora scade (de la  $d^2$  în domeniul **1** la  $d^{-0.5}$  în domeniul **3**), în timp ce în domeniul **4** viteza bulelor este influențată numai de proprietățile lichidului.

În literatură sunt prezentate și alte relații de calcul, simplificate, pentru calculul vitezei bulelor de gaz.

La deplasarea bulelor singulare prin fluide nenewtoniene, coeficientul de rezistență  $\zeta$  poate fi calculat cu o precizie satisfăcătoare folosind relația:

$$\zeta = \frac{28,6}{\text{Re}} \tag{4.244}$$

valabilă în domeniul curgerii laminare (Re < 1).

Când o bulă interferă cu bulele vecine se formează un grup sau **ansamblu de bule**, a cărui mişcare are alte caracteristici decât ale unei bule singulare. Formarea şi mişcarea ansamblului de bule poate fi asimilată cu cea a bulelor individuale doar în cazul debitelor mici de gaz şi a orificiilor distanțate. Bulele generate în zona de barbotare au viteze ascensionale diferite, corespunzătoare diametrelor lor diferite. Bulele mari, având viteză mai mare, antrenează sau dislocuiesc bulele mici. Deformarea bulelor are efect atât asupra dinamicii fluidului, cât şi asupra coalescenței şi scindării. Descrierea matematică a comportării ansamblului de bule este îngreunată de definirea modului de dispunere a bulelor, considerate a fi sfere rigide.

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

### BIBLIOGRAFIE

- 1. Aiba, S., Humphrey, A.E., Millis, N.F., **Biochemical Engineering**, Academic Press, New York London, 1973;
- 2. Alexandru, R., **Amestecarea**, în: Banu, C. (coord.), **Manualul inginerului de industrie alimentară**, vol. **I**, Ed. Tehnică, București, 1998;
- 3. Alther, G.R., Chem. Eng., 105, nr. 3, 1998, p.82;
- 4. Anastasiu, S., Jelescu, E., Detergenți și alți agenți de suprafață, Ed. Tehnică, București, 1968;
- 5. Bakker, A., Smith, J.M., Myers, K.J., *Chem. Eng.*, **101**, nr. 12, 1994, p. 98;
- 6. Becher, P., Emulsions: Theory and Practice, 2<sup>nd</sup> ed., Reinhold Publishing Co., New York, 1965;
- 7. Bourne, J.R., Zabelka, M., Chem. Eng. Sci., 35, 1980, p. 533;
- 8. Bratu, E.A., Operații unitare în ingineria chimică, vol. II, Ed. Tehnică, București, 1984;
- 9. Buckland, B.C., Gbewonyo, K., Di Masi, D., Hunt, G., Westerfield, G., Nienow, A.W., *Biotechnol. Bioeng.*, **31**, 1988, p. 737;
- 10. Büche, W., Verreinhütte Deutsche Ingenieure Zeitschrift, 81, 1937, p. 1065;
- 11. Carranza, R., Chemical Processing on the Web, Putman Media, ian. 2000;
- 12. Cârloganu, C., Introducere în ingineria reactoarelor chimice, Ed. Tehnică, București, 1980;
- 13. Chapman, F.S., Dallenbach, H., Holland, F.A., Trans. Inst. Chem. Eng., 42, 1964, p. T398;
- 14. Chudacek, M.W., 4th European Conference on Mixing, Noordwijkerhout, The Netherlands, 1982;
- 15. Chudacek, M.W., Chem. Eng., 91, 1 oct., 1984, p. 79;
- 16. Cohen, D., Chem. Eng., 105, nr. 8, 1998, p. 76;
- Coulson, J.M., Richardson, J.F., Chemical Engineering, 4th ed., vol. 1, 2, Pergamon Press, Oxford – New York – Seoul – Tokio, 1990;
- 18. Davies, J.T., Proc. 2<sup>nd</sup> Intern. Congr. Surface Active, vol. I, London, 1957, p. 426;
- 19. Dietsche, W., Chem. Eng., 105, nr. 8, 1998, p. 70;
- 20. Ditl, P., 5th European Conference on Mixing, Cranfield, UK, 1985, p. 179;
- 21. Doran, M.P., Bioprocess Engineering Principles, Academic Press, London, 1995;
- 22. Eilers, H., Kolloid-Z., 97, 1941, p. 313;
- 23. Einstein, A., Ann. Phys., 19, 1906, p. 289;
- 24. Gavrilă, L., Fenomene de transfer, vol. I, Ed. Alma Mater, Bacău, 2000;
- 25. Gavrilă, L., Zichil, V., **Bazele ingineriei în industria alimentară și biotehnologii Fenomene de transfer**, Ed. Tehnica-Info, Chișinău, 2000;
- 26. Genck, W.J., Chemical Processing on the Web, Putman Media, mai, 2000;
- 27. Gladki, H., Chem. Eng., 104, nr. 10, 1997, p. 213;
- 28. Griffin, W.C., J. Encycl. Chem. Technol., 5, 1950, p. 692;
- 29. Hamill, N., Smith, G., Chemical Processing on the Web, Putman Media, mai 2000;
- 30. Herringe, R.A., 3rd European Conference on Mixing, University of York, UK, 1979;
- 31. Holland, F.A., Chapman, F.S., Liquid mixing and Processing in Stirred Tanks, Reinhold Publishing, New York, 1966;
- 32. Hughes, R.R., Handlos, A.E., Evans, H.D., Maycock, R.L., Chem. Eng. Progr., 51, 1955, p. 557;
- 33. Jinescu, G., **Procese hidrodinamice și utilaje specifice în industria chimică**, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983;
- 34. Jinescu, V.V., Int. Chem. Eng., 14, 1974, p. 397;
- 35. Jinescu, V.V., Utilaj tehnologic pentru industrii de proces, vol. 4, Ed. Tehnică, București, 1989;
- 36. Jinescu, V.V., Tacă, C.D., Rev. Chim. (Bucureşti), 44, 1993, p. 563;
- 37. Jinescu, V.V., Teodorescu, N., Sporea, N., Rev. Chim. (Bucureşti), 51, 2000, p. 225;
- 38. Judat, K., Kalkert, N., Hemmerle, W., Chemie-Ing. Technik, 57, 1985, p. 813;
- 39. Kemmer, F. N. (ed.), The NALCO Water Handbook, McGraw-Hill, New York, 1988;

- 40. Kipke, K., Chemie-Ing. Technik, 54, 1982, p. 416;
- 41. Levenspiel, O., Chemical Reaction Engineering, John Wiley, New York, 1972;
- 42. Magnusson, K., Dtsch. Farber-Z., 2, 1953, p. 39;
- 43. Mancini, L., Food Eng., 68, nr. 3, 1996, p. 79;
- 44. Mancini, L., Food Eng., 68, nr. 11, 1996, p. 79;
- 45. Mancini, L., Food Eng., 70, nr. 2, 1998, p. 57;
- 46. Medek, J., Fort, I., Coll. Czech. Chem. Commun., 44, 1979, p. 3077;
- 47. Medek, J., Fort, I., International Congress CHISA, Praga, 1993;
- 48. Mersmann, A.B., Laufhütte, H.D., Voit, H., World Congress III Chem. Eng., vol. 3, Tokyo, 1986, p. 394;
- 49. Metzner, A.B., Feehs, R.H., Lopez Ramos, H., Otto, R.E., Tuthill, J.D., A.I.Ch.E.J., 7, 1961, p. 3;
- 50. Metzner, A.B., Otto, R.E., A.I.Ch.E.J., 3, 1957, p. 3;
- 51. Metzner, A.B., Taylor, J.S., A.I.Ch.E.J., 6, 1960, p. 109;
- 52. Mihail, R., Muntean, O., Reactoare chimice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983;
- 53. Molerus, O., Latzel, W., Chem. Eng. Sci., 42, 1987, p. 1423, p. 1431;
- 54. Muntean, O., Jinescu, C.V., Tacă, C.D., Rev. Chim. (București), 46, 1995, p. 1014;
- 55. Musil, L., Vlk, J., Chem. Eng. Sci., 33, 1978, p. 1125;
- 56. Nagata, S., Mixing Principles and Applications, John Wiley, New York, 1975;
- 57. Nienow, A.W., et. al., 8th European Conference on Mixing, Cambridge, UK, 1994;
- 58. Norwood, K.W., Metzner, A.B., A.I.Ch.E.J., 6, 1960, p. 432;
- 59. Oldshue, J.Y., Chem. Eng. Progress, 85, 1989, p. 33;
- 60. Oldshue, J.Y., Herbst, N.R., **A Guide to Fluid Mixing**, Mixing Equipment Company, Rochester, New York, 1990;
- 61. Oliver, D.R., Nienow, A.W., Mitson, R.J., Terry, K., Chem. Eng. Res. Des., 62, 1984, p. 123;
- 62. Ognean, T., Rev. Chim. (Bucureşti), 46, 1995, p. 283;
- 63. Pavlov, K.F., Romankov, P.G., Noskov, A.A., **Procese şi aparate în ingineria chimică**, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1981;
- 64. Prud'homme, R.K., Shaqfeh, E., A.I.Ch.E.J., 30, 1984, p. 485;
- 65. Rășenescu, I., Operații și utilaje în industria alimentară, vol. 1, Ed. Tehnică, București, 1971;
- 66. Rautzen, R.R., Corpstein, R.R., Dickey, D.S., Chem. Eng., 83, 25 oct., 1976, p. 119;
- 67. Rieger, F., Ditl, P., Chem. Eng. Sci., 49, 1994, p. 2219;
- 68. Ries, H.B., Chem. Technik, nr. 7, 1974, p. 2;
- 69. Roman, R.V., Gavrilescu, M., Fenomene de transfer în bioprocese, Ed. Dosoftei, Iași, 1997;
- 70. Roman, R.V., Gavrilescu, M., Tudose, R.Z., Cojocaru, M., Căpraru, V., *Rev. Chim. (Bucureşti)*, **49**, 1998, p. 144;
- 71. Roman, R.V., Tudose, R.Z., Rev. Chim. (Bucureşti), 46, 1995, p. 547;
- 72. Roman, R.V., Tudose, R.Z., Gavrilescu, M., Rev. Chim. (Bucureşti), 50, 1999, p. 366, p. 491;
- 73. Rose, L.M., **Chemical Reactor Design in Practice**, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam – Oxford – New York, 1981;
- 74. Rushton, J.K., Costich, E.W., Everett, H.J., Chem. Eng. Progr., 46, 1950, p. 396, p. 467;
- 75. Segal, B., Segal, R., Tehnologia produselor alimentare de protecție, Ed. Ceres, București, 1991;
- 76. Siminiceanu, I., Bazele tehnologiei chimice anorganice, Institutul Politehnic "Gh. Asachi", Iaşi, 1987;
- 77. Skelland, A.H.P., **Mixing and agitation of non-Newtonian fluids**, in: Cheremisinoff, N.P., Gupta, R. (eds.), **Handbook of Fluids in Motion**, Ann Arbor Science, Ann Arbor, 1983;
- 78. Skelland, A.H.P., Non Newtonian Flow and Heat Transfer, John Wiley, New York, 1967;
- Smith, Al., Davis, S.S., Smith, A., Theory and Practice of Emulsions Technology, Academic Press, London - New York, 1976;
- 80. Soare, S., Procese hidrodinamice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979;
- 81. Sterbacek, Z., Tausk, P., Amestecarea în industria chimică, Ed. Tehnică, București, 1969;

# Dr. ing. Lucian GAVRILĂ

- 82. Tacă, C.D., **Optimizarea funcțională și constructivă a dispozitivelor de amestecare** (Teză de doctorat), Universitatea Politehnica, București, 1996;
- 83. Tacă, C.D., Realizarea suspensiilor în recipiente cu dispozitive de amestecare, Ed. UPB, București, 1996;
- 84. Tacă, C.D., Rev. Chim. (Bucureşti), 48, 1997, p. 53, p. 352, p. 448;
- 85. Tacă, C.D., Rev. Chim. (București), 50, 1999, p. 608, p. 969;
- 86. Tacă, C.D., Jinescu, C.V., Rev. Chim. (Bucureşti), 44, 1993, p. 363;
- 87. Tacă, C.D., Jinescu, C.V., Muntean, O., Rev. Chim. (Bucureşti), 45, 1994, p. 720;
- 88. Tacă, C.D., Păunescu, M., Rev. Chim. (București), 50, 1999, p. 48, p. 290, p. 446, p. 389;
- 89. Tatterson, G., Chemical Processing on the Web, Putman Media, oct. 1999;
- 90. Teodorescu, N., Rev. Chim. (Bucureşti), 51, 2000, p. 143;
- Tudose, R.Z., Vasiliu, M., Cristian, Gh., Ibănescu, I., Stancu, A., Lungu, M., Procese, operații, utilaje în industria chimică, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1977;
- Tudose, R.Z., Volintiru, T., Asandei, N., Lungu, M., Merică, E., Ivan, G., Reologia compuşilor macromoleculari, vol. I – III, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1982, 1984, 1987;
- 93. Van den Bergh, W., Chem. Eng., 101, nr. 12, 1994, p. 70;
- 94. Von Essen, J., Chem. Eng., 105, nr. 8, 1998, p. 80;
- 95. Von Essen, J., Chemical Processing on the Web, Putman Media, feb. 1999;
- 96. Weinspach, P.M., Chemie-Ing. Technik, 41, 1969, p. 260;
- 97. Zlokarnik, M., Judat, H., Stirring, in: Gerhartz, W. (ed.), Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, vol. B2, VCH, Weinheim, 1988, p. 25-1;
- 98. Zwietering, T.N., Chem. Eng. Sci., 8, 1958, p. 244;
- 99. \*\*\* BETZ Handbook of Industrial Water Conditioning, Betz Laboratories Inc., Trevose PA, USA, 1980;
- 100. \*\*\* US Patent # 5,407,721;
- 101. \*\*\* US Patent # 5,632,596;