

## 08 ШАРЖНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Шаржни размењивачи топлоте су топлотни апарати код којих један од радних флуида не протиче кроз апарат, већ се за време одвијања топлотне операције налази у резервоарском простору. Други радни флуид континуално протиче кроз апарат. То значи да се у шаржним топлотним апаратима одвијају нестационарне топлотне операције.

Размењивачи топлоте овог типа се често користе у процесној индустрији као хладњаци и загрејачи, у прехранбеној индустрији као загрејачи, хладњаци, кувачи (упаривачи) и испаривачи различитих раствора и мешавина, аутоклави (апарати у којима се обавља термички третман раствора на повишеним притисцима), али и у области термотехнике као загрејачи воде (тзв. акумулатори топле воде), итд. §10.1С. Такође, хемијски и биореактори често захтевају одржавање температуре, па се у њих уграђује грејна површина преко које се размењује топлота Ш10.2Н, те се и ови апарати могу сврстати у посебну врсту шаржних размењивача топлоте.

Радна материја која се налази у резервоарском простору се обично назива процесни флуид или шаржа, а проточни флуид се често назива енергетски флуид.

Основни елемент свих шаржних размењивача топлоте је резервоар у који се смешта процесни флуид који се термички третира, а полазни податак за димензионисање шаржног апарата је запремина процесног флуида (шарже). Стварна запремина шаржног размењивача је већа од запремине радног медијума. То повећање запремине зависи од термофизичких својстава радног медијума (пре свега од склоности система ка стварању пене на површини течности), од природе самог процеса и од услова при којима се процес одвија. Коефицијент пуњења посуде (однос између запремине радне материје и запремине посуде) се најчешће креће у границама  $0,7 \div 0,85$ , а за процесе са бурним кретањем, код којих се ствара слој пене на врху шарже, коефицијент пуњења је мањи и износи  $0,4 \div 0,6$ . Постоје и ређи случајеви шаржних размењивача код којих је запремина апарата једнака запремини радне материје, као што је случај код акумулационих резервоара потрошне топле воде.

Однос висине апарата ( $X$ , m) и унутрашњег пречника ( $D_u$ , m) код вертикалних шаржних размењивача топлоте је обично  $H/D_u = 1 \div 2$ , док је код хоризонталних апарата однос дужине ( $L$ , m) и пречника  $L/D_u = 1 \div 5$ .

Шаржни размењивачи топлоте се могу класификовати према форми површине и начину размене топлоте на:

- површинске, односно рекуперативне, шаржне размењиваче топлоте;
- контактне шаржне размењиваче топлоте.

Површина преко које се размењује топлота код шаржних рекуперативних размењивача топлоте може бити омотач резервоара, па се апарати оваквог типа сврставају у листасте размењиваче или се у резервоарски простор може поставити цевна или цевни сноп, па су у питању размењивачи топлоте цевастог типа.

У резервоарски простор се може поставити мешалица, чиме се обезбеђује хомогено температурско и концентрационо поље медијума који се налази у апарату. У неким случајевима првенствена улога мешалице је да обезбеди интензивни пренос топлоте, али постоје и случајеви када је улога мешалице сасвим другачија, као што је нпр. потреба да се непастеризовано млеко хомогенизује да не би дошло до издвајања млечне масти на врху шарже. Ако постоји могућност лепчења и загревања радне

материје на зидовима, могу се користити гребачи, чији је задатак да те нежедене појаве спрече [10.16].

### 10.1 ЛИСТАСТИ ШАРЖНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Шаржни размењивачи топлоте листастог типа могу бити израђени са двоструким омотачем (тзв. дупликатори, слика 3.12), код којих енергетски флуид струји у простору између два омотача. Дно апарата може бити сферно или торисферично данце, а код радних материја које садрже доста чврсте фазе користе се конична дна.

За потребе загревања у оваквим апаратима се обично користи водена пара која се кондензује. Водена пара је код оваквих апарата обично нижег притиска (максимално 6÷10 бар), а површина резервоарског простора преко које се размењује топлота обично не прелази 10 м<sup>2</sup>. Уколико се као грејни флуид користи пара потребно је водити рачуна о равномерној расподели паре преко целе грејне површине, чиме се постиже равномерно загревање шарже, па се препоручује да се у дупликаторе пречника већег од 1000 мм пара уводи преко два дијаметрално постављена цевна прикључка. Такође, мора се предвидети и прикључак за одвођење некондензујућих гасова. Ретки су случајеви да се код дупликатора користите енергетски флуиди који при струјању кроз апарат не мењају фазу, јер је тада размена топлоте обично веома малог интензитета.

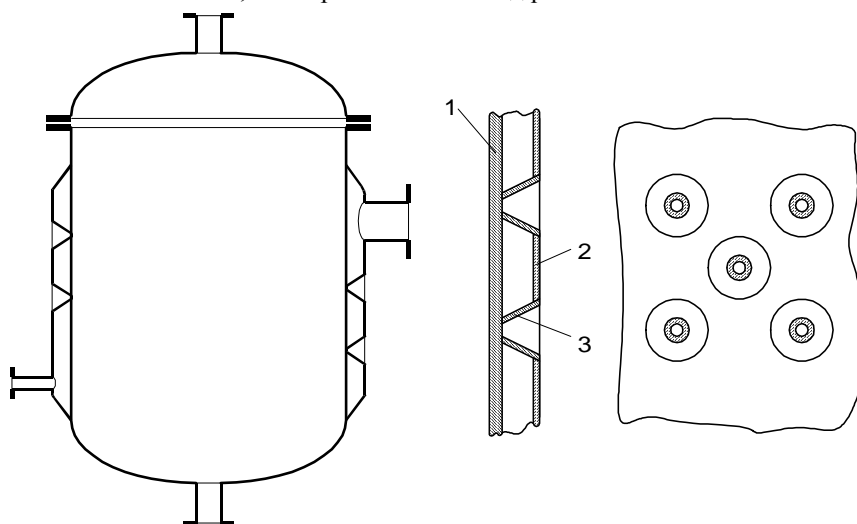
Основни конструкциони проблем код дупликатора представља механичко напрезање омотача резервоарског простора услед притиска енергетског флуида. Усвајањем велике дебљине омотача (прорачун се спроводи према одговарајућим стандардима, нпр. за цилиндричне омотаче се може користити Ш10.3Ћ) повећава се цена апарата и његова маса, а поступак израде се може искомпликовати (нпр. проблеми везани за заваривање, итд.). У оваквим случајевима је неопходно размотрити могућност ојачавања (укрућивања) унутрашњег омотача, а такође постоји и могућност повезивања унутрашњег (1) и спољашњег (2) омотача, тако што се лимени конусни одсечци (3) приварују за унутрашњи и спољашњи омотач дупликатора (слика 10.1).

Уместо двоструког плашта може се на спољашњу површину посуде заварити по дужини разрезана цев, L или U профил (слика 10.2). На тај начин се може прилично једноставним конструкционим решењем оформити канал за протицање енергетског флуида, било да је у питању пара или течност. Овакве конструкције се могу примењивати за притиске проточног флуида до 60 бар. Уколико се као грејни флуид користи пара, она се уводи на врху оваквог канала, док се на доњем крају одводи кондензат.

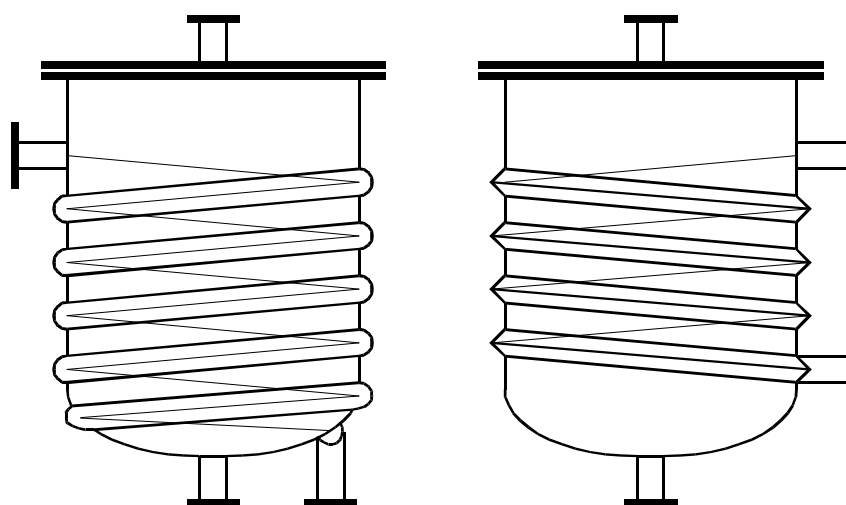
### 10.2 ЦЕВНИ ШАРЖНИ РАЗМЕЊИВАЧИ ТОПЛОТЕ

Цевни шаржни размењивачи топлоте се израђују тако што се у резервоарски простор поставља цевни сноп (слика 10.3.а) или цевна змија (слике 10.3.б и 3.11.б). Овакви апарати по правилу имају већу површину за размену топлоте него листаста шаржни размењивачи топлоте и могу да издрже оштрије услове по питању радне температуре и притиска. Недостатак ове конструкције се огледа у могућности издвајања талоба на цевним површинама, па се апарати овог типа примењују за

процесне флуиде који нису склони издвајању чврсте фазе при термичком третману. Такође, механичко чишћење унутрашње стране цевног снопа, а поготово цевне змије може бити веома отежано, па и практично неизводљиво.

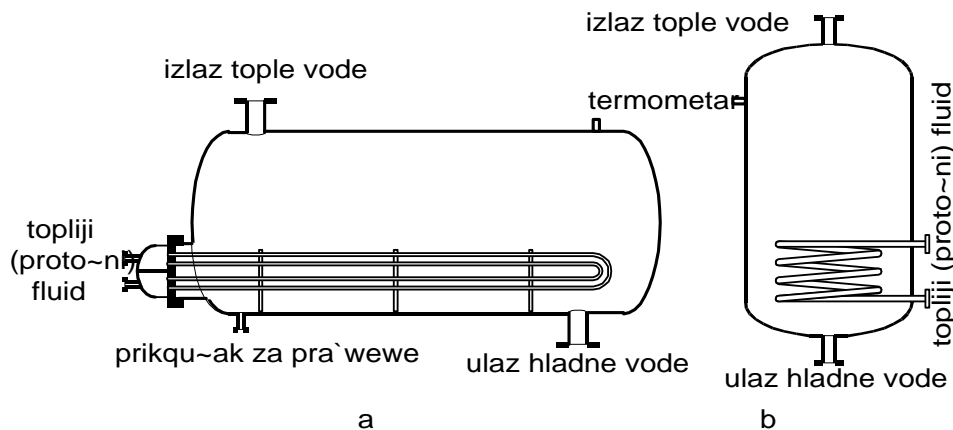


Слика 10.1 Анкерисање сподашњег и унутрашњег омотача



Слика 10.2 Листати шаржни размењивачи са разрезаном цеви и са L профилем

Цевни сноп, односно цевна змија, се поставља у горњи део апарата, ако је потребно хладити процесни флуид, односно у доњи део апарата ако се процесни флуид загрева или када је потребно да се делимично испари односно укува. Тиме се постиже природно струјање унутар запремине радног медијума услед разлике густине флуида у близини цеви и у основној маси флуида (природна конвекција), односно загревање целокупне запремине шарже.



**Слика 10.3** Цевни шаржни размењивачи топлоте – цевни сноп и цевна змија као загрејачи у акумулационим резервоарима потрошне топле воде

Основни конструкциони параметри цевних змија које се користе код шаржних размењивача топлоте су:

- $d_s / d_u$ , m, спољашњи/унутрашњи пречник цеви
- $d_{cz}$ , m, пречник цевне змије
- $s_{cz}$ , m, корак цевне змије
- $L_{cz}$ , m, дужина цевне змије

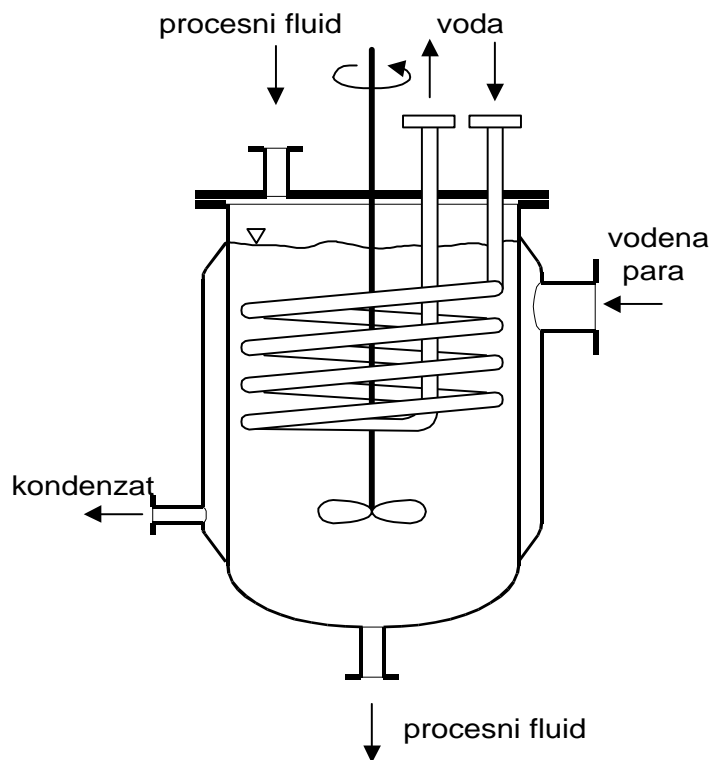
при чему је уобичајено да се цевна змија конструише тако да се конструкциони параметри налазе у следећем опсегу:

- однос пречника цевне змије и пречника цеви  $d_{cz} / d_u = 5 \div 350$ ;
- однос корака и пречника цевне змије  $s_{cz} / d_{cz} = 0 \div 25$ ;
- број навојака змије је обично до 15.

У одређеним случајевима постоји потреба да се у једној фази технолошког процеса радни медијум загрева, а у другој фази хлади, у истом суду. На слици 10.4 приказан је хемијски реактор са мешалицом – дупликатор, код кога се шаржа загрева помоћу водене паре која се кондензује у на унутрашњем омотачу у првој фази одвијања процеса, а затим се шаржа хлади помоћу воде која протиче кроз цевну змију.

### 10.3 МЕШАЛИЦЕ ЗА ШАРЖНЕ РАЗМЕЊИВАЧЕ ТОПЛОТЕ

У случају када се услед специфичности самог процеса који се одвија у апарату захтева интензивно мешање радне материје (уједначавање температуре, састава, убрзавање процеса размене топлоте и супстанције, итд.), у резервоарски простор се уграђују мешалице. Постоји низ различитих техничких решења мешалица које се срећу у пракси, од којих су најчешће: пропелерске, турбинске, рамске и хеликоидне мешалице (слике 10.6, 10.7 и 10.8). На слици 10.5 дате су уобичајене области примене појединих типова мешалица, према Ш10.16Т.



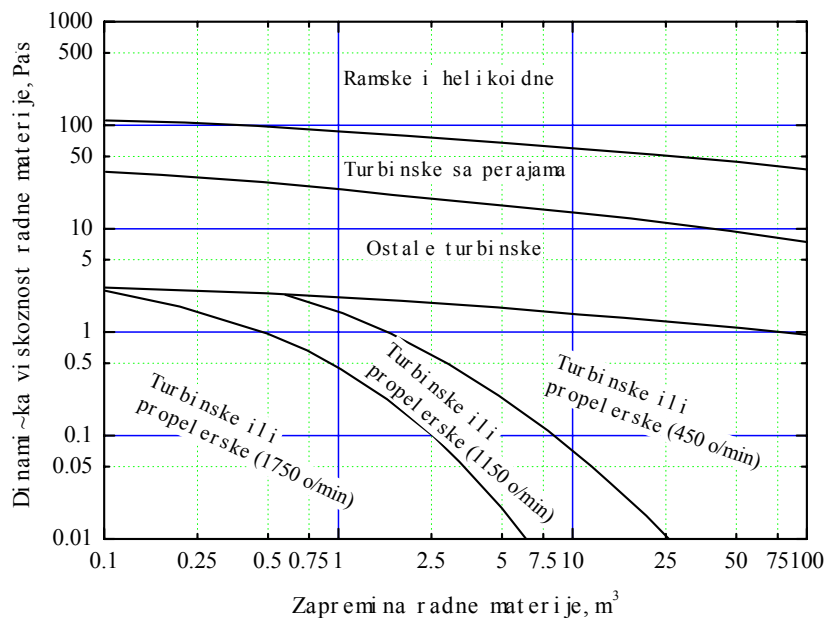
Слика 10.4 Дупликатор са цевном змијом и мешалицом

#### Пропелерске мешалице

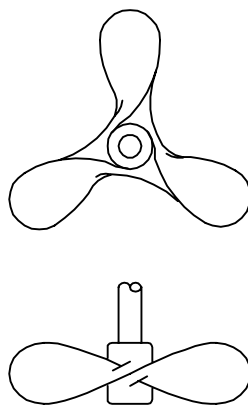
Пропелерске мешалице (слика 10.6) се користе за рад са течностима умерене вискозности (уобичајени опсег  $0,001 \div 10 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ), при релативно великом броју обртаја и то углавном у процесима када је битно мешање, а не и размена топлоте и материје Ш10.10Ћ. Пропелерске мешалице се уграђују у апарате пречника  $D_u < 1800 \text{ mm}$ , при чему је уобичајено да однос пречника апарата и пречника мешалице ( $d_m, \text{ m}$ ) износи  $D_u / d_m = 2 \div 10$ , а најчешће  $D_u / d_m < 5$ . Број обртаја мешалице се креће у границама  $n = 1150 \div 1750 \text{ o/min}$ , у случају када се остварује директна веза између електромотора и вратила мешалице помоћу круте спојнице, а када се веза остварује преко редуктора број обртаја је  $n = 350 \div 420 \text{ o/min}$ . Обимна брзина је обично  $5 \div 13 \text{ м/с}$ .

#### Турбинске мешалице

Постоји више типова турбинских мешалица, представљених на слици 10.7 Ш10.10Ћ. Турбинске мешалице са правим или закривљеним лопатицама на диску и са закошеним правим лопатицама се обично користе за течности мање вискозности (уобичајени опсег  $0,001 \div 10 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ), а турбинске мешалице са перајама за течности веће вискозности ( $0,1 \div 20 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ).



Слика 10.5 Област примене појединих врста мешалица



Слика 10.6 Пропелерска мешалица

Мешалице са перајама најчешће имају 2, 3, 4 или 6 пераја. Уобичајени конструкциони параметри су  $D_u / d_m = 1,4 \div 2,5$  и  $b_m = d_m / 10$  Ш10.6Ћ, где је  $b_m$ , m ширина лопатнице. Опсег броја обртаја мешалица је  $n = 50 \div 150$  o/min, а обимна брзина је обично 2÷5 м/с.

За остале типове турбинских мешалица однос пречника апарата и пречника мешалице се одређује у зависности од природе самог процеса и креће се у границама

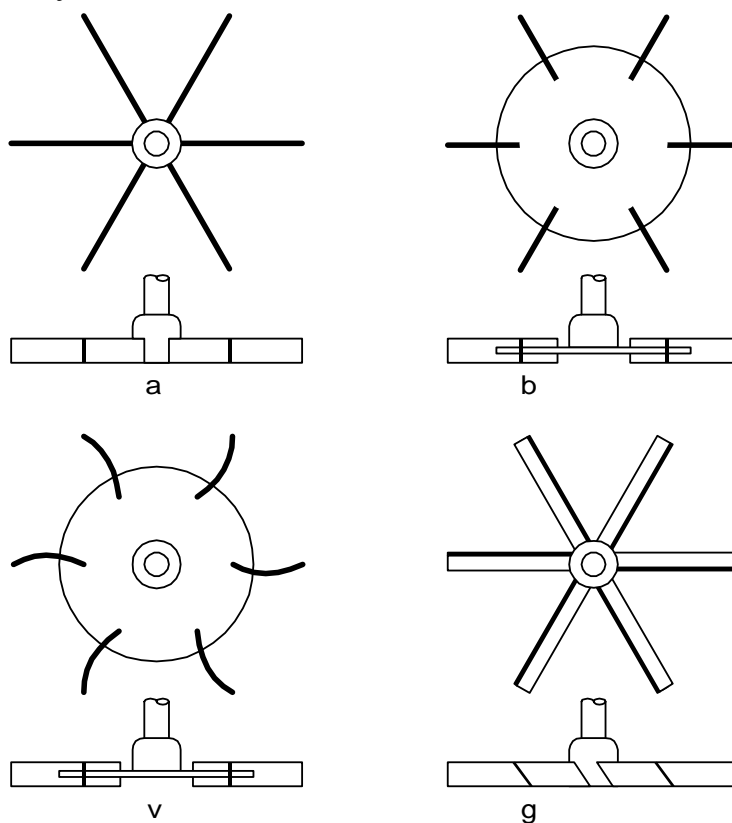
$D_u / d_m = 1,7 \div 5$ , а најчешће износи  $D_u / d_m = 3$ . Број лопатица се креће од 3 до 12, а најчешће је 4 или 6. Ширина лопатице обично износи  $b_m = d_m / 5$ . Опсег броја обртаја је сличан као код пропелерских мешалица, а обимна брзина је обично  $5 \div 7$  м/с.

#### Рамске и хеликоидне мешалице

Рамске (сидрасте) и хеликоидне мешалице (слика 10.8) се користе за рад са врло вискозним течностима и мешавинама течности и чврсте материје и то углавном за интензификацију процеса преноса топлоте. Број обртаја ових мешалица је у опсегу  $n = 15 \div 80$  о/мин, а уобичајен је однос пречника  $D_u / d_m = 1,02 \div 1,15$ , Ш10.6Ћ, Ш10.16Ћ.

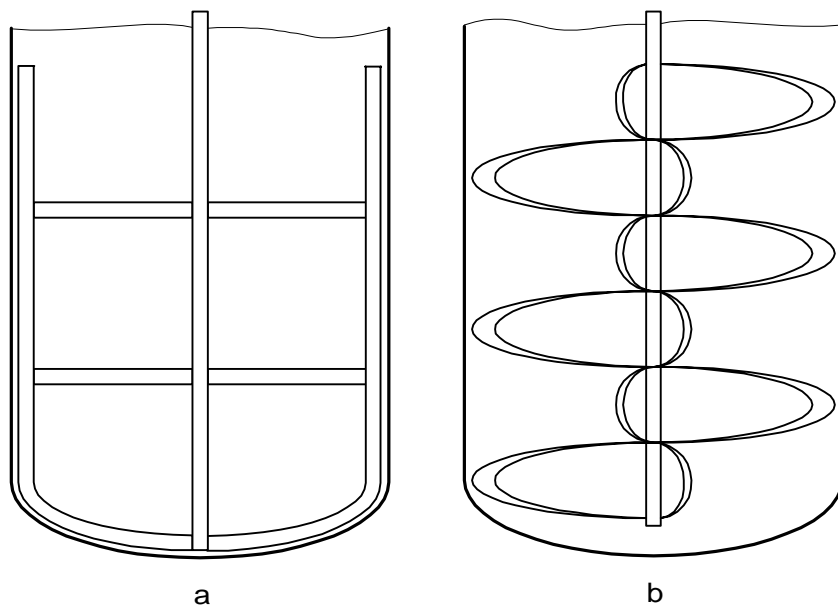
Код рамских мешалица ширина лопатице је обично  $b_m = 0,07 \cdot d_m$ , обимна брзина у опсегу  $1 \div 3$  м/с, а користе се за течности чија је вискозност  $1 \div 100$  Па·с.

Хеликоидне мешалице се користе за веома вискозне системе ( $10 \div 1000$  Па·с), а обимна брзина је обично  $0,5 \div 2$  м/с.



Слика 10.7 Турбинске мешалице

а - са перајама, б - са правим лопатицама на диску, в - са закривљеним лопатицама на диску, г - са закошеним правим лопатицама



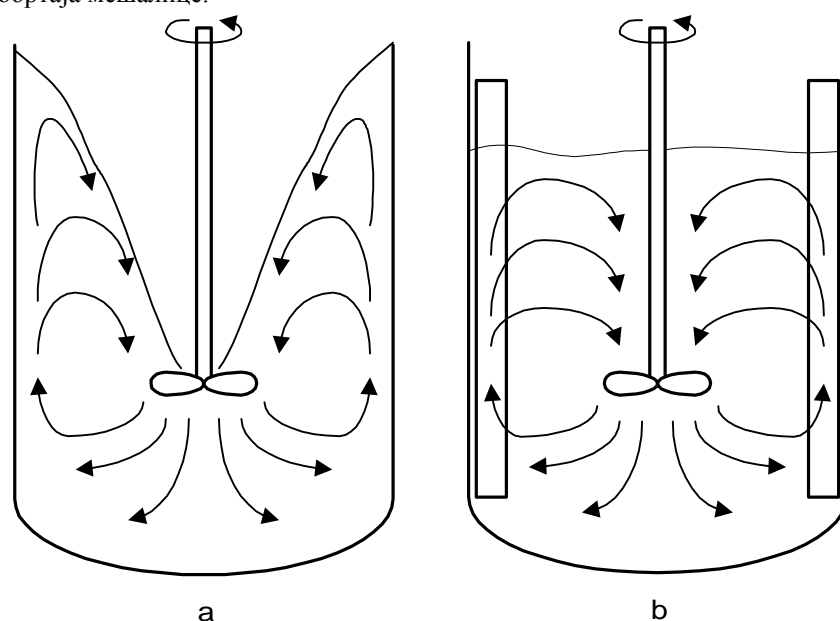
Слика 10.8 Рамска (а) и хеликоидна (б) мешалица

### 10.3.1 Струјање флуида у посудама са мешалицама

Ако је број обртаја мешалице мали, онда ће ниво течности при раду мешалице бити приближно једнак са нивоом у стању мировања, а опструјавање мешалице ламинарно. При повећању броја обртаја ће се у једном тренутку појавити турбулентно струјање за које је карактеристична интензивна циркулација течности и ниво течности неће бити као при мировању течности или при малом броју обртаја. Према Ш10.4Ћ ова појава се јавља при Рејнолдсовом броју мешања  $Re_m = 10 \div 20$  зависно од типа мешалице (Рејнолдсов број мешања је дефинисан једначином (10.13)). У том случају ниво течности опада од зида резервоарског простора ка вратилу, односно ниво течности заузима (приближно) коничан облик. При великим бројевима обртаја ниво течности у осци вратила ће бити у равни мешалице (слика 10.9). Када се то деси, гас који изнад течности продире у течност која се меша, што негативно утиче на ефекте мешања као и на размену топлоте. Додатни проблем лежи у чињеници да може доћи до преливања течности преко горње ивице посуде. Наравно, овакав рад није пожељан. Такође, овакво стање у самој посуди са мешалицом (са аспекта коришћења критеријалних једначина које су добијене испитивањима на моделима) не може са довољном сигурношћу пресликати на стварни објекат. То значи да се не могу довољно поуздано предвидети коефицијент прелазе топлоте, снага потребна за погон мешалице, као и ефекти мешања Ш10.10Ћ.



Овај проблем се може избећи постављањем одбојних летви у посуду са мешалицом. Одбојних летви треба да има најмање три, а најчешће се у посуду постављају четири одбојне летве ширине  $(1/12 \div 1/10) \cdot D_u$ . Висина летви је приближно једнака висини течности у суду. У неким случајевима се одбојне летве одмичу од зида резервоара, и овај зазор износи до  $1/6$  ширине летве. Јасно је да је снага потребна за погон мешалице већа код посуда са одбојним летвама при истом броју обртаја мешалице.



Слика 10.9 Струјање течности у посудама без одбојних летви (а) и са одбојним летвама (б)

Сматра се да се развијено турбулентно кретање у систему са одбојним летвама достиже при  $Re_m > 10000$  Ш10.10Ћ.

#### 10.4 ПРЕЛАЗ ТОПЛОТЕ КОД ШАРЖНИХ РАЗМЕЊИВАЧА ТОПЛОТЕ

С обзиром на велики број могућих типова површине за размену топлоте у овом одецку ће, детаљније, бити размотрени случајеви прелаза топлоте при једнофазном струјању флуида кроз цевне змије, прелаз топлоте при природној конвекцији у великим запреминама и прелаз топлоте у великој запремини при мешању радног флуида помоћу мешалице.

Прелаз топлоте са стране паре која се кондензује између два омотача дупликатора се прорачунава помоћу теорије филмске кондензације, која је описана у одецку 6.3.

#### 10.4.1 Прелаз топлоте при струјању флуида кроз цевне змије

При струјању флуида кроз цевну змију прелаз топлоте је интензивнији него што је то случај при струјању кроз праву цев, што се објашњава појавом вртлога у флуидној струји. Такође се може констатовати да услед исте појаве и прелаз између ламинарног и турбулентног струјања не зависи само од Рејнолдсовог броја већ и од геометријских карактеристика цевне змије. Према Ш10.15Ћ прелаз између ламинарног и турбулентног режима је при

$$\text{Re}_{lt} = 2300 \cdot \left[ 1 + 8,6 \cdot \left( \frac{d_u}{d_{cz}} \right)^{0,45} \right] \quad (10.1)$$

док се према Ш10.14Ћ ова појава дешава при

$$\text{Re}_{lt} = 20 \cdot 10^3 \left( \frac{d_u}{d_{cz}} \right)^{0,32} \quad (10.2)$$

Коефицијент прелаза се прорачунава (термофизичка својства флуида се узимају за средњу температуру флуида, осим ако није другачије наведено) према једначини

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_u} \quad (10.3)$$

где су:

- $\alpha$ , W/(m<sup>2</sup> · K), коефицијент прелаза топлоте;
- Nu, Нуселтов број;
- $\lambda$ , W/(m · K), топлотна проводност флуида.

Нуселтов број се може израчунати помоћу следећих једначина Ш10.15Ћ, Ш10.12Ћ:

- у области  $\text{Re} = 100 \div \text{Re}_{lt}$

$$\text{Nu} = \left\{ 3,65 + 0,08 \cdot \left[ 1 + 0,8 \cdot \left( \frac{d_u}{d_{cz}} \right)^{0,9} \right] \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \text{Re}^{0,5+0,29 \cdot \left( \frac{d_u}{d_{cz}} \right)^{0,194}} \right\} \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_z} \right)^{0,14} \quad (10.4)$$

- у области  $\text{Re} > 22 \cdot 10^3$

$$\text{Nu} = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{d_u}{L_{cz}} \right)^{2/3} \right] \cdot \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_z} \right)^{0,14} \quad (10.5)$$

при чему се коефицијент отпора трења прорачунава помоћу једначине (10.16).

Рејнолдсов број и Прантлови бројеви у једначинама (10.4) и (10.5) се израчунавају на следећи начин:

- Re, Рејнолдсов број

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_u \cdot \rho}{\mu} \quad (10.6)$$

- $w$ , m/s, средња брзина струјања флуида кроз цевну змију
- $\rho$ , kg/m<sup>3</sup>, густина флуида
- $\mu$ , Pa · s, динамичка вискозност флуида
- $\text{Pr}$ , Прантлов број

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (10.7)$$

- $c_p$ , J/(kg · K), специфични топлотни капацитет флуида
- $\text{Pr}_z$ , Прантлов број на температури зида

У области  $\text{Re} = \text{Re}_H \div 22 \cdot 10^3$  врши се линеарна интерполација коришћењем израза

$$\text{Nu} = \eta \cdot \text{Nu}[\text{prema}(10.4) \text{ za } \text{Re}_H] + (1 - \eta) \cdot \text{Nu}[\text{prema}(10.5) \text{ za } \text{Re} = 22 \cdot 10^3] \quad (10.8)$$

где је

$$\eta = \frac{22 \cdot 10^3 - \text{Re}}{22 \cdot 10^3 - \text{Re}_H} \quad (10.9)$$

#### 10.4.2 Прелаз топлоте при природној конвекцији у великој запремини

Уколико се са стране радне материје у резервоарском простору одвија природна конвекција, коефицијент прелаза топлоте се може одредити помоћу једначине Ш10.11Н

$$\text{Nu} = \left\{ \sqrt{\text{Nu}_0} + \left\{ \frac{\text{Gr} \cdot \text{Pr}}{300} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{0,5}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \right\}^{1/6} \right\}^2 \quad (10.10)$$

где су:

- $\text{Gr}$ , Грасхофов број

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot L^3 \cdot \rho^2 \cdot \beta \cdot (t_z - t)}{\mu^2} \quad (10.11)$$

- $g$ , m/s<sup>2</sup>, убрзање силе теже;
- $\beta$ , K<sup>-1</sup>, коефицијент запреминског ширења флуида.

За примену једначине (10.10) потребно је термофизичка својства узети на температури  $(t_z + t)/2$ , где су:

- $t_z$ , °C, температура површине преко које се размењује топлота;
- $t$ , °C, температура основне масе радног флуида у резервоарском простору.

Карактеристичне геометријске величине за једначину (10.10) су дате у табели 10.1, у којој се могу наћи и граничне вредности Нуселтовог броја ( $Nu_0$ ). Област примене једначине (10.10) је  $Gr \cdot Pr = 10^{-4} \div 4 \cdot 10^{14}$  и  $Pr = 0,022 \div 7640$ .

**Табела 10.1** Карактеристични параметри за једначину (10.10)

Облик површине	$Nu_0$	$L$
Вертикални зид	0,67	висина зида
Хоризонтални цилиндар	0,36	пречник цилиндра
Сфера	2,00	пречник сфере

#### 10.4.3 Прелаз топлоте у посудама са мешалицом

У општем случају се прелаз топлоте у посудама са мешалицом дефинише помоћу критеријалне једначине облика Ш10.4Ћ

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = a \cdot Re_m^b \cdot Pr^c \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_z} \right)^d \quad (10.12)$$

где су:

- $L, m$ , карактеристична геометријска величина која је једнака  $D_u$  за параметре дате у табели 10.2;
- $a, b, c, d$ , параметри из табеле 10.2 из Ш10.4Ћ;
- $Re_m$ , Рејнолдсов број мешања

$$Re_m = \frac{n \cdot d_m^2 \cdot \rho}{\mu} \quad (10.13)$$

- $n, s^{-1}$ , број обртаја мешалице.

#### 10.5 ПАД ПРИТИСКА ФЛУИДА ПРИ ЈЕДНОФАЗНОМ СТРУЈАЊУ ФЛУИДА КРОЗ ЦЕВНУ ЗМИЈУ

Пад притиска услед трења се израчунава коришћењем израза

$$\Delta p_{tr} = \xi \cdot \frac{L_{cz}}{d_u} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \quad (10.14)$$

Као што је речено при једнофазном струјању флуида кроз цевну змију струјна слика је сложенија него у случају струјања кроз праву цев, услед вртложења флуидне струје, па се на основу прегледа стручне литературе могу препоручити следеће једначине за прорачун коефицијента отпора струјању Ш10.13Ћ:

- у области  $1 < De < De_{lt}$

$$\xi = \frac{64}{Re} \cdot \left\{ 1 + 0,033 \cdot [\log(De)]^4 \right\}$$

(10.15)

- за  $Re = Re_{lt} \div 10^5$

$$\xi = \frac{0,316}{Re^{0,25}} + 0,03 \cdot \sqrt{\frac{d_u}{d_{cz}}}$$

(10.16)

**Табела 10.2** Карактеристични параметри за једначину (10.12)

Тип мешалице	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	$Re_m$
Пропелерска	0,54	2/3	1/3	0,14	$2 \cdot 10^3$
Турбинска – слика 10.7.б	0,54	2/3	1/3	0,14	$40 \div 3 \cdot 10^5$
Турбинска – слика 10.7.г	0,53	2/3	1/3	0,24	$80 \div 200$
Турбинска – слика 10.7.а	0,36	2/3	1/3	0,21	$30 \div 3 \cdot 10^5$
Турбинска (слика 10.7.а) у апарату са цевном змијом	0,87	0,62	1/3	0,14	$300 \div 4 \cdot 10^5$
Рамска	1,0	1/2	1/3	0,18	$10 \div 300$
Рамска	0,36	2/3	1/3	0,18	$300 \div 4 \cdot 10^4$
Хеликоидна	0,633	1/2	1/3	0,18	$8 \div 100 \cdot 10^3$

где је  $De$  Динов број, који се дефинише помоћу Рејнолдсовог броја према једначини

$$De = Re \cdot \sqrt{\frac{d_u}{d_{cz} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{s_{cz}}{\pi \cdot d_{cz}} \right)^2 \right]}}$$

(10.17)

При израчунавању  $De_{lt}$  користи се израз (10.17) за  $Re = Re_{lt}$ .

## 10.6 СНАГА ЗА ПОГОН МЕШАЛИЦА

При избору мешалице битну улогу игра поред квалитета процеса мешања и снага за погон мешалице ( $N_m$ ,  $W$ ).

Генерално, снага мешалице зависи од типа, димензија и броја обртаја мешалице, пречника апарата, својстава и висине радног флуида у апарату, начина постављања мешалице (вертикално, под углом, у оси апарата, итд.), као и од низа других параметара. С обзиром да је проблематика везана за прорачун снаге мешалице детаљно проучена, у литератури се могу наћи различите једначине за прорачун снаге. Поред овога, за прорачун снаге мешалице се често користе и дијаграми, као онај на слици 10.10, који је добијен на основу података из Ш10.4Ћ, Ш10.6Ћ, Ш10.7Ћ, Ш10.9Ћ. Напомене везане за појединачне криве на дијаграму су дате у табели 10.3.

Ојлеров број за мешање (бездимензиони критеријум снаге мешања) се дефинише на следећи начин

$$Eu_m = \frac{N_m}{D_u^5 \cdot n^3 \cdot \rho}$$

(10.18)

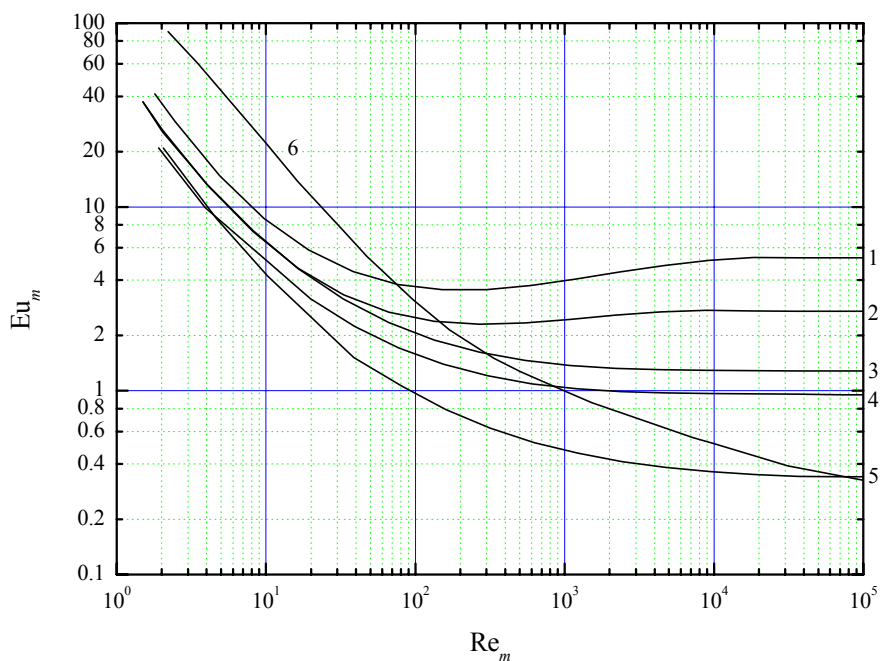
Ако је висина стуба течности у апарату ( $H_l, m$ ) већа од пречника апарата потребно је Ојлеров број прочитан са дијаграма помножити корекционим фактором

$$K_H = \sqrt{\frac{H_l}{D_u}}$$

(10.19)

а ако се у апарату налази потопљена цевна змија Ојлеров број прочитан са дијаграма се удвостручује Ш10.6Ћ.

Потребна снага електромотора је већа од ефективне (прорачунске) снаге мешалице, због трења које се јавља у систему погонске групе.



Слика 10.10 Снага за погон мешалица

Табела 10.3 Типови мешалица за криве са слике 10.10

Крива	Тип	Одбојне летве
1	Турбинска са 6 лопатица (слика 10.7.в), $d_m / b_m = 5$	4 ширине $D_u / 12$

2	Турбинска са 6 пераја, (слика 10.7.а), $d_m / b_m = 8$	4 ширине $D_u / 12$
3	Турбинска са 4 лопатице под углом од $45^\circ$ , (слика 10.7.г), $d_m / b_m = 8$	4 ширине $D_u / 12$
4	Пропелерска, корак $2 \cdot d_m$	4 ширине $D_u / 10$
5	Пропелерска, корак $d_m$	4 ширине $D_u / 10$
6	Рамска, $D_u / d_m = 1,15$	-

**Ознаке**

$b_m, \text{m}$ ,	ширина лопатице
$c_p, \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ,	специфични топлотни капацитет флуида при сталном притиску
$d, \text{m}$ ,	пречник
$De$ ,	Динов број
$D_u, \text{m}$ ,	унутрашњи пречник апарата
$Eu$ ,	Ојлеров број
$g, \text{m}/\text{s}^2$ ,	убрзање силе теже
$Gr$ ,	Грасхофов број
$H, \text{m}$ ,	висина
$H_l, \text{m}$ ,	висина течности у апарату
$L, \text{m}$ ,	дужина
$n, \text{s}^{-1}$ ,	број обртаја
$N_m, \text{W}$	снага мешалице
$Nu$ ,	Нуселтов број
$Pr$ ,	Прантлов број
$Re$ ,	Рејнолдсов број
$s, \text{m}$ ,	корак
$t, ^\circ\text{C}$ ,	температура
$w, \text{m}/\text{s}$ ,	брзина
$\alpha, \text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,	коэффициент прелаза топлоте
$\beta, \text{K}^{-1}$ ,	коэффициент запреминског ширења флуида
$\Delta p_{tr}, \text{Pa}$ ,	пад притиска услед трења
$\lambda, \text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ,	топлотна проводност
$\mu, \text{Pa} \cdot \text{s}$ ,	динамичка вискозност
$\pi$ ,	однос обима и пречника кружнице
$\rho, \text{kg}/\text{m}^3$ ,	густина флуида
$\xi$ ,	коэффициент отпора трења

**Индекси**

<i>цз</i> ,	цевна змија
<i>лт</i> ,	граница ламинарног и турбулентног струјања
<i>м</i> ,	мешалица
<i>с</i> ,	сподашње
<i>у</i> ,	унутрашње
<i>з</i> ,	зид

**Литература за поглавје 10**

- 10.1 Бакластов, А. М.: Промушленнеу тепломасообменнеу процесу и установки, Хнергоатомиздат, Москва, 1986.
- 10.2 Јаћимовић, Б., Обрадовић, Д., Никшић, М.: Основни принципи и трендови у биотехнологији И-ИИИ, Процесна техника, 2, 3 и 4, 1988.
- 10.3 ЈУС М.Е2.254:1991 Југословенски завод за стандардизацију, Београд
- 10.4 Перру, Р. Х., Грeен, Д.: Перру'с Цхемицал Енџинеерс' Хандбоок, МцГрањ-Хилл, Нењ Ѕорк, 1997.
- 10.5 Плановскиј, А. Н., Николаев, П. И.: Процесу и апарату хемическој и нефтехемическој технологији, Хемич, Москва, 1972.
- 10.6 Лађинскиј, А. А., Толчинскиј, А. Р.: Основу конструированиј и расчета хемическој апаратуру, Машиностроение, Ленинград, 1970.
- 10.7 Батес, Р. Л., Фонду, П. Л., Цорпстеин, Р. Р., Инд. Енџ. Цхеми. Процес Дес. Дев., вол. 2, 1963.
- 10.8 Боџринов, А. И., Кафаров, В. В.: Методу оптимизацији в хемическој технологији, Хемич, Москва, 1975.
- 10.9 Русхтон, Цостицх, Еверетт, Цхеми. Енџ. Прог., вол. 46, 1950.
- 10.10 Треубал, Р. Е.: Масс-Трансфер Оператионс, МцГрањ-Хилл, Нењ Ѕорк, Токуо, 1981.
- 10.11 Цхурцхилл, С. W., Цхурцхилл, Р. У., А Цомпрехенсиве Цоррелатинг Екуатион фор Хеат анд Цомпонент Трансфер бу Фрее Цонвектион, АИЦхе Јоурнал, вол. 21, 1975.
- 10.12 Гниелински, В.: Проц. 8тх Инт. Хеат Трансф. Цонф. Сан Францисцо, вол. 6, Хемиспхере, Васхингтон, 1986.
- 10.13 Мисхра, П., Гупта, С. Н.: Моментум трансфер ин цурвед пипес 1. Нењтониан Флуидс; 2. Нон-Нењтониан Флуидс, Инд. Енџ. Цхеми. Процес Дес. Дев., вол. 18, 1979.
- 10.14 Ито, Х.: Фриктион фацторс фор турбулент флоњ ин цурвед пипес. Транс. Амер. Соц. Мецх. Енџ., Ј. Басиц Енџ. Д81, 1959.
- 10.15 Сцхмидт, Е. Ф.: Вармеуберганг анд Друцкверлуст ин Рохрсцхланген, Цхе. Инџ. Тецх., вол. 39, 1967.
- 10.16 Синнотт, Р. К.: Цхемицал Енџинееринг Волуме 6: Цхемицал Енџинееринг Десигн, Буттерџортх-Хеинеманн, 1999.
- 10.17 Ито, Х.: Фриктионал фацторс фор турбулент флоњ ин цурвед пипес, АСМЕ Ј. Басиц Енџ., вол. 81, 1959.
- 10.18 Сринивансан, П. С., Нандапуркар, С. С., Холланд, Ф. А.: Прессуре дроп анд хеат трансфер ин цоилс, Тхе Цхеми. Енџ., 1968.



