

Курсове проектування



Процеси і апарати харчових виробництв

Міністерство освіти і науки,
молоді та спорту України

Національний університет
харчових технологій

Процеси і апарати харчових виробництв

За редакцією професора
І.Ф. Малежика

*Рекомендовано Міністерством освіти
і науки, молоді та спорту України
як навчальний посібник
для студентів вищих навчальних
закладів, які навчаються
за напрямом підготовки
«Харчові технології та інженерія»*

УДК 664(075.8)

*Гриф надано Міністерством освіти
і науки, молоді та спорту України
(лист № 1/11-8094 від 29.08.11 р.)*

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. **С.М. Василенко** (Український науково-дослідний інститут цукрової промисловості); д-р техн. наук, проф. **Л.М. Хомічак** (Національний університет біоресурсів і природокористування України)

Процеси і апарати харчових виробництв. Курсове проектування: Навч. посіб. / За ред. проф. І.Ф. Малежика. — К.: НУХТ, 2012. — 543 с.

ISBN 978-966-612-115-1

Викладено основи проектних розрахунків апаратів і установок для проведення типових процесів харчових виробництв. Розглянуто загальні види та вузли типової апаратури. Наведено приклади розрахунків апаратів і установок. У додатках подано необхідні довідкові таблиці.

Для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом підготовки «Харчові технології та інженерія». Може бути корисним для інженерно-технічних працівників харчової і суміжних галузей промисловості.

УДК 664(075.8)

ISBN 978-966-612-115-1

© І.Ф. Малежик, О.С. Марценюк,
Л.М. Мельник, В.Г. Мирончук,
В.М. Таран, О.Ю. Шевченко,
П.М. Немирович, В.Л. Яровий,
В.С. Бодров, В.Л. Зав'ялов,
М.М. Жеплінська, Л.В. Зоткіна,
А.В. Копиленко, Т.Г. Мисюра,
Н.В. Попова, В.І. Теличкун,
О.В. Точкова, 2012
© НУХТ, 2012

*Присвячується пам'яті
видатного вченого
і нашого вчителя професора
Всеволода Миколайовича
Стабнікова*

ПЕРЕДМОВА

На сучасних підприємствах харчової промисловості відбуваються складні технологічні процеси із застосуванням різноманітної апаратури. Щоб керувати цими процесами й апаратами, потрібні глибокі знання методів розрахунку технологічних процесів і обладнання. Визначальна роль у цьому належить курсу «Процеси і апарати харчових виробництв», який ґрунтується на фундаментальних законах природничих наук і становить теоретичну базу харчових технологій. У зазначеному курсі розглядається фізична суть основних технологічних процесів, будова й розрахунок апаратів та їх оптимальна експлуатація для зниження собівартості виробництва, поліпшення якості харчових продуктів і створення безпечних умов праці.

Курсовий проект з процесів і апаратів харчових виробництв є завершальним етапом вивчення дисципліни. Під час виконання курсового проекту студенти вперше набувають навички самостійної інженерної роботи з розрахунків харчової апаратури й графічного оформлення об'єктів проектування, ознайомлюються з чинною нормативно-технологічною документацією, довідковою літературою, вибирають апаратуру і наводять техніко-економічне обґрунтування.

Навчальний посібник охоплює всі основні процеси харчової промисловості. Кожний розділ висвітлює: загальні відомості про процес; методику розрахунку; приклади розрахунку апаратів; графічну частину (загальний вигляд апарата з перерізами і вузлами, апаратурно-технологічну схему); необхідні довідкові таблиці.

В останньому розділі наведено рекомендації зі змісту й оформлення пояснювальної записки і графічної частини проекту.

Навчальний посібник є колективною працею викладачів Національного університету харчових технологій: передмову і розд. 1 написав д-р техн. наук, проф. І.Ф. Малежик, розд. 2 — канд. техн. наук, доц. Л.В. Зоткіна, розд. 3 — канд. техн. наук, проф. П.М. Немирович, розд. 4 — канд. техн. наук, доц. О.В. Точкова, розд. 5 — канд. техн. наук, проф. В.Л. Зав'ялов і канд. техн. наук, доц. Т.Г. Мисюра, розд. 6 — д-р техн. наук, проф. І.Ф. Малежик і канд. техн. наук, проф. В.С. Бодров, розд. 7 — канд. техн. наук, проф. П.М. Немирович і канд. техн. наук, доц. М.М. Жеплінська, розд. 8 — д-р техн. наук, проф. О.С. Марценюк і канд. техн. наук, проф. П.М. Немирович, розд. 9 — д-р техн. наук, проф. В.М. Таран, розд. 10 — канд. техн. наук, доц. А.В. Копиленко і канд. техн. наук, доц. Т.Г. Мисюра,

розд. 11 — д-р техн. наук, проф. О.С. Марценюк, розд. 12 — д-р техн. наук, проф. Л.М. Мельник, розд. 13 — канд. техн. наук, проф. В.Л. Зав'ялов, канд. техн. наук, доц. Л.В. Зоткіна і канд. техн. наук, доц. Н.В. Попова, розд. 14 і 16 — д-р техн. наук, проф. В.Г. Мирончук, розд. 15 — канд. техн. наук, доц. В.І. Теличкун, розд. 17 — канд. техн. наук, проф. В.Л. Яровий, розд. 18 — д-р техн. наук, проф. І.Ф. Малежик, д-р техн. наук, проф. О.Ю. Шевченко і канд. техн. наук, проф. П.М. Немирович.

1.1. РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНОГО ДІАМЕТРА ТРУБОПРОВОДІВ

Внутрішній діаметр трубопроводу круглого перерізу розраховують за рівнянням

$$Q = wF = \frac{w\pi d^2}{4}. \quad (1.1)$$

Звідси знаходять значення діаметра

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w}}, \quad (1.2)$$

де Q — об'ємна витрата, м³/с; w — швидкість, м/с; F — площа поперечного перерізу потоку, м²; d — діаметр, м.

Для газів внутрішній діаметр визначають через масову витрату

$$d = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho w}}, \quad (1.3)$$

де G — масова витрата, кг/с; ρ — густина, кг/м³.

Витрата рідини або газу (пари) зазвичай відома, тому для визначення діаметра трубопроводу потрібно знати швидкість руху середовища. Зі збільшенням швидкості діаметр трубопроводу зменшується, внаслідок чого знижується вартість трубопроводу, його монтажу і ремонту. Проте у цьому разі зростають витрати енергії на переміщення рідини і газу.

Оптимальний діаметр трубопроводу, за якого сумарні витрати на переміщення рідини і газу мінімальні, визначають за техніко-економічними розрахунками. Значення швидкостей w , м/с, за яких діаметр трубопроводу наближається до оптимального, становлять: для малов'язких рідин у нагнітальних трубопроводах у разі подачі насосами 1...3, а у разі руху самопливом — 0,2...1,0 (для в'язких рідин 0,1...0,5); у всмоктувальних трубопроводах при перекачуванні насосами — 0,8...2,0; для газів за природної тяги — 2...4, за незначного тиску (від вентиляторів) — 4...15, за великого тиску понад 10⁴ Па (від компресорів) — 15...25; для перегрітої пари — 30...50, для насиченої пари за абсолютного тиску понад 10⁵ Па — 15...25, за (1,0...0,5)10⁵ Па — 20...40, за (0,5...0,2)10⁵ Па — 40...60.

Після визначення діаметра трубопроводу слід вибрати матеріал трубопроводу залежно від властивостей транспортованого середовища і взяти

найближчий стандартний діаметр трубопроводу. В технологічних трубопроводах рекомендується застосовувати труби і арматуру з такими умовними проходами, мм: 3; 5; 10; 15; 20; 25; 32; 40; 50; 65; 80; 100; 125; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 500.

1.2. РОЗРАХУНОК ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТРУБОПРОВІДІВ

Гідравлічний опір розраховують для визначення витрат енергії на переміщення рідин і газів та вибору насосів і газодувних машин.

Гідравлічний опір під час руху рідин і газів трубопроводом складається із опору тертя об стінки і місцевих опорів, які виникають за зміни напрямку і швидкості потоку.

Сумарні втрати напору h_b або тиску Δp_b на подолання опору тертя і місцевих опорів (вентилів, трійників, переходів, засувки тощо) в трубопроводах визначають за формулами

$$h_b = \left(\lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi \right) \frac{w^2}{2g}; \quad (1.4)$$

$$\Delta p_b = \left(\lambda \frac{l}{d_e} + \sum \xi \right) \frac{w^2 \rho}{2}, \quad (1.5)$$

де λ — коефіцієнт гідравлічного опору (коефіцієнт тертя); l — довжина трубопроводу, м; d_e — еквівалентний діаметр трубопроводу, м; $\sum \xi$ — сума коефіцієнтів місцевих опорів; ρ — густина рідини або газу, кг/м³.

Еквівалентний діаметр трубопроводу, м,

$$d_e = \frac{4F}{\Pi}, \quad (1.6)$$

де Π — змочуваний потоком периметр, м.

Формули для розрахунку коефіцієнта тертя λ залежать від режиму руху і шорсткості трубопроводу.

За ламінарного руху ($Re < 2300$)

$$\lambda = \frac{B}{Re}, \quad (1.7)$$

де $Re = \frac{wd_e \rho}{\mu}$ — число Рейнольдса; μ — коефіцієнт динамічної в'язкості,

Па·с; B — коефіцієнт, який залежить від форми перерізу трубопроводу (для круга $B = 64$; для квадрата $B = 57$; для кільця $B = 96$; для прямокутника заввишки a і завширшки b при $b \gg a$ $B = 96$, при $b/a = 2$ $B = 62$ та ін.).

За турбулентного режиму розрізняють три зони, для яких коефіцієнт λ розраховують за такими формулами:

$$1) \text{ для гідравлічно гладеньких труб } \left(2300 < Re < \frac{20}{\Delta} \right)$$

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25}, \quad (1.8)$$

де $\bar{\Delta} = \Delta/d_e$ — відносна шорсткість труби; Δ — абсолютна шорсткість труби (середня висота виступів на внутрішній поверхні труби).

Орієнтовні значення абсолютної шорсткості труб Δ , мм, наведено нижче:

Труби сталеві нові	0,06...0,1
Труби сталеві, які використовувались, із незначною корозією	0,1...0,2
Труби сталеві старі, забруднені	0,5...2,0
Труби чавунні нові, керамічні	0,25...1,0
Труби чавунні водопровідні, старі	1,4
Труби алюмінієві, гладенькі	0,015...0,06
Труби із латуні, міді, свинцю чисті суцільнотягнені, скляні	0,0015...0,01
Паропроводи для насиченої пари	0,2
Повітропроводи від поршневих компресорів і турбокомпресорів	0,8

2) для гідравлічно шорстких труб, коли λ залежить як від режиму руху, так і від відносної шорсткості $\left(\frac{20}{\bar{\Delta}} < Re < \frac{500}{\bar{\Delta}}\right)$,

$$\lambda = 0,11 \left(\bar{\Delta} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (1.9)$$

3) для автомодельного діапазону значень $Re \left(Re > \frac{500}{\bar{\Delta}} \right)$

$$\lambda = 0,11(\bar{\Delta})^{0,25}. \quad (1.10)$$

Значення коефіцієнтів місцевих опорів ξ залежать від типу місцевого опору і режиму руху рідини. Найпоширеніші типи місцевих опорів і відповідні значення коефіцієнтів ξ наведено нижче:

Вхід у трубу з гострою кромкою	0,5
Вхід у трубу із закругленою кромкою	0,2
Вихід із труби	1,0

Коліно з кутом 90° :

Труба d , мм	12,5	25	37	50 і більше
ξ	2,2	2	1,6	1,1

Вентиль нормальний за повного відкривання:

Труба d , мм	13	20	40	80	100	150	200	250	350
ξ	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	4,4	4,7	5,1	5,5

Засувка:

Труба d , мм	15...100	175...200	300 і більше
ξ	0,5	0,25	0,15

1.3. РОЗРАХУНОК НАСОСІВ І ГАЗОДУВНИХ МАШИН

Насоси. У харчовій промисловості застосовують такі основні типи насосів: лопатеві (відцентрові, вихрові, осьові); об'ємні (поршнєві, роторні). Розрахунок насосів передбачає визначення необхідного напору і потужності

двигуна при заданій витраті (подачі) рідини, вибір насоса конкретного типу з урахуванням властивостей рідини.

Корисна потужність, потрібна для переміщення рідини, кВт,

$$N_k = \frac{Q \rho g H}{1000}, \quad (1.11)$$

де Q — об'ємна витрата, м³/с; ρ — густина, кг/м³; g — прискорення вільного падіння, м/с²; H — напір насоса, м.

Напір визначають за формулою

$$H = H_r + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + h_v, \quad (1.12)$$

де H_r — геометрична висота підняття рідини, м; p_1 — тиск у резервуарі чи апараті, з якого перекачується рідина, Па; p_2 — тиск у резервуарі (апараті), в який подається рідина, Па; h_v — втрати напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, м.

Потужність на валу електродвигуна за усталеного режиму роботи, кВт,

$$N = \frac{N_k}{\eta_n \eta_{\Pi}}, \quad (1.13)$$

де η_n , η_{Π} — коефіцієнти корисної дії відповідно насоса і передачі від електродвигуна до насоса.

Коефіцієнт корисної дії (ККД) насоса

$$\eta_n = \eta_o \eta_r \eta_m, \quad (1.14)$$

де η_o — об'ємний ККД, який ураховує перетікання рідини із зони високого тиску в зону малого тиску (за нормальних умов $\eta_o = 0,85 \dots 0,98$); η_r — гідравлічний ККД, який ураховує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів усередині насоса (для сучасних насосів $\eta_r = 0,8 \dots 0,96$); η_m — механічний ККД, який ураховує втрати енергії на подолання тертя в підшипниках і ущільненнях вала, а також на гідравлічне тертя неробочих поверхо́нь коліс відцентрових насосів ($\eta_m = 0,85 \dots 0,96$).

Якщо загальний ККД насоса η_n визначити не можна, то слід керуватися такими приблизними його значеннями: для відцентрових насосів малої і середньої подачі $\eta_n = 0,4 \dots 0,7$, а для великої подачі $\eta_n = 0,7 \dots 0,9$; для поршневих насосів $\eta_n = 0,65 \dots 0,85$; для осьових насосів $\eta_n = 0,7 \dots 0,9$.

Коефіцієнт корисної дії передачі залежить від способу передачі зусилля. У відцентрових і осьових насосах вал електродвигуна безпосередньо з'єднується з валом насоса. У цьому разі $\eta_n \cong 1$. У поршневих насосах найчастіше використовують зубчасту передачу, для якої $\eta_n = 0,93 \dots 0,98$.

Знаючи Q , H і N , за табл. 1.1 — 1.4 або за каталогами вибираємо насос з урахуванням властивостей рідини, що перекачується. При цьому вибраний насос повинен мати найближчі більші відносно розрахованих значення подачі, напору і номінальної потужності електродвигуна.

Для подачі води та інших малов'язких неагресивних рідин за температури до 105 °С на підприємствах харчової промисловості застосовують насоси типу К. Це горизонтальні, одноступінчасті, відцентрові, консольного типу насоси із закритим робочим колесом одностороннього входу.

Насосні заводи випускають насоси типу К багатьох типорозмірів для подачі від 8 до 290 м³/год за напору від 17 до 87 м (табл. 1.1). Насоси типу К випускають також у фланцевому з'єднанні з електродвигуном. У цьому разі їх називають моноблокнусосами типу КМ.

Таблиця 1.1. Технічна характеристика насосів типу К

Марка	Подача насоса Q , м ³ /год	Напір насоса H , м	Частота обертання насоса n , об/хв	Потужність електродвигуна N , кВт	ККД насоса η_n , %	Допустима висота всмоктування, м
К 8/18	8	18	2900	1,5	53	6
К 20/18	20	18	2900	2,2	65	6
К 20/30	20	30	2900	4,0	62	6
К 45/30	45	30	2900	7,5	69	6
К 45/55	45	55	2900	14,0	63	6
К 90/20	90	20	2900	7,5	78	6
К 90/35	90	35	2900	15,0	75	6
К 90/55	90	55	2900	28,0	73	5
К 90/85	90	85	2900	55,0	65	5
К 160/20	160	20	1450	14,0	81	6
К 160/30	160	30	1450	15,0	79	6
К 290/18	290	18	1450	22,0	83	6
К 290/30	290	30	1450	37,0	80	6

Для перекачування харчових суспензій, соків, сиропів та інших рідин, які можуть відкладати тверді частинки в міжлопатевих просторах робочого колеса, застосовують насоси типу СВТ (сокові відкритого типу) (табл. 1.2).

Таблиця 1.2. Технічна характеристика насосів типу СВТ за частоти обертання $n = 1450$ об/хв

Марка	Подача насоса Q , м ³ /год	Напір насоса H , м	Потужність електродвигуна N , кВт	Внутрішній діаметр патрубків, мм	
				вхідного	вихідного
СВТ-30	30	25	11	80	80
СВТ-60	60	46	30	125	100
СВТ-100	100	50	37	125	100
СВТ-150	150	50	55	150	125

Робочі колеса насосів цього типу не мають переднього диска, тому їх легко очищати від забруднення.

В'язкі та густі рідини, а також суспензії із вмістом значної кількості твердих частинок перекачують за допомогою вертикальних одно- і двоциліндрових плунжерних насосів одинарної дії з кульовими клапанами (табл. 1.3).

Таблиця 1.3. Технічна характеристика вертикальних плунжерних насосів

Подача насоса Q , л/год	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня s , мм	Кількість циліндрів	Частота обертання кривошипного вала n , об/хв	Напір насоса H , м	Об'ємний ККД η_v	Потужність насоса N , кВт
2950	100	150	1	60	65	0,70	1,50
5050	120	200	1	50	55	0,75	1,85
7900	150	200	1	50	45	0,74	2,20

Подача насоса Q , л/год	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня s , мм	Кількість циліндрів	Частота обертання кривошипного вала n , об/хв	Напір насоса H , м	Об'ємний ККД η_o	Потужність насоса N , кВт
9450	150	250	1	45	45	0,80	3,00
5900	100	150	2	60	65	0,70	1,85
10 100	120	200	2	50	55	0,75	2,60
15 800	150	200	2	50	45	0,75	3,70
18 200	150	250	2	45	45	0,80	4,50
38 600	200	300	2	40	45	0,85	9,00

Технічні характеристики шестеренчастих насосів, які застосовують у харчовій промисловості, наведено в табл. 1.4. Шестеренчасті насоси широко використовують у молочній промисловості для перекачування незбираного молока і згущених в'язких молочних продуктів.

Таблиця 1.4. Технічна характеристика шестеренчастих насосів

Марка	Подача насоса Q , м ³ /год	Напір насоса H , м	Потужність насоса N , кВт	Частота обертання вала насоса n , об/хв	Частота обертання електро-двигуна n , об/хв	Перекачувана рідина
НШК-18,5	2,3	36	3,0	51	950	Сироп, патоки та інші в'язкі продукти
НШМ-10	10,0	20	2,8	950	950	В'язкі молочні продукти
РЗ-4,5	2,55	33	0,9	1450	1450	Патоки, густі сиропи, начинки та ін.
НУК-10	7...10	20	2,8	92	950	Кисломолочні та інші в'язкі молочні продукти

Розраховуючи витрати енергії на переміщення рідини, потрібно врахувати, що потужність електродвигуна $N_{\text{дв}}$ більша за номінальну внаслідок втрат енергії в самому двигуні:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{н}} / \eta_{\text{дв}}, \quad (1.15)$$

де $\eta_{\text{дв}}$ — ККД електродвигуна, який залежить від номінальної потужності $N_{\text{н}}$:

$N_{\text{н}}$, кВт	0,4...1,0	1...3	3...10	10...30	30...100	100...200	>200
$\eta_{\text{дв}}$	0,70...0,78	0,78...0,83	0,83...0,87	0,87...0,90	0,90...0,92	0,92...0,94	0,94

Двигун до насоса встановлюють із деяким запасом на можливі перевантаження:

$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{дв}}. \quad (1.16)$$

Коефіцієнт запасу потужності β залежить від значення $N_{\text{дв}}$:

$N_{\text{дв}}$, кВт	< 1	1...5	5...50	> 50
β	2,0...1,5	1,5...1,2	1,2...1,15	1,1

Розробляючи технологічну схему, слід пам'ятати, що висота всмоктування $H_{\text{вс}}$ насосів не може перевищувати значення, визначене за формулою

$$H_{\text{вс}} \leq \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_t}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + h_{\text{вс}} + h_3 \right), \quad (1.17)$$

де p_a — атмосферний тиск; p_t — тиск насиченої пари перекачуваної рідини за робочої температури; $w_{\text{вс}}$ — швидкість рідини у всмоктувальному трубопроводі; $h_{\text{вс}}$ — втрата напору у всмоктувальному трубопроводі; h_3 — запас напору, необхідний для запобігання кавітації у відцентрових насосах або відриву поршня від рідини в поршневих насосах.

Для відцентрових насосів

$$h_3 = 0,3(Qn^2)^{\frac{2}{3}}, \quad (1.18)$$

де n — частота обертання вала, с^{-1} .

Для поршневих насосів за наявності повітряного ковпака на всмоктувальній лінії

$$h_3 = 1,2 \frac{l}{g} \frac{f_1}{f_2} \frac{u^2}{r}, \quad (1.19)$$

де l — висота стовпа рідини у всмоктувальному трубопроводі від вільної поверхні рідини у ковпаку, м; f_1, f_2 — площі перерізу відповідно поршня і трубопроводу; u — колова швидкість, м/с; r — радіус кривошипа, м.

Для визначення допустимої висоти всмоктування при перекачуванні води поршневими насосами можна використати дані табл. 1.5.

Таблиця 1.5. Допустима висота всмоктування води для поршневих насосів

$n, \text{с}^{-1}$	$H_{\text{вс}}$ за температури води, °С						
	0	20	30	40	50	60	70
0,834	7,0	6,5	6,0	5,5	4,0	2,5	0
1,00	6,5	6,0	5,5	5,0	3,5	2,0	0
1,50	5,5	5,0	4,5	4,0	2,5	1,0	0
2,00	4,5	4,0	3,5	3,0	1,5	0,5	0
3,00	2,5	2,0	1,5	1,0	0	0	0

Вентилятори. Вентиляторами називають газодувні машини, які використовують для переміщення газів за надлишкового тиску не більше ніж 15 000 Па. За конструкцією вентилятори бувають відцентрові й осьові.

Залежно від тиску, який створюють вентилятори, їх поділяють на три групи: низького тиску — до 1000 Па; середнього — від 1000 до 3000 Па; високого — від 3000 до 15 000 Па. Відцентрові вентилятори належать до всіх трьох груп, а осьові — переважно до групи низького тиску.

Оскільки підвищення тиску у вентиляторах незначне, зміною термодинамічних властивостей газів у них можна знехтувати, і тоді вони відповідають теорії для нестискуваного середовища.

Потужність вентиляторів визначають за формулами (1.11), (1.13), (1.15) і (1.16).

Коефіцієнт запасу потужності β для відцентрових вентиляторів залежить від значення $N_{\text{дв}}$:

$N_{\text{дв}}, \text{кВт}$	< 0,5	0,5...1,0	1...2	2...5	> 50
β	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

Напір, який має створити вентилятор, м,

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{\text{п}} g} + h_{\text{в}}, \quad (1.20)$$

де p_1 — тиск в апараті, з якого вентилятор забирає повітря, Па; p_2 — тиск в апараті, до якого подається повітря, Па; $\rho_{\text{п}}$ — густина повітря, кг/м³; $h_{\text{в}}$ — сумарні втрати напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, м.

Коефіцієнт корисної дії відцентрових вентиляторів становить $\eta_{\text{в}} = 0,6 \dots 0,9$; осьових — $\eta_{\text{в}} = 0,7 \dots 0,9$. У разі безпосереднього з'єднання валів вентилятора й електродвигуна $\eta_{\text{п}} = 1$, при клинопасовій передачі $\eta_{\text{п}} = 0,92$.

Компресори. Компресорами називають машини, призначені для переміщення і стиснення газів до надлишкового тиску понад 0,2 МПа. За принципом дії розрізняють поршневі, відцентрові та ротаційні компресори. Залежно від тиску нагнітання компресори поділяють на три групи: низького ($p = 0,2 \dots 1,0$ МПа), середнього ($p = 1,0 \dots 10,0$ МПа) та високого ($p = 10 \dots 300$ МПа) тиску. Потужність електродвигуна N , кВт, для приведення компресора в дію при стисканні газу визначають за рівнянням

$$N = \frac{V l \rho}{1000 \eta}, \quad (1.21)$$

де V — продуктивність компресора, м³/с; l — робота, що витрачається компресором при стисканні 1 кг газу, Дж/кг; ρ — густина газу, кг/м³; η — загальний ККД компресорної установки.

Робота, що витрачається при стисканні 1 кг газу, Дж/кг:
в одноступінчастому компресорі

$$l = \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]; \quad (1.22)$$

у багатоступінчастому компресорі

$$l = n \frac{m}{m-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{mn}} - 1 \right], \quad (1.23)$$

де $m = 0,85K$ — показник політропи стискання; K — показник адіабатичного стискання; n — кількість ступенів стискання; p_1, p_2 — відповідно початковий і кінцевий тиск газу; v_1 — початковий питомий об'єм газу.

1.4. ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

Завдання: розрахувати і підібрати відцентровий насос для подачі 18 м³/год (0,005 м³/с) води за температури 20 °С із відкритої посудини в апарат, який працює під надлишковим тиском 0,1 МПа.

Вихідні дані: геометрична висота підняття води 15 м; довжина трубопроводу на лінії всмоктування 3 м, на лінії нагнітання 20 м; на лінії всмоктування встановлено один нормальний ventиль, на лінії нагнітання — один нормальний ventиль, а також два коліна під кутом 90°.

Вибір діаметра трубопроводу. Швидкість руху води у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах становить 1,5 м/с. Тоді діаметр трубопроводу за формулою (1.2)

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,065 \text{ м.}$$

Вибираємо сталеву трубу діаметром 76×4 мм.

Уточнюємо швидкість руху води:

$$w = \frac{4Q}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,068^2} = 1,4 \text{ м/с.}$$

Визначення втрат на тертя і місцеві опори. Визначаємо критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{wd\rho}{\mu} = \frac{1,4 \cdot 0,068 \cdot 998}{1,01 \cdot 10^{-3}} = 94\,100,$$

тобто режим руху турбулентний.

Абсолютна шорсткість стінок труб $\Delta = 0,2$ мм. Тоді відносна шорсткість $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d} = \frac{0,2}{68} = 0,00294$.

Після цього знаходимо $\frac{20}{\Delta} = 6800$ і $\frac{500}{\Delta} = 170\,000$.

Отже, $6800 < Re < 170\,000$, тому розрахунок здійснюємо за формулою (1.9)

$$\lambda = 0,11 \left(0,00294 + \frac{68}{94\,100} \right)^{0,25} = 0,027.$$

Визначаємо суму коефіцієнтів місцевих опорів.

Для всмоктувальної лінії:

- вхід у трубу (з гострими краями): $\xi = 0,5$;
 - нормальний вентиль: для $d = 40$ мм $\xi = 4,9$; для $d = 80$ мм $\xi = 4,0$.
- Інтерполяцією для $d = 68$ мм знаходимо $\xi = 4,3$. Тоді

$$\Sigma \xi_{\text{вс}} = 0,5 + 4,3 = 4,8.$$

Для нагнітальної лінії:

- вихід із труби: $\xi = 1$;
- нормальний вентиль: $\xi = 4,3$;
- коліно під кутом 90° : $\xi = 1,1$.

Тоді

$$\Sigma \xi_{\text{н}} = 1 + 4,3 + 2 \cdot 1,1 = 7,5.$$

Визначаємо втрату напору за формулою (1.4) у трубопроводі:

– всмоктувальному

$$h_{\text{в.вс}} = \left(0,027 \frac{3}{0,068} + 4,8 \right) \frac{1,4^2}{2 \cdot 9,81} = 0,6 \text{ м;}$$

– нагнітальному

$$h_{в.н} = \left(0,027 \frac{20}{0,068} + 7,5 \right) \frac{1,4^2}{2 \cdot 9,81} = 1,54 \text{ м.}$$

Загальні втрати напору

$$h_{в} = h_{в.вс} + h_{в.н} = 0,6 + 1,54 = 2,14 \text{ м.}$$

Вибір насоса. Визначаємо напір насоса за формулою (1.12)

$$H = 15 + \frac{0,1 \cdot 10^6}{998 \cdot 9,81} + 2,14 = 27,4 \text{ м.}$$

Корисну потужність насоса розраховуємо за формулою (1.11)

$$N_{к} = \frac{0,005 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 27,4}{1000} = 1,34 \text{ кВт.}$$

Для відцентрових насосів малої і середньої подачі $\eta_n = 1$ і $\eta_n = 0,6$. Тоді потужність на валу двигуна обчислюємо за формулою (1.13)

$$N = \frac{1,34}{0,6 \cdot 1} = 2,23 \text{ кВт.}$$

Визначаємо потужність електродвигуна за формулою (1.15) при $\eta_{дв} = 0,8$

$$N_{дв} = \frac{2,23}{0,8} = 2,79 \text{ кВт.}$$

З урахуванням коефіцієнта запасу потужності $\beta = 1,35$ за формулою (1.16) установлюємо двигун потужністю

$$N_{уст} = 2,79 \cdot 1,35 = 3,77 \text{ кВт.}$$

Відцентровий насос марки К 20/30 (табл. 1.1) має подачу $20 \text{ м}^3/\text{год}$, напір 30 м, ККД 0,62.

Насос обладнаний електродвигуном потужністю 4,0 кВт, частота обертання вала $n = 2900 \text{ об/хв} = 48,3 \text{ с}^{-1}$.

Визначення допустимої висоти всмоктування. Щоб запобігти кавітації у відцентрових насосах, за формулою (1.18) визначаємо запас напору

$$h_3 = 0,3 \left(0,005 \cdot 48,3^2 \right)^{\frac{2}{3}} = 1,56 \text{ м.}$$

За дод. 2 знаходимо, що при 20°C $p_t = 2,34 \cdot 10^3 \text{ Па}$. Атмосферний тиск $p_a = 10^5 \text{ Па}$, а діаметр всмоктувального патрубку дорівнює діаметру трубопроводу. Тоді за формулою (1.17) обчислюємо

$$H_{вс} \leq \frac{10^5}{998 \cdot 9,81} - \left(\frac{2,34 \cdot 10^3}{998 \cdot 9,81} + \frac{1,4^2}{2 \cdot 9,81} + 0,6 + 1,56 \right) = 7,7 \text{ м.}$$

Отже, відцентровий насос можна встановити на висоті до 7,7 м над рівнем води в посудині.

ЗМІСТ

Передмова	3
Розділ 1. Гідравлічні розрахунки	5
1.1. Розрахунок оптимального діаметра трубопроводів	5
1.2. Розрахунок гідравлічного опору трубопроводів	6
1.3. Розрахунок насосів і газодувних машин	7
1.4. Приклад розрахунку відцентрового насоса	12
Розділ 2. Відстійники	15
2.1. Загальні відомості	15
2.2. Методика розрахунку відстійників	16
2.2.1. Розрахунок швидкості осідання	16
2.2.2. Розрахунок продуктивності відстійника	19
2.2.3. Конструктивний розрахунок відстійника	19
2.2.4. Конструктивний розрахунок горизонтального жолобчастого відстійника	20
2.3. Приклад розрахунку відстійника	21
2.4. Завдання на проектування	24
Розділ 3. Фільтри	25
3.1. Загальні відомості	25
3.2. Методика розрахунку фільтрів	25
3.2.1. Особливості розрахунку фільтрів періодичної дії	29
3.2.2. Особливості розрахунку фільтрів безперервної дії	30
3.3. Приклади розрахунків фільтрів	31
3.3.1. Розрахунок рамного фільтрпреса для фільтрування затону в пивоварному виробництві	31
3.3.2. Розрахунок барабанного вакуум-фільтра для промивання кукурудзяного крохмалю в крохмале- патоковому виробництві	36
3.3.3. Розрахунок листового автоматизованого фільтра- згущувача МВЖ-60 для згущення соку 1-ї сатурації в цукробуряковому виробництві	41
3.4. Завдання на проектування	47
Розділ 4. Центрифуги	49
4.1. Загальні відомості	49
4.2. Методика розрахунку центрифуг	52
4.2.1. Методика розрахунку фільтрувальної підвісної центрифуги для цукрової промисловості	55
4.2.2. Методика розрахунку сепаратора для молочної промисловості	57
4.3. Приклади розрахунку центрифуг	60
4.3.1. Приклад розрахунку фільтрувальної підвісної центрифуги для цукрової промисловості	60
4.3.2. Приклад розрахунку сепаратора для молочної промисловості	65
4.4. Завдання на проектування	66

Розділ 5. Мішалки	69
5.1. Загальні відомості	69
5.2. Методика розрахунку мішалок з механічними перемішувальними пристроями	70
5.2.1. Конструкції перемішувальних пристроїв	70
5.2.2. Вибір типу перемішувального пристрою	73
5.2.3. Розрахунок потужності при перемішуванні	75
5.2.4. Розрахунок ефективності перемішування	79
5.2.5. Суспендування і гомогенізація	80
5.2.6. Інтенсифікація теплообміну	80
5.2.7. Інтенсифікація масовіддачі	81
5.3. Приклад розрахунку мішалок	83
5.4. Завдання на проектування	92
Розділ 6. Теплообмінні апарати	95
6.1. Загальні відомості	95
6.2. Методика розрахунку теплообмінників	95
6.2.1. Тепловий розрахунок теплообмінників	96
6.2.1.1. Теплове навантаження теплообмінників	96
6.2.1.2. Середня різниця температур між теплоносіями	96
6.2.1.3. Коефіцієнти теплопередачі і тепловіддачі	98
6.2.2. Конструктивний розрахунок теплообмінників	102
6.2.2.1. Кожухотрубні теплообмінники	102
6.2.2.2. Теплообмінники типу «труба в трубі»	107
6.2.2.3. Змійовикові теплообмінники	109
6.2.2.4. Спиральні теплообмінники	110
6.2.2.5. Пластинчасті теплообмінники	112
6.2.3. Розрахунок теплової ізоляції	113
6.2.4. Гідравлічний розрахунок теплообмінників	114
6.3. Приклади розрахунків теплообмінників	116
6.3.1. Розрахунок кожухотрубного теплообмінника	116
6.3.2. Розрахунок пластинчастого теплообмінника	120
6.3.3. Розрахунок теплообмінника типу «труба в трубі»	127
6.4. Завдання на проектування	134
Розділ 7. Конденсатори	137
7.1. Загальні відомості	137
7.2. Методика розрахунку сухого барометричного конденсатора високого рівня з сегментними полицями	140
7.2.1. Тепловий баланс	140
7.2.2. Діаметр конденсатора	140
7.2.3. Кількість полиць і висота конденсатора	140
7.2.4. Розміри барометричної труби	142
7.2.5. Кількість повітря, що відсмоктується з конденсатора	143
7.2.6. Діаметри патрубків	143
7.3. Приклад розрахунку барометричного конденсатора	143
7.4. Завдання на проектування	153

Розділ 8. Випарні установки	157
8.1. Загальні положення	157
8.2. Методика розрахунку випарних установок	159
8.2.1. Визначення навантаження корпусів багатокорпусних випарних установок	159
8.2.2. Розрахунок коефіцієнтів теплопередачі	165
8.2.3. Розрахунок температурного режиму випарних установок	176
8.2.4. Випарні установки з тепловим насосом	180
8.3. Будова випарних апаратів	182
8.4. Конструктивний розрахунок випарних апаратів	193
8.5. Багатокорпусні випарні установки	195
8.6. Приклади розрахунку випарних установок	201
8.7. Завдання на проектування	225
Розділ 9. Сушильні установки	229
9.1. Загальні відомості	229
9.2. Методика розрахунку конвективних сушарок	230
9.2.1. Розрахунок продуктивності сушарки по сировині й висушеному матеріалу	230
9.2.2. Визначення основних параметрів вологого повітря	231
9.2.3. Розрахунок витрати повітря в сушарці	232
9.2.4. Конструкція і розрахунок основних розмірів сушильної камери	233
9.2.5. Тепловий розрахунок сушильної камери	237
9.2.6. Зображення основних процесів зміни стану повітря під час сушіння в діаграмі $I-x$	243
9.2.7. Розрахунок витрати теплоти в сушильній установці	248
9.2.8. Розрахунок сушильних установок для сушіння матеріалів у розпушеному шарі	249
9.2.9. Розрахунок розпилювальних сушильних установок	253
9.2.10. Розрахунок сушильних установок для сушіння матеріалів у псевдозрідженому (киплячому) шарі	259
9.2.11. Розрахунок і вибір допоміжного устаткування сушильних установок	265
9.3. Приклад розрахунку сушильних установок	268
9.3.1. Стрічкова сушильна установка для сушіння короткорізаних макаронних виробів	268
9.4. Завдання на проектування	280
Розділ 10. Ректифікаційні установки	283
10.1. Загальні відомості	283
10.1.1. Обладнання для ректифікації	283
10.2. Методика розрахунку ректифікаційних установок	286
10.2.1. Основні співвідношення щодо рівноважного стану бінарних систем	286
10.2.2. Аналітичні залежності для ліній робочих концентрацій	287
10.2.3. Побудова робочих ліній на діаграмі фазової рівноваги	291
	539

10.2.4. Графічне визначення кількості теоретичних тарілок і розрахунок кількості реальних тарілок у колоні	291
10.2.5. Графічне визначення кількості реальних тарілок за рівняннями кінетики	292
10.2.6. Аналітичний розрахунок кількості теоретичних тарілок	293
10.2.7. Визначення кількості тарілок для розділення потрібної суміші етанол — вода — домішка	294
10.2.8. Розрахунок ректифікації бінарної суміші за допомогою ЕОМ	298
10.2.9. Конструктивний розрахунок колон	298
10.3. Приклади розрахунків ректифікаційних установок	304
10.3.1. Розрахунок бражної колони	304
10.3.2. Розрахунок епюраційної колони	307
10.3.3. Розрахунок ректифікаційної колони	314
10.4. Завдання на проектування	319
Розділ 11. Абсорбційні апарати	320
11.1. Загальні відомості	320
11.1.1. Основні типи абсорберів	321
11.1.2. Пакетні насадки	323
11.1.3. Розподіл рідини	326
11.1.4. Вибір типу абсорбера	327
11.2. Методика розрахунку абсорберів	328
11.3. Схеми абсорбційних установок	338
11.4. Приклади розрахунку абсорберів	340
11.4.1. Порівняльний розрахунок краплинно-плівкового і тарілчастого абсорберів	340
11.4.1.1. Визначення витрат продуктів	341
11.4.1.2. Розрахунок краплинно-плівкового абсорбера	343
11.4.1.3. Розрахунок тарілчастого абсорбера	347
11.4.2. Розрахунок абсорбера з нерегулярною насадкою	351
11.5. Завдання на проектування	362
Розділ 12. Адсорбційні установки	364
12.1. Загальні відомості	364
12.1.1. Характеристика і види адсорбентів	365
12.1.2. Десорбція	367
12.1.3. Схеми адсорбційних установок і основні типи адсорберів	368
12.2. Методика розрахунку адсорберів	372
12.2.1. Адсорбери з нерухомим шаром сорбенту	372
12.2.2. Адсорбери з рухомим шаром зернистого адсорбенту	377
12.3. Приклади розрахунку адсорбера з нерухомим шаром адсорбенту	380
12.4. Завдання на проектування	385
Розділ 13. Екстрактори	387
13.1. Загальні відомості	387
13.2. Конструкції екстракторів	388

13.2.1. Апарати безперервної дії	388
13.2.2. Апарати періодичної дії	390
13.3. Методика розрахунку	393
13.3.1. Методика розрахунку похилого екстрактора безперервної дії	393
13.3.1.1. Матеріальний баланс екстрактора	394
13.3.1.2. Тепловий баланс екстракційного апарата	395
13.3.2. Методика розрахунку віброекстрактора періодичної дії	395
13.3.2.1. Технологічний розрахунок	395
13.3.2.2. Розрахунок тривалості екстрагування	397
13.3.2.3. Перший конструктивний розрахунок	398
13.3.2.4. Тепловий розрахунок	399
13.3.2.5. Другий конструктивний розрахунок	404
13.3.2.6. Гідравлічний розрахунок	405
13.3.2.7. Розрахунок теплової ізоляції	407
13.3.2.8. Розрахунок витрат енергії на вібропривід	407
13.3.2.9. Економічний розрахунок	408
13.4. Приклади розрахунку екстракторів	409
13.4.1. Приклад розрахунку похилого екстрактора безперервної дії	409
13.4.2. Розрахунок віброекстрактора періодичної дії	412
13.4.2.1. Технологічний розрахунок	412
13.4.2.2. Розрахунок тривалості екстрагування	412
13.4.2.3. Перший конструктивний розрахунок	413
13.4.2.4. Тепловий розрахунок	414
13.4.2.5. Другий конструктивний розрахунок	417
13.4.2.6. Гідравлічний розрахунок	419
13.4.2.7. Розрахунок теплової ізоляції	420
13.4.2.8. Розрахунок витрат енергії на вібропривід	420
13.4.2.9. Економічний розрахунок	421
13.5. Завдання на проектування	422
Розділ 14. Кристалізатори	424
14.1. Загальні відомості	424
14.2. Методика розрахунку апаратів для кристалізації	427
14.2.1. Методика розрахунку вакуум-апарата періодичної дії	430
14.2.1.1. Розрахунок технічної продуктивності	430
14.2.1.2. Тепловий розрахунок	430
14.2.1.3. Розрахунок потужності двигуна механічного циркулятора	437
14.3. Приклад розрахунку вакуум-апарата	437
14.4. Завдання на проектування	439
Розділ 15. Екструдери	441
15.1. Загальні відомості	441
15.2. Методика розрахунку	443
15.2.1. Розрахунок нагнітача (пресувальної частини)	444
15.2.2. Розрахунок матриці	445
	541

15.3. Приклади розрахунків екструдерів	445
15.3.1. Перевірний розрахунок макаронного преса ЛПЛ-2М	445
15.3.1.1. Розрахунок дозатора борошна і води	446
15.3.1.2. Розрахунок тістомісильної машини	447
15.3.1.3. Розрахунок пресувальної частини	448
15.3.1.4. Розрахунок матриці	449
15.3.1.5. Розрахунок місильного корита	450
15.3.1.6. Розрахунок пресувального шнека	450
15.3.2. Проектний розрахунок бродильно-формуального агрегату	453
15.3.2.1. Розрахунок продуктивності екструдера	454
15.3.2.2. Розрахунок геометричних параметрів	454
15.3.2.3. Розрахунок нагнітальних валків	454
15.3.2.4. Розрахунок матриці	455
15.3.2.5. Конструктивний розрахунок	456
15.4. Завдання на проектування	457
Розділ 16. Установки мембранного розділення	460
16.1. Загальні відомості	460
16.2. Методика проектування і розрахунку мембранної установки	465
16.3. Приклад розрахунку установки мембранного розділення	470
16.4. Завдання на проектування	473
Розділ 17. Конструктивне оформлення та механічні розрахунки основних вузлів і деталей апаратів	475
17.1. Загальні відомості	475
17.2. Розрахунок обичайок	476
17.3. Розрахунок днищ	478
17.4. Фланцеві з'єднання і кришки	480
17.5. Трубні решітки	483
17.6. Компенсатори	485
17.7. Барабани	486
17.8. Вертикальні вали перемішувальних пристроїв	489
Розділ 18. Зміст і обсяг курсового проекту	492
18.1. Зміст і оформлення пояснювальної записки	492
18.2. Оформлення графічної частини проекту	498
18.2.1. Оформлення креслення загального вигляду	500
18.2.2. Оформлення апаратурно-технологічної схеми	505
18.2.3. Оформлення графіків	517
Додатки	518
Додаток 1. Теплофізичні властивості води на лінії насичення	518
Додаток 2. Теплофізичні властивості сухої насиченої водяної пари залежно від температури	520
Додаток 3. Теплофізичні властивості сухої насиченої водяної пари залежно від тиску	521
Додаток 4. Теплофізичні властивості сухого повітря за тиску 745 мм рт. ст. (~99,31 кПа)	523

Додаток 5. Середня температура t і відносна вологість φ атмосферного повітря в деяких містах України	523
Додаток 6. Теплофізичні властивості цукрових розчинів	523
Додаток 7. Фізико-хімічна депресія $\Delta_{\text{ф-х}}$ при випарюванні цукрових розчинів	524
Додаток 8. Співвідношення об'ємних та масових часток, %, і густина водно-спиртових розчинів за температури 20 °С	524
Додаток 9. Теплопровідність водно-спиртових розчинів λ , Вт/(м·К)	525
Додаток 10. Теплоємність водно-спиртових розчинів c , Дж/(кг·К)	526
Додаток 11. В'язкість водно-спиртових розчинів $\mu \cdot 10^6$, Па·с	526
Додаток 12. Числа Прандтля для водно-спиртових розчинів Pr	526
Додаток 13. Рівноважний склад киплячої водно-спиртової рідини і пари за атмосферного тиску	526
Додаток 14. Питома ентальпія водно-спиртової пари за атмосферного тиску	528
Додаток 15. Теплофізичні властивості сусли і пива	528
Додаток 16. Фізичні властивості розчину хлориду натрію за масової частки солі 22,4 % (температура замерзання -20 °С)	528
Додаток 17. Основні фізичні властивості молока	529
Додаток 18. Густина томатного соку залежно від температури і масової частки сухих речовин, кг/м ³	529
Додаток 19. В'язкість натурального томатного соку залежно від температури і масової частки сухих речовин μ , Па·с	529
Додаток 20. Залежність коефіцієнта теплопровідності яблучного і виноградного соків від температури і масової частки сухих речовин	530
Додаток 21. Коефіцієнт теплопровідності томатного соку при нагріванні λ , Вт/(м·К)	530
Додаток 22. Коефіцієнт температуропровідності соків при нагріванні $a \cdot 10^8$, м ² /с	530
Додаток 23. Густина водних розчинів цукру за температури 20 °С залежно від масової концентрації x , %	530
Додаток 24. Теплопровідність і теплоємність цукрових розчинів	531
Додаток 25. В'язкість водних розчинів цукру масової концентрації x , %	531
Додаток 26. Коефіцієнти випромінювання твердих тіл	531
Додаток 27. Втрати теплоти з 1 м ² підлоги, Вт/м ²	532
Додаток 28. Коефіцієнт теплопровідності деяких матеріалів за температури 0...100 °С	532

Навчальне видання

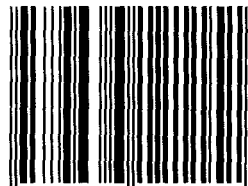
Малежик Іван Федорович
Марценюк Олександр Степанович
Мельник Людмила Миколаївна
Мирончук Валерій Григорович
Таран Віталій Михайлович
Шевченко Олександр Юхимович
Немирович Петро Михайлович
Яровий Володимир Леонідович
Бодров Віктор Семенович
Зав'ялов Володимир Леонідович
Жеплінська Марія Михайлівна
Зоткіна Лариса Василівна
Копиленко Анатолій Васильович
Мисюра Тарас Григорович
Попова Наталія Вікторівна
Теличкун Володимир Іванович
Точкова Оксана Василівна

**Процеси і апарати
харчових виробництв**

Курсове проектування

Редактор *Л.М. Орішич*
Художнє оформлення *Є.В. Чурія*
Комп'ютерна верстка *Л.В. Різніченко*

ISBN 966-612-115-8



9 789666 121151

Підп. до друку 18.12.12 р. Формат 70 × 100/16.
Папір офс. № 1. Гарнітура SchoolbookAS. Друк офс.
Ум. друк. арк. 43,86. Обл.-вид. арк. 44,83.
Наклад 300 прим. Вид. № 13/11. Зам. № 1094

НУХТ 01601 Київ-33, вул. Володимирська, 68
Свідоцтво про реєстрацію серія ДК № 1786 від 18.05.04 р.

Віддруковано у видавництві «ЛОГОС»
01030 Київ-30, вул. Богдана Хмельницького, 10,
Свідоцтво ДК № 201 від 27.09.2000 р.