

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет

**Буренніков Ю. А., Немировський І. А., Козлов Л. Г.**

# **ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ**

**Навчальний посібник**

Вінниця  
ВНТУ  
2013

УДК 621.22  
ББК [30.123+34.447]я73  
Б91

Автори

**Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов**

Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за спеціальностями „Технології машинобудування“, „Металорізальні верстати та системи“. Лист № 1/11-20255 від 28.12.12 р.

Рецензенти:

**В. П. Бочаров**, доктор технічних наук, професор

**І. В. Кузьо**, доктор технічних наук, професор

**В. Б. Струтинській**, доктор технічних наук, професор

**Буренніков, Ю. А.**

Б91 Гідравліка, гідро- та пневмоприводи : навчальний посібник / Ю. А. Буренніков, І. А. Немировський, Л. Г. Козлов. – Вінниця : ВНТУ, 2013. - 273 с.

ISBN 978-966-641-518-2

В навчальному посібнику наведені основні положення прикладної гідравліки та пневматики, на основі яких створюються сучасні гідравлічні та пневматичні приводи. Описана велика кількість пневматичних і гідравлічних агрегатів, та їх характеристики. Розглянуті методи та результати аналізу робочих процесів в гідравлічних приводах та синтез їх параметрів. Посібник розроблений у відповідності з програмою дисципліни „Гідравліка, гідро- та пневмоприводи“ і може бути використаний для студентів машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів під час проведення лекційних, лабораторних і практичних занять, курсового і дипломного проектування.

УДК 621.22

ББК [30.123+34.447]я73

ISBN 978-966-641-518-2

© Ю. Буренніков, І. Немировський, Л. Козлов, 2013

## ЗМІСТ

1 ГІДРОПРИВОД – ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ.....	6
1.1 Принцип дії найпростішого об'ємного гідропривода .....	6
1.2 Структура навчального посібника. Характеристика основних розділів.....	14
2 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ .....	16
2.1 Властивості робочих рідин .....	16
2.1.1 Фізичні параметри.....	16
2.1.2 Експлуатаційні властивості .....	23
2.2 Течія робочої рідини в трубопроводах. ....	27
2.2.1 Параметри потоку рідини в трубопроводах.....	27
2.2.2 Енергетичні характеристики потоку рідини. Рівняння Бернуллі.....	32
2.2.3 Втрати енергії під час руху рідини.....	34
2.2.4 Дросельовальні елементи гідроприводів .....	36
2.3 Трубопроводи .....	38
2.3.1 Розрахунок основного параметра трубопроводу.....	38
2.3.2 Хвильові процеси в трубопроводах.....	41
2.3.3 Конструкції трубопроводів .....	45
3. ВИКОНАВЧИЙ КОНТУР ГІДРОПРИВОДУ .....	48
3.1 Насоси .....	49
3.1.1 Загальні характеристики насосів .....	50
3.1.2 Конструкції насосів .....	51
3.2 Гідродвигуни .....	64
3.2.1 Гідромотори.....	64
3.2.1.1 Характеристики гідромоторів.....	65
3.2.1.2 Конструкції гідромоторів .....	73
3.2.2 Гідроциліндри.....	76
3.2.2.1 Загальні характеристики гідроциліндрів.....	76
3.2.2.2 Конструкції гідроциліндрів.....	81
3.3 Гідроагрегати, які обслуговують ВК.....	83
3.3.1 Баки .....	87
3.3.2 Гідроакумулятори.....	88
3.4 Розрахунок параметрів виконавчого контуру гідроприводу .....	91
3.4.1 Вхідні дані для розрахунку .....	91
3.4.2 Розрахунок ВК з гідроциліндром .....	92
3.4.3 Розрахунок ВК з гідромотором. ....	98
3.4.4 Розрахунок параметрів насоса ВК.....	100
3.4.5 Розрахунок трубопроводів .....	101
4 ГІДРОАПАРАТУРА .....	103
4.1 Напрямні гідроапарати.....	103
4.2 Регульовальні гідроапарати.....	110
4.2.1 Регулятори тиску.....	110

4.2.2	Регулятори витрати .....	116
4.2.3	Дросельні подільники потоку .....	118
4.2.4	Пропорційна регулювальна гідроапаратура .....	119
4.2.4.1	Пропорційний гідророзподільник для гідросистем, чутливих до навантаження.....	122
5	РЕГУЛЮВАННЯ ШВИДКОСТІ ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДУ .....	126
5.1	Об'ємне регулювання швидкості .....	126
5.2	Дросельне регулювання швидкості .....	129
5.3	Об'ємно-дросельне регулювання швидкості.....	137
6	СЛІДКУВАЛЬНІ ГІДРОПРИВОДИ .....	146
6.1	Гідравлічні слідкувальні приводи з дросельним керуванням.....	147
6.2	Гідравлічні слідкувальні приводи з об'ємним керуванням.....	156
6.3	Електрогідравлічні гідравлічні слідкувальні приводи .....	157
6.3.1	Електрогідравлічний слідкувальний привод з електрогідравлічним підсилювачем.....	158
6.3.2	Електрогідравлічний кроковий привод .....	161
7	РОЗРАХУНКИ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГІДРОПРИВОДІВ .....	163
7.1	Формування математичних моделей ГП.....	163
7.2	Імітаційне моделювання гідроприводів в середовищі MATLAB- Simulink.....	164
7.2.1	Математична модель гідроприводу, чутливого до навантаження.....	164
7.2.2	Методика роботи в середовищі MATLAB-Simulink.....	171
7.2.3	Імітаційне моделювання системи керування аксіально- поршневого регульованого насоса.....	178
7.2.3.1	Розрахункова схема системи керування.....	178
7.2.3.2	Математична модель системи керування регульованого АПН.....	182
7.2.3.3	Основна блок-схема розв'язання рівнянь математичної моделі.....	185
7.2.3.4	Статичні характеристики системи керування регульованого АПН.....	186
7.2.3.5	Динамічні характеристики системи керування регульованого АПН.....	189
7.2.3.6	Енергетичні характеристики системи керування регульованого АПН.....	202
7.3	Розрахунок динамічної стійкості ГП.....	205
7.3.1	Динамічна стійкість ВК .....	213
7.4	Динамічний синтез параметрів і характеристик ГП.....	220
8.	ПНЕВМОПРИВОД .....	228
8.1	Пневмопривод із зворотно-поступальним рухом пневмоциліндра .....	228

8.2	Параметри робочого тіла – газу.....	229
8.3	Рівняння стану ідеального газу.....	230
8.4	Розрахунок течії газу.....	232
8.5	Підготовка повітря для пневмопривода .....	235
8.6	Компресори.....	240
8.7	Пневмоциліндри.....	241
8.8	Мембрани.....	242
8.9	Пневмомотори.....	244
8.10	Пневморозподілювачі.....	247
8.11	Пневмодроселі.....	249
8.12	Пневмоклапани.....	251
8.12.1	Запобіжні пневмоклапани.....	251
8.12.2	Редукційні пневмоклапани.....	252
8.12.3	Логічні пневмоклапани.....	254
8.12.4	Пневмоклапан витримки часу.....	256
8.12.5	Пневмоклапан послідовності (реле тиску).....	258
8.13	Пневмолінії і з'єднання.....	259
8.13.1	Трубопроводи.....	259
8.13.2	З'єднання трубопроводів.....	260
8.14	Схеми типових пневмоприводів.....	262

# 1 ГІДРОПРИВОД – ПЕРЕТВОРЮВАЧ ПОТОКУ ЕНЕРГІЇ

Гідроприводи відносять до групи найбільш використовуваних **перетворювачів потоків енергії** (ПЕ).

Дійсно, більшість машин і механізмів належать до ПЕ: механічні редуктори, електричні трансформатори, двигуни, генератори і т. п.

Всі перетворювачі енергії можна віднести до однієї з таких груп:

- ПЕ, що перетворюють параметри потоку енергії, не змінюючи її виду. Це механічні редуктори, на вхідному валу яких момент  $M_1$  і кутова швидкість  $\omega_1$ , на вихідному –  $M_2$  і  $\omega_2$ , відповідно; механічні передачі типу “гвинт – гайка” чи “шестерня – рейка”, що перетворюють обертальний рух з параметрами енергії  $M$  і  $\omega$  на поступальний, який характеризується силою  $F$  і швидкістю  $v$ ; електричні трансформатори, на вхідній обмотці яких напруга  $U_1$  і струм  $I_1$ , на вихідній –  $U_2$  і  $I_2$ , відповідно, і т. д.;

- ПЕ, що перетворюють види енергії. Це електричні двигуни, які перетворюють напругу  $U$  і струм  $I$  на вході двигуна, тобто електричну енергію, на механічну енергію на виході, тобто момент  $M$  і кутову швидкість  $\omega$  на валі; електричні генератори, що перетворюють механічну енергію, тобто момент  $M$  і кутову швидкість  $\omega$  на валу, в електричну, тобто напругу  $U$  і струм  $I$ ; гідравлічні насоси, що перетворюють механічну енергію з параметрами  $M$ ,  $\omega$  на потік енергії, параметрами якого є об’ємна або масова подача  $Q$  рідини і тиск  $p$  на виході насоса;

- ПЕ комбінованого типу, в яких здійснюється перетворення як параметрів потоку енергії, так і її виду.

Треба відзначити, що в ПЕ комбінованої дії можуть відбуватись неодноразові перетворення виду енергії, кінцевою метою яких є найбільш ефективне перетворення виду і параметрів потоку енергії на вході ПЕ у відповідні характеристики енергії на виході ПЕ.

Критеріями ефективності ПЕ можуть бути: ККД процесу перетворення (регулювання); маса (металомісткість) пристрою і його габарити; надійність; можливість конструктивного розміщення вузлів ПЕ в технологічній машині, наприклад, в металорізальному верстаті.

Гідроприводи, а в даній книзі розглядаються так звані **об’ємні гідроприводи**, є одними із найпоширеніших видів ПЕ комбінованого типу.

## 1.1 Принцип дії найпростішого об’ємного гідроприводу

Схема найпростішого об’ємного гідроприводу (ГП) наведена на рис. 1.1 і містить практично всі основні елементи таких пристроїв.

На вхідному валу 5.1 цього гідроприводу механічна енергія характеризується моментом  $M$  і кутовою швидкістю  $\omega$ . Перше перетворення енергії здійснюється в даній схемі кривошипно-шатунним механізмом (позначений на рис.1.1 позиціями 5.1, 5.2, 5.3), на виході якого розвивається сила  $F_1$ , прикладена до поршня 4.3, який переміщується зі швидкістю  $v_1$ .

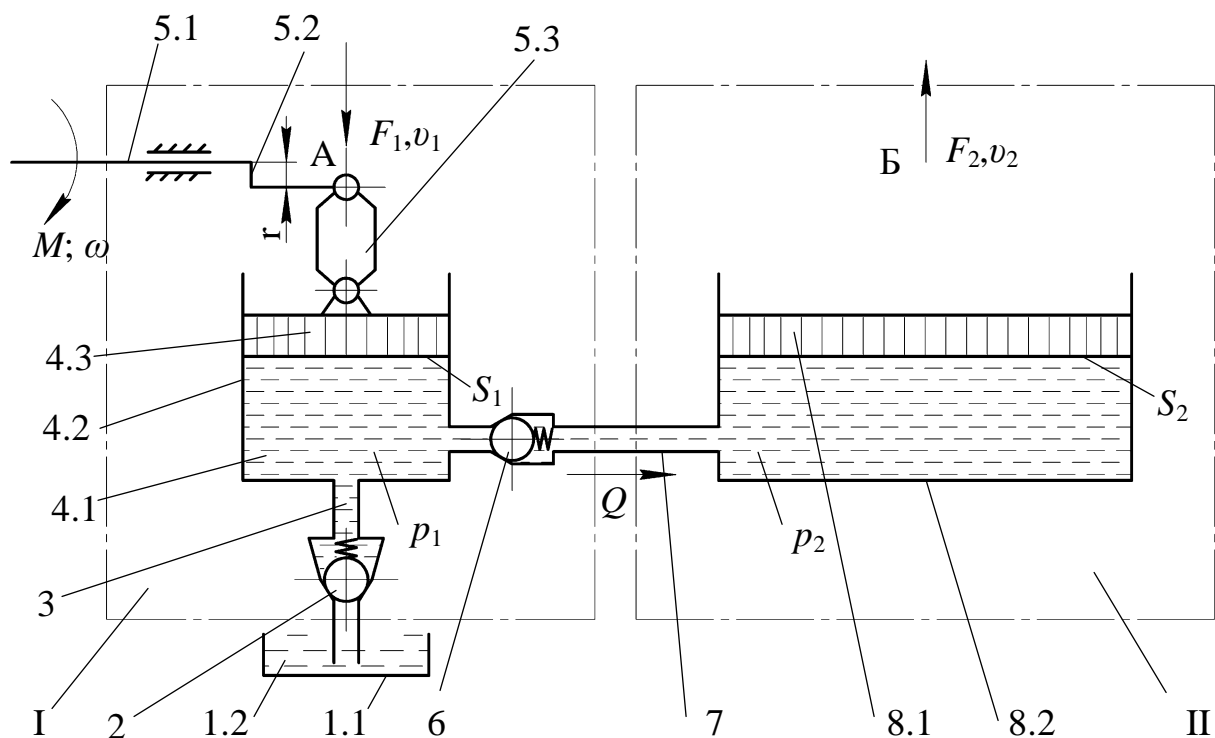


Рисунок 1.1 – Схема об'ємного гідроприводу

Наявність на вході гідроприводу первинного перетворювача механічної енергії не є обов'язковою. Наприклад, у ГП з насосами шестеренного типу він відсутній. При наявності такого перетворювача він далеко не завжди є кривошипно-шатунним механізмом. Конструктивна різноманітність таких перетворювачів досить велика.

Якщо напрям переміщення поршня 4.3 відповідає стрілці на рис.1.1, то рідина 4.1, яка знаходиться в циліндрі 4.2, витискується поршнем 4.3 через клапан 6 і трубопровід 7 в циліндр 8.2, примушуючи поршень 8.1 переміщуватися вгору, тобто у напрямку, вказаному стрілкою Б. При цьому механізм, який складається з циліндра 4.2 і поршня 4.3, перетворює механічну енергію ( $F_1, v_1$ ) на гідравлічну (тиск  $p_1$ , подача  $Q$ ), а в пристрої, який складається із циліндра 8.2 і поршня 8.1, відбувається перетворення гідравлічної енергії на механічну енергію поступального руху на виході даного ПЕ, тобто силу  $F_2$  і швидкість  $v_2$ .

Як вказувалось вище, параметрами потоку гідравлічної енергії є тиск  $p$  і подача  $Q$  рідини.

**Тиском  $p$  на ділянці поверхні називають відношення сили тиску  $F$ , яка діє на цю ділянку, до площі ділянки  $S$ , тобто**

$$p = \frac{F}{S} \cdot$$

В системі СІ тиск вимірюється в паскалях (Па),

$$\text{Па} = \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

На практиці використовують похідну одиницю тиску – **мегапаскаль** (МПа =  $10^6$  Па), а також позасистемну одиницю тиску – **атмосферу** (ат).

$$\text{ат} = \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 10^{-1} \text{ МПа} = 10^5 \text{ Па}.$$

**Подачею  $Q$  рідини називається об'єм рідини, який протікає через поперечний переріз трубопроводу за одиницю часу. Це так звана об'ємна подача, тобто**

$$Q = \frac{V}{t}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Подача рідини може називатись також **витратою**.

В системі СІ об'ємна подача вимірюється в  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Потужність потоку гідравлічної енергії дорівнює  $P_T = p \cdot Q$ .

Частина пристрою, зображеного на рис.1.1, який знаходиться в межах рамки I і перетворює механічну енергію на гідравлічну, є **насосом**, а в межах рамки II – **гідродвигуном**, який перетворює гідравлічну енергію на механічну.

Переміщення поршня 4.3 за допомогою кривошипно-шатунного механізму 5.1 – 5.3 здійснюється так, що після досягнення поршнем нижньої “мертвої” точки, він починає переміщуватися вгору. При цьому клапан 6 закривається під дією тиску  $p_2$ , а клапан 2 відкривається і в циліндр 4.2 засмоктується рідина 1.2 із бака 1.1. В процесі руху поршня 4.3 вгору поршень 8.1 гідродвигуна нерухомий. Якщо необхідно отримати безперервний рух гідродвигуна, використовують насос з декількома циліндрами, періоди подавання рідини яких зсунуті за фазою.

Клапани 2 і 6 – гідравлічні діоди. Вони називаються **зворотними клапанами** і органічно входять до пристрою насоса 1, автоматично керуючи потоками рідини. Системи управління потоками рідини на вході (всмоктування) і на виході (нагнітання) насоса необов'язково складаються зі зворотних клапанів і відрізняються конструктивним різноманіттям.

Якщо радіус кривошипно-шатунного механізму дорівнює  $r$ , а площа поршня насоса  $S_1$ , то за кожний хід поршня (один оберт приводного вала) із циліндра 4.2 витискується об'єм рідини  $V_1$ , де

$$V_1 = 2 \cdot r \cdot S_1. \quad (1.1)$$

Якщо в насосі один поршень, то  $V_1$  називають **робочим об'ємом**, якщо  $z$  поршнів, то робочий об'єм  $V$  дорівнює

$$V = V_1 \cdot z = 2 \cdot r \cdot S_1 \cdot z. \quad (1.2)$$



Об'єм циліндра 4.2, розташований під поршнем 4.3, називається **робочою камерою** насоса, а подача рідини здійснюється шляхом витискання її з робочої камери за рахунок зменшення об'єму останньої на величину  $\Delta V_H$ .

Переміщення поршня 8.1 гідродвигуна II здійснюється шляхом подання в циліндр 8.2 рідини, при цьому об'єм циліндра 8.2, розташований під поршнем 8.1, тобто об'єм робочої камери гідродвигуна, збільшується на величину  $\Delta V_{дв}$ . При цьому

$$\Delta V_{дв} = \Delta V_H . \quad (1.3)$$

Аналізуючи викладений вище принцип роботи даного гідроприводу, можна зробити висновок, що **об'ємним гідроприводом називається перетворювач енергії, в якому з метою управління параметрами потоку енергії відбувається одночасне перетворення механічної енергії в гідравлічну і навпаки, здійснюване шляхом зміни об'ємів робочих камер насоса та гідродвигуна.**

Відомо, що тиск, утворюваний поверхневими силами, передається без змін в кожному точку рідини і не залежить від орієнтації площини, на якій він вимірюється, тобто однаковий у будь-якому напрямку. Це закон Паскаля. Під час руху рідини, наприклад, по трубопроводу 7 (рис. 1.1), а також через зворотний клапан 6, мають місце втрати енергії і  $p_2 < p_1$ . Це можна врахувати за допомогою коефіцієнта  $\eta_e$  — гідравлічного ККД,

$$p_2 = p_1 \cdot \eta_e . \quad (1.4)$$

Якщо трубопровід 7 невеликої довжини, а клапан 6 має незначний опір потоку рідини, то з деякою похибкою можна вважати  $\eta_e \approx 1$ . В цьому випадку

$$p_2 \approx p_1 = p . \quad (1.5)$$

Зусилля  $F_1$ , прикладене до поршня 4.3 шатуном 5.3, дорівнює

$$F_1 = p_1 \cdot S_1 + F_{тер1} , \quad (1.6)$$

де  $F_{тер1}$  — сила тертя поршня 4.3 в циліндрі 4.2.

В свою чергу, зусилля  $F_2$ , яке розвивається на поршні 8.1 тиском  $p_2$ , дорівнює

$$F_2 = p_2 \cdot S_2 - F_{тер2} = p_1 \cdot \eta_e \cdot S_2 - F_{тер2} , \quad (1.7)$$

де  $F_{тер2}$  — сила тертя поршня 8.1 в циліндрі 8.2.

Якщо вважати сили тертя  $F_{тер1}$  і  $F_{тер2}$  незначними, а  $\eta_2 \approx 1$ , то в такому ідеальному випадку

$$F_1 = p \cdot S_1 \quad \text{і} \quad F_2 = p \cdot S_2. \quad (1.8)$$

Коефіцієнт  $n_{Fi}$  перетворення потоку механічної енергії за зусиллям в ідеальному випадку буде дорівнювати

$$n_{Fi} = \frac{F_2}{F_1} = \frac{p \cdot S_2}{p \cdot S_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}, \quad (1.9)$$

де  $D_1, D_2$  – діаметри поршнів насоса та гідродвигуна.

Враховуючи втрати енергії на переміщення рідини по трубопроводу і на тертя в поршневих парах, тобто враховуючи співвідношення (1.4), (1.6) і (1.7), одержуємо формулу реального коефіцієнта  $n_{Fi}$  перетворення потоку механічної енергії за зусиллям

$$n_{Fp} \frac{p_1 \cdot \eta_2 \cdot S_2 - F_{тер2}}{p_1 \cdot S_1 + F_{тер1}} = \frac{p_1 \cdot \eta_2 \cdot S_2 \cdot \left(1 - \frac{F_{тер2}}{p_1 \cdot \eta_2 \cdot S_2}\right)}{p_1 \cdot S_1 \cdot \left(1 + \frac{F_{тер1}}{p_1 \cdot S_1}\right)},$$

чи

$$n_{Fp} = n_{Fi} \cdot \eta_2 \cdot \left[ \frac{1 - \eta_{мех2}}{1 + \eta_{мех1}} \right], \quad (1.10)$$

де  $\eta_{мех1}$  і  $\eta_{мех2}$  – механічні ККД, що характеризують втрати енергії на тертя в насосі I і гідродвигуні II, відповідно.

В свою чергу, вираз

$$\frac{1 - \eta_{мех2}}{1 + \eta_{мех1}} = \eta_{мех\Sigma} \quad (1.11)$$

є механічним ККД гідроприводу, що характеризує сумарні втрати на тертя в насосі і гідродвигуні.

Тоді з (1.9), (1.10) і (1.11) випливає

$$n_{Fp} = n_{Fi} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{мех\Sigma} = \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_2 \cdot \eta_{мех\Sigma} \quad (1.12)$$

Оцінімо числові значення  $n_{Fp}$  при  $\eta_c = \eta_{mex_s} = 1$ , тобто значення  $n_{Fi}$ . Припустимо, що  $D_1=10$  мм, а  $D_2=100$  мм.

Це середні найбільш вживані значення для гідроприводів найрізноманітніших технологічних машин. Тоді

$$n_{Fi} = \frac{D_2^2}{D_1^2} = \frac{100^2}{10^2} = 10^2,$$

тобто зусилля на поршні гідродвигуна буде в  $10^2$  разів більше зусилля на поршні насоса. Ця властивість широко використовується в таких найпростіших, але високоефективних пристроях, як гідравлічні домкрати.

В реальних гідроприводах значення коефіцієнта  $n_{Fi}$  може досягати величини  $10^3$  і більше. Якщо враховувати, що тиск, який використовується в металорізальних верстатах і ковально-пресовому обладнанні, може варіюватись в діапазоні 6,0...32,0 МПа, то при  $D_2=100$  мм зусилля на поршні гідродвигуна можуть знаходитись в межах  $2,5 \cdot 10^3 \dots 2,5 \cdot 10^4$  Н, що недосяжно для будь-яких інших пристроїв ПЕ таких габаритів.

Розглянемо перетворення іншого параметра потоку енергії — швидкості  $v_i$ , отже, переміщення поршнів. При переміщенні  $y_1$  поршня 4.3 з насоса (циліндра 4.2) витискується об'єм  $V_1$  рідини

$$V_1 = y_1 \cdot S_1. \quad (1.13)$$

При цьому ми не врахували, що деякий об'єм рідини може витекти із циліндра через зазор між поршнем і циліндром та інші нещільності з'єднань (так звані **витоки**).

В зв'язку з тим, що ми розглядаємо рідини як суцільне середовище без розривів і пустот, то такий самий об'єм  $V_2=V_1$  надійде до гідродвигуна (в ідеальному випадку відсутності витоків), і поршень 8.1 переміститься на величину  $y_2$

$$y_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{V_1}{S_1} = y_1 \cdot \frac{S_1}{S_2},$$

звідки

$$\frac{y_2}{y_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.14)$$

Переходячи до швидкостей

$$v_1 = \frac{dy_1}{dt} \quad \text{і} \quad v_2 = \frac{dy_2}{dt}$$

руху поршнів, одержуємо коефіцієнт  $n_{v_i}$  перетворення механічної енергії за швидкістю в ідеальному випадку відсутності витоків.

$$n_{v_i} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (1.15)$$

Наявність витоків можна врахувати коефіцієнтом  $\eta_0$  об'ємного ККД. Легко переконатися, що реальний коефіцієнт  $n_{v_p}$  дорівнює

$$n_{v_p} = n_{v_s} \cdot \eta_0. \quad (1.16)$$

В сучасних гідроприводах  $\eta_0$  досить близький до 1. Так, для гідродвигунів поступального руху (гідроциліндрів)  $\eta_0 = 1$ , для насосів і гідромоторів поршневого типу  $\eta_0 = 0,95 \dots 0,98$ .

Для числового прикладу, розглянутого вище, одержуємо

$$n_{v_s} = \frac{10^2}{100^2} = 10^{-2},$$

тобто, переміщення і швидкість зменшуються в 100 разів. Щоб одержати таку редукцію в механічному ПЕ, необхідно включити послідовно зубчасту та черв'ячну передачі.

Легко переконатися, що в результаті всіх перетворень потужність  $P_{ex}$  потоку енергії на вході в ПЕ і потужність  $P_{вих}$  на виході відрізняються тільки на величину, яка визначається сумарним ККД –  $\eta_\Sigma$ .

Дійсно, потужність на вході

$$P_{ex} = F_1 \cdot v_1. \quad (1.17)$$

Потужність на виході

$$P_{вих} = F_2 \cdot v_2, \quad (1.18)$$

або, з урахуванням (1.10), (1.12), (1.15) і (1.16),

$$P_{вих} = F_1 \cdot v_1 \cdot \frac{D_2^2}{D_1^2} \cdot \eta_\varepsilon \cdot \eta_{mex} \cdot \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot \eta_0 = F_1 \cdot v_1 \cdot \eta_\varepsilon \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_0. \quad (1.19)$$

Коефіцієнт  $n_p$  перетворення потоку енергії дорівнює

$$n_p = \frac{P_{вих}}{P_{вх}} = \eta_z \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_0 = \eta_\Sigma, \quad (1.20)$$

тобто є сумарним ККД  $\eta_\Sigma$  даного ПЕ.

Підсумовуючи розгляд найпростішого гідроприводу, зображеного на рис. 1.1, ми можемо оцінити його позитивні якості і недоліки.

До позитивних якостей можна віднести:

- можливість глибокого перетворення параметрів енергії, тобто значення коефіцієнтів  $n_{Fi}$  і  $n_{v_i}$  можуть досягати величин  $10^{-3} \dots 10^{+3}$ ;
- можливість одержання значних зусиль  $F$  на виході двигунів поступального руху (гідроциліндрів) або моментів  $M$  на виході двигунів обертового руху (гідромоторів) внаслідок використання порівняно високих робочих тисків;
- значно менші габарити і маса порівняно з ПЕ інших типів, наприклад, електричними, що також визначаються використанням високих тисків;
- високу швидкість дії, що є наслідком незначних мас рухомих елементів гідроприводу, тобто малу інерційність;
- високу експлуатаційну надійність;
- можливість будь-якого взаємного просторового розміщення окремих вузлів гідроприводу, наприклад, насоса і гідродвигуна, що значно полегшує проектування машин, в яких вони використовуються;
- змащувальну властивість робочої рідини, яка, виконуючи роль ланки в кінематичному ланцюзі, зменшує силу тертя і забезпечує, таким чином, кращу працездатність гідроприводу.

Всі ці переваги досягаються завдяки використанню рідини як головного елемента гідроприводу.

Однак цей же фактор є і головним недоліком, тому що використання робочої рідини вимагає проведення ретельних заходів щодо запобігання внутрішніх витоків, не дозволяє передавати енергію по трубопроводах на значні відстані внаслідок втрат тиску на тертя, вимагає періодичної заміни рідини, яка досить швидко втрачає деякі свої властивості (“старіє”), а у випадках аварійного руйнування трубопроводів призводить до забруднення навколишнього середовища.

Вказані недоліки, в основному, можна ліквідувати, але вони **вимагають високої культури проектування, виробництва та експлуатації гідроприводів.**

Проте переваги гідроприводу настільки очевидні, що крім традиційного використання в металорізальних верстатах і кувально-пресовому обладнанні, він широко застосовується в сільськогосподарських

машинах, шляховому, транспортному і гірничому обладнанні, авіації, космічній та оборонній техніці.

## **1.2 Структура навчального посібника та характеристика основних розділів**

Зміст і структура навчального посібника відповідає структурі найпростішого гідроприводу (рис. 1.1).

Дійсно, основним елементом, що відрізняє гідропривод від інших ПЕ, є рідина, чи, як далі будемо її називати, робоча рідина (РР).

Тому другий розділ книги присвячується загальним положенням **гідрравліки**, основи яких вивчалися раніше в курсі фізики.

Розділ 2 має практичну інженерну спрямованість. Він вміщує також розрахунки трубопроводів, дросельних пристроїв.

В третьому розділі книги розглядається виконавчий контур (ВК) об'ємного гідроприводу та його основні елементи. Це головна обов'язкова частина будь-якого об'ємного гідроприводу. Пристрій на рис. 1.1 фактично є найпростішим ВК, який складається з насоса, гідродвигуна та з'єднувальних трубопроводів.

В цьому гідроприводі не передбачене навіть повернення поршня 8.1 гідродвигуна в початкове, нижнє, положення, тому що для простоти розгляду принципу його роботи гідроапаратура системи управління на рис. 1.1 не зображена.

В реальному гідроприводі схема містить в собі ще цілий ряд комутувальних, керувальних, запобіжних і подібних гідроагрегатів, що забезпечують функціонування гідроприводу в заданих режимах роботи та виконання допоміжних функцій: зберігання, очищення і терморегулювання робочої рідини, сигналізацію про стан параметрів режиму роботи тощо.

Розглядаються два головних елементи ВК: насоси і гідродвигуни прямолінійного руху – гідроциліндри та обертального – гідродвигуни. Трубопроводи, які входять до складу ВК, розглянуто далі. В третьому розділі наведені також розрахунки основних параметрів ВК при його проектуванні, вибір стандартних гідроагрегатів. Цей розділ передусє вивченню призначення і принципів роботи інших гідравлічних агрегатів, тому що тільки ретельно ознайомившись з усіма подробицями функціонування ВК та його елементів, можна усвідомлено перейти до вивчення роботи інших агрегатів та систем об'ємного гідроприводу.

Автори вважали за доцільне розглянути у третьому розділі також декілька найбільш важливих допоміжних гідроагрегатів та пристроїв – баки, фільтри, які не входять до складу ВК, але забезпечують його функціонування.

У четвертому розділі розглядається призначення, принцип дії і конструкції основних гідроагрегатів, які використовуються у системах управління процесами в гідроприводах.

В п'ятому розділі посібника розповідається про об'ємне і дросельне регулювання режимів роботи гідроприводу. Розглянуто статичні характеристики ГП з об'ємним і дросельним регулюванням. Показано, що при дросельному регулюванні гідроприводів використовуються більш прості гідроагрегати у ВК, але принцип їх взаємодії, а також енергетичні характеристики такого гідроприводу виявляються складнішими, ніж у випадку об'ємного регулювання. Розглянуто схему, принцип дії та характеристики гідроприводу з об'ємно-дросельним регулюванням швидкості.

В шостому розділі описуються гідравлічні та електрогідравлічні слідкувальні системи металорізальних верстатів, які є важливим високоефективним засобом автоматизації технологічних процесів, у тому числі з застосуванням електронних керувальних машин.

В сьомому розділі розглянуті принципи побудови математичних моделей гідроприводів, розглянута методика імітаційного моделювання в середовищі MATLAB-Simulink. Наведені результати імітаційних досліджень системи керування аксіально-поршневого регульованого насоса. Розглянуто питання динамічної стійкості гідроприводів та синтезу його параметрів.

У восьмому розділі розглянуті властивості робочого тіла – газу, що використовується в пневмоприводах, розрахунки стану, течії газу по трубопроводах та через місцеві опори. Наведені схеми та засоби підготовки стисненого повітря, розглянуті конструкції компресорів. Розглянуті конструкції пневмодвигунів та пневмоапаратури для керування потоком стисненого повітря в пневмоприводі. Наведені типові схеми пневмоприводів, що використовуються в сучасних системах пневмоавтоматики.

## 2 ЕЛЕМЕНТИ ПРИКЛАДНОЇ ГІДРАВЛІКИ

Нас будуть цікавити фізичні та експлуатаційні властивості специфічного елемента гідроприводу – робочої рідини, а також закономірності її течії в трубопроводах гідросистем та енергетичні характеристики цих процесів.

### 2.1 Властивості робочих рідин

**Рідина** – специфічний елемент гідроприводу, оскільки вона має унікальну властивість – легку рухливість її частинок. Форма твердого тіла змінюється тільки під дією сил певної величини. Повільні деформації рідини відбуваються під впливом нескінченно малих сил, які у випадку дуже малих деформацій близькі до нуля.

Ця властивість – плинність – обумовлює широкі можливості використання рідини в гідроприводах.

Робочі рідини характеризуються фізичними параметрами (питома вага, густина, в'язкість та ін.), що суттєво впливають на роботу гідроприводу, та експлуатаційними властивостями, які теж є наслідком певних фізико-хімічних характеристик, але проявляються в деяких показниках зручності, економічності, безпеки експлуатації, довговічності та ін.

#### 2.1.1 Фізичні параметри

До числа основних фізичних параметрів робочих рідин треба віднести питому вагу  $\gamma$ , густину  $\rho$ , динамічний  $\mu$  і кінематичний  $\nu$  коефіцієнти в'язкості а також індекс в'язкості  $IV$ , коефіцієнт  $\beta_p$  стиснення.

**Питома вага** – це вага одиниці об'єму рідини

$$\gamma = \frac{G}{V}, \quad \text{Н/м}^3 \quad (2.1)$$

де  $G$  – вага об'єму  $V$  рідини.

**Густиною**  $\rho$  називається маса одиниці об'єму рідини

$$\rho = \frac{m}{V}, \quad \text{кг/м}^3, \quad (2.2)$$

де  $m$  – маса об'єму  $V$  рідини.

Співвідношення між питомою вагою та густиною

$$\gamma = \rho \cdot g, \quad (2.3)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

**В'язкістю** називають властивість рідини чинити опір відносному руху її частинок.



Під час руху рідини в трубопроводі внаслідок в'язкості найбільшу швидкість будуть мати шари, що розташовані близько до осі труби. Шари, які розташовані ближче до стінок, будуть загальмовані, і епюра швидкостей у повздовжньому перерізі труби буде мати форму, показану на рис.2.1.

За гіпотезою Ньютона **сила внутрішнього тертя, яка виникає між сусідніми шарами рідини, що рухаються, прямо пропорційна швидкості відносного руху і площі поверхні стикання і не залежить від тиску.**

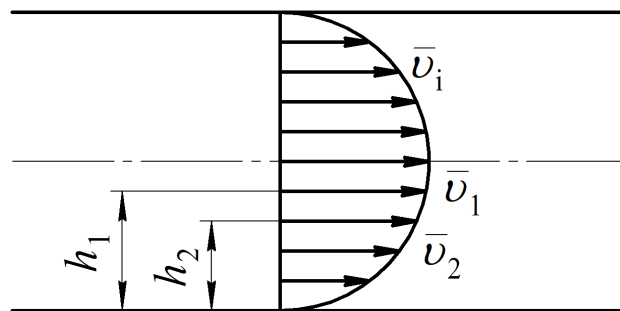


Рисунок 2.1 – Епюра швидкостей шарів рідини в трубопроводі

На рис. 2.1 показано, що шари потоку зі швидкостями  $v_1$  і  $v_2$  знаходяться один від одного на відстані  $\Delta h = h_1 - h_2$ , і для того, щоб оцінити різницю швидкостей нескінченно близьких шарів рідини, вводиться поняття **градієнта швидкості**  $\overline{\Delta v}$ , тобто інтенсивності зміни швидкості в напрямку, нормальному до векторів швидкості шарів рідини, які рухаються.

$$\overline{\Delta v} = \frac{\Delta v}{\Delta h} = \frac{v_1 - v_2}{h_1 - h_2} \rightarrow \frac{dv}{dh} \quad (2.4)$$

при  $(h_1 - h_2) \rightarrow 0$ .

Тоді сила в'язкого тертя між двома нескінченно близькими шарами за гіпотезою Ньютона дорівнює

$$F_m = \mu \cdot \frac{dv}{dh} \cdot S_m, \quad (2.5)$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості, який залежить від рідини та її стану, вимірюється  $\mu$  в паскаль-секундах (Па·с);

$\frac{dv}{dh}$  – градієнт швидкості, тобто зміна швидкості при переході від даного шару рідини до іншого, віддаленого на відстань  $\Delta h$ ;

$S_m$  – площа поверхні, на якій здійснюється тертя.

Сила в'язкого тертя, яка припадає на одиницю площі, називається дотичною напругою і позначається  $\tau = \mu \cdot \frac{dv}{dh}$ .

На практиці використовують так званий **кінематичний коефіцієнт в'язкості**, який характеризує як в'язкість, так і інерційність рідини

$$\nu = \mu/\rho. \quad (2.6)$$

Вимірюється  $\nu$  в м<sup>2</sup>/с. В літературі зустрічаються одиниці  $\nu$ , які називаються стоксами (Ст) – см<sup>2</sup>/с та сантистоксами (сСт) – мм<sup>2</sup>/с.

В'язкість робочої рідини істотно впливає на характеристики гідроприводу. При великих значеннях в'язкості значні сили внутрішнього, а також зовнішнього (об стінки трубопроводу) тертя викликають значні втрати енергії, що приводить до нагріву рідини. ККД гідроприводу знижується, а рідину часто доводиться охолоджувати, витрачаючи на це додаткову енергію. При малих в'язкостях значно зменшуються втрати енергії на тертя і не потрібно охолоджувати рідину, але при цьому різко зростають витрати через зазори та нещільності насосів, гідродвигунів та інших гідроагрегатів. Це означає не тільки підвищені втрати енергії, але й порушення кінематичної точності гідроприводу.

Тому вибір оптимальної в'язкості дозволяє отримати мінімальні витрати при невеликих втратах енергії на тертя і є важливим техніко-економічним завданням. Зазвичай величина оптимальної в'язкості залежить від робочого тиску в гідроприводі і при зростанні останнього збільшується (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Рекомендовані значення кінематичної в'язкості

Діапазон тиску, МПа	до 7.0	до 20.0	до 60.0
Рекомендована кінематична в'язкість $\nu$ , сСт	20 – 40	60 – 110	100 – 170

Крім тиску на оптимальне значення в'язкості істотно впливає тип насосів і гідродвигунів, для яких підбирається робоча рідина.

Рідини, які використовуються в гідроприводах, можуть бути розділені на класи в'язкості, вказані в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Класи в'язкості робочої рідини

Клас в'язкості	5	7	10	15	22
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с, при 40 °С	4,14 5,16	6,12 7,48	9,0 11,0	13,5 16,5	19,8 24,2
Клас в'язкості	32	46	68	100	150
Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с, при 40 °С	28,8 35,2	41,6 50,6	61,2 74,8	90,0 110,0	135,0 165,0

Важливим параметром робочої рідини є індекс в'язкості (*IB*), який оцінює інтенсивність зміни в'язкості в залежності від температури (рис. 2.2).

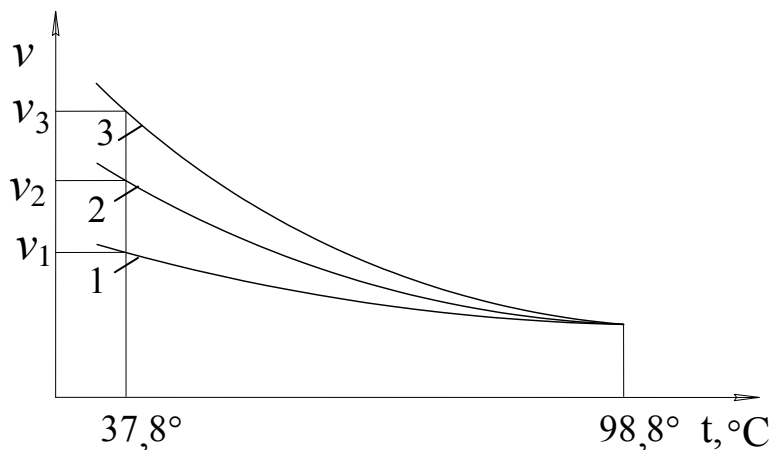


Рисунок 2.2 – Схема визначення індексу в'язкості *IB*:

- 1 – еталонна рідина з *IB*=0;
- 2 – випробувана рідина;
- 3 – еталонна рідина з *IB*=100

$$IB = \frac{\nu_2 - \nu_1}{\nu_3 - \nu_1} \cdot 100, \quad (2.7)$$

де  $\nu_1$  – кінематична в'язкість еталонної рідини з *IB*=0, тобто рідини, в'язкість якої практично не залежить від температури *t*;

$\nu_2$  – в'язкість реальної рідини, для якої визначається *IB*;

$\nu_3$  – в'язкість еталонної рідини з  $\text{IV}=100$ , тобто рідини, в'язкість якої істотно залежить від температури  $t^\circ$ .

Значення  $\nu_1, \nu_2$  і  $\nu_3$  визначаються при  $t^\circ=37,8$  °С, а при  $t^\circ=98,8$  °С повинно бути  $\nu_1 = \nu_2 = \nu_3$ .

Практично  $\text{IV}$  робочих рідин визначають за таблицями, для чого необхідно знати кінематичну в'язкість при температурі 50 °С і 100° С.

На динамічні властивості гідроприводу – стійкість, автоколивальні процеси, точність регулювання – істотно впливає ефект стиску робочої рідини, що оцінюється **об'ємним модулем  $E_p$  пружності чи коефіцієнтом  $\beta_p$  стиску**, причому

$$\beta_p = \frac{1}{E_p}, \text{ МПа}^{-1}. \quad (2.8)$$

**Коефіцієнт стиску показує відносну зміну об'єму рідини, віднесена до одиниці приросту тиску, тобто**

$$\beta_p = - \frac{\Delta V}{V_o \cdot \Delta p}, \quad (2.9)$$

де  $\Delta V$  – зміна початкового об'єму  $V_o$  рідини, викликана приростом тиску  $\Delta p$ .

Оскільки при збільшенні тиску об'єм рідини зменшується, то  $\Delta V$  від'ємне. В зв'язку з тим, що за змістом коефіцієнт  $\beta_p$  величина додатна, то перед виразом (2.9) є мінус.

Відомо, що в робочих рідинах знаходиться розчинений і нерозчинений (у вигляді самостійної фази) газ. Найчастіше це повітря. З підвищенням тиску нерозчинене повітря переходить у розчин і навпаки.

Нерозчинені газові домішки істотно впливають на коефіцієнт стиску  $\beta_p$ . Умови експлуатації гідроприводів, як правило, сприяють як захопленню мікрооб'ємів повітря потоками робочої рідини, так і виділенню повітря, яке раніше знаходилось у розчиненому вигляді, внаслідок проходження потоку рідини через різні отвори – робочі вікна елементів гідроапаратури, причому на інтенсивність газовиділення впливає форма робочого вікна і швидкість потоку рідини.

Для визначення об'ємного модуля  $E_{pz}$  пружності такої газорідинної суміші розглянемо схему на рис. 2.3.

У товстостінну посудину 1 вміщений об'єм  $V_{pi}$  рідини під тиском  $p_i$  і об'єм  $V_{ni}$  повітря, який може бути у вигляді зосередженого включення чи у вигляді бульбашок, розподілених певним чином по всьому об'єму. При зростанні сили  $F$ , яка діє на поршень 4, збільшується тиск і одночасно зменшуються об'єми рідини 2 та газових включень 3.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Пашков Є. В. Електропневмоавтоматика у виробничих процесах: навч. Посібник / Пашков Є. В., Осинський Ю. О., Четв'оркін О. О.; під ред. Є. В. Пашкова. – Севастополь : СевНТУ, 2003. – 496 с.
2. Башта Т. М. Гидропневмопривод и гидропневмоавтоматика / Башта Т. М. – К. : Машиностроение, 1972. – 320 с.
3. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / Федорец В. А., Педченко М. Н., Пичко А. Ф. и др.; под ред. В. А. Федорца. – К. : Вища школа, Головное изд-во, 1987. – 375 с.
4. Пневматические устройства и системы в машиностроении : справочник / Е. В. Герц, А. И. Кудрявцев, О. В. Ложкин, А. П. Пятидворный, Е. А. Рагулин, Э. И. Чаплыгин, В. И. Щербаков; под ред. Е. В. Герца. – М. : Машиностроение, 1981. – 408 с.
5. Буренников Ю. А. Повышение эффективности регулируемых гидромеханизмов технологических машин : дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук. [Текст]: 25.05.1984 / Буренников Юрий Анатольевич. – Киев, 1984. – 234 с.
6. Козлов Л. Г. Вдосконалення систем керування гідроприводів з LS-регулюванням: дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук [Текст]: 24.04.2000 / Козлов Леонід Геннадійович. – Вінниця, 2000. – 320 с.
7. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / Черных И. В. – М. : Диалог, 2003. – 236 с.
8. Репінський С. В. Система керування аксіально-поршневого регульованого насоса з профільованим вікном золотника комбінованого регулятора подачі: дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук [Текст]: 28.04.2010/ Репінський Сергій Володимирович. – Вінниця, 2011. – 248 с.
9. Патент 45334 UA, МПК E02F9/22, F15B13/06. Секційний розподільник гідросистеми [Текст] / Козлов Л. Г., Буренніков Ю. А., Сергєєв С. Г., Пінчук М. І., Харченко М. М., Іванчук М. І., Романьков О. І. / заявник Відкрите акціонерне товариство “Борекс”. – № 96103855; заявл. 9.10.1996 опубл. 15.04. 2002, Бюл. № 4.

*Навчальне видання*

**Бурєнніков Юрій Анатолійович  
Немировський Ізраїль Абрамович  
Козлов Леонід Геннадійович**

## **ГІДРАВЛІКА, ГІДРО- ТА ПНЕВМОПРИВОДИ**

Навчальний посібник

Редактор В. Дружиніна

Оригінал-макет підготовлено Л. Козловим

Підписано до друку 27.02.2013 р.  
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 17,6.  
Наклад 300 (I-й запуск 1-100) прим. Зам. № 2013-058.

Вінницький національний технічний університет,  
навчально-методичний відділ ВНТУ.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-85-32.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті  
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі,  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95,  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-87-38.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.