

подачі  $\eta_0$  збільшується з 0.928 до 0.954, це зумовлено зменшенням кутів запізнення закриття та відкриття клапанів відповідно на 26% та 18%.

Досліджено, що помітніший вплив на роботу клапанів і насоса загалом чинить сила попереднього підтиснення пружини, а не коефіцієнт її жорсткості, тому слід вибирати менш жорстку пружину і створювати більшу силу попереднього підтиснення для забезпечення максимального значення коефіцієнта подачі та номінальної роботи клапана.

#### ВИСНОВКИ:

1) отримано розв'язок математичної моделі роботи клапанів поршневого бурового насоса УНБТ-950, а саме: визначено траєкторії руху та зміни швидкості руху тарілки клапана; визначено дійсне значення коефіцієнта подачі бурового насоса УНБТ-950 при використанні стандартного клапана №7 на різних режимах його роботи;

2) досліджено вплив конструктивних параметрів клапанного вузла на роботу як самого клапана, так і насоса загалом;

3) отримані результати досліджень узгоджуються з результатами досліджень [1-7];

4) виявлено фактори, які найбільше впливають на роботу насоса і які слід оптимізувати для забезпечення максимального значення коефіцієнта подачі насоса та мінімальної швидкості посадки тарілки клапана на сідло;

5) встановлено, що вибирати параметри насоса і клапанів необхідно як за умови максимального коефіцієнта подачі, так і за умови відсутності стуку (допустимої швидкості посадки).

#### Література

1. Зикстэ Э.Э., Фауст В.А., Ледомский В.И., Мойсейченков Н.Е. Исследование влияния жесткости поджимных пружин на работу клапанного узла буровых насосов // РНТС ВНИИ-ОЭНГ. Сер.: Машины и нефтяное оборудование. – 1977. – №12. – С. 4-7.

У разі відхилення фактичного профілю стовбура свердловини від проектного переважно виникають ускладнення або аварії, ліквідація яких потребує значних затрат часу та матеріальних ресурсів. Практика буріння свердловин показує, що основними заходами у боротьбі

2. Николич А. С. Основания модернизации насосного комплекса буровых установок. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990. – 59 с.

3. Романов А.З., Малкин И.Б., Рудаковский И.Е. Зарубежные буровые насосы и сменные детали их гидравлической части. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1985. – 43 с.

4. Кольер С. Л. Трехцилиндровый буровой насос // Нефть, газ и нефтехимия. – 1982. – № 4. – С. 13-18.

5. Волков А. С., Ермакова В. И. Буровые геологоразведочные насосы. – М.: Недра, 1978. – 205 с.

6. Кресин В. А. Исследование и разработка расчета клапанных гидромеханизмов привода металлургических машин // Канд. дисерт. – Днепропетровск, 1969. – 164 с.

7. Зайцев В. И. Исследования работы клапана поршневого насоса // Канд. диссертация. – М., 1954. – 156 с.

8. Чаплінський С.С., Одосій З.М., Лівак І.Д. Математична модель роботи клапанів поршневого бурового насоса // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4(9).

9. Чаплінський С.С., Одосій З.М., Процюк В.Р. Алгоритм розв'язання математичної моделі руху тарілок клапанів поршневого бурового насоса // Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. – 2004. – № 1(7).

з викривленнями є використання спеціальних компоновок низу бурильної колони (КНБК), одними з яких є неорієнтовані. За рахунок власної ваги та коректно розташованих опорно-центруючих елементів (ОЦЕ) відповідного діаметра, неорієнтованими компоновками можна

622.243.272

## МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ СТІЙКОСТІ НЕОРІЄНТОВАНИХ КНБК З ДВОМА ОЦЕ

<sup>1</sup>В.М.Івасів, <sup>1</sup>І.І.Чудик, <sup>1</sup>В.І.Артим, <sup>2</sup>М.М.Яворський

<sup>1</sup>ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42002, e-mail: ndingt@ifdtung.if.ua

<sup>2</sup>БУ "Укрбургаз", 63300, Харківська обл., м. Красноград, вул. Полтавська, 86, тел. (05744) 74668

Рассматривается способ исследования компоновок низа бурильной колонны путем минимизации функционала полной потенциальной энергии деформации. Также описывается схема определения функции упругой оси КНБК с двумя ОЦЭ при использовании многочленов Эрмита. Для определения достоверности результатов исследования сделана их тщательную оценку с экспериментальными данными в виде графических зависимостей.

The layout of drilling string bottom exploration method by the means of minimization the functional of the total potential energy of deformation is discussing in the work. The scheme of defining the function of the LDSB cushion axis with two SCE with using Ermyth's polynomynals is also described. For authenticity of the results it is made the comparative appraisal with the results of experimental investigations in the form of graphical dependences.

ефективно керувати траєкторією свердловини за будь-яких режимно-технологічних параметрів.

У взаємодії зі стінками свердловини неорієнтована компоновка займає таке положення, яке характеризується мінімальною потенціальною енергією деформації [6, 7]. Автори деяких наукових робіт [1-4] пропонують для математичного моделювання прогинів пружної осі КНБК використовувати різні функції та методи визначення статичної рівноваги компоновок на основі розв'язку системи диференціальних рівнянь пружної осі компоновки [3], енергетичного методу [2, 4], методу переведення режимно-технологічних параметрів у безрозмірний вигляд [1] та ін. Усі методи розглядають компоновку на проміжку від долота до точки дотику труб із стінками свердловини над верхнім ОЦЕ. При цьому більшість із підходів не використовує для розрахунку неорієнтованих компоновок із кількома опорами та ділянками різної ваги та жорсткості на згин функцію прогинів її пружної осі, яка б відповідала граничним умовам у певних точках взаємодії зі стінками свердловини по всій її довжині.

Згідно з поставленим завданням, об'єктом даного дослідження вибираємо двоопорну компоновку, яка складається з 6-ти різнорозмірних ділянок і розташована в похило-спрямованому стовбурі свердловини з зенітним кутом  $\alpha$  (рис. 1). Згідно з розрахунковою схемою:  $P, Q$  – осьове навантаження та відхиляюче зусилля на долоті;  $R_1, R_2$  – реакції на ОЦЕ;  $r_1, r_2, r_3$  – радіальні зазори між елементами КНБК і стінками свердловини;  $EI_i, q_i, l_i$  – жорсткість на згин, вага та довжина елементів компоновки.

Враховуючи умови взаємодії бурильної колони з вибоєм і стінками свердловини, функцію прогину пружної осі КНБК можна записати у вигляді інтерполяційного многочлена Ерміта [8]

$$H_5(x) = C_1 f_1(x) + r_1 f_2(x) + r_2 f_3(x) + r_3 f_4(x), \quad (1)$$

де:  $f_1(x), f_2(x), f_3(x), f_4(x)$  – функції (многочлени) 5-го степеня.

$C_1$  – довільна стала.

Відповідно до граничних умов [3], отримуємо точки, в яких функція  $H_5(x)$  і її похідна  $H_5'(x)$  будуть визначеними:

$$\begin{aligned} H_5(0) &= 0, \\ H_5(l_1 + l_2) &= r_1, \\ H_5(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6) &= r_3, \\ H_5'(0) &= C_1, \\ H_5'(l_1 + l_2 + l_3 + l_4) &= r_2, \\ H_5'(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

$$\text{де: } \sum_{i=1}^2 l_i = l_1^*, \sum_{i=1}^4 l_i = l_2^*, \sum_{i=1}^6 l_i = l_3^*. \quad (3)$$

Згідно з умовами (2), відомими є:

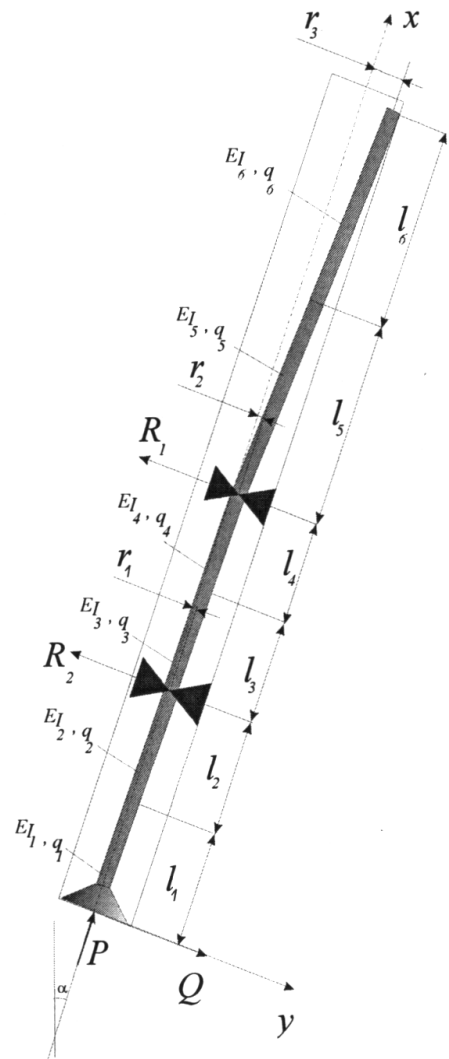


Рисунок 1 — Розрахункова схема КНБК з ОЦЕ

$$\begin{aligned} f_1(0) &= 0 & f_2(0) &= 0 & f_3(0) &= 0 & f_4(0) &= 0 \\ f_1'(0) &= 1 & f_2'(0) &= 0 & f_3'(0) &= 0 & f_4'(0) &= 0 \\ f_1(l_1^*) &= 0 & f_2(l_1^*) &= 1 & f_3(l_1^*) &= 0 & f_4(l_1^*) &= 0 \\ f_1'(l_2^*) &= 0 & f_2'(l_2^*) &= 0 & f_3'(l_2^*) &= 1 & f_4'(l_2^*) &= 0 \\ f_1(l_3^*) &= 0 & f_2(l_3^*) &= 0 & f_3(l_3^*) &= 0 & f_4(l_3^*) &= 1 \\ f_1'(l_3^*) &= 0 & f_2'(l_3^*) &= 0 & f_3'(l_3^*) &= 0 & f_4'(l_3^*) &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Згідно з наведеними умовами (4) за методом [8], многочлени  $f_1(x), f_2(x), f_3(x), f_4(x)$  отримуємо у вигляді

$$f_1(x) = \frac{(x-l_1^*)(x-l_2^*)(x-l_3^*)^2}{l_1^* l_2^* (l_3^*)^2}; \quad (8)$$

$$f_2(x) = \frac{x(x-l_2^*)(x-l_3^*)^2}{(l_1^*)^2 (l_1^* - l_2^*)(l_1^* - l_3^*)^2}; \quad (9)$$

$$f_3(x) = \frac{x^2(x-l_1^*)(x-l_3^*)^2}{(l_2^*)^2 (l_2^* - l_1^*)(l_2^* - l_3^*)^2}; \quad (10)$$

$$f_4(x) = x^2(x-l_1^*)(x-l_2^*)(\alpha x + \beta), \quad (11)$$

$\alpha, \beta$  – невідомі коефіцієнти, які визначаються з такої системи рівнянь:

$$\begin{cases} \alpha [2l_3^{*2}(l_3^* - l_1^*)(l_3^* - l_1^*) + l_3^{*3}(l_3^* - l_2^*) + \\ + l_3^{*3}(l_3^* - l_1^*) + l_3^{*2}(l_3^* - l_1^*)(l_3^* - l_2^*)] + \\ + \beta [2l_3^*(l_3^* - l_1^*)(l_3^* - l_2^*) + \\ + l_3^{*2}(l_3^* - l_2^*) + l_3^{*2}(l_3^* - l_1^*)] = 0 ; \\ \alpha l_3^* + \beta - \frac{1}{l_3^{*2}(l_3^* - l_1^*)(l_3^* - l_2^*)} = 0 . \end{cases} \quad (12)$$

У результаті аналітичних перетворень отримуємо функцію прогину пружної осі неорієнтованої двоопорної компоновки у вигляді многочлена Ерміта

$$\begin{aligned} H_5(x) = C_1 \frac{(x - l_1^*)(x - l_2^*)(x - l_3^*)^2}{l_1^* l_2^* (l_3^*)^2} + \\ + r_1 \frac{x^2(x - l_2^*)(x - l_3^*)^2}{(l_1^*)^2 (l_1^* - l_2^*)(l_1^* - l_3^*)^2} + \\ + r_2 \frac{x^2(x - l_1^*)(x - l_3^*)^2}{(l_2^*)^2 (l_2^* - l_1^*)(l_2^* - l_3^*)^2} + \\ + r_3 x^2(x - l_1^*)(x - l_2^*)(\alpha x + \beta) . \end{aligned} \quad (13)$$

Для вирішення задачі взаємодії елементів КНБК з вибоєм і стінками свердловини використаємо метод мінімізації функціоналу повної потенціальної енергії деформації [6, 9]. Відомо, що динамічні процеси, які виникають під час обертання бурильної колони у свердловині, мало впливають на роботу компоновки у процесі буріння роторним способом і майже не впливають при турбінному бурінні [7], то врахування впливу додаткової енергії, що виникає внаслідок обертання, вважаємо недоцільним.

Для дослідження мінімальної енергії деформації КНБК скористаємося методом, який описується в роботі [9]. Функціонал потенціальної енергії деформації компоновки виражається у вигляді:

$$\begin{aligned} U(x) = \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} \left\{ \frac{EI_i}{2} \left[ \frac{\partial^2 H_5(x)}{\partial x} \right]^2 - \right. \\ \left. - \frac{P - \sum_{i=1}^{n-1} q_{i-1} l_{i-1} \cos(\alpha)}{2} \left[ \frac{\partial H_5(x)}{\partial x} \right]^2 + \right. \\ \left. + q_i \sin(\alpha) H_5(x) \right\} dx , \end{aligned} \quad (14)$$

де  $i$  – кількість ділянок.

Для прикладу проведемо дослідження енергії деформації неорієнтованої двоопорної КНБК наступної конструкції: долото  $\varnothing 215.9$  мм, гвинтовий вибійний двигун ДГ-172, ОБТ – 146, ОЦЕ  $\varnothing 212$  мм. Перший центратор встановлено на двигуні на відстані 2 м від долота, а другий переміщують. Дослідження проводяться при різних zenітних кутах нахилу осі свердловини та осьових навантажень на долото:  $10^0 - 17$  кН,  $20^0 - 16$  кН,  $30^0 - 15$  кН,  $45^0 - 14$  кН,  $60^0 - 14$  кН.

З отриманої графічної залежності (рис. 2) видно, що зі збільшенням відстані між ОЦЕ мінімальна потенціальна енергія деформації зменшується в напрямі від'ємної площини. Її нульове значення свідчить про те, що робота, виконана зовнішніми силами, є рівна внутрішній енергії деформації елементів КНБК. Коли мінімальна енергія знаходиться у від'ємній площині – це означає, що виникає втрата стійкості компоновки. Враховуючи це, мінімум потенціальної енергії можна вважати ще одним критерієм вибору неорієнтованих компоновок.

Окрім енергії деформації КНБК при мінімізації функціоналу (14) отримуємо величину відстані від верхньої опори до точки її дотику із стінкою свердловини. При відомій довжині компоновки, використовуючи один із методів визначення сил взаємодії балки змінного поперечного перерізу із стінками свердловини [6], знаходимо величини  $Q, R_1, R_2$ . Для наочності отриманих результатів розрахунку наведемо графічну залежність зміни  $Q(l)$  від відстані між ОЦЕ при різних zenітних кутах (рис. 3).

Відхиляюче зусилля на долоті, отримане енергетичним методом, відрізняється від результатів експерименту на величину, рівну 11 %, при відстані між опорами 6 – 14 м. Але на відстані між центраторами більше 14 м, різниця між значеннями  $Q$  зростає до 22 %. За аналітично та експериментально отриманими значеннями відхиляючої сили на долоті бачимо, що на невеликих відстанях між ОЦЕ розроблений метод вивчення статичної рівноваги компоновок є достатньо точним. Це підтверджує правильність прийнятих нами припущень у процесі моделювання пружної осі КНБК за допомогою функціоналів Ерміта та вибору аналітичної моделі розрахунку компоновки.

### Література

1. Васько И.А., Середя Н.Г., Марков О.А. Исследование взаимодействия невращающейся ступенчатой бурильной колонны с забоем и стенкой скважины // Нефтяное хозяйство. – 1971. – №8. – С. 23 – 25.
2. Халиулин А.Г., Садыгов А.С. К исследованию низа бурильной колонны с учетом жесткости турбобура при работе на прямой трубе в наклонной скважине // Изв. ВУЗов: Нефть и газ. – 1966. – №9. – С. 33-35.
3. Работа бурильной колонны в скважине / Б.З.Султанов, Е.И.Ишемгузин, М.Х.Шаммасов, В.Н.Сорокин. – М.: Недра, 1973. – 217 с.

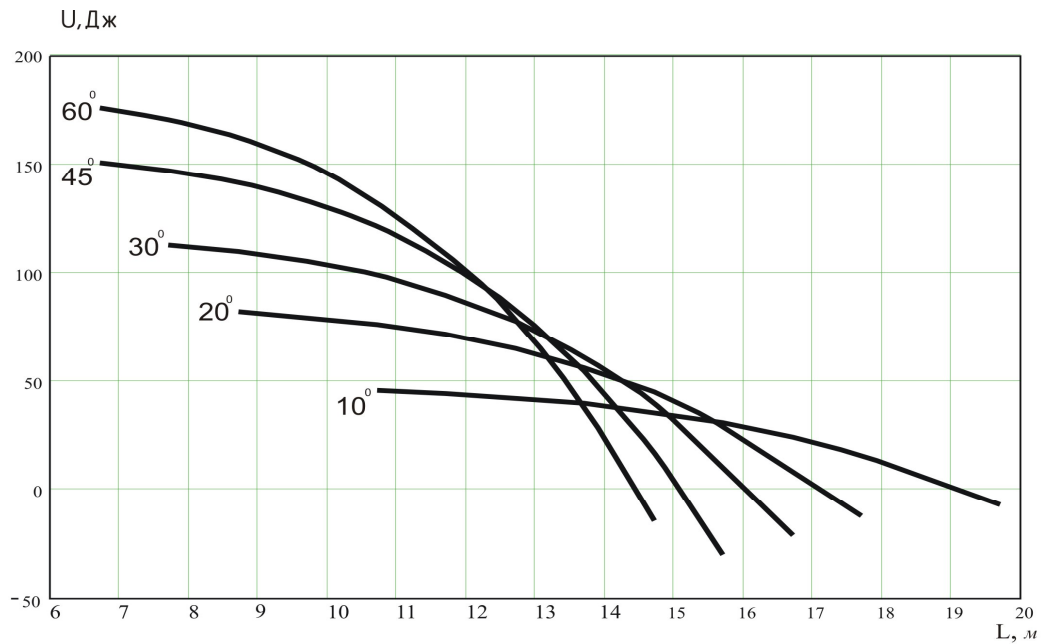


Рисунок 2 — Залежність зміни мінімальної енергії деформації  $U$  від відстані між ОЦЕ

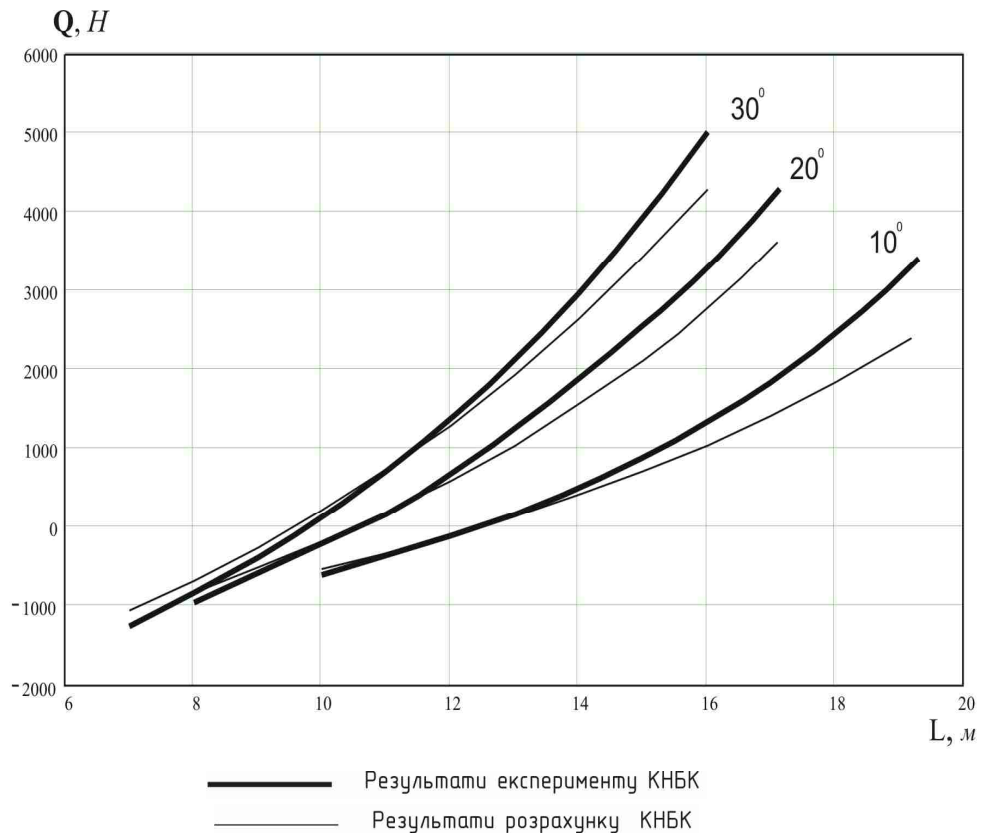


Рисунок 3 — Залежність зміни відхиляючого зусилля на долоті від відстані між ОЦЕ

4. Новіков В.Д. Дослідження статичних та динамічних характеристик стабілізованих компоновок низу бурильної колони // Міжнародна науково-методична конференція, приурочена 50-річчю кафедри “Буріння нафтових і газових свердловин”, “Проблеми буріння нафтових і газових свердловин на родовищах України, шляхи удосконалення фахівців”: Тези допові-

дей і повідомлень. – Івано-Франківськ, 1995. – С. 32-33.

5. Олійник А.П. Оцінка точності методу визначення просторової конфігурації осі трубопроводу з використанням техніки многочленів Ерміта // Методи та прилади контролю якості. – 2003. – №10. – С. 65 – 68.

6. Тимошенко С.П. Статические и динамические проблемы теории упругости. – К.: Наукова думка, 1975. – 563 с.

7. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части буровой колонны. – М.: Недра, 1990. – 304 с.

8. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы. – М.: Наука, 1989. – 429 с.

9. Івасів В.М., Чудик І.І., Моргулець І.М., Пушкар П.В. Спосіб розрахунку компоновок низу бурової колони // Розвідка та розробка

нафтових і газових родовищ. – 2003. – №1(6). – С. 118-121.

10. Крижанівський Є.І., Чудик І.І., Яворський М.М., Івасів В.М. Експериментальні дослідження на моделях компоновок низу бурової колони // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2003. – №4(9). – С. 121-123.

### III міжнародна науково-практична конференція

## НОВІ ПАЛИВА З ПРИСАДКАМИ

*м. Санкт-Петербург (Росія)  
(1-3 червня 2004 р.)*

#### Оргкомітет конференції

*Росія, 197136, м. Санкт-Петербург,  
вул. Вс. Вишневецького, 4,  
ЗАТ “Академія Прикладних Досліджень”*

*тел: (812) 237 0445, 237 0457, 346 4949*

*тел/факс (812) 237-0445*

*E-mail: apris@apris.ru*

**Сердюк Василь Васильович**

#### Тематика конференції:

- Палива для двигунів із загоранням від іскри
- Палива для двигунів із загоранням від стиску
- Присадки, що покращують експлуатаційні характеристики моторних палив
- Екологічні проблеми експлуатації транспортних засобів з двигунами внутрішнього згорання
- Оксигенатні, синтетичні та інші альтернативні палива
- Лабораторні і стендові методи визначення якості палива та присадок до них
- Проблеми підготовки палива перед подаванням в енергетичні установки

### III Міжнародна науково-технічна конференція

## УПРАВЛІННЯ РЕЖИМАМИ РОБОТИ ОБ'ЄКТІВ ЕЛЕКТРИЧНИХ СИСТЕМ (Автоматика — 2004)

*м. Донецьк  
(9-11 вересня 2004 р.)*

#### Оргкомітет конференції

*83000, м. Донецьк, вул. Артема, 58,  
ДонТУ, кафедра електричних станцій  
8-й навчальний корпус*

*Тел: (0622) 910-372, 910-307*

*E-mail: ivp@elf.dgtu.donetsk.ua*

#### Проблематика конференції:

- Сучасні принципи побудови захисту елементів енергосистем
- Експлуатаційна надійність релейного захисту і автоматики та їх діагностування
- Програмовані, цифрові та мікропроцесорні захисти
- Діагностування електрообладнання
- Оперативне керування режимами