

Тому з метою підвищення запасу втомної міцності тарілки на основі проведеного вище аналізу в технічну документацію клапана К9 внесені зміни: радіус галтелі збільшили з 2 до 5 мм, а параметр шорсткості її поверхні зменшили з  $R_a80$  до  $R_a20$  (рис. 2)

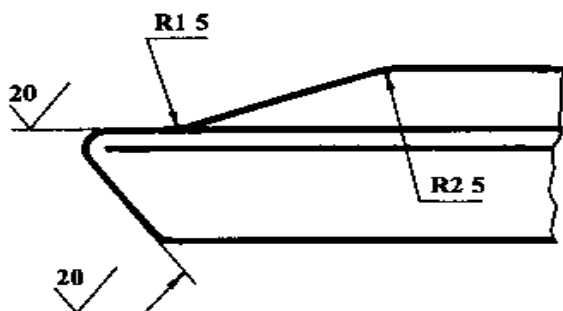


Рисунок 2 – Зміни, внесені в конструкторську документацію клапана К9

Дана пропозиція впроваджена в практичну діяльність ВАТ “Дрогобицький машинобудівний завод”.

Результати проведених нами випробувань в Бориславському УБР свідчать, що зміна шорсткості тарілок з  $R_a80$  до  $R_a20$  та збільшення радіуса галтелі з 2 до 5 мм, а також поверхневе лазерне гартування тарілки і сідла зменшує випадки крихкого руйнування тарілок в 1,7рази. Отже, усунення небезпечного перерізу та збільшення товщини диску в цьому перерізі позитивно впливає на втомну міцність та тріщиностійкість.

УДК 622.241

## ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ПОСАДКИ КЛАПАНА БУРОВОГО НАСОСА

Б.Д.Малько, Д.Р.Яцків

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342, e-mail: public@ifdtung.if.ua

*Исследуется скорость посадки клапана поршневого бурового насоса с учетом эффекта всасывания на участке движения, соответствующего углу запаздывания закрытия клапана. Рассчитана скорость посадки с учетом изменения давления в цилиндре насоса на данном участке, определено влияние угловой скорости кривошипа  $\omega$  и коэффициента кривошипно-шатунного механизма  $\lambda$  на скорость посадки клапана.*

Явище посадки клапанів поршневого насоса з ударом, яке одержало назву “стуку клапанів”, є однією з причин, що обмежує підвищення частоти ходів поршнів. Дослідження цього явища здійснювалось неодноразово [1, 2, 3], але досі немає єдиного погляду на причину його появи. В результаті склалась така ситуація, що кожне нове дослідження роботи клапанів порш-

### Література

1. Петрина Ю.Д., Яким Р.С. Вплив методів зміцнення тарілок клапанів бурових насосів на їх тріщиностійкість // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазпромислове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2001. – №.38. – Т.4. – С.122-127.
2. Агабаянц Э.Г. Промысловые жидкости для осложненных условий бурения. – М.: Недра, 1982. – 184с.
3. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: В 4-х т. / Под общей ред. Панасюка В.В. – К.: Наукова думка, 1990. – Т.4: Устойчивость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / Романов О.Н., Ярема С.Я., Никифорчин Г.Н., и др. – 679с.
4. Северинчик Н.А., Маснык О.Т., Копей Б.В. Коррозия и коррозионная устойчивость подземного бурового оборудования. – Львов: Вища школа, 1981. – 143 с.
5. Браун У., Сроули Дж. Испытания высокопрочных металлических материалов на вязкость разрушения при плоской деформации / Пер. с англ. под ред. Б.А.Дроздовского, Е.М.Морозова. – М.: Мир, 1972. – 246 с.
6. ГОСТ 25.506-85. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний материалов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 62 с.

*It has been investigated the seating speed of the piston pump valve including absorption effect at the area of movement that corresponds to the angle of lag of closing suction valve. There has been calculated the seating speed taking into consideration the change of pressure in the mud piston at the given area. It has been determined the influence of angular velocity of crank  $\omega$  and coefficient of crank gear  $\lambda$  on the speed of valve seating.*

невих насосів дає нові пояснення причин появи стуку і умов безударної посадки клапанів.

Вперше поняття “стуку клапанів” було введено Г. Бергом [4] і вказана межа появи цього явища, яка залежала від частоти обертання колінчастого вала насоса. Така методика визначення умови стуку залишилась до цього часу і вносяться тільки окремі корективи в зна-

чення частоти обертання залежно від типу насоса і властивостей рідини. Але існує й інша думка, згідно з якою закривання клапана завжди здійснюється з ударом [5]. Практично у всіх дослідженнях вказується, що процес посадки клапана розглядається без врахування зміни тиску в циліндрі, викликаного всмоктуванням клапана.

Це особливо суттєво на останньому відрізьку шляху посадки клапана, який відповідає куту запізнення закривання. На цьому проміжку часу розглянемо закономірність зміни тиску і швидкості посадки тарілки клапана. Розрахунок швидкості тарілки уможливило більш точне дослідження закону руху і проектування клапана для найбільш довговічної експлуатації взаємноконтактуючих поверхонь тарілки та сідла клапана.

На клапан в процесі його руху діють різного роду сили, які формують закономірність зміни швидкості (рис. 1). В даному випадку на нагнітальний клапан діють сили, спричинені зовнішнім та внутрішнім тисками, крім того на клапан діє сила від жорсткості пружини та сила ваги клапана і пружини. Враховуючи їх, запишемо рівняння сил

$$m\ddot{h} = P_1 \cdot f_k - P_2 \cdot f_k - K_p \cdot h - F_c, \quad (1)$$

де:  $P_1$  – тиск в циліндрі насоса;  
 $P_2$  – тиск в гідроблоці;  
 $f_k$  – площа клапана;  
 $K_p$  – коефіцієнт жорсткості пружини;  
 $h$  – висота підняття клапана;  
 $F_c$  – навантаження, яке складається з ваги рухомих частин клапана і пружини.

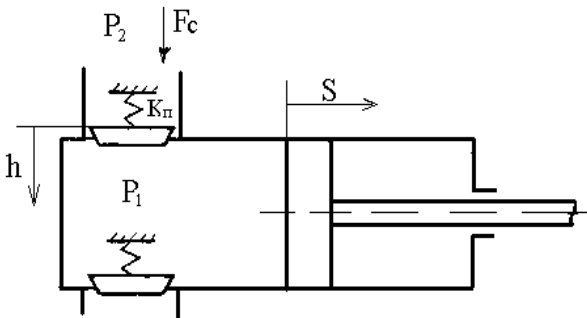


Рисунок 1 — Розрахункова схема для складання рівняння сил, які діють на тарілку клапана

Під час роботи насоса постійно змінюється тиск в циліндрі  $P_1$ . При ході нагнітання тиск різко зростає, відтак деякий час знаходиться на постійній величині, і після приходу поршня в мертву точку тиск знижується. Різке падіння тиску  $P_1$  відбувається під час зворотного руху поршня на відрізьку, який відповідає куту запізнення закривання клапана. Визначимо характер зміни тиску  $P_1$  протягом часу запізнення посадки. Для цього скористаємось залежністю [6]

$$K_c \cdot \dot{P}_1 = Q_{uz} - Q_n, \quad (2)$$

де:  $K_c$  – коефіцієнт стискування рідини;

$Q_{uz}$  – витрата рідини, яка перегікає через щілину між клапаном та сідлом з напірної лінії в циліндр;

$Q_n$  – подача поршня.

Витрату рідини в щілині та подачу поршня визначимо з формул (3) і (4)

$$Q_{uz} = \mu \cdot f_{uz} \cdot h \cdot \sqrt{P_2 - P_1}, \quad (3)$$

$$Q_n = V_n \cdot f_n, \quad (4)$$

де:  $\mu$  – коефіцієнт витрати рідини;  
 $f_{uz}$  – площа щілини між сідлом та клапаном;  
 $V_n$  – швидкість поршня;  
 $f_n$  – площа поршня.

Рівняння (3) і (4) підставимо у вираз (2), зробимо перетворення і отримаємо

$$\dot{P}_1 = \frac{\mu \cdot f_{uz} \cdot h \cdot \sqrt{P_2 - P_1} - V_n \cdot f_n}{K_c}. \quad (5)$$

Значення складових  $V_n$  та  $f_{uz}$  знаходимо за допомогою формул [5]

$$V_n = \omega \cdot r \cdot \left( \sin \omega \cdot t - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\omega \cdot t \right), \quad (6)$$

$$f_{uz} = \pi \cdot h \cdot D_k \cdot \sin \beta \cdot \left( 1 - \frac{\sin 2\beta}{2D_k} \cdot h \right), \quad (7)$$

де:  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа;  
 $r$  – радіус кривошипа;  
 $t$  – час;  
 $\lambda$  – коефіцієнт кривошипно-шатунного механізму,  
 $D_k$  – діаметр клапана;  
 $\beta$  – кут нахилу посадочної поверхні сідла.  
 Запишемо рівняння (5) з врахуванням рівнянь (6) та (7)

$$\dot{P}_1 = \frac{\mu \pi h D_k}{K_c} \cdot \sin \beta \cdot \left( 1 - \frac{\sin 2\beta}{2D_k} \cdot h \right) \cdot h \cdot \sqrt{P_2 - P_1} - f_n \omega r \cdot \left( \sin \omega t - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\omega t \right). \quad (8)$$

Рух клапана  $h$  на цій ділянці виразимо лінійною залежністю

$$h = h_0 \cdot \left( 1 - \frac{t}{t_3} \right), \quad (9)$$

де:  $h_0$  – початкова висота тарілки клапана;  
 $t_3$  – час запізнення закриття клапана.  
 Залежність для розрахунку тиску на проміжку часу, який відповідає куту запізнення закривання клапана, набуде вигляду

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 = & \frac{1}{K_c} \cdot \mu \pi h_0 \cdot \left( 1 - \frac{t}{t_3} \right) \cdot D_k \cdot \sin \beta \times \\ & \times \left( 1 - \frac{\sin 2\beta}{2D_k} \cdot h_0 \cdot \left( 1 - \frac{t}{t_3} \right) \right) \cdot h_0 \cdot \left( 1 - \frac{t}{t_3} \right) \times \\ & \times \sqrt{P_2 - P_1} - f_n \omega r \cdot \left( \sin \omega t - \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\omega t \right). \end{aligned} \quad (10)$$

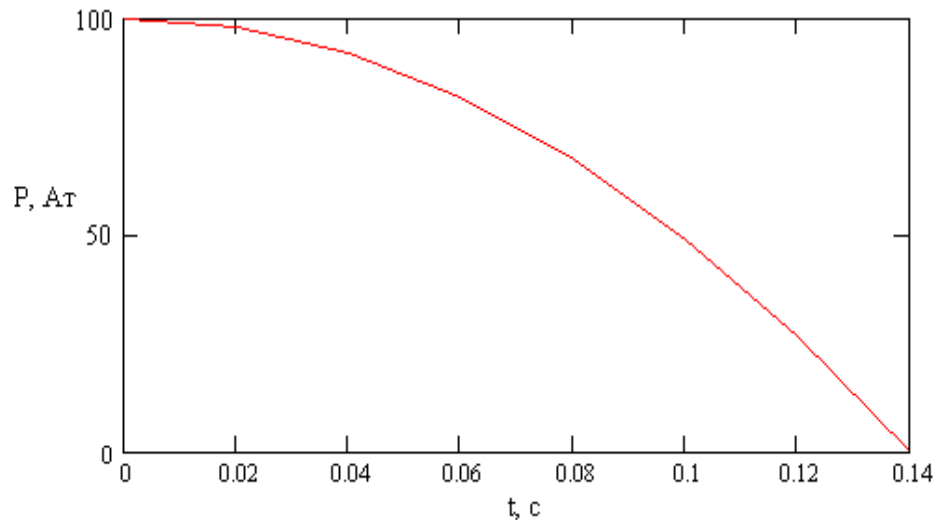


Рисунок 2 — Залежність тиску в циліндрі від часу

Таблиця 1 — Значення величин h та v залежно від t

t, с	0	0.003	0.006	0.009	0.012	0.013
h, м	0.01	0.0097	0.009	0.0072	0.0033	0
v, м/с	0.037	0.13	0.37	0.88	1.82	2.25

Тривалість фази падіння тиску в циліндрі залежить від ряду чинників: типу насоса, кутової швидкості кривошипа, величини тиску в трубопроводі, коефіцієнта кривошипно-шатунного механізму, стискання перекачуваної рідини, вмісту в ній нерозчиненого газу, втрати рідини через нещільні з'єднання, жорсткості корпусу гідрокоробки, штока та інших деталей. Даний розрахунок робимо для насоса НБТ-950 при таких вихідних даних [7]:  $\omega = 8$  м/с,  $t_3 = 0.14$  с,  $P_2 = 10^7$  МПа,  $K_c = 1.49 \cdot 10^{-10}$  м<sup>5</sup>/Н,  $\lambda = 0.2$ . Розв'яжемо рівняння (10) і отримаємо залежність зміни тиску в циліндрі (рис. 2).

З рисунка 2 бачимо, що зміна тиску  $P_1$  протягом часу, який відповідає куту запізнення посадки клапана, здійснюється за параболічним законом. З метою спрощення подальших розрахунків апроксимуємо залежність тиску  $P_1$  рівнянням

$$P_1 = P_2 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 \right], \quad (11)$$

де  $t_1$  – час, що відповідає куту запізнення закривання клапана.

З врахуванням рівняння (10) і (11) рівняння (1) отримає такий вигляд:

$$\ddot{h} - \frac{K_p}{m} \cdot h = \frac{1}{m} \cdot \left( P_0 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{t}{t_3} \right)^2 \right] \cdot f_k - P_2 \cdot f_k - F_c \right). \quad (12)$$

Перетворимо і розв'яжемо рівняння (12), в результаті отримаємо швидкість та переміщення клапана

$$\dot{h} = \sqrt{\frac{K_n}{m}} \cdot \left( C_1 \cdot \cos \sqrt{\frac{K_n}{m}} \cdot t - C_2 \cdot \sin \sqrt{\frac{K_n}{m}} \cdot t \right) - \frac{2 \cdot P_2 \cdot f_k}{t_3^2 \cdot K_n}, \quad (13)$$

$$h = C_1 \cdot \sin \sqrt{\frac{K_n}{m}} \cdot t - C_2 \cdot \cos \sqrt{\frac{K_n}{m}} \cdot t - P_2 \cdot f_k \cdot \frac{t^2}{K_n \cdot t_3^2} + \frac{m}{K_n} \cdot \left( -\frac{F_c}{m} + \frac{2 \cdot P_2 \cdot f_k}{K_n \cdot t_3^2} \right). \quad (14)$$

Постійні інтегрування  $C_1$  та  $C_2$  знаходимо з початкових умов: при  $t = 0$ ,  $v(0) = 0.037$  м/с,  $h(0) = 0.01$  м [7]

$$C_1 = \sqrt{\frac{m}{K_p}} \cdot v(0), \quad (15)$$

$$C_2 = -\frac{m}{K_n} \cdot \left( -\frac{F_c}{m} + \frac{2 \cdot P_2 \cdot f_k}{K_n \cdot t_3^2} \right) + h(0). \quad (16)$$

З рівняння (13) та (14) визначимо числові значення швидкості та переміщення клапана. Результати розрахунку заносимо в таблицю 1.

За даними розрахунку швидкості клапана побудована залежність (рис. 3).

Аналізуючи результати розрахунку, бачимо суттєве зростання швидкості в останній період всмоктування клапана. Це свідчить про

необхідність врахування всмоктуючого ефекту, викликаного зворотним рухом поршня.

Як видно з рисунка 4, із збільшенням кутової швидкості суттєво зростає швидкість посад-

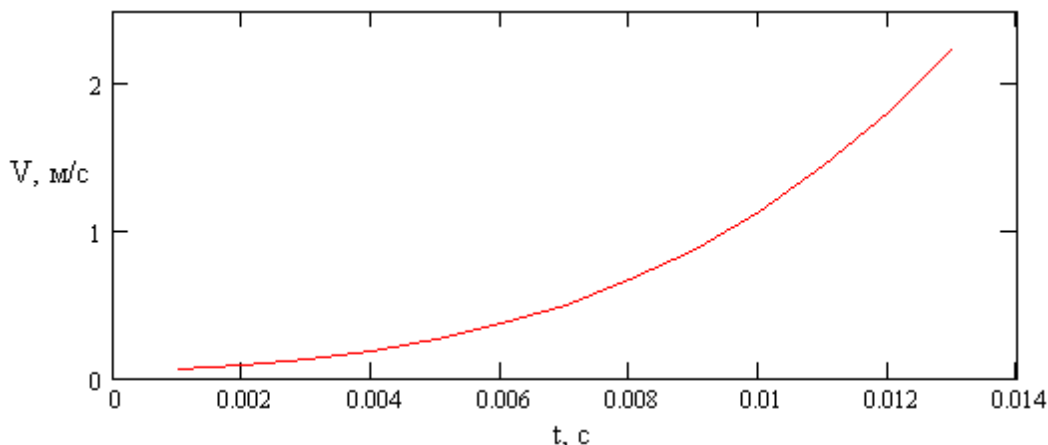


Рисунок 3 — Залежність швидкості посадки клапана від часу

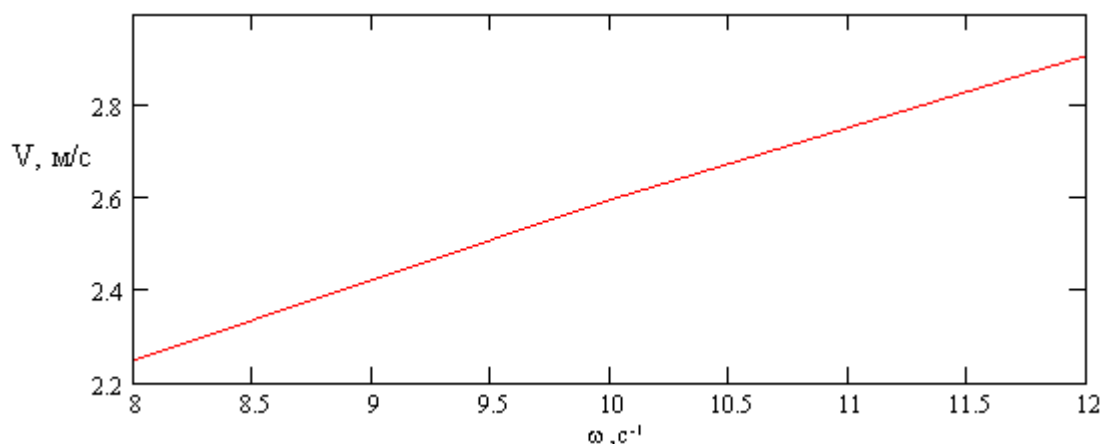


Рисунок 4 — Залежність швидкості посадки клапана від кутової швидкості кривошипа

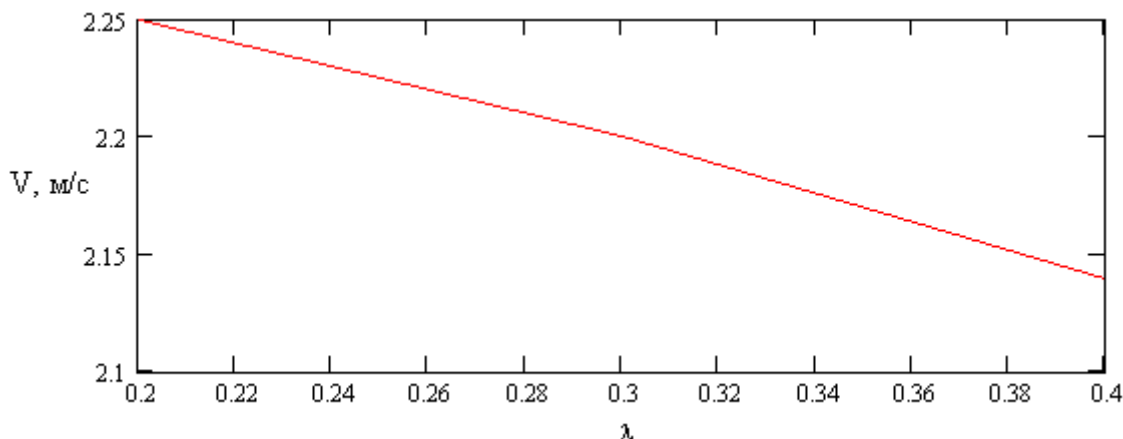


Рисунок 5 — Залежність швидкості посадки клапана від коефіцієнта кривошипно-шатунного механізму

Оскільки протяжність фази падіння тиску залежить від ряду факторів, розглянемо вплив швидкості кривошипа та коефіцієнта кривошипно-шатунного механізму на швидкість посадки клапана. Для цього розрахуємо швидкість посадки, змінюючи швидкість кривошипа  $\omega$  в межах 8...12 с<sup>-1</sup> і коефіцієнта  $\lambda$  в межах 0.2...0.4. За результатами розрахунку побудуємо залежності, наведені на рис. 4, 5 відповідно.

Рисунок 5 засвідчує, що збільшення коефіцієнта кривошипно-шатунного механізму призводить до зменшення швидкості посадки клапана.

#### Висновки

1. На основі аналізу роботи гідравлічної частини насоса складено рівняння руху клапана на проміжку часу, який відповідає куту запіз-

нення закривання. Розглянуто зміну тиску в циліндрі насоса на цій ділянці.

2. В результаті розв'язку рівняння руху встановлено різке зростання швидкості посадки клапана в момент всмоктування. Особливо зростає швидкість безпосередньо перед посадкою тарілки на сідло, що може свідчити про удари і швидке руйнування взаємодіючих поверхонь.

3. Швидкість посадки клапана суттєво зростає при збільшенні кутової швидкості кривошипа  $\omega$  і зменшується при збільшенні коефіцієнта кривошипно-шатунного механізму  $\lambda$ .

### Література

1 Малько Б.Д., Ливак І.Д. Дослідження роботи клапанів бурових насосів // Тези науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу Івано-Франківського державного технічного університету. – Івано-Франківськ, 1996. – Ч.2. – С.4.

2 Верзилин О.И. Современные буровые насосы. – М.: Машиностроение. – 1971. – 255 с.

3 Мкртычан Я.С. Новые разработки по повышению надежности и долговечности промышленных насосов // Обзорная информация. Серия: Машины и нефтяное оборудование. – М., ВНИИОЭНГ, 1984. – 62 с.

4 Берг Г. Поршневые крыльчатые и ротационные насосы // ГНТИ. – 1993. – Ч.1. – 203 с.

5 Караев М.А. Гидравлика буровых насосов. – М.: Недра, 1975. – 184 с.

6 Ливак И.Д. Исследование трехпоршневых буровых насосов и усовершенствование конструкции клапанных групп // Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. – Ивано-Франковськ, 1996. – 224 с.

7 Малько Б.Д., Яцків Д.Р. Вплив окремих параметрів насоса на кути запізнення відкриття і закривання клапана // Розвідка і розробка нафтових і газових свердловин. – 2003. – Вип. 2(7). – С. 76-80.

Міжнародна спеціалізована виставка

## СУЧАСНІ МЕТОДИ І ТЕХНОЛОГІЇ ЗАХИСТУ ВІД КОРОЗІЇ І ПРОМИСЛОВІ МЕТОДИ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ

м. Москва, КВЦ "Сокольники"  
(24-27 листопада 2003 р.)

### Оргкомітет конференції

Міжнародна виставочна компанія  
107113, м. Москва, Сокольницький вал, 1  
павільйон 2

Тел./факс: +38 (095) 1053418

Факс: (095) 1053489, 2680891

E-mail: boris@mvk.ru, angelle@mvk.ru,

Директор Борис І. Каліко

Російський союз хіміків

117420, м. Москва вул. Намьоткіна, 14, корп. 1

Тел.: +38 (095) 3320606

Факс: (095) 3326721

E-mail: der@ruschemunion.ru

### Тематика виставки:

- Сучасні технології і методи захисту металів і матеріалів від корозії в промисловості
- Антикоровий захист будинків, споруд і промислового обладнання
- Технологія виробництва і використання антикорозійних і захисних матеріалів
- Обладнання і технології для підготовки поверхні і нанесення захисних покриттів
- Антикоровий матеріали і покриття в автомобільній промисловості. Технології їх виробництва і використання
- Контроль корозійної стійкості матеріалів і виробів (пристрої, способи, методи)
- Особливості експлуатації, технічного обслуговування і ремонту
- Прилади, методи і засоби технічної діагностики і контролю продукції:
- Дефектоскопія методами візуально-оптичного контролю
- Дефектоскопія методами радіографічного контролю
- Ультразвукова дефектоскопія
- Дефектоскопія на основі методів акустичної емісії
- Дефектоскопія на базі електромагнітного і магнітопорошкового контролю
- Інфрачервоний і термічний контроль
- Вібраційно-дефектоскопічний контроль
- Контроль геометричності трубопроводів і резервуарів
- Навчання персоналу, атестація і сертифікація лабораторій