

УДК 422.458

В.А. КОНОВАЛЮК, канд. техн. наук, доц., А.О. ГОЛИШЕВ, ст. викладач
Криворізької національний університет

РОЗРАХУНОК ЗБІРНИХ ПОВІТРОПРОВОДІВ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ МЕРЕЖ

Робота присвячена розробці методики розрахунку повітропроводів з використанням коефіцієнтів витрат повітря і збільшення тиску, яка актуальна для розрахунку жорстких збірних повітропроводів. Запропоновані рівняння описують аеродинамічний процес, що має місце в повітропроводі і в його нещільностях.

При визначенні розрахункової залежності вважається що витрати на ділянках змінюються, а в самому з'єднанні має місце додатковий місцевий опір. Використовуючи цю модель В.Н. Воронін отримав залежність, для визначення втрати тиску і зробив припущення, що коефіцієнт витрат можна визначити по тій же залежності, що некоректно. Медведєв Б.І. отримав значення K_Q і K_h , але в неявному вигляді. Скориставшись методикою І.С. Дельчика для врахування додаткової втрати тиску при злитті чи поділу струменя авторами запропоновані рівняння для визначення коефіцієнтів витрат повітря K_Q і збільшення тиску K_h , як для нагнітальних так і для всмоктувальних повітропроводів. Згідно отриманих залежностей побудовані графіки для найбільш поширених діаметрів трубопроводів з різною якістю монтажу стиків, що працюють як при нагнітанні так і при всмоктуванні. Із отриманих графічних залежностей наглядно видно, що характер кривих K_Q і K_h при малих і великих кількостях стиків відрізняються дуже суттєво. Рівність цих коефіцієнтів можна допускати при числі стиків не більше 20. При роботі трубопроводу на всмоктування значення коефіцієнтів K_Q і K_h збільшуються майже в два рази.

Таким чином запропонована методика розрахунку негерметичних повітропроводів придатна при будь-якому числі стиків і відомій якості монтажу трубопроводу, а для діючого трубопроводу можливо визначити фактичне значення коефіцієнтів K_Q і K_h експериментально.

Ключові слова: повітропроводи, аеродинамічний процес, коефіцієнт витрат, нагнітальні та всмоктувальні повітропроводи.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. При провітрюванні цехів промислових підприємств і гірничих виробок часто використовуються як гнучкі так і жорсткі збірні повітропроводи. Для виготовлення жорстких застосовують метал і тверді пластмаси, а гнучких – прогумована тканина, поліетилен і інші гнучкі пластмаси. Довжина жорстких сегментів як правило не перевищує 5м, а гнучких – до 20м. Сегменти з'єднуються між собою за допомогою фланців і легкороз'ємних пристроїв. При цьому в місцях з'єднання не завжди досягається повна герметичність, а прогумовані труби можуть бути недостатньо герметичні по всій довжині. При цьому чим більша різниця тисків всередині і зовні трубопроводу тим більшими будуть втрати повітря.

Аналіз досліджень і публікацій. Режим руху повітря в трубопроводах завжди турбулентний, тоді як в нещільностях може бути як турбулентний так і ламінарний чи перехідний. При цьому в тому самому трубопроводі в зоні високого тиску режим фільтрації може бути турбулентним, а низького - перехідним чи навіть ламінарним. Дослідженню режиму фільтрації повітря в нещільностях трубопроводів присвячено дуже мало наукових праць. Воронін В.Н. вважав, що режим фільтрації повітря в нещільностях трубопроводів турбулентний [1]. Більш докладно це питання досліджено в роботі Ф.С. Клебанова [2], з якої слідує що для гнучких трубопроводів квадратичний закон опору витримується при слабкій герметичності, малій довжині і достатньо великій витраті повітря. Однак на кінцевих ділянках в більшості випадків цей закон порушується.

Слід зазначити, що фундаментальні дослідження, присвячені питанню режиму фільтрації в вентиляційних трубах прохідницьких трубопроводів відсутні.

Постановка завдання заключається в розробці методики розрахунку жорстких негерметичних трубопроводів при будь-якому режимі фільтрації з використанням рекурентних рівнянь для визначення коефіцієнтів збільшення тиску K_h і витрат K_Q .

Викладання матеріалу та результати. Кількість повітря, що проходить через нещільності жорсткого трубопроводу (отвір, щілина), можна визначити по закону руху через отвір в тонкій стінці чи сопло (якщо витікання через фланець)

$$Q_n = \mu_o \cdot S_o \sqrt{2h / \rho}, \quad (1)$$

де S_o - площа повздовжнього перерізу отвору, щілини, m^2 ; μ_o - експериментальний коефіцієнт витрат, що залежить від основних розмірів отвору, товщини стінки, фланця; ρ - густина повітря, kg/m^3 ; h - надлишковий тиск всередині трубопроводу, Па.

Перепишемо залежність (1) так, m^3/c

$$Q_n = \sqrt{2/\rho} \cdot S_o \cdot \mu_o \sqrt{h}. \quad (2)$$

Змінними величинами по довжині трубопроводу є надлишковий тиск h і коефіцієнт витрат μ_o . У випадку, якщо режим фільтрації залишається постійним, то величина μ_o також постійна

$$\sqrt{2/\rho} S_o \mu_o / L = 1/\sqrt{r} = \text{const}. \quad (3)$$

Тоді

$$Q_n = \sqrt{h/r} \cdot L. \quad (4)$$

Тобто отримали відомий закон руху повітря в повітропроводі (трубі, щілині, отворі) при турбулентному режимі руху.

Для трубопроводу з відносно рівномірно розподіленими нещільностями (металевий з повздовжнім швом, гнучкий) процес турбулентної фільтрації описується законом Дарсі

$$h = (\lambda' \rho \delta / 2d_{\text{екв}} m_s^2) \cdot (Q_n^2 / \pi^2 d^2 l^2), \quad (5)$$

де $d_{\text{екв}}$ - еквівалентний діаметр отвору, м; m_s - коефіцієнт поверхневої щільності; δ - товщина стінки, м; λ' - коефіцієнт опору руху повітря в отворах; d - діаметр трубопроводу, м; l - довжина трубопроводу, м.

В залежності (5) змінними є Q_n та λ' . Остання величина залежить від режиму фільтрації, а при квадратичному законі опору вона постійна.

Позначимо

$$\lambda' \cdot \rho \cdot \delta / 2d_{\text{екв}} \cdot m_s^2 \cdot \pi^2 \cdot d^2 = r_\phi \quad (6)$$

де r_ϕ - величина, що характеризує опір фільтрації.

З врахуванням цієї заміни залежність (5) прийме вигляд, м³/с

$$Q_\phi = \sqrt{h/r_\phi}. \quad (7)$$

Аналізуючи залежності (3) й (6) можна зробити висновок, що закони руху повітря в тонких стінках і пориста фільтрація при турбулентних режимах описуються однією і тією ж залежністю (4) і (7), так як

$$1/\mu_o^2 = \lambda' \cdot \delta / d_{\text{екв}} \quad (8)$$

При визначенні опору негерметичного жорсткого трубопроводу звичайно приймаються фізичні моделі. Опір визначається ступінчасто від стику до стику з відповідною зміною кількості повітря. Ця модель запропонована В.Н. Вороніним і була основною до теперішнього часу. Для гнучких трубопроводів В.Н. Воронін запропонував модель, в якій зміна кількості повітря відбувається безперервно, так як передбачається, що нещільності розташовані рівномірно. Ця модель також є основною.

Виходячи з цих моделей В.Н. Воронін вперше отримав залежність для розрахунку депресії і витрати негерметичного повітропроводу для провітрювання прохідницької виробки

$$P = (n^{3/2} / 3\sqrt{R/r} + 1)^2, \quad (9)$$

де P - коефіцієнт втрат тиску і витрат повітря; n - кількість ланок трубопроводу; R - аеродинамічний опір однієї ланки, Нс/м⁸.

Як бачимо, автор передбачає, що зміна тиску в негерметичному трубопроводі відносно герметичного така ж як і зміна витрати відповідно в тому і іншому повітропроводі.

Ш.П. Хангельдян отримав аналітичну залежність розподілу тиску по довжині трубопроводу від кінцевої і початкової витрати повітря [4], а також коефіцієнта втрат повітря і збільшення тиску від довжини. При цьому також не враховувалось додаткова втрата енергії на злиття або ділення потоку. Отже така модель може бути прийнятна тільки для гнучких трубопроводів.

Найбільш повна фізична модель, що враховує втрату енергії при діленні або злитті потоків запропонована Б.І. Медведєвим, В.П. Сухоруковим і Г.А. Адоньєвим [3]. Однак рішення отримано в неявному вигляді і в принципі прийнятне тільки для гнучких трубопроводів.

Для розрахунку жорстких повітропроводів пропонується наступна методика. Втрата тиску на тертя в ланці герметичного трубопроводу дорівнює, Па

$$h = R \cdot Q^2 \quad (10)$$

де R - аеродинамічний опір однієї ланки, Нс²/м⁸; Q - витрата повітря в даній ланці, м³/с.

Кількість повітря, яке проходить через нещільності стику буде визначатися тою ж величиною надлишкового тиску і дорівнюватиме, $\text{м}^3/\text{с}$

$$Q_n = \sqrt{h} / \sqrt{r}, \quad (11)$$

тобто відповідає залежності (4) або (7).

Додаткова втрата тиску при діленні або злитті потоку може бути виражена згідно Ідельчику

$$\Delta h = \kappa(Q + Q_n)^2, \quad (12)$$

де κ - коефіцієнт, що враховує геометричні параметри стику.

Аналогічний розрахунок трубопроводу із « n » стиків дозволяє отримати рекурентні рівняння для коефіцієнтів збільшення тиску K_h і витрат K_Q

$$K_{h_n} = \left(1 + \sum_{i=1}^n P_{Q_i}\right)^2 + k / R \left(1 + \sum_{i=1}^n P_{Q_i}\right) P_{Q_n} \quad (13)$$

$$K_{Q_n} = \sqrt{R/r} \sqrt{\sum_{i=1}^n P_h} \quad (14)$$

Рішення рекурентних рівнянь (13) і (14) наведено на графіках.

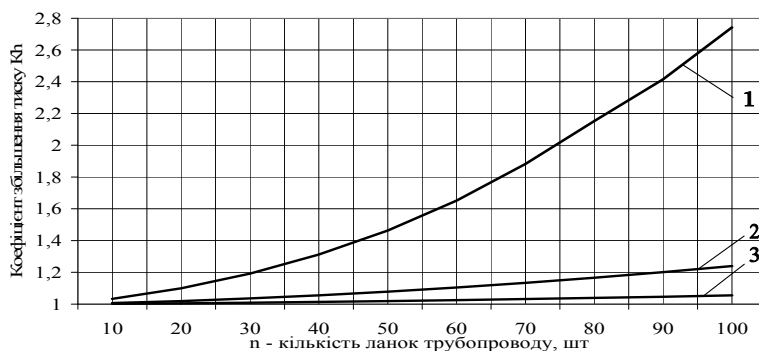


Рис. 1. Залежність коефіцієнта збільшення тиску K_h від кількості ланок при роботі на нагнітання для жорстких повітропроводів діаметром 500 мм: 1 - низька герметичність стиків; 2 - середня герметичність стиків; 3 - висока герметичність стиків

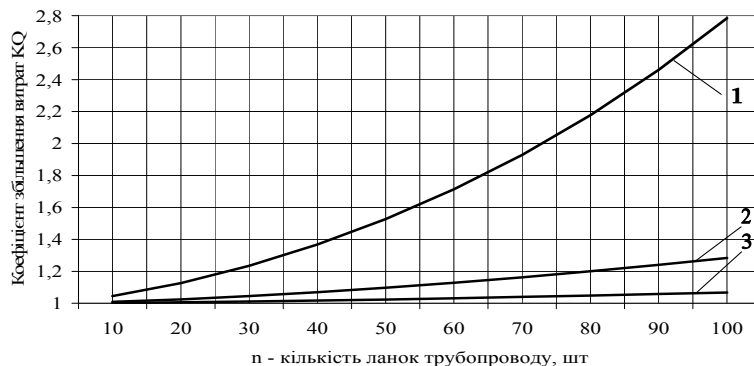


Рис. 2. Залежність коефіцієнта збільшення витрат K_Q від кількості ланок при роботі на нагнітання для жорстких повітропроводів діаметром 500 мм: 1 - низька герметичність стиків; 2 - середня герметичність стиків; 3 - висока герметичність стиків

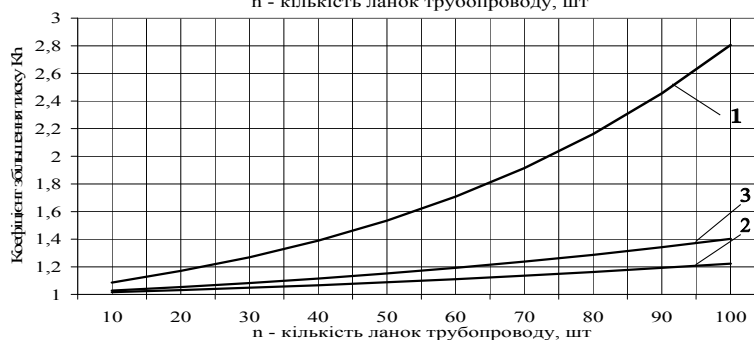


Рис. 3. Залежність коефіцієнта збільшення тиску K_h від кількості ланок при роботі на нагнітання для жорстких повітропроводів діаметром 600 мм: 1 - низька герметичність стиків; 2 - середня герметичність стиків; 3 - висока герметичність стиків

Згідно отриманих залежностей побудовані графіки для найбільш поширених діаметрів промислових повітропроводів (500, 600 і 800 мм) з різною якістю монтажу стиків (високої, середньої і низької) при роботі на нагнітання і для трубопроводів діаметром 500 мм при роботі на всмоктування.

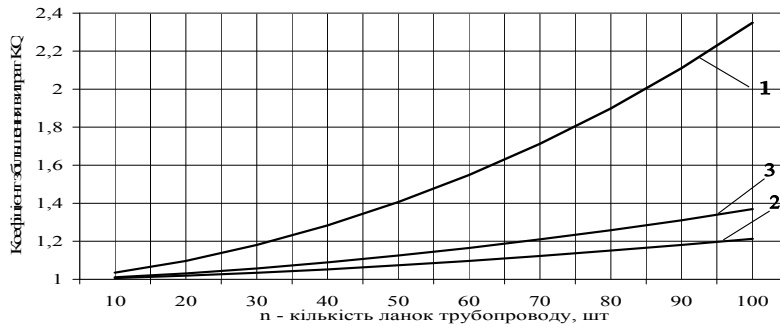


Рис. 4. Залежність коефіцієнта збільшення витрат K_Q від кількості ланок при роботі на нагнітанні для жорстких повітропроводів діаметром 600 мм: 1 – низька герметичність стиків; 2 – середня герметичність стиків; 3 – висока герметичність стиків

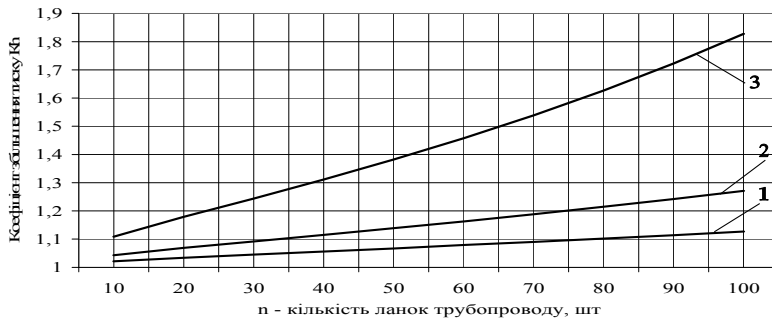


Рис. 5. Залежність коефіцієнта збільшення тиску K_h від кількості ланок при роботі на нагнітанні для жорстких повітропроводів діаметром 800 мм: 1 – низька герметичність стиків; 2 – середня герметичність стиків; 3 – висока герметичність стиків

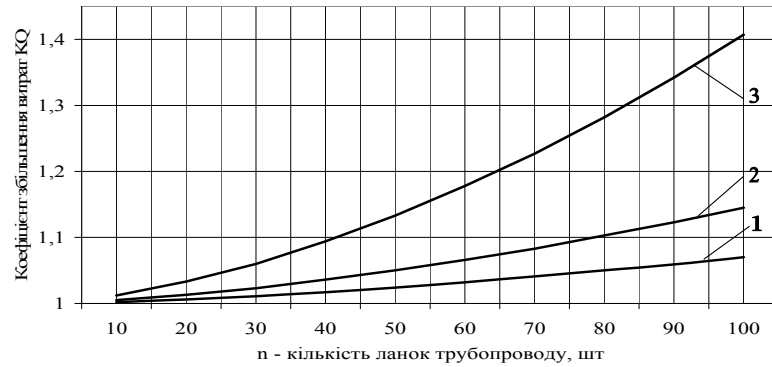


Рис. 6. Залежність коефіцієнта збільшення витрат K_Q від кількості ланок при роботі на нагнітанні для жорстких повітропроводів діаметром 800 мм: 1 – низька герметичність стиків; 2 – середня герметичність стиків; 3 – висока герметичність стиків

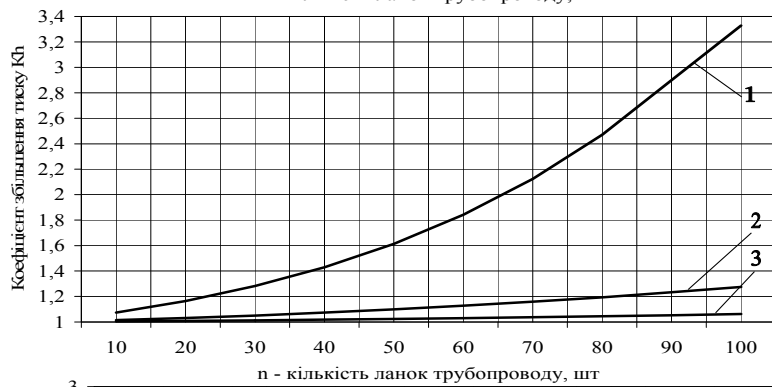


Рис. 7. Залежність коефіцієнта збільшення тиску K_h від кількості ланок при роботі на всмоктування для жорстких повітропроводів діаметром 500 мм: 1 – низька герметичність стиків; 2 – середня герметичність стиків; 3 – висока герметичність стиків

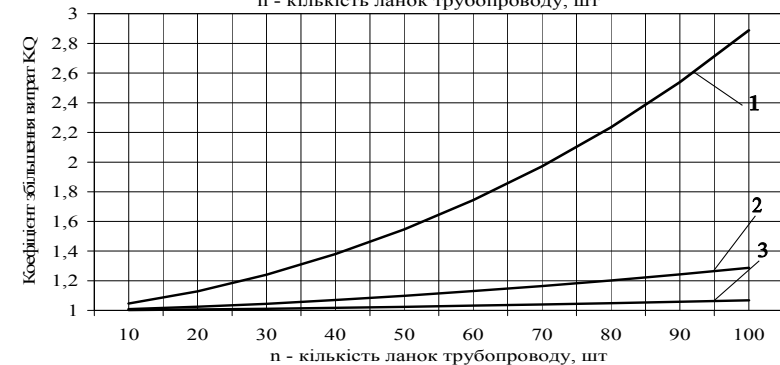


Рис. 8. Залежність коефіцієнта збільшення витрат K_Q від кількості ланок при роботі на всмоктування для жорстких повітропроводів діаметром 500 мм: 1 – низька герметичність стиків; 2 – середня герметичність стиків; 3 – висока герметичність стиків

Як видно із графіків при зміні діаметру коефіцієнти збільшення витрат і тиску мають різні значення, а саме при роботі на нагнітання: для повітропроводів діаметром 500 мм вони найбільші при низькій і найменші при високій герметичності стиків (розташування кривих 1,2,3 (рис. 1 і 2)); для повітропроводів діаметром 600 мм вони найбільші при низькій і найменші при середній герметичності стиків (розташування кривих 1,3,2 (рис. 3 і 4)); для повітропроводів діаметром 800 мм вони найбільші при високій і найменші при низькій герметичності стиків (розташування кривих 3,2,1 (рис. 5 і 6)).

При роботі на всмоктування вищезазначені залежності зберігаються, розташування кривих на графіках в тому ж порядку що і при роботі на нагнітання (рис. 7 і 8), але значення коефіцієнтів збільшуються (особливо коефіцієнта збільшення тиску K_h).

Висновки. З отриманих графічних залежностей наглядно видно, що характер кривих K_Q і K_h при малих і великих кількостях стиків відрізняються дуже суттєво. Рівність коефіцієнтів K_Q і K_h можна допускати при числі стиків не більше 20. При роботі трубопроводу на всмоктування значення коефіцієнтів K_Q і K_h збільшуються ще істотніше.

Таким чином, коефіцієнти витрати і збільшення тиску відрізняються тим більше, чим гірше якість збірки труб. Методики розрахунку негерметичних жорстких трубопроводів, що розроблені Вороніним В.Н. і Хангельдяном Ш.П. не дають належної точності.

При значній довжині повітропроводів втрата тиску по довжині є нелінійною залежністю, тому запропонована методика дозволяє підвищити точність розрахунку.

Запропонована нами методика розрахунку негерметичних жорстких повітропроводів придатна при будь-якому числі стиків і відомій якості монтажу трубопроводу, а для діючого трубопроводу можливо визначити фактичне значення коефіцієнтів K_Q і K_h експериментально.

Методика розрахунку актуальна для всіх режимів фільтрації при умові введення відповідного коефіцієнта k з будь-якої ланки по довжині.

Список літератури

1. Голишев О.М., Герасимчук О.В., Задорожній С.І. Питання стабільної роботи витяжних вентиляторів системи аспірації гірничо-збагачувальних комбінатів. Вентиляція, освітлення та теплозапобігання: Наук.-техн. зб. – К.: КНУБА, 2011. – Вип.15. – С.120-127.
2. Воронин В.Н. Основы рудничной аэрогазодинамики. М.: Углетехиздат. 1961, 365 с.
3. Клебанов Ф.С. Расчет воздухопроводов с квадратичным законом утечек. ИГД им. Скочинского. Вопросы аэрологии и борьбы с пылью на угольных шахтах и разрезах. Научные сообщения. Вып. 170, 1979.
4. Медведев Б.И., Сухороков В.П., Адоньев Г.А. Сопrotивление перфорированных трубопроводов. Разработка месторождений полезных ископаемых. Вып. 52. К.: Техника, 1980.
5. Хангельдян Ш.П. К подсчету депрессии при неплотных воздухопроводах для проветривания тупиковых выработок большой длины. Известия вузов: Строительство и архитектура, Новосибирск, 1972, №1 части оборудования
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., М.: Машиностроение, 1992. - 672 с.
7. Краснов Ю.С., Борисоглебская А.П., Антипов А.В. Системы вентиляции и кондиционирования. Рекомендации по проектированию, испытаниям, наладке. Термокул, 2004. - 373 с.
8. Булгаков Ю.Ф., Трофимов В.О., Кавєра О.Л., Ніколаєв Є.Б. Комп'ютерне моделювання аварійних вентиляційних режимів.- Донецьк: Донбас, 2014. - 139 с.
9. Liu W., Long Z., and Chen Q. "A procedure for predicting pressure loss coefficients of duct fittings using CFD (RP-1493)" HVAC&R Research, 18(6), 2012.1168-1181.
10. Static Pressure Losses in 6", 8", and 10" Non-Metallic Flexible Duct. Kevin Weaver, EIT, Graduate Research Assistant, Charles Culp, Ph.D., P.E., ASHRAE Fellow, Associate Professor, Texas A&M University.
11. Richard Steven Diagnostic Methodologies for Generic Differential Pressure Flow Meters, DP Diagnostics LLC, PO Box 121, Windsor, CO 80550-0121.
12. Крупнов Б.А., Шарафадінов Н.С. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Москва: Вена, 2008. - 220 с.
13. Зарниціна Э.Г., Терехова О.Н. Вентиляционные установки и пневмотранспорт. Барнаул: АлтГТУ, 2011. - 228с.
14. Зверевич В.В., Перов В.А. Водовоздушное хозяйство обогатительных фабрик. М.: Недра, 1976. - 199 с.
15. John Kaiser Calautit, Ben Richard Hughes Methodology for a Closed loop Subsonic Wind Tunnel. School of Civil Engineering, University of Leeds, Leeds, United Kingdom b Department of Industrial and Mechanical Engineering, Qatar University, Doha, Qatar.

Рукопис подано до редакції 04.02.16