

Одержані характеристики отриманих нами бітумних композицій свідчать, що модифікування бітумів ЕРО, дає змогу здійснювати перехід від однієї до іншої марки бітумів, а саме отримувати такі марки бітумів: від БНД 60/90 до БМП 60/90-52, від БНД 90/130 до БМП-90/130-49 [6]. Модифікування бітуму БНД 01 дає змогу одержати бітум, що за всіма показниками, крім дуктильності, відповідає бітуму марки БНД 60/90. Внаслідок його модифікації дуктильність теж зростає, але не досягає гостованого показника. Для можливості відповідного збільшення його дуктильності необхідні проведення додаткових досліджень.

Висновки. Модифікація дорожніх бітумів з допомогою ЕРО веде до зміни властивостей модифікованого бітуму, таких як: температура розм'якшення, адгезія, penetрація, дуктильність та ін. Встановлено, що модифікація дорожніх бітумів епоксидом ріпакової олії дає змогу покращити експлуатаційні характеристики дорожніх покриттів, незалежно від марки бітуму.

Література

1. Грудников И.Б. Производство нефтяных битумов / И.Б. Грудников. – М. : Изд-во "Химия", 1983. – 188 с.
2. Hrynychuk Y.M. Effect of Modified Bitumen on Physico-mechanical Properties of Asphalt Concrete / Mykhailo Nykurchuk, Yurii Hrynychuk and Mykola Olchovyk // Chemistry and Chemical Technology. – 2013. – Vol. 7, № 4. – Pp. 467-470.
3. Гринчук Ю.М. Епоксидні сполуки на основі ріпакової олії як модифікатори для дорожніх бітумів / Ю.М. Гринчук, М.В. Никипанчук // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Хімія, технологія речовин і їх застосування. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2011. – № 700. – С. 474-477.
4. Гринчук Ю.М. Вплив умов та способу модифікації дорожніх бітумів епоксидом ріпакової олії на їх фізико-хімічні властивості / Ю.М. Гринчук, М.В. Никипанчук, В.М. Гринчук // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Хімія, технологія речовин і їх застосування. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2013. – № 761. – С. 465-469.
5. Бітуми нафтові дорожні в'язкі. Технічні умови: ДСТУ 4044-2001. – К. : Вид-во Держстандарт України, 2001. – 236 с.
6. ДСТУ Б В.2.7-135:2007 "Будівельні матеріали. Бітуми дорожні, модифіковані полімерами. Технічні умови".

Гринчук Ю.М. Влияние эпоксида рапсового масла на физико-механические свойства дорожных битумов

Низкое качество дорожных битумов, неудовлетворительные трещиностойкость, эластичность, адгезия являются одними из главных причин преждевременного разрушения дорожных покрытий. Решить проблему улучшения качества битумов можно способом модификации их эпоксидными соединениями на основе возобновляемого сырья. Изучены свойства битумов, модифицированных эпоксидом рапсового масла. Установлено положительное влияние эпоксида рапсового масла на дорожные битумы различных марок. Условия для проведения модификации выбраны на основе предварительных испытаний для битума марки БНД 90/130. Для исследований использован дорожный битум марки БНД 60/90, БНД 90/130 и БНД 01 с добавлением эпоксида, который проанализирован по следующим показателям: пенетрация, адгезия, дуктильность, температура размягчения.

Ключевые слова: битум, модификация, эпоксид, рапсовое масло.

Hrynychuk Yu.M. The Influence of Epoxide Rapeseed Oil on Physical and Mechanical Properties of Bitumen

Low quality bitumen, poor fracture toughness, elasticity, adhesion are supposed to be a major cause of premature destruction of road surfaces. The problem of the bitumen quality can be solved using a modified method of epoxy compounds based on renewable raw materi-

als. Some properties of epoxy modified by bitumen rape oil are investigated. Some positive effects of rapeseed oil on epoxy bitumen of various grades are identified. Conditions for modification were chosen based on previous testing for bitumen BND 90/130. The road bitumen of BND 60/90, BND 90/130 and BND 01 mark with epoxid additives is used for the study. Such parameters as penetration, adhesion, ductility, hardness, softening temperature were applied in the research.

Key words: bitumen, modification, epoxide, rapeseed oil, compound.

УДК 666.940.41

Ст. викл. Л.В. Дзюбик, канд. техн. наук –
НУ "Львівська політехніка"

ВЗАЄМОДІЯ ОБРОБЛЮВАНОВОГО МАТЕРІАЛУ ТА ФУТЕРІВКИ З КОРПУСОМ ОБЕРТОВОГО АГРЕГАТУ

Розвинуто математичну модель визначення величини та розподілу навантажень у корпусі великогабаритного обертового агрегату оболонкового типу. Розрахунок здійснено із врахуванням розподілу навантажень на оболонку від ваги корпусу; ваги захисної футерівки та ваги оброблюваного матеріалу.

Запропоновано модель визначення крутного моменту в оболонці корпусу для багатоопорного обертового агрегату. Проведено числовий аналіз впливу кута заповнення оброблюваного матеріалу на напруження в корпусі цементної печі. Встановлено, що зі зменшенням кута заповнення матеріалу величина кільцевих та осевих напружень зростає.

Ключові слова: система навантажень, вага корпусу, захисна футерівка, оброблюваний матеріал, напруження, крутний момент, цементна піч.

Постановка проблеми. На сьогодні великогабаритні установки оболонкового типу, які здійснюють обертальний рух, є невід'ємною складовою багатьох галузей оброблювальної промисловості, де відбувається переробка дрібнодисперсних сумішей [1]. Це створює умови для рівномірного перемішування та забезпечує необхідні температурні режими. Для розрахунку таких конструкцій, зазвичай, застосовують модель статичної рівноваги нерозрізної балки із змінною жорсткістю на окремих ділянках та розміщеної на пружних опорах із можливим їх вертикальним жорстким зміщенням [2, 3]. При цьому, для отримання необхідних результатів, важливо адекватно до реальних умов задати систему навантажень, що діє в корпусі обладнання.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Розрахунок навантаження різних прогонів складається із зосереджених сил (вага вінцевої шестерні, бандажі та підбандажні потовщення) та рівномірно розподіленого навантаження, які задаються або визначаються за відповідними виразами [4, 5]. До рівномірно розподілених відносять вагу корпусу, футерівки, ланцюгової завіси, ланцюгового теплообмінника, випалованої суміші. Найбільше навантаження створюють вага корпусу та футерівки. Також додатково на вхідному кінці можуть бути розміщені ланцюгові завіси та інші теплообмінні пристосування у перших двох-трьох прогонах. Значно меншу вагу має робоча суміш. Аналіз літературних даних [4-6] свідчить, що при розрахунках приймають дію матеріалу та футерівки рівномірно розподіленими в нижній частині корпусу із кутом заповнення 180°. Однак такий підхід не дає змоги отримати достовірну інформацію про характер напружено-деформованого стану в довільному перерізі корпусу. Внаслідок

прогнозувати залишковий ресурс обертового агрегату є складно та не завжди можливо.

Постановка задачі. Метою роботи є отримання математичної моделі системи навантажень, що діють в корпусі обертового агрегату із врахування особливостей прикладання зусиль від внутрішнього футерування та оброблюваного матеріалу.

Основний матеріал

Для розв'язання поставленої задачі використано відому розрахункову схему для балки трубчастого перерізу та отриману для неї систему визначальних рівнянь, яку представлено в роботі [2]. Вона виконана для випадку великогабаритного обертового агрегату неперервної дії, що розміщений на опорах. Для цього розглянута балка довжиною l кусково-сталої згинної жорсткості, яка вільно лежить на N_R пружних опорах під дією зосереджених та розподілених кусково-сталих навантажень. Для цього введено ряд позначень для геометричних характеристик та силових навантажень: $a_i, \kappa_i, z_i, i=1, N_R$ – координати, коефіцієнти податливості та початкові зміщення опор; $[d_m, d_{m+1}), m=1, N_D$ – ділянки, де жорсткість балки на згин D_m – стала. У точках $x=c_k, k=1, N_p$ на балку діють зосереджені зусилля P_k , а на ділянках $[b_j, b_{j+1}), j=1, N_q$ (в межах ділянки сталої жорсткості) розподілені зусилля сталої інтенсивності q_j . Тут $\Delta_j = b_{j+1} - b_j$ довжина ділянки сталого навантаження, $b_j^0 = (b_{j+1} + b_j) / 2$ – їх центри. Зовнішнє навантаження зумовлює реакції опор $R_i, i=1, N_R$.

Тоді на ділянках $[b_j, b_{j+1}), j=1, N_q$ на конструкцію діють розподілені вздовж осі навантаження сталої інтенсивності q_j , які мають такі складові:

$$q_j = q_j^0 + q_j^1 + q_j^2, \tag{1}$$

де: q_j^0 – навантаження від ваги корпусу, q_j^1 – навантаження від футерівки, q_j^2 – навантаження від матеріалу. Розглянемо детальніше діючі навантаження.

Навантаження від ваги оболонки корпусу. Нехай R – радіус кругового перерізу оболонки (рис. 1), ρ – густина матеріалу оболонки, h_j – товщина оболонки на j -тій ділянці навантаження, g – стала земного тяжіння.

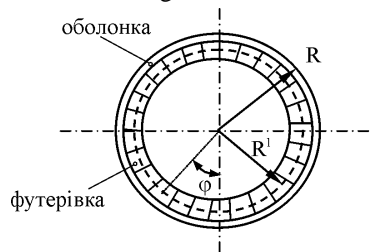


Рис. 1. Переріз корпусу обертового агрегату

Елемент оболонки $ds_2 = R d\phi$ має таку вагу: $dq_j^0 = g \rho h_j R d\phi$. Тоді для загального навантаження від ваги отримаємо:

$$q_j^0 = \int_0^{2\pi} g \rho h_j R d\phi = g \rho 2\pi R h_j. \tag{2}$$

На основі виразу (2) знаходимо розподіл нормального та дотичного по кутовій координаті навантаження на оболонку:

$$\begin{aligned} p_{j1}^0 &= 0, \\ p_{j2}^0 &= -g \rho h_j \sin \phi, \\ p_{j3}^0 &= g \rho h_j \cos \phi. \end{aligned} \tag{3}$$

Навантаження від футерівки. Корпус (оболонка) обертового агрегату є теплоізолюваним зсередини шаром футерівки товщиною h_j^1 , густину якої позначимо ρ^1 . Футерівка не закріплена з корпусом, але посаджена з деяким натягом. Вплив натягу на напружений стан оболонки за напівбезмоментною теорією оболонок не враховують, оскільки кільцеві деформації за цією теорією вважають нульовими ($\epsilon_2 \equiv 0$).

Розподілене навантаження від ваги футерівки дорівнює:

$$q_j^1 = g \rho^1 2\pi \left(R - \frac{h_j^1}{2} \right) h_j^1 = g \rho^1 2\pi R^1 h_j^1. \tag{4}$$

Його дію вздовж кутової координати розподілимо по закону косинуса на ділянці $|\phi| \leq \frac{\pi}{2}$:

$$\begin{aligned} p_{j1}^1 &= 0, \\ p_{j2}^1 &= -g \rho^1 h_j^1 \chi_j \sin \phi, \\ p_{j3}^1 &= g \rho^1 h_j^1 \chi_j \cos \phi, \quad \chi_j = 2 \frac{R_1}{R}, \quad |\phi| \leq \frac{\pi}{2}. \end{aligned} \tag{5}$$

Навантаження від ваги матеріалу. Відповідно до моделі про розподіл матеріалу при обертанні оболонки, вагу оброблюваного матеріалу розподілимо вздовж кутової координати за законом косинуса (рис. 2):

$$w(\phi) = w_2 (\cos(\phi - \gamma_0) - \cos \beta_0), \quad |\phi - \gamma_0| \leq \beta_0. \tag{6}$$

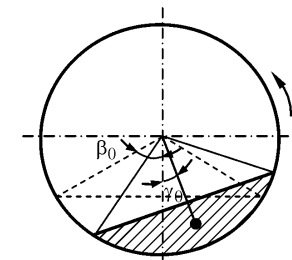


Рис. 2. Розподіл оброблюваного матеріалу при обертанні корпусу

Коефіцієнт w_2 знайдемо з умови $\int_{-\beta_0+\gamma_0}^{\beta_0+\gamma_0} w(\phi) R d\phi = q_j^2$. Тут q_j^2 – інтенсивність розподілу ваги матеріалу вздовж осі оболонки.

Очевидно, що q_j^2 – вага матеріалу, яка заповнює круговий сегмент кутвою величиною $2\beta_0$ (рис. 2), тому

$$q_j^2 = g\rho^2(R^2\beta_0 - R^2\sin\beta_0\cos\beta_0) = g\rho^2R^2\left(\beta_0 - \frac{1}{2}\sin 2\beta_0\right).$$

Обчисливши вищенаведений інтеграл

$$\int_{-\beta_0+\gamma_0}^{\beta_0+\gamma_0} (\cos(\phi - \gamma_0) - \cos\beta_0)Rd\phi = \int_{-\beta_0}^{\beta_0} (\cos\alpha - \cos\beta_0)Rd\alpha = 2R(\sin\beta_0 - \beta_0\cos\beta_0)$$

знайдемо коефіцієнт w_2 :

$$w_2 = g\rho^2R \frac{\beta_0 - \frac{1}{2}\sin 2\beta_0}{2(\sin\beta_0 - \beta_0\cos\beta_0)}. \quad (7)$$

Тоді для навантажень, які діють на оболонку отримаємо:

$$\begin{aligned} p_{j1}^2 &= 0, \\ p_{j2}^2 &= -fw_2(\cos(\phi - \gamma_0) - \cos\beta_0)\cos\phi, \quad |\phi - \gamma_0| \leq \beta_0, \\ p_{j3}^2 &= w_2(\cos(\phi - \gamma_0) - \cos\beta_0)\cos\phi. \end{aligned} \quad (8)$$

Розподіл крутного моменту в оболонці. Невід'ємною частиною в системі навантажень є зовнішнє зусилля від привідного механізму [5]. Воно є достатньо значне, бо зумовлює корпус вагою до 200-300 т здійснювати періодичних обертальний рух. Знайдемо крутний момент в деякому перерізі α :

$$M_j^0 = R \int_0^{2\pi} S(\alpha, \phi) R d\phi. \quad (9)$$

Припускаємо, що осьові навантаження на оболонку p_{j1} – відсутні, а кільцеві – p_{j2} та нормальні p_{j3} – є сталі вздовж координати α . Тоді отримаємо:

$$\begin{aligned} M_j^0 &= -\alpha R^3 \int_0^{2\pi} p_{j2}(\phi) d\phi + C_j = -\alpha R^2 \int_{-\beta_0+\gamma_0}^{\beta_0+\gamma_0} p_{j2}(\phi) R d\phi + C_j = \\ &= \alpha fw_2 R^3 \int_{-\beta_0+\gamma_0}^{\beta_0+\gamma_0} (\cos(\phi - \gamma_0) - \cos\beta_0) \cos\phi d\phi + C_j = \alpha fm_j^0 + C_j, \end{aligned} \quad (10)$$

де позначимо $m_j^0 = w_2 R^3 \int_{-\beta_0+\gamma_0}^{\beta_0+\gamma_0} (\cos(\phi - \gamma_0) - \cos\beta_0) \cos\phi d\phi$.

Конструкція обертового агрегату складається з N_q секцій, які описуємо за моделлю викладено в роботі [2]. Нехай обертовий момент M^0 прикладемо до правого краю секції з номером $j = j^*$, лівий край першої секції та правий край останньої – можуть вільно обертатися.

Враховуючи, що координата α є локальною, послідовно отримаємо для першого сегмента $C_1 = 0$; для другого сегмента з умови рівності моментів між першим та другим сегментом: $C_2 = \Delta_1 fm_1^0 + C_1$; для третього сегмента: $C_3 = \Delta_2 fm_2^0 + C_2$. Отже, для j сегмента C_j складе:

$$C_j = \Delta_{j-1} fm_{j-1}^0 + C_{j-1} \text{ або } C_j = \sum_{j=2}^j \Delta_{j-1} fm_{j-1}^0, \quad (11)$$

Аналогічно рухаючись з правого кінця будемо мати: $\Delta_{N_q} \cdot fm_{N_q}^0 + C_{N_q} = 0$.

Отже, отримаємо, що $C_{N_q} = -\Delta_{N_q} \cdot fm_{N_q}^0$. Далі $C_{N_q-1} = C_{N_q} - \Delta_{N_q-1} \cdot fm_{N_q-1}^0$.

Тобто
$$C_j = -\sum_{k=1}^{N_q} \Delta_k fm_k^0. \quad (12)$$

В зоні прикладання зовнішнього моменту M^0 маємо рівність:

$$C_{j^*} + M^0 = C_{j^*}. \quad (13)$$

Отже, сумарний момент буде дорівнювати

$$M^0 = -f \sum_{j=1}^{N_q} \Delta_j m_j^0. \quad (14)$$

Іншим аспектом застосування отриманої формули (14) є можливість знаходження коефіцієнту тертя, якщо відомий прикладений крутний момент.

Вирази (3), (5), (8) та (14) дають змогу сформулювати систему рівнянь, яка описує діючі навантаження в корпусі великогабаритного обертового обладнання. Для спрощення застосування отриманих виразів було розроблено спеціалізоване програмне забезпечення, яке використовується для розрахунку напружено-деформованого стану корпусу за напівбезумовною теорією оболонок. Деякі результати розрахунку представлені нижче.

Дослідження впливу кута заповнення оброблюваного матеріалу. Проведемо дослідження впливу кута заповнення матеріалу β_0 на оболонкові складові напружень для одного з прогонів обертового агрегату, який представлений в роботі [5], припускаючи, що загальна маса матеріалу залишається незмінною. Реальний кут заповнення для цього прогону дорівнює $\beta_0^* = 38, 48^\circ$.

Зокрема, на рис. 3 показано залежність максимальних значень осьових (σ_{11} , МПа) і кільцевих (σ_{22} , МПа) напружень від кута заповнення матеріалу по середині прогону у поперечному перерізі на зовнішній поверхні оболонки ($z = h/2$). Розподіл мінімальних значень має практично асиметричний характер та значення.

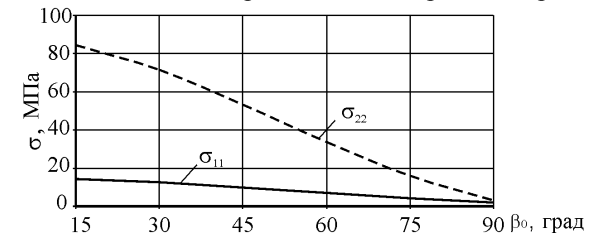


Рис. 3. Осьові та кільцеві напруження у корпусі для різних кутів заповнення матеріалом

Аналіз отриманих результатів показує, що у випадку, коли загальна маса матеріалу залишається незмінною, при зменшенні кута заповнення матеріалу, величина кільцевих та осьових напружень зростає. Вплив даного кута найбіль-

ше спостерігається для кільцевих напружень, які змінюються від 3 МПа до 82 МПа при зменшенні β_0 від 90° до 15°. Осьові напруження при цьому змінюються в значно меншому діапазоні: від 2 МПа до 15 МПа.

Висновки. Отримано вирази для представлення системи навантажень, які діють у корпусі обертового агрегату із врахування особливостей конструктивного виконання та положення робочого матеріалу.

Досліджено вплив кута заповнення оброблюваного матеріалу на величину напруженого стану корпусу. Показано, що у випадку, коли загальна маса матеріалу залишається незмінною, спостерігається практично лінійна залежність екстремумів напружень від кута заповнення.

Література

1. Процеси та апарати хімічної технології : навч. посібн. [для студ. спец. "Хімічна механіка та інженерія" та "Інженерна механіка"] / Я.М. Ханік, Є.М. Семенишин, О.В. Станіславчук, Д.П. Кіндзера. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2006. – 340 с.
2. Дзюбик Л.В. Статична рівновага балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім зміщенням / Л.В. Дзюбик, І.В. Кузьо, І.А. Прокопишин // *Машинознавство*. – 2009. – № 11 (149). – С. 27-30.
3. Кузьо І.В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів / І.В. Кузьо, Л.В. Дзюбик // *Вісник Національного університету "Львівська політехніка"*. – Сер.: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2007. – № 588. – С. 53-57.
4. Банит Ф.Г. Механическое оборудование цементных заводов : учебник [для техникумов] / Ф.Г. Банит, О.А. Несвижский. – Изд. 2-ое, [перераб. и доп.]. – М. : Изд-во "Машиностроение". – 1975. – 318 с.
5. Кузьо І.В. Расчет и контроль установки агрегатов непрерывного производства / І.В. Кузьо, Т.Г. Шевченко. – Львов : Изд-во "Вища шк.", 1987. – 176 с.
6. Баганов А.И. Вращающиеся печи цементной промышленности / А.И. Баганов. – М. : Изд-во "Машиностроение". – 1965. – 319 с.

Дзюбик Л.В. Взаимодействие обрабатываемого материала и футеровки с корпусом вращательного агрегата

Развита математическая модель определения величины и распределения нагрузок в корпусе крупногабаритного вращающегося агрегата оболочечного типа. Расчет осуществлен с учетом распределения нагрузок на оболочку от веса корпуса; веса защитной футеровки и веса обрабатываемого материала.

Предложена модель определения крутящего момента в оболочке корпуса для многоопорного вращающегося агрегата. Проведен численный анализ влияния угла заполнения обрабатываемого материала на напряжение в корпусе цементной печи. Установлено, что при уменьшении угла заполнения материала величина кольцевых и осевых напряжений возрастает.

Ключевые слова: система нагрузок, вес корпуса, защитная футеровка, обрабатываемый материал, напряжения, крутящий момент, цементная печь.

Dzyubik L.V. The Interaction of a Machined Material and Lining of a Large-Size Rotary Unit

A mathematical model for determining the magnitude and distribution of loads in the case of large-size rotary unit shell type is designed. Calculation was done based on the load distribution of the housing shell weight, protective lining weight and also processed piece weight. A model of the torque definition in the shell causing multisupporting rotating unit is provided. The numerical analysis of the influence of the processed material angle to the stress in the cement kiln is conducted. The amount of ring and axial stress is investigated to increase with reducing the filling material angle.

Key words: load system, body weight, protective lining, processed material, strain, torque, cement kiln.

4. ЕКОНОМІКА, ПЛАНУВАННЯ ТА УПРАВЛІННЯ В ГАЛУЗЯХ

УДК 336.144:368

*Проф. Б.А. Карпінський, канд. екон. наук;
аспір. В.О. Григоренко – Львівська державна фінансова академія*

ПОЛІТИЧНА НЕПЕРЕДБАЧУВАНІСТЬ – ХАРАКТЕРНА ДОМІНАНТА ФІНАНСОВОГО КЛІМАТУ ТЕРИТОРІЇ

Синтезовано інструментарій оцінювання прояву політичної непередбачуваності як домінанти фінансового клімату території. Зазначено, що бідні держави з низькими темпами зростання схильні до проявів політичної нестабільності, водночас розвинені держави з високими темпами економічного зростання тяжіють до політичної стабільності. Здійснено рейтингування регіонів України за блоками політичної непередбачуваності, ґрунтуючись на методі блокового (кластерного) ранжування. Запропоновано враховувати особливості прояву політичної непередбачуваності під час прийняття управлінських рішень різного рівня, зокрема реалізації кардинальних перетворень (реформ).

Ключові слова: політична непередбачуваність, фінансовий клімат, метод блокового ранжування, фінансова система, територія, показник, домінанта.

Постановка проблеми. Прояв взаємозалежних процесів в економічних системах залежить від їхнього типу та особливостей конкретної ситуації, що накладає додаткові перестороги при їхньому врахуванні та оцінюванні. На жаль, нині дедалі більша частка змін протікає досить непередбачено, складно прогнозовано та дуже динамічно. Все це зумовлює численні наукові кола працювати над створенням універсальних методів та інструментів прогнозування і передбачення майбутнього стану економічної системи за впливу нестабільності.

Водночас, у попередніх дослідженнях авторів було сформовано дещо відмінне розуміння показників, які здатні характеризувати фактичний стан функціонування системи. Йдеться, зокрема, про фінансові системи території, регіону, держави. Так, на нашу думку, універсальною категорією, яка враховує багатогранність взаємовідносин, які виникають у межах функціонування фінансової системи регіону, є фінансовий клімат, а запропонована методологія його оцінювання дає змогу отримати комплексну інформацію щодо реального становища фінансової системи суб'єкта [1-2].

Відповідно до сформованої методології оцінювання фінансового клімату, одним із її характерних факторів є показник політичної непередбачуваності. За своєю сутністю – це показник, який дає характеристику функціонування загальної політичної системи, а відтак і характеризує ймовірність політичного розвитку та його безпосереднього впливу на фінансову систему суб'єкта в реальному часі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розглядувана проблематика перебуває на стику двох наук: економічної та політичної. Однак варто відзначити, що незважаючи на доволі широкий напрям дослідження, його трактування перебуває у стані становлення та може мати протилежне значення. Так, в окремих дослідженнях фігурує поняття "політичні ризики", а в інших – "політична