

його подавання і глибини зміцненого шару. Аналіз цієї залежності показує, що режими зміцнення необхідно вибирати з врахуванням сили притискання в межах від 400 до 450 Н і швидкості подавання в межах від 1,25 до 1,75 м/хв. Мікротвердість поверхні напрямника збільшується в 1,3 раза.

Література

1. Гурей І.В. Підвищення довговічності напрямних технологічного обладнання фрикційним зміцненням / І.В. Гурей, І.А. Гурей // Вісник НУ "Львівська політехніка". – Сер.: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2011. – № 702. – С. 19-24.
2. Рудь А.Є. Підвищення ефективності роботи відцентрових стружкових верстатів зміцненням їх бил високошвидкісним тертям : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 / А.Є.Рудь; НЛТУ України. – Львів, 2009. – 21 с.

Войтович В.В., Шостак В.В. Упрочнение высокоскоросным трением направляющих ленточнопильного станка

Описаны результаты экспериментальных исследований. Получены уравнения регрессии, характеризующие зависимость микротвердости от усилия прижима и скорости подачи фрикционного диска. Показано влияние глубины поверхностного слоя на изменение микротвердости материала.

Ключевые слова: микротвердость, упрочнение, направляющая.

Vojtovich V.V., Shostak V.V. Surface hardening the high-speed friction of sending band-saw machine-tool

The results of experimental researches are described. Equalizations are got regressions, characterizing dependence of microhardness on effort of clamp and speed of serve of friction disk. Influence of depth of superficial layer is shown on a change microhardness of material.

Keywords: microhardness, surface hardening, sending.

УДК 539.37: 621.867

Ст. викл. Р.А. Ковальчук, канд. техн. наук;
асист. Х.А. Висоцька – НУ "Львівська політехніка"

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЛАНЦЮГІВ КОНВЕЄРІВ

Розглянуто результати аналізу напружено-деформованого стану ланцюгів конвеєра з прямими та зігнутими пластинами. Для цього побудовано тривимірні параметричні моделі ланок із шарнірами ланцюгів, методом скінченних елементів визначено напруження і деформації в деталях ланки, побудовано епюри еквівалентних напружень та деформацій в напрямку дії тягового зусилля. Визначено коефіцієнти жорсткості досліджуваних ланцюгів, проведено аналіз поверхневих напружень та деформацій, що виникають в місцях контакту елементів ланцюга.

Ключові слова: тяговий ланцюг, статичні навантаження, жорсткість, напруження, скінченно-елементна модель.

Вступ. У багатьох галузях промисловості та у сільському господарстві широко використовують ланцюгові конвеєри. Робота конвеєра характеризується значними динамічними навантаженнями його елементів як під час пуску, так і в процесі усталеного руху [8, 11]. Внаслідок нестатичності і передавального відношення ланцюгової передачі у привідній системі конвеєра виникають значні циклічні зусилля, які нерідко призводять до передчасного виходу з ладу елементів ланцюга [2, 9, 10]. Досліджено динамічні процеси в тягових елемен-

тах конвеєрів у багатьох працях відомих вчених [4-7, 11], проте проблеми аналізу напружено-деформованого стану ланцюгів та визначення їх коефіцієнтів жорсткості висвітлені не достатньо. Як показує аналіз відомих досліджень, напруження в елементах ланцюгів, зокрема в місцях шарнірних з'єднань ланок, і пов'язані з ними деформації мають істотний вплив на міцність та на довговічність ланцюгів.

Для всебічного дослідження динаміки ланцюгових конвеєрів важливим є правильне визначення усереднених коефіцієнтів жорсткості ланцюгів. Традиційно коефіцієнт жорсткості ланцюга одержують шляхом експериментального визначення абсолютної деформації декількох ланок, що перебувають під дією зусилля розтягу. На основі усередненого коефіцієнта жорсткості ланцюга визначають зведену жорсткість тягового органу конвеєра [3, 11]. Здебільшого цю задачу розв'язують експериментальним шляхом [11]. Однак, з розвитком інформаційних технологій, аналіз напружено-деформованого стану ланцюга стало можливим виконувати за допомогою методу скінченних елементів [1].

У цій роботі розглянуто результати комп'ютерних розрахунків напружень і деформацій елементів пластинчастого і роликового ланцюгів, виявлено місця концентрації напружень та обґрунтовано значення усереднених коефіцієнтів жорсткості ланцюгів.

Основний матеріал. Дослідження проводили на прикладі ланцюга горизонтального скребкового конвеєра продуктивністю 150 т/год і довжиною 30 м. Як тяговий елемент у конвеєра такого типу переважно використовують пластинчастий ланцюг. Пластинчасті тягові ланцюги поділяють на три типи за способом виконання – втулкові, роликові, коткові з гладкими котками і підшипниками кочення та коткові з ребордами на котках і підшипниками кочення. Кожен тип ланцюга виготовляють у трьох виконаннях, які мають певні конструктивні особливості: нерозбірний ланцюг зі суцільними валиками (індекс М), розбірний ланцюг зі суцільними валиками (індекс М), нерозбірний ланцюг з пустотілими валиками (індекс МС). Залежно від кроку, ланцюги поділяють на типорозміри.

Згідно з проектним розрахунком, тягове зусилля ланцюга цього конвеєра становить 12,3 кН. З урахуванням коефіцієнта запасу міцності ланцюга, який для конвеєрів такого типу приймають в межах $n=8\ldots10$, визначаємо зусилля руйнування, за яким добираємо пластинчастий ланцюг типорозміру М-112 з кроком 100 мм згідно з ГОСТ-588-64 (рис. 1).

Аналіз напружено-деформованого стану та визначення жорсткості ланцюга цієї конструкції проводимо за допомогою методу скінченних елементів. З цією метою будуємо тверdotілу параметричну модель ланцюга М-112 у програмі Femap-Nastran. Спочатку створюємо моделі елементів ланки з шарнірним з'єднанням: пластинку, втулку, ролик, палець. Потім із цих елементів створюємо збірну модель ланцюга та задаємо характеристики матеріалу, статичні та кінематичні граничні умови. Для пластинок добираємо матеріал сталь 50, а для елементів шарнірного з'єднання – сталь 15. Сталь елементів ланцюга повинна забезпечувати необхідну твердість робочих поверхонь.

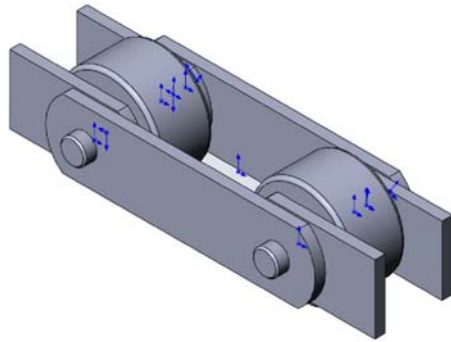


Рис. 1. Параметрична модель ланок із шарнірами пластинчастого ланцюга М-112

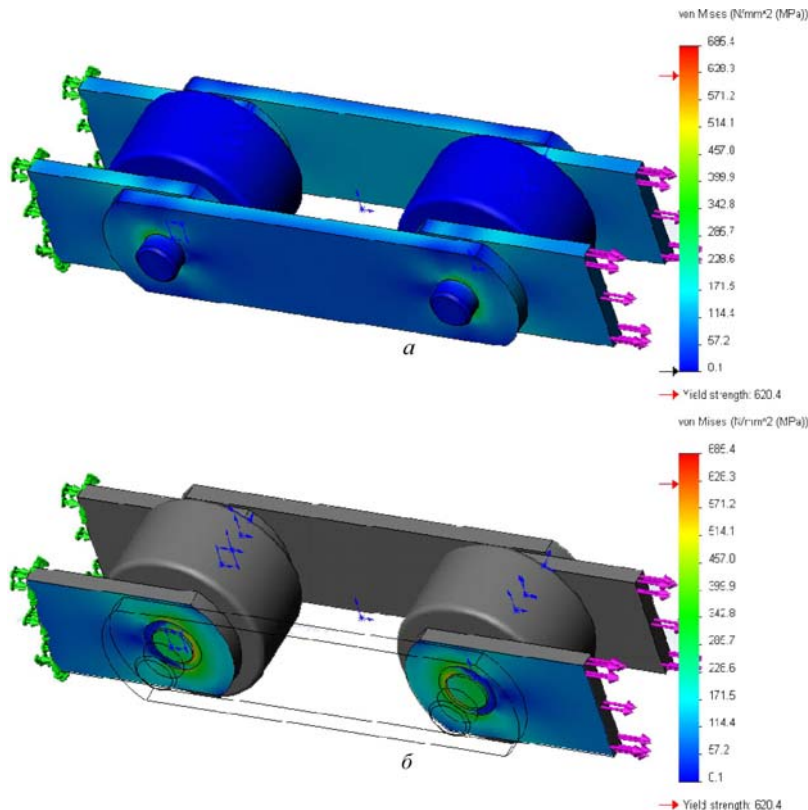


Рис. 2. Епюри напружень у ланці та шарнірах пластинчастого тягового ланцюга М-112 під час дії тягового зусилля 25 кН

Модель розбиваємо на скінченні елементи таким чином, щоб число їх шарів по товщині пластини було не меншим двох. Розрахунок проводимо лише для однієї ланки ланцюга та двох шарнірів, оскільки довша конструкція ланцюга потребує значно більших апаратних можливостей комп'ютера.

Для одержання достовірних результатів приймаємо коефіцієнт тертя між елементами ланки ланцюга з урахуванням змащування, що дорівнює 0,15. Внаслідок розрахунку одержуємо епюри розподілу еквівалентних напружень в елементах ланки, визначені за IV теорією міцності (Губера-Мізеса), та епюри абсолютних деформацій елементів в напрямку дії тягового зусилля ланцюга. Навантаження змінювали від нуля до 50 кН з інтервалом 10 кН. Для прикладу, на рис. 2 наведено епюри еквівалентних напружень в елементах ланки з двома шарнірами за дії зусилля розтягу 25 кН.

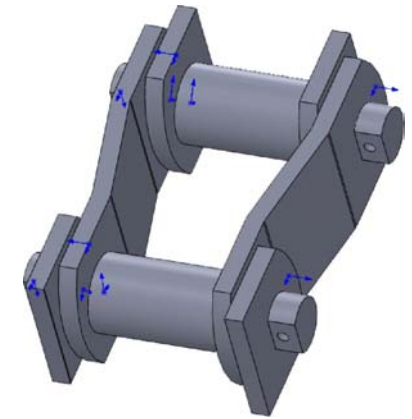


Рис. 3. Параметрична модель ланок з шарнірами роликового ланцюга з зігнутими пластинами ПРИ-103,2

Для проведення порівняльного аналізу особливостей напружено-деформованого стану пластинчастого і роликового ланцюгів за аналогічною схемою проводимо скінченно-елементне моделювання роликового ланцюга з зігнутими пластинами типорозміру ПРИ-103,2 (рис. 3). Кінематичні і статичні граничні умови приймаємо такі самі, як і під час моделювання ланцюга М-112. Характеристики матеріалів дещо змінюємо, зокрема для втулки, валика і ролика добираємо сталь 12ХН3А. Епюри еквівалентних напружень за теорією міцності Губера-Мізеса в елементах ланки з двома шарнірами за дії зусилля розтягу 25 кН наведено на рис. 4. Епюри абсолютних деформацій ланок пластинчастого ланцюга М-112 і роликового ланцюга зі зігнутими пластинами ПРИ-103,2 за дії зусилля розтягу 25 кН наведені на рис. 5. Через податливість зігнутих пластин роликового ланцюга його деформація при тій самій силі є значно більшою, ніж деформація пластинчастого ланцюга типу М-112. На основі одержаних результатів будемо графіки залежності видовження ланок ланцюгів від тягового зусилля (рис. 6).

Внаслідок навантаження пластинчастого ланцюга зусиллям, що приблизно в 2-2,5 рази перевищує його розрахункове тягове зусилля, у пластинах та в шарнірах виникають напруження, що перевищують границю текучості матеріалу. Це пояснюють тим, що в місцях контакту елементів ланцюга виникають локальні поверхневі напруження, спричинені силами тертя ковзання, з якими взаємодіють відповідні елементи конструкції. Як показує аналіз результатів розрахунків, еквівалентні напруження у деталях ланцюгів значною мірою залежать від коефіцієнтів тертя ковзання між поверхнями взаємодії, а також від поверхневої твердості матеріалів. Зі зменшенням коефіцієнтів тертя контактні напруження зменшуються. Як видно з епюр еквівалентних напружень деталей ланцюга, найбільшого впливу зазнають поверхні контакту пластин із втулкою (рис. 2, б; 4, б).

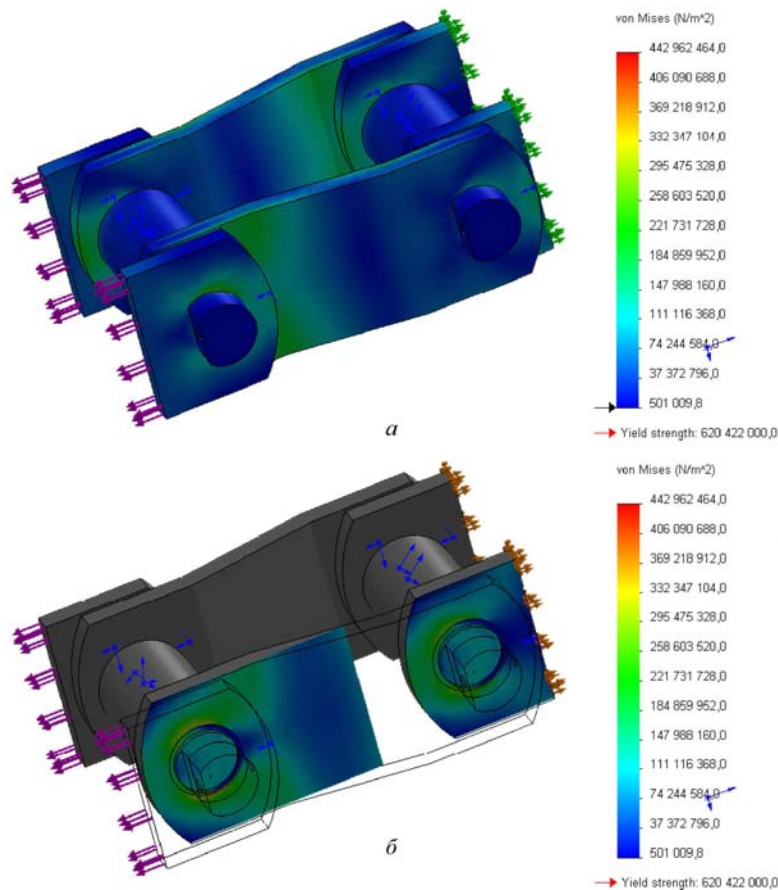


Рис. 4. Епюри напружень у ланці та шарнірах роликового ланцюга зі зігнутими пластинами ПРИ-103,2 під час дії тягового зусилля 25 кН

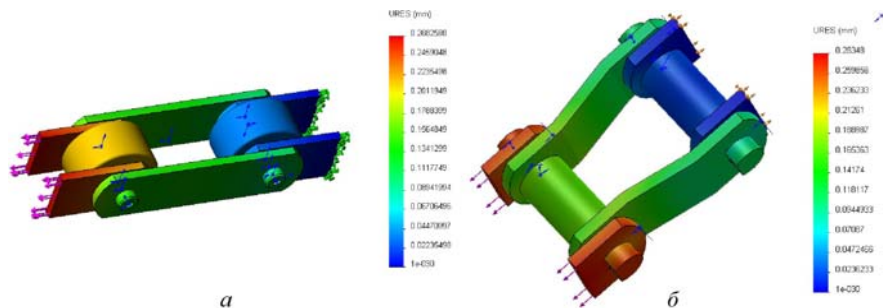


Рис. 5. Епюри деформацій ланок пластинчастого ланцюга М-112 і роликового зі зігнутими пластинами ПРИ-103,2

Коефіцієнти жорсткості ланок ланцюгів визначаємо як тангенси кутів нахилу апроксимованих залежностей поздовжніх зусиль від абсолютних деформацій. Зведена жорсткість тягового органу конвеєра залежить від кута нахилу конвеєра, а також від провисання ланцюга. Оскільки розглядуваний конвеєр є горизонтальним, а його робочі елементи – скребки – рухаються вздовж жолоба, то впливом цих чинників можна знехтувати (табл.).

Табл. Результати дослідження деформацій ланок ланцюгів конвеєрів

Сила натягу, кН	Абсолютна деформація однієї ланки ланцюга	
	М-112	ПРИ-103,2
10	0,0071	0,052
20	0,0143	0,103
30	0,0214	0,154
40	0,0286	0,206
50	0,0356	0,257

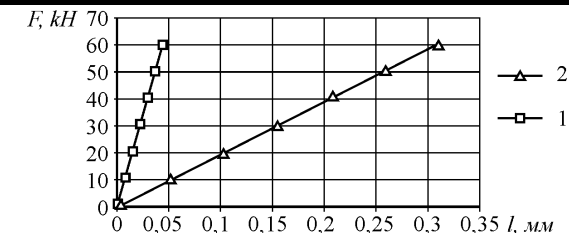


Рис. 6. Залежність абсолютної деформації ланки ланцюга конвеєра від зусилля розтягу: 1) пластинчастого ланцюга М-112; 2) ланцюга зі зігнутими пластинами ПРИ-103,2

Коефіцієнти жорсткості ланцюгів обчислюємо за формулою

$$c = \frac{F}{\Delta l}.$$

Підставляючи відповідні значення сил натягу та деформацій, одержуємо такі значення коефіцієнтів жорсткості ланцюгів: пластинчастого ланцюга типорозміру М-112 $c=1,4 \cdot 10^6$ Н/м; роликового ланцюга з зігнутими пластинами типорозміру ПРИ-103,2 $c=0,19 \cdot 10^6$ Н/м.

Висновки. Локальні контактні напруження, що виникають на поверхнях пластин і втулок, під час короткочасних перевантажень конвеєра можуть досягати границі текучості матеріалу. Однак, ці напруження і пов'язані з ними мікропластичні деформації не становлять небезпеки виходу з ладу тягових ланцюгів. Варто очікувати істотне зменшення локальних напружень у процесі припрацювання деталей ланцюгів. В елементах роликового ланцюга зі зігнутими пластинами контактні напруження набувають дещо менших значень, порівняно з напруженнями в елементах ланцюга з прямими пластинами (приблизно на 30-35 %), що пояснюємо пружним деформуванням зігнутих пластин.

Аналіз досліджень напружено-деформованого стану ланцюгів типу М-112 і ПРИ-103,2, проведений методом скінченних елементів, показує, що залежність деформації ланки ланцюга від тягового зусилля має лінійний характер. Тому можна вважати, що коефіцієнти жорсткості ланцюгів є сталими. Усеред-

нений коефіцієнт жорсткості пластинчастого ланцюга приблизно у 7 разів є більшим, ніж роликового ланцюга зі згинутими пластинами.

Література

1. Алямовский А.А. Solid Works. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарев. – СПб. : Изд-во "БХВ – Петербург", 2005. – 800 с.
2. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач: справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. – М. : Изд-во "Машиностроение", 1982. – 326 с.
3. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. – К. : Вид-во "Вища шк.", 1993. – 414 с.
4. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ : зб. наук. праць. – Сер.: Гірничо-електромеханічна. – 2008. – Вип. 16 (142). – Донецьк. – С. 132-140.
5. Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка – пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривінський // Вісник ТДТУ : зб. наук. праць. – 2009. – Т. 14, № 2. – С. 50-56.
6. Маланин Д.О. Исследование волновых процессов в тяговом органе цепного конвейера / Д.О. Маланин, В.Н. Смирнов // XXIX Неделя науки СПбГТУ : матер. межвуз. научн. конф. – 2001. – Ч. III. – С. 32-33.
7. Кондрахин В.П. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа скребкового конвейера / В.П. Кондрахин, В.Ф. Борисенко, А.А. Мельник и др. // Наукові праці Донецького національного технічного університету. – Сер.: Гірничо-електромеханічна. – Донецьк : Вид-во ДонНТУ. – 2005. – Вип. 99. – С. 97-103.
8. Осичев А.В. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР-71 / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – Кременчуг. – 2009. – Вип. 4 (57), ч.1. – С. 10-12.
9. Бондарев В.С. Підійомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісника ін. – К. : Вид-во "Вища шк.", 2009. – 734 с.
10. Скребковые конвейеры : справочник / под ред. А.В. Леусенко. – М. : Изд-во "Недра", 1992. – 221 с.
11. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л.И. Чугреев. – М. : Изд-во "Недра", 1976. – 160 с.

Ковальчук Р.А., Висоцкая Х.А. Анализ напряженно-деформированного состояния цепей конвейеров

Рассмотрены результаты анализа напряженно-деформированного состояния цепей конвейера с прямыми и с изогнутыми пластинами. Для этого построены трехмерные параметрические модели звеньев с шарнирами цепей, методом конечных элементов определены напряжения и деформации в деталях звена, построены эпюры эквивалентных напряжений и деформаций в направлении действия тягового усилия. Определены коэффициенты жесткости исследуемых цепей, проведен анализ поверхностных напряжений и деформаций, возникающих в местах контакта элементов цепи.

Ключевые слова: тяговая цепь, статические нагрузки, жесткость, напряжение, конечно-элементная модель.

Kovalchuk R.A., Vysocka H.A. Analysis of the stress-strain state chain conveyors

We consider the analysis of the stress-strain state of the conveyor chain with straight and curved plates. For this purpose built three-dimensional parametric model parts of circuits, finite element method defined by tension and strain in the detail level, built diagrams of equivalent stresses and deformations in the direction of traction. Definitely stiffness investigated chains, the analysis of surface stresses and strains that occur in the contact elements of the chain.

Keywords: pull the chain, static load, stiffness, stress, finite-element model.

УДК 553.492.1

Ст. викл. У.В. Хром'як, канд. техн. наук;
ст. викл. І.Д. Борищисин, канд. техн. наук –
Львівський ДУ безпеки життєдіяльності

ПЕРЕРОБЛЕННЯ ЧЕРВОНИХ ШЛАМІВ НА МИКОЛАЇВСЬКОМУ ГЛИНОЗЕМНОМУ ЗАВОДІ

Досліджено вплив Миколаївського глиноземного заводу на навколишнє середовище та розглянуто основні напрями утилізації червоних шламів. Червоний шлам є цінною техногенною сировиною, оскільки наявність великої кількості різноманітних мінеральних домішок робить можливим застосування його у технологічних процесах. Встановлено, що внаслідок утилізації червоних шламів можна одержати чавун, алюміній, концентрати рідкісних металів, сорбенти, каталізatori та будівельні матеріали з покращеними властивостями. Проаналізовано основні проблеми, які виникають під час їх перероблення.

Ключові слова: Миколаївський глиноземний завод, червоні шлами, утилізація, будівельні матеріали, метали, каталізatori, сорбенти.

В Україні на початку ХХІ ст. актуальні проблеми з утилізації промислових відходів з вилученням цінних металів і компонентів, покращення екологічного стану довкілля у промислових районах. Ці взаємозалежні проблеми є життєво важливими для економіки й населення держави.

Рівень використання промислових відходів в Україні низький і в окремих регіонах становить від 5 до 20 %, водночас в індустріально розвинених країнах (США, Японія, Франція, Німеччина) утилізується до 80 % відходів. Відсутність у нашій країні технологій безвідходного виробництва призвело до нагромадження дефіцитних видів мінеральної сировини в промислових масштабах.

Миколаївський глиноземний завод (МГЗ) – найбільше в Україні й одне з найбільших у Європі підприємств кольорової металургії. Основна продукція МГЗ: глинозем металургійний, гідроксид алюмінію, галій, ливарна продукція в асортименті, кек глиноземистий і паста вапнякова [1, 2]. Основним фактором небезпеки на заводі є шламосховища №1 та №2 (рис. 1).



Рис. 1. Схема розташування МГЗ: 1) МГЗ; 2) шламосховище №1; 3) шламосховище №2; 4) Дніпро-Бузький морський порт