

УДК 681.269 (088.8)

Л. В. Коломієць, д.т.н., А. Г. Цимбалюк, Д. А. Цимбалюк

Державний університет інтелектуальних технологій і зв'язку, м. Одеса

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПЛИТ КРАНОВИХ ВАГ

У статті показано, що удосконалення технологічних процесів металургійного виробництва, яке направлене на підвищення якості металлоконструкції, збільшення виходу придатного продукту, стабілізацію його параметрів, неможливе без виваженої системи обліку сировинних матеріалів, напівфабрикатів та інших вантажів на всіх ділянках металургійного підприємства.

Аналіз конструктивних особливостей механізмів підйому вантажопідйомних кранів став основою для розробки пропозицій щодо вбудовування вантажоприймального вузла (ВВ) кранових ваг для автоматичного визначення маси рідкого чавуну на заливно-ковшовій ділянці цеху виливниць.

Метою роботи є розробка нової методики розрахунку плит ВВ кранових ваг, завдяки якій стане можливим визначити параметри напружено-деформованого стану плити під впливом основних видів механічних навантажень, що впливають на конструкцію зважувального пристрою у експлуатації, що призведе до зменшення похибки вимірювання маси і тим самим дозволить оптимізувати витрати споріднених матеріалів у технології ливарства та підвищити якість кінцевого продукту.

Розрахунок параметрів плит і подальші експериментальні дослідження дозволили надати рекомендації щодо оптимізації місць розміщення та кількості датчиків сили на опорній плиті.

Ключові слова: кранові ваги, вантажоприймальний вузол, маса, опорні плити, параметри, датчики, інформаційно-вимірювальна система.

Л. В. Коломиец, д.т.н., А. Г. Цымбалюк, Д. А. Цымбалюк

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПЛИТ КРАНОВЫХ ВЕСОВ

В статье показано, что усовершенствование технологических процессов металлургического производства, направленное на повышение качества металлоконструкции, увеличение выхода подходящего продукта, стабилизацию его параметров, невозможно без взвешенной системы учета сырьевых материалов, полуфабрикатов и других грузов на всех участках металлургического предприятия.

Анализ конструктивных особенностей механизмов подъема грузоподъемных кранов стал основой для разработки предложений по встраиванию грузоприемного узла (ГУ) крановых весов для автоматического определения массы жидкого чугуна на заливно-ковшовой области цеха изложниц.

Целью работы является разработка новой методики расчета плит ГУ крановых весов, благодаря которой станет возможным определить параметры напряженно-деформированного состояния плиты ГУ под влиянием основных видов механических нагрузок, влияющих на конструкцию взвешивающего устройства в эксплуатации, что приведет к уменьшению погрешности измерения массы и тем самым самым позволит оптимизировать расходы родственных материалов в технологии литейного производства и повысить качество конечного продукта.

Расчет параметров плит и последующие экспериментальные исследования позволили дать рекомендации по оптимизации мест размещения и количеству датчиков силы на опорной плите.

Ключевые слова: крановые весы, грузоприемный узел, масса, опорные плиты, параметры, датчики, информационно-измерительная система.

L. V. Kolomiets, DSc, A. G. Tsymbalyuk, D. A. Tsymbalyuk

METHOD OF CALCULATING THE PARAMETERS OF THE STRESSED AND DEFORMED STATE OF CRANE SCALE PLATES

The article shows that the improvement of technological processes of metallurgical production, which aims to improve the quality of metal structures, increase the yield of suitable product, stabilize its parameters, is not possible without a balanced accounting system of raw materials, semi-finished products and other cargo in all areas.

In the conditions of fast-moving processes of mass continuous production with an extensive network of cargo flows, electronic-tensometric weighing complexes are becoming more and more common, which make it possible to fully automate the process of technological weighing, ensuring documented registration of its results, increasing the objectivity of weight information.

The analysis of design features of lifting mechanisms of cranes became the basis for the development of proposals for the installation of the load-receiving unit of crane scales for automatic determination of the mass of liquid cast iron in the pouring-bucket section of the foundry shop. Based on the developed methodology and calculations of the parameters of the pressure base plates of the load-receiving unit, recommendations for optimizing the design of the plates, locations and number of sensors are issued.

The data obtained as a result of the calculations and experimental studies confirm the validity of the hypothesis, which was the basis of the method of calculating the slab of the load-receiving unit, which was that the calculation of slabs in the form of a beam on two hinged supports in the same plane does not reproduce the real process of slab bending in the space that passes as a result of the loading of the load-receiving unit in the built-in crane scales.

The aim of the work is to develop a new method for calculating the load bearing plates of crane scales, thanks to which it will be possible to determine the parameters of the stress-strain state of the load bearing plate under the influence of the main types of mechanical loads that affect the design of the weighing device in operation, which will lead to a decrease in the mass measurement error and thereby will optimize the cost of related materials in foundry technology and improve the quality of the final product.

Keywords: crane scales, load-receiving unit, weight, base plates, parameters, sensors, information-measuring system.

DOI 10.32684/2412-5288-2021-2-19-17-29

Вступ

Питання ефективного розвитку металургійної промисловості є актуальним для національної економіки. Металургійна промисловість України – невід’ємна частина світової галузі, і її розвиток відбувається у контексті глобальних тенденцій. Металургія, з одного боку, залишається одним з основних видів промислової діяльності, яка забезпечує до 16 % загального обсягу реалізованої промислової продукції, 20 % товарного експорту та більше 10 млрд доларів США експортної виручки, понад 200 тисяч робочих місць і приблизно 10 % у загальній середньообліковій кількості штатних працівників у промисловості, що робить її стратегічно важливою для майбутнього розвитку вітчизняної економіки. З іншого боку, галузь відрізняється низьким рівнем екологічності виробництва – близько 30% викидів шкідливих речовин в атмосферу загалом по вітчизняній економіці припадає на металургію, характеризується отриманням від’ємної чи зовсім невисокої рентабельності операційної діяльності металургійних підприємств, низькими темпами зростан-

ня прямих іноземних інвестицій та слабкою інноваційною активністю. Це підштовхує металургійну промисловість до рішучих змін і гостро ставить перед нею завдання підвищення ефективності виробництва [1].

Удосконалення технологічних процесів металургійного виробництва, яке направлене на підвищення якості металоконструкцій, збільшення виходу придатного продукту, стабілізацію його параметрів, неможливе без дуже вираженої системи обліку сировинних матеріалів, напівфабрикатів та інших видів вантажів на всіх ділянках металургійного підприємства. Належний облік матеріалів сприяє їх економному витраченню, поліпшує техніко-економічні показники підприємства та створює передумови для мало-відходних технологічних процесів. Найбільшою мірою цим завданням відповідає технологічний облік за масою металоконструкцій і вихідних матеріалів, що здійснюється за допомогою вагових пристроїв різного призначення.

В умовах швидкоплинних процесів масового безперервного виробництва з розгалуженою ме-

режею вантажопотоків все більшого поширення набувають електронно-тензометричні вагові комплекси, які дають можливість повністю автоматизувати процес технологічного зважування, забезпечуючи документовану реєстрацію його результатів, підвищують об'єктивність вагової інформації.

До складу вагових систем входять первинні перетворювачі – тензорезисторні датчики сили (ТДС), вантажоприймальні вузли (ВВ), які забезпечують точну передачу зусиль від об'єкта зважування до первинного перетворювача, і вторинні цифрові вимірювальні прилади, які виконані на сучасній мікроелектронній базі та здійснюють обробку і реєстрацію сигналу ТДС з подальшою передачею вагової інформації на цифровий друк, інформаційне табло або комп'ютер.

В представленій роботі досліджуються ВВ, як елементи вагових пристроїв, що базуються на типових рішеннях з формування силовимірних цілей стосовно умов експлуатації з урахуванням особливостей технологічного обладнання.

Об'єкт дослідження – вантажоприймальні вузли кранових вагових пристроїв для визначення маси рідкого чавуну в умовах діючого металургійного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Широке застосування знайшли навісні кранові ваги, які навішуються на гак крану.

Сучасне китайське виробниче підприємство Kinocranes випускає вантажопідйомні крани європейського та китайського стандарту, а також кранові ваги для них. Металургійні електронні кранові ваги складаються з датчика зважування, корпусу ваги та дисплея зважування [2].

Відомі конструкції кранових ваг, які розроблені вітчизняними підприємствами. Ваги електронні кранові компанії «Дніпровага» ВКД-А використовуються на складах, виробництвах, в металургійних і гірничо-збагачувальних галузях. Вони мають надійний металевий корпус, захищений по стандарту IP-54 та керуються за допомогою інфрачервоного пульта [3]. Широке застосування також знайшли кранові ваги типу ВК ЗЕВС, які розроблені ТОВ «ЛОАД-ТЕХ» та працюють в дозволеному діапазоні радіочастот. В комплект поставки також входить безкоштовне програмне забезпечення Easy scale, яке дозволяє вести облік і обробку результатів зважувань. Ваги ВК ЗЕВС внесені до державного реєстру засобів вимірювальної техніки України під № УЗ493-14 [4].

Одним із основних недоліків описаної установки кранових ваг на гак є складність підведення електроенергії для живлення датчиків.

В якості одного із основних варіантів виконання механічної частини технологічних ваг для металургійних кранів прийняте вбудування ВВ під основу верхніх нерухомих блоків поліспастиної системи механізму підйому крана [5, 6]. На підставі подібного вбудування можуть формуватися ВВ, які включають силопередавальні ланцюги із вмонтованими ТДС, як для кранів з одним механізмом підйому, так і для кранів, що використовують два механізми підйому при виконанні технологічних операцій, наприклад, кантування ківша при заливці рідкого чавуну в плавильні агрегати або при його розливі у форми або виливниці.

Якісна оцінка метрологічних характеристик силовимірювальної системи може бути виконана на базі експериментальних досліджень шляхом моделювання процесу на макеті, конструкція якого дозволила би максимально врахувати вплив різних факторів, супутніх зважуванню в реальних умовах експлуатації, на процес зважування.

Макет силовимірювального пристрою, який призначений для експериментальних досліджень точнісних характеристик процесу зважування, реалізованого за допомогою ВВ кранових ваг, вбудованих під верхні блоки поліспастиної механізму підйому крана, представлений в роботі [6]. Основними силопередавальними елементами макету є натискна (верхня) та опорна (нижня) плити з розташуванням між ними ТДС.

При розробці типових технічних пропозицій по формуванню подібних ВВ методика вибору геометричних параметрів плит припускала їх спрощений розрахунок, як балки на двох шарнірних опорах. При цьому з урахуванням допущень в роботі [7] визначались прогини і кути повороту плити.

Результати експериментальних досліджень, отримані автором, показали, що дані прогинів і кутів поворотів плит суттєво відрізняються від розрахункових, де за основу була вибрана балка на двох шарнірних опорах [7, 8]. Що характерно, найбільші деформації плит спостерігались при навантаженнях значно менших розрахункових номінальних значень. У зв'язку з цим, виникла реальна потреба створення більш точної математичної моделі силопередавальної системи та методики розрахунку верхніх натискних плит ВВ кранових ваг, враховуючих граничні умови на контурі плит, навантаження плит зосередженими силами та іншими уточнюючими факторами.

Аналіз конструкцій заливальних кранів цеху виливниць та технічних рішень ВВ

Побудова розрахункової моделі реалізується на базі конкретних технічних рішень по форму-

ванню структури ВВ кранових ваг. При цьому слід врахувати специфічні конструктивні особливості механізмів підйому діючих кранів, в яких припускається вбудування ваг. Водночас, незважаючи на відмінність в діючих конструкціях опорно-навантажувальних елементів, повинен бути створений єдиний підхід до оцінки їх механічних і жорсткісних характеристик. У зв'язку з цим, досліджено типову групу мостових кранів заливно-ковшової ділянки цеху виливниць, які підлягають оснащенню ваговими системами.

Мостовий кран, вантажопідйомністю 125/30 тон (№ 1), має роздільні механізми головного та допоміжного підйомів. Верхні блоки поліспаотної системи механізму головного підйому змонтовані на плиті, яка приварена до настилу вантажного візка крану. В механізмі допоміжного підйому блоки поліспаотної системи знаходяться нижче основи вантажного візка. Основа блоків у вигляді плити приварена знизу до рами візка крану.

Мостовий кран, вантажопідйомністю 125/32 тони (№ 2), теж має роздільні механізми головного і допоміжного підйомів. Вузол верхніх блоків поліспаотної системи механізму головного підйому аналогічний вищеописаному. Різниця лиш в способі кріплення опорної плити до рами візка. Плита змонтована на 6 болтах. В механізмі допоміжного підйому вісі блоків поліспаота коаксіальні трансмісійному валу привода. Зрівняльний блок змонтований окремим вузлом, його вісь спочиває в підшипниках, корпуси яких прикріплені зверху до настилу візка. Вісь обертання блоку запресована в шoki та жорстко зв'язана з вісю кочення вузла. Блок розміщений нижче рівня візка.

ВВ ваг вбудований в металоконструкцію крана, містить ТДС і повинен бути максимально простим в конструктивному виконанні, технологічним і не викликати суттєвих переробок основних функціональних вузлів механізму підйому крана.

Застосування ТДС вимагає додаткових вимог до системи силопередачі зусиль через конструкцію ВВ, пов'язаних з необхідністю розвантаження ТДС від поперечних зусиль в горизонтальній площині, щоб не викликало збільшення похибки вимірювання маси вантажу (ківша з металом). Для реалізації цих вимог необхідно або застосувати розвантажувально-цетрувальні пристрої типу шарикових напрямних і мембранних пристроїв, або використання спеціальних ТДС з жорстким двостороннім кріпленням до натискної і опорної плит ВВ кранових ваг.

Конструкція ВВ ваг повинна забезпечувати рівномірний розподіл зовнішнього навантаження між датчиками, вільний доступ до них з метою

контролю їх технічного стану, зручність складання, розбирання і технічного обслуговування, належну міцність і жорсткість елементів, захист датчиків від перевантаження і загальну експлуатаційну надійність конструкції не нижче рівня, обумовленого Правилами охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання [9]. Вантажоприймальні вузли кранових ваг можуть бути вбудовані в один, головний чи обидва механізми підйому крана. При вбудуванні ВВ тільки в механізм головного підйому при маніпулюванні з розливочним краном в процесі кантування ківша, тобто при одночасній роботі обох механізмів перерозподіл навантажень між механізмами можливо врахувати за допомогою коригувальної функції, отриманої у вигляді аналітичної залежності. Пристрої для реалізації цієї функції повинні бути передбачені в цьому випадку у вимірювальних ланцюгах вторинної апаратури.

У випадку коли є необхідність зважування вантажів, які транспортуються виключно одним механізмом допоміжного підйому, ВВ повинні вбудовуватись в обидва механізми підйому. В цьому випадку не потрібні додаткові каскади в пристрої обробки сигналів від ТДС для обліку перерозподілу навантажень при сумісній роботі двох механізмів. Інформація про масу вантажу отримується простим підсумовуванням вхідних сигналів, які поступають в пристрій обробки вагової інформації по двом роздільним каналам. Вбудування ВВ кранових ваг передбачується у візки кранів. Аналіз результатів обстеження кранів, які підлягають обладнанню ваговими системами, дозволяє зробити висновок, що ВВ в механізмах головних підйомів обох типів кранів можуть бути однотипними, якщо вмонтування здійснити під основу вузлів нерухомих верхніх блоків поліспаотної системи [7].

Установку ВВ у допоміжний механізм підйому крана № 1 доцільно виконати під вузол блоків поліспаоту, а в крані № 2 – вмонтувати під опорні шийки вісі котіння зрівнювального блоку. У обох вузлах доцільно застосування однотипних ТДС з гвинтовою намоткою тензорезисторів. ВВ доцільно конструювати, використовуючи відомі і перевірені практикою експлуатації статично визначені схеми [6], у зв'язку з чим ВВ механізмів головного підйому обох кранів потребують вмонтування трьох датчиків в кожний вузол.

ВВ у механізмах допоміжного підйому, розміщують по одному під кожну із двох опор вісі кочіння вузла зрівняльного блоку для крана № 1 та вмонтованих у вузол верхніх блоків для крана № 2.

Значний досвід експлуатації і теоретико-експериментальні дослідження кранових ваг підтвердили правомочність прийнятих основних передумов до розрахунку та проектуванню і дозволили вказати шляхи удосконалення діючих методик розрахунку та конструювання ВВ і їх елементів.

Методики розрахунку опорної та натискної плит ВВ побудовані, виходячи із спрощених передумов їх циліндричного прогину, а тому потребують деяких уточнень.

Дослідження показують, що достатня для цілей технологічного визначення маси вантажу точність досягається без застосування пристроїв центрування, ускладнюючих конструкцію ВВ [10]. Тому в такому випадку рекомендовано застосування жорстких ТДС.

Погодження поперекових розмірів плит по критеріям міцності і жорсткості доцільно виконувати за рахунок їх оребрення.

Більшість із діючих методів розрахунку пластин прямокутної форми є приблизними, однак достатніми для інженерних розрахунків. До числа найбільш відомих слід віднести методи, які зазначені у роботі [11]. Ці методи у застосуванні до бігармонічної проблеми мають до деякої ступені подібність. Згідно обом методам рішення вибирається у вигляді функції, яка точно задовольняє граничним умовам, а потім знаходиться значення, вхідних до неї постійних. Отримане таким чином рішення лише приблизно задовольняє диференційному рівнянню згину пластини [7]. Існує ряд методів рішення задачі згину прямокутних пластин, які при точному задоволенні граничних умов приблизно задовольняє диференційному рівнянню задачі (наприклад, метод Кантаровича, який займає проміжне місце між точним рішенням задачі і описаними методами) Ю а також приблизні методи, рішення яких точно задовольняють диференційному рівнянню згину пластини та приблизно граничним умовам [8].

Точне рішення задачі згину пластин відомо тільки для окремих порівняно простих задач [7]. Наприклад, для визначення прогинів та зусиль в прямокутній пластині, шарнірно опертій по чотирьом сторонам, використовується метод подвійних тригонометричних рядів. Для прямокутної пластини, два протилежних краї якої шарнірно оперті, використовується метод ординарного тригонометричного ряду. В цих задачах граничні умови на контурі пластини дозволяють використати метод Фур'є [8].

Найбільш поширеними для таких задач є рішення Л. Нав'є і М. Леві [8]. Однак, як показав аналіз даних рішень, якщо рішення Л. Нав'є при-

датне тільки для прямокутних пластин, шарнірно опертих по контуру, то рішення М. Леві є більш загальним. Воно придатне для прямокутних пластин, два протилежних края якої шарнірно оперті, а два інших мають кріплення (затискання, шарнірне опирання) або вільні.

Оскільки в конструкціях ВВ кранових ваг верхні (натискні) плити можливо розглядати шарнірно-опертими по двом протилежним кінцям, які збігаються із зоною установки стійок вузла верхніх блоків, і вільними від закріплення по двом іншим краям, для уявлення модельної задачі доцільно скористатись точним рішенням М. Леві.

Мета і завдання дослідження

Метою роботи є розробка нової методики розрахунку плит вантажоприймальних вузлів кранових ваг, завдяки якій стане можливим визначити параметри напружено-деформованого стану плити ВВ під впливом основних видів механічних навантажень, що впливають на конструкцію зважувального пристрою у експлуатації, що призведе до зменшення похибки вимірювання маси і тим самим дозволить оптимізувати витрати споріднених матеріалів у технології ливарства та підвищити якість кінцевого продукту.

Основний зміст досліджень

В якості розрахункової схеми плит вибрана тонка пластина. Згідно із прийнятими в роботі [11] рекомендаціями, до тонких відносяться пластини, які мають відношення товщини до найменшого характерного розміру в плані h/b в межах від $1/30$ до $1/80$ та величини очікуваних прогинів не більше $1/4 h$. Очікується, що подібне уточнення розрахункової схеми несучих елементів ВВ призведе до більш точних результатів, які в подальшому дозволять оптимізувати параметри несучих елементів та характер розташування силовирних опор.

Типові технічні рішення по формуванню ВВ передбачають можливість опирання опорної плити на п'яти, чотирьох, трьох і двох ТДС. Широко застосовуються кранові ваги, у яких натискна плита опирається на 4 та 3 датчика в основному механізмі підйому і на 2 та 1 датчики у допоміжному. На опорній плиті змонтований вузол верхніх блоків, який представляє собою жорсткий коробчатий корпус, забезпечений ребрами жорсткості та основами у вигляді плити.

Вузол верхніх блоків можна представити у вигляді смуги, що передає зовнішнє навантаження від зусиль в підйомних канатах на плиту. Характер сполучення вузла верхніх блоків з плитою завдяки болтовому з'єднанню між собою дає можливість вважати плиту, два протилежних краї якої шарнірно оперті, а два інших вільні,

завантаженою зосередженою силою. Тоді розрахункова схема матиме вигляд (рис. 1).

Задача визначення напружено-деформівного стану натискних плит зводиться до вирішення деформаційних рівнянь коливань пластини. Параметри плит вибираються таким чином, щоб під впливом зовнішнього навантаження у цій плиті виникали пружні деформації.

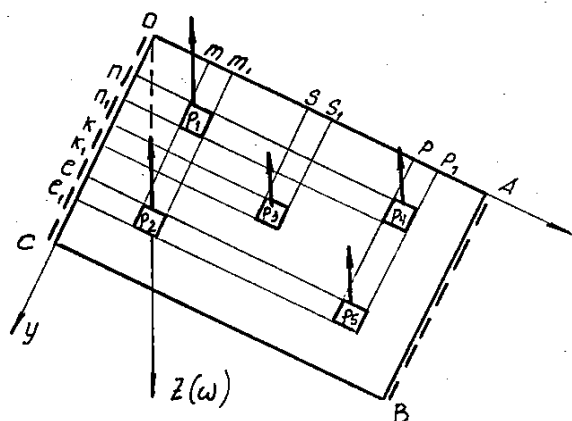


Рисунок 1 – Розрахункова схема плити:
 P_1, P_2, P_3, P_4 та P_5 – зусилля від ТДС.

Тому, розглянемо диференціальне рівняння коливань пластини в рамках гіпотези Кірхгофа-Лява [11]:

$$D \left\{ \frac{d^4 w}{dx^4} + 2 \cdot \frac{d^4 w}{dx^2 dy^2} + \frac{d^4 w}{dy^4} \right\} + \frac{\rho h}{g} \cdot \frac{d^2 w}{dt^2} = q(x, y, t), \quad (1)$$

де для стислості запису $w = w(x, y, t)$ – прогин серединної поверхні пластини;

g – прискорення вільного падіння;

ρ – густина матеріалу.

В загальному випадку навантаження можна представити рядом Фур'є

$$Q(x, y, t) = Q_0(x, y) + \sum_{n=1}^{\infty} (Q_{2n-1}(x, y) \sin \alpha_{2n-1} t + Q_{2n}(x, y) \cos \alpha_{2n} t). \quad (2)$$

Ця залежність охоплює всі можливі випадки навантаження, які можуть зустрічатися при експлуатації крану.

Вплив кожної гармоніки зовнішнього зусилля моделюється шляхом його рівномірного розподілу по всім контактним площадкам натискної плити

$$q_n(x, y) = \frac{Q_n(x, y)}{S}, \quad (3)$$

де площа контактних площадок –

$$S = a_1 b_1 + a_2 b_2 + \dots + a_{k-1} b_{k-1} = \sum_{k=1}^{\infty} a_k b_k.$$

Таким чином розподілене навантаження матиме вид

$$q(x, y, t) = q_0(x, y) + \sum_{n=1}^{\infty} (q_{2n-1}(x, y) \sin \alpha_{2n-1} t + q_{2n}(x, y) \cos \alpha_{2n} t). \quad (4)$$

Для зручності викладок введена функція відрізка у вигляді

$$L(z_0, z_1, z) = \begin{cases} 0, & -\infty < z < z_0 \\ 1, & z_0 < z < z_1 \\ 0, & z_1 < z < z_2 \end{cases} = \frac{1}{4} [1 + \text{sign}(z - z_0)][1 - \text{sign}(z - z_1)]. \quad (5)$$

Тоді, при розподілі навантаження по площадці, навантаження постійної інтенсивності можна записати:

$$q_n(x, y) = q_n \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y), \quad (6)$$

$$l_k(x) = L\left(x_k - \frac{\alpha_k}{2}, x_k + \frac{\alpha_k}{2}, x\right);$$

$$l_k(y) = L\left(y_k - \frac{\alpha_k}{2}, y_k + \frac{\alpha_k}{2}, y\right),$$

де q_n – амплітуда рівномірно розподіленого навантаження по площадкам контакту n -ої гармоніки навантаження.

Така форма відображення дозволяє застосовувати метод Фур'є, так як у зовнішньому навантаженні при побудові рішення вдається розділити x та y .

Підставляючи (6) в (4) отримаємо

$$q(x, y, t) = q_0 \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y) + \sum_{n=1}^{\infty} (q_{n-1} \sin \alpha_{2n-1} t + q_{2n} \cos \alpha_{2n} t) \cdot \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y). \quad (7)$$

Таким чином, прикладене до натискної плити зовнішнє навантаження перетворюється в рівномірно розподілене навантаження (7).

Тому в диференціальному рівнянні (1) враховуються всі динамічні складники зовнішнього навантаження. Оскільки у (7) x та y змінюються у прямокутнику $0 < x < a$; $0 < y < b$ при $t > 0$, то ряд (7), одержаний з рівномірно і абсолютно збіжного ряду (2), також буде рівномірно та абсолютно збігатися.

Поставлену вище диференціальну задачу вирішимо за допомогою метода Фур'є. Для цього, представимо рішення задачі у вигляді

$$w(x, y, t) = w_0(x, y) + \sum_{n=1}^{\infty} (w_{2n-1}(x, y) \sin \alpha_{2n-1} t + w_{2n}(x, y) \cos \alpha_{2n} t). \quad (8)$$

Підставляючи (8) в (1) і змінюючи порядок підсумовування та диференціювання, отримаємо

$$\begin{aligned} & D \left[\frac{\partial^4 w_0}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w_0}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_0}{\partial y^4} \right] + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ D \left[\frac{\partial^4 w_{2n-1}}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w_{2n-1}}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_{2n-1}}{\partial y^4} \right] - \frac{\rho}{g} h \alpha_{2n-1}^2 w_{2n-1} \right\} \times \\ & \times \sin \alpha_{2n-1} t + \\ & + D \left[\frac{\partial^4 w_{2n}}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w_{2n}}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_{2n}}{\partial y^4} \right] - \frac{\rho}{g} h \alpha_{2n}^2 w_{2n} \cdot \cos \alpha_{2n} t \Big\} = \\ & = q_0 \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y) + \sum_{n=1}^{\infty} (q_{2n-1} \sin \alpha_{2n-1} t + q_{2n} \cos \alpha_{2n} t) \times \\ & + \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y), \end{aligned} \quad (9)$$

де прийнято $w_n = w_n(x, y)$.

Оскільки рішення диференціального рівняння має бути справедливим для кожного t , тому коефіцієнти, що стоять перед $\sin$ і $\cos$ відповідно рівні. Вони відрізняються тільки значенням індексу. Тому приходимо до наступної системи рівнянь:

$$D \left[\frac{\partial^4 w_0}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w_0}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_0}{\partial y^4} \right] = q_0 \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y); \quad (10)$$

$$\begin{aligned} & D \left[\frac{\partial^4 w_n}{\partial x^4} + 2 \cdot \frac{\partial^4 w_n}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w_n}{\partial y^4} \right] - \frac{\gamma}{g} h \alpha_n^2 w_n^2 = \\ & = q_n \sum_{k=1}^5 l_k(x) l_k(y). \end{aligned} \quad (11)$$

Бачимо, що перше рівняння описує деформацію при статичному навантаженні, а друге рівняння враховує динамічну складову навантаження. Цей факт дозволяє застосувати метод Фур'є, у зв'язку з чим, для обох рівнянь використаємо рішення в формі Леві.

Після розкладання правої частини диференціальних рівнянь (10), (11) в ряд Фур'є по перемінній y , рішення цих диференціальних рівнянь будемо шукати у вигляді:

$$w_n(x, y) = \sum_{m=0}^{\infty} w_{nm}(x) \sin \beta_m y \quad (n = 0, 1, \dots). \quad (12)$$

Підставляючи (12) в (10) і (11), приходимо до наступних систем диференціальних рівнянь відповідно:

$$\begin{aligned} & \frac{d^4 w_{nm}(x)}{dx^4} - 2\beta_m^2 \cdot \frac{d^2 w_{nm}(x)}{dx^2} + \beta_m^4 w_{nm}(x) = q_{0m}(x); \quad (13) \\ & \frac{d^4 w_{nm}(x)}{dx^4} - 2\beta_m^2 \cdot \frac{d^2 w_{nm}(x)}{dx^2} + \left(\beta_m^4 - \alpha_n^2 \frac{\rho h}{D} \right) w_{nm}(x) = \\ & = \frac{2}{b_0 \beta_m} \cdot \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 l_k(x) \sin \beta_m y_k \sin \frac{b_k}{2} \\ & \quad \left(n = 1, 2, 3, \dots \right), \quad \left(m = 1, 2, 3, \dots \right), \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} & \text{де } q_{0m}(x) = \frac{2}{\beta_m b_0} \cdot \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 l_k(x) \sin \beta_m y_k \sin \beta_m \frac{b_k}{2} \\ & \quad (m = 1, 2, 3, \dots) \end{aligned} \quad (15)$$

У зв'язку з тим, що при $y = 0$ і $y = b$ функція повинна задовольняти граничним умовам

$$\beta_m = \frac{2n}{b_0} \cdot m. \quad (16)$$

Цим і пояснюється форма розкладання зовнішнього навантаження. Наближення введених функцій рядом Фур'є по $\sin$ дає цілком прийнятну точність обчислень для практики.

Із урахуванням представлення рішення у вигляді ряду (12) загальні граничні умови перетворюються в еквівалентні для функцій такого виду:

$$\begin{cases} w_{nm}^{(0)}(x) - \beta_m^2 v w_{nm}(x) \Big|_{x=0, a_0} = 0; \\ w_{nm}^{(00)}(x) - \beta_m^2 (2-v) w_{nm}^{(0)}(x) \Big|_{x=0, a_0} = 0, \end{cases} \quad (17)$$

$$(n = 0, 1, 2, 3, \dots)$$

Побудовано рішення диференціального рівняння (1) окремо для статичного і динамічного випадків, хоча статичне рішення задачі взагалі входить, як окремий випадок вирішення динамічної задачі.

Так в формулі (11), вважаючи $\alpha_n = 0$, отримуємо теоретично статичний випадок.

Однак при здійсненні обчислень такий граничний перехід здійснити достатньо складно. Це пов'язано з тим, що в рівнянні (15) коефіцієнт, що стоїть перед невідомою функцією в залежності від видів навантаження може бути додатнім або від'ємним. У цьому випадку рішення рівняння (15) потрібно строїти в комплексній формі, а це збільшує принаймні вдвічі обсяг обчислень.

Побудову рішення диференціального рівняння (13) здійснено методом Фур'є. Для скоро-

чення подальших записів та зручності здійснення викладок ведено позначення

$$q(x) = q_{0m}(x), w(x) = w_{0m}(x), \beta = \beta_m, \\ (m = 1, 2, 3, \dots) \quad (18)$$

В цих позначеннях дифрівняння (13) та граничні умови (17) будуть мати відповідно вид:

$$y''''(x) - 2\beta^2 y''(x) + \beta^4 y(x) = q_*(x), \quad (19)$$

$$\begin{cases} y''(x) - \beta^2 v y''(x) \\ y''(x) - \beta^2 v y''(x) \end{cases}_{x=0, a_0=0} \quad (20)$$

Для побудови єдиного рішення даної диференціальної задачі спочатку будується загальне рішення однорідного диференціального рівняння (19) і складається з частковим рішенням. Довільні постійні, які входять в загальну частину цього рішення визначаються з граничних умов (20).

Власні функції диференціального оператора (19) мають вигляд:

$$\begin{aligned} y_0(x) &= sh\beta x, y_1(x) = ch\beta x, \\ y_2(x) &= xsh\beta x, y_3(x) = xch\beta x. \end{aligned} \quad (21)$$

Тому єдине рішення диференціальної задачі можна представити у вигляді

$$\bar{y} = y(x) + y_*(x), \quad (22)$$

де $y(x)$ – загальне і $y_*(x)$ – часткове рішення.

Загальне рішення побудовано з використанням функцій (21):

$$y(x) = c_0 y_0(x) + c_1 y_1(x) + c_2 y_2(x) + c_3 y_3(x), \quad (23)$$

де довільні постійні мають вигляд:

$$\begin{aligned} C_0 &= \frac{Z_1(y'' - (2-v)\beta^2 y_*) - \beta Z_3(y_* - \beta^2 y_*)}{\beta^3 [Z_0 Z_3 - Z_1 Z_2]}, \\ C_1 &= \frac{-Z_0(y'' - (2-v)\beta^2 y_*) + \beta Z_3(y_* - \beta^2 y_*)}{\beta^3 [Z_0 Z_3 - Z_1 Z_2]}, \\ C_2 &= \frac{-1-v}{2} \beta C_1, C_3 = \frac{1-v}{1+v} \beta C_0. \end{aligned} \quad (24)$$

Для отримання часткового рішення диференціального рівняння (19) побудовані спеціальні рішення $\psi(x)$, які задовольняють граничним умовам

$$\psi(0) = \psi'(0) = \psi''(0) = 0, \psi'''(0) = 1. \quad (25)$$

Загальне рішення диференціальної задачі (19) з граничними умовами (25) побудовано у вигляді:

$$\psi(x) = C_0^* y_0 + C_1^* y_1 + C_2^* y_2 + C_3^* y_3, \quad (26)$$

де $C_0^* - C_3^*$ – невідомі постійні.

Після підстановки рішення (26) отримає вигляд

$$\psi(x) = \frac{\beta x ch\beta x - sh\beta x}{2\beta^3}. \quad (27)$$

Часткове рішення в даному випадку матиме вигляд

$$y_*(x) = \frac{1}{2\beta^3} \int_0^x [\beta(x-t)ch\beta(x-t) - sh\beta(x-t)] q(t) dz. \quad (28)$$

Здійснюючи диференціювання в формулі (28), а також провівши ряд підстановок та перетворень можемо записати вираз довільних, які входять в формули (24):

$$\begin{aligned} y_*(x) &= \frac{1}{mn} \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 \sin\left(2\pi m \frac{y_k}{b_0}\right) \sin\left(2\pi m \frac{b_k}{b_0}\right) \cdot \frac{1}{2\beta^3} [C_k^I(x) - S_k^0(x)], \\ y'_*(x) &= \frac{1}{mn} \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 \sin\left(2\pi m \frac{y_k}{b_0}\right) \sin\left(2\pi m \frac{b_k}{b_0}\right) \cdot \frac{1}{2\beta^2} [S_k^0(x)], \\ y''_*(x) &= \frac{1}{mn} \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 \sin\left(2\pi m \frac{y_k}{b_0}\right) \sin\left(2\pi m \frac{b_k}{b_0}\right) \cdot \frac{1}{2\beta} [C_k^I(x) + S_k^0(x)], \\ y'''_*(x) &= \frac{1}{mn} \frac{q_0}{D} \sum_{k=1}^5 \sin\left(2\pi m \frac{y_k}{b_0}\right) \sin\left(2\pi m \frac{b_k}{b_0}\right) \cdot \frac{1}{2} [C_k^I(x) + S_k^0(x)], \end{aligned} \quad (29)$$

де

$$C_k^j(x) = \int_0^x [\beta(x-t)]^j \operatorname{ch} \beta(x-t) l_k(x) \Big|_{x=t, j=0,1},$$

$$S_k^j(x) = \int_0^x [\beta(x-t)]^j \operatorname{sh} \beta(x-t) l_k(x) \Big|_{x=t, j=0,1}.$$
(30)

Обчислюючи інтеграли з урахуванням властивостей функцій $l_k(x)$ та гіперболічних функцій, отримаємо

$$\begin{aligned} \bar{C}_k^o(x) &= \frac{1}{\beta} \operatorname{sh} \beta \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right), \bar{\bar{C}}_k^o(x) = \frac{2}{\beta} \operatorname{sh} \frac{\alpha_k}{2} \operatorname{ch} \left(x - x_k \right), \\ \bar{S}_k^o(x) &= -\frac{1}{\beta} \left[1 - \operatorname{ch} \beta \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) \right], \bar{\bar{S}}_k^o(x) = \frac{2}{\beta} \operatorname{sh} \beta \frac{\alpha_k}{2} \operatorname{sh} \left(x - x_k \right), \\ \bar{C}_k^1(x) &= \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) \operatorname{ch} \beta \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) - S_k^0(x), \\ \bar{\bar{C}}_k^o(x) &= 2(x - x_k) \operatorname{sh} \beta \frac{\alpha_k}{2} \operatorname{ch} \beta(x - x_k) + \alpha_k \operatorname{ch} \beta \frac{\alpha_k}{2} \operatorname{sh} \beta(x - x_k) - \bar{\bar{S}}_k^0(x), \\ \bar{S}_k^1(x) &= \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) \operatorname{ch} \beta \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) - \bar{C}_k^0(x), \\ \bar{\bar{S}}_k^o(x) &= -\left(x - x_k - \frac{\alpha_k}{2} \right) \operatorname{ch} \beta \left(x - x_k - \frac{\alpha_k}{2} \right) + \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) \\ &\quad \operatorname{ch} \beta \left(x - x_k + \frac{\alpha_k}{2} \right) - \bar{\bar{C}}_k^0(x). \end{aligned}$$
(31)

Таким чином, часткове рішення рівняння (19) побудовано. Для його обчислення потрібно в (29) підставити інтеграли (30) та врахувати формули (31).

Для побудови загального рішення належить в формулу (23) підставити значення довільних постійних $C_0, C_1, \dots, C_3$ з формул (24).

Збудоване таким чином часткове і загальне рішення диференційної задачі (19) з граничними умовами (20) підставляємо в формулу (22) і одержуємо невідомі коефіцієнти ряду Фур'є в формулі (12) при $n = 0$. Таким чином, статична скла-

дова рішення диференціального рівняння (1) побудована.

При динамічній постановці диференційне рівняння та граничні умови мають вигляд:

$$y^{iv}(x) - 2\beta^2 y''(x) + (\beta^4 - \alpha^2) y(x) = q(x), \quad (32)$$

$$\begin{cases} y''(x) - \nu \beta^2 y(x) = 0 \\ y'''(x) - (2 - \nu) \beta^2 y'(x) = 0 \end{cases} \Big|_{x=0, a_0} \quad (33)$$

У цьому випадку рішення диференційної задачі має вигляд

$$y(x) = C_0 Y_0(x) + C_1 Y_1(x) + C_2 Y_2(x) + C_3 Y_3(x) + y_*(x). \quad (34)$$

Після різного роду перетворень в кінцевому випадку одержимо:

$$C_0 = \Delta^{-1} \{ [\gamma_0 \beta_-^2 y_0 - \gamma_1 \beta_+^2 y_2] M_* + \gamma_1 \beta_- \beta_+^2 (y_1 - y_3) N_* \},$$
(35)

$$C_1 = \Delta^{-1} \{ [\gamma_1 \beta_+^2 y_0 - \gamma_0 \beta_-^2 y_2] N_* + \gamma_1 \beta_+ \beta_-^2 (y_1 - y_3) \},$$

$$C_2 = -\frac{\gamma_0 [(1-\gamma) \beta_-^2 - \alpha]}{\gamma_1 [(1-\gamma) \beta_+^2 + \alpha]} C_0, C_3 = \frac{(1-\gamma) \beta_-^2 + \alpha}{(1-\gamma) \beta_+^2 - \alpha} C_1, \quad (36)$$

де

$$\begin{aligned} \beta_+ &= (1-\nu) \beta^2 + \alpha, \beta_- = (1-\nu) \beta^2 - \alpha, \\ y_k(\alpha_0) &= y_k, k = (0, 1, 2, 3). \end{aligned} \quad (37)$$

Коефіцієнти γ_0 , γ_1 та γ – комплексні числа, якщо $\beta^2 < \alpha$. Тому окремо розглядаються два випадки: $\beta^2 < \alpha$ та $\beta^2 > \alpha$.

При виконанні умови $\beta^2 < \alpha$ (36) з урахуванням (37) приймуть вид:

$$C_2 = \frac{\gamma_0 \beta_-}{\gamma_1 \beta_+} C_0, C_3 = \frac{\beta_+}{\beta_-} C_1, \\ \Delta = 2\gamma_0 \gamma_1 \beta^2 - \beta_+^2 (ch \gamma_0 a_0 - \cos \gamma_1 a_0) \quad (38) \\ ch \gamma_0 a_0 - [\gamma_1^2 \beta_+^4 + \gamma_0^2 \beta_-^4] sh \gamma_0 a_0 \sin \gamma_1 a_0.$$

При виконанні умови $\beta^2 > \alpha$ замість (38) потрібно взяти:

$$C_2 = -\frac{\gamma_0 \beta_-}{\gamma_1 \beta_+} C_0, C_3 = \frac{\beta_+}{\beta_-} C_1, \\ \Delta = 2\gamma_0 \beta^2 - \gamma_1 \beta_+^2 ch(\gamma_0 + \gamma_1) a_0 ch(\gamma_0 - \gamma_1) a_0 + \quad (39) \\ + \frac{1}{2} [\gamma_1 \beta_+^2 - \gamma_0 \beta_-^2] ch(\gamma_0 - \gamma_1) a_0 - \\ - \frac{1}{2} [\gamma_1 \beta_+^2 + \gamma_0 \beta_-^2] ch(\gamma_0 + \gamma_1) a_0.$$

Таким чином, всі невідомі константи, які входять в загальне рішення (34) визначені. Тому, підставляючи (35) в (38) або в (39), а потім отримані вирази в (34), одержимо рішення диференціальної задачі (32), (33).

У кінцевому підсумку за формулою (8) можемо обчислити функцію прогину натискної плити в заданій точці в будь-який момент часу, а також, використовуючи інші вирази, – згинаючі моменти, перерізуючі зусилля, напруження. В збудованому вигляді рішення враховуються всі види можливих навантажень, що діють на конструкцію зважувального пристрою у експлуатації.

Аналіз отриманих результатів досліджень

Як приклад, визначено прогини ω для плити, яка розміщена на трьох ТДС (рис. 2).

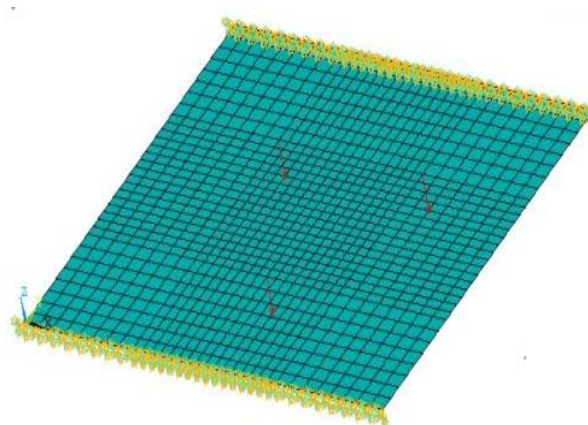


Рисунок 2 – Розрахункова схема плити на трьох ТДС

Розрахунок виконано для номінального значення сумарного навантаження $P = 160$ kN. Відповідно навантаження на кожний із трьох датчиків складало $P_1 = P_2 = P_3 = 53,3$ kN.

На рис. 3 – 7 представлені діаграми за розрахунком напружено-деформованого стану плити за допомогою універсального програмного пакету ANSYS [12-14].

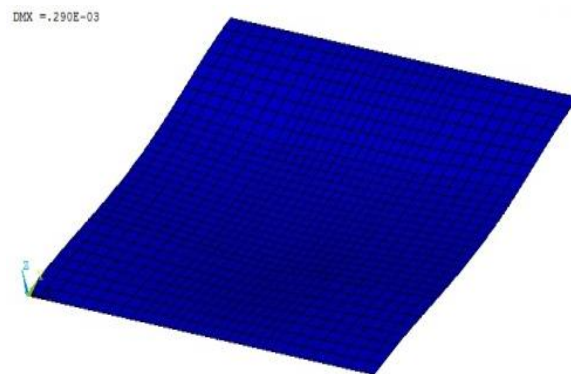


Рисунок 3 – Діаграма деформацій плити

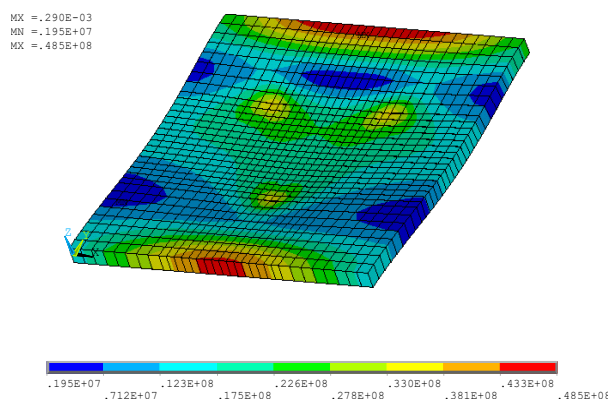


Рисунок 4 – Діаграма напружень плити

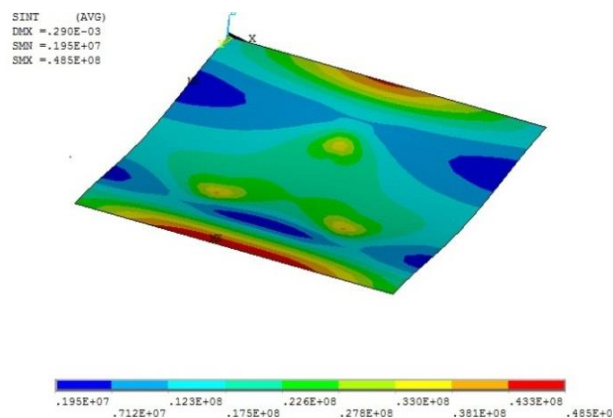
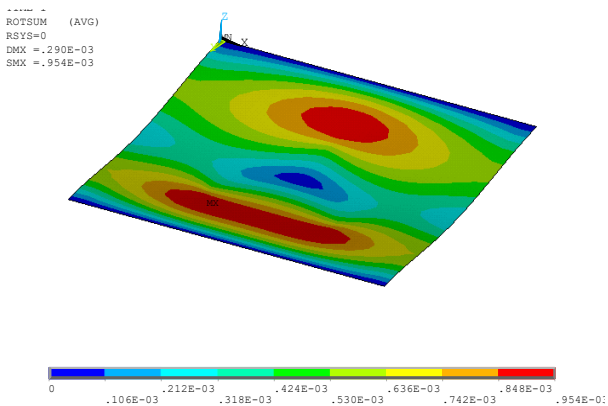
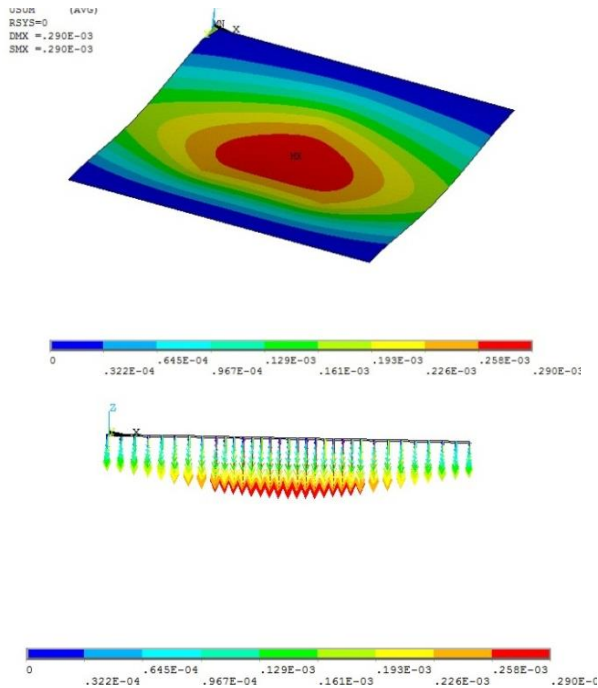


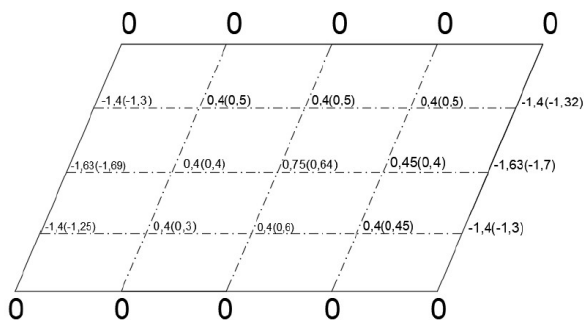
Рисунок 5 – Діаграма еквівалентних напружень плити



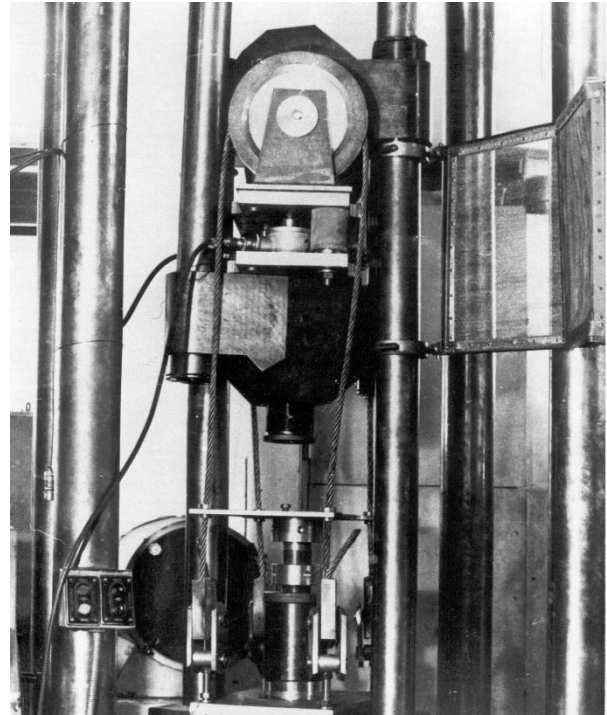
Характер значень прогинів ω , отриманих в результаті розрахунків, показав, що натискні плити згинаються в двох площинах.

Підтвердженням цьому стали результати, які були отримані експериментальним шляхом.

На рис. 8 представлені розрахункові значення прогинів, а в скобках – значення отримані експериментальним шляхом.



Експериментальна установка на базі силозадавної машини ОСМ-П-200-10 та елементи вантажоприймального вузла кранових ваг представлені відповідно на рис. 9 та 10.



Отримані в результаті проведених розрахунків та експериментальних досліджень дані підтверджують справедливості гіпотези, покладеної в основу методики розрахунку плити ВВ, яка полягала в тому, що розрахунок плит у вигляді балки на двох шарнірних опорах в одній площині не відтворюють реальний процес вигину плити у просторі, який проходить в результаті навантаження вантажоприймального вузла у вбудованих кранових ваг. Розбіжності результатів обчислень та даних експерименту можна пояснити нерівністю поверхні плит, похибкою самої вимірювальної установки, різновисотністю ТДС.

В цілому результати розрахунків прогинів задовольняють поставлену ціль та достатньо повно відображають реальну поведінку натискових плит ВВ кранових ваг.

Висновки

Проведені обстеження металургійних кранів, аналіз конструктивно-параметричних особливостей їх механізмів підйому дозволили розробити технічні пропозиції щодо можливості вмонтування вантажоприймальних вузлів кранових ваг для автоматичного визначення маси рідкого чавуну на заливно-ковшовій ділянці цеху виливниць.

Враховуючи специфіку технологічного процесу заливки металу, збережена структура ВВ, яка передбачає їх вмонтування у головний і допоміжний механізми підйому крана.

Розроблена нова методика розрахунку плит вантажоприймальних вузлів кранових ваг, завдяки якій стало можливим визначити параметри напружено-деформованого стану плити ВВ під впливом основних видів механічних навантажень, що впливають на конструкцію зважувального пристрою у експлуатації, що призводить до зменшення похибки вимірювання маси і тим самим дозволить оптимізувати витрати споріднених матеріалів у технології ливарства та підвищити якість кінцевого продукту.

Список використаних джерел

1. Нікіфорова В. Економічний огляд металургійної галузі України. Рейтинг. Бізнес в офіційних цифрах. 07 листопада 2019 року.

URL: <https://rating.zone/ekonomichnyj-ohliad-meta-lurhijnoi-haluzi-ukrainy/>.

2. Обзорная информация фирмы Kinocranes (Китай) станом на 21.10.2021 року.

URL: <http://m.ua.bridgecrane manufacturer.com/crane-parts/metallurgical-electronic-crane-scale.html>.

3. Проспект випускаємої продукції компанії «Дніпровага» станом на 21.10.2021 року. URL:

<http://dneproves.ua/news/sertifikat-pro-verki-tipa-na-kranovye-vesy-dneproves-vkd>.

4. Проспект продукції ТОВ «ЛОАД-ТЕХ» станом на 21.10.2021 року.

URL: <http://load-tech.com.ua/uk/>.

5. Семенюк В.Ф., Лингуп В.Н., Критико И.А. Влияние места установки датчика силы на точность защиты мостовых кранов от перегрузки. Підйомно-транспортна техніка. 2018. № 3(59). С. 46-56.

6. Коломиец Л. В. Предохранительные и силовые измерительные устройства тяжело нагруженных машин. Одесса: ВМВ, 2018. 144 с.

7. Вайнберг Д. В., Вайнберг Е. Д. Расчет пластин. Киев: Будивельник, 1970. 370 с.

8. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1982. 264 с.

9. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання / Наказ Мінсоцполітики України 19.01.2018 № 62, зареєстровано в Мінюсті України 27.02.2018 № 244/31696.

10. Чукан Йозеф, Костиков Константин. Тензометрические датчики силы. Компоненты и технологии. 2010. № 1. С. 16 – 18.

11. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х томах. Под ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968.

12. Kolomiets L., Orobej V., Limarenko, A., Ovcharov Y., Tsilvik O. The study of the strength of dentures from different surface reliefs under the action of static load. Медичні перспективи. 2020. Т. 25, № 3. С. 17-21. DOI: <https://doi.org/10.26641/2307-0404.2020.3.214644>.

13. Kolomiets L., Orobej V., Limarenko A., Dashchenko A., Ovcharov Y. Investigation of force factors and stresses at singular points of plate elements in special cranes Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Том 5, № 7(95). С. 6-12. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.142597>

14. Дашченко А. Ф., Коломиец Л. В., Лазарева Д. А., Сурьянинов Н. Г. Практикум по работе в программе ANSYS. Одесса: ТОВ Бондаренко, 2019. 106 с.

References

1. Nikiforova V. Ekonomichnyj oghljad metalurghijnoji ghaluzi Ukrainy. Rejtyng. Biznes v oficijnykh cyfrakh. 07 lystopada 2019 roku.

URL: <https://rating.zone/ekonomichnyj-ohliad-meta-lurhijnoi-haluzi-ukrainy/>.

2. Obzorna informacija firmy Kinocranes (Kytaj) stanom na 21.10.2021 roku. URL:

<http://m.ua.bridgecrane manufacturer.com/cra-ne-parts/metallurgical-electronic-crane-scale.html>.

3. Prospekt vypuskajemoji produkciji kompaniji «Dniprovagha» stanom na 21.10.2021 roku.

URL: <http://dneproves.ua/news/sertifikat-pro-verki-tipa-na-kranovye-vesy-dneproves-vkd>.

4. Prospekt produkciji TOV «LOAD-TEKh» stanom na 21.10.2021 roku.

URL: <http://load-tech.com.ua/uk/>.

5. Semenjuk V. F., Lingur V. N., Kritiko I. A. Vlijanie mesta ustanovki datchika sily na tochnost' zashhity mostovih kranov ot peregruzki. Pidiomno-transportna tekhnika. 2018. # 3(59). S. 46-56.

6. Kolomiec L.V. Predohranitel'nye i siloizmeritel'nye ustrojstva tjazhelo-nagruzhennyh mashin. Odessa: VMV, 2018. 144 s.

7. Vajnberg D. V., Vajnberg E. D. Raschet plastin. Kiev: Budivel'nik, 1970. 370 s.

8. Samul' V.I. Osnovy teorii uprugosti i plastichnosti. M.: Vysshaja shkola, 1982. 264 s.

9. Pravyla okhorony praci pid chas ekspluataciji vantazhopidijmalnykh kraniv, pidijmalnykh prystrojiv i vidpovidnogho obladnannja / Nakaz Minsocpolityky Ukrainy. 19.01.2018 # 62, zarejestrovano v Minjusti Ukrainy 27.02.2018 # 244/31696.

10. Chukan Jozef, Kostikov Konstantin. Tenzometricheskie datchiki sily. Komponenty i tehnologii. 2010. № 1. S. 16 – 18.

11. Prochnost', ustojchivost', kolebanija. Spravochnik v 3-h tomah. Pod red. I.A. Birgera i Ja.G. Panovko. M.: Mashinostroenie, 1968.

12. Kolomiets L., Orobej V., Limarenko, A., Ovcharov Y., Tsilvik O. The study of the strength of dentures from different surface reliefs under the action of static load. Medicni perspektivi. 2020; 25(3):17-21.

13. Kolomiets L., Orobej V., Limarenko A., Dashchenko A., Ovcharov Y. Investigation of force factors and stresses at singular points of plate elements in special cranes. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 5. No. 7 (95). pp. 6-12.

14. Dashhenko A. F., Kolomiec L. V., Lazareva D. A., Sur'janinov N. G. Praktikum po rabote v programme ANSYS. Odessa: TOV Bondarenko, 2019. 106 s.

Надійшла до редакції 02.09.2021