

МОДЕЛЮВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ МАШИННОГО ВІДДІЛЕННЯ СУДНОАВАНТАЖУВАЧА ДЛЯ ВИЯВЛЕННЯ ПРИЧИН ПОНАДНОРМАТИВНОЇ ВІБРАЦІЇ

Вінницький національний технічний університет
Донецький національний університет імені Василя Стуса

У статті узагальнено результати скінчено-елементного моделювання напружено-деформованого стану несучого металокаркасу машинного відділення судноавантажувача закордонного виробництва, розташованого на території порту м. Южного під дією джерел вібрації від приводу піднімання-опускання стріли. Модель розроблено з урахуванням технічного стану споруди в цілому, який встановлений при візуальних та інструментальних дослідженнях. Досліджено обертальні компоненти приводу піднімання-опускання стріли судноавантажувача, засоби забезпечення плавного пуску приводу, виявленні проектні недосконалості приводу. Виконано кінематичні та динамічні розрахунки на предмет визначення основних вібраційних характеристик обертових компонент приводу (двигун, циліндричний редуктор, зубчаста передача, гальмівні та канатні барабани).

Розроблено ефективну методику експериментальних досліджень, яка включає розробку схеми встановлення датчиків на будівельних конструкціях опорної рами машинного відділення, експериментальні виміри віброхарактеристик (віброамплітуда, віброшвидкість, віброприскорення) та їх математичне опрацювання.

Виконано порівняння теоретично розрахованих вимушених частот коливань структурних одиниць споруди з експериментально визначеними даними, та локалізацію найбільш небезпечного джерела вібрації.

Виявлено основну причину понаднормативної вібрації будівельних конструкцій судноавантажувача – зниження жорсткості рами приводу внаслідок суттєвого корозійного зносу і, як наслідок, резонування обертальних компонент приводу з власними коливаннями рами приводу споруди.

Розроблена методика підсилення будівельних конструкцій машинного відділення, які зазнали найбільших пошкоджень від корозії протягом тривалої експлуатації, для зниження рівня вібрації до прийнятних меж та подальшої нормальної експлуатації споруди.

Ключові слова: судноавантажувач, напружено-деформований стан, власні та вимушені коливання, корозія, резонанс, вібрація, амплітуда, частота, віброшвидкість, віброприскорення.

Вступ

Ця наукова робота є логічним продовженням попередніх досліджень, присвячених портовим судноавантажувачам [1, 2], в яких було узагальнено інженерний досвід з обстеження будівельних конструкцій судноавантажувачів, описано основні конструктивні елементи, принцип дії, доведено системний характер корозійного зносу несучих елементів, виконано скінчено-елементне моделювання напружено-деформованого стану під дією кліматичних впливів на прикладі судноавантажувачів, розташованих на території АТ «ОПЗ» у м. Южне Одеської області.

Досвід довготривалої експлуатації судноавантажувачів в умовах морського клімату доводить, що, з часом, їх експлуатаційні характеристики погіршуються [3]. Причинами зносу цих масштабних і відповідальних конструкцій є високий рівень технологічної динамічної завантаженості, кліматичні впливи, руйнівна дія зважених у повітрі бризок морської води, монтажні викривлення геометрії тощо. Іноді на судноавантажувачах трапляються досить складні і непередбачувані ситуації, які призводять до різкого погіршення їх експлуатаційних характеристик, або, навіть виходу їх з ладу (аварійна ситуація) [4]. Для адекватної оцінки масштабів заподіяної шкоди споруді та для знаходження раціонального рішення, щодо відновлення працездатності таких споруд, необхідний ґрунтовний науковий аналіз залишкового

ресурсу судноавантажувача.

Одним з прикладів нестандартного пошкодження судноавантажувачів є ситуація, яка трапилася на території Одеського припортового заводу. На одному з конвеєрних судноавантажувачів, призначеного для транспортування сипучих речовин, при черговому технічному огляді було помічено суттєве зростання вібрації при підніманні-опусканні стріли. Спеціалісти підприємства одразу виконали всі необхідні сервісно-діагностичні роботи за експлуатаційним технічним регламентом (перевірка справності приводу стріли, тестування і балансування його основних обертових компонент, перевірка геометрії споруди тощо). За результатами вказаних дефектувальних робіт причину несправності знайти не вдалось. Всі агрегати працювали штатно. Керівництвом підприємства було вирішено зупинити роботу судноавантажувача та залучити кваліфікованих науковців для пошуку несправності.

Основна частина

Конструктивна схема дефектного судноавантажувача з продуктивністю роботи 1000 т за 1 годину, показана на рис. 1. При безпосередньому огляді було встановлено, що осередок з найбільшим рівнем вібрації знаходиться у машинному відділенні (рис. 2), яке являє собою систему з трьох основних компонент: площадки машинного відділення, рамної конструкції стін і даху машинного відділення, зашитих профільованим листом, та приводу піднімання стріли.

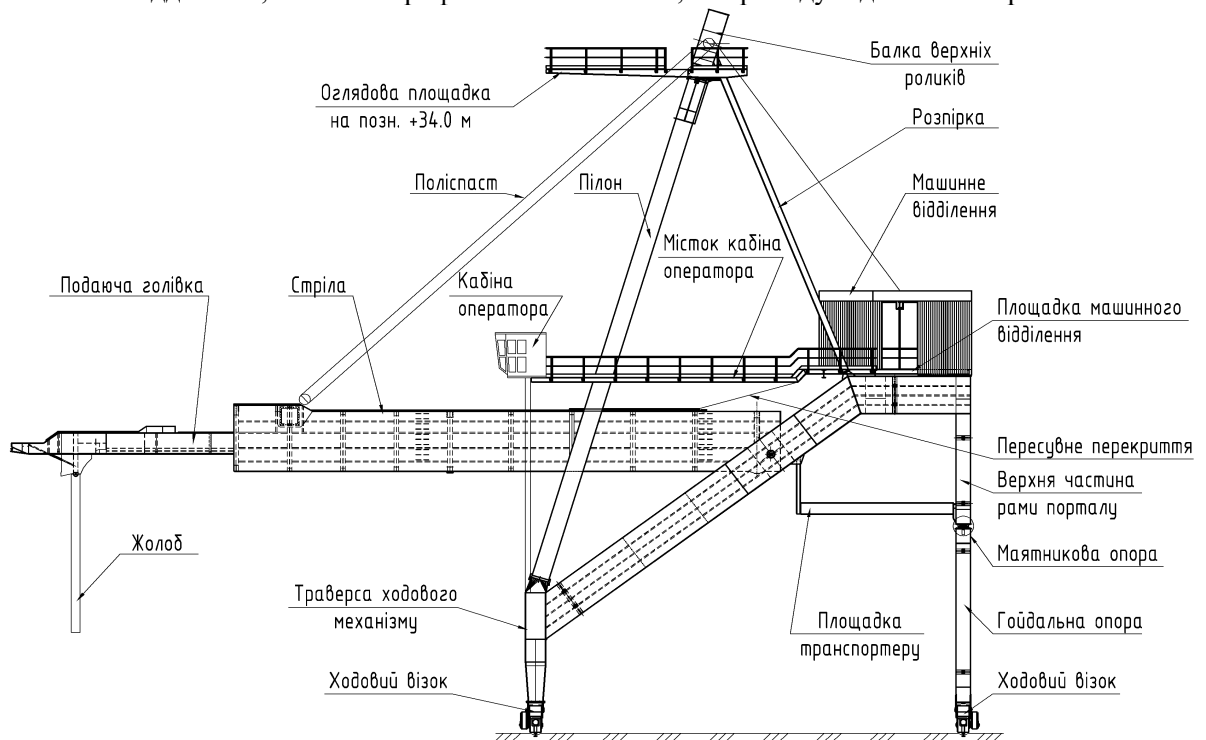


Рис. 1. Конструктивна схема дефектного судноавантажувача.

При обстеженні було виявлено, що головним джерелом вібрації являється привід підйому стріли, кінематична схема якого зображена на рис. 3, де: «М» – двигун, «Б» – гальмівний барабан, «ЦР» – циліндричний редуктор, «КБ» – канатний барабан; $\nu_0 \dots \nu_3$ – частоти обертань відповідно двигуна, передаточної осі редуктора, тихохідного валу редуктора, барабанів; $i_0 \dots i_3$ – передаточні числа муфти, першої і другої передач редуктора, зубчастої передачі відповідно.

Інженерний аналіз кінематичної схеми та конструкції приводу підйому стріли згідно з проектними кресленнями виявив такі конструктивні недосконалості:

- привід без повного демонтажу та довготривалого виводу судноавантажувача з експлуатації фактично не можна тестувати на холостих обертах;
- барабани розташовані на двох незалежних підшипникових підвісках та на роздільних валах. Водночас цапфи барабанів приводяться у рух зі спільного тихохідного валу циліндричного редуктора. Така кінематична компоновка може спричинити неспівсність барабанів

- тихохідному валу редуктора та барабанів між собою;
- відсутня спільна жорстка база приводу підйому стріли. Згідно з проектним рішенням опори приводу регулюються тільки в момент монтажу. Таким чином монтажні похибки можуть спричинити довготривалі експлуатаційні проблеми;
- рама площадки приводу, що являє собою систему з'єднаних між собою профілів двотаврового та швелерного перерізу, не містить внутрішніх діафрагм жорсткості, настил приєднаний переривчастим швом, тому не забезпечує потрібну жорсткість та геометричну незмінюваність;
- привід підйому стріли виконує не тільки технологічну (підйомну), а і конструктивну – несучу функцію, оскільки утримує стрілу в потрібному положенні. Таке рішення не забезпечує резервування стійкості споруди загалом, і може призвести до надзвичайної ситуації у випадку порушення цілісності елементів приводу.



Рис. 2. Машинне відділення суднонавантажувача.

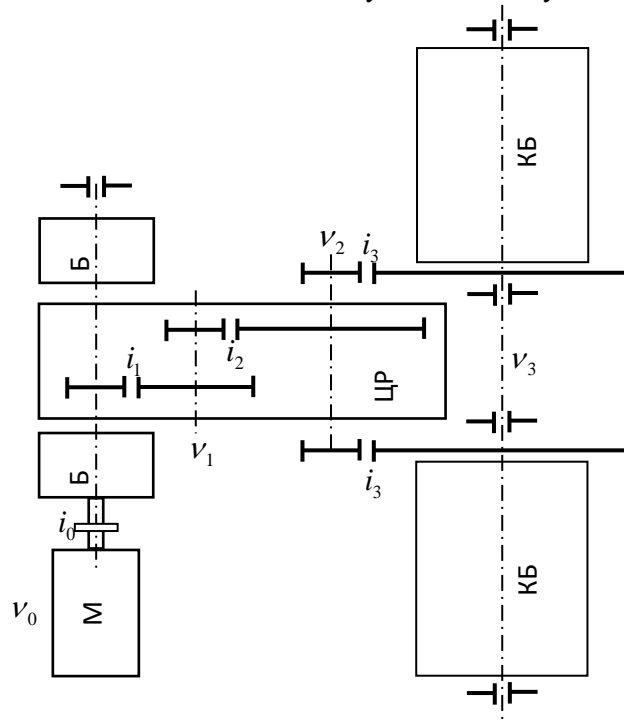


Рис. 3. Кінематична схема приводу

Оскільки привід складається з декількох обертових компонент постала необхідність у локалізації джерела вібрації всередині самого приводу. Класичним експериментальним методом виявлення джерела вібрації складних механічних систем є метод виключення з кінематичної схеми окремих агрегатів на холостому ході механізму [8]. В той момент, коли при виключенні певного агрегату понаднормативна вібрація зникає, робиться висновок про те, що саме цей агрегат і є джерелом вібрації. Однак, конструкція приводу підйому стріли дефектного судноавантажувача унеможливує виявлення джерела вібрації таким методом.

Тому була запропонована така наукова методика визначення можливого джерела вібрації:

- верифікація можливих джерел вібрації;
- експериментальне визначення параметрів вібраційного впливу. Локалізація ділянок з піковими значеннями вимірних величин, оцінка обертових частот компонент приводу шляхом кінематичного розрахунку;
- складання диференціального рівняння коливань пружної системи рами приводу разом із можливим джерелом вібрації;
- розробка скінчено-елементної моделі опорної рами приводу з врахуванням фактичного зносу її елементів, встановлення імітатора джерела вібрації на модель рами зі змінними циклічними характеристиками, досягнення збігу теоретичної та експериментальної вимушеної вібрації рами приводу підйому стріли судноавантажувача шляхом зміни параметрів динамічного впливу;
- порівняння теоретичних значень характеристик джерела вібрації моделі приводу з фактичними обертовими частотами ланок (двигун – редуктор – зубчаста пара). За фактом збігу частот визначити можливе джерело вібрації;
- оцінка можливості появи резонансу в металокаркасі споруди.

Верифікація джерел вібрації та результати експериментальних вібраційних досліджень

Можливими джерелами вібрації приводу підйому-опускання стріли є:

- двигун з пальцевою муфтою, системою гальмівних барабанів та швидкохідний вал циліндричного редуктора (підвищений рівень вібрації від цих агрегатів може бути пов'язаний з неспівосністю одного з компонентів цієї «швидкохідної» ланки приводу іншим);
- зубчасті передачі циліндричного редуктора (підвищений рівень вібрації від цього агрегату може бути викликаний дефектом редуктора);
- зубчаста передача на тихохідному валу циліндричного редуктора (підвищений рівень вібрації від цього компонента може бути пов'язаний з неспівосністю барабанів і великих зубчастих коліс один одному внаслідок перекосів опорної рами, великим «биттям» або овальністю однієї з зубчастих коліс, непаралельністю осей малих і великих зубчастих коліс);
- дефекти в підшипникових опорах (порушення цілісності підшипників, їх заклинювання).

Для пошуку джерела понаднормативної вібрації опорної рами приводу підйому стріли дефектного судноавантажувача було детально сплановано та проведено серію експериментальних досліджень з залученням високотехнологічних цифрових приладів з визначення основних вібраційних характеристик. Дослідження проводилося у ключових точках на приводі дефектного агрегату. Аналогічні дослідження були проведені на конструктивно подібному судноавантажувачі, де понаднормативна вібрація не спостерігається.

Дані оброблені програмою «Machine Analyst». Заміри виконані при підніманні та опусканні стріли на різних швидкостях обертання. Заміри виконувалися в частотному діапазоні 10...100 Гц.

Узагальнені результати вібраційних досліджень з наведено в табл. 1 та на рис. 4.

Експериментально встановлено, що вібраційні характеристики площадки приводу підйому стріли на дефектному судноавантажувачі суттєво гірші, аніж на нормально працюючому судноавантажувачі (амплітуди віброшвидкостей місцями до 10 разів вищі). Переважаючою є високочастотна складова (частотою близько 20 Гц), яку може генерувати тільки електродвигун (або елементи, що співосні електродвигуну – гальмівні барабани, швидкохідний вал редуктора або його підшипники, пальцева муфта) та обертаються з аналогічною кутовою швидкістю; при збільшенні швидкості опускання стріли на дефектному судноавантажувачі рівень віброшвидкості суттєво (на 20...50%) збільшується (рис. 2), водночас на нормально працюючому судноавантажувачі рівень віброшвидкості при збільшенні швидкості опускання стріли не змінюється.

Крім цього, було виконано інструментальні дослідження стану опорної площадки приводу підйому стріли дефектного судноавантажувача. На окремих конструкціях (головних балках та другорядних балках) корозійний знос становив від 30 до 85% (аварійний стан [9, 10]). На справному судноавантажувачі корозійний знос переважної більшості металоконструкцій не перевищував 12...15%.

Таблиця 1 – Узагальнені результати вібраційних досліджень дефектного та нормально працюючого судноавантажувачів

Параметр	Дефектний судноавантажувач (з підвищеною вібрацією)		Судноавантажувач (з нормальними віброхарактеристиками)	
	1 форма	2 форма	1 форма	2 форма
1. Частота коливань, Гц	18.6...20.3	39.7...40.4	19.75...20.25	39.6...40.6
2. Амплітудний рівень віброшвидкості, V_m , м/с	10.21...15.52	1.96...2.24	0.74...1.28	1.39...1.80
3. Місця, де спостерігаються амплітудні значення віброшвидкості	Поблизу швидкохідного валу редуктора		Всі точки приводу мають приблизно однаковий рівень віброшвидкості	
4. Амплітуда вібропереміщення, $2 \cdot A_m$, мкм	410...660		120...170	
5. Місця, де спостерігається амплітуда вібропереміщень	На редукторі		На редукторі та підшипникових опорах барабанів	
6. Амплітуда віброприскорення, a_m м/с ²	8		6	

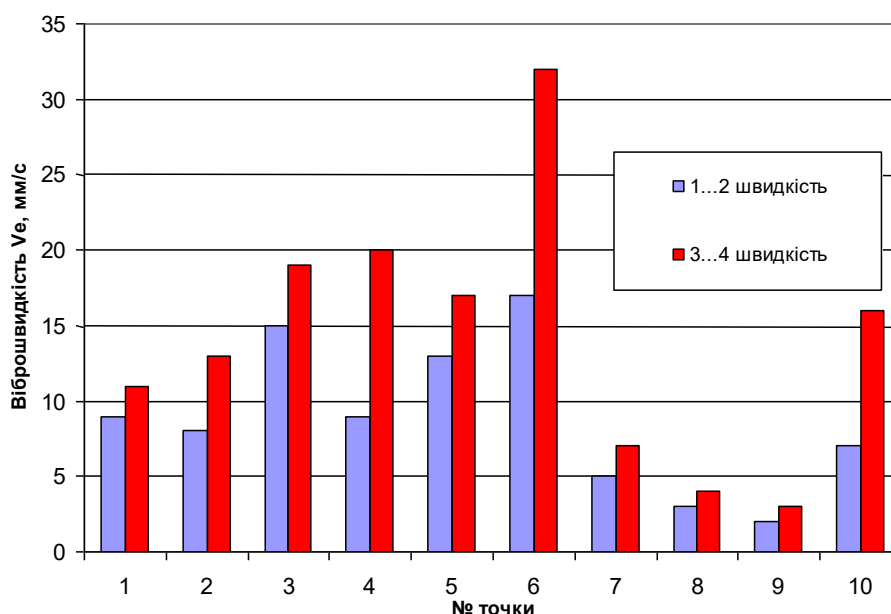


Рис. 4. Рівень віброшвидкості на площадці машинного відділення приводу підйому стріли дефектного судноавантажувача в залежності від швидкості піднімання стріли.

В результаті порівняльного аналізу характерів вібрації на дефектному та справному судноавантажувачі з урахуванням дослідження металоконструкцій площадки приводу на предмет зносу було зроблено висновок, що найбільш ймовірною причиною появи понаднормативної вібрації є резонансні явища, пов'язані із суттєвим зниженням жорсткості рами площадки приводу дефектного судноавантажувача.

Оцінка частот вимушених коливань системи шляхом аналізу моделей споруди

Аналітичне визначення амплітудно-частотних характеристик системи «опорна платформа – привід (джерело вібрації)» виконуємо виходячи з припущення, що опорна рама коливається під впливом гармонічної збуджуючої сили $F_{зб} = A_1 \cdot \cos(k \cdot t)$ [4, 5]. У першому наближенні можна

припустити, що опорна рама приводу являє собою балочну систему з одним ступенем вільності (вздовж осі Oz), вага приводу та вага опорної рами зосереджені в центрі мас, що знаходиться в геометричному центрі рами. Диференціальне рівняння руху системи буде описуватись залежністю (1), загальне рішення такого диференціального рівняння набуде вигляду (2):

$$z + \omega^2 z = a_1 \cdot \cos(k \cdot t), \quad (1)$$

$$z = C \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{a_1}{\omega^2 - k^2} \cdot \cos(k \cdot t) \quad (2)$$

де ω – частота власних коливань системи, a_1 – приведена амплітуда вимушених коливань, яка враховує співвідношення мас збуджувача вібрації та маси системи з приводу і рами (сил інерції), складники $C \cdot \cos(\omega \cdot t)$ та $B \cdot \sin(\omega \cdot t)$ характеризують власні коливання системи з одним ступенем вільності; $a_1 \cdot \cos(k \cdot t) / (\omega^2 - k^2)$ характеризує збуджені коливання жорсткої системи.

Оціночне значення амплітуди коливань такої системи можна описати функціоналом $A_m = a_1 / (\omega^2 - k^2)$, як видно ця амплітуда залежить від співвідношення між ω і k . Явище резонансу настає в момент, коли $k \rightarrow \omega$, тобто, коли частота збуджених коливань співпадає із частотою збуджуючої сили. Для системи з одним ступенем вільності, отримуємо значення амплітуди віброшвидкості $V_m = a_1 \cdot k / (\omega^2 - k^2)$ та амплітуда віброприскорення $a_m = a_1 \cdot k^2 / (\omega^2 - k^2)$. З цих залежностей випливає, що $a_m = V_m \cdot k = A_m \cdot k^2$. Таким чином, за емпіричними значеннями a_m, V_m, A_m можна виконати оцінку частоти збуджуючої сили (віброджерела):

$$k = a_m / V_m = V_m / A_m \quad (3)$$

З огляду на дані експерименту та результати кінематичного аналізу, збуджуюча частота $k = 16,25 \text{ Гц}$, частота власних коливань конструкцій, що можуть з нею резонувати - $\omega = 13...20 \text{ Гц}$, віброамплітуда, $A_m = (205...330) \cdot 10^{-6} (\text{м})$, оціночне значення приведеної амплітуди збуджених коливань $a_1 = 0,175 \text{ м/с}^2$. Враховуючи те, що загальна вага частини машинного відділення разом із приводом та надбудовою - $M = 18,1 \text{ т}$, дебалансна сила має амплітуду $F_{\text{max}} = 3,17 \text{ кН}$.

Враховуючи, що центр мас приводу розташований близько до центру двох балок рами приводу зі швелерів UPN 300, задача про коливання може бути розв'язана методом Релея [4]. Після виконання розрахунків отримуємо значення частоти власних коливань системи рама-привід $\nu = 12 \text{ Гц}$.

Реальна рама площадки машинного відділення, що закріплена до основних несучих конструкцій судноавантажувача, із змонтованими агрегатами і надбудовою характеризується не однією а багатьма ступенями вільності. Модель машинного відділення, що розроблена методом скінчених елементів засобами програмного комплексу SCAD показана на рис. 5. При моделюванні прийнята низка припущень (балочні елементи площадки приводу піднімання стріли обперті на конструкцію основи та верхньої частини рами порталу судноавантажувача шарнірно, балочні елементи – стрижні, вага яких зосереджена в їх центрах мас, металевий настил не покращує загальну жорсткість площадки, а збільшує її масу, привід – система з точкових мас, що встановлена на рамі, точки визначені наступним чином: вага барабанів із канатами зібрана в підшипникових вузлах, вага редуктора – в двох точках по два боки від його осі симетрії, вага двигуна та гальмівних барабанів – аналогічно. Характер збуджуючої сили (джерела вібрації) – циклічний, з частотою, рівною частотам обертових механізмів, в яких можливі дефекти).

При виконанні модального аналізу системи розглянуто перші тридцять форм власних коливань опорної рами. Вибірка частотних характеристик перших тридцяти форм власних коливань наведено в таблиці 2. Форми коливань 1 ... 23 відповідають в основному власним коливанням стійок надбудови, зв'язків та балок споруди машинного відділення. Форми коливань 24 ... 30 ... відповідають коливанням елементів рами, причому 24-та, 26-та та 28-ма форми призводять до зміщень елементів конструкції у площині, паралельній площині обертання елементів приводу, які дуже схожі на реальні коливання рами площадки машинного відділення.

28-ма форма коливань за своєю частотою (16,02 Гц) наближається до частоти обертань двигуна приводу (16,25 Гц), див. рис. 6. Резонансні явища можливі із високим ступенем ймовірності. коливання системи супроводжується вигином балок приводу (елементи моделі № 62 – 68, 69 – 74, 75 – 79, 80 – 84) у вертикальній площині та закручуванням головних балок ІРЕ 270, ІРЕ 330 (елементи моделі № 32 – 41, 43 – 61).

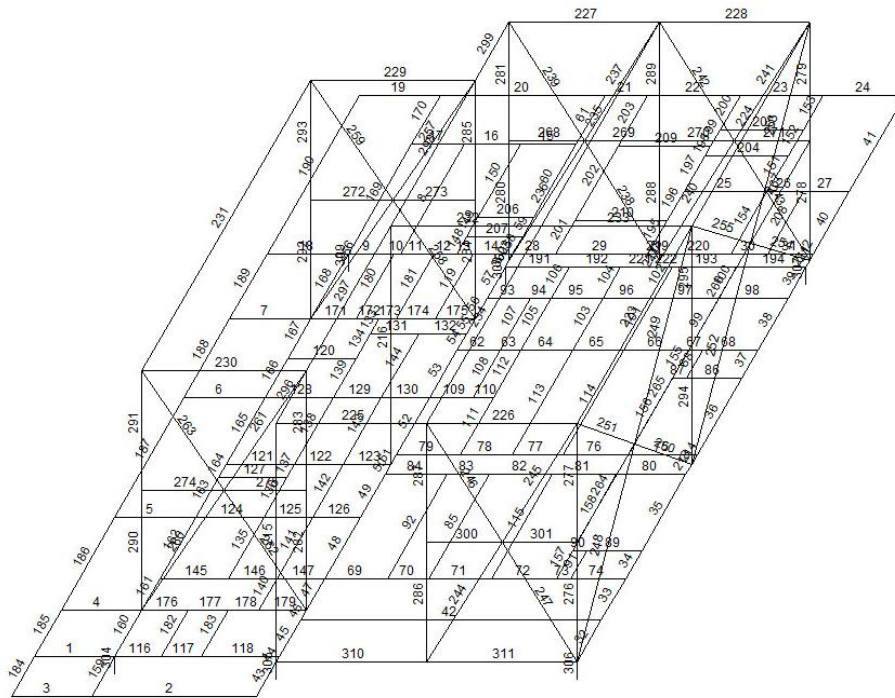


Рис. 5. Модель металокаркасу машинного відділення.

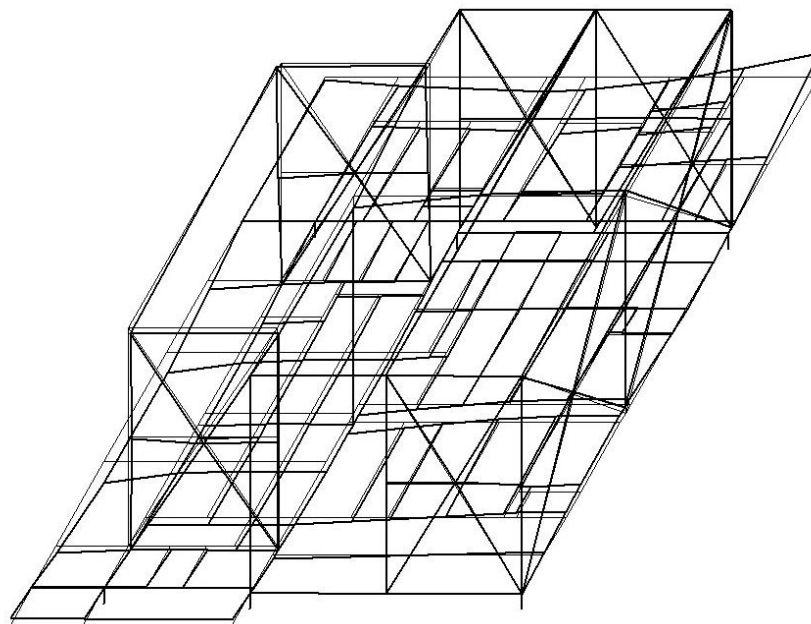


Рис. 6. Найбільш ймовірна (28-ма) форма власних коливань площадки приводу, з якою резонують швидкохідні елементи приводу.

Таблиця 2 – Частотні характеристики власних коливань (вибірка)

Заван :	N :	ВЛАСНІ :	Ч А С Т О Т И		ПЕРІОДИ
таження:	П/П :	ЗНАЧЕННЯ :	1/С	ГЦ	С
4	1	.0449879	22.22815	3.539514	0.282524
	2	.0419736	23.82447	3.793705	0.263594

	23	.0120707	82.84515	13.1919	0.075804
	24	.0117823	84.87237	13.5147	0.0739934
	25	.0110049	90.86851	14.4695	0.0691108
	26	.0106282	94.08911	14.98234	0.0667452
	27	.0104424	95.76286	15.24886	0.0655786
	28	.0099353	100.6507	16.02719	0.0623939
	29	.0095979	104.1894	16.59067	0.0602748
	30	.0090032	111.0704	17.68637	0.0565407

Для подальшої безпечної експлуатації суднонавітажувача постає задача зниження інтенсивності вібраційного впливу на споруду до прийняттого рівня. Рекомендуються наступні комплексні заходи, які узагальнені у вигляді методики:

- знизити інтенсивність збуджувача вібрації шляхом балансування швидкохідного валу редуктора разом із гальмівними барабанами та двигуном і забезпечити нормативну співосність осей цих агрегатів;
- виконати ревізію підшипникових вузлів циліндричного редуктора, виконати ревізію стану кріплень рами приводу до рами площадки;
- підсилити (замінити) дефектні балки площадки, що позначені червоним і синім на рис. 7;
- розкріпити конструкції площадки введенням системи підпірок і діафрагм жорсткості (рис. 8);
- зменшити пікову швидкість піднімання стріли до 23,63 м/с і, водночас, пікову швидкість двигуна до 650 об/хв. введенням частотного перетворювача;
- забезпечити з допомогою частотного перетворювача режими плавного пуску та зупинки (швидкість набору максимальної швидкості – не менше 60 секунд, швидкість спадання швидкості при зупинці – не менше 30 секунд.
- надійно закріпити конструкцію обшивки та настилу.

Прогнозований ефект від підсилення і розкріплення площадки

Модальний аналіз скінчено-елементної моделі металокаркасної площадки машинного відділення показав, що основними елементами, які коливаються з вимушеними частотами близько 20 Гц є балки приводу, причому коливання цих балок призводить до викривлень головних балок з двотавра ІРЕ 270 та ІРЕ 330. Тому для збільшення частоти коливань системи та зменшення віброамплітуди вимушених коливань пропонується влаштування системи підпірок, які зв'язували б головні балки площадки приводу з балками металокаркасу. Принципова схема розкріплення наведена на рис. 8.

Порівняння частотних характеристик систем, які моделюють металокаркас машинного відділення до і після підсилення та встановлення частотного перетворювача, що обмежить швидкість обертання двигуна до 650 об/хв., наведено в табл. 3.

Результати моделювання підсиленої конструкції площадки та порівняння частотних характеристик з характеристиками існуючої конструкції доводять, що внаслідок збільшення загальної жорсткості споруди (про що свідчить суттєве зростання частотних характеристик), явища резонансу не будуть супроводжувати роботу машинного відділення, та, відповідно, рівень вібрації зменшиться. Інтенсивність вимушених коливань знизиться за рахунок балансування приводу і зниження максимальної швидкості обертання частотним перетворювачем.

Таблиця 3 – Порівняння існуючих частотних характеристик площадки приводу підйому стріли та прогнозованих характеристик після підсилення

№	Характеристика	Існуюча споруда	Прогнозовані після підсилення
1.	Частота збуджувача вібрації, Гц	16.25	10.83
2.	Частоти власних коливань по 24 формі, Гц	13.51	18.97
3.	Частоти власних коливань по 26 формі, Гц	14.98	22.27
4.	Частоти власних коливань по 28 формі, Гц	16.02 (резонансна)	23.03
5.	Частоти вимушених коливань по 1-й формі, Гц	11.12	56.29
6.	Частоти вимушених коливань по 2-й формі, Гц	23.06	64.31

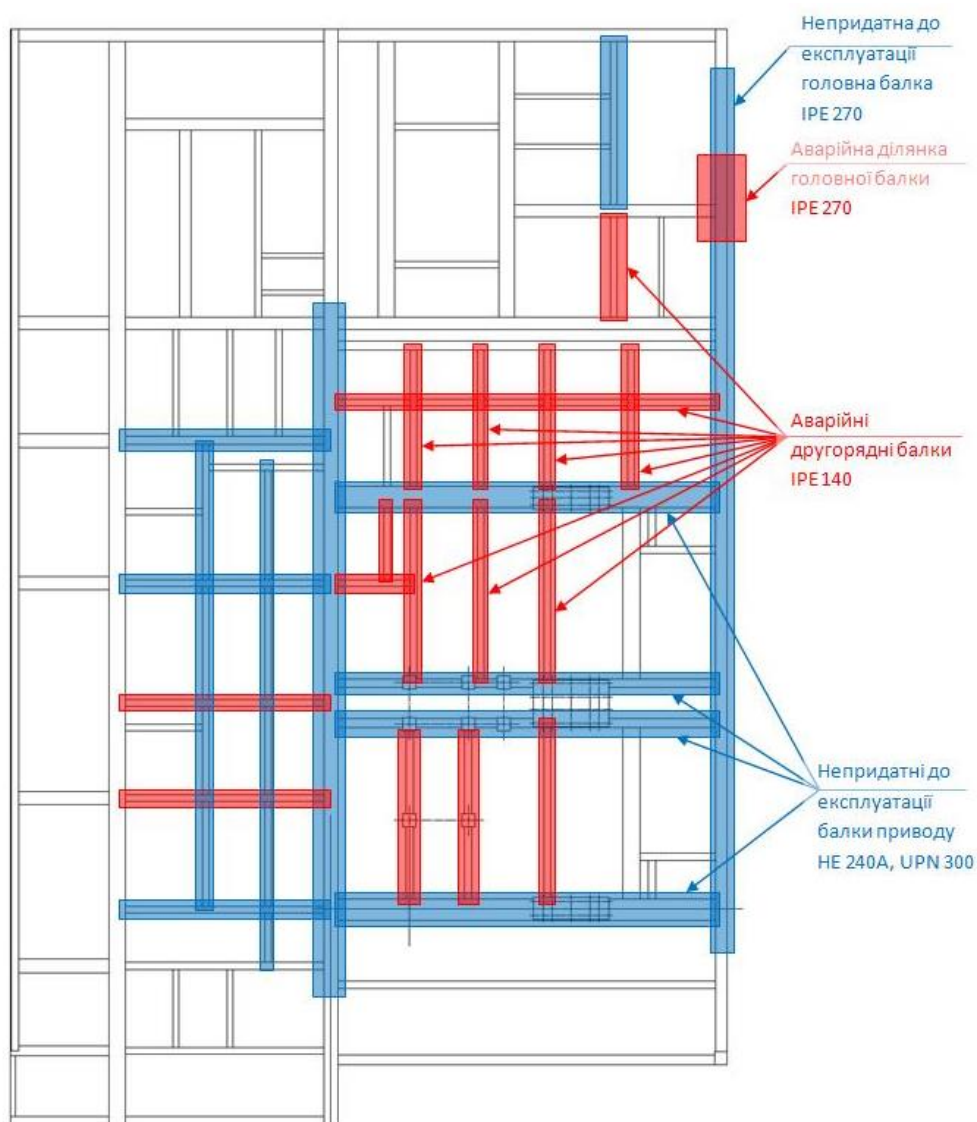


Рис. 7. Схема аварійних та непридатних до експлуатації (виділено, відповідно, червоним і синім) ділянок площадки приводу суднонавантажувача, які необхідно замінити (підсилити) при капітальному ремонті.

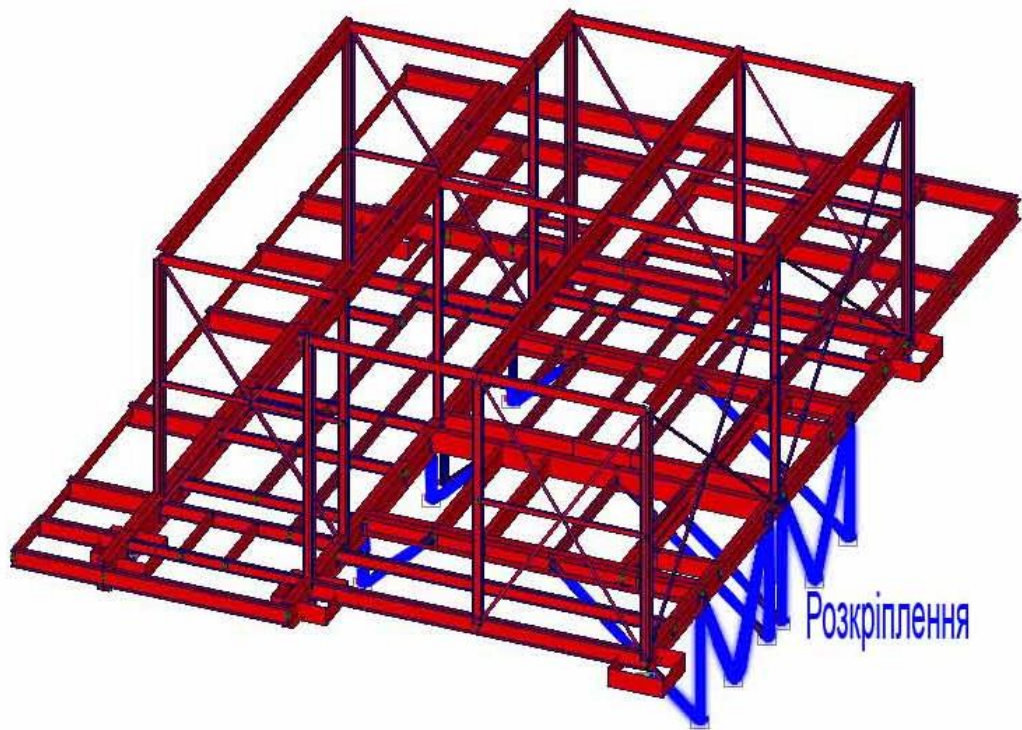


Рис. 8. Принципова схема розкріплення (виділено синім) металокаркасу машинного відділення (червоне).

Висновки

1. В процесі виконання цієї наукової роботи було розроблено аналітичну та скінчено-елементну моделі машинного відділення суднонавантажувача та виконано їх модальний аналіз, в результаті якого встановлено:

- найбільш ймовірним джерелом вібрації, яке призводить до понаднормативних струсів машинного відділення є швидкохідні елементи приводу, що співосні із двигуном (двигун, пальцева муфта, гальмівні барабани, швидкохідний вал циліндричного редуктора);
- елементи металокаркасу надбудови, особливо не закріпленій профнастил, та не розкріплені в'язкими стійки, мають частоту власних коливань, що резонує з вимушеними коливаннями площадки машинного відділення (особливо за 28 формою);
- найбільш ймовірними формами власних коливань системи, що можуть при накладанні вимушених коливань від приводу створювати ефект, який спостерігався при вібраційних дослідженнях є 24-та, 26-та, 28-ма форми із частотами відповідно 13,95, 14,98 та 16,02 Гц.
- при експериментальних вібраційних дослідженнях виявлено, що резонування швидкохідних елементів приводу із елементами площадки спостерігається на частотах близьких до 20 Гц, при цьому основною резонансною формою коливань є синфазне зміщення головних балок приводу вгору-вниз;
- при експериментальних вібраційних дослідженнях виявлена низькочастотна синхронна модуляція коливань (близько 0,9 ... 1 Гц), яка співпадає із обертовими характеристиками тиххідного валу циліндричного редуктора з малими шестернями, що може свідчити про дефекти в зубчастому зачепленні.

2. Запропоновано методику капітального ремонту площадки машинного відділення із заміною непридатних до нормальної експлуатації та аварійних балок, а також, систему розкріплень балок для підвищення їх загальної жорсткості. При ремонтних роботах необхідно дотримуватись комплексних заходів із відновлення проектної роботи приводу.

3. Після виконання капітального ремонту прогнозується зменшення вібрації до прийнятого рівня (зниження віброамплітуди та віброшвидкості в 4 ... 6 раз).

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Попов В. О., Курдибаха В. М. Інженерний досвід візуального та інструментального обстеження суднонавантажувачів. Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. Науково-технічний збірник. Вінниця, ВНТУ, 2018-2. С. 12 – 18.
2. Попов В.О., Курдибаха В. М., Гришун О. В. Моделювання будівельних конструкцій суднонавантажувача під дією кліматичних впливів. Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві. Науково-технічний збірник. Вінниця, ВНТУ, 2019-1. С. 13 - 20.
3. Степанов А. Л. Портовое перегрузочное оборудование. М., Транспорт, 1996, 328 с.
4. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. 3-е изд., М.: Наука. Гл. ред. физико-математической литературы, 1979, – 384 с.
5. Навантаження і впливи. Норми проектування. ДБН В.1.2.-:2006. [На заміну СНиП 2.01.07-85 (крім розділу 10)]. [Чинний від 2007-01-01] – К. : Мінбуд України, 2006. – 71 с. – (Державні будівельні норми України).
6. Сталеві конструкції. Норми проектування. ДБН В.2.6-168:2014. На заміну ДБН В.2.6-163:2010 у частині розділу 1 та ДСТУ Б В.2.6-194:2013. [Дата надання чинності 01.01.2015 р.] – К.: Мінрегіон України, 2014. – 199 с. – (Національний стандарт України).
7. Прогини і переміщення. Вимоги проектування. ДСТУ Б В.1.2-3:2006. Введ. 3 1 січня 2007 р. на заміну розділу 10 СНиП 2.01.07-85. К.: Мінбуд України, 2006. – 10 с.
8. Попов В.О. Безфундаментні башти-атракціони з високоточним стовбуром. Монографія / В.О. Попов, І.П. Кондратенко, А.П. Ращепкін. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2009. – 208 с.
9. Ремонт і підсилення несучих і огорожувальних будівельних конструкцій і основ промислових будинків та споруд. Держкомітет України з будівництва і архітектури. ДБН В.3.1-1-2002. Київ. 2003, 82 с. – (Державні будівельні норми України).
10. Оцінка технічного стану сталевих будівельних конструкцій, що експлуатуються. ДСТУ Б В.2.6-210:2016. К., «ДПУкрНДНЦ»: Мінрегіон України, 2017. – 80 с. – (Національний стандарт України).

Попов Володимир Олексійович — к.т.н., доцент кафедри будівництва, міського господарства та архітектури, Факультет будівництва, теплоенергетики та газопостачання, Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, email: v.a.popov.vntu@gmail.com

Попова Аліна Володимирівна — студент. Факультет хімії, біології та біотехнологій, Донецький національний університет імені Василя Стуса, м. Вінниця, e-mail: alina.popova260702@gmail.com

**V. Popov
A. Popova**

THE MODELING OF CONSTRUCTIONS OF SHIPS LOADER'S ENGINE ROOM FOR THE IDENTIFYING THE CAUSE OF INCREASED VIBRATION

Vinnitsia National Technical University
Vasyl' Stus Donetsk National University

The article contains a finite element modeling of the stress-strain state of metal constructions of the foreign manufactured ships loader's engine room, located in the seaport of Yuzhny's town under the jibs lifting and lowering drive vibration source. The model have been developed taking into account the technical condition of the structure, which were determined after visual and instrumental examination. Have been researched the rotating structures of jibs lifting and lowering drive, means of ensuring smooth start and soft stop of the drive, have been increased the specific drive imperfections. Have been done the cinematic and dynamic calculations on a subject of

definition of vibration parameters of rotation components of drive (electric motor, spur gear, gear, brace and rope drums).

Have been offered the effective methods of experimental research, which including the scheme of installations of sensors at the structure of support frame of engine room, experimental measurements of vibration characteristics (vibration, amplitude, vibration velocity, vibration acceleration) and its mathematical processing.

Have been done the comparison of the theoretical forced vibrations frequency of structural units of ships loader with experimentally determined data and localization of the most dangerous source of vibration.

Have been revealed the main reason of excess vibration the structure of ships loader which are reduced rigidity of drive support frame which has been damaged from corrosion and consequently, resonance of rotational drive components with natural oscillations of ships loader structures.

Have been developed the method of strengthening of structures of engine room, which have been damaged from corrosion during long term operation for the reduction of vibration intensity and for the further normal operation.

Key words: ships loader, stress-strain state, natural and forced oscillations, corrosion, resonance, vibration, amplitude, frequency, vibration velocity, vibration acceleration.

Popov Vladimir O. — Ph.D. Docent of department of civil engineering, architecture and municipal economy, Faculty for Civil Engineering, Thermal Power Engineering and Gas Supply, Vinnytsia national technical university, Vinnytsia city, email: v.a.popov.vntu@gmail.com

Popova Alina V. — student, Department of Chemistry, Biology and Biotechnology, Vasyl Stus Donetsk National University, Vinnytsia city, e-mail: alina.popova260702@gmail.com

**В. А. Попов
А. В. Попова**

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МАШИННОГО ОТДЕЛЕНИЯ СУДОПОГРУЗЧИКА ДЛЯ ВЫЯВЛЕНИЯ ПРИЧИН СВЕРХНОРМАТИВНОЙ ВИБРАЦИИ

Винницкий национальный технический университет
Донецкий национальный университет имени Василя Стуса

В статье обобщены результаты конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния несущего металлокаркаса машинного отделения судопогрузчика заграничного производства, расположенного на территории порта г. Южного под действием источников вибрации от привода поднимания-опускания стрелы. Модель разработана с учетом технического состояния сооружения в целом, который установлен при визуальных и инструментальных исследованиях. Исследовано вращающиеся компоненты привода поднимания-опускания стрелы судопогрузчика, средства обеспечения плавного пуска и плавной остановки привода, выявлены проектные несовершенства привода. Выполнены кинематические и динамические расчеты на предмет определения основных вибрационных характеристик вращающихся компонент привода (двигатель, цилиндрический редуктор, зубчатая передача, тормозной и канатный барабаны).

Разработана эффективная методика экспериментальных исследований, которая включает разработку схему установки датчиков на строительных конструкциях опорной рамы машинного отделения, экспериментальные измерения виброхарактеристик (вибрамплитуда, виброскорость, виброускорение) и их математическую обработку.

Выполнено сравнение теоретически рассчитанных вынужденных частот колебаний структурных единиц сооружения с экспериментально установленными фактическими данными и локализацию наиболее опасного источника вибрации.

Выявлена основная причина сверхнормативной вибрации строительных конструкций судопогрузчика – снижение жесткости рамы привода вследствие существенного коррозионного износа и, как следствие, резонанс вращательных компонент привода с собственными колебаниями рамы привода сооружения.

Разработана методика усиления строительных конструкций машинного отделения, которые вследствие длительной эксплуатации подверглись наибольшему коррозионным повреждениям, для снижения

уровня вибрации до приемлемых значений и дальнейшей нормальной эксплуатации сооружения.

Ключевые слова: судопогрузчик, напряженно-деформированное состояние, собственные и вынужденные колебания, коррозия, резонанс, вибрация, амплитуда, частота, виброскорость, виброамплитуда.

Попов Владимир Алексеевич — к.т.н., доцент кафедры строительства, городского хозяйства и архитектуры, Факультет строительства, теплоэнергетики и газоснабжения, Винницкий национальный технический университет, г. Винница, email: v.a.porov.vntu@gmail.com

Попова Алина Владимировна — студент. Факультет химии, биологии и биотехнологий, Донецкий национальный университет имени Василя Стуса, г. Винница, e-mail: alina.popova260702@gmail.com