

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала
Макарова
Навчально науковий інститут (факультет) Кораблебудівний

Кафедра будівельної механіки та конструкції корпусу корабля

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

Л.І. Коростильов

« 26 » 12 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»
на тему: Дослідження втомної міцності
конструктивних вузлів траулера

Виконав: студент 6118мх групи

Сизоненко О. А.
(підпис)

Керівник роботи:

ст. викл. каф. БМ та ККК, к.т.н.

Литвиненко Д. Ю.
(посада, науковий ступень вчене звання)

Миколаїв – 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

Навчально науковий інститут (факультет) Кораблебудівний

Кафедра будівельної механіки та конструкції корпусу корабля

Спеціальність 135 Суднобудування

Освітньо-професійна програма Суднокорпусобудування

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Гарант освітньої програми



к.т.н., Литвиненко Д. Ю.

«26» 12 2024 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»**

Сизоненко Олександр Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Дослідження втомної міцності конструктивних вузлів траулера»

«Research of fatigue strength of structural joints of the fishing trawler»

Керівник роботи Литвиненко Д. Ю., к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ректора вищого навчального закладу від
«20» 11 2024 року № 1357-уч

2. Строк подання студентом роботи 26.12.2024

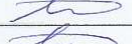
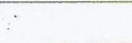
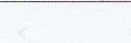
3. Вихідні дані до роботи

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

1. Загальний опис проблеми забезпечення втомної міцності корпусів суден
2. Визначення розмахів зовнішніх навантажень на корпус судна
3. Основні положення методу скінченних елементів
4. Визначення експлуатаційних напружень у конструкціях траулера
5. Оцінка втомної міцності конструктивного вузла

5. Перелік презентаційних матеріалів:
 5.1 Презентація магістерської роботи
 5.2

6. Консультанти розділів роботи

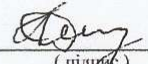
Розділ	ПіБ консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Литвиненко Д. Ю.		
2	Литвиненко Д. Ю.		
3	Литвиненко Д. Ю.		
4	Литвиненко Д. Ю.		
5	Литвиненко Д. Ю.		

7. Дата видачі завдання 01.09.2024

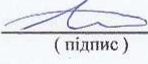
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Загальний опис проблеми забезпечення втомної міцності корпусів суден	20.09.2024	
2	Визначення розмахів зовнішніх навантажень на корпус судна	10.10.2024	
3	Основні положення методу скінченних елементів	10.11.2024	
4	Визначення експлуатаційних напружень у конструкціях траулера	29.11.2024	
5	Оцінка втомної міцності конструктивного вузла	15.12.2024	

Студент

 Сизоненко О. А.
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

 Литвиненко Д. Ю.
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Сизоненко О. А. «Дослідження втомної міцності конструктивних вузлів траулера». Кваліфікаційна робота зі спеціальності 135 «Суднобудування», освітньої програми «Суднокорпусобудування». Миколаїв: НУК ім. адм. Макарова. 2024 рік.

Встановлено величини розмахів місцевих навантажень на корпусні конструкції судна-траулера при експлуатаційному навантаженні відповідно до норм міцності морських суден. Встановлено величини втомного пошкодження конструктивного вузла з'єднання шангоуту із подвійним дном з врахуванням та без врахуванням корозійного зносу для трьох варіантів конструкції борту траулера.

Ключові слова: скінченно-елементний аналіз, втомна міцність, експлуатаційні навантаження, суднокорпусний вузол

ANNOTATION

Sizonenko O.A. “Research of fatigue strength of structural joints of the fishing trawler”. Qualification work in the specialty 135 “Shipbuilding”, educational program ‘Shipbuilding’. Mykolaiv: Admiral Makarov National University of Shipbuilding. 2024.

The magnitudes of local loads on the hull structures of a trawler vessel under operational load in accordance with the strength standards for seagoing vessels were determined. The values of fatigue damage to the structural joint of the connection between double bottom and frame with and without corrosion wear were determined for three variants of the trawler's side structure.

Keywords: finite element analysis, fatigue strength, operational loads, ship's hull assembly

ЗМІСТ

ВСТУП

1. Загальний опис проблеми забезпечення втомної міцності корпусів суден
 - 1.1. Загальний опис проблеми втомної міцності
 - 1.2. Опис досліджуваного конструктивного вузла
 - 1.3. Висновки із розділу 1
2. Визначення розмахів зовнішніх навантажень на корпус судна
 - 2.1. Вихідні дані
 - 2.2. Теоретичні відомості
 - 2.3. Результати розрахунків розмахів хвильових тисків
 - 2.4. Висновки із розділу 2
3. Основні положення методу скінченних елементів
 - 3.1. Основи методу скінченних елементів
 - 3.2. Висновки із розділу 3
4. Визначення експлуатаційних напружень у конструкціях траулера
 - 4.1. Загальна процедура визначення еквівалентних експлуатаційних напружень у суднокорпусних вузла
 - 4.2. Розрахунок величин розмахів згинальних моментів у небезпечних точка, обумовлених згином відсіку
 - 4.3. Розрахунок згинальних моментів у небезпечних точка відсіку, обумовлених згином балки
5. Оцінка втомної міцності конструктивного вузла
 - 5.1. Короткий опис методів оцінки втомної міцності зварних суднокорпусних вузлів
 - 5.2. Розрахунок коефіцієнтів концентрації напружень і підбір S-N кривих
 - 5.3. Порівняння показників втомної міцності досліджуваного вузла, отриманих різними методами

5.4 Про врахування ефекту слемінгу на втомну міцність суднокорпусних конструкцій

5.5 Результати розрахунку втомного пошкодження

5.6. Висновки із розділу 5

ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ВСТУП

Актуальність досліджень. Будівництво великих морозильних траулерів (БМРТ) на вітчизняних суднобудівних заводах України має давню історію. На початку довжини таких траулерів не перевищували 100 м, однак підвищення ефективності їхньої експлуатації, використання більш сучасного рибпромислового обладнання призвело до зростання їхніх розмірів і відповідної зміни рівнів навантаження у вузлах носової частини корпусу. Судна проєкту 1288 з розмірами 106,9х16х10,2 нині функціонують у різних країнах світу. Експлуатація траулерів із модернізованими корпусами показала, що в конструктивних вузлах з'єднання основних шпангоутів із подвійним дном за кілька років виникають тріщини втоми, які необхідно усувати під час чергових ремонтів.

Очевидно, що під час розроблення та модернізації проєкту 1288 перевірку втомної міцності відповідних вузлів не виконувалася. Крім того, враховуючи, що наразі судна цього проєкту експлуатуються в різних районах Світового океану, змінилися умови інтенсивності хвильового навантаження на конструкції таких суден.

В результаті експлуатації таких суден було встановлено, що в їх корпусах утворюються тріщини втоми.

Тому є доцільним дослідити втомну міцність конструктивних вузлів, з якими виникали відповідні проблеми під час експлуатації суден. При цьому доцільно розглянути усі конструктивні варіанти виконання конструкцій борту та порівняти відповідні результати.

Мета роботи – дослідити показники втомної міцності корпусних конструкцій судна-траулера.

Завдання роботи:

1. Виконати аналіз проблеми втомної міцності конструкцій суден
2. Виконати огляд методів розрахунку втомної міцності конструкцій суден

3. Визначити зовнішні навантаження на корпусні конструкції із експлуатаційною забезпеченістю відповідно до норм міцності морських суден.
4. Визначити внутрішні зусилля та напруження із експлуатаційною забезпеченістю у досліджуваному вузлі.
5. Виконати оцінку втомної міцності конструктивного вузла для різних варіантів конструкції борту.

Об'єктом дослідження є явище втоми суднокорпусних конструкцій.

Предметом дослідження показники довговічності та втомної міцності констурктивного вузла.

					19.МР.135.6116м.03.ПЗ.01				
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Загальний опис проблеми забезпечення втомної міцності корпусів суден	Літ.	Арк.	Акрушів	
Студент		Сизоненко О. А.							
Керівник		Литвиненко Д. Ю.							
Зав. каф.		Коростильов Л. І.				НУК			

РОЗДІЛ 1

ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС ПРОБЛЕМИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОРПУСІВ СУДЕН

1.1. Загальний опис проблеми втомної міцності

Проблема забезпечення довговічності суднових конструкцій приблизно з середини минулого століття знаходиться у фокусі уваги спеціалістів. Близько 40 років назад класифікаційні товариства почали включати у Правила розділ «Оцінка втомної міцності», в котрому втома явним чином враховується при проектуванні деталей корпусу [1].

На основі узагальнення результатів досліджень втоми та практики використання зазначених розділів Правил Міжнародна асоціація класифікаційних товариств уніфікувала багато етапів процедури оцінки довговічності конструкцій.

Прикладом аварії судна внаслідок втомного руйнування є перелам навіпіл танкера «Престиж» у 2002 році в Біскайській затоці в результаті появи і розвитку втомних тріщин в бортових і днищевих конструкціях (див. рис. 1.1). Аварія, мала катастрофічні наслідки для екології затоки через вилив пального, що перевозилось судном.



Рис. 1.1. Один з заключних моментів аварії танкера «Престиж»

Основним джерелом втомного руйнування у суднових конструкціях виступають зварні вузли, які зазнають дії змінного навантаження. На даний час у суднобудуванні використовується два підходи оцінки втомної довговічності. Перший з них полягає в порівняльному аналізі досліджуваного вузла з базисною конструкцією, втомна міцність якої вважається задовільною з її експлуатації в реальних умовах. Інший підхід полягає в абсолютних оцінках втомної довговічності.

Завдяки світовій практиці спостережень для основних типів суден елементи корпусних конструкцій, що випробовують втомні пошкодження, можуть бути поділені наступним чином [1]:

- конструкції із отворами та вирізами;
- конструкції з отворами, кромки яких мають комінгси з неперервними зварними швами;
- конструкції, в котрих в області підвищених напружень знаходяться закінчення зварних з'єднань обмеженої довжини (кінці книць та бракет, з'єднання ребер жорсткості та ін.).

Загалом рекомендується проводити оцінку втоми конструкцій корпусу судна, які розташовані в наступних критичних районах.

- Кути люкових вирізів вантажних трюмів (кромки палубного настилу, закінчення бракет повздовжніх комінгсів).
- Перетини повздовжніх балок набору з поперечними рамними в'язями (вирізи в стінках поперечних рам для переходу балок набору, з'єднань стінки рами і стінки балки набору, з'єднання ребра жорсткості стінки рами з пояском балки набору).
- З'єднання борту та внутрішнього борту із скуловими цистернами та конструкціями внутрішнього дна (при відсутності скулових цистерн), скулових цистерн із конструкціями внутрішнього дна у поперечних рам в середній частині по довжині відсіку.

- З'єднання гофрованих поперечних переборок із скульовими цистернами та горизонтальним листом нижньої опори.
- Інші з'єднання, де у відповідності із розрахунками можливі високі напруження під дією хвильових навантажень, а також з'єднання у районах підвищеної вібрації.

Втомні пошкодження при звичайних умовах експлуатації та професійних дій операторів характеризують недостатню надійність конструкцій. Забезпечення експлуатаційної надійності суднових конструкцій досягається наступним:

- раціональним проектування конструкцій із врахування локальної деградації матеріалу під дією змінних навантажень;
- вилученням «жорстких точок» через забезпечення плавності зміни форми конструктивних елементів в районах інтенсивних змінних навантажень;
- грамотною експлуатацією судна;
- ефективною системою моніторингу технічного стану корпусних конструкцій в експлуатації;
- правильними рішеннями щодо ремонту корпусних конструкцій.

Втомні тріщини можуть привести до руйнування конструкцій судна. Руйнування може відбутись раптово, навіть, при невеликих розмірах дефектів, або через певний час із розвитком тріщини. Крім того, тріщини знижують загальну та місцеву міцність конструкцій корпусів суден, а також можуть порушувати водонепроникність судна. Останнє призводить до псування вантажу, виводу з ладу апаратури та, навіть, катастрофічним наслідкам.

Поява втомних пошкоджень у конструкціях, як правило, потребує ремонтних робіт з наступним можливим виведенням суден із експлуатації. Це веде до матеріальних збитків судновласників на ремонтні роботи та у зв'язку з неможливістю експлуатації суден.

Багатоциклові критерії визначення втомної міцності використовують у розрахунках конструкцій, що піддаються значному числу навантажень невеликого або помірного рівня.

Крива втоми (S-N крива) в таких випадках будується у логарифмічних чи напівлогарифмічних шкалах. Вздовж горизонтальної вісі відкладаються числа циклів N , що відповідають певним рівням навантаження σ . Останні в більшості випадків представляється у вигляді розмахів чи амплітуд номінальних напружень і розташовується вздовж вертикальної вісі. Вигляд «класичної» кривої втоми представлений на рис. 1.2.

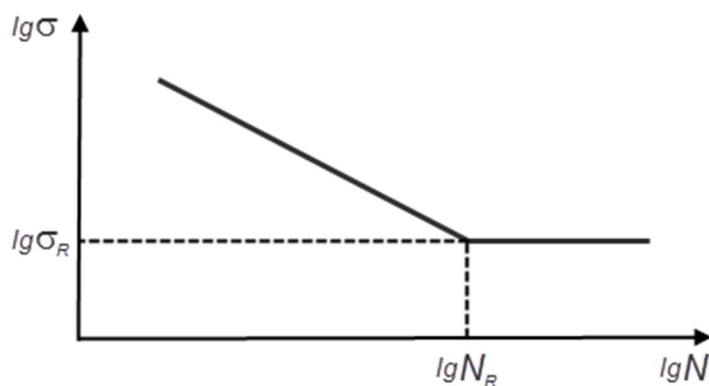


Рис. 1.2. Вигляд «класичної» кривої втоми в логарифмічній системі координат

На рис. 1.2 позначено: σ – розмах напружень; N – число циклів до руйнування при даному σ ; σ_R , N_R – границя витривалості і відповідне число циклів. Такі криві прийнято будувати для значень N більших ніж 10^4 .

Границя витривалості є граничним рівнем розмаху напружень для сталевих конструкцій. Напруження, нижчі за границю витривалості, не приводять до руйнування або воно вважається технічно недосяжним. Тому ділянка на рис. 1.2 праворуч від границі витривалості є горизонтальною. Для кольорових металів вважається, що крива втоми не має горизонтальних ділянок, в таких випадках використовують поняття умовної границі

витривалості при заданому базовому числі циклів N_6 . Таке уявлення про характер кривих втоми є класичним.

Для аналітичного опису кривої втоми найчастіше використовується степенева апроксимація (Басквіна) [2]:

$$N(\sigma) = C/\sigma^m, \quad (1.1)$$

де C – константа матеріалу, m – параметр нахилу кривої втоми, який змінюється в межах $3 \dots 8$.

Етапи розвитку втомного пошкодження, як правило, ділять на дві стадії: зародження тріщини та її розвиток.

1.2. Опис досліджуваного конструктивного вузла

В результаті експлуатації траулера в Тихому океані проблема із тріщинами втоми виникла у вузлі з'єднання шпангоутів із подвійним дном, що показаний на рис. 1.3 та рис. 1.4.

Причинами втомних тріщин були, очевидно, підвищені експлуатаційні напруження у вузлі та високий рівень концентрації напружень.

Величину експлуатаційних напружень у вузлах можна знизити шляхом встановлення додаткових в'язей, а також шляхом збільшення розмірів. Таким чином, були запропоновані два варіанти модернізації цієї конструкції. Втомна міцність цих варіантів була досліджена.



Рис. 1.3. Загальний вид досліджуваної конструкції із тріщинами втоми



Рис. 1.4. Тріщина втоми у конструктивному вузлі

Досліджуваний вузол випробовує лише місцеві навантаження від дії забортної води та вантажу. Його розрахункова схема представлена на рис. 1.5.

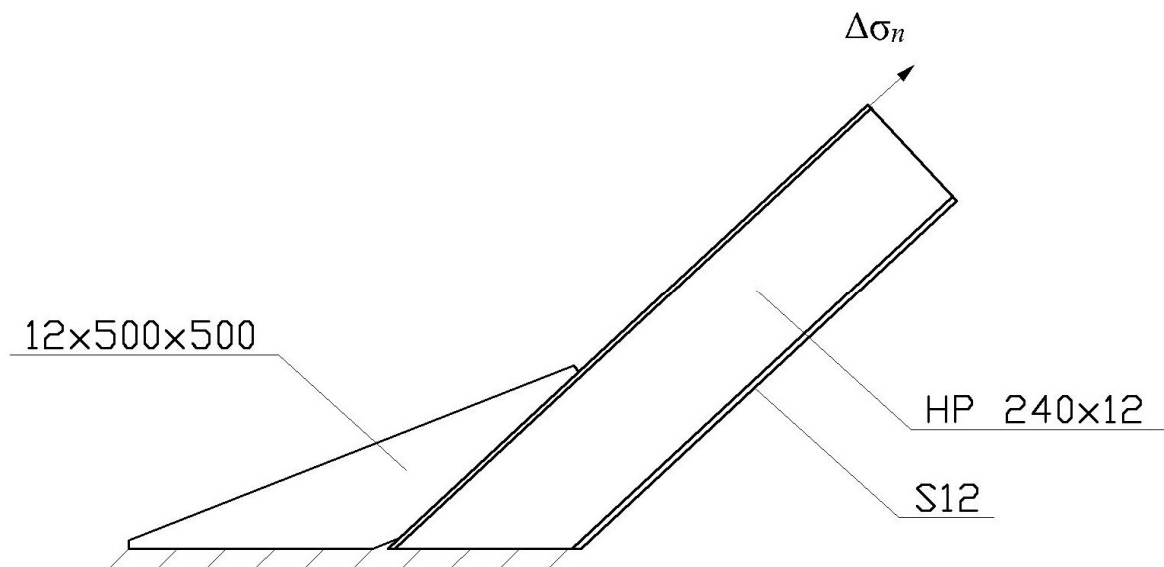
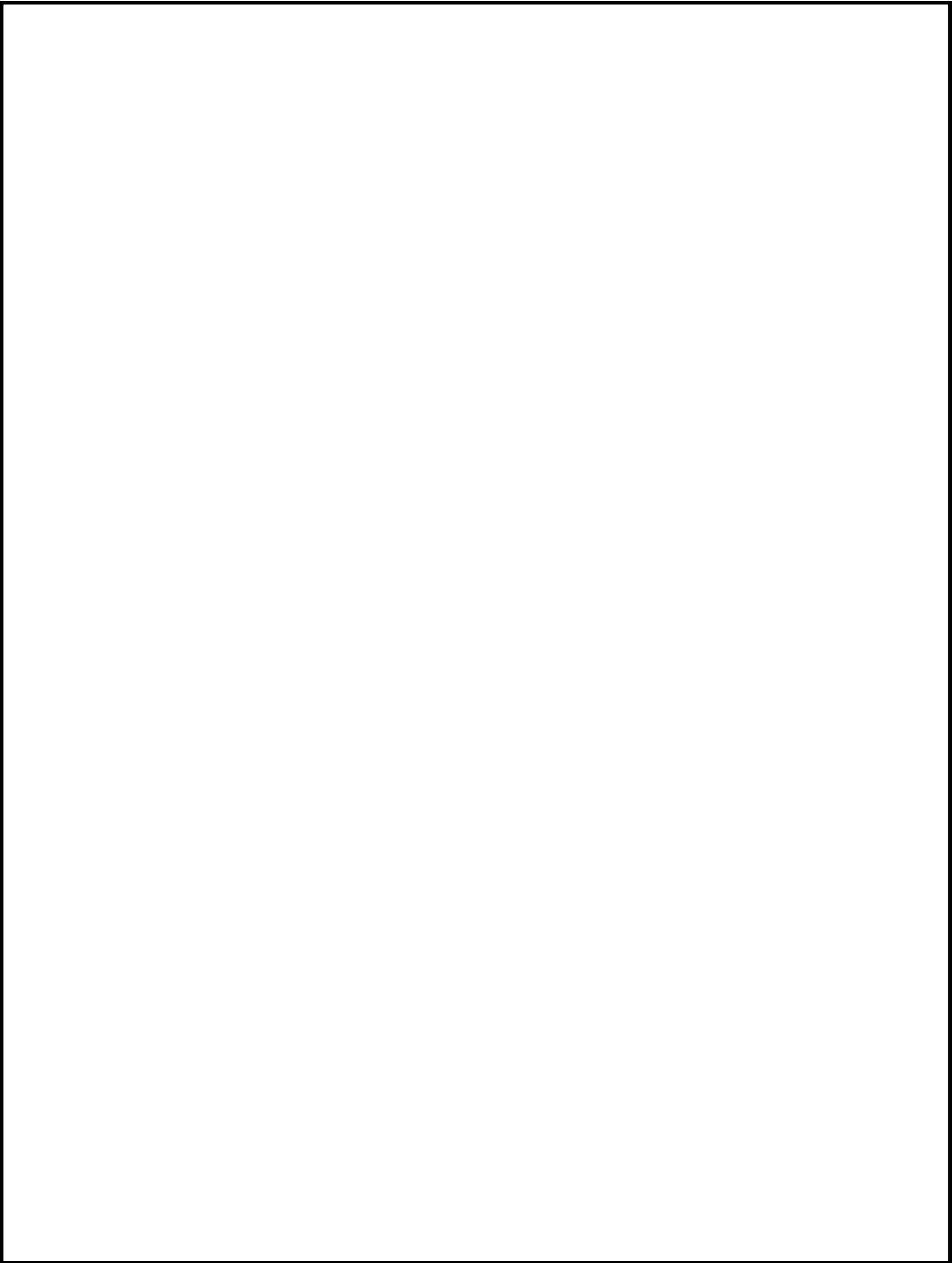


Рис.1.5. – Розрахункова схема вузла

Висновки із розділу 1

- Виконано загальний опис проблеми втомної міцності конструкцій суден.
- Встановлено основні критичні райони на суднах, в яких можливо виникнення втомних тріщин.
- Описано заходи по запобіганню втомних тріщин на суднах.
- Виконано опис конструктивного вузла з'єднання шпангоута із подвійним дном траулера проекту 1288



					19.МР.135.6118м.03.ПЗ.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент		Сизоненко О. А.			Визначення розмахів зовнішніх навантажень на корпус судна	Літ.	Арк.	Акрушів
Керівник		Литвиненко Д. Ю.						
Зав. каф.		Коростильов Л. І.				НУК		

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМАХІВ ЗОВНІШНІХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОРПУС СУДНА

2.1 Вихідні дані

- Довжина між перпендикулярами $L_{pp} = 106,9$ м
- Специфікаційна швидкість на тихій воді $v_0 = 12$ вузлів.
- Коефіцієнт загальної повноти $C_b = 0,616$
- Відстань розглянутого поперечного перерізу (29 шп. або середина відсіку) від найближчого носового перпендикуляра $x_1 = 22,1$ м
- Відстань розглянутого поперечного перерізу від кормового перпендикуляра $x_2 = 84,8$ м
- Висота борту $D = 10,2$ м
- Ширина судна $B = 16$ м
- Ширина судна в поперечному перерізі корпусу в районі 29 шп. $B_{29} = 11,454$ м
- Прискорення зведеного падіння $g = 9,81$ м/с²

Розрахунковий стан «судно в повному вантажу»

- Осадка носом для РС «судно у вантажі» $d_n = 5,13$ м
- Осадка кормою для РС «судно в баласті» $d_k = 6,61$ м
- Осадка в районі 29 шп. $d_{x29} = 5,436$ м
- Осадка на мідель-шпангоуті $d_m = 5,87$ м
- Масова щільність вантажу (заморожена риба) $\rho_r = 1,015$ т/м³
- Висота трюму (прийнято із запасом у бік завищення) $h_{тр} = 7,894$ м
- Висота укладання вантажу в трюмі $h_{гтр} = 7,5$ м
- Кут нахилу стінки до горизонту $\alpha = \pi/2$
- Кут внутрішнього тертя навалочного вантажу $\varphi = \pi/4$

- Відстані по вертикалі точки прикладання навантаження від рівня вільної поверхні вантажу в трюмі (прийнято із запасом у бік завищення) $z_j = h_{гтр}$

Розрахунковий стан «судно в баласті»

- Осадка носом для РС «судно у вантажі» $d_n = 2,16$ м
- Осадка кормою для РС «судно в баласті» $d_k = 6,33$ м
- Осадка в районі 29 шп. $d_{x29} = 3,022$ м
- Осадка на мідель-шпангоуті $d_m = 4,245$ м

2.2 Теоретичні відомості

Змінні навантаження, що діють на корпус, визначаються згідно з нормами міцності морських суден. Мінімальне число розглянутих розрахункових станів 2 - «судно в повному вантажу» і «судно в баласті».

2.2.1 Розмахи хвильових тисків для точок прикладання навантажень вище розрахункової ватерлінії

Розмахи хвильових тисків для точок докладання навантажень, розташованих вище розрахункової ватерлінії, визначають за формулою

$$p_w = p_{w0} - 8\xi, \quad (2.1)$$

где ξ – відстань від розрахункової ватерлінії (абсолютна величина), м.

Розрахунковий тиск на рівні розрахункової ватерлінії

$$p_{w0} = h_i k_x k_p, \quad (2.2)$$

где h_i – висота розрахункової хвилі із забезпеченістю 10^{-3} для розрахунку розмахів хвильових тисків, м; k_x , k_p – коефіцієнти.

Коефіцієнт розподілу тиску по довжині судна k_x для поперечних перерізів у ніс від міделя визначається за формулою

$$k_x = \frac{1,2(1 + 0,25v_0 / \sqrt{L_{pp}})}{C_b} (1 - 2,5x_1 / \sqrt{L_{pp}}) \geq 1, \quad (2.3)$$

де x_1 - відстань розглянутого поперечного перерізу від найближчого носового перпендикуляра, м; C_b - коефіцієнт загальної повноти ($C_b \geq 0,65$); L_{pp} - довжина між перпендикулярами, м; v_0 - специфікаційна швидкість на тихій воді, вузл.

Коефіцієнт

$$k_p = (5,5 + 0,5L_{pp}/100)k_c k_n, \quad (2.4)$$

де $k_c = (0,65/C_b)^{1/3} \leq 1$; $k_n = 1$ при визначенні розмахів експлуатаційних тисків.

Висота розрахункової хвилі із забезпеченістю 10^{-3} , м

$$h_2 = 5,5 - 0,5 \left(\frac{275 - L_{pp}}{100} \right)^{1,5}. \quad (2.5)$$

2.2.2 Розмахи хвильових тисків для точок прикладання навантажень нижче розрахункової ватерлінії

$$p_w = p_{w0} f_p, \quad (2.6.)$$

де величина p_{w0} розраховується відповідно до (2.2); f_p на відстані $\xi \leq \xi_{max}$ від розрахункової ватерлінії визначається за формулою

$$f_p = 1 + 0,85 \xi / \xi_{max}, \quad (2.7)$$

у якій $\xi_{max} = 0,1p_{w0}$.

На відстані $\xi_{max} \leq \xi \leq dx$ від розрахункової ВЛ f_p можна розрахувати за формулою

$$f_p = 1,85 - (0,85 - f_c) \frac{\bar{\xi} - \bar{\xi}_{max}}{1 - \bar{\xi}_{max}}, \quad (2.8)$$

где $f_c = 2(1 - 4d_x/L_1)$; $\bar{\xi} = \xi/d_x$; $\bar{\xi}_{max} = \xi_{max}/d_x$; $L_1 = L_{pp}(100/L_{pp})^{0,25} \leq L_{pp}$.

Розмах середніх за шириною днища хвильових тисків можна визначити відповідно до залежності (2.1), в якій

$$f_p = 2(1 - 4d_x/L_1) \left\{ 1 - \frac{1}{6} (10B_{29}/L_{pp})^{0,5} \right\}, \quad (2.9)$$

где B_{29} – ширина судна в поперечному перерізі корпусу в районі 29 шп.

2.2.3 Розрахункові експлуатаційні амплітуди хитамиці та прискорень

Розрахункові амплітуди кильової хитамиці визначають за формулою

$$\psi_2 = h_2 \alpha_\psi, \quad (2.10)$$

де $\alpha_\psi = [1,0 + 0,15v_0/\sqrt{L_{pp}}] L_{pp} C_b$.

Розрахункові кути бортової хитамиці, рад, визначаються за формулою

$$\Theta_2 = h_2 \frac{3,25(100/L_{pp})^{1/3}}{B + 50} (1,40 - 0,15B/d_m) [1 - 4,5(C_b - 0,7)^2], \quad (2.11)$$

де B – ширина судна, м; d_m – осадка на мідель-шпангоуті.

Вертикальні прискорення, м/с², розраховуються за наступними формулами:

$$a_{z2} = gh_2 \frac{2(1 + 0,2v_0/\sqrt{L_{pp}})}{L_{pp} C_b^{0,5}} \sqrt{1 + k_z}, \quad (2.12)$$

де

$$k_z = \frac{7(1 + 0,15v_0/\sqrt{L_{pp}})}{C_b} (x_2/L_{pp} - 0,42)^2,$$

x_2 – відстань поперечного перерізу, що розглядається, від кормового перпендикуляру, м; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Повздовжні прискорення, м/с², розраховують за наступною формулою:

$$a_{x2} = gh_2 \frac{0,8C_b^{0,5} \left(1 + 0,2v_0 / \sqrt{L_{pp}}\right)}{L_{pp}}. \quad (2.13)$$

Поперечні прискорення, м/с², розраховують за наступною формулою:

$$a_{y2} = gh_2 \frac{1,3 \left(1 + 0,2v_0 / \sqrt{L_{pp}}\right)}{L_{pp} C_b^{0,5}} \sqrt{1 + 3,5 \left(x_2 / L_{pp} - 0,42\right)^2}. \quad (2.14)$$

В залежностях (2.10)–(2.14) при $C_b \leq 0,65$, приймають $C_b = 0,65$, а при $L_{pp} \leq 100$ м приймають $L_{pp} = L_1$.

2.2.4 Розрахункові тиски на конструкції, що обмежують трюми для навалювального вантажу

Розмах тисків, кПа, на друге дно визначається за формулою

$$p_{\Gamma R} = 2\rho_{\Gamma} h_{\Gamma} a_{z2}, \quad (2.15)$$

де ρ_{Γ} – щільність вантажу; h_{Γ} – висота укладання вантажу у трюмі.

Розмах внутрішніх тисків, кПа, на стінки, що обмежують трюм для навалочного вантажу

$$p_{\Gamma R \text{ВН}} = 2\rho_{\Gamma} h_{\Gamma} a_{z2} z_j, \quad (2.16)$$

где z_j – відстань по вертикалі точки прикладання навантаження від рівня вільної поверхні вантажу в трюмі, м;

$$k_{\Gamma} = \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \left(45^{\circ} - \frac{1}{2} \varphi \right) + \cos^2 \alpha$$

α – кут нахилу стінки до горизонту, рад; φ – кут внутрішнього тертя навалочного вантажу, рад.

2.2.5 Розмахи сумарних тисків на конструкції днища і борту

Розмах осереднених сумарних тисків на днище визначається згідно із залежністю

$$p_{\text{д}}^{\Sigma} = \sqrt{(p_{\text{гR}})^2 + (p_{\text{вдоср}})^2 + (p_{\text{гR}})(p_{\text{вдоср}})}, \quad (2.17)$$

де $p_{\text{вдоср}}$ – величина усереднених по ширині днища хвильових тисків.

Розмахи сумарних експлуатаційних тисків на бортові перекриття, з урахуванням протитиску сипучого вантажу

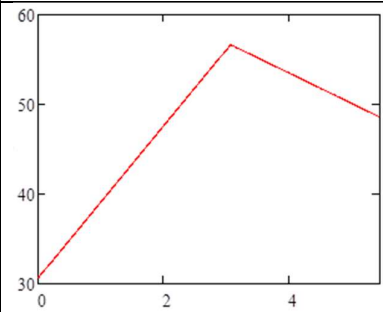
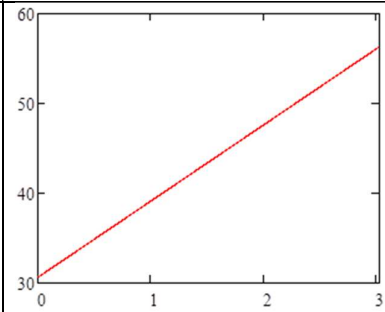
$$p_{\text{б}}^{\Sigma} = \sqrt{p_{\text{б}}^2 + p_{\text{в}}^2}, \quad (2.18)$$

де $p_{\text{б}} = \rho_{\text{с}} g \sqrt{(B_{29} \theta_2)^2 + \left((2a_{z2}/g) z_j k_z \right)^2}$, в якому B_{29} – ширина судна в поперечному перерізі корпусу в районі 29 шп.

2.3 Результати розрахунків розмахів хвильових тисків

Результати розрахунків розмахів хвильових тисків за формулами, наведеними в 2.2, для «судна в повному вантажу» і «судна в баласті» наведено в таблиці 2.3.1.

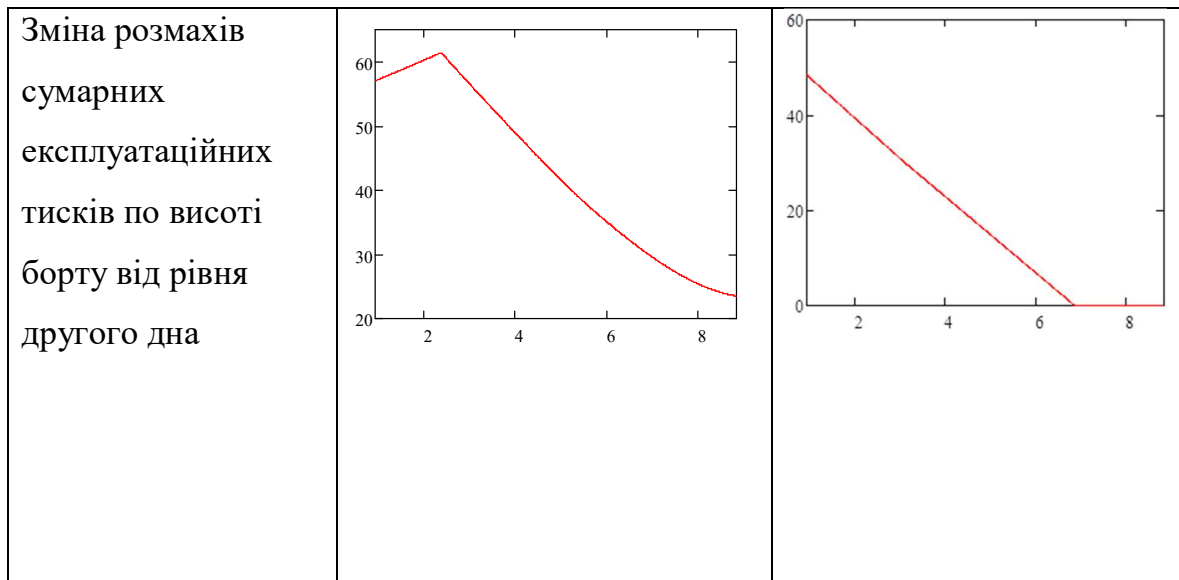
Таблиця 2.3.1 – Результати розрахунків розмахів хвильових тисків для «судна в повному вантажі» і «судна в баласті»

	«Судно в повному вантажі»	«Судно в баласті»
Висота розрахункової хвилі h_2 , м	4,41	4,41
Коефіцієнт k_x	1,151	1,151
Коефіцієнт k_p	6,034	6,034
Розмах розрахункового тиску на рівні розрахункової ВЛ p_{w0} , кПа	30,627	30,627
Розмахи хвильових тисків на борт вище розрахункової ВЛ $p_w(\xi)$, кПа	$30,627 - 8\xi$	$30,627 - 8\xi$
Розмах розрахункових хвильових тисків на рівні 2 дна, кПа	51,753	48,402
Графік зміни розмахів хвильових тисків від розрахункової ВЛ до рівня днища		

Продовж. табл. 2.3.1

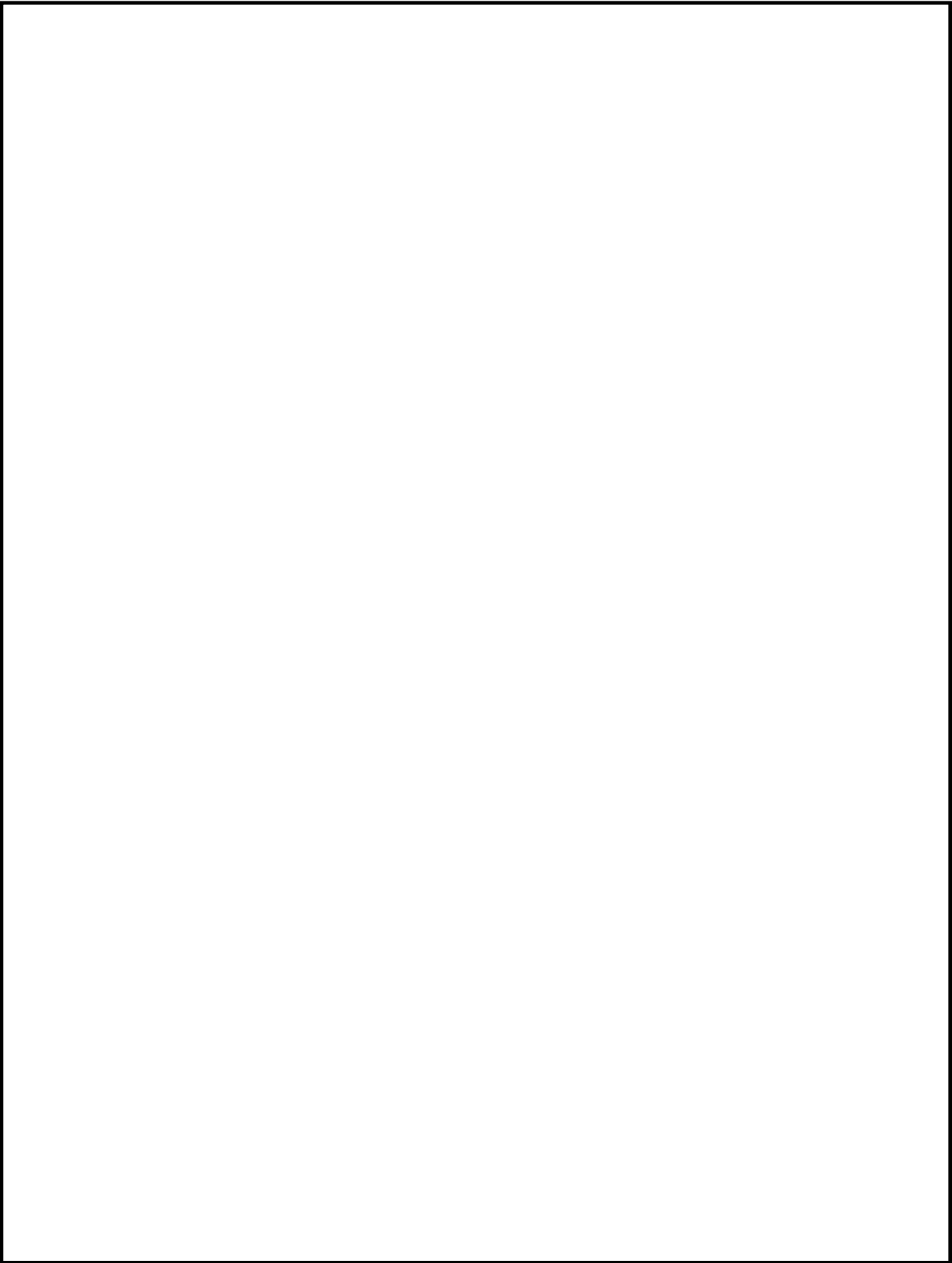
Величина осереднених по ширині днища хвильових тисків $p_{\text{вдоср}}$, кПа	40,133	44,781
Вертикальні прискорення a_{z2} , м/с ²	2,056	2,056
Розмах тисків від навалочного вантажу, кПа, на друге дно	31,299	0
Розмах сумарних осереднених тисків на днище, кПа	62,02	44,781
Розахи сумарних експлуатаційних тисків на бортові перекриття в районі другого дна, кПа	57,015	48,402

Продовж. табл. 2.3.1



Висновки із розділу 2

Встановлено величини розмахів місцевих навантажень на корпусні конструкції судна-траулера при експлуатаційному навантаженні відповідно до норм міцності морських суден.



					19.МР.135.6118мх.03.ПЗ.03			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Основні положення методу скінченних елементів	Літ.	Арк.	Акрушів
Студент		Сизоненко О. А.						
Керівник		Литвиненко Д. Ю.						
Зав. каф.		Коростильов Л. І.				НУК		

РОЗДІЛ 3

ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ МЕТОДУ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

3.1 Основи методу скінченних елементів

Метод скінченних елементів (МСЕ) виник в 50-х роках ХХ століття. На сьогоднішній день це один із основних чисельних методів розрахунку міцності конструкцій при дії статичних та динамічних навантажень.

МСЕ базується на розгляді конструкцій у вигляді сукупності окремих конструктивних елементів, з'єднаних у кінцевому числі вузлових точок. Наявність ЕОМ та програмних комплексів (ПК) дає можливість автоматизувати розрахунковий процес, інженер має описати ідеалізовану конструкцію та навантаження. Все необхідне для повного розрахунку є в бібліотеці ПК і приводиться автоматично в дію в потрібній послідовності.

На базі методу скінчених елементів розроблені та продовжують удосконалюватись ряд програмних продуктів, таких як ANSYS, Solidworks Simulation та ін.

Основна ідея методу скінчених елементів полягає в тому, що будь-яку неперервну величину (переміщення, температуру, тиск) можна апроксимувати моделлю, що складається з окремих елементів (ділянок). На кожному з цих елементів досліджувана неперервна величина апроксимується кусково-неперервною функцією, що будується на значеннях досліджуваної неперервної величини в скінченому числі точок елемента, що розглядається [11].

В загальному випадку неперервна величина наперед невідома та потрібно визначити значення цієї величини в деяких внутрішніх точках області. В більшості випадків при побудові дискретної моделі поступають наступним чином [12]:

1. Область визначення неперервної величини розбивається на скінченне число підобластей, що називаються скінченними елементами. Ці елементи мають спільні вузлові точки та у сукупності апроксимують форму області.
2. В області, що розглядається фіксується скінченне число точок. Ці точки називаються вузовими точками або вузлами.
3. Значення неперервної величини в кожній вузловій точці на початку вважається невідомим, однак необхідно пам'ятати, що ці значення потрібно буде визначити шляхом накладання на них додаткових обмежень в залежності від фізичної суті задачі.
4. Використовуючи значення досліджуваної неперервної величини у вузових точках та апроксимуючу функцію, визначають значення досліджуваної функції всередині області.

Апроксимуючі функції частіше за все вибирають у вигляді лінійних, квадратичних або кубічних поліномів.

Розв'язок задачі з використанням програмного комплексу на базі МСЕ складається з наступних етапів:

1. ідентифікація задачі, присвоєння їй назви, складання розрахункової схеми конструкції та навантажень;
2. розробка геометричної моделі конструкції;
3. розбиття моделі на сітку скінченних елементів;
4. прикладання до моделі граничних умов (закріплення та навантаження на границях);
5. чисельний розв'язок системи рівнянь (автоматично);
6. аналіз результатів.

Етапи 1-4 – препроцесорна стадія; етап 5 – процесорна; 6 – постпроцесорна.

В МСЕ за основні невідомі можуть прийматись величини різного типу: кінематичні (переміщення, деформації), статичні (внутрішні зусилля, напруження та ін.) або змішанні кінематичні і статичні параметри. В залежності від вибору вибору вузлових невідомих розрізняють три форми методу скінченних елементів: метод переміщень, метод сил та змішаний метод.

Метод переміщень – на даний час найбільш розповсюджена форма МСЕ. За цим методом

Таким чином, наприклад, в тривимірних задачах кожен вузол тетрагонального елемента може мати переміщення за трьома напрямками.

Матриця жорсткості $[K]$ пов'язує вектори вузлових переміщень $\{U\}$ та навантажень $\{F\}$. Матриця жорсткості є симетричною діагональною матрицею, що суттєво полегшує її обробку. При складанні рівнянь рівноваги враховується, що сума проєкцій усіх сил на кожен з координатних осей дорівнює нулю, а сума внутрішніх сил дорівнює зовнішній силі з протилежним знаком.

У МСЕ стан деформованого тіла характеризується скінченим числом незалежних параметрів, які є визначеними у вузлах скінчено-елементної моделі, дані параметри називають ступенями вільності. В якості ступенів вільності приймають переміщення вузлів. У МСЕ використовуються загальна система координат (глобальна) та місцеві (локальні). Останні пов'язані з конкретними скінченими елементами. Набору усіх ступенів вільності відповідає глобальний вектор вузлових переміщень моделі, представлений нижче

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ \dots \\ u_q \\ \dots \\ u_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{U}_1 \\ \dots \\ \bar{U}_i \\ \dots \\ \bar{U}_n \end{Bmatrix} = 1, \quad (2.1)$$

де u_q – величина переміщення у вузлі номер q (N – загальне число ступенів вільності всієї моделі); $\bar{U}_i$ – підвектор, складений з усіх компонентів переміщення вузла номер i (n – загальне число вузлів у моделі).

Шукана функція – поле переміщень точок деформованого тіла апроксимується за допомогою багатьох кусково-неперервних функцій, що називаються функціями форми. Такі апроксимуючі функції дозволяють інтерполювати вектор переміщень довільної точки елемента $\{U(\bar{X})\}_e$ через вектор вузлових переміщень елемента $\{U\}_e$ у вигляді сум

$$\{U(\bar{X})\}_e = [N_\Phi(\bar{X})]_e \{U\}_e, \quad (2.2)$$

де $\bar{X}$ – набір координат, що визначають положення точки в елементі; $[N_\Phi(\bar{X})]_e$ – матриця функцій форми елемента.

Передбачається, що скінченні елементи взаємодіють тільки через спільні вузли. Внутрішні зусилля, що діють на елементи, замінюються статично або енергетично еквівалентними вузловими силами, що складають вектор вузлових зусиль елемента. Зовнішні розподілені масові та поверхневі сили, що діють на скінчений елемент також приводяться до статично або енергетично еквівалентних вузлових зусиль. До еквівалентних вузлових сил приводяться також сили інерції та початкові деформації.

Матричне рівняння жорсткості скінченного елемента в загальній формі та глобальна система рівнянь рівноваги всієї скінченно-елементної моделі досліджуваного деформованого тіла для задач статички мають наступний вигляд:

$$[K]_e \{U\}_e = \{P\}_e + \{P\}_e^q + \{P\}_e^g, \quad (2.3)$$

$$[K] \{U\} = \{P\} + \{P\}^q + \{P\}^g, \quad (2.4)$$

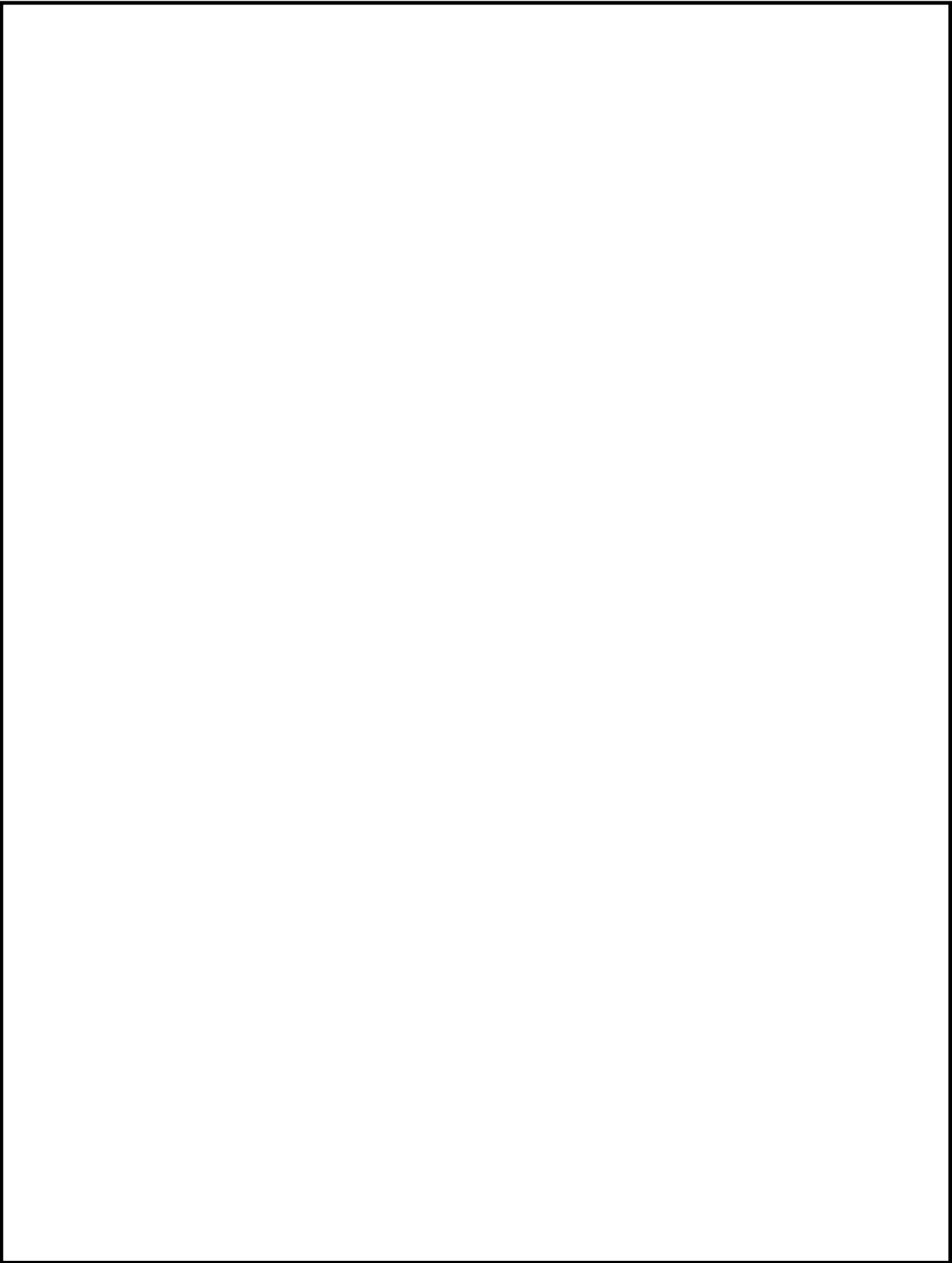
де $[K]_e$, $[K]$ – матриці жорсткості елементу та скінченно-елементної моделі, перша складається з коефіцієнтів жорсткості, а компоненти другої обчислюються шляхом підсумовування відповідних коефіцієнтів жорсткості скінчених елементів; $\{P\}_e$, $\{P\}$ – вектори вузових зусиль елементу та усієї моделі; $\{P\}_e^q$, $\{P\}^q$ – приведені до еквівалентних векторів вузових зусиль зовнішні поверхневі сили для скінченого елементу та для всієї моделі, відповідно; $\{P\}_e^g$, $\{P\}^g$ – аналогічні до попередніх вектори приведених зовнішніх масових сил.

Граничні умови в переміщеннях, відповідно до роботи [6], можуть враховуватись як при формуванні матриць елементів, так і після складання загальних матриць моделі. Для врахування граничних умов у статичних задачах часто використовується підхід, при якому задані переміщення (для закріплень – нульові переміщення) враховуються шляхом перетворення матриць $[K]$ та $\{P\}$, без зміни розмірності матриць загальної системи рівнянь рівноваги. За іншим підходом передбачається пониження числа ступенів вільності моделі, в результаті чого змінюється розмірність вказаних матриць загальної системи рівнянь рівноваги.

Розв'язок системи рівнянь (2.4) виконується за допомогою прямих або ітераційних методів. Після знаходження глобального вектору вузових переміщень $\{U\}$ визначають вектори вузових переміщень для скінчених елементів $\{U\}_e$. З використанням останніх та функцій форми обчислюється поле переміщень для будь-якого елементу. На базі визначеного поля переміщень можна визначити поле деформацій та напружень.

Висновки із розділу 3

- Наведено загальний опис методу скінченних елементів
- Наведено основні залежності методу скінченних елементів.



					19.МР.135.6118мх.03.ПЗ.04			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Визначення експлуатаційних напружень у конструкціях траулера	Літ.	Арк.	Акрушів
Студент		Сизоненко О. А.						
Керівник		Литвиненко Д. Ю.						
Зав. каф.		Коростильов Л. І.				НУК		

РОЗДІЛ 4

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАПРУЖЕНЬ У КОНСТРУКЦІЯХ ТРАУЛЕРА

4.1 Загальна процедура визначення еквівалентних експлуатаційних напружень у суднокорпусних вузла

Розрахункове зведення напруження, на базі якого виконується розрахунки на втому суднокорпусних вузлів, визначається на базі складових від загального повздовжнього згину корпусу судна, згину перекриття та балки. Для цього застосовується наступна формула:

$$\sigma_p^\Sigma = \sqrt{\sum_{j=1}^3 \sigma_j^2 + 2 \sum_{j=1}^3 \sum_{v=1}^3 \rho_{jv} \sigma_j \sigma_v}, \quad (4.1)$$

де σ_j – складові напружень від загальног повздовжнього згину, згину перекриття та балки; $\rho_{jv} \approx \pm 0,5$ – коефіцієнти кореляції складових напружень, що розглядаються.

Для розрахунку складових напружень від загального повздовжнього згину судна у вертикальній площині σ_1 , від згину перекриття σ_2 та згину балки σ_3 застосовують добре відому формулу

$$\sigma_i = \frac{M_{з,п,б} z}{I}, \quad (4.2)$$

де M_z , M_p , M_b – величини розмахів згинальних моментів, Н·м, від загального повздовжнього згину корпусу судна, згину перекриття та балки, відповідно; I – момент інерції площі поперечного перерізу еквівалентного бруса або балки, м⁴; z – відстань від нейтральної вісі балки до точки, що розглядається.

4.2 Розрахунок величин розмахів згинальних моментів у небезпечних точка, обумовлених згином відсіку

У вихідній конструкції «гарячими точками» є район з'єднання шпангоуту і конструкцій днища.

Результати розрахунків з використанням МСЕ розподілу розмахів згинальних моментів від згину перекриття в точці закінчення кінці по довжині відсіку для вихідного варіанту конструкції подано в таблиці 4.2.1.

Також розглядались модернізовані варіанти конструкції борту: з подовженими до другого дна проміжними шпангоутами та з подовженими проміжними шпангоутами та одним посиленням бортовим стрингером. Ці результати представлені у таблицях 4.2.2 та 4.2.3. Розрахунковий стан - «судно у повному вантажі».

На рис. 4.2.1 наведено 3-вимірну каркасну модель вантажного відсіку траулера із зведеними навантаженнями від дії заборотної води та вантажу. При цьому передбачалось, що вантаж в трюмі є насипним та тисне на конструкції борту. Таке передбачення дозволяє отримати результати із запасом в безпечний бік, так як розраховані таким чином навантаження та напруження будуть із запасом в безпечний бік.

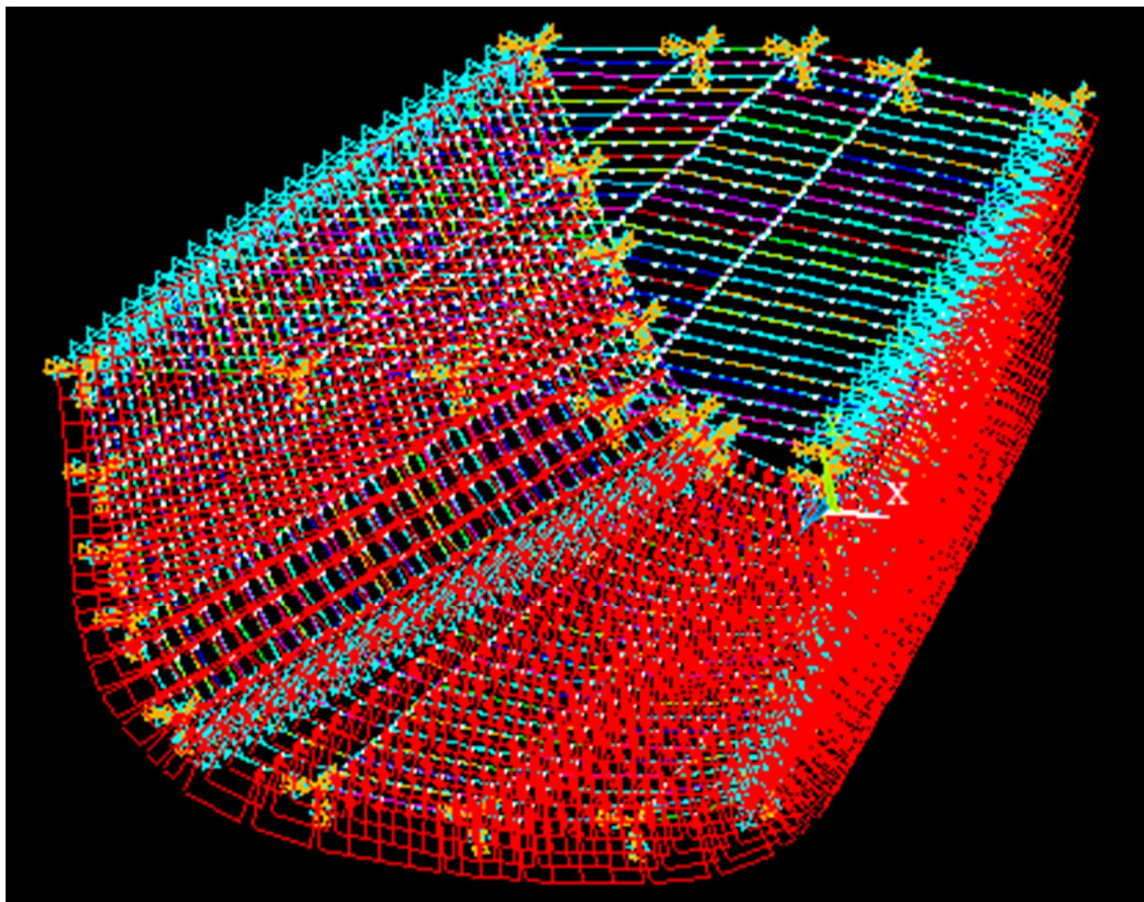


Рисунок 4.2.1 – Балкова модель відсіку з прикладеними навантаженнями для вихідного варіанта конструкції борту. Розрахунковий стан – “судно у повному вантажі”

Таблиця 4.2.1 – Величини розмахів згинальних моментів від згину відсіку вцілому для вихідного варіанту конструкції бортового перекриття

№ шп,	18	19	20	21	22
M_{Π} , Н*мм	0,131E+008	0,266E+008	0,386E+008	0,448E+008	0,443E+008
№ шп,	23	24	25	26	27
M_{Π} , Н*мм	0,413E+008	0,507E+008	0,386E+008	0,377E+008	0,358E+008
№ шп,	28	29	30	31	32
M_{Π} , Н*мм	0,338E+008	0,320E+008	0,308E+008	0,353E+008	0,195E+007
№ шп,	33	34	35	36	37
M_{Π} , Н*мм	0,287E+008	0,311E+008	0,241E+008	0,227E+008	0,210E+008
№ шп,	38	39	40		
M_{Π} , Н*мм	0,167E+008	0,105E+008			

Таблиця 4.2.2 – Величини розмахів згинальних моментів від згину відсіку
вцілому для першого варіанту модернізації конструкції бортового перекриття

№ шп,	18	19	20	21	22
M_n , H^*_{mm}	0,266E+006	0,192E+008	0,268E+008	0,308E+008	0,317E+008
№ шп,	23	24	25	26	27
M_n , H^*_{mm}	0,308E+008	0,295E+008	0,286E+008	0,271E+008	0,267E+008
№ шп,	28	29	30	31	32
M_n , H^*_{mm}	0,254E+008	0,241E+008	0,230E+008	0,220E+008	0,198E+008
№ шп,	33	34	35	36	37
M_n , H^*_{mm}	0,192E+008	0,200E+008	0,190E+008	0,175E+008	0,169E+008
№ шп,	38	39	40		
M_n , H^*_{mm}	0,159E+008	0,132E+008	0,921E+007		

Таблиця 4.2.3 - Величини розмахів згинальних моментів від згину відсіку вцілому для другого варіанту модернізації конструкції бортового перекриття

№ шп,	18	19	20	21	22
M_{π} , $H^*_{\text{мм}}$	0,160E+007	0,397E+007	0,815E+007	0,121E+008	0,152E+008
№ шп,	23	24	25	26	27
M_{π} , $H^*_{\text{мм}}$	0,172E+008	0,187E+008	0,205E+008	0,200E+008	0,198E+008
№ шп,	28	29	30	31	32
M_{π} , $H^*_{\text{мм}}$	0,192E+008	0,183E+008	0,172E+008	0,160E+008	0,148E+008
№ шп,	33	34	35	36	37
M_{π} , $H^*_{\text{мм}}$	0,140E+008	0,124E+008	0,109E+008	0,863E+007	0,686E+007
№ шп,	38	39	40		
M_{π} , $H^*_{\text{мм}}$	0,508E+007	0,300E+007	0,163E+007		

Згинальні моменти, обумовлені згином відсіку вцілому для розрахункових станів «судно в баласті» та «судно в повному вантажі» були визначені для вихідної конструкції борту, а також для першого й другого варіантів удосконалення конструкцій борту. Результати наведено в таблиці 4.2.4.

Для останнього варіанта конструкції борту розрахунок M_{π} від згину перекриття для РС «судно в баласті» не виконували.

Таблиця 4.2.1 - Величини розмахів згинальних моментів від вигину перекриття для РС «судно в баласті» для всіх варіантів конструкції борту

Варіант конструкції борту	$M_p, \text{Н} \cdot \text{мм}$	
	Найбільший в районі 24-25 шп.	Посередині відсіку в районі 29 шп.
Вихідний	0,179E+008	0,158E+008
Із подовженими проміжними шпангоутами	0,133E+008	0,786E+007
З подовженими проміжними шпангоутами і посиленням бортовим стрингером	—	—

4.3 Розрахунок згинальних моментів у небезпечних точка відсіку, обумовлених згином балки

При розрахунку згинальних моментів у небезпечних точках від згину балки між жорсткими опорами, якою є шпангоут у трюмі, балка розглядалась як багатопрогонна на пружних опорах. Розрахункову схему такої балки-шпангоута представлено на рисунку 4.3.1

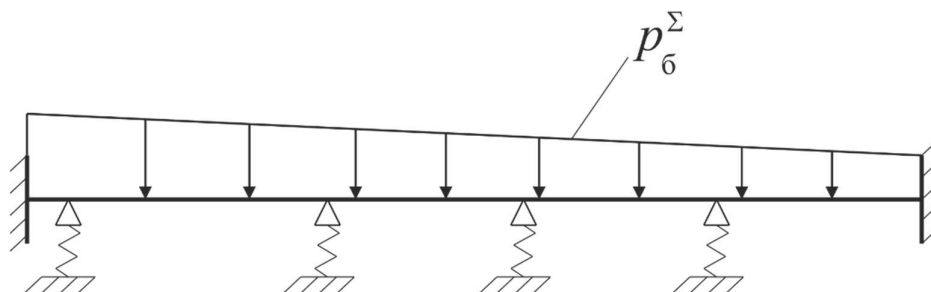


Рисунок 4.3.1 - Розрахункова схема балки-шпангоута (початковий варіант конструкції борту)

Модель балки-шпангоуту для виконання скінченно-елементного аналізу представлена на рис. 4.3.2 разом із прикладеним навантаженням. Варіант конструкції борту – початковий.

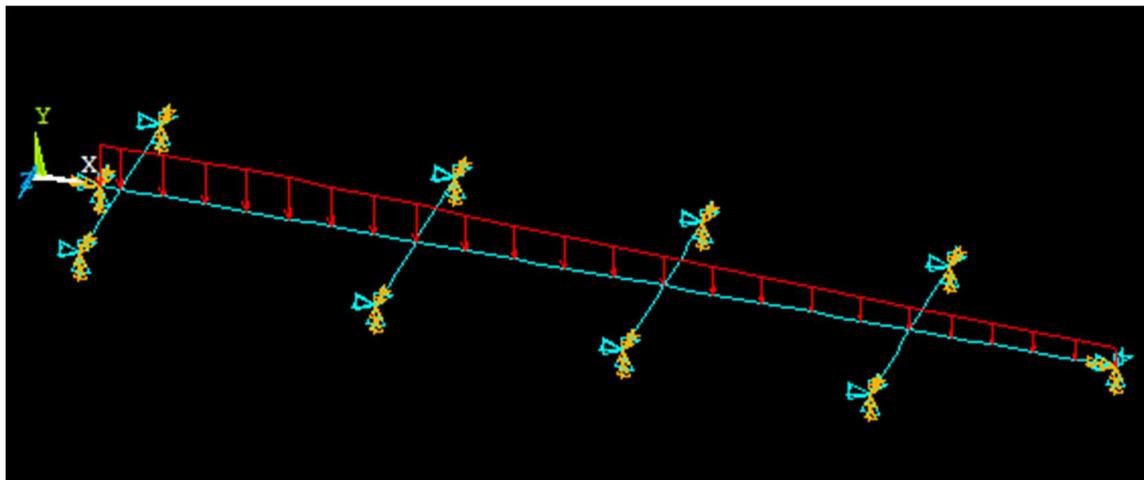


Рисунок 4.3.2 – Модель балки-шпангоуту

Модель для розрахунку методом скінченних елементів балки-шпангоута для другого варіанта конструкції борту, з проміжними шпангоутами, доведеними до другого дна, була такою самою. Відмінність полягала в зменшенні ширини приєднаного пояса і погонного навантаження на балку-шпангоут.

Для третього варіанту виконання конструкції борту відповідна розрахункова схема і модель балки-шпангоуту представлені на рис. 4.3.3 та 4.3.4. У цьому випадку конструкція бортового перекриття мала подовжені проміжні шпангоути і посилені бортові стрингери.

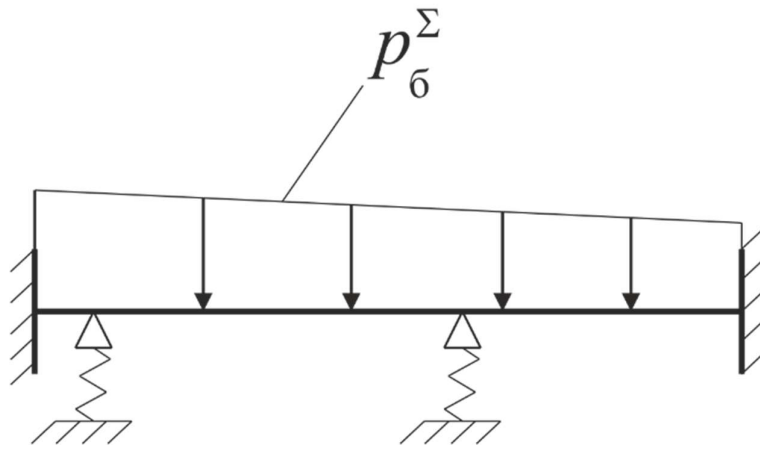


Рисунок 4.3.3 – Розрахункова схема шпангоута в носовому трюмі для третього варіанту виконання конструкції борту

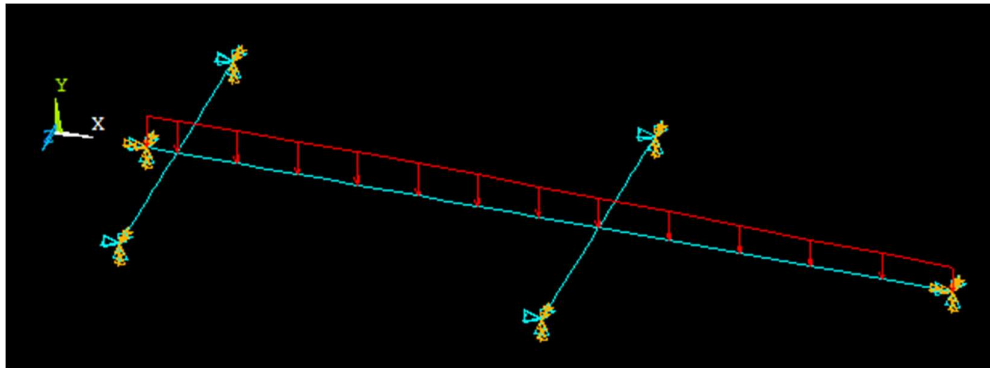


Рисунок 4.3.4 – Модель балки-шпангоуту для третього варіанту виконання конструкції борту

Результати визначення згинальних моментів від згину балки-шпангоуту M_6 у «гарячій точці» наведено в таблиці 4.3.1.

Таблиця 4.3.1 – Розмахи згинальних моментів від згину балки-шпангоута для різних варіантів виконання конструкції борту

Виконання конструкції борту	$M_6, \text{Н*м}$	
	«судно в повному вантажі»	«судно в баласті»
Вихідний варіант	17044	10821
Варіант з подовженими проміжними шпангоутами	7665,2	4738,2
Варіант з подовженими проміжними шпангоутами та підсиленням бортовим стрингером	7551,3	4738,2

4.4 Визначення розмахів номінальних експлуатаційних напружень у досліджуваному конструктивному вузлі

Розрахунок номінальних експлуатаційних еквівалентних напружень, які ключали в себе напруження від згину відсіку в цілому та балки-шпангоуту, виконували для перерізів із найбільшим згинальним моментом від згину відсіку, а також для його середини.

Поперечні перерізи балок-шпангоутів що використовували для розрахунку розмахів напружень від згину для кожного конструктивного варіанту борту, показані на рис. 4.4.1-4.4.3.

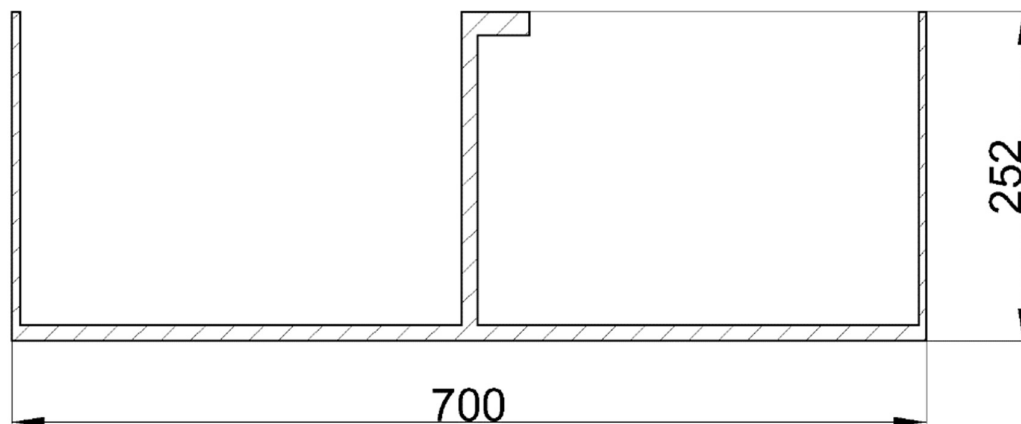


Рисунок 4.4.1 – Переріз балки-шпангоута з приєднаним пояском для вихідного варіанта конструкції борту

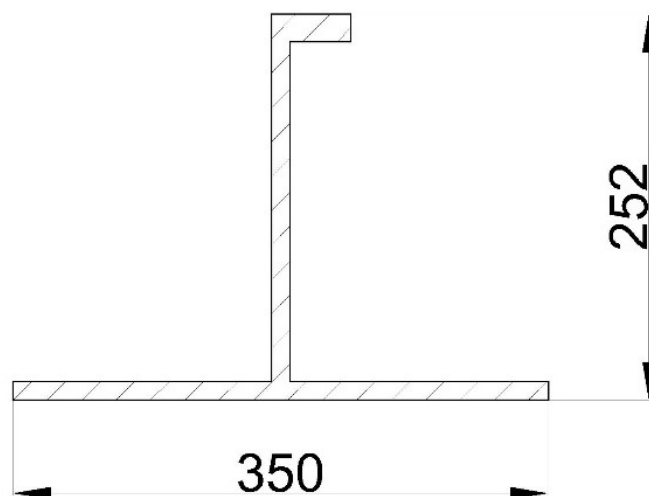


Рисунок 4.4.2 – Переріз балки-шпангоута з приєднаним пояском для варіанта конструкції борту з подовженими проміжними шпангоутами

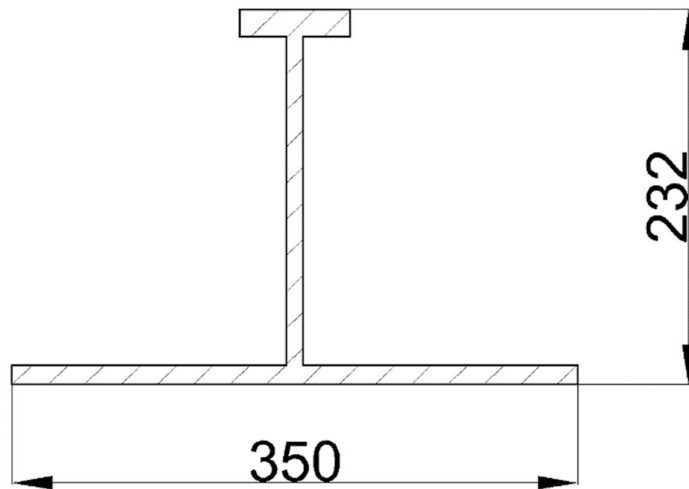


Рисунок 4.4.3 – Переріз балки-шпангоута з приєднаним пояском для варіанта конструкції борту з подовженими проміжними шпангоутами і посиленими бортовим стрингером

Для побудови скінченно-елементних моделей вихідного та модернізованого варіантів конструкції із подовженими проміжними шпангоутами, використовували креслення проекту 1288 із основним шпангоутом – штабобульб несиметричний №24а.

Для третього варіанту реалізації конструкції борту застосовувався штабобульб симетричний НР220х10.

Геометричні характеристики поперечних перерізів балок-шпангоутів, I , см^4 , а також величини, Z_p , см ; значення моментів опору площі поперечного перерізу W , см^3 , а також величини W з врахування зменшення розмірів поперечного перерізу в'язей внаслідок корозії, представлені в табл. 4.4.1.

Таблиця 4.4.1 – Геометричні характеристики поперечних перерізів балок-шпангоутів

Особливості конструкції борту	$I, \text{см}^4$	$z_{\text{п}}, \text{см}$	$W, \text{см}^3$	$W/\omega_{\text{к}}, \text{см}^3$
Вихідний варіант	$1,056 \cdot 10^4$	18,6	567,9	479,1
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами	$6,357 \cdot 10^3$	17,8	360	303,7
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами та підсиленням бортовим стрингером	$5,511 \cdot 10^3$	16,2	340,1	287

Величини розмахів номінальних експлуатаційних напружень від згину відсіку в цілому σ_2 , а також величини розмахів таких напружень від згину балки-шпангоуту σ_3 наведені у таблицях 4.4.2 та 4.4.3 нижче.

Таблиця 4.4.2 – Розраховані валичини розмаху номінальних експлуатаційних напружень від згину відсіку. Розрахунковий стан - «судно в повному вантажу»

Особливості конструкції борту	Максимальні значення в районі 24-25 шп.		Максимальні значення в районі 29 шп.	
	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа
Вихідний варіант	89,16	29,97	56,26	29,97
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами	79,96	21,42	67,33	21,42
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами та підсиленням бортовим стрингером	60,41	22,22	53,85	22,22

Таблиця 4.4.3 – Розраховані валичини розмаху номінальних експлуатаційних напружень від згину відсіку. Розрахунковий стан - «судно в баласті»

Особливості конструкції борту	Максимальні значення в районі 24-25 шп.		Максимальні значення в районі 29 шп.	
	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа
Вихідний варіант	31,43	19,03	27,82	19,03
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами	37,16	13,24	21,96	13,24
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами та підсиленням бортовим стрингером	—	—	—	—

Величини розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячих точках», які комбінують напруження від згину відсіку та балки-шпангоута, зведено до табл. 4.4.4.

Таблиця 4.4.4. – Розраховані величини розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячих точках»

Особливості конструкції борту	Максимальні значення σ_p^Σ в районі 24-25 шп, МПа		Значення σ_p^Σ посередині відсіку в районі 29 шп., МПа	
	«Судно у повному вантажі»	«Судно в балласті»	«Судно у повному вантажі»	«Судно в балласті»
	119,13	50,46	86,23	46,85
Вихідний варіант	103,84	50,4	88,75	35,2
Модернізований варіант із подовженими проміжними шпангоутами	82,63	—	76,07	—

У таблицях 4.4.5 та 4.4.6 представлені результати розрахунку експлуатаційних еквівалентних напружень від згину відсіку в цілом та згину балки. Ці результати були отримані із врахування корозійного зносу в'язей за 25 років експлуатації судна.

Таблице 4.2.6 – Розраховані валичини розмаху номінальних експлуатаційних напружень від згину відсіку з врахування корозійного зносу. Розрахунковий стан - «судно в повному вантажу».

Варіант конструкції борту	Максимальні значення в районі 24-25 шп.		Максимальні значення в районі 29 шп.	
	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа
Вихідний	105,8	35,58	66,78	35,58
З подовженими проміжними шпангоутами	94,24	25,24	79,35	25,24
З подовженими проміжними шпангоутами і посиленням бортовим стрингером	71,54	26,31	63,76	26,31

Таблице 4.2.7 – Розраховані валичини розмаху номінальних експлуатаційних напружень від згину відсіку з врахування корозійного зносу. Розрахунковий стан - «судно в баласті»

Варіант конструкції борту	Максимальні значення 24-25 шп.		Значення посередині відсіку в районі 29 шп.	
	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа	σ_2 , МПа	σ_3 , МПа
Вихідний	37,31	22,59	33,02	22,59
З подовженими проміжними шпангоутами	43,79	15,6	25,88	15,6
З подовженими проміжними шпангоутами і посиленням бортовим стрингером	—	—	—	—

Величини розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячій точці» для різних варіантів конструкції бортового перекриття, розраховані на базі таблиць 4.2.6-4.2.7 наведені в таблиці 4.2.8.

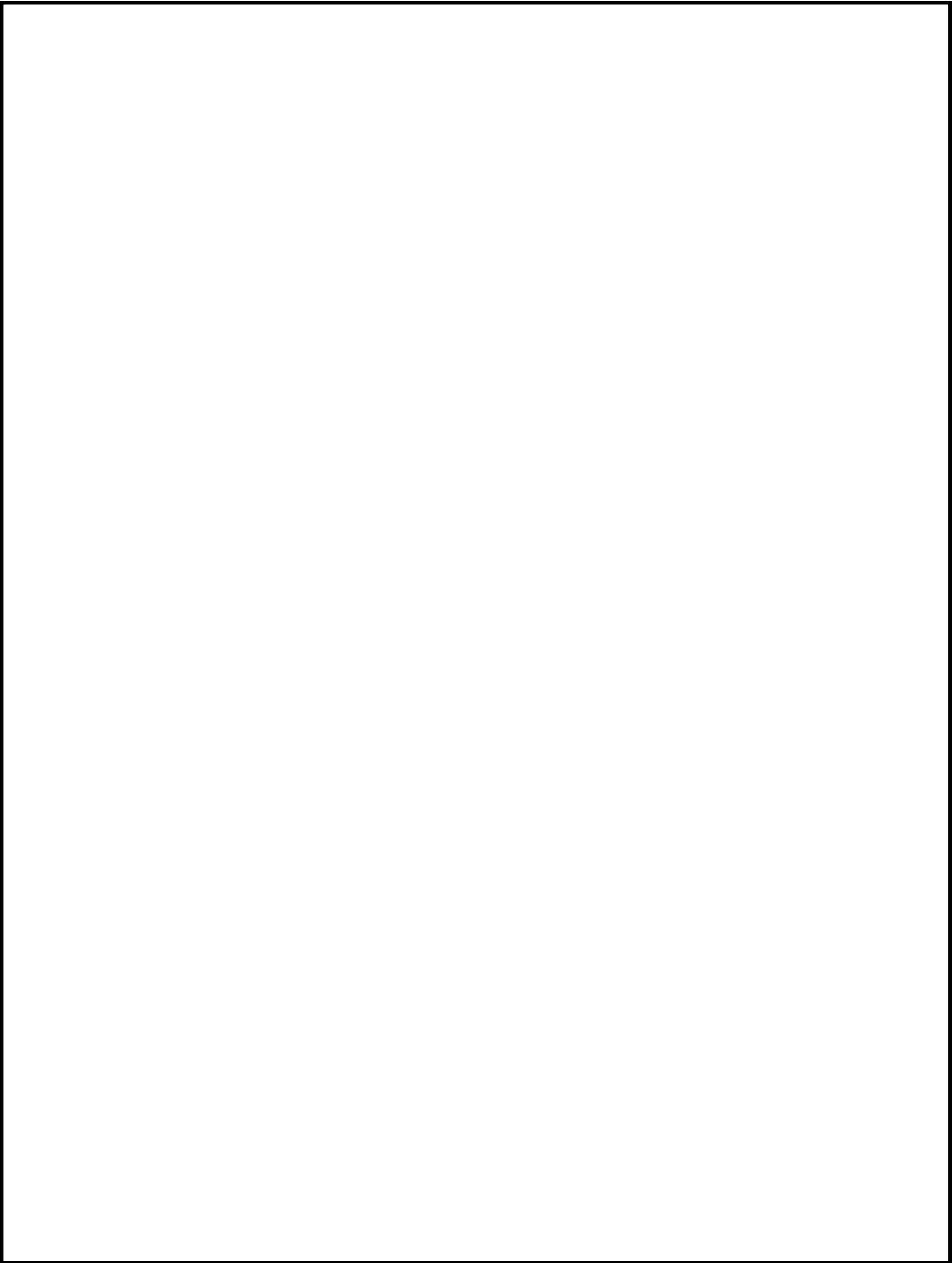
Таблиця 4.2.8 – Величини розмахів сумарних номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень в «горячій точці» для різних варіантів конструкції бортового перекриття, отримані з врахуванням впливу корозійного зносу

Варіант конструкції борту	Максимальные значения σ_p^Σ в районе 24-25 шп.,, МПа		Значения σ_p^Σ посередине отсека в районе 29 шп.,, МПа	
	«Судно у повному вантажі»	«Судно в балласті»	«Судно у повному вантажі»	«Судно в балласті»
Вихідний	141,38	59,9	102,36	55,61
З подовженими проміжними шпангоутами	119,48	59,39	104,59	41,48
З подовженими проміжними шпангоутами і посиленням бортовим стрингером	97,85	—	90,07	—

Висновки із розділу 4

- Встановлено величини розмахів внутрішніх зусиль від згину бортового перекриття та балки, що діють у досліджуваному вузлі, та відповідні величини розмаху номінальних напружень у «горячій точці» для вихідного та двох удосконалених варіантів конструкції борту.
- Встановлено величини розмахів сумарних номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень в «горячій точці» для різних варіантів конструкції бортового перекриття, отримані з врахуванням впливу корозійного зносу.

- Встановлено, що в удосконалених варіантах конструкції борту еквівалентні експлуатаційні напруження суттєво зменшуються в порівнянні із вихідним варіантом конструкції.



					19.МР.135.6118мх.03.ПЗ.05			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Оцінка втомної міцності конструктивного вузла	Літ.	Арк.	Акрушів
Студент		Сизоненко О. А.						
Керівник		Литвиненко Д. Ю.						
Зав. каф.		Коростильов Л. І.				НУК		

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОНСТРУКТИВНОГО ВУЗЛА

5.1 Короткий опис методів оцінки втомної міцності зварних суднокорпусних вузлів

Розрахунок втомної міцності конструктивного вузла з'єднання основних шпангоутів і конструкцій подвійного дна виконували згідно з рекомендаціями МАКО, Міжнародного інституту зварювання (IIW), DNV-GL.

Для оцінки втомної міцності використовували метод номінального напруження, метод напруження в гарячій точці та експериментально-теоретичний. Останній був розроблений на кафедрі будівельної механіки корабля Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Метод номінального напруження. Цей спосіб розрахунку на циклічну міцність передбачає типізацію досліджуваного району корпусу судна, де можлива поява втомного пошкодження, згідно з класифікацією, що подана в рекомендаціях класифікаційних товариств або рекомендаціях міжнародних організацій з розрахунку втомної міцності зварних з'єднань. Метод представлений, наприклад, у рекомендаціях Міжнародного інституту зварювання (IIW) і DNV-GL. Після типізації критичних областей кожній такій області згідно із зазначеними вище рекомендаціями підбирається відповідна S-N крива втоми. Ці криві можуть складатися з двох похилих ділянок, однієї похилої і прямої другої або тільки з однієї похилої ділянки (у разі вільної корозії), залежно від очікуваної кількості циклів і характеру навантаження (з постійною або випадковою амплітудою). Сімейство S-N кривих для розрахунку втомної міцності сталевих об'єктів, що перебувають в повітрі та зазнають дії навантаження змінної амплітуди, представлено на рис. 5.1.1.

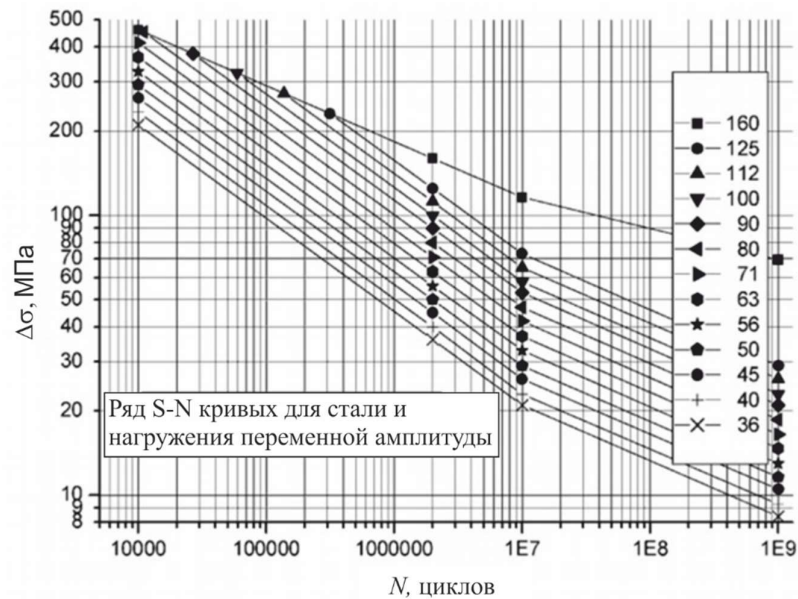


Рисунок 5.1.1 – Модифіковані S-N криві ІІW для визначення втомного пошкодження по правилу лінійного підсумовування пошкоджень (матеріал – сталь)

Криві втоми для досліджуваного вузла підбирають незалежно від механічних характеристик сталі, з якої його виготовлено. S-N криві, представлені в рекомендаціях ІІW, можуть бути використані для оцінювання втомної міцності зварних конструкцій зі сталей з межею плинності $\sigma_T < 960$ МПа.

Цифровий код FAT (fatigue class, клас втоми) присвоюється зварному вузлу залежно від його зовнішнього вигляду, способу навантаження, особливостей виготовлення тощо. Такий код відповідає межі витривалості конструкції за $2 \cdot 10^6$ циклів навантаження. Крива втоми FAT 160 на рис. 5.1.1 є S-N кривою основного металу й обмежує інші зверху. Крім цифрового коду, для кривих втоми може використовуватися буквено-цифрове позначення.

Похилі частини S-N кривих описуються рівнянням.

$$\lg N = \lg C - m \cdot \lg \Delta \sigma_H \quad (5.1.1)$$

Описувані S-N криві дають змогу розрахувати втомну міцність конструкції так, що ймовірність її руйнування становитиме $P_f = 2,3 \%$.

Метод напруження в гарячій точці передбачає визначення конструктивних напружень у зварному вузлі за допомогою спеціальних прийомів, що ґрунтуються на використанні методу кінцевих елементів або експериментальних методів. Ці напруги включають ефекти макроконцентрації напружень (загальної геометрії та форми конструкції) і виключають приріст напружень, зумовлений наявністю зварного шва. Передбачається, що вплив наявності зварного шва на втомну міцність зварного вузла за даним методом вже враховано в використовуваних у розрахунку довговічності S-N кривих певного класу втоми FAT.

Конструктивні напруження в гарячій точці визначають екстраполяцією напружень зі спеціальних точок, положення яких регламентується рекомендаціями IIW. Екстраполяція може бути лінійною або квадратичною, за двома або трьома точками відповідно. Загальну схему лінійної екстраполяції наведено на рис. 5.1.2.

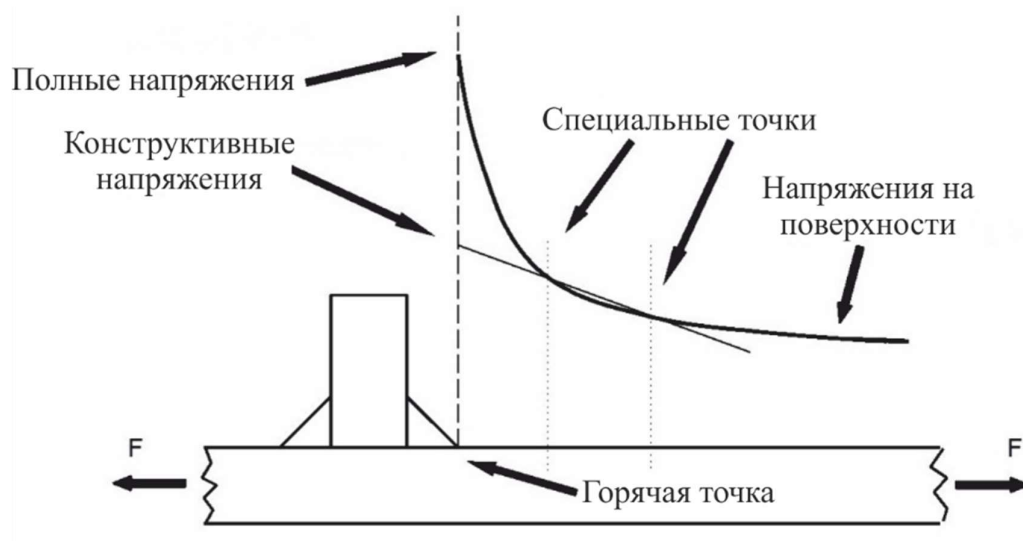


Рис. 5.1.2 – Визначення конструктивних напружень у гарячій точці за допомогою лінійної екстраполяції

Відповідно до рекомендацій IIW існує два типи гарячих точок: гаряча точка в місці переходу від основного металу до металу шва на поверхні

пластини - точка типу «а»; гаряча точка в такому ж місці переходу на ребрі пластини - типу «b».

Під час визначення конструктивних напружень у гарячій точці типу «а» напруження, за якими буде виконуватися екстраполяція, встановлюють експериментально або з використанням методу скінченних елементів у спеціальних точках на поверхні пластини (див. рисунок 5.1.2). Положення цих точок призначається в пропорціях від її товщини відповідно. У разі гарячих точок типу «b», положення відповідних точок екстраполяції призначається незалежно від товщини пластини, на ребрі якої вони знаходяться. Рекомендації з розрахунку конструктивних напружень методом скінченних елементів за допомогою програмних пакетів САЕ щодо вибору типу скінченних елементів, густини їхнього розподілу, положення точок екстраполяції та формули для розрахунку напружень у гарячій точці σ_{hs} можна знайти у відповідних рекомендаціях Міжнародного інституту зварювання та DNV-GL.

Експериментально-теоретичний метод. Цей спосіб розрахунку втомної міцності зварних конструктивних вузлів корпусу судна було розроблено в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова. Початковим об'єктом у методі є не вузол загалом, а присутні в ньому окремі осередки концентрації напружень, найслабкішим з яких визначається втомна міцність вузла і, відповідно, всієї конструкції. Головним елементом у такій методиці оцінки довговічності є крива втоми вогнища концентрації.

Крива втоми, побудована за цим методом, яка представлена на рис. 5.1.3, складається з 3 ділянок. Вона будується на базі критеріальних залежностей втоми матеріалу з використанням експериментальних даних випробувань на втому натурних або напівнатурних моделей за заданого рівня номінальних напружень. Зазначена крива втоми відображається в півлогарифмічній системі координат: $n = \lg N$ і $\bar{\sigma}_n = \Delta\sigma_n / \Delta\sigma_{n0}$. Для побудови ділянки II кривої використовують деформаційний критерій втоми матеріалу, запропонований

Ленджером, для ділянки III - силовий критерій Гейвуда. При цьому «прив'язка» до результатів циклічних випробувань типового вогнища концентрації напружень відбувається на ділянці II у точці з координатою n_0 . Індекс «0» при $\Delta\sigma_{n0}$ і n_0 означає, що дані величини відносяться до експериментальних даних: $\Delta\sigma_{n0}$ - розмах номінальних напружень, що мали місце в моделі, під час випробування на втому якої було встановлено число циклів N_0 до появи тріщини довжиною 1...2 мм.

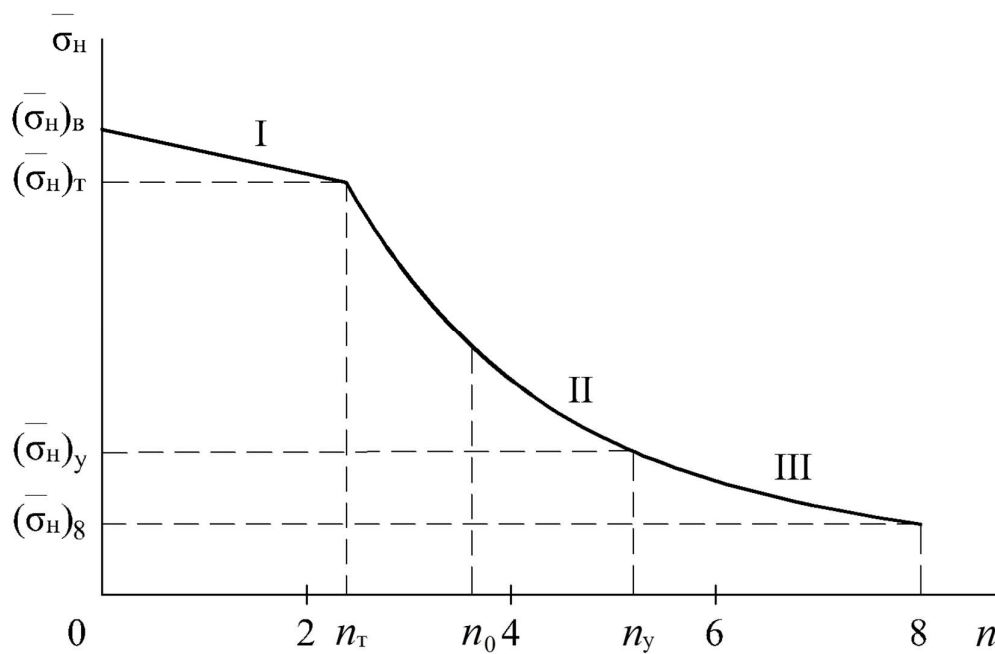


Рис. 5.1.3 – Крива втома відповідно до експериментально-теоретичного методу

Розрахункові залежності для кожної ділянки мають такий вигляд:

для ділянки I

$$\bar{\sigma}_n = \left(1 - \frac{n}{B}\right) (\bar{\sigma}_n)_B, \quad (5.1.2)$$

граничні точки I ділянки: $(\bar{\sigma}_n)_B$, 0 і $(\bar{\sigma}_n)_T$, n_T ;

для ділянки II

$$\bar{\sigma}_H = \left\{ \frac{1+\bar{\psi}/10^{0,5n}}{\phi[1+\bar{\psi}/10^{0,5n_0}]} \right\}^{1/s}, \quad (5.1.3)$$

граничні точки II ділянки: $(\bar{\sigma}_H)_T, n_T$ і $(\bar{\sigma}_H)_y, n_y$;

для ділянки III

$$\bar{\sigma}_H = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1+\beta n^4)}{1+\alpha n^4} - \delta(n - n_y) \right], \quad (5.1.4)$$

граничні точки III ділянки: $(\bar{\sigma}_H)_y, n_y$ і $(\bar{\sigma}_H)_8, 8$.

У цих формулах використано наступне:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{\sigma}_H)_B &= \frac{\bar{\sigma}_B}{0,5 + |r_{mH}|}; \quad (\bar{\sigma}_H)_T = \frac{\bar{\sigma}_T}{0,5 + |r_{mH}|}; \\ (\bar{\sigma}_H)_y &= \left\{ \frac{1 + (\bar{\psi}/N_y^{0,5})}{\phi[1 + (\bar{\psi}/N_0^{0,5})]} \right\}^{1/s}; \quad (\bar{\sigma}_H)_8 = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1+\beta 8^4)}{1+\alpha 8^4} - \delta(8 - n_y) \right]; \\ N_T &= \left\{ \frac{\bar{\psi}}{\phi[1 + \bar{\psi}/N_0^{0,5}][(\bar{\sigma}_H)_T]^s - 1} \right\}^2; \quad N_y = \left\{ \frac{\bar{\psi}}{2,5(\sigma_T/\sigma_B) - 1} \right\}^2; \\ n_0 &= \lg N_0; \quad n_y = \lg N_y; \quad n_T = \lg N_T; \end{aligned} \right\} \quad (5.1.5)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_B &= \frac{\sigma_B}{\sigma_{H0}}; \quad \bar{\sigma}_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{H0}}; \quad B = \frac{n_T}{1 - (\sigma_T/\sigma_B)}; \\ r_{mH} &= \frac{\sigma_{mH}}{\sigma_H}; \quad \bar{\psi} = 0,625 \frac{E}{\sigma_B} \ln \frac{1}{1 - \psi_K}; \\ s &= \frac{2}{1+m}; \quad Q = \frac{2\bar{\sigma}_B}{(\bar{\sigma}_H)_y}; \quad \delta = \frac{r_{mH}(2\beta/\alpha)^2}{(8 - n_y)[1 + r_{mH}(2\beta/\alpha)]}; \\ \alpha &= \beta Q + \frac{Q-1}{n_y^4}; \quad \beta = \frac{0,0038}{3K_t}; \end{aligned} \right\} \quad (5.1.6)$$

де $(\bar{\sigma}_H)_B, (\bar{\sigma}_H)_T, n_T, (\bar{\sigma}_H)_y, n_y, (\bar{\sigma}_H)_8$ - ординати й абсциси граничних точок кривої втоми; ϕ - функція, що враховує відмінності геометричних та механічних характеристик досліджуваного вузла і моделі, що випробовувалась на втому; σ_B, σ_T - межі міцності та плинності матеріалу вузла, Па; ψ_K - відносне звуження матеріалу вузла після розриву; σ_{mH} - середні номінальні напруження циклу; K_t - теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для досліджуваного вузла;

m - показник степеня для степеневі апроксимації діаграми деформування матеріалу конструкції.

Залежності вдосконаленого експериментально-теоретичного методу для розрахунків на втому за нерегулярного навантаження отримують заміною в наведених раніше формулах величини $\bar{\psi}$ коригованою $\bar{\psi}'$.

$$\bar{\psi}' = 0,625 \frac{E}{\sigma_{\epsilon}} \ln \left(\frac{1}{1-\psi_{\kappa}} \right) \frac{1}{\zeta}, \quad (5.1.7)$$

де ζ - коефіцієнт нижньої межі пошкоджувальних напружень при нерегулярному навантаженні, значення якого за даними різних робіт перебувають у межах від 0,5 до 0,75. У розрахунках було прийнято $\delta = 0,63$.

Залежність для побудови ділянки III модифікованої кривої втоми має такий вигляд:

$$\bar{\sigma}'_n = \bar{\sigma}_{\epsilon} \left[\frac{2(1+\beta n^4)}{1+\alpha n^4} \left(\frac{1}{n-n'_y} + \frac{\zeta-1}{8-n'_y} \right) - \delta' \right] (n - n'_y), \quad (5.1.8)$$

де $\bar{\sigma}_{\epsilon}$ і β визначаються так само, як і в разі базових залежностей (5.1.6).

Величина n'_y в (5.1.8), яка є абсцисою граничної точки ділянки II модифікованої кривої втоми, розраховується на базі таких залежностей:

$$n'_y = \lg N'_y; N'_y = \left(\bar{\psi}' / \frac{2,5}{\zeta} \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_{\epsilon}} - 1 \right)^2. \quad (5.1.9)$$

Інші величини в (5.1.8) визначаються, відповідно, за допомогою формул

$$\alpha' = \beta Q' + \frac{Q'-1}{(n'_y)^4}; \delta' = \zeta^2 \frac{r_{m\kappa} (2\beta/\alpha')^2}{(8-n'_y) \cdot [1+r_{m\kappa} \cdot \zeta \cdot (2\beta/\alpha')]}; Q' = \frac{2\bar{\sigma}_{\epsilon}}{(\bar{\sigma}'_n)_y}, \quad (5.1.10)$$

де $(\bar{\sigma}'_n)_y$ отримують підстановкою величини $\bar{\psi}'$ в (5.1.5).

Розрахунок втомної міцності при нерегулярному навантаженні. Втомну міцність в умовах нерегулярного навантаження зі змінними розмахами і періодами характеризують величиною міри втомного пошкодження D . Ця величина визначається за формулою:

$$D = N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{(\Delta\sigma_n)_{\max}} \frac{P(\Delta\sigma_n)}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n), \quad (5.1.11)$$

де $\Delta\sigma_n$ - розмах циклу номінальних напружень; $p(\Delta\sigma_n)$ - щільність імовірності розподілу величини $\Delta\sigma_n$; $N(\Delta\sigma_n)$ - залежність кількості циклів до втомного руйнування від величини $\Delta\sigma_n$; $(\Delta\sigma_n)_{min}$, $(\Delta\sigma_n)_{max}$ - мінімальний і максимальний розмахи номінальних напружень в діапазоні навантажень досліджуваного об'єкта; N^* - кількість циклів навантажень за період експлуатації судна.

Величину критичного рівня втомного пошкодження D , що відповідає появі втомної тріщини, зазвичай приймають на рівні 1.

Повне втомне пошкодження вузла корпусу судна має складатися щонайменше з двох складових

$$D_{tot} = D_1 + D_2, \quad (5.1.12)$$

де D_1 і D_2 - втомне пошкодження, накопичене в розрахункових станах «судно у вантажі» і «судно в баласті», відповідно.

Зовнішнє навантаження передбачається розподіленням за законом Вейбулла і виражається такою формулою

$$p(\Delta\sigma_n) = k_{вейб} (\Delta\sigma_n^{k_{вейб}-1} / a_\sigma^{k_{вейб}}) \exp(-(\Delta\sigma_n / a_\sigma)^{k_{вейб}}), \quad (5.1.13)$$

де $k_{вейб}$ - параметр форми розподілу; a_σ - параметр масштабу розподілу, МПа.

У разі використання білінійних S-N кривих зручно використовувати для обчислення втомного ушкодження для даного РС без урахування частки терміну служби в цьому стані D'_i таку залежність

$$D'_i = N^* \left[\frac{a_\sigma^m}{C_1} \Gamma \left(1 + \frac{m}{k_{вейб}}; \left(\frac{\Delta\sigma_{hsl}}{a_\sigma} \right)^k \right) + \frac{a_\sigma^{m+\Delta m}}{C_2} \gamma \left(1 + \frac{m+\Delta m}{k_{вейб}}; \left(\frac{\Delta\sigma_{hsl}}{a_\sigma} \right)^k \right) \right], \quad (5.1.14)$$

де $\Gamma()$ - верхня неповна гамма-функція; $\gamma()$ - нижня неповна гамма-функція; C_1 , C_2 - параметри кривої втоми; Δm - зміна нахилу кривої втоми на другій ділянці; $\Delta\sigma_{hsl}$ - розмах номінальних напружень, що відповідає точці зміни нахилу S-N кривої, МПа.

Під час розрахунку величин D_1 , D_2 слід враховувати частку терміну служби судна в цьому розрахунковому стані, таким чином $D_i = \alpha_i D'_i$.

У зв'язку з відсутністю даних, у цьому разі прийнято, що $\alpha_1 = 0,75$; $\alpha_2 = 0,25$, як для вантажних суден, згідно з рекомендаціями МАКО.

Параметр форми і параметр масштабу в (5.1.13) можна визначати згідно з наступними залежностями:

$$k_{вейб} = 1,1 - 0,35 \frac{L-100}{300}, \quad (5.1.15)$$

де L – довжина судна, м;

$$a_\sigma = \frac{\sigma_p^\Sigma}{(\ln N_x)^{1/k_{вейб}}}, \quad (5.1.16)$$

де σ_p^Σ – розмах еквівалентних експлуатаційних номінальних напружень; N_x – характерне число циклів.

Число циклів за термін експлуатації судна N^* можна визначити наступним чином

$$N^* = \frac{\alpha_0 T_p}{4 \lg L}, \quad (5.1.17)$$

де T_p – розрахунковий термін служби судна (у розрахунках було прийнято, що $T_p = 25$ років); α_0 – коефіцієнт, що враховує час, який потрібен для навантажень і розвантажень судна, ремонтів тощо. (прийнято, що $\alpha_0 = 0,85$).

Втомна довговічність вузла визначається згідно з формулою

$$T_f = \frac{T_p}{D_{tot}}. \quad (5.1.18)$$

5.2 Розрахунок коефіцієнтів концентрації напружень і підбір S-N кривих

Метод номінального напруження. Згідно з класифікацією, представленою в рекомендаціях DNV-GL та IIW, вузлу, що досліджується, відповідає S-N крива класу втоми 63, як показано на рис. 5.2.1. Параметри

такої білінійної кривої для розрахунків за нерегулярного навантаження під час експлуатації конструкції в повітрі наведено в таблиці

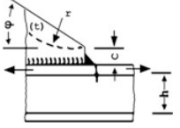
523		Longitudinal fillet welded gusset with smooth transition (sniped end or radius) welded on beam flange or plate, fillet weld around end. $c < 2 t$, max 25 mm $r > 0.5 h$ $r < 0.5 h$ or $\phi > 20^\circ$	71 63	25 20	t = thickness of attachment If attachment thickness $< 1/2$ of base plate thickness, then one step higher allowed (not for welded on profiles!) Particularly suitable for assessment on the basis of structural hot spot stress approach
-----	---	--	----------	----------	--

Рис. 5.2.1. Підбір кривої S-N згідно з класифікацією IIW

Таблиця 5.2.1 – Параметри S-N кривої класу 63

Параметр	$\Delta\sigma(2 \cdot 10^6)$, МПа	$\Delta\sigma_{hs}$, МПа	C_1	C_2	m_1	m_2
Значення	63	36,9	$5 \cdot 10^{11}$	$6,8 \cdot 10^{14}$	3	5

Метод напруження в гарячій точці. Коефіцієнт концентрації напружень у «гарячій точці» можна приблизно визначити згідно з даними DNV-GL, $K_{hs} = 1,43$. Параметри S-N кривої для розрахунків на втому за методом напруження в «гарячій точці» подано в таблиці 5.2.2.

Таблиця 6.2.2 – Параметри S-N кривої класу 90 (клас D)

Параметр	$\Delta\sigma(2 \cdot 10^6)$, МПа	$\Delta\sigma_{hs}$, МПа	C_1	C_2	m_1	m_2
Значення	90	52,64	$1,459 \cdot 10^{12}$	$4,036 \cdot 10^{15}$	3	5

Експериментально-теоретичний метод. Виконання розрахунків на втому за цим методом передбачає визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень для досліджуваного конструктивного вузла і для

вузла, який випробовувався на втому в лабораторних умовах. Результати таких випробувань використовуються для отримання точки «прив'язки».

Схему вузла, який випробовували в лабораторії на втому, і результати його скінченно-елементного аналізу представлено на рисунках 5.2.2-5.2.3.

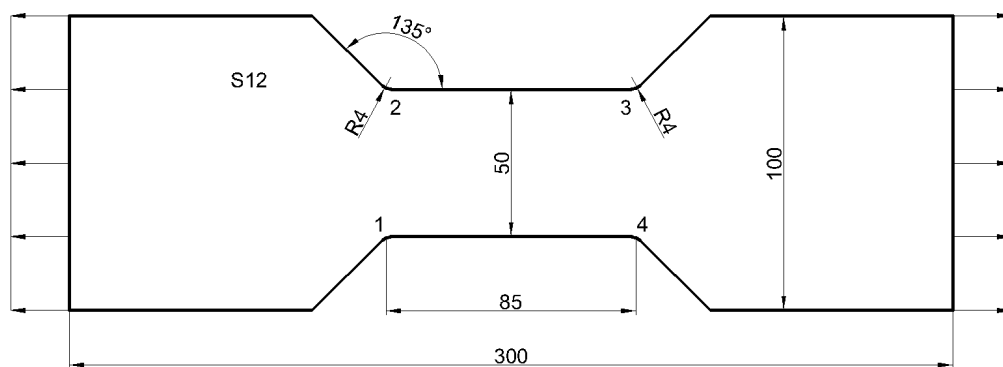


Рис. 5.2.2 - Схема вузла, для якого виконувалася серія втомних випробувань

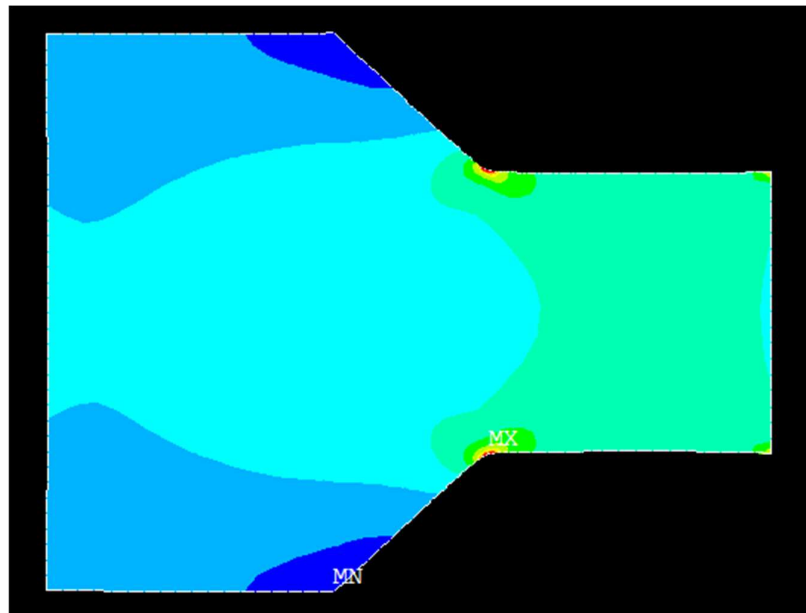


Рис. 5.2.3 - Розподіл напружень у вузлі, випробуваному в лабораторних умовах, отриманий за допомогою КЕ-аналізу

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для вузла, який випробовували на втому в лабораторних умовах, становив за результатами КЕ-аналізу $K_{t0} = 5,128$. Матеріал вузла - сталь 09Г2, характеристики якої за результатами випробувань плоских зразків були такі: $\sigma_{т0} = 340$ МПа; $\sigma_{в0} = 460$ МПа.

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для досліджуваного вузла визначали також із використанням скінченно-елементного аналізу. Плоска модель досліджуваного вузла з'єднання шпангоута з конструкціями подвійного дна представлена на рисунку 5.2.4. Розподіл напружень у плоскій моделі вузла в ділянці концентрації напружень (місце закінчення кінці на вільному пояску балки) наведено на рисунку 5.2.5 у припущенні радіуса переходу від основного металу до металу шва $\rho = 0,51$ мм із забезпеченістю 50%.

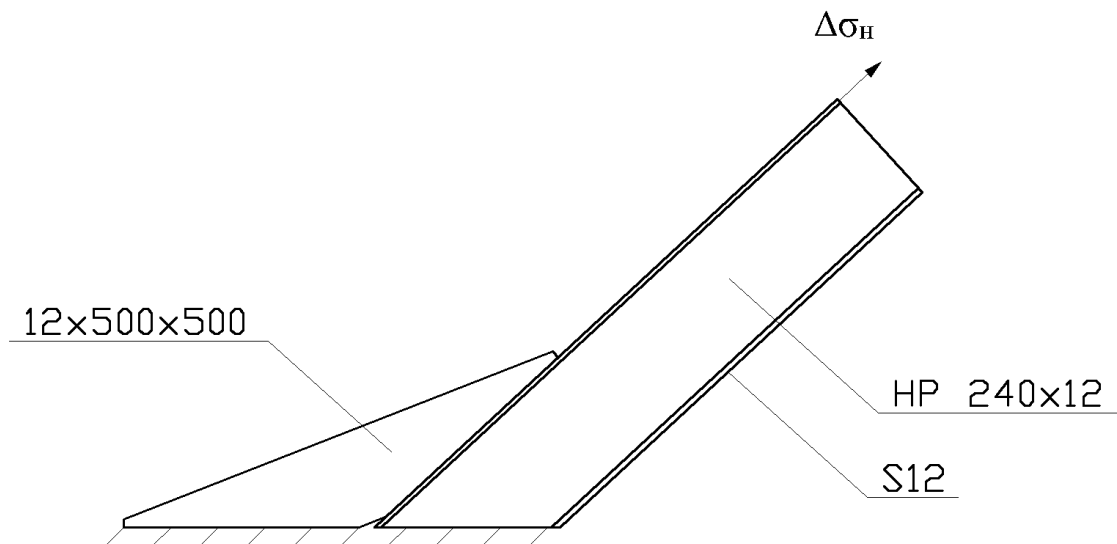


Рисунок 5.2.4 – Плоска модель досліджуваного вузла

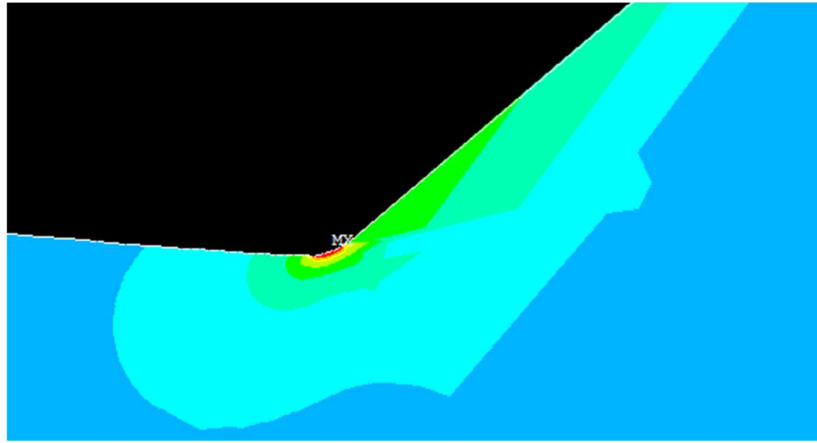


Рисунок 5.2.5 - Розподіл напружень в області концентрації напружень

5.3 Порівняння показників втомної міцності досліджуваного вузла, отриманих різними методами

Як показник втомної міцності вузла перетину шпангоута і конструкцій подвійного дна під час навантаження з незмінною амплітудою обрано розмах номінальних напружень $\Delta\sigma_n$, що відповідає умовній межі витривалості за $2 \cdot 10^6$ циклів. Зведені дані для кожного з використовуваних методів наведено в таблиці 5.3.1.

Криві втоми досліджуваного вузла для розрахунків на втому в разі нерегулярного навантажування, побудовані згідно з різними методами в півлогарифмічній системі координат: $n = \lg N$, представлено на рисунку 5.3.1, де суцільною лінією позначено криву, побудовану модифікованим експериментально-теоретичним методом, а штриховою та штрихпунктирною - криві втоми, побудовані за методом номінального напруження та методом напруження в гарячій точці. Правою межею для осі абсцис є величина 10^8 циклів.

Табл. 5.3.1 – Показники втомної міцності вузла перетину шпангоута і конструкцій подвійного дна (навантаження з незмінним розмахом)

Метод розрахунку	$\Delta\sigma_n (2 \cdot 10^6)$, МПа
Експериментально-теоретичний	68,695
Метод номінального напруження	63
Метод напруження в гарячій точці	62,95

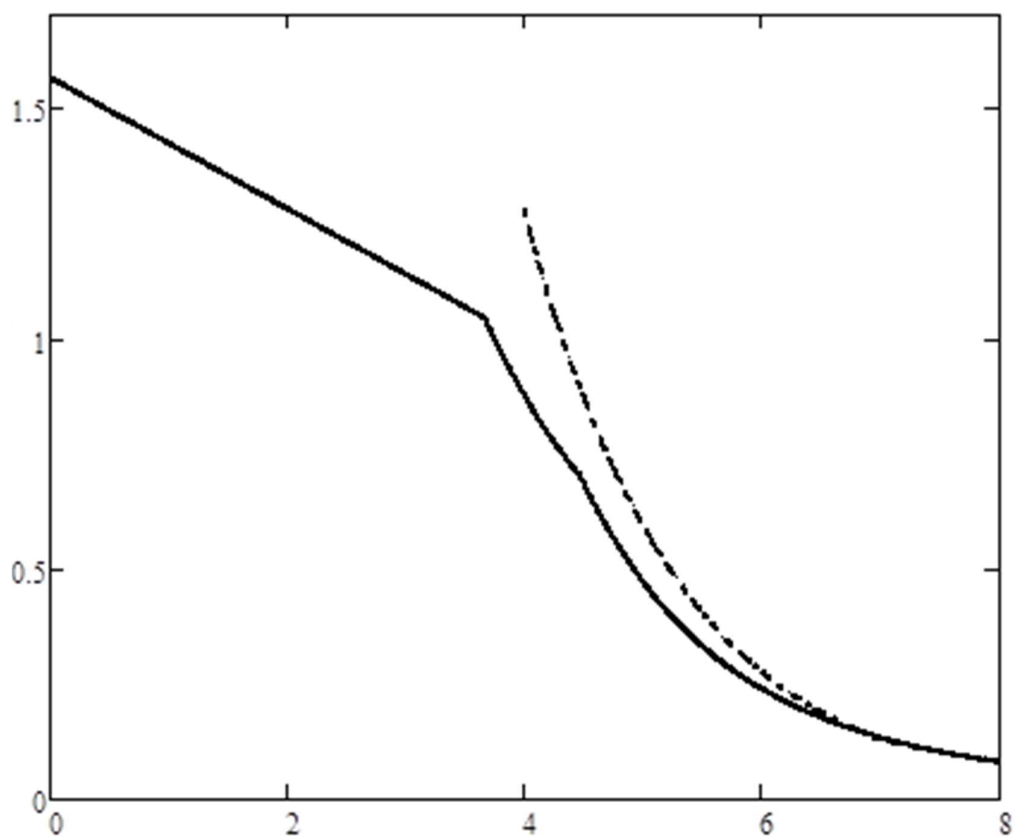


Рис. 5.3.1 - Криві втоми для розрахунку втомної міцності при нерегулярному навантаженні

5.4 Про врахування ефекту слемінгу на втомну міцність суднокорпусних конструкцій

Облік впливу слемінга на втомну міцність вузла з'єднання шпангоута і конструкцій подвійного дна проводився згідно з публікацією Міжнародного інституту зварювання. Згідно з цим документом спрощений розрахунок втомного пошкодження вузла від хвильових навантажень з урахуванням накладених високочастотних напружень, включає такі кроки:

- 1) Оцінити максимальне збільшення розмаху хвильових напружень у разі накладення високочастотної складової на базі вимірювань або розрахункових тисків від злемінгу, отриманих згідно з Правилами.
- 2) Збільшити кумулятивний розподіл розмахів хвильових напружень множенням на коефіцієнт, отриманий у п.1.
- 3) Застосувати закон лінійного підсумовування втомних пошкоджень.

Тиски від слемінгу були розраховані згідно з нормами міцності для розрахункового стану «судно в баласті». Для розрахункового стану «судно в повному вантажу» тиску від слемінгу не враховували. Розрахунок слемінгу бортом не виконували, враховуючи параметри судна в носовій частині.

Розподіл екстремальних тисків від впливу слемінга p_{sl} на днище представлено на рис. 5.4.1, де змінною x по осі абсцис позначено відстань до носового перпендикуляра.

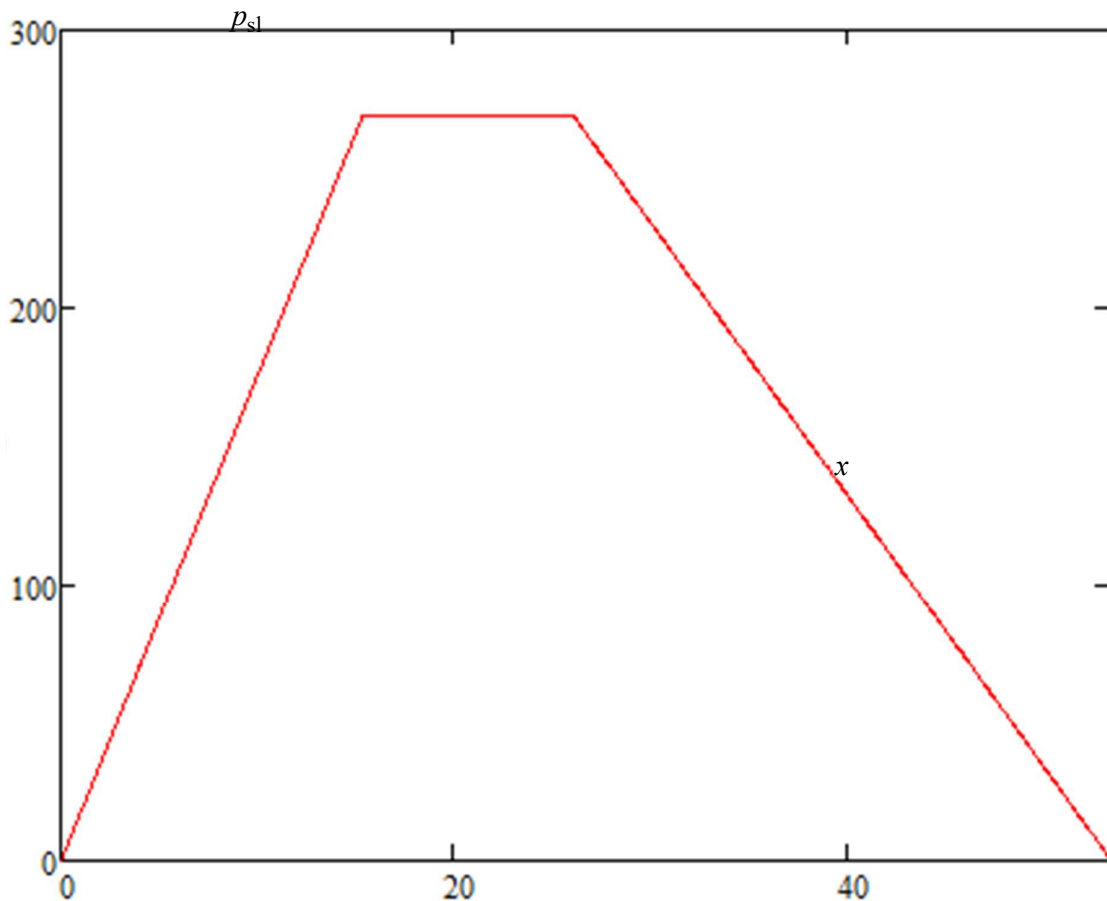


Рис. 5.4.1 – Розподіл тисків від слемінгу по довжині днища

Амплітуду максимальних хвильових тисків визначали згідно з нормами міцності морських суден. На прикладі носового трюму з проміжними шпангоутами, не доведеними до другого дна (початковий варіант конструкції бортового перекриття), визначалася амплітуда максимальних сумарних еквівалентних напружень у «гарячій точці». Розрахунки виконували аналогічно розрахунку розмахів еквівалентних сумарних напружень σ_p^Σ , результати якого подано раніше.

На малюнку 5.4.2 представлено скінченно-елементну модель відсіку з прикладеними амплітудами максимальних хвильових тисків і граничними умовами.

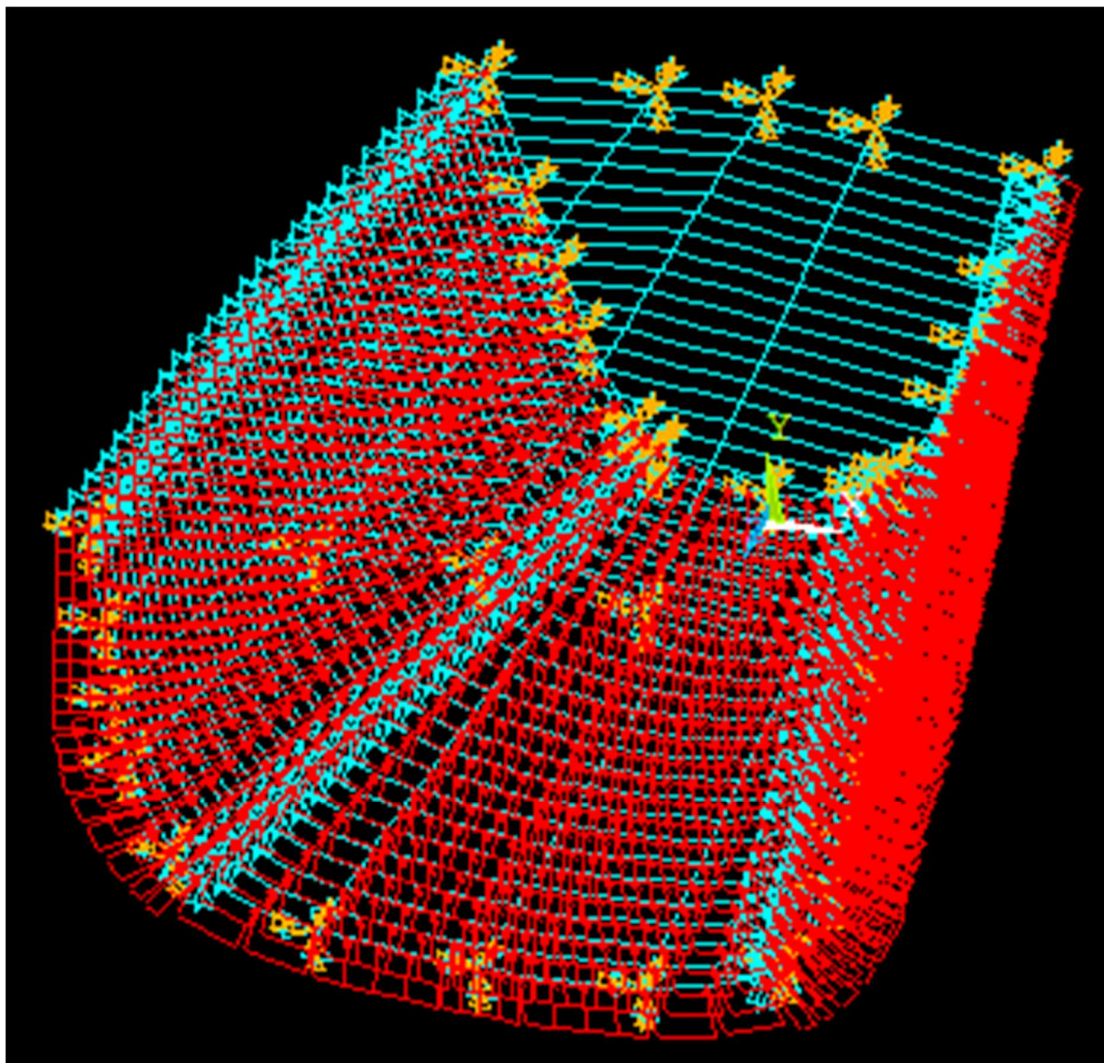


Рис. 5.4.2 - Скінченно-елементна модель відсіку з прикладеними амплітудами максимальних хвильових тисків

Таким чином, амплітуда максимального згинального моменту в «гарячій точці» від вигину перекриття для РС «судно в баласті» склала $M_{\text{пmax}} = 5,138 \cdot 10^4$ Н·м, від вигину балки - $M_{\text{бmax}} = 26387$ Н·м. Амплітуди максимальних сумарних еквівалентних напружень у «гарячій точці» склали $(\sigma_p^{\Sigma})_{\text{max}} = 136,8$ МПа.

Для розрахунку максимальних сумарних еквівалентних напружень у «гарячій точці» з урахуванням впливу слемінгу, до моделі, показаної на рис. 5.4.2, у районі днища замість амплітуд максимальних тисків прикладався тиск від слемінгу, як показано на рис. 5.4.3.

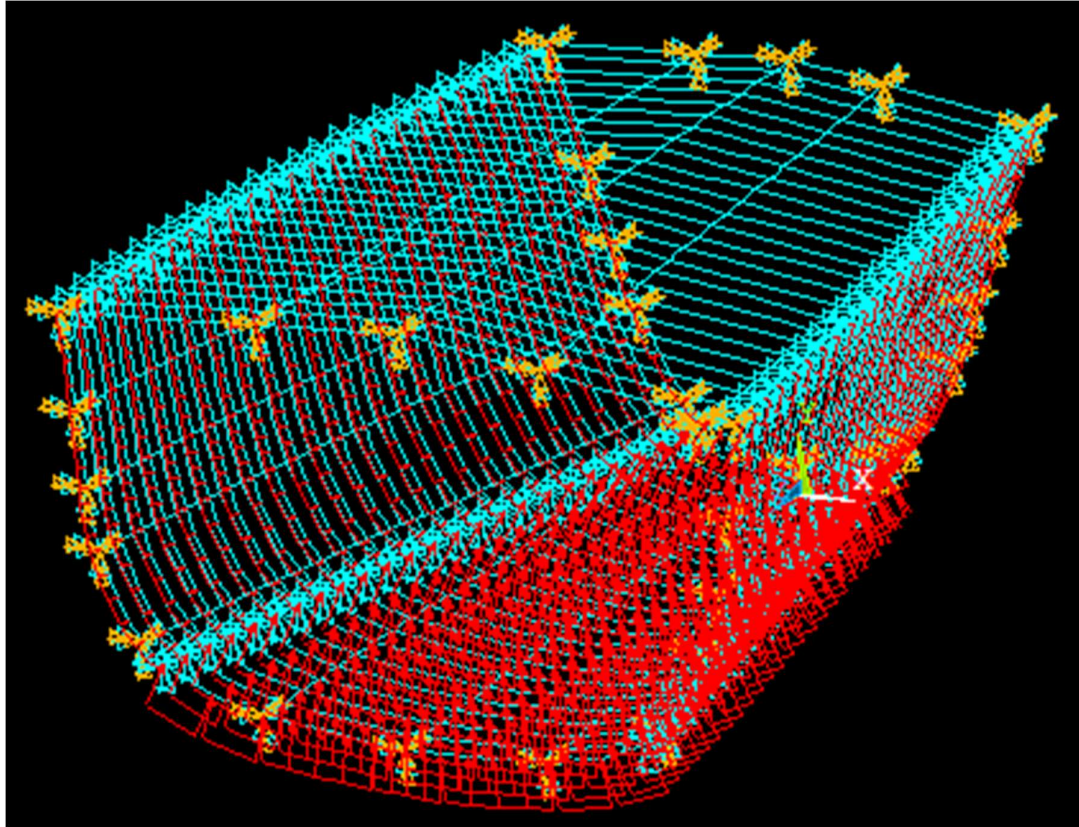


Рисунок 5.4.3 - Скінченно-елементна модель відсіку з прикладеними амплітудами максимальних хвильових тисків і тисками від слемінгу

В останньому випадку, амплітуда максимального згинального моменту в «гарячій точці» від вигину перекриття склала $(M_{max})_{sl} = 6,709 \cdot 10^4$ Н·м, від вигину балки - $M_{maxb} = 26387$ Н·м. Амплітуди максимальних сумарних еквівалентних напружень у «гарячій точці» з урахуванням тисків від злемінгу склали $(\sigma_p^{\Sigma})_{maxsl} = 164,4$ МПа.

Коефіцієнт впливу слемінгу становить $K_{sl} = 1,202$. Множення кумулятивного розподілу розмахів номінальних напруг у «гарячому струмі» для РС «судно в баласті» на цей коефіцієнт K_{sl} дасть змогу приблизно врахувати ефект злемінгу на втомну міцність вузла, що розглядається, із запасом у бік завищення. Це зумовлено тим, що насправді слемінг має місце лише в певних умовах. Затухаючі напруження в конструкціях від місцевої вібрації після впливу ударної під час такого розрахунку не враховувалися.

Зазначене вище значення K_{sl} було прийнято наближено під час розрахунку ефекту слемінга для випадків усіх конструктивних варіантів борту.

5.5 Результати розрахунку втомного пошкодження

Величини параметра масштабу довготривалого розподілу a_σ , МПа, розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячій точці» відповідно до закону Вейбулла (5.1.13) для різних варіантів конструкції бортового перекриття з урахуванням і без урахування корозійного зносу за 25 років експлуатації наведені в таблицях 5.4.1 та 5.4.2 за умов $K_{вейб} = 1,077$; $N_x = 10^3$.

Табл. 5.5.1 - Величини параметра масштабу розподілу розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячій точці» відповідно до закону Вейбулла a_σ , МПа. РС «судно в повному вантажі»

Варіант конструкції борту	Максимальні значення в районі 24-25 шп.		Значення посередині відсіку в районі 29 шп.	
	З врахув. короз. зносу	Без врахув. короз. зносу	З врахув. короз. зносу	Без врахув. короз. зносу
Вихідний	19,80	23,50	14,333	17,014
З подовженими проміжними шпангоутами	16,85	19,86	14,752	17,384
З подовженими проміжними шпангоутами та підселними бортовими стрингерами	13,73	16,26	12,64	14,97

Таблиця 5.5.2 - Величини параметра масштабу розподілу розмахів номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень у «гарячій точці» відповідно до закону Вейбулла a_σ , МПа. РС «судно в баласті»

Варіант конструкції борту	Максимальні значення в районі 24-25 шп.		Значення посередині відсіку в районі 29 шп.	
	З врахув. короз. зносу	Без врахув. короз. зносу	З врахув. короз. зносу	Без врахув. короз. зносу
Вихідний	8,39	9,96	7,79	9,24
З подовженими проміжними шпангоутами	8,38	9,87	5,85	6,90
З подовженими проміжними шпангоутами та підселними бортовими стрингерами	—	—	—	—

Величини втомного пошкодження D_1 , D_2 досліджуваного суднокорпусного вузла в районі 24-25 шп. і 29 шп. для РС «судно в повному вантажі» і «судно в баласті», відповідно, наведені в таблицях таблицях 5.5.3-5.5.6. Під час розрахунку D_2 для РС «судно в баласті» було враховано ефект слемінга. У таблицях номерами 1-3 позначено таке: 1 - вихідний варіант конструкції борту у відсіку; 2 - з подовженими до другого дна проміжними шпангоутами; 3 - з подовженими до другого дна проміжними шпангоутами і посиленням бортовим стрингером.

Табл. 5.5.3 - Величини втомного пошкодження вузла в районі 24-25 шп. для РС «судно в повному вантажі» і «судно в баласті» без урахування корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2
1	4,13	0,13	4,10	0,11	5,02	0,08
2	2,44	0,13	2,41	0,11	2,64	0,08
3	1,22	—	1,18	—	1,12	—

Табл. 5.5.4 - Величини втомного пошкодження вузла в районі 24-25 шп. для РС «судно в повному вантажі» і «судно в баласті» з урахуванням корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2
1	7,10	0,26	7,08	0,23	9,70	0,19
2	4,17	0,25	4,14	0,23	5,08	0,18
3	2,17	—	2,13	—	2,28	—

Табл. 5.5.5 - Величини втомного пошкодження вузла в районі 29 шп. для РС «судно в повному вантажі» і «судно в баласті» без урахування корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2
1	1,41	0,10	1,38	0,08	1,34	0,05
2	1,56	0,03	1,52	0,02	1,52	0,01
3	0,91	–	0,87	–	0,77	–

Табл. 5.5.6 - Величини втомного пошкодження вузла в районі 29 шп. для РС «судно в повному вантажі» і «судно в баласті» з урахуванням корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_1	D_2	D_1	D_2	D_1	D_2
1	2,52	0,19	2,48	0,17	2,74	0,13
2	2,70	0,06	2,67	0,05	2,99	0,03
3	1,64	–	1,60	–	1,61	–

Для варіанта 3 конструктивного оформлення борту, РС «судно в баласті», втомне ушкодження D_2 не розраховували, оскільки цей розрахунковий стан, як показано для двох інших варіантів конструктивного оформлення борту, не робить істотного внеску в сукупне втомне ушкодження D_{tot} .

Величини сумарного втомного пошкодження D_{tot} , а також величини прогнозованого терміну служби вузлів перетину шпангоутів із конструкціями подвійного дна T_F роки, наведено в таблицях 5.5.7-5.5.10.

Таблиця 5.5.7 - Величини сумарного втомного ушкодження і втомної довговічності вузла в районі 24-25 шп. без урахування корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки
1	4,26	5,87	4,21	5,94	5,10	4,9
2	2,57	9,73	2,52	9,92	2,72	9,19
3	1,22	20,49	1,18	21,18	1,12	22,32

Таблиця 5.5.8 - Величини сумарного втомного пошкодження і втомної довговічності вузла в районі 24-25 шп. з урахуванням корозійного зносу за 25 років

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки
1	7,36	3,4	7,31	3,42	9,89	2,53
2	4,42	5,66	4,37	5,72	5,26	4,75
3	2,17	11,52	2,13	11,74	2,28	10,96

Таблиця 5.5.9 - Величини сумарного втомного ушкодження і втомної довговічності вузла в районі 29 шп. без урахування корозійного зносу

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки
1	1,51	16,56	1,46	17,2	1,39	17,99
2	1,59	15,72	1,54	16,23	1,53	16,34
3	0,91	27,42	0,87	28,74	0,77	32,47

Таблиця 5.5.10 - Величини сумарного втомного пошкодження і втомної довговічності вузла в районі 29 шп. з урахуванням корозійного зносу за 25 років

Номер варіанту конструктивного оформлення борту	Метод номінального напруження		Метод напруження в «гарячій точці»		Експериментально-теоретичний метод	
	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки	D_{tot}	T_f , роки
1	2,71	9,23	2,65	9,43	2,87	8,71
2	2,76	9,06	2,72	9,19	3,02	8,28
3	1,64	15,24	1,60	15,63	1,61	15,53

Висновки із розділу 5

- Виконано стислий опис методів оцінки втомної міцності зварних конструктивних вузлів корпусу судна
- Встановлено величини втомного пошкодження конструктивного вузла з'єднання шангоуту із подвійним дном з врахуванням та без врахуванням корозійного зносу для трьох варіантів конструкції борту траулера. Оцінка втомного пошкодження виконувалась трьома методами.

ВИСНОВКИ

1. Виконано загальний опис проблеми втомної міцності конструкцій суден. Встановлено основні критичні райони на суднах, в яких можливо виникнення втомних тріщин. Описано заходи по запобіганню втомних тріщин на суднах.
2. Виконано опис конструктивного вузла з'єднання шпангоута із подвійним дном траулера проекту 1288
3. Встановлено величини розмахів місцевих навантажень на корпусні конструкції судна-траулера при експлуатаційному навантаженні відповідно до норм міцності морських суден.
4. Наведено загальний опис методу скінченних елементів та його основні залежності.
5. Виконано стислий опис методів оцінки втомної міцності зварних конструктивних вузлів корпусу судна
6. Встановлено величини втомного пошкодження конструктивного вузла з'єднання шпангоуту із подвійним дном з врахуванням та без врахуванням корозійного зносу для трьох варіантів конструкції борту траулера. Оцінка втомного пошкодження виконувалась трьома методами.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Литвиненко Д. Ю. Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. Вісник Одеського національного морського університету. Одеса, 2017. № 4 (53). С. 110–125.
2. Petinov S.V. In-Service Fatigue Reliability of Structures. Springer International Publishing, 2018. 201 p.
3. Korostylov, L., Lytvynenko, D., Sharun, H., Davydov, I. (2021). Improvement of construction of trawler's hull based on condition of fatigue strength providing. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4 (7 (112)), 50–59. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239159> (Scopus).
4. Нормы прочности морских судов. Ленинград: Регистр СССР, 1991.
5. Регістр судноплавства України. Правила класифікації та побудови морських суден т. 2. 2020.
6. Проектування конструктивного мідель-шпангоута суховантажних суден: Методичні вказівки / В. Г. Матвєєв, А. І. Кузнєцов, Б. М. Мартинець, Б. М. Михайлов, О. М. Узлов, М. О. Цибенко, Г. В. Шарун. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 76 с.
7. Сердюченко А. М., Лугінін О. Є., Коршиков Р. Ю., Дудченко О. М., Коршиков Ю. С. Основи теорії пружності, будівельної механіки, міцності, та вібрації суден: навчальний посібник / за ред. А. М. Сердюченка. Миколаїв: НУК, 2012. 422 с.
8. Moaveni, S. (2003) Finite Element Analysis, Theory and Application with ANSYS. Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ.