

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ  
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА  
МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ  
ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ ДЕРЖАВНОЇ  
АДМІНІСТРАЦІЇ

## **ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ**

XIV Міжнародна науково-технічна конференція

### **МАТЕРІАЛИ**

**20-21 вересня 2023 рік**

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
просп. Героїв України, 9*

Миколаїв 2023

**ОРГАНІЗАТОРИ КОНФЕРЕНЦІЇ**  
**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**МИКОЛАЇВСЬКА ОБЛАСНА ДЕРЖАВНА АДМІНІСТРАЦІЯ**  
**ДЕПАРТАМЕНТ ОСВІТИ І НАУКИ МИКОЛАЇВСЬКОЇ ОБЛАСНОЇ**  
**ДЕРЖАВНОЇ АДМІНІСТРАЦІЇ**

**ПАРТНЕРИ КОНФЕРЕНЦІЇ**

Міністерство освіти і науки України, Міністерство розвитку громад, територій та інфраструктури України; ДП «Адміністрація морських портів» (Україна); ДП «Адміністрація річкових портів» (Україна); ДП «Дослідно-проектний центр кораблебудування» (Україна); Південний науковий центр НАН України і МОН України (Україна); Головне управління Державної служби з надзвичайних ситуацій України у Миколаївській області (Україна); Національний університет «Одеська національна академія» (Україна); Одеський національний морський університет (Україна); Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка (Україна); Черкаський державний технологічний університет (Україна); Національний авіаційний університет (Україна); Компанія «АМІКО ГРУПП» (Україна); Морське інженерне бюро (Україна); АТ «Завод «Екватор» (Україна); Асоціація ветеранів Військово-морських сил України (Україна); Харбінський інженерний університет (КНР); Університет науки і технологій Цзянсу (КНР); Шаньдунський науково-технічний університет (КНР); Таджикський технічний університет ім. академіка М.С. Осими (Таджикістан); Гданьський технологічний університет (Польща); Західно-Померанський технологічний університет (Польща); Кошалінський технічний університет (Польща); Празький університет хімії і технології (Чеська республіка); Батумський навчально-навігаційний університет (Грузія); ДУ Національний антарктичний науковий центр.

**ІНФОРМАЦІЙНІ ПАРТНЕРИ**

ТОВ «Видавничий дім «Гельветика»; науковий журнал «Shipbuilding & marine infrastructure»; журнал «Судноплавство»

**Відповідальний за випуск**

Павлов Геннадій Вікторович

*Редакційна колегія не несе відповідальності за достовірність наведених даних та посилань. Матеріали публікуються в авторській редакції*

**Інновації в суднобудуванні та океанотехніці : XIV Міжнародна науково-технічна конференція : матеріали. – Миколаїв : НУК, 2023. – 756 с.**

ISBN 978-966-321-462-7

У збірнику наведені матеріали XIV Міжнародної науково-технічної конференції "Інновації в суднобудуванні та океанотехніці". Збірник становить інтерес для наукових працівників, викладачів, інженерів та студентів.

УДК УДК 001.895:629.5

**Висновки.**

1. Вузол перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору випробовує як навантаження місцевого характеру, так і від загального повздовжнього згину корпусу на хвилюванні. Таким чином, величина втомного пошкодження суттєво не змінюється.

2. Вузол перетину шпангоуту із подвійним дном випробовує лише навантаження місцевого характеру, інтенсивність яких зростає у кінцях. Цим обумовлюється зростання рівня втомного пошкодження вузла у носовій частині корпусу більш ніж у 2 рази в порівнянні з районом мідель-шпангоута.

**Література**

[1] 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>

[2] Blagojević B., Domazet Ž. Simplified procedures for fatigue assessment of ship structures. 10th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean IMAM 2002 (Rethymnon, Crete, 13th–17th May 2002). Rethymnon, 2002.

[3] Нормы прочности морских судов. Ленинград: Регистр СССР, 1991.

[4] IACS. (July 1999). Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56).

[5] DNV GL (October 2015). Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129.

[6] Hobbacher A. (Ed.). (2016). Recommendations for fatigue design of welded joints and components (IIW document IIW-2259-15 ex XIII-2460-13/XV-1440-13). Springer International Publishing.

[7] Литвиненко, Д. Ю. (2017). Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4 (53), 110–125.

[8] Fricke W., Paetzold H. (2010). Full-scale fatigue tests of ship structures to validate the S–N approaches for fatigue strength assessment. *Marine structures*, 23, 115–130

**Research of fatigue damage variation of typical structural joints of dry-cargo ship along its length**

Dmytro Lytvynenko, Leontyy Korostilyov, Vlad Sotsenko

**Annotation.** Beam models of hull structures of the dry-cargo ship has been developed. Structural loads with moderate exceeding probability level of side and double bottom structural joint and bottom longitudinal and floor structural joint are determined. Variation of fatigue damage of mentioned typical structural joints along the ship's length is determined.

**Keywords:** fatigue strength; structural joint; beam model; finite element analysis

УДК 539.4 : 629.5

**DEPENDENCIES FOR THE OPTIMAL DESIGN PARAMETERS OF THE BEAM-WEB WITH BEND OF EDGES UNDER STATIC LOAD IN ELASTIC STAGE**

**Sokov V.M.,**

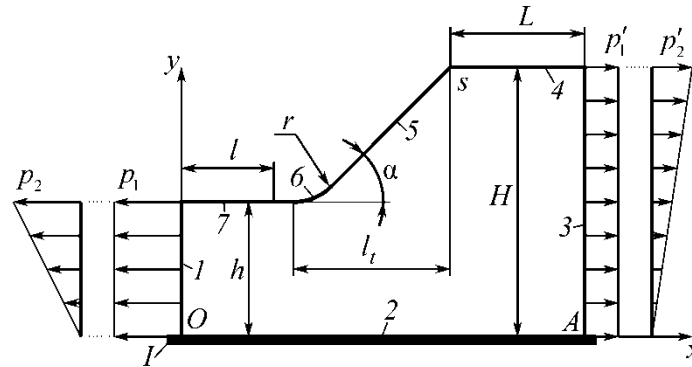
*assistant of the Department of Structural Mechanics and Ship Construction of Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Nikolaev, Ukraine,*  
*valeriy.sokov@nuos.edu.ua,*

**Abstract.** There are offered dependencies of determination of optimal design geometrical parameters of the beam-web with bend of edges. The beam-web is under static load and there are only

elastic strains takes place even in the stress raiser. The mentioned dependencies were developed on basis of expressions of the theoretical stress concentration factor for tension-compression. There are two problem statements for the optimal design is reviewed. The objective function is aimed to minimize mass and manufacturing laboriousness.

**Keywords:** optimal design, optimal parameters, objective function, minimization.

**Introduction.** In constructions there are beams with bend of axis without a free flange, which may be attached to the top curvilinear/broken edge (fig. 1).



**Fig. 1. General view of a beam with break of web without a free flange**

Such beams are affected by the axial loading  $p_1$ , caused for example by common bending of a ship hull and bending loadings  $p_2$ , caused by local deformation of grillage. For nowadays there are no systematic relations for calculation of its strain-stress state (SSS) and design. Studies were passed for tension-compression as for the most dangerous state.

In the articles [1, 2, 3] there are presented relations for theoretical stress concentration factors. In the paper [4] there are offered diagrams of optimal design parameters and (very) brutal approximating primitive formulae which can't be used in optimal design practice.

In this work there are offered relations of optimal design geometrical parameters under static external loading  $p_1$ , which cause only elastic deformation in the whole beam-web.

**Main part.** The problem statement of the optimal design of the beam-web (fig. 1) is that it is necessary to find out its optimal geometrical parameters, which provide minimum of prime cost and mass.

It is considered that there are desired/fixed quantities are relation  $H/h$  and the stress concentration factor magnitude, but varying quantities are  $\alpha$  and  $r/h$ , optimal values of which can provide minimum to some objective function. Objective function provides minimization of mass, produce time and cost and wastes. In the result of optimal investigations for tension-compression and bending there were data stored for its further handling and appropriate graphs were created.

An optimal value of the angle  $\alpha$  for the fixed values of the stress concentration factor  $k_1$  for tension-compression is possibly to define by the next relations:

$$\alpha = \left. \begin{aligned} & \left( (0,09 \ln H_h + 0,12) \operatorname{arctanh} \left( \sin \left( \left( \frac{0,33}{\ln H_h} + 2,38 \right) \cdot (k_1 - 1) \right) \right) \right), \\ & \left. \begin{aligned} & \text{якщо } H - h > r(1 - \cos \alpha) \rightarrow \text{кромка 5 існує;} \\ & (1,55H_h - 0,24)k_1 - 1,51H_h + 0,22, \quad \text{якщо } H - h > r(1 - \cos \alpha), \\ & \text{якщо } H - h \leq r(1 - \cos \alpha) \rightarrow \text{кромки 5 немає;} \end{aligned} \right\} \quad (1) \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{якщо } \alpha > \frac{\pi}{2} \rightarrow \alpha = \frac{\pi}{2}, \quad \text{якщо } \alpha < 0,1396, (8^\circ) \rightarrow \alpha = 0,1396; \\ & H_h = H/h, \quad \alpha, \text{rad.} \end{aligned} \right\}$$

An optimal value of the relative radius  $r/h$  for the fixed values of the stress concentration factor  $k_1$  for tension-compression is possibly to define by the next relations:

$$\left. \begin{aligned} \frac{r}{h} &= \frac{0,31 \tanh(1,68H_h - 1,47)}{\ln(0,83k_1)} - 0,21 \tanh(2,16H_h - 1,94), \\ \text{якщо } r/h > 1 &\rightarrow r/h = 1, \quad \text{якщо } r/h < 0,05 \rightarrow r/h = 0,05; \\ H_h &= H/h, \quad \alpha, \text{rad.} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Formulae (1), (2) are valid for the next restrictions:

$$8^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ, \quad 0,05 \leq r/h \leq 1, \quad 1,2 \leq H/h \leq 3, \quad 1,2 \leq k_1 \leq 3. \quad (3)$$

The particularity of the formulae (1) is that for the fixed stress concentration factor  $k_1$  it is not known is rectilinear edge 5 exists or no. That's why it is necessary for the fixed  $k_1$  to check the next condition

$$\left. \begin{aligned} k_1 < k_{1d} &\rightarrow \text{кромка 5 існує,} \quad k_1 \geq k_{1d} \rightarrow \text{кромки 5 немає,} \\ k_{1d} &= 0,56 \tanh\left(1,98 \frac{H}{h} - 1,477\right), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Relation for  $\alpha$  and  $r/h$  by (1) and (2) are obtained for the top limitation  $r/h \leq r_{h \max} = 1$ .

Maximum allowable stress concentration factor  $k_{\max}$ , which have to be acted in (1), (2) can be found as

$$k_{\max} = \frac{[\sigma]}{p \cdot n_k}, \quad (5)$$

where  $[\sigma]$  – allowable equivalent stresses;  $p$  – quantity  $p_1$  or  $p_2$  (fig. 1);

$n_k = 1,2$  – safe factor for the stress concentration factor.

If the magnitude of the radius  $r$  is restricted, for example due to technological conditions, the value of the angle  $\alpha$  for the fixed  $k_1, H/h, r/h$  can be calculated from the next expression

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= 16,7 \arctan \left( \frac{1,82 \cdot (k_1 - 1) \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^\beta}{\tanh\left(1,7 \frac{H}{h} - 1,2\right)} \right) \cdot \tanh\left(1,2 \frac{H}{h} - 0,5\right) \cdot \left(\frac{r}{h}\right)^\gamma, \\ \beta &= 0,7 - 0,16 \frac{h}{H}, \quad \gamma = -0,04 \frac{H}{h} - 0,25, \quad \alpha^\circ, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

which was obtained from the expression for the stress concentration factor in [1].

**Conclusions.** Thus in this paper there are presented approximate relations for optimal design geometrical parameters for two occasions: 1) optimal  $\alpha$  and  $r/h$  when there are fixed  $k_1, H/h$ ; 2) optimal  $\alpha$  when there are fixed  $k_1, H/h, r/h$ . For the 1-st occasion the top limitation  $r/h \leq r_{h \max} = 1$ . But for other limitations of  $r/h$  there will other graphs and other approximate dependencies of optimal parameters. So it's necessary to tell about one more variable  $r_{h \max}$  in addition to known which influence for the magnitudes of optimal design geometrical parameters. This problem has to be investigated in future.

### Література

[1]. Коростильов Л. І., Соков В. М. Оценка концентрации напряжений в типовых очагах конструктивных узлов корпуса судна. Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: НУК, 2008. № 5 (422). С. 11–17.

[2]. Соков В. М., Коростильов Л. І. Концентрация напряжений в типовом очаге тонкостенных конструкций. Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: НУК, 2010. № 1 (430), С. 10–16.

[3]. Соков В.М. Пружно-пластичне деформування стінки балки зі зломом кромки. Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. Одеса: «Гельветика», 2021. Том 32 (71) № 4. С. 13–23.

[4]. Соков В. М., Коростильов Л. І. Проектирование конструктивного узла корпуса судна с учетом технологических факторов. Збірник наукових праць НУК. Миколаїв: НУК, 2010. № 5 (434), С. 3–10.

### **Залежності для оптимальних проектувальних параметрів балки-стінки зі зломом кромки при статичному навантаженні у пружній області.**

Соков Валерій Миколайович, асистент кафедри будівельної механіки та конструкції корпусу корабля.

**Анотація.** Представлено залежності для визначення оптимальних геометричних параметрів балки-стінки зі зломом кромки. Балка-стінка знаходиться в умовах статичного навантаження і в ній присутні тільки пружні деформації навіть у концентраторі напружень. Згадані залежності були розроблені на основі виразів для теоретичного коефіцієнту концентрації для розтягу-стиску. Розглянуто дві проблеми оптимального проектування. Цільова функція націлена на мінімізацію маси та трудомісткості виготовлення.

**Ключові слова:** оптимальне проектування, оптимальні параметри, цільова функція, мінімізація.

УДК 629.5.012

### **РОЗРАХУНОК ПІДКРІПЛЕНЬ ПІД КОНТЕЙНЕРИ НА ПОДВІЙНОМУ БОРТІ**

**Шарун Г. В.**

*старший викладач кафедри будівельної механіки та конструкції корпусу корабля*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова*

*Україна, Миколаїв*

*grygorii.sharun@nuos.edu.ua*

**Іванов Д., Іванченко В.**

*студенти*

*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова*

*Україна, Миколаїв*

**Анотація.** Виконані розрахунки місцевої міцності подвійного борту контейнеровоза при навантаженні від контейнерів в трюмі з урахуванням прискорень в поперечному напрямі від бортової хитавиці. Розрахунки виконувались методом скінченних елементів. Розроблені рекомендації з конструювання та проектування підкріплень подвійного борту.

**Ключові слова:** контейнеровоз; обшивка борту; метод скінченних елементів; напружено-деформований стан.

**Вступна частина.** Виконано дослідження особливостей напружено-деформованого стану подвійного борту контейнеровоза при дії навантажень від контейнерів. Для проведення досліджень використовувалися розрахункові схеми при пластинчастій ідеалізації конструкцій подвійного борту з використанням методу скінченних елементів. Наведені рекомендації з конструювання та проектування підкріплень подвійного борту.

**Мета роботи.** Розробити рекомендації для моделювання підкріплень подвійного борту при дії навантажень від контейнерів на борт.

*Наукове видання*

## **ІННОВАЦІЇ В СУДНОБУДУВАННІ ТА ОКЕАНОТЕХНІЦІ**

XIV Міжнародна науково-технічна конференція

**Матеріали**

20-21 вересня 2023 рік

*Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
просп. Героїв України, 9*

*(українською і англійською мовами)*

Відповідальний за випуск *Г. В. Павлов*  
Комп'ютерне верстання *В. В. Коровченко*

---

Формат 60×84/8. Ум. друк. арк. 85,6. Тираж 150. Зам. № 0709-30  
Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування  
імені адмірала Макарова  
просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025  
E-mail : [publishing@nuos.edu.ua](mailto:publishing@nuos.edu.ua)  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.