

*М.Р. Ткач, Ю.М. Галинкін, Ю.Г. Золотий, А.А. Монахов, В.В. Нестеренко, А.С. Познанський*

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИНАМІЧНОЇ МІЦНОСТІ ГЛУШНИКА ДВИГУНА

Форми власних коливань та відповідні їм частоти відносять до параметрів динамічної міцності, визначення яких дозволяє рекомендувати безпечні режими роботи досліджуваної деталі, виділяти небезпечні зони, що утворюються внаслідок дії динамічних навантажень, а також форми власних коливань є основою для подальших розрахунків на міцність. Робота присвячена визначенню параметрів динамічної міцності елементу системи зменшення шуму дизельного двигуна. Досліджуваний елемент є циліндричною деталлю діаметром 117 мм з 8 отворами у бічній поверхні, кожен з яких має діаметр 21,6 мм, висота циліндру 86 мм, товщина стінки 2,48 мм. Отвори виконані у два ряди по чотири в кожному на рівній кутовій відстані, ряди зміщені по колу один відносно одного на  $45^\circ$ . Для визначення форм власних коливань спочатку було створено віртуальну модель, у програмному комплексі SolidWorks та порівняно її спектр форм власних коливань з даними експериментальних досліджень. При цьому експериментальні дослідження проведено методом спеклінтерферометрії реального часу, оптична схема та обладнання, що реалізують цей метод захищено патентами України. У діапазоні частот 0...7 кГц отримано 12 форм власних коливань. Проведений порівняльний аналіз між розрахунковими та експериментальними даними свідчить про коректність моделювання: середньоквадратичне відхилення становить 0,14 %. Для форм коливань виконано порівняльний аналіз, визначено що кількість пар осейових (медіальних) ліній в зазначеному діапазоні змінюється від 2 до 6, колових (нормальних) від 0 до 2. Для досліджуваного об'єкта визначено характер розподілення напружень та переміщень в умовах статичних та динамічних навантажень. При дії зовнішнього навантаження у вигляді рівномірно розподіленого тиску значення 1 МПа на внутрішню поверхню максимальне значення напружень (Von Mises) досягає 112 МПа для вузла № 16796, при додаванні динамічної складової для цього ж елемента значення напружень збільшується до 609 МПа для цього ж елемента, при цьому частота коливань складає 2910 Гц. Максимальне значення переміщень вздовж вісі, перпендикулярній вісі обертання, при статичному навантаженні складає 0,02 мм для вузла № 8969, при динамічному 0,44 мм для цього ж вузла.

**Ключові слова:** форма коливань; частота коливань; експериментальні дослідження; комп'ютерне моделювання; циліндрична деталь.

### Вступ

Оболонкові деталі широко розповсюджені у сучасній техніці, використовуються при створенні резервуарів, трубопроводів, ємностей і багатьох інших виробів. Дуже часто при експлуатації подібні вироби піддаються не тільки статичним, а й динамічним навантаженням викликаним зовнішніми та внутрішніми зусиллями, а також вібраційним навантаженням. При роботі оболонкових деталей можливе співпадіння зовнішніх коливань з частотою власних коливань виробу, що веде до різкого збільшення амплітуди, утворює додаткові напруження, які, разом зі статичними, можуть привести до руйнування виробу. Тому визначення частот і форм коливань об'єктів є актуальною задачею сьогодні, для вирішення якої використовується ряд експериментальних і теоретичних методів.

### Аналіз попередніх досліджень

Вивченню форм коливань присвячена робота [1], в якій йдеться про тонкостінні конструкції, які зазнають впливу динамічних навантажень, що призводить до виникнення деяких вібрацій, а також обговорюється ряд питань, пов'язаних із розповсюдженням плоских гармонійних хвиль у круглому циліндрі. Визначенню власних коливань паль, що занурюються, присвячена робота [2], де визначено рівняння власних частот занурених паль, отримані завдяки використанню частотної характеристики гар-

монічної розгортки спектру коливань. Крутильні коливання кругового циліндра із прикріпленою до нього розділювальною пластиною в ламінарному потоці визначенні в роботі [3].

Визначення власних частот і форм коливань активно проводиться у складних системах, як судно та енергетична установка. Так у роботі [4] показано вплив власних частот валопроводу на шум та вібрацію пропульсивної силової установки. Окремо вплив поздовжніх та поперечних коливань гребного валу та корпусу підводного човна показаний в роботі [5]. У роботі [6] досліджено механізм гасіння вібрації лопаті, що обертається, зі з'єднанням «ластівчин хвіст». Обговорюється вплив параметрів системи (таких як швидкість обертання, коефіцієнт тертя, кут установки шипа) та рівня збудження на характеристики демпфування лопаток відповідно.

Експериментальне та чисельне дослідження частотних характеристик ударного навантаження автономного підводного апарату циліндричної форми при вході у воду проведено у роботі [7]. Для вивчення динамічної реакції конструкції транспортного засобу на ударне навантаження був використаний модальний аналіз у поєднанні з методом визначення спектра коливань ударної реакції (SRS).

У роботі [8] наведено огляд технічної літератури, присвяченої зміні вібраційних властивостей будівельних конструкцій при зміні температурних

умов. Більшість цих досліджень зосереджено на змінах частот власних коливань складних конструкцій при температурному впливі, змінах форм коливань і демпфуванні, а також на впливі зміни типу конструкцій на характеристики коливань. Не дивлячись на розвиток теоретичних моделей [9], для технічних виробів визначення коливань експериментально лишається актуальним для ряду виробів. Наприклад в системах пружин, що застосовується у вібраційному ситі [4], результати модального аналізу дозволяють порівнювати та визначати найбільш ефективні між гвинтовими та тарілчастими пружинами. А також при визначенні вібраційних характеристик виробів складної геометричної форми, як турбінні лопатки [10, 11, 12], чи гідро крила [13].

### Методика проведення досліджень

Резонатор глушника двигуна також відноситься до оболонкових деталей, його спроектовано у вигляді полого циліндру діаметром 117 мм з 8 отворами у бічній поверхні, кожен з яких має діаметр 21,6 мм, висота циліндру 86 мм, товщина стінки 2,48 мм. Отвори розміщено у два ряди, кут між отворами в ряду становить  $90^\circ$ , кут між рядами  $45^\circ$ . Матеріал – конструкційна AISI 316: модуль пружності  $E=193$  ГПа, коефіцієнт Пуассона  $\nu=0,27$ , щільність  $\rho=8000$  кг/м<sup>3</sup>. Відстань від осі бічного отвору до нижньої торцевої поверхні 34,5 мм.

Для визначення параметрів динамічної міцності створено віртуальну модель виробу у програмному комплексі SolidWorks. Зовнішній вигляд досліджуваного об'єкта та розробленої моделі показано на рис.1.

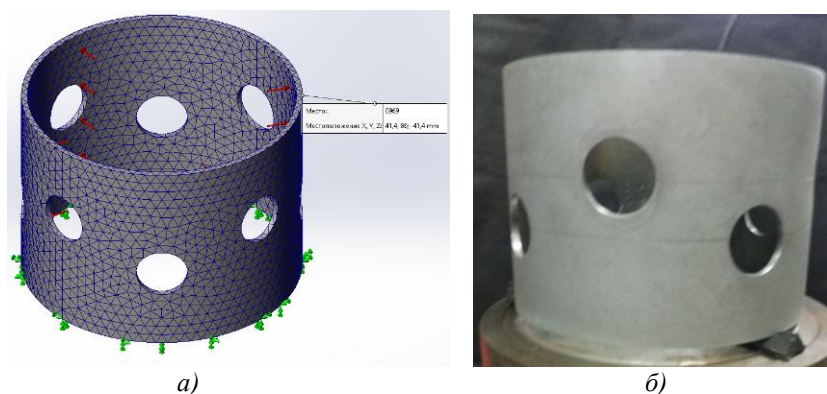


Рис. 1. Віртуальна модель деталі, розроблена в SolidWorks (а) та загальний досліджуваного об'єкта (б)

Експериментальне визначення спектру коливань фізичної моделі проведено методом спеклінтерферометрії [14]. Суть методу полягає в опроміненні досліджуваного об'єкта когерентним пучком світла, який розділено на два потоки. Один з потоків віддзеркалюється від досліджуваного об'єкта та потрапляє на об'єктиві цифрової відеокамери, паралельний потік світла спрямовується на той же об'єктиві оминаючи досліджуваний об'єкт. При цьому, другий потік світла проходить через матове скло, що дозволяє подрібнити його на велику кількість спеклів без зміни довжини хвилі світлового опромінення. Тобто на об'єктиві відеокамери фізично складуються два потоки когерентного опромінення, зміщені один відносно одного пропорційно зміщенню поверхні досліджуваного об'єкту, відеокамера при цьому під'єднана до комп'ютерного блоку, та працює у режимі реального часу. В цей час на екрані монітора формується зображення об'єкту, що складається з великої кількості спеклів, яскравість кож-

ного спекла при цьому пропорційна зміщенню невеличкої ділянки (одного спеклу) зображення досліджуваного об'єкта. Максимальна яскравість спеклів відповідає відсутності зміщення, або зміщенню на довжину хвилі опромінення чи кратну їй величину, мінімальна яскравість – зміщенню на половину довжини хвилі опромінення, або кратному напівперіоду зміщення.

Сам досліджуваний об'єкт піддають дії вібраційного навантаження, яке здійснює п'єзокерамічним збуджувач діаметром 9 мм. Вібраційний сигнал відтворюється у генераторі коливань з цифровим керуванням, частота та форма сигналу задається оператором.

Отримане зображення характеризується наявністю ряду вузлових ліній, тобто ліній відсутності механічних фронтальних зміщень, та зон максимальних зміщень. Зображення форм коливань, отримані експериментально у діапазоні 0...7000 Гц, наведені на рис. 2.

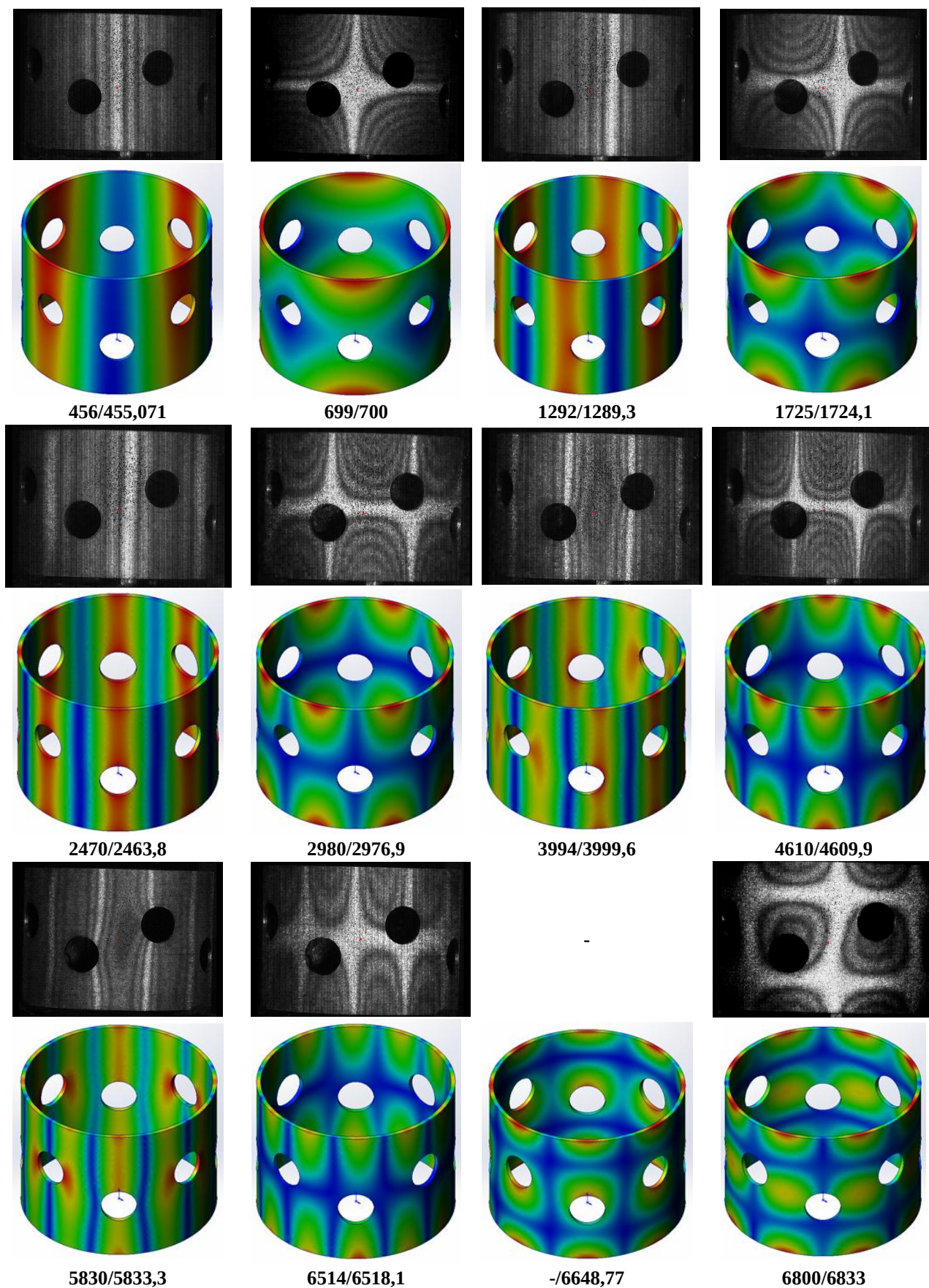


Рис. 2 Форми коливань досліджуваного об'єкта  
(непарні ряди визначено експериментально, парні – отримано шляхом моделювання)



Після проведення експериментального дослідження було розроблено віртуальну модель у програмному комплексі Solidworks. Данні спрощеної віртуальної моделі: тип сітки – сітка на твердому тілі, використовуване розбиття – сітка на основі змішаної кривизни, точки Якобіана для сітки високої якості – 16 пікселів, максимальний розмір елемента 4,86389 мм, мінімальний розмір елемента 4,86389 мм, якість сітки: висока, всього вузлів 16913, всього елементів 8096, максимальне співвідношення сторін 4,7645, відсоток елементів із співвідношенням сторін менше трьох – 99,6 %, відсоток елементів із співвідношенням сторін більше десяти – 0 %.

Для досліджуваного об'єкта експериментально

визначено спектр коливань та порівняно його з даними теоретичних розрахунків. У діапазоні 0...7 кГц отримано одинадцять форм коливань експериментально та дванадцять форм шляхом моделювання. При цьому середньоквадратична похибка становить 3,42 Гц або 0,14 %, що свідчить про високу достовірність розрахункових значень та прийнятну адекватність математичної моделі.

Розподіл форм за кількістю колових (нормальних) вузлових ліній  $n$  показано на рисунку 3, б. Кількість осьових вузлових (медіальних) ліній  $m$  змінюється з 2 пар на частоті 456 Гц до 6 пар на частоті 5830 Гц. При цьому кількість колових (нормальних) вузлових ліній  $n$  змінюється від 0 для діапазону 456...5830 Гц,  $n=1$  у діапазоні 700...6520 Гц,  $n=2$  у діапазоні 6548...7000 Гц.

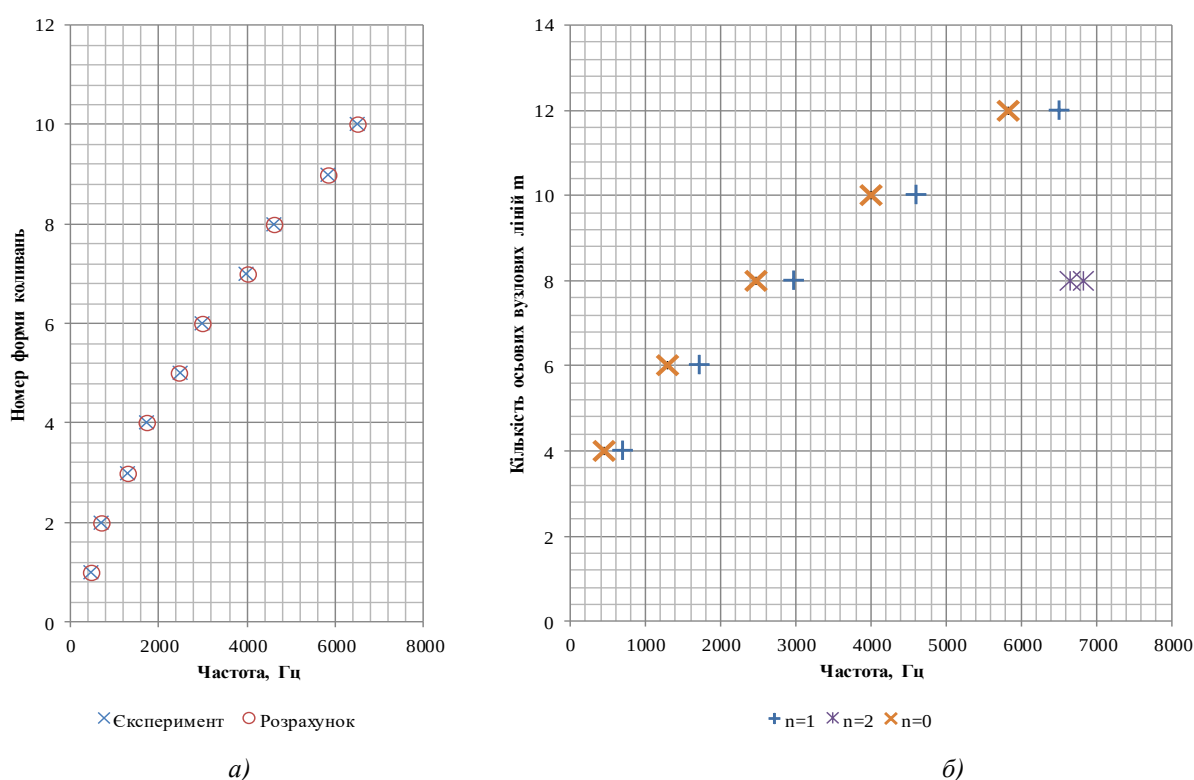


Рис. 3. Розподіл форм коливань досліджуваного виробу за частотою (а) та кількістю вузлових ліній (б)  
\*де  $n$  – кількість колових (нормальних) вузлових ліній

Визначення спектру коливань дозволяє провести верифікацію математичної моделі виробу та отримати параметри міцності виробу в умовах динамічних навантажень. Моделювання роботи досліджуваного об'єкта виконано в програмному комплексі Solidworks, додаток Simulations. Для цього спочатку проведено визначення напружень та переміщень в умовах статичних навантажень. В розробленій математичній моделі змінено тип граничних

умов, а саме замінено вільне розташування у просторі на жорстку фіксацію нижньої поверхні циліндру, та прикладений тиск 1 МПа до внутрішньої циліндричної поверхні перпендикулярно ній в напрямі від осі обертання циліндру до зовнішньої поверхні. Характер діючих напружень (Von Mises) та переміщень показано на рис. 4, характер прикладених навантажень та граничні умови відповідають умовам роботи досліджуваного об'єкту.

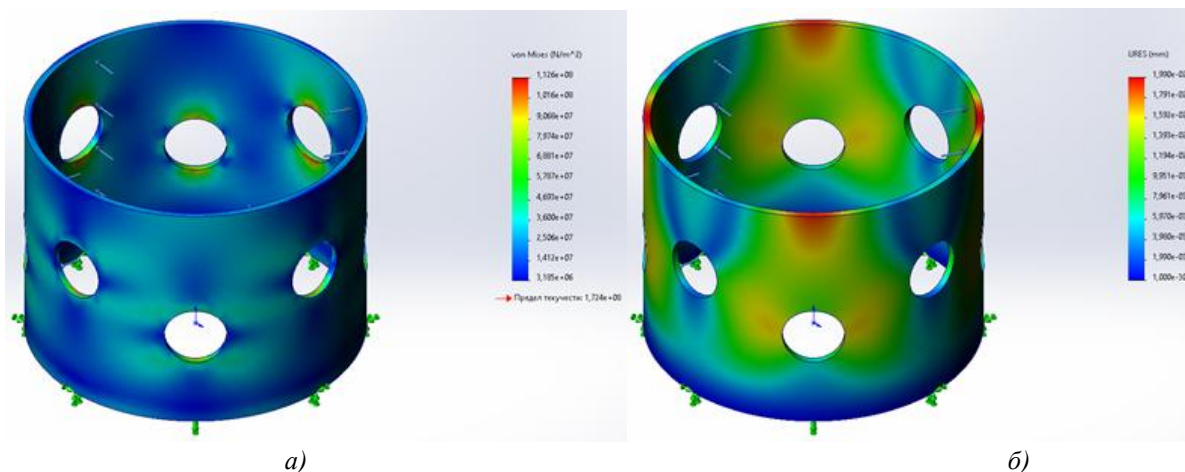


Рис. 4. Епюри напружень (а) та переміщень (б) при статичному навантаженні 1 МПа

З рисунку видно, що найбільші значень напружень знаходяться близько бічних отворів на осі, паралельній осі обертання і досягає значення 111,93 МПа для елемента № 16796 (координати  $x=56,005$  мм,  $y=62,274$  мм,  $z=0,749$  мм). При цьому, переміщення в напрямку осі, що перпендикулярна осі обертання (вісь UX), складає  $1,99 \times 10^{-2}$  мм для елемента № 8969 (координати  $x=41,366$  мм,

$y=86,274$  мм,  $z=41,366$  мм), а значення URES переміщень для цього ж елемента – 0,0195 мм.

Після чого визначено аналогічні параметри: напруження та переміщення в умовах динамічних навантажень. Для цього використано вкладку «лінійна динаміка», тип розрахунку – «модальний аналіз», рис.5.

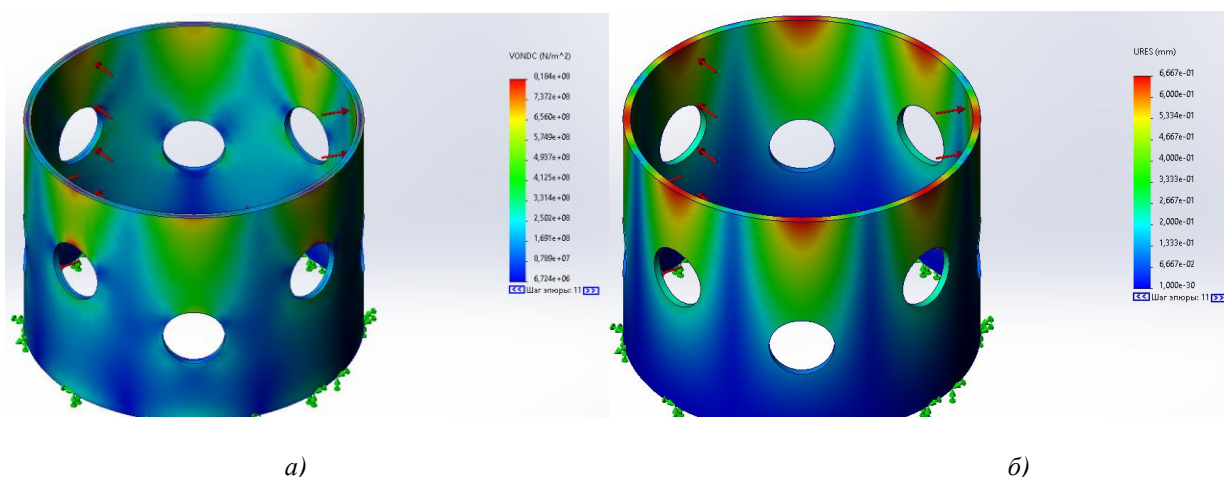


Рис. 5. Епюри напружень (а) та переміщень (б) при тиску 1 МПа на частоті 2910 Гц

У діапазоні 0...7 кГц найбільших значень напруження та переміщення для зазначених раніше вузлів набувають при частоті 2910 Гц. Переміщення вузла № 8969 становить 0,44 мм, вздовж осі UX, рис.6. Значення URES переміщень для цього ж вузла – 0,65 мм. При цьому коефіцієнт демпфування становить 0,33.

Напруження (Von Mises) для вузла № 16796 становить 609 МПа, що значно перевищує значення напружень при статичному навантаженні, хоча знаходиться у межах допустимих значень для застосовуваного матеріалу (для використовуваного матеріалу, сталі AISI 316, межа міцності 680 МПа), рис. 7.

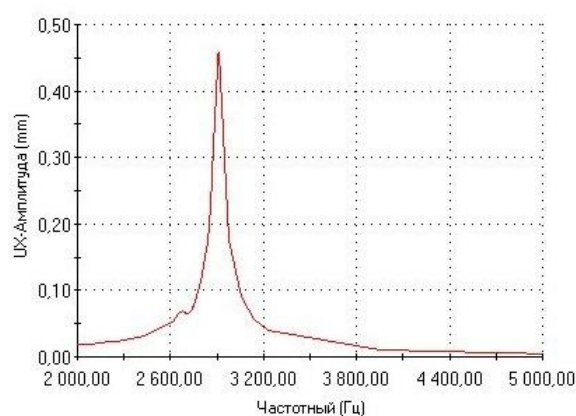


Рис. 6. Амплітуда переміщення вузла №8969

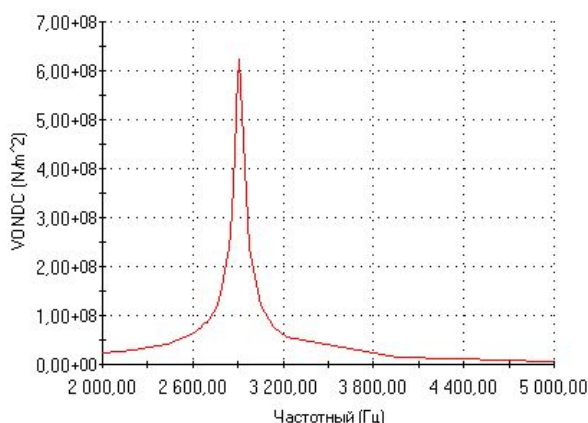


Рис. 7. Напруження (Von Mises) для вузла № 16796

Відношення напружень (Von Mises) в умовах динамічного та статичного навантажень становить близько 5,4, відношення переміщень в напрямку вісі, що перпендикулярна осі обертання – 32,67.

### Висновки

1. Експериментально та теоретично виявлено дванадцять форм коливань досліджуваного об'єкту – труби діаметром 117, товщиною стінки 2,48, високою 86 мм у діапазоні 0-7 кГц, використано метод спклінтерферометрії реального часу.

2. Використовуючи метод комп'ютерного моделювання, у програмному комплексі Solidworks створено цифрову модель об'єкту досліджень. Визначено форми власних коливань моделі у діапазоні 0-7 кГц, що дозволило уточнити перелік власних форм коливань. Середньоквадратичне відхилення становить 3,42 Гц або 0,14 %.

3. Визначено епюри розподілення напружень та переміщень досліджуваного об'єкту в умовах статичного та динамічного навантажень. Максимальне значення напружень (Von Mises) при статичному навантаженні складає 112 МПа для вузла № 16796, при динамічному – 609 МПа для частоти 2910 Гц для того ж вузла.

### Список літератури:

1. Armenakas, A. *Vibrations of Circular Cylindrical Shells* / A. E. Armenakas, D. C. Gazis, G. Herrmann. – 1969, 254 P.
2. Wei, K. An improved HSFR method for natural vibration analysis of an immersed cylinder pile with a tip mass / K. Wei, W. Yuan, N. Bouaanani, C. Chang // *Theoretical & applied mechanics letters*. – 2012. – no.2, 023002. DOI:10.1063/2.1202302.
3. Zhang, M. Torsional vibration of a circular cylinder with an attached splitter plate in laminar flow / M. Zhang, Xu Wang, O. Øiseth // *Ocean Engineering*. – 2021. – Volume 236(6), 109514. DOI:10.1016/j.oceaneng.2021.109514.
4. Ravindra, B. A Theoretical Investigation of Natural Frequencies of Vibration and Noise Due to Engine and Propeller Systems of an Ultra Large Crude Carrier (ULCC) B. I. Ravindra, B. K. Saxena, Md. A. J. Khan // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active*

- ControlVolume*. – 2010. – no. 29, Issue 1, P. 41 – 53. DOI:10.1260/0263-0923.29.1.41.
5. Chenhttps, F. Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency / F. C., Y. Chen H. Hua // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2020. – Volume 39, Issue 2, P. 258-279. DOI:10.1177/1461348419846722.
  6. Li, C. A study on the vibration dissipation mechanism of the rotating blade with dovetail joint / C. Li, Z. Shen, Z. Chen H. She // *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. – 2021. – Volume 40, Issue 3, P. 1271-129. DOI:10.1177/1461348420985339.
  7. Shi, Y. Experimental and numerical investigation of the frequency-domain characteristics of impact load for AUV during water entry / Y. Shi, X. Gao, G. Pan // *Ocean Engineering*. – 2020. – Volume 202, 107203. DOI:10.1016/j.oceaneng.2020.107203.
  8. Xia, Y. Temperature effect on vibration properties of civil structures: A literature review and case studies (Review) / Y. Xia, B. Chen, S. Weng, Y.-Q. Ni, Y.-L. Xu // *Journal of Civil Structural Health Monitoring*. – 2012. – Volume 2, Issue 1, P. 29-46. DOI:10.1007/s13349-011-0015-7.
  9. Brincker, R. *Introduction to Operational Modal Analysis* Wiley / R. Brincker, C. E. Ventura / India, Chennai: SPi Global, 2015. – 376 P. DOI:10.1002/9781118535141.
  10. Экспериментальное исследование собственных колебаний толстостенной цилиндрической оболочки методом голографической интерферометрии / А.Я. Григоренко, Ю.Г. Золотой, А.П. Пригода, И.Ю. Жук, В.В. Хоришко // *Математичні методи та фізико-механічні поля*, №3, 2012. – С. 93–98.
  11. Дослідження квазістатичних деформаційних твердих тіл методом голографічної інтерферометрії у реальному часі / Ю.Золотий, В. Сипко, І.Жук // *Технічні вісті*, №1, 2007. – С. 88-89.
  12. Дослідження термічних деформацій паяних елементів конструкцій методом голографії і спеклінтерферометрії / В.М. Будаєв, В.М. Січко, Ю.Г. Золотий, А.В. Лабарткава // *Вісник київського університету*, №5, 2003. – С. 21-27.
  13. Chae, E.J. Numerical and experimental investigation of natural flow-induced vibrations of flexible hydrofoils / E.J. Chae, D. T. Akcabay, A. Lelong, J.A. Astolfi, Y.L. Young // *Physics of fluids Volume 28*, Issue 7, 2016. – 075102. DOI:10.1063/1.4954785Corpus ID: 124731876.
  14. Пам. UA 146326 Україна. Пристрій з підвищеною заводсьтійкістю для дослідження коливань конструкцій методом електронної спеклінтерферометрії [Текст] / М. Р. Ткач, Ю. Г. Золотий, А. Ю. Проскурін, Ю. М. Галинкін, І. Ю. Жук, В.С. Ключник. - № u202006205 ; заявл. 25.09.2020; опубл. 10.02.2021. – Бюл. № 6

### Bibliography (transliterated):

1. Armenakas, A. E., Gazis, D. C. (1969), "Vibrations of Circular Cylindrical Shells", 254 P.
2. Wei, K., Yuan, W., Bouaanani, N., Chang C. (2012), "An improved HSFR method for natural vibration analysis of an immersed cylinder pile with a tip mass", *Theoretical & applied mechanics letters*, No.2, 023002. doi:10.1063/2.1202302.
3. Zhang, M., Wang, Xu, Øiseth, O. (2021), "Torsional vibration of a circular cylinder with an attached splitter plate in laminar flow", *Ocean Engineering*, Vol. 236(6), 109514. doi:10.1016/j.oceaneng.2021.109514.
4. Ravindra, B., Saxena, B. K., Khan, Md. A. J. (2010), "A Theoretical Investigation of Natural Frequencies of Vibration and Noise Due to Engine and Propeller Systems of an Ultra Large Crude Carrier (ULCC)", *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* Volume, No. 29, Is. 1, P. 41 – 53. doi:10.1260/0263-0923.29.1.41.
5. Chenhttps, F., Chen, Y., Hua, H. (2020), "Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency", *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, Vol. 39, Is. 2, P. 258-279. doi: 10.1177/1461348419846722.
6. Li, C., Shen, Z., Chen, Z., She, H.

(2021), "A study on the vibration dissipation mechanism of the rotating blade with dovetail joint", *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, Vol. 40, Is. 3, P. 1271-129. doi: 10.1177/1461348420985339. 7. Shi, Y., Gao, X., Pan, G. (2020), "Experimental and numerical investigation of the frequency-domain characteristics of impact load for AUV during water entry", *Ocean Engineering*, Vol. 202, 107203. doi: 10.1016/j.oceaneng.2020.107203. 8. Xia, Y., Chen, B., Weng, S., Ni, Y.-Q. Xu, Y.-L., (2012), "Temperature effect on vibration properties of civil structures: A literature review and case studies(Review)", *Journal of Civil Structural Health Monitoring*, Vol. 2, Is. 1, P. 29-46. doi:10.1007/s13349-011-0015-7. 9. Brincker, R., Ventura, C. E. (2015), "Introduction to Operational Modal Analysis Wiley", India, Chennai: SPi Global, 376 P. doi:10.1002/9781118535141. 10. Grigorenko, A. Ya., Zolotoy, Yu. G., Prigoda, A. P., Zhuk, I. Yu., Khoryshko, V. V. (2012), "Experimental study of natural oscillations of a thick-walled cylindrical shell by the method of holographic interferometry", *Mathematical methods and physical and mechanical*

fields ["Jeksperimental'noe issledovanie sobstvennykh kolebaniy tolstostennoj cilindricheskoj obolochki metodom golograficheskoy interferometrii", *Matematychni metody ta fizyko-mexanichni polya*], No3, P. 93-98. 11. Zoloty, Yu., Sypko, V., Zhuk, I. (2010), "Investigation of quasi-static deformable solids by the method of holographic interferometry in real time", *Technical News* ["Doslidzhennya kvazistatychnykh deformacijnykh tverdykh til metodom golografichnoyi interferometriyi u real'nomu chasi", *Texnichni visti*], No. 1, P. 88-89. 13. Chae, E.J., Akcabay, D.T., Lelong, A., Astolfi, J.A., Young Y. L. (2016) "Numerical and experimental investigation of natural flow-induced vibrations of flexible hydrofoils", *Physics of fluids* Vol. 28, Is. 7, 075102. doi:10.1063/1.4954785. 14. Tkach, M. R., Zoloty, Yu. G., Proskurin, A. Yu., Halinkin, Yu. M., Zhuk, I. Yu., Klyuchnyk, V. S. (2021), "Device with increased noise immunity for studying structural vibrations by the method of electron speckle interferometry", *Pat. UA 146326 Ukraine* ["Pry'strij z pidvyshhenoyu zavodostikistyu dlya doslidzhennya kolyvan' konstrukcij metodom elektronnoyi speklinferometriyi" *Pat. UA 146326 Ukrayina*], No u202006205, appl. 25.09.2020, publ. 10.02.2021, Bull. No. 6.

Надійшла до редакції 15.05.2025 р.

**Ткач Михайло Романович** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: mykhaylo.tkach@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0003-4944-7113>.

**Галинкін Юрій Миколайович** – кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: yurii.galynkin@nuos.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0001-5272-4156>.

**Золотий Юрій Григорович** – завідувач лабораторії кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: goldspekl@ukr.net, <http://orcid.org/0000-0001-6292-6624>.

**Монахов Андрій Анатолійович** – аспірант кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: Monachow88@gmail.com, <http://orcid.org/0009-0000-8525-0102>.

**Нестеренко Вікторія Валентинівна** – доцент кафедри енергетичного машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Первомайськ, Україна, e-mail: vik6462@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0002-5570-3059>.

**Познанський Андрій Станіславович** – доцент кафедри інженерної механіки та технології машинобудування, Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Миколаїв, Україна, e-mail: andrii.poznanskyi@nuos.edu.ua, <http://orcid.org/0000-0003-4351-7504>.

## DETERMINATION OF DYNAMIC STRENGTH PARAMETERS OF ENGINE SILENCER

**M.R. Tkach, Yu.M. Halinkin, Yu.G. Zoloty, A.A. Monakhov, O.A.Kostrikov**

The forms of natural oscillations and their corresponding frequencies are referred to the parameters of dynamic strength, the determination of which allows us to recommend safe operating modes of the studied part, to identify dangerous zones formed as a result of the action of dynamic loads, and the forms of natural oscillations are the basis for further calculations on strength. The work is devoted to determining the parameters of dynamic strength of the element of the diesel engine noise reduction system. The studied element is a cylindrical part with a diameter of 117 mm with 8 holes in the side surface, each of which has a diameter of 21.6 mm, a cylinder height of 86 mm, a wall thickness of 2.48 mm. The holes are made in two rows of four in each at an equal angular distance, the rows are offset by 45° along the circumference relative to each other. To determine the forms of natural oscillations, a virtual model was first created in the SolidWorks software package and compared with the data of experimental studies. At the same time, experimental studies were conducted using the real-time speckle interferometry method, the optical circuit and equipment that implement this method are protected by patents of Ukraine. In the frequency range of 0...7 kHz, 12 forms of natural oscillations were obtained. The comparative analysis between the calculated and experimental data indicates the correctness of the modeling: the root mean square deviation is 3.42 Hz or 0.14%. A comparative analysis was performed for the forms of oscillations, and it was determined that the number of axial (breathing) lines in the specified range varies from 4 to 12, circular (flexural) from 0 to 2. For the studied object, the nature of the distribution of stresses and displacements under static and dynamic loads was determined. When an external load of 1 MPa is applied to the inner surface, the maximum value of the stresses (Von Mises) reaches 112 MPa for node No. 16796, when adding a dynamic component for the same element, the value of the stresses increases to 609 MPa for the same element, with the oscillation frequency being 2910 Hz. The maximum value of displacements along the axis perpendicular to the axis of rotation under static loading is 0.02 mm for node No. 8969, and 0.44 mm under dynamic loading.

**Keywords:** oscillation form; oscillation frequency; experimental studies; computer modeling; cylindrical part.