

**А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. В. ЗАВОРОТНИЙ, С. В. КУЦЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА,
І. Є. КЛОЧКОВ, М. А. ТКАЧУК, О. І. ЗІНЧЕНКО, Р. П. ДЕРЕВ'ЯНКІН**

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ТОРСІОННОГО ВАЛА ІЗ ШЛІЦЕВОЮ ВТУЛКОЮ ПРИ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ ДЕФОРМАЦІЯХ

Торсіонні вали є основним пружним елементом систем підресорювання значної кількості транспортних засобів. Для моделювання їх реакції на дію крутного моменту аналізується напружено-деформований стан із урахуванням контактної взаємодії із шлицевою втулкою. Установлені особливості розподілу контактної тиску між цими тілами. Визначено характер концентрації напружень у шлицевих впадинах головки вала. Розроблені моделі та методи досліджень, які дають можливість розробляти рекомендації стосовно проектних рішень при проектуванні систем підресорювання транспортних засобів. Визначені чинники, які визначають міцність торсіонного вала за значень діаметрів головки торсіонного вала, що близькі до діаметрів стебла торсіонного вала. У випадку, що розглядається, це, у першу чергу, – міцність головки торсіонного вала. Зокрема, установлено, що при операціях виготовлення виникають значні пластичні деформації та контактні навантаження у головках торсіонних валів. Цей чинник є визначальним при обґрунтуванні проектних параметрів торсіонних валів.

Ключові слова: торсіонний вал; контактна взаємодія; напружено-деформований стан; пружно-пластичне деформування; система підресорювання.

**А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ЗАВОРОТНЫЙ, С. В. КУЦЕНКО, М. С. САВЕРСКАЯ,
И. Е. КЛОЧКОВ, Н. А. ТКАЧУК, Е. И. ЗИНЧЕНКО, Р. П. ДЕРЕВ'ЯНКИН**

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТОРСИОННОГО ВАЛА СО ШЛИЦЕВОЙ ВТУЛКОЙ ПРИ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЯХ

Торсионные валы являются основным упругим элементом систем поддресоривания большого числа транспортных средств. Для моделирования их реакции на действие крутящего момента анализируется напряженно-деформированное состояние с учетом контактного взаимодействия со шлицевой втулкой. Установлены особенности распределения контактного давления между этими телами. Определен характер концентрации напряжений в шлицевых впадинах головки вала. Разработаны модели и методы исследований, которые дают возможность разрабатывать рекомендации по проектным решениям при проектировании систем поддресоривания транспортных средств. Определены факторы, которые определяют прочность торсионного вала при значениях диаметров головки торсионного вала, близких к диаметрам стебля торсионного вала. В рассматриваемом случае это, в первую очередь, - прочность головки торсионного вала. В частности, установлено, что при операциях изготовления возникают значительные пластические деформации и контактные нагрузки в головках торсионных валов. Этот фактор является определяющим при обосновании проектных параметров торсионных валов.

Ключевые слова: торсионный вал; контактное взаимодействие; напряженно-деформированное состояние; упруго-пластическое деформирование; система поддресоривания.

**A. GRABOVSKIY, M. M. TKACHUK, A. ZAVOROTNIY, S. KUTSENKO, M. SAVERSKA,
I. KLOCHKOV, M. A. TKACHUK, O. ZINCHENKO, R. DEREVIANKIN**

CONTACT INTERACTION OF A TORSION SHAFT WITH A SPLINED BUSH IN ELASTICALLY PLASTIC DEFORMATIONS

Torsion shafts are the main elastic element of the suspension systems of a large number of vehicles. To simulate their reaction to the action of torque, the stress-strain state is analyzed taking into account the contact interaction with the spline sleeve. The features of the distribution of contact pressure between these bodies are established. The nature of stress concentration in the splined hollows of the shaft head is determined. Models and research methods have been developed that make it possible to develop recommendations for design decisions in the design of vehicle suspension systems. The factors are determined that ensure the strength of the torsion shaft at the values of its head diameters close to the diameters of the torsion shaft stem. In the case under consideration, this factor is firstly strength of the torsion shaft head. In particular, it was found that during manufacturing operations there are significant plastic deformations and contact loads in the heads of torsion shafts. This factor is decisive in substantiating the design parameters of torsion shafts.

Keywords: torsion shaft; contact interaction; stress-strain state; elastically plastic deformation; suspension system

Вступ. Широкий клас транспортних засобів у складі систем підресорювання (СП) має торсіонні вали. Пружний відгук на дію ваги та інерційних сил створюється за рахунок деформування стебла торсіонного вала – його закручування. Урівноважування цього навантаження відбувається при взаємодії шлиців головки вала із шлицями втулки, яка закріплюється на елементах остова. Відповідно, виникають два проблемних чинники: міцність стебла та головки торсіонного вала. Першому чиннику приділяється переважна увага конструкторів, дослідників та технологів. Задля раціонального використання пружних властивостей матеріалу торсіонного валу при його виготовленні здійснюється технологічна операція заневолювання. При цьому у тілі стебла торсіонного вала виникають пластичні деформації, які породжують сприятливий залишковий напружено-деформований стан (НДС). Цей НДС при експлуатаційному навантаженні дає можливість реалізувати більш рівномірне навантаження циліндричного гладкого стеб-

ла торсіонного вала у перерізі, причому у ході роботи підвіски забезпечується пружна лінійна характеристика «момент – кут закручування вала». Головка торсіонного вала розраховується на зминання від контактної тиску із урахуванням нерівномірного його розподілу на області контакту із шлицями втулки. Разом із тим такий критерій перестає бути визначальним у низці випадків.

Зокрема, у сучасних транспортних засобах спеціального призначення (бронетранспортери, бойові машини піхоти) ступінь перевищення діаметра головки торсіонного вала відносно діаметра його стебла має тенденцію до зменшення порівняно із більш ранніми конструкціями. Отже, різко зростає рівень напружень у головці торсіонного вала. Для визначення НДС у зоні шлицевого з'єднання необхідно розв'язувати

© А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, А. В. Заворотній,
С. В. Куценко, М. С. Саверська, І. Є. Клочков,
М. А. Ткачук, О. І. Зінченко, Р. П. Дерев'янкін, 2021

контактну задачу у повній просторовій постановці. При цьому виникає також необхідність у ході досліджень варіювати конструктивні та технологічні параметри задля обґрунтування їхніх прийнятних значень. Така задача була прийнята до розв'язання у цій роботі.

Аналіз існуючих методів досліджень торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів. Традиційні методики досліджень, описані у роботах [1–4], спрямовані в основному на аналіз НДС стебла торсіонного вала із постулюванням низки властивостей стосовно пружно-пластичного деформування матеріалу вала. Ці властивості спрощують визначальні співвідношення, проте привносять певну похибку у результати. Разом із тим значно більша похибка досягається у зоні головки торсіонного вала. Це викликано тим, що НДС у цій зоні є, на відміну від стебла торсіонного вала, суттєво різнокомпонентним.

Якщо звернутися до сучасних та профільних публікацій [5–8], то увагу привертають різні підходи, моделі та методи, які спрямовані на удосконалені розрахункові схеми у поєднанні із методом скінченних елементів (МСЕ). Проте, як правило, мова йде про стеблову (циліндричну) частину торсіонного вала. Це викликано тим, що для головки торсіонного вала питання міцності вирішується за рахунок конструктивних чи технологічних заходів (наприклад, шляхом застосування потовщених головок або відповідної термомічної чи механічної обробки шліців головки торсіонного вала тощо). У той же час для низки сучасних транспортних засобів спеціального призначення подібні заходи не можуть бути реалізовані у силу тих чи інших обмежень.

Відповідно, виникає актуальна задача розроблення удосконалених підходів, моделей та методів дослідження НДС торсіонного вала із урахуванням пружно-пластичного характеру деформування у всьому тілі вала, у т.ч. – у його головці, а також – із урахуванням контактної взаємодії у шліцевому з'єднанні.

Розв'язання цієї задачі становить мету і зміст роботи.

Загальний підхід до розв'язання задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів. При розробленні загального підходу до розв'язання задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонного вала систем підресорювання транспортних засобів ураховані такі принципові аспекти:

1) підхід, що розробляється, має давати можливість узгодженого безконфліктного варіювання конструктивних схем і параметрів торсіонного вала, технологічних режимів та режимів навантаження;

2) модель напружено-деформованого стану торсіонного вала має здатність відтворювати пружно-пластичне деформування та контактну взаємодію тіл із поверхнями близької форми як фізично та структурно нелінійні процеси, що залежать від історії навантаження;

3) методи аналізу НДС торсіонного вала мають уможлилювати моделювання його у повній просторовій постановці із варіюванням фізико-механічних властивостей матеріалів контактуючих деталей, у т.ч. – їхніх проміжних та приповерхневих шарів;

4) розробки, що здійснюються, мають давати можливість їх реалізації у вигляді цілісного програмно-модельного комплексу, що у автоматизованому режимі здатен здійснювати серії багатоваріантних досліджень;

5) створені методологічні розробки мають бути націлені не тільки на розв'язання задач аналізу, але й на цілеспрямований пошук варіантів технічних рі-

шень із їх обґрунтуванням за тими чи іншими обраними критеріями.

Приймаючи до уваги аспекти 1, 4, 5 із перелічених, як базовий було обрано узагальнений параметричний підхід [9–13]. Він забезпечує принципіву можливість оперування із узагальненими параметрами, у т.ч., окрім геометричних розмірів та інших чисельних характеристик, ще й формою досліджуваних тіл, просторовими розподілами характеристик матеріалів та їх фізико-механічними властивостями.

Беручи до уваги аспекти 2, 3, було надано перевагу методам теорії варіаційних нерівностей [14–16], теорії пружно-пластичного деформування інкрементального типу [17] та методу скінченних елементів [18]. Аспект 4 викликає до втілення розробок у вигляді спеціалізованих програмно-модельних комплексів, які містять у своєму складі, з одного боку, – універсальні CAD/CAE системи, а з іншого, – спеціалізовані програмні моделі. Таке поєднання дає змогу націлюватися та перенацілюватися на конкретні об'єкти досліджень за збереження високих функціональних можливостей моделювання.

Таким чином, загальний вигляд спектру задач аналізу НДС, що розглядається, набуває операторного подання

$$L(p, u, f, \tau) = 0, \quad (1)$$

де L – оператор задачі;

u – змінні, що описують поточний стан досліджуваного об'єкта;

f – навантаження;

τ – параметр, що відповідає за еволюцію досліджуваного процесу;

p – варіювані узагальнені параметри.

Під параметрами p мається на увазі весь спектр форм, розмірів, значень, розподілів, що у сукупності задають певний об'єкт досліджень НДС (у цьому випадку – торсіонний вал).

Параметри p можуть бути заданими або змінюваними у певному діапазоні або шуканими за певними критеріями, або такими, що верифікуються. Це створює переваги при розв'язанні конкретних прикладних задач для тієї чи іншої множини об'єктів.

Розроблений підхід був реалізований та описаний далі для напружено-деформованого стану торсіонного вала.

Модель напружено-деформованого стану торсіонних валів. Торсіонний вал (рис. 1) працює за принципом створення крутного моменту при його закручуванні на кут 2γ стебла торсіонного вала довжиною $2l_1$ та діаметром d_1 .

Враховуючи антисиметрію НДС торсіонного вала відносно площини $O'z'y'$ (див. рис.1), можна розглядати задачу на половині торсіонного вала. При цьому кут закрутки на довжині стебла торсіонного вала l_1 становить γ , а момент M^* урівноважується у шліцевому з'єднанні головки торсіонного вала. На рис. 1 наведені характерні розміри у шліцевому з'єднанні. Між головою та стеблом торсіонного вала виготовляється перехідна поверхня із радіусом R у осьовому перерізі. Отже, область Ω , яку займає торсіонний вал, визначається низкою параметрів та форм, наведених на рис. 1.

У області Ω діє система диференціальних рівнянь

теорії пластичності у припошеннях [17]:

$$\Delta \varepsilon_{ij} = 1/2(\partial \Delta u_i / \partial x_j + \partial \Delta u_j / \partial x_i), \quad (2)$$

$$\partial \Delta \sigma_{ij} / \partial x_j + \Delta f_i = 0; \quad (3)$$

$$\Delta \varepsilon_{ij} = A_{ijkl} \Delta \sigma_{kl}, \quad (4)$$

де $\Delta u_i, \Delta \varepsilon_{ij}, \Delta \sigma_{ij}$ – відповідно припошення компонент

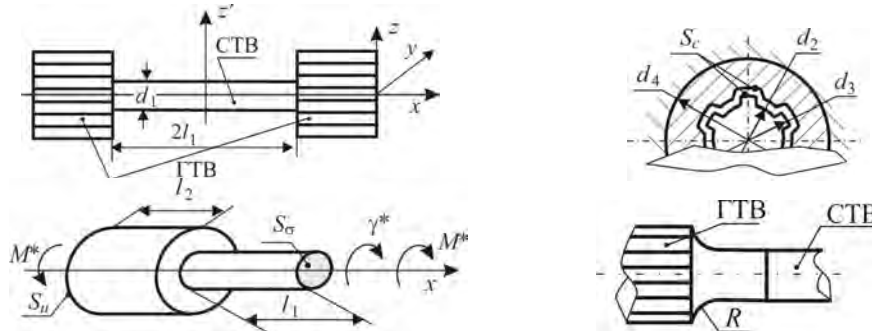


Рисунок 1 – Схема роботи торсіонного вала (ГТВ та СТБ, відповідно, головка та стебло торсіонного вала)

Крім того, задіяні відповідні крайові умови (закріплення муфти на поверхні S_u та навантаження моментом M^* на поверхні S_σ , див. рис. 1).

У співвідношеннях (4) присутній тензор податливостей A_{ijkl} , який формується на кожному поточному етапі залежно від досягнутого НДС та характеру навантаження на цьому етапі (активне, нейтральне або розвантаження).

Таким чином, розбиваючи інтервал параметра τ на інтервали із припошенням $\Delta \tau_r$, можна організувати покрокове розв'язання задачі (2)–(4) із урахуванням пружно-пластичних деформацій.

Крім фізичної нелінійності, у задачі присутня ще й структурна нелінійність. Вона викликана умовами контактної взаємодії

$$u_v^1 + u_v^2 \leq \delta, \quad (5)$$

де u_v^1, u_v^2 – переміщення уздовж зовнішніх нормалей точок ГТВ та муфти відповідно на поверхні S_c можливого контакту,

δ – зазор уздовж нормалі на поверхні S_c між ГТВ та муфтою.

Враховуючи розбивку історії навантаження на етапи, на кожному із цих етапів реалізується модель анізотропного пружного тіла із елементами залежності тензора податливостей $A_{ijkl}(\tau)$. Тоді для контактної задачі із залученням положень теорії варіаційних нерівностей задачі (2)–(5) зводяться до проблеми мінімізації функціоналу повної енергії ΔJ [17] на припошеннях Δu :

$$\begin{aligned} \Delta J = & \frac{1}{2} \int_{(\Omega)} \Delta \sigma_{ij} \Delta \varepsilon_{ij} d\Omega - \int_{(\Omega)} \Delta f_i \Delta u_i d\Omega - \\ & - \int_{(S)} \Delta f_i^v \Delta u_i dS \rightarrow \min, \end{aligned} \quad (6)$$

де Δf_i^v – припошення поверхневих навантажень, а мінімізація здійснюється на множині K , яка задається

вектора переміщень, тензорів деформації та напружень ($i, j, k, l = 1, 2, 3$),

Δf_i – припошення навантажень на поточному кроці $\Delta \tau$ розбивки параметра навантаження τ .

обмеженнями (5).

Отже, вихідна задача зводиться до послідовності задач (2)–(6) на кожному із етапів навантаження (умовного «часу» τ). Таким чином, описана модель напружено-деформованого стану торсіонного вала дає можливість математично формалізувати задачу аналізу для визначення просторово-«часового» розподілу компонент НДС та контактної тиску.

При цьому слід зауважити, що у всіх моделях присутні параметри, які задають область Ω (див. рис. 1), властивості матеріалу (див. (4)), історію навантаження $f(\tau)$ тощо. У результаті побудована модель є параметричною.

Методи аналізу напружено-деформованого стану торсіонного вала. Для розв'язання сформованої задачі на сучасному етапі, як правило, залучається метод скінченних елементів [18]. Із його залученням задача (6) зводиться на кожному етапі, наприклад, до задачі квадратичного програмування. Тобто відбувається пошук мінімуму квадратичної функції вузлових параметрів U_n :

$$J = \frac{1}{2} \sum_{n,m} C_{nm} U_n U_m - \sum_n F_n U_n \rightarrow \min, \quad (7)$$

на множині

$$\theta_n U_n + \theta_m U_m \leq \delta_{nm}. \quad (8)$$

Тут C_{nm} – компоненти матриці жорсткості на відповідному етапі,

θ_n, θ_m – вагові коефіцієнти для групи вузлових параметрів контактних вузлів n, m .

Таким чином, у ході розв'язання задач (7), (8) реалізується поєднання двох нелінійностей (фізична та структурна), а також залежність НДС від історії навантаження.

Спеціалізований програмно-модельний комплекс для аналізу напружено-деформованого стану торсіонного вала. Розроблений підхід, моделі та методи знайшли свою реалізацію у вигляді спеціалізованого

програмно-модельного комплексу (СПМК) «Торсіон», структура якого наведена на рис. 2.

Тут спецмодуль I формує за вхідними даними параметричну модель досліджуваного об'єкта, яка через програми SolidWorks (SW) та ANSYS (модуль II) створює геометричні та скінченно-елементні моделі. Модуль III здійснює розрахункове дослідження НДС торсіонного вала із формуванням відповідної бази даних (БД). За

виявлення колізій на цьому етапі можливе повернення у модуль II. Модуль IV здійснює аналіз результатів обчислень та варіювання (за необхідності) параметрів p із повторенням роботи модуля III. Якщо критерії виконані або розрахунки вичерпані, формується масив рекомендованих параметрів p_N .

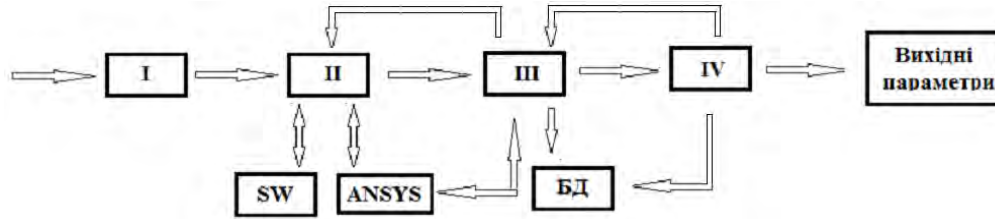
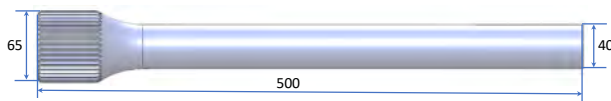


Рисунок 2 – Структура спеціалізованого програмно-модельного комплексу «Торсіон»

Створена структурна СПМК «Торсіон» має змогу реалізувати усі можливості розробленого підходу, моделей та методів. Цим самим задовольняються вимоги, які фігурують вище у вигляді аспектів 4), 5).

Прикладні тестові задачі аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів. Для ілюстрації можливостей розроблених підходів, моделей, методів та спеціалізованого програмно-модельного комплексу розв'язано задачу про НДС тестового вала, наведеного

на рис. 3. На рис. 4 подано моделювання умов контакту, на рис. 5 – властивості матеріалу, а на рис. 6 – скінченно-елементна модель торсіонного вала у контакті із шліцевою муфтою. Навантаження f наведені на рис. 7 у вигляді залежності кута закрутки γ від умовного «часу» τ . Кінець стану 1 ($\tau = 1$ с) відповідає першому заневолюванню.



Геометрична модель



Досліджуваний сектор, град. (у циклосиметричній постановці)

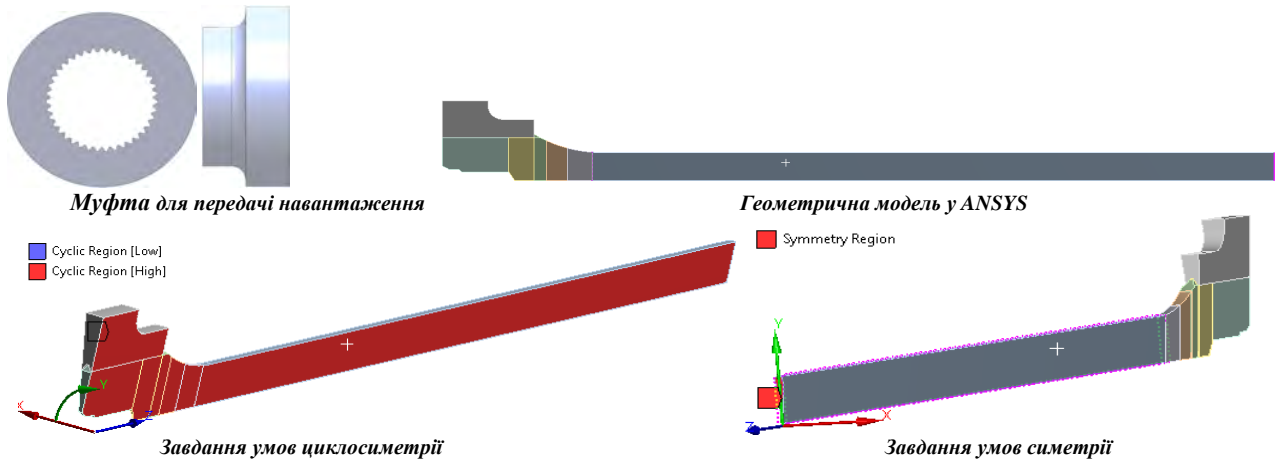


Рисунок 3 – Геометрична модель та завдання умов симетрії

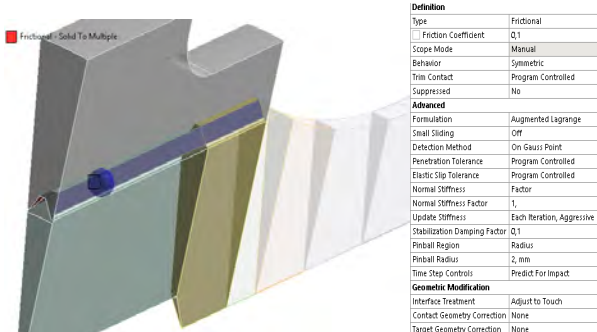


Рисунок 4 – Моделювання умов контакту

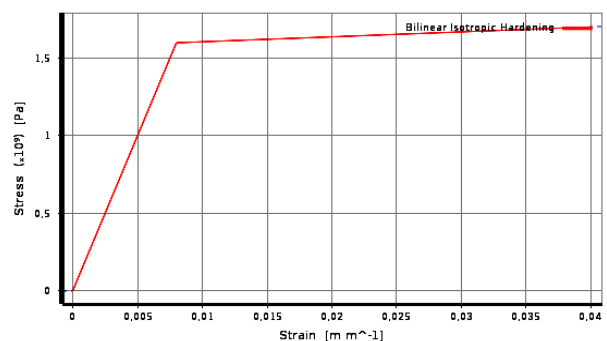


Рисунок 5 – Властивості матеріалу (межа текучості 1600 МПа)

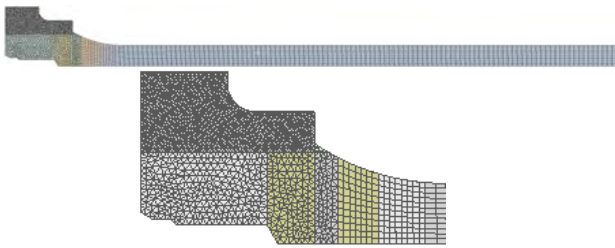
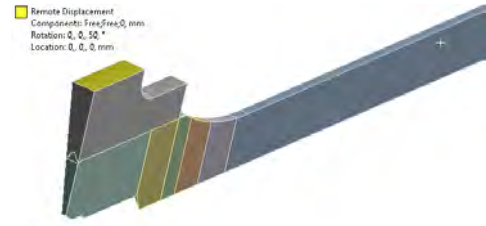


Рисунок 6 – Скінченно-елементна модель торсійного вала у контакті із шлицевою муфтою (93 тис. вузлів, квадратичні скінченні елементи)



Steps	Time [s]	Z [mm]	RX [°]	RY [°]	RZ [°]
1	0,	0,	0,	0,	0,
1	1,	0,	0,	0,	50,
2	2,	0,	0,	0,	29,61
3	3,	0,	0,	0,	65,
4	4,	0,	0,	0,	95,40
5	5,	0,	0,	0,	65,
6	6,	= 0,	= 0,	= 0,	95,40

Етап 2 (до $\tau = 2$ с) – розвантаження до нульового крутного моменту.

Етап 3 – повторне заневолювання (до $\tau = 3$ с).

Етап 4 – розвантаження (аналогічно до етапу 2).

Етапи 5 та 6 (до $\tau = 5$ с та $\tau = 6$ с) відповідають робочому навантаженню та розвантаженню відповідно.

На рис. 8 та у табл. 1-4 наведено рівні крутних моментів, характерні розподіли еквівалентних напружень за Мізесом на окремих етапах навантаження, повних переміщень, кутів закрутки та еквівалентних пластичних деформацій у тестовому варіанті торсійного вала із діаметром $d_1 = 40$ мм, а на рис. 9-11 та у табл. 5-8 – аналогічні дані для ТВ із діаметром $d_1 = 58$ мм.

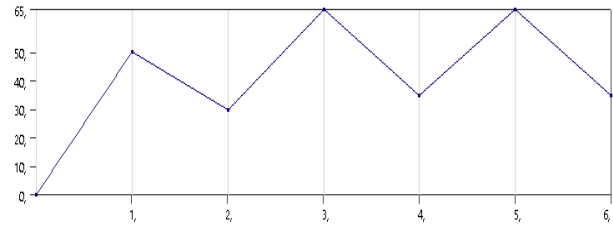


Рисунок 7 – Завдання кута закрутки торсіона γ , град, від параметра $\tau \in [0;6]$

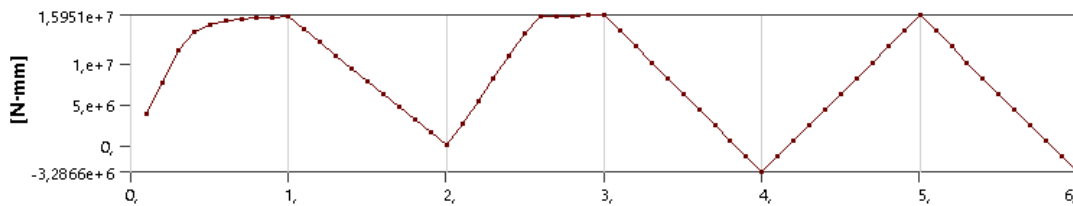
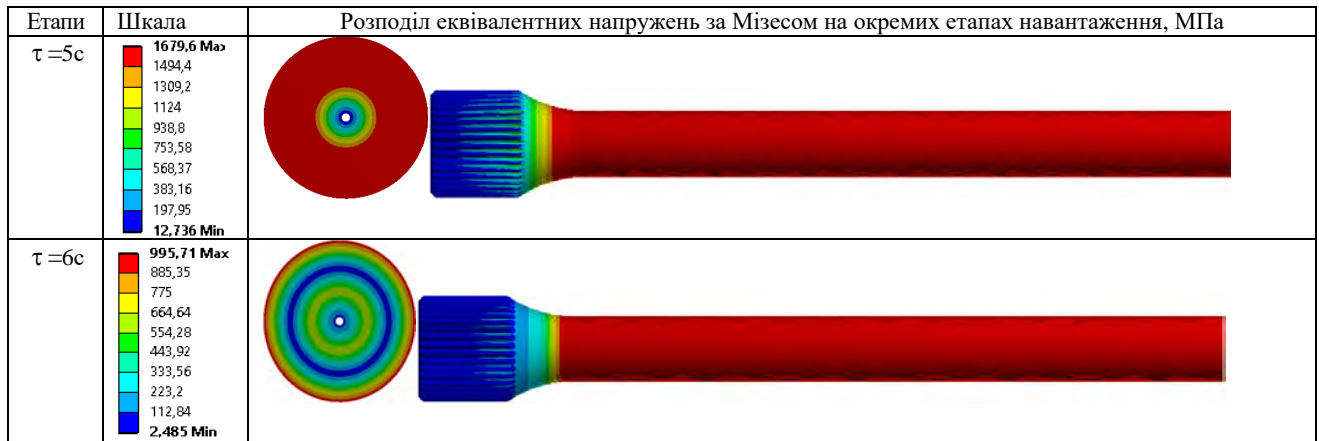


Рисунок 8 – Розподіл реактивного моменту (Н мм) на різних етапах навантаження ($\tau \in [0;6]$)

Таблиця 1 – Розподіли еквівалентних напружень, МПа, залежно від параметра τ

Етапи	Шкала	Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом на окремих етапах навантаження, МПа
$\tau = 1$ с	1657,4 Max 1474,5 1291,6 1108,7 925,8 742,91 560,01 377,12 194,22 11,326 Min	
$\tau = 2$ с	959,95 Max 853,29 746,63 639,97 533,31 426,65 319,98 213,32 106,66 0,0015376 Min	
$\tau = 3$ с	1679,6 Max 1494,3 1308,9 1123,5 938,16 752,79 567,42 382,05 196,68 11,311 Min	
$\tau = 4$ с	995,32 Max 885,01 774,69 664,38 554,06 443,75 333,43 223,12 112,8 2,4844 Min	



Таблиця 2 – Розподіл повних переміщень, мм, залежно від параметра τ

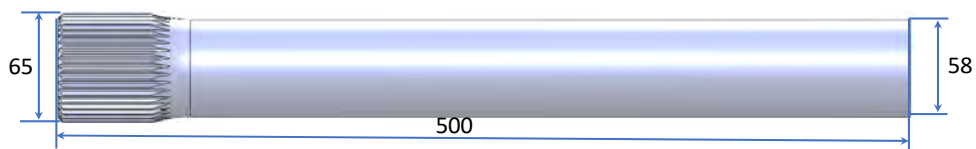
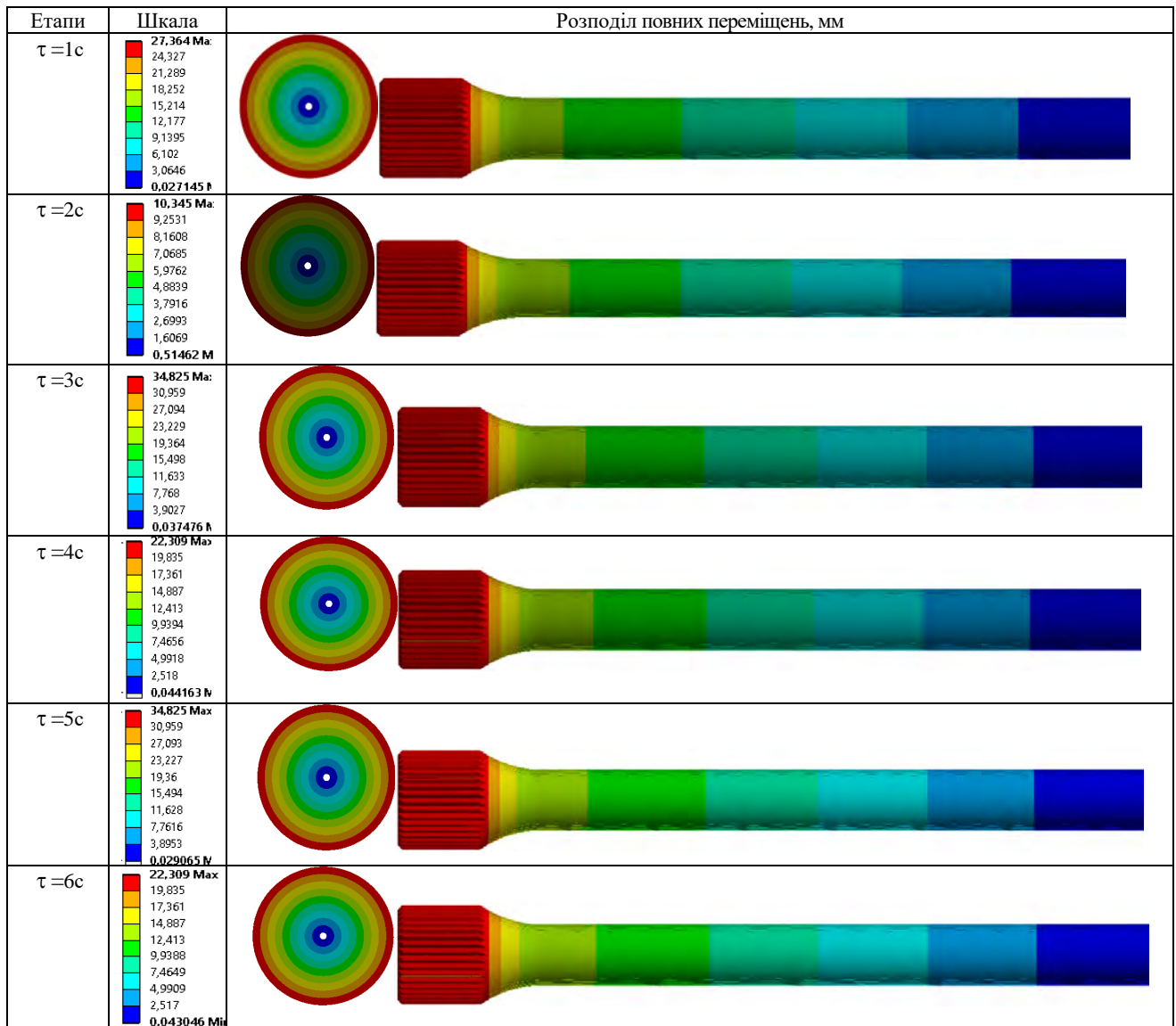
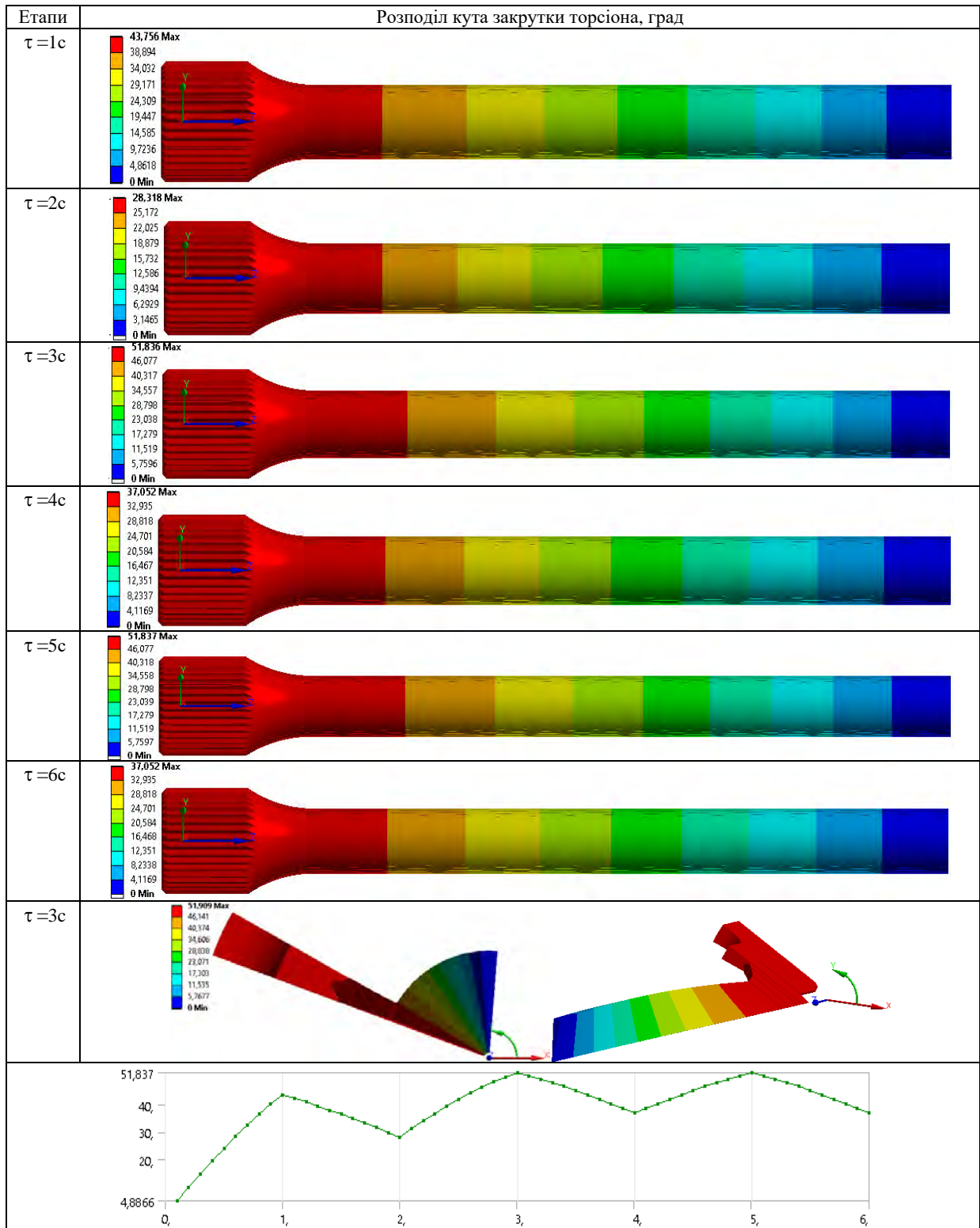


Рисунок 9 – Тестовий вал із стеблом торсійного вала $\varnothing 58$ мм

Таблиця 3 – Розподіл кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ



Таблиця 4 – Розподіл еквівалентних пластичних деформації у торсіоні залежно від параметра τ



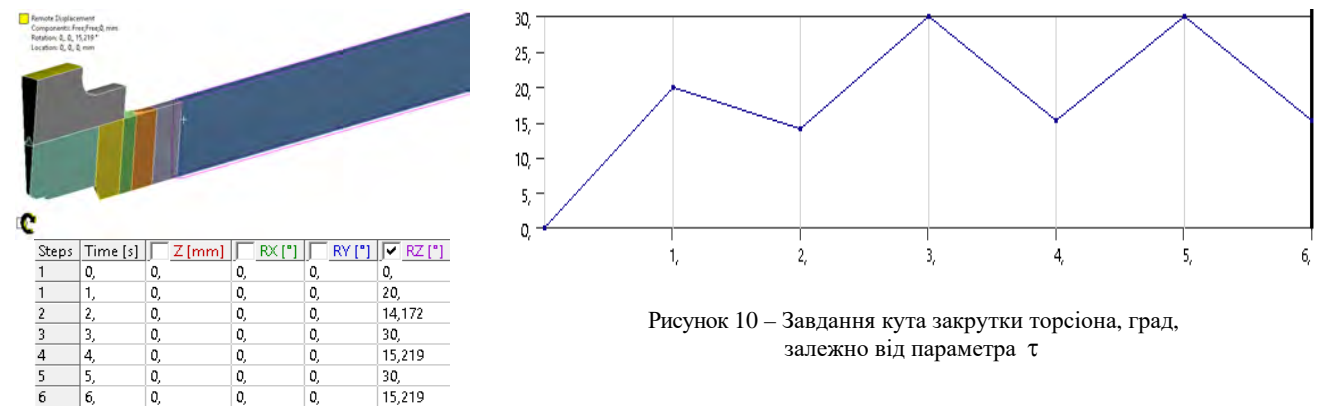
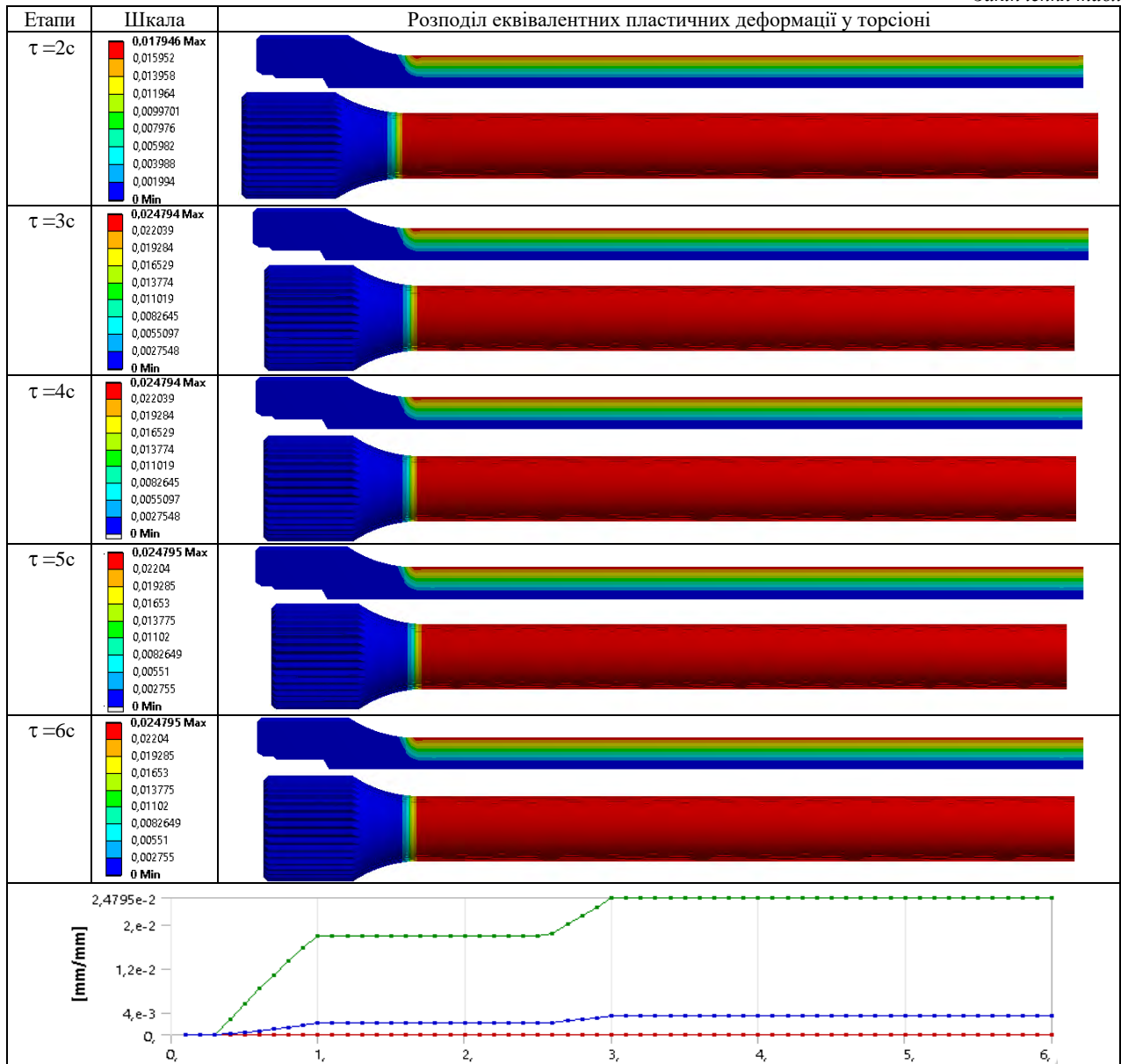


Рисунок 10 – Завдання кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ

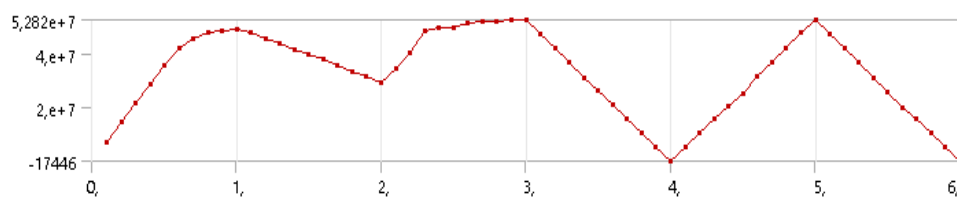
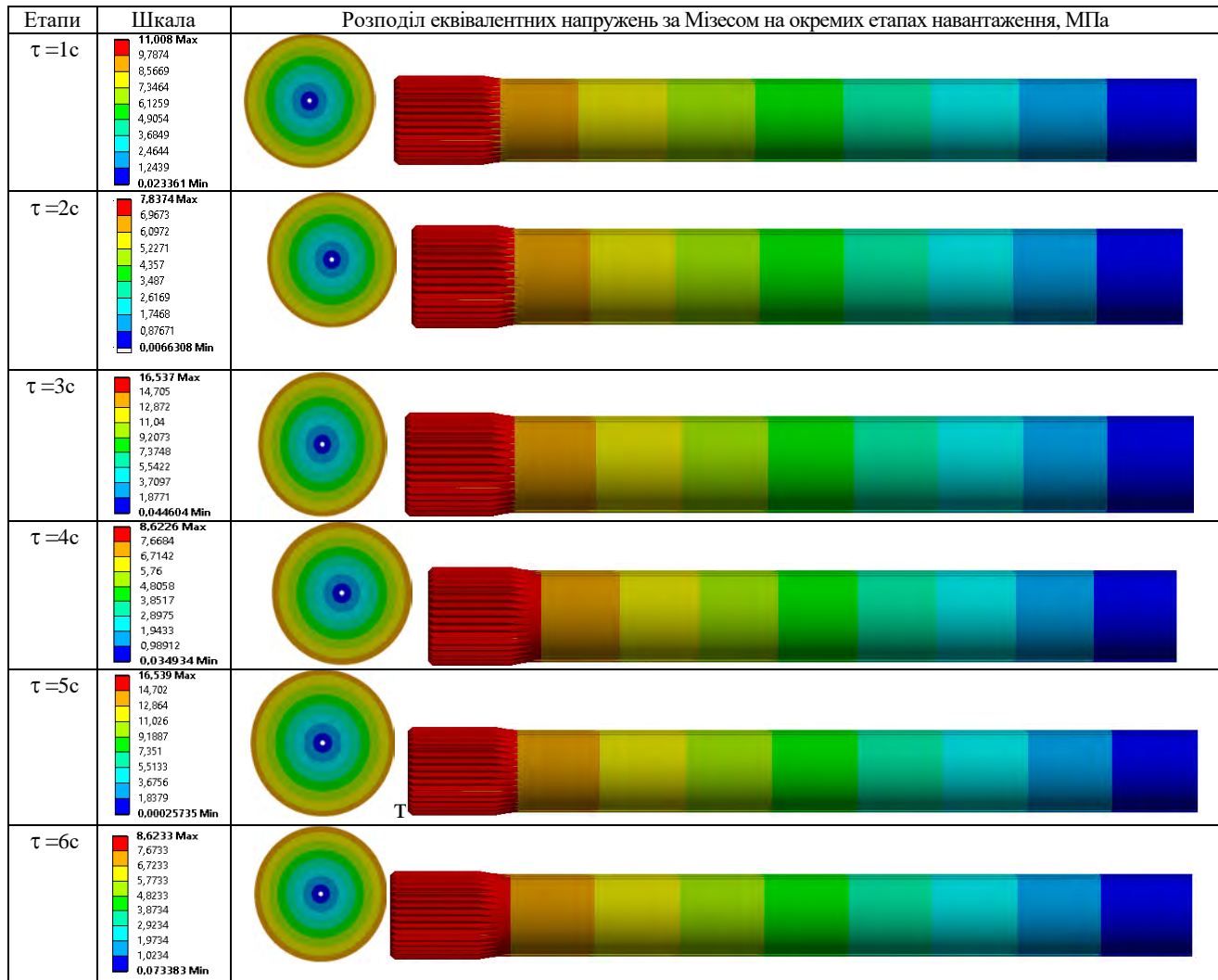
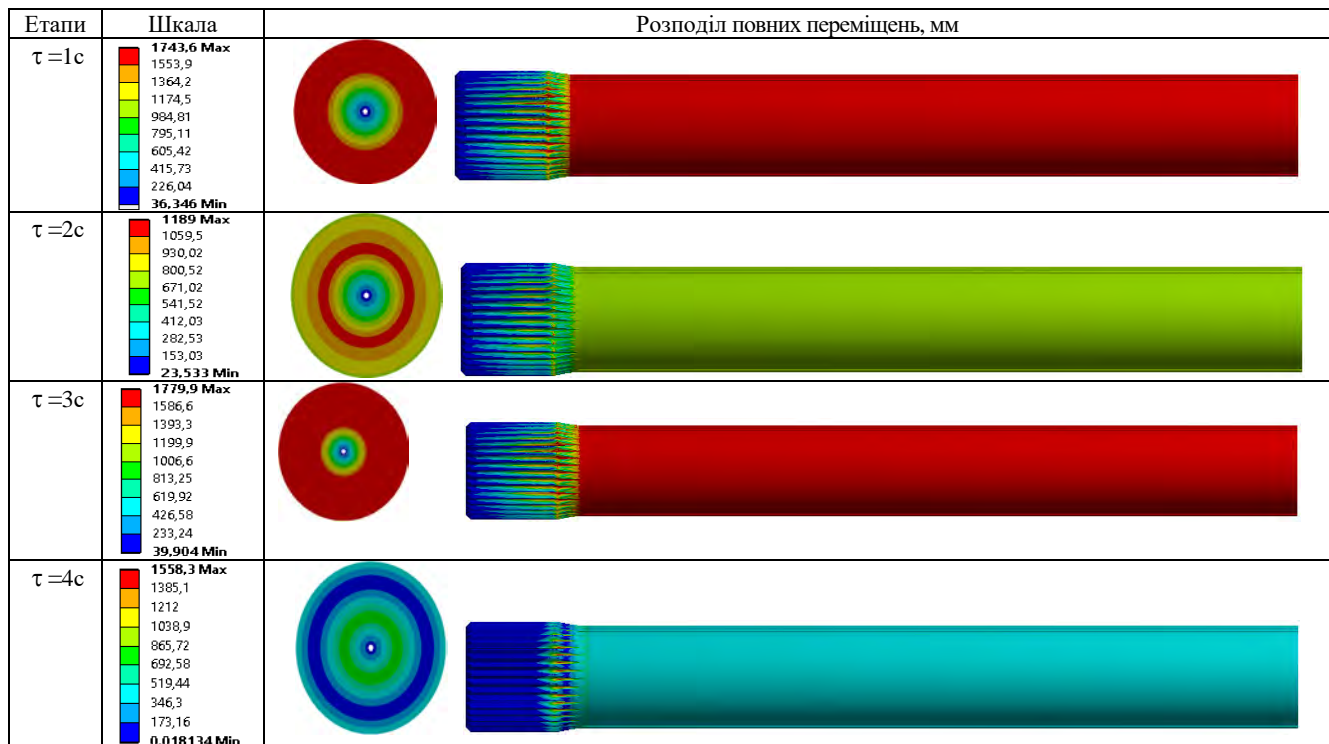


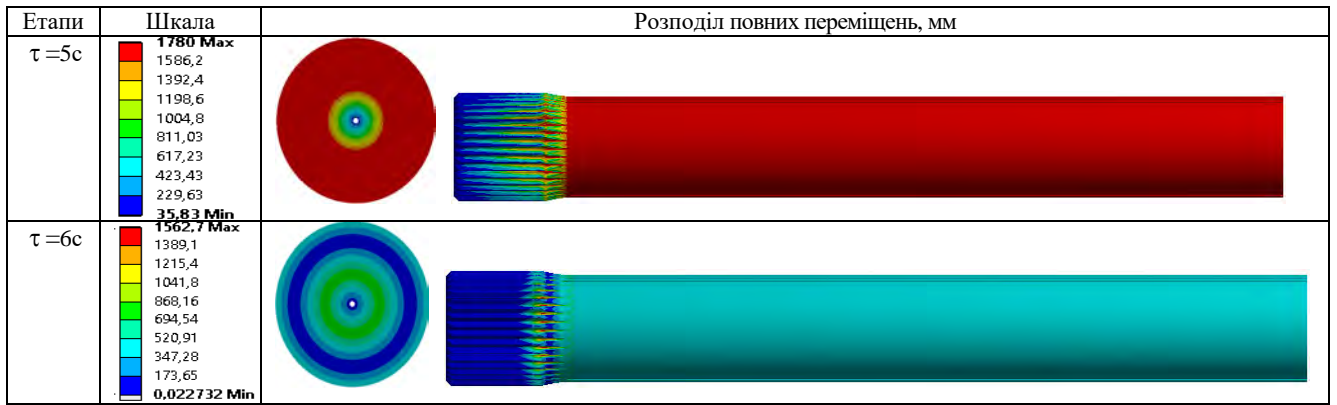
Рисунок 11 – Розподіл реактивного моменту (Н·мм) на різних етапах навантаження

Таблиця 5 – Розподіл еквівалентних напружень, МПа, залежно від параметра τ

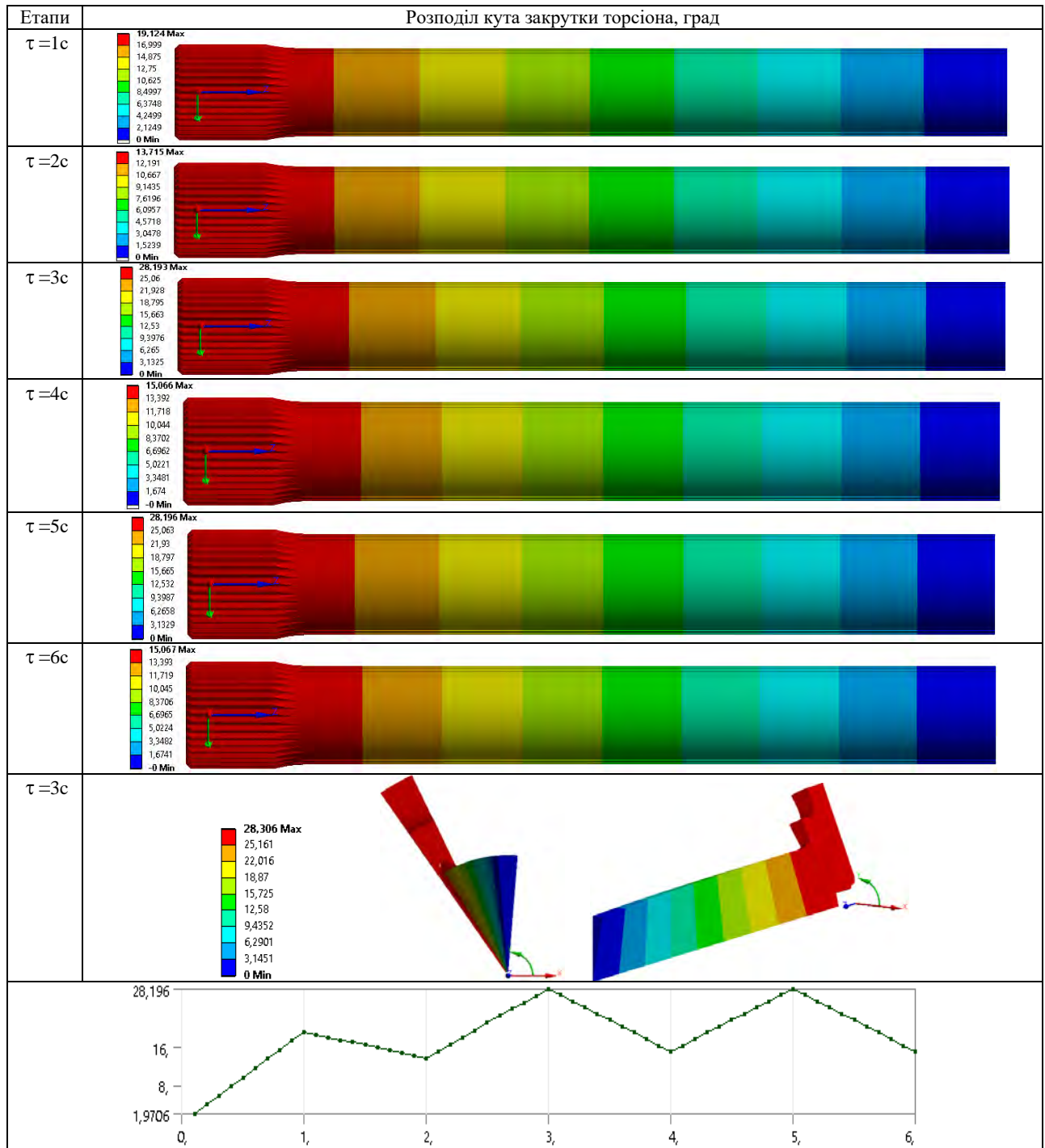


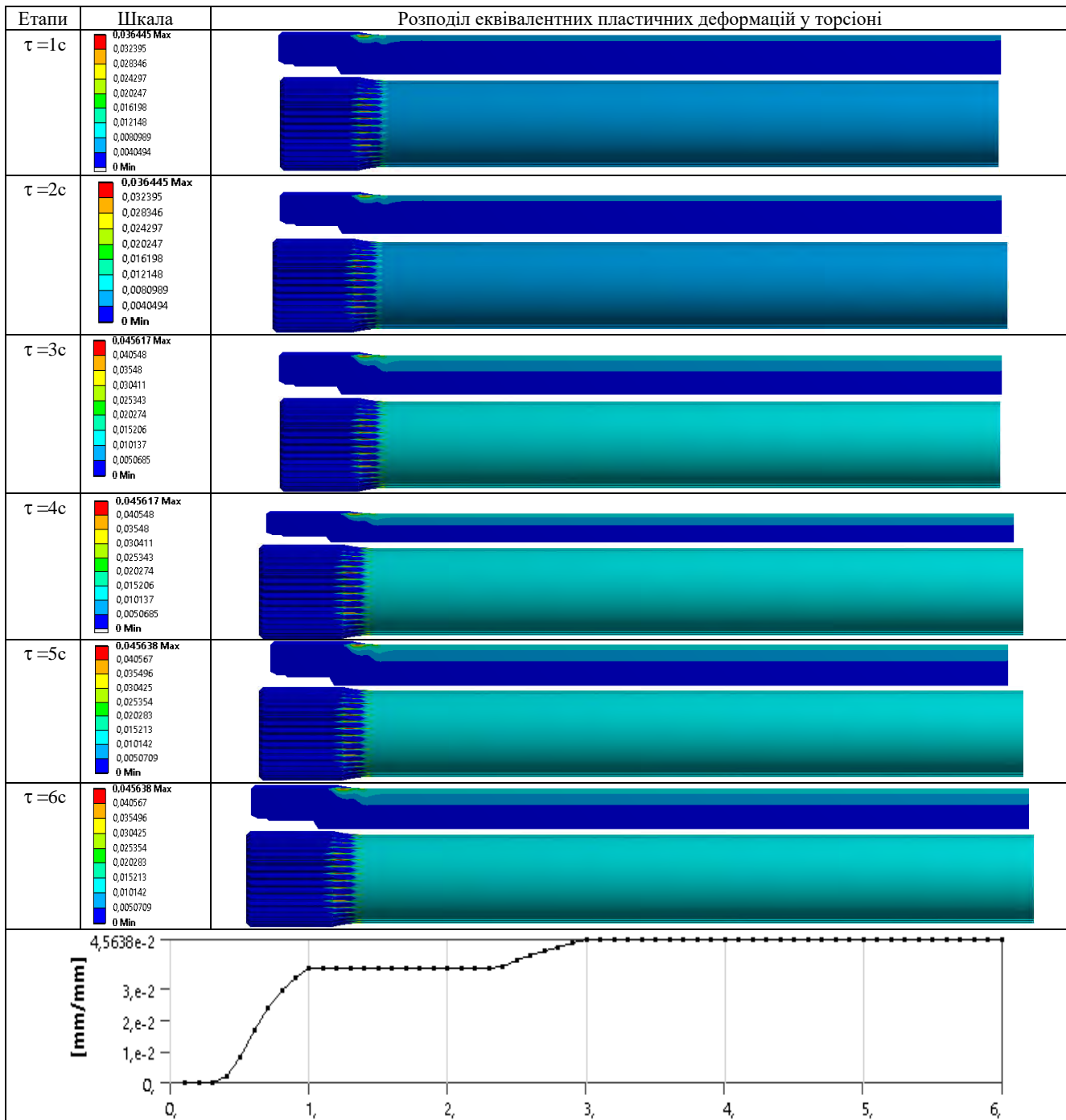
Таблиця 6 – Розподіл повних переміщень, мм, залежно від параметра τ





Таблиця 7 – Розподіл кута закрутки торсіона, град, залежно від параметра τ



Таблиця 8 – Розподіл еквівалентних пластичних деформацій у торсіоні залежно від параметра τ 

Аналіз отриманих результатів. Отримані результати досліджень дають підстави для таких висновків.

1. Як видно (табл. 1–8), у стеблі торсіонного вала реалізується близький до однорідного за поздовжньою координатою розподіл компонент НДС. Це – очікуваний результат.

2. Як видно (табл. 1–8), рівень еквівалентних напружень у головки торсіонного вала вищий, ніж у стеблі торсіонного вала. Особливо зростають напруження у впадинах шліців. Таким чином, міцність торсіонного вала за малих різниць діаметрів головки та стебла торсіонного вала визначається не стебловою його частиною, а головкою.

3. Уздовж осової координати напруження за Мізе-сом у головки торсіонного вала розподіляються нерівномірно. Найвищі напруження – у зоні, що примикає до

стебла торсіонного вала, найнижчі – на протилежному кінці головки.

4. При здійсненні процедури подвійного заневолювання торсіонних валів чітко прослідковується ефект сприятливого перерозподілу напружень та деформацій у стеблі торсіонного вала. Відповідно, матеріал стебла торсіонного вала після цієї технологічної операції працює без виникнення додаткових пластичних деформацій.

5. У стеблі торсіонного вала розподіл напружень у перерізі має очікуваний характер, який зумовлений чергуванням фаз активного навантаження та розвантаження. У цілому після подвійного заневолювання розподіл залишкових напружень є сприятливим із точки зору недопущення додаткових пластичних деформацій на фазі дії експлуатаційних навантажень.

6. У головці торсіонного вала напружено-деформований стан не корелює із НДС стебла торсіонного вала. Це зумовлено характером розподілу та перерозподілу контактної тиску при пружно-пластичному деформуванні матеріалу у зоні шліцевого сполучення.

7. При зменшенні діаметра головки торсіонного вала до рівня, який ненабагато перевищує діаметр стебла торсіонного вала, відбувається різке підвищення напружень та пластичних деформацій саме у головці вала. Це є несприятливою тенденцією, яку необхідно усувати конструктивно-технологічними засобами.

8. При зростанні діаметра головки торсіонного вала порівняно із стеблом торсіонного вала рівень напружень суттєво знижується (див. табл. 1–8) порівняно із номінальним варіантом.

9. Рівень пластичних деформацій досягає проміжного рівня на першому етапі заневолювання та максимального – на другому етапі заневолювання. При дії робочих навантажень додаткові пластичні навантаження не виникають.

Висновки.

1. У роботі описані удосконалені підхід, моделі, методи та спеціалізований програмно-моделний комплекс для дослідження напружено-деформованого стану торсіонних валів, що забезпечують виконання усіх типів аналізу, які потребуються.

2. Визначені чинники, які визначають міцність торсіонного вала за значень діаметрів головки торсіонного вала, що близькі до діаметрів стебла торсіонного вала. У випадку, що розглядається, це, у першу чергу, – міцність головки торсіонного вала.

3. Для прогнозування міцності та довговічності торсіонного вала незастосовні спрощені методики. Особливо це стосується аналізу НДС у області контактування шліцевого з'єднання.

4. Із метою підвищення міцності та довговічності торсіонних валів доцільно здійснювати низку заходів, серед яких, зокрема, – збільшення діаметра головки торсіонного вала або зміцнення матеріалу, особливо у зонах шліцевих впадин.

5. Дослідження, здійснені на тестовому варіанті ТВ, продемонстрували працездатність розробок та їх придатність для аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів різних варіантів виконання.

У подальшому створенні розробки планується застосувати до досліджень напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів, у т.ч. – спеціального призначення.

Список літератури

1. Когаев В.П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. *Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник*. Москва: Машиностроение, 1985. 224 с.
2. Панасюк В. В., Андрейкин А. Е., Ковчик С. Е. *Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов*. Киев: Наукова думка, 1977. 280 с.
3. Буров С.С. *Конструкция и расчет танков*. Москва: ВАБТВ, 1973.
4. Бабашко Л. С., Захарова Е. Е., Кудрявцева Н. С., Сысоева В. С., Чумаков Г. А., Шарипова И. Х. Результаты контрольных испытаний торсионных серийных танков. *Вестник бронетанковой техники*. 1985. № 3.
5. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicki Vjesnik*. 2011.18(4): 537-546.
6. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar *International Journal of Mechanical Sciences*. 92 (2015). Pp. 269-278.
7. SUN Wei-qun, HE Feng-ming. Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. [J]. *Automobile Science and Technology*. 2002, 2(2):23-27. (in Chinese).

8. G. Zhou, X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*. 2006, 28(4): pp. 578–581.
9. Ткачук Н.А., Гриценко Г. Д., Чепурной А.Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризационного описания. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2006, №1. С. 57-79.
10. Maryna Bondarenko, Mykola A. Tkachuk, Andriy Grabovskiy, Iryna Hrechka. «Substantiation of thin-walled structures parameters using nonlinear models and method of response surface analysis». *International Journal of Engineering Research in Africa*. Vol. 44, pp. 32-43, 2019 doi:10.4028/www.scientific.net/JERA.44.32 <https://www.scientific.net/JERA.44.32>
11. Ткачук М.А., Бондаренко М.О., Шейченко П.І., Грабовський А.В., Ткачук М.М., Гусев Ю.Б., Набоков А.В. Обгрунтування раціональних технічних рішень у ході проектних досліджень інноваційних тонкостінних конструкцій. *Механіка та машинобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2019, №1. С. 24–35.
12. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Saverska M., Hrechka I. A semi-analytical method for analys of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 1/7 (103). 2020. Pp. 16-25. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.193985.
13. Tkachuk M.M., Skripchenko N., Tkachuk M.A., Grabovskiy A. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5/7 (95). 2018. Pp. 22-31. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.143193.
14. B.S. Slobodyan, B.A. Lyashenko, N.I. Malanchuk, V.E. Marchuk, R.M. Martynuk Modeling of contact interaction of periodically textured bodies with regard for frictional slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 215 (1), 110-120 (2016).
15. O. P. Kozachok, B. S. Slobodian, R. M. Martynuk Contact of two elastic bodies with wavy topography in the presence of gases in gaps/ *Materials Science*. 54(2), 194-201 (2018).
16. N. I. Malanchuk, B. S. Slobodian, R. M. Martynuk Friction Sliding of Elastic Bodies in the Presence of Subsurface Inclusions. *Materials Science*. 2017. 52(6), pp. 819-826.
17. Васильду К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*. Москва: Мир, 1987. 542 с, ил.
18. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 P. ISBN: 1856176339.

References (transliterated)

1. Kogaev V.P., Mahutov N. A., Gusenkov A. P. *Raschety detalej mashin i konstrukcij na prochnost' i dolgovechnost': Spravochnik*. Moskva: Mashinostroenie, 1985. 224 p.
2. Panasjuk V. V., Andrejkin A. E., Kovchik S. E. *Metody ocenki treshhinostojkosti konstrukcionnyh materialov*. Kiev: Naukova dumka, 1977. 280 p.
3. Burov S. S. *Konstrukcija i raschet tankov*. Moskva: VABTV, 1973.
4. L. S. Babashko, E. E. Zaharova, N. S. Kudjaveva, V. S. Sysoeva, G. A. Chumak, I. X. Sharipova Rezultaty kontrol'nyh ispytanij torsionov serijnyh tankov. *Vestnik bronetankovoj tehniki*. no. 3, 1985.
5. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicki Vjesnik* 2011. 18(4):537-546.
6. V. Močilnik Nenad Gubeljak Jožef Predan Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar *International Journal of Mechanical Sciences*. 92 (2015), pp. 269-278.
7. SUN Wei-qun, HE Feng-ming. Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. [J]. *Automobile Science and Technology*. 2002, 2(2):23-27. (in Chinese).
8. G. Zhou, X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*. 2006, 28(4): 578–581.
9. Tkachuk N.A., Gricenko G. D., Chepurnoj A.D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnyh mehanicheskikh sistem: tehnologija avtomatizirovannoj generacii i parametrizovannogo opisanija. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2006, no1, pp. 57-79.
10. Maryna Bondarenko, Mykola A. Tkachuk, Andriy Grabovskiy, Iryna Hrechka. «Substantiation of thin-walled structures parameters using nonlinear models and method of response surface analysis». *International Journal of Engineering Research in Africa*. 2019, vol. 44, pp. 32-43,

- doi:10.4028/www.scientific.net/JERA.44.32
<https://www.scientific.net/JERA.44.32>
11. Tkachuk M.A., Bondarenko M.O., Shejchenko R.I., Grabovs'kyj A.V., Tkachuk M.M., Gusyev Yu.B., Nabokov A.V. Obg'runtuvannya racional'ny'x texnichny'x rishen' u xodi proektny'x doslidzen' innovacijny'x tonkostinny'x konstrukcij. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2019, no.1, pp. 24–35.
 12. Tkachuk M. M., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Saverska M., Hrechka I. A semi-analytical method for analys of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 1/7 (103), 2020, pp. 16-25. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.193985.
 13. Tkachuk M.M., Skripchenko N., Tkachuk M.A., Grabovskiy A.. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 5/7 (95), 2018, pp.22-31. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.143193.
 14. B.S. Slobodyan, B.A. Lyashenko, N.I. Malanchuk, V.E. Marchuk, R.M. Martynyak Modeling of contact interaction of periodically textured bodies with regard for frictional slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 215 (1), 110-120
 15. O.P.Kozachok, B. S. Slobodian, R. M. Martynyak Contact of two elastic bodies with wavy topography in the presence of gases in gaps. *Materials Science*. 54(2), 194-201 (2018).
 16. N. I. Malanchuk, B. S. Slobodian, R. M. Martynyak Friction Sliding of Elastic Bodies in the Presence of Subsurface Inclusions. *Materials Science*. 2017. 52(6), pp. 819-826.
 17. Vasilzu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti*. Moskva.: Mir, 1987. 542 p, il.
 18. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., Zhu J.Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p. ISBN: 1856176339.

Надійшла (received). 12.12.2020

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Заворотний Антон Валерійович (Заворотный Антон Валерьевич, Zavorotnii Anton) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна.

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Клочков Ілля Євгенович (Клочков Илья Евгеньевич, Klochkov Illia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4923-2833>; e-mail: s008@tmm-sapr.org

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Дерев'янкін Роман Павлович (Деревянкин Роман Павлович, Dereviankin Roman) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент гр. МІТ-220м, м. Харків, Україна; e-mail: romanderevyankin@ukr.net