

Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук, Я. П. Веселовський

МОДЕЛЮВАННЯ УДАРНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА КУЗОВ АВТОМОБІЛЯ-САМОСКИДА ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ ВАНТАЖУ

На підставі отриманих результатів моделювання і розрахунку реального кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111, в програмі АРМ Structure3D були отримані картини напружено-деформованого стану, що дозволили оцінити вплив ударних навантажень на кузов автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу.

Based on the results of modeling and calculating the real body of the car-truck KAMAZ-55111, the program APM Structure3D received pictures of the stress-strain state, allowed to assess the impact of shock loads on the body of the car dumper unloading cargo at vibration shock.

Вступ

Сучасний ріст перевезень насипних вантажів автомобільним транспортом потребує підвищення рівня механізації і автоматизації вантажно-розвантажувальних робіт. У зв'язку з цим, на кафедрі МРВ ОАВ Вінницького національного технічного університету, був створений гідроімпульсний привод віброударного пристрою для розвантаження кузовів-самоскидів транспортних засобів [1], який задовольняє вимоги до параметрів розвантаження різних видів вантажів (гармонійні коливання та ударні імпульси), так і до технічних і конструктивних параметрів гідравлічних навісних пристроїв. Дослідження процесу ударної взаємодії гідроімпульсного привода віброударного розвантажувального пристрою з кузовом-самоскидом, зокрема дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні вантажу являється актуальною науково-практичною задачею і дозволяє визначити шляхи для підвищення ефективності розвантаження вантажів кузовів транспортних засобів.

Основні результати досліджень

На рисунку 1 представлений загальний вид віброударного розвантажувального пристрою 1 і схема його розташування на кузові 2 автомобіля-самоскида.

В основу розробки покладена ідея використання корисних вібраційних та віброударних збуджень від гідроімпульсного привода віброударного розвантажувального пристрою 1, які передаються на днище кузова 2 в процесі розвантаження автомобіля-самоскида [2, 3].

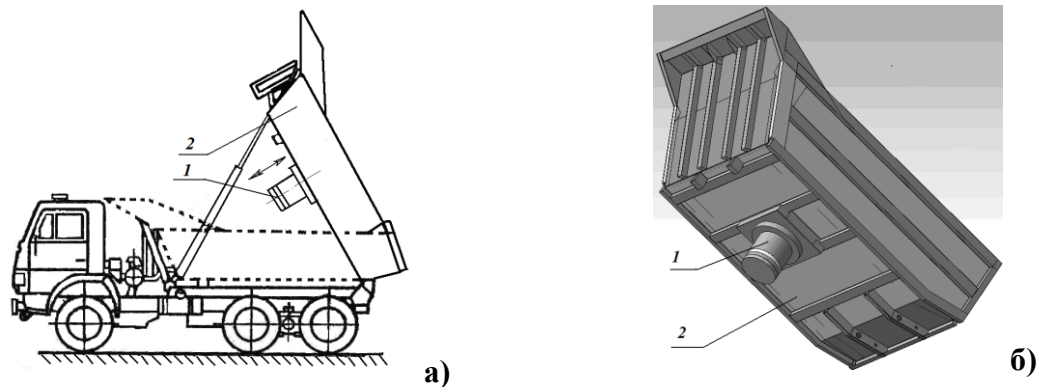


Рис.1. Схема розміщення гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача на кузові автомобіля-самоскида (а) та загальна модель монтування пристрою на днищі кузова (б)

Для дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида при віброударному розвантаженні бокові стіни кузова умовно розглядаємо як пластини 1, що зв'язані стержневою рамою 2 і закріплені шарнірами в точках N і M (рис. 2, а). Розрахунок такої схеми вимагає застосування теорії оболонок і теорії стержневих систем в комплексі. При виконанні розрахунків напружено-деформованого стану, коли конструкція і навантаження симетричні відносно вертикальної повздовжньої площини, що проходить через точки $ABCDE$ (площина симетрії кузова), достатньо розглянути тільки половину системи. Зі сторони відкинutoї частини введені зв'язки, що відповідають згинальним моментам M_{zx_i} , M_{zy_i} .

Розглянемо просторову схему навантаження кузова автомобіля-самоскида на рисунку 2, б.

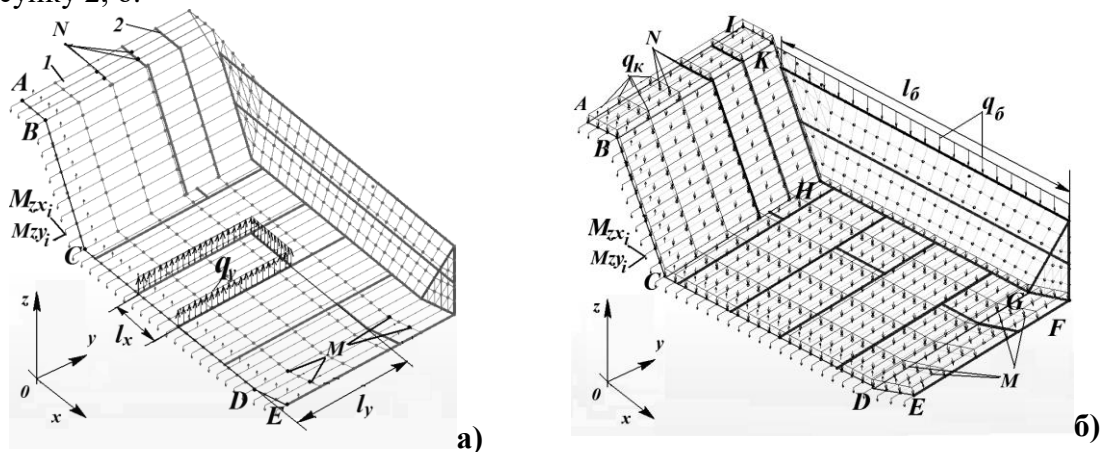


Рис.2. Схема навантаження кузова:

а) – схема навантаження кузова від гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача на дно кузова автомобіля-самоскида; б) – схема навантаження кузова від сили тяжіння кузова

На кузов автомобіля-самоскида відносно середньої вертикальної площини, осі симетрії діють ударні та інерційні сили:

1) На дно кузова від гідроімпульсного віброударного пристрою розвантажувача діє сила: $q_y = F_y / 2(2l_y + l_x)$,

де l_y , l_x – довжина ребер жорсткості по яким прикладена ударна сила від гідроімпульсного віброударного пристрою;

F_y - сила ударної взаємодії віброударного пристрою з днищем кузова.

2) Сила тяжіння від частини кузова, що розподілена по площі днища кузова $ABCDEFGHKL$: $q_k = M_k g / S_{ABCDEFGHKL}$,

де M_k – маса виділеної частини кузова $ABCDEFGHKL$; $g=9,8$ м/с² - прискорення вільного падіння; $S_{ABCDEFGHKL}$ – площа днища кузова $ABCDEFGHKL$.

3) Сила тяжіння від бортів кузова, що розподілена по площі днища кузова $ABCDEFGHKL$: $q_b = M_b g / l_b$, де M_b , l_b – маса і довжина бортів кузова автомобіля-самоскида.

Для розрахунку напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида використовуємо метод сил [4, 5, 6], в матричному виді, із застосуванням ЕОМ. Для цього складаємо матрицю B_I ординат одиничних епюр. Цей етап складається із вибору основної системи і невідомих X_i , розрахунку ординат епюр внутрішніх сил (M_z , M_y , M_x , Q_y , Q_z , N) від $X_i=1$ і запису цих ординат у визначеному порядку у виді матриці B_I . Пластини 1 і стержні 2 кузова (рис. 2) розбивають на малі ділянки t , в межах яких епюри від усіх $X_i=1$ прямолінійні (рис. 3). Ординати епюр розраховують по кінцям А і В ділянок t . Середнє значення ділянки t позначимо буквою С (рис.3).

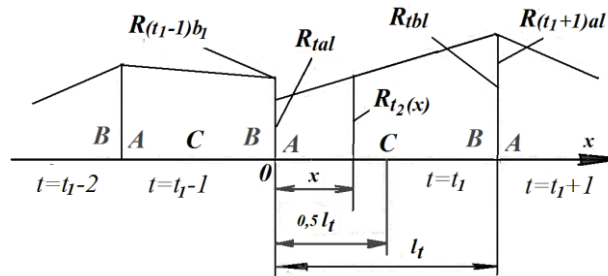


Рис. 3. Схема позначення малих ділянок пластин і стержнів, а також епюр внутрішніх сил

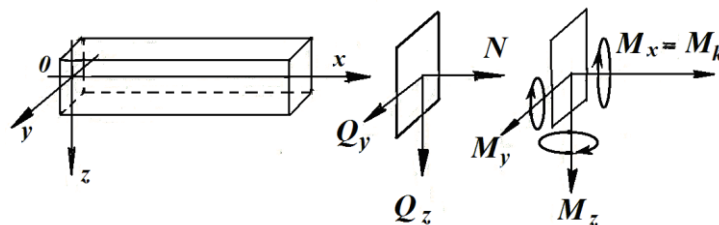


Рис. 4. Схема позначення малих ділянок пластин і стержнів, і напрямлення внутрішніх сил які діють на них

Формуємо універсальну матрицю B_I , для якої прийнята загальна форма, що включає ординати одиничних епюр усіх видів внутрішніх сил M_z , M_y , M_x , Q_y , Q_z , N (рис. 4).

$$B_I = \begin{pmatrix} L_{M_z} \\ L_{M_y} \\ L_{M_x} \\ L_{Q_z} \\ L_{Q_y} \\ L_N \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1i} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2i} & \dots & c_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{t1} & c_{t2} & \dots & c_{ti} & \dots & c_{tn} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{h1} & c_{h2} & \dots & c_{hi} & \dots & c_{hn} \end{pmatrix} \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ t \\ \vdots \\ h \end{matrix},$$

де $L_{M_z}, L_{M_y}, L_{M_x}, L_{Q_z}, L_{Q_y}, L_N$ - матриці-блоки, що містять ординати епюр тільки одного виду сил у відповідності з індексом; c_{ii} - матриці-блоки (стовбці), що містять по два елементи (ординати на кінцях А і В ділянки t епюри від $X_i=1$ (рис.3)).

Якщо на ділянці t розташована епюра згинальних моментів M_z тоді:

$$c_{ai} = \begin{Bmatrix} M_{zt ai} \\ M_{zt bi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_{t ai} \\ R_{t bi} \end{Bmatrix},$$

де $M_{zt ai}, M_{zt bi}$ – згинальні моменти $M_z=R$ відповідно на кінцях A і B ділянки t від $X_i=1$. R – буква, що замінює позначення внутрішньої сили у відповідності з номером t ($M_z, M_y, \dots N$).

Наступним етапом являється побудова матриці податливості, яка повинна містити геометричні характеристики ділянок стержнів розрахункової схеми і модулі пружності. Така матриця повинна мати структуру, що відповідає вибраній матриці B_I і формулі, що визначає матрицю D , коефіцієнтів при невідомих в канонічних рівняннях.

Скористаємось варіантом формул для визначення матриці D , яка дозволяє застосувати матрицю податливості U у виді блочної матриці (стовпця):

$$U = \frac{1}{E_0 J_0} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ \vdots \\ u_t \\ \vdots \\ u_h \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2 \\ \vdots \\ t \\ \vdots \\ h \end{Bmatrix},$$

де $u_t = a_t = \frac{l_t E_0 J_0}{6 E_t J_t}$, а $J_t(x)$ – геометрична характеристика поперечного перерізу стержня на ділянці t , що відповідає виду сили, яка визначається номером t ; $E_0 J_0$ – згинальна жорсткість однієї із ділянок стержня і пластини; E_t – модуль пружності матеріалу стержня і пластини на ділянці t .

Наступним етапом являється складання матриці D коефіцієнтів при невідомих X_i канонічних рівнянь:

$$D = \begin{Bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{Bmatrix}.$$

Коефіцієнти δ_{kj} матриці D визначають по формулі:

$$\delta_{kj} = \frac{1}{E_0 J_0} \sum_{t=1}^h f(c_{tk}, c_{tj}, u_t), \quad (1)$$

в залежності від елементів двох матриць B_I і U .

Функція $f(c_{tk}, c_{tj}, u_t)$ виражає величину інтеграла Мора для ділянки t . Для ділянок t :

$$f(c_{tk}, c_{tj}, u_t) = [2(R_{tak}R_{taj} + R_{tbk}R_{tbj}) + R_{tak}R_{tbj} + R_{tbk}R_{taj}] a_t. \quad (2)$$

Для вибраних із B_I двох матриць:

$$c_{tk} = \begin{Bmatrix} R_{tak} \\ R_{tbk} \end{Bmatrix} \quad \text{і} \quad c_{tj} = \begin{Bmatrix} R_{taj} \\ R_{tbj} \end{Bmatrix},$$

складають стандартну програму по формулі (2).

Розглянемо побудову матриці \bar{B}_p ординат епюр в основні системі від зовнішніх сил. Нехай є m груп зовнішніх сил, кожна з яких відповідно пропорційна величинам $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$. Тоді доцільно матрицю \bar{B}_p будувати із ординат епюр від одиничних сил P_r ($P_1=1, P_2=1, P_3, \dots, P_m=1$) в основній системі. Матрицю \bar{B}_p запишемо у виді:

$$\bar{\mathbf{B}}_p = \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} P_1 & P_2 & \dots & P_3 & t \\ \hline c_{1p1} & c_{1p2} & \dots & c_{1pm} & \\ c_{2p1} & c_{2p2} & \dots & c_{2pm} & \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \\ c_{np1} & c_{np2} & \dots & c_{npm} & \end{array} \begin{array}{l} \parallel 1 \\ \parallel 2 \\ \parallel \vdots \\ \parallel h \end{array} \end{array},$$

де c_{tpr} – матриці-блоки (стовпці):

$$c_{tpr} = \begin{array}{l} \parallel R_{tapr} \\ \parallel R_{tbpr} \end{array};$$

R_{tapr} і R_{tbpr} – ординати епюри R (прямолинійної на ділянці t) відповідно по кінцям А і В ділянки t в основній системі від $P_r=I$. В стовпець номера r в матриці $\bar{\mathbf{B}}_p$ входять усі координати епюр від групи сил номера r при $P_r=I$, записані по порядку номерів t .

Матриця $\bar{\mathbf{D}}_p$ вільних членів канонічних рівнянь має наступний загальний вид:

$$\bar{\mathbf{D}}_p = \begin{array}{c} \begin{array}{cccc} P_1 & P_2 & \dots & P_3 & t \\ \hline \Delta_{1p1} & \Delta_{1p2} & \dots & \Delta_{1pm} & \\ \Delta_{2p1} & \Delta_{2p2} & \dots & \Delta_{2pm} & \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \\ \Delta_{np1} & \Delta_{np2} & \dots & \Delta_{npm} & \end{array} \begin{array}{l} \parallel 1 \\ \parallel 2 \\ \parallel \vdots \\ \parallel h \end{array} \end{array}.$$

Елементи Δ_{kpr} ($k=1, 2, \dots, n$) матриці $\bar{\mathbf{D}}_p$ – вільні члени, що відповідають групі сил номера r при $P_r=I$; вони можуть бути визначені по формулам (1) і (2), якщо елементи c_{tj} замінити на c_{tpr} із матриці $\bar{\mathbf{B}}_p$.

Об'єднуючи формули (1) і (2) і виконуючи вказану заміну, отримаємо:

$$\Delta_{kpr} = \frac{1}{E_0 J_0} \sum_{t=1}^h [2(R_{tak} R_{taj} + R_{tbk} R_{tbj}) + R_{tak} R_{tbj} + R_{tbk} R_{taj}] a_t.$$

Таким чином, розрахунок усіх елементів Δ_{kpr} матриці $\bar{\mathbf{D}}_p$ може бути зведений до використання матриць \mathbf{B}_I , $\bar{\mathbf{B}}_p$ і \mathbf{U} . Тут індекс k – номер стовпця із матриці \mathbf{B}_I ; r – номер стовпця із матриці $\bar{\mathbf{B}}_p$.

Практично доцільно матриці \mathbf{D} і $\bar{\mathbf{D}}_p$ представляти у виді однієї розширеної матриці [7]:

$$\parallel \mathbf{D} \quad \bar{\mathbf{D}}_p \parallel. \quad (3)$$

У цьому випадку розрахунок усіх елементів розширеної матриці (3) зручно вести на основі формули (1), безпосередньо виходячи із двох матриць: \mathbf{U} і розширеної матриці ординат одиничних епюр $\parallel \mathbf{B}_I \quad \bar{\mathbf{B}}_p \parallel$.

Крім матриць \mathbf{B}_I , $\bar{\mathbf{B}}_p$ і \mathbf{U} , для розрахунку розглядаємої конструкції на дію заданих груп зовнішніх сил необхідно скласти матрицю \mathbf{P} зовнішніх навантажень, пропорційних величинам $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$. В матриці \mathbf{P} кожний стовпець відповідає варіанту поєднання одночасно діючих сил:

$$\mathbf{P} = \begin{array}{c} \parallel P_1 \\ \parallel P_2 \\ \parallel \vdots \\ \parallel P_m \end{array}.$$

Кінцевий результат розрахунку у виді матриці \mathbf{S} внутрішніх сил в перерізах А і В усіх ділянок t заданої статично невизначеної системи визначається загальною матричною формулою:

$$\mathbf{S} = (\bar{\mathbf{B}}_p - \mathbf{B}_I \mathbf{D}^{-1} \bar{\mathbf{D}}_p) \mathbf{P}. \quad (4)$$

Розрахунки на основі формули (4) виконують на ЕОМ по стандартним програмам. Матриця S містить стільки ж стовпців, скільки і матриця P . Невідомі ординати епюр внутрішніх сил $P_1, P_2, P_3, \dots, P_m$ для кожної комбінації зовнішніх сил розташовуються в окремому стовпці по порядку номерів t .

На основі вище викладеного метода розрахунку кузова автомобіля-самоскида, в програмі APM Structure3D був змодельований і розрахований реальний кузов автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 і отримані картини напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида (рис.5).

Висновок

На основі отриманих результатів моделювання і розрахунку реального кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 (рис. 5) можна зробити на ступні висновки:

1) Основні концентрації напружень в кузові виникають в місцях з'єднання ребер жорсткості з пластинами кузова (рис. 5, а), а максимальні напруження виникають тільки в ребрах жорсткості і вони не перевищують допустимого напруження на згин (рис. 5, а);

3) Максимальний прогин днища кузова (рис. 5, б) знаходиться в місті найбільшого накопичення вантажу, і максимальна амплітуда коливання кузова, при віброударному навантаженні на дно кузова, рівна приблизно 4 мм, що відповідає ефективній частоті віброударного розвантаження 17 Гц для типів вантажів, що найбільш перевозяться.

4) Також, при аналізі переміщень бокових стінок (бортів) кузова автомобіля-самоскида (рис. 5, б), при віброударному розвантаженні, виявлено, що вони також взаємодіють із вантажем який залишився на бокових стінках кузова.

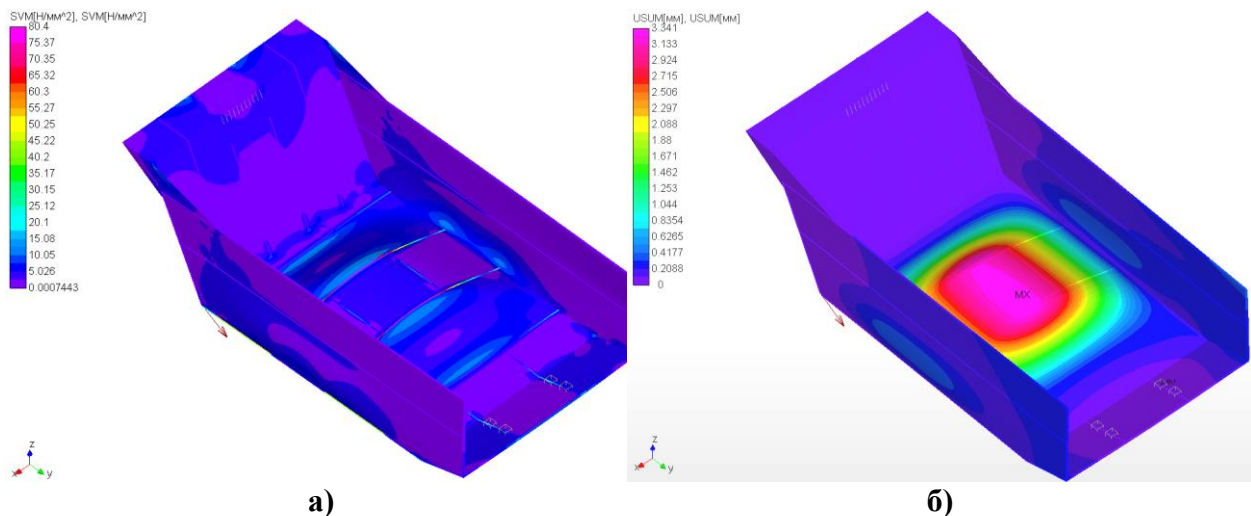


Рис. 5. Результати дослідження напружено-деформованого стану кузова автомобіля-самоскида марки КамАЗ-55111 при віброударному розвантаженні:

а) картина розподілення напружень в кузові при ударі розвантажувального пристрою по днищу кузова; б) картина переміщення ділянок кузові при ударі розвантажувального пристрою по днищу кузова.

Література

1. Пат. 22795 Україна, МПК В 65 G 67/32. Вібраційний високочастотний пристрій для розвантаження і очищення кузовів автомобілів-самоскидів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Я. В. Іванчук – № u200613724; заявл. 25.12.2006; опубл. 25.04.2007, Бюл. №5.
2. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Застосування вібраційного гідроімпульсного привода в будівельних і дорожніх машинах / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Збірник наукових праць Харківської державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2008. - № 88. – С. 48 – 54.
3. *Іскович-Лотоцький Р. Д.* Підвищення ефективності розвантаження матеріалів під дією періодичних ударних імпульсів / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Я. В. Іванчук // Вібрації в техніці і технологіях. – 2008. – №2(51). – С. 8 – 11.
4. *Воловой Д. И. и др.* Расчеты по строительной механике корабля с применением ЭВМ. М., «Судостроение», - 1967, - 102 с.
5. *Смирнов А.Ф. и др.* Расчет сооружений с применением вычислительных машин. М., Госстройиздат, - 1964. – 283 с.
6. *Вершинский С. В.* Расчет вагонов на прочность. М. «Машиностроение», - 1971. – 432 с.
7. *Исаев И. П.* Расчет конструкций электроподвижного состава на вычислительных машинах / Исаев И. П., Перова А.А., Бурчак Г.П.// - М., «Транспорт» - 1966. – 345 с.

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович - професор, доктор технічних наук, кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет;

Іванчук Ярослав Володимирович - доцент, кандидат технічних наук, кафедра металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв, Вінницький національний технічний університет;

Веселовський Ярослав Петрович - студент, Вінницький національний технічний університет.