

- Despite the advantages of using the system, the study found dependence of student progress on the frequency of use of the system.
- To improve the training quality in Moodle system we propose to add performance of the tests obligatory for students.
- Students in the learning process more active use of video tutorials, therefore, learning material must be supplemented by video tutorials. It will allow students to receive information more quickly and to digest theoretical material more intuitively and understandable.

#### REFERENCES

- [1] P. Brusilovsky, C. Peylo. Adaptive and intelligent web-based educational systems. International Journal of Artificial Intelligence in Education, 14 (2003), pp. 156-169.
- [2] W. Bryan. Moodle 1.4.3 For Teachers & Trainers. (2005). <http://moodle.org/file.php/29/English>.
- [3] Kameron Saskia E. A Review of Free Online Learning Management Systems (LMS). <http://www-writing.berkeley.edu/TESL-EJ/ej26/m2.html>
- [4] V. Nedeva. The possibilities of e-learning, based on Moodle software platform // Trakia Journal of Sciences, Vol. 3, No.7, (2005), pp. 12-19.
- [5] C. Romero, S. Ventura, E. Garcia. Data mining in course management systems: Moodle case study and tutorial Computers & Education, Vol. 51, No. 1. (2008), pp. 368-384.
- [6] Marc Prensky. Digital natives, digital immigrants.

#### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМЫ ОБУЧЕНИЯ MOODLE В ОБРАЗОВАТЕЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ РИЖСКОГО ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

Вероника Строжева, Зоя Вейде и Модрице Добелле

**Аннотация.** В данной статье рассмотрены примеры применения системы управления обучением MOODLE на кафедре Компьютерной Инженерной Графики Рижского Технического Университета (RTU). В первой части работы описан наш опыт использования системы дистанционного обучения. Система MOODLE применяется как дополнительное средство для размещения учебного материала с целью улучшения учебного процесса. Вторая часть посвящена анализу влияния данной системы обучения на успеваемость студентов изучающих графическую дисциплину. В данном исследовании не обнаружено видимой зависимости успеваемости от частоты использования MOODLE.

#### РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ОРГАНА ЛАНЦЮГОВОГО ГРУНТОМЕТАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Національний університет цивільного захисту України  
Харківський державний технічний університет  
будівництва та архітектури

Для гасіння лісових пожеж наведено схему пристрою та метод розрахунку робочого органу ґрунтометального механізму.

**Постановка проблеми.** Боротьба з лісовими пожежами є однією з актуальних проблем не тільки в лісовому господарстві України, але й у багатьох інших країнах [1, 2]. Проведений аналіз існуючих лісопожежних пристроїв з робочими органами типу торцевих фрез виявив недостатню ґрунтованість їхніх параметрів і режимів роботи, що призводить до їх неефективності при прокладці мінералізованих опорних смуг та гасіння лісових пожеж в умовах відсутності води. Отже актуальною буде тема, спрямована на модернізацію технології ґрунтометання при ліквідації лісових пожеж [3, 4].

**Аналіз відомих результатів.** На практиці поширеними є типові ґрунтометальні машини АЛФ-10 на базі трактора МТЗ-82 і ГТ-3 на базі трактора Т-150К. На рис. 1 наведено основні частини фрезерної машини агрегату АЛФ-10: фреза 1, редуктор 2, опорний каток 3, навісний пристрій 4, кронштейн 6; болти 6; захисний 7 і напрямні 12 кожухи, поперечина 8, замок 9, гайки 10, 11 [2-4]. Обертальний момент від двигуна трактора передається до редуктора через карданний вал і багатолискову фрикційну муфту. Фрезерна машина зрізує її переміщає ґрунт із борозни в напрямку перпендикулярному напрямку руху агрегату. Робочий орган машини виконаний у вигляді торцевої фрези із шістьма металевими лопатками й лопатками, на яких кріпляться ріжучі ножі, що мають форму диска з кутом заточки 30°.

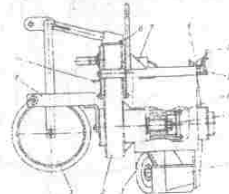


Рис. 1. Фрезерна машина агрегату АЛФ-10

До недоліків типових ґрунтометальних машин слід віднести необхідність регулярно замінити затуплені ріжучі ножі фрез, а також при вологому ґрунті необхідно очистити фрези, що забиваються.

**Постановка задачі.** Для встановлення задачі розробити схему пристрою та навести метод розрахунку робочого органу ґрунтометального механізму у вигляді якриного ланцюга.

**Основна частина.** На рис. 2 наведено запропонований варіант ланцюга до транспортного засобу ґрунтометального механізму із якриним ланцюгом як робочим органом.

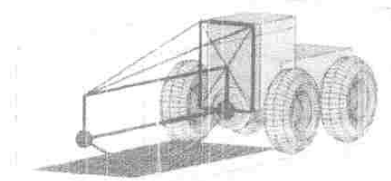


Рис. 2. Варіант ланцюга до транспортного засобу ґрунтометального механізму із якриним ланцюгом як робочим органом.

ґрунтометальний механізм являє собою пристрій із двома дисками між якими скріплені кілі виступи ланцюга (ланцюг). Пристрій приводиться в обертання ланцюгом транспортного засобу (рис. 2). Обертаний ланцюг збирає ґрунт і відкладає його в зону полявки. Наочне уявлення про дію механізму можна представити як взаємодію двох обертаних екскаваторів на майже нульовій глибині.

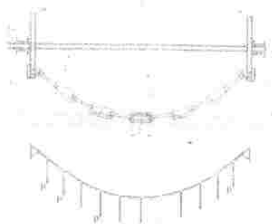


Рис. 3. Ініціалізований ґрунтометальний механізм: а) схема механізму; б) розрахункова схема із діями шпиритно-стерсних

Розробку математичних моделей машин з такою пристроєм, необхідних для раціонального вибору параметрів, істотно ускладнює моделювання динамічних процесів у механізмі з ланцюгом, особливо при взаємодії останнього із ґрунтом. Найважливіші параметри відносять між'юнками кріплення-кілі-ланцюга  $L$  і  $X$  відстань від осі обертання  $r$ , стріла провисання  $f$  (рис. 3). Довжина ланцюга пов'язана з розмірами  $L$  і  $f$ ; ефект взаємодії ланцюга із ґрунтом істотно залежить від висоти розпушування  $h$  осі обертання вал ґрунтом ( $h < r + f$ ), тобто. При побудові дискретної моделі ланцюга важливо знати число ланок  $n$ , масу ланки  $m$ , істотні геометричні характеристики, зокрема, діаметр прутка з якого виготовлена ланка. Це необхідно для визначення параметра  $f$  (рис. 3), а також інерційних характеристик ланки ланцюга при розробці більш складних моделей ґрунтометального механізму.

З наведеного короткого аналізу специфіки роботи ґрунтометального механізму з ланцюгом слідує, що в рамках зазначеної моделі вдоволення перерахованих умов буде виконуватися неможливо, якщо ідеалізовану модель ланцюга обрати у вигляді абсолютно суцільної шпирки [5]. Тоді нами обрано схематично ланцюг у вигляді дискретної моделі, що є, з одного боку, більш природною моделлю, а з іншого боку - надає більш широкі можливості для дослідження динамічних процесів у вигляді контакту ланок ланцюга з поверхнею ґрунту.

В роботі наведено способи визначення рівноважного положення системи зв'язаних шпиритно-отвордних елементах що перебувають в однорідному полі сил ваги. Центральне місце в цьому питанні займає визначення рівноважної конфігурації ланцюжка стержнів, зв'язаних між шпиритно-кріпленнями, а до нього також прикладена горизонтальна сила. На рис. 4,  $\xi$  визначена сила, позначена як  $X_{gr}$ .

Применяется при этом способу розв'язання статичного питання використання рекурентних рівнянь рівноваги геометричної системи, даних для сил, прикладених до етерсних, а також виконання принципу вир'язання переміщенням аналитичної механіки [7].

**Співвід.** На рис. 3, б) показана модель ланцюга у вигляді суцільності однорідних етерсних. Приймаємо, що ось шпиритів проходить через точки, у яких має місце контакт ланок. На рис. 4 зображений фрагмент ланцюга з непарним числом ланок, показаний шпиритно-отвордних етерсних до ділов  $k, m = \frac{m}{2} \cdot (n - 1)$  непарне.

У випадку статичної рівноваги ланцюга  $P_1 = \dots = P_k = \dots = P_m = P_{m+1} = \dots = P_n$ , де  $P$  сила ваги ланки, модуль якої дорівнює ваги ланки  $P = mg$  ( $g$  - прискорення вільного падіння).

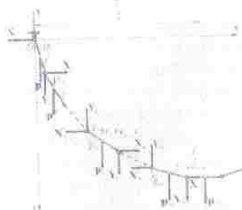


Рис. 4. Система стержнів,  
— єдиних шарнірах  
( $m - \frac{n-1}{2}$ ;  $n$  — парне).

Крім того, прийнято такі позначення:  $(X_k, Y_k)$  — складові реакції шарніра в місці кріплення опора;  $(X_1, Y_1)$ ,  $(X_k, Y_k)$ ,  $(X_m, Y_m)$  — складові сил, що діють на ланку  $k$ ,  $m$  з боку відповідно ланок  $k+1$ ,  $m+1$ , тобто з боку наступних ланок. Штрихами позначені сили, що діють на дану ланку з боку попередньої, тобто  $(X_{k-1}, Y_{k-1})$ ,  $(X_{m-1}, Y_{m-1})$  — сили, що діють відповідно в ланки  $k$  й  $m$  з боку ланок  $k-1$  і  $m-1$ . Для кутів утворених стержнями (вертикально, прийняті позначення  $\beta_k$ ,  $k=1, m$ ).

Якщо суму моментів взрахувати відносно точки  $O$ , то рівняння рівноваги плоскої системи сил, прикладених до ланки 1, матимуть вигляд:

$$\left. \begin{aligned} X_1 - X_m &= 0, \\ Y_1 - Y_m - p_1 &= 0, \\ X_1/\cos\beta_1 - Y_1/\sin\beta_1 - p_1 \frac{l}{2} \sin\beta_1 &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

Тут  $X_m = X_m$ ,  $X_m = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^m p_k$ , що слідує з елементарних міркувань.

Результат значення реакцій має вигляд

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X_m, \\ Y_1 &= Y_m + p_1, \\ \operatorname{tg}\beta_1 &= \frac{X_1}{Y_1 + \frac{1}{2} p_1} \end{aligned} \right\} (2)$$

На підставі виразів (2) можна записати рекурентні формули, які дозволяють визначити всі реакції в шарнірах і конфігурацію ланки даного (рис. 4) при рівновазі, тобто кут  $\beta_k$  ( $k = \overline{1, m}$ ), якщо відомо силу  $X_m$ . Маємо:

$$\left. \begin{aligned} X_{k+1} &= X_k, \\ Y_{k+1} &= Y_k + p_k, \\ \operatorname{tg}\beta_{k+1} &= \frac{X_{k+1}}{Y_{k+1} + \frac{1}{2} p_{k+1}}, \quad k = \overline{0, m-1} \end{aligned} \right\} (3)$$

Для компактності запису зведемо позначення  $x = X_k - Y_m$  і з допомогою виразів (3) в оригіналі задамо допоміжну функцію

$$f(x) = \frac{l}{2} \left( \sum_{k=1}^m \sin\beta_k - \frac{l}{2} \right) \quad (4)$$

де  $\sin\beta_k = \frac{\operatorname{tg}\beta_k}{\sqrt{1+(\operatorname{tg}\beta_k)^2}}$ .

Фізично функція (4) в основі залежить відхилення середньої  $m+1$ -го стержня від осевої лінії (рис. 4). Тоді значення  $x$  — корені рівняння  $f(x) = 0$  відповідають силі  $X_m$ , що забезпечує таку конфігурацію даної ланки, яка в точності збігається з фізичною частиною повного ланцюга, що перебуває в рівновазі.

Нижче наведено графік типової функції  $f(x)$  для конкретного набору параметрів. Отже, шукаючи сили, визначається рівняння

$$f(x) = 0. \quad (5)$$

Після знаходження сил, розкрити в шарнірах і кути  $\beta_k$  ( $k=1, m$ ) вираховуються за формулами (2).

Для парного числа ланок лінійної розрахункової схеми представлено на рис. 5. Неважко переконалися, що в цьому випадку формули (2), (3), (5) будуть також справедливі за відношення того, що тепер  $m = \frac{n}{2}$  (парне). Вирази для функції  $f(x)$  в (4) зміняться. У відповідності до рис. 5

$$f(x) = \frac{l}{2} \cdot l \sum_{k=1}^m \sin \beta_k. \quad (6)$$

Тепер уже ми визначили шістьдесят шість членів  $m$ -тої стержня від початкової сили. Значення  $x$ , при якому функція  $f(x)$  дорівнює нулю, буде відповідати силі  $X_m$ , що забезпечує таку конфігурацію ланок частини чинного, яка в точності збігається злівою частиною повного ланцюга, що перебуває в рівновазі.

2. Як допоміжну причину віртуальних переміщень в узагальнених координатах покажемо, як можна визначити рівноважне положення ланцюжка стержня, один кінець якого закріплений шарніром, а в іншому кінці прикладена горизонтальна сила.

Нехай  $x_1, x_2$  — координати середини  $k$ -го стержня (рис. 4, 5).

Пошлемо через  $x$  —  $x$  координати точки прикладення сили  $X_m$ .

Скористаємося принципом віртуальних переміщень у формі [7]:

$$\sum_{k=1}^m (F_{kx} \delta x_k - F_{ky} \delta y_k - F_{kz} \delta z_k) = 0, \quad (7)$$

то  $F_{kx}, F_{ky}, F_{kz}$  — проекції сили  $\mathbf{F}_k$  ( $k=1, m$ ) на координатні осі  $\delta x_k,$

$\delta y_k, \delta z_k$  — проекції віртуального переміщення точки прикладення  $k$ -тої сили.

Беручи до уваги оригінальну силу  $\mathbf{p}_k = \mathbf{p}$  ( $k=1, m$ ) і силу  $X_m$ ,

мімо всієї системи (7)

$$p \delta y_1 + p \delta y_2 + \dots + p \delta y_m + X_m \delta x = 0. \quad (8)$$

Виберемо як унітарні координати кути  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m$ , утворені стержнями і вертикальною, і виразимо через них ординати  $y_1, y_2, \dots, y_m$  середин стержнів і абсцису  $x$  точки прикладення сили  $X_m$ :

$$y_1 = \frac{l}{2} l \cos \beta_1, \quad y_2 = l \cos \beta_2, \quad \dots, \quad y_m = \frac{l}{2} l \cos \beta_m, \dots$$

$$x_1 = l \cos \beta_1, \quad \dots, \quad x_m = l \cos \beta_m, \quad \dots, \quad x = l \cos \beta_m.$$

$$x = l \sin \beta_1 + \dots + l \sin \beta_m.$$

Звідси будемо мати для варіації відповідних координат

$$\delta x = \frac{dx}{d\beta_k} \delta \beta_k = \frac{l}{2} l \sin \beta_k \delta \beta_k,$$

$$\delta y_1 = \frac{dy_1}{d\beta_1} \delta \beta_1 = -\frac{l}{2} l \sin \beta_1 \delta \beta_1, \quad \frac{1}{2} l \sin \beta_1 \delta \beta_1,$$

$$\delta y_2 = -l \sin \beta_2 \delta \beta_2 + \dots + \sin \beta_2 \delta \beta_2 + \dots + \frac{1}{2} \sin \beta_2 \delta \beta_2, \dots$$

$$\delta y_m = -l \sin \beta_m \delta \beta_m + \dots + \sin \beta_m \delta \beta_m + \dots + \frac{1}{2} \sin \beta_m \delta \beta_m,$$

$$\delta x = l \cos \beta_1 \delta \beta_1 + \dots + \cos \beta_m \delta \beta_m.$$

Після того, як підставимо в (8) ці вирази скорочення під  $-l$  і утворення членів з  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m$  одержимо

$$\frac{1}{2} p l [1 + 2(m-1) \sin \beta_1 - 2 \cos \beta_1] \delta \beta_1 +$$

$$+ \frac{1}{2} p l [1 + 2(m-2) \sin \beta_2 - 2 \cos \beta_2] \delta \beta_2 + \dots +$$

$$+ \frac{1}{2} p l [1 + 2(m-k) \sin \beta_k - 2 \cos \beta_k] \delta \beta_k + \dots +$$

$$+ p \sin \beta_m + 2 \cos \beta_m \delta \beta_m = 0.$$

Виразки функції в дужках по суцільному значенням сил  $\beta_k$  ( $k=1, m$ ) у вищесказаних де являються унітарними координатами. Для рівноваги необхідно в дужках висловити рівності [7]

$$Q_k = 0 \quad (k=1, m),$$

тобто,

Механизм отлесного типа (патент) работы на лесных пожарах Табачной союзе. Т. ДеПНДЖ. 1976, с. 71-76.

5. *Муртин Д.Р.* Введение в механику гибкой цепи. М.: Наука, 1980. 240 с. редакция физико-математической литературы, 1980.

6. *Ботв М.И., Давиденко Г.Ю., Кетков А.С.* Теоретическая механика в примерах и задачах. т. 3. М.: Наука, 1973. 488 с.

7. *Лойтцский Л.Г., Лурье А.Н.* Курс теоретической механики. т. II. Динамика. М.: Наука, 1983. 640 с.

**РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕПНОГО  
ГРУНТОМЕТАТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА  
О.М.Семкин, В.М.Шатохин**

Для тушения лесных пожаров приведена схема устройства и метод расчета рабочего органа грунтометательного механизма.

**CALCULATION OF THE BODY CHAIN MECHANISM  
FOR THROWING GROUND ON  
Semkin O., Shatokhin V.**

To extinguish forest fires is a diagram of the device and method of calculation of the working body for throwing mechanism for throwing ground on.

$$\cos \beta_k = 0 \quad (k=1, m), \quad Q_k = p[1+2(m-k)]\sin \beta_k - 2X_m \cos \beta_k = 0, \quad (k=1, m)$$

$$\text{звідки знайдемо} \quad \tan \beta_k = \frac{2X_m}{[1+2(m-k)]p} \quad (k=1, m)$$

З цих формул визначаються  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_m$  у положенні рівноваги, що й визначає форму рівноваги стержневого багатокутника, що напружується силою  $X_m$ .

Зазначимо, що формула (9) у точності збігається із третьою формулою (3), якщо врахувати, що  $X_{k+1} = X_m$ ,  $Y_{k+1} = Y_0 - (k+1)p$  і в останній  $k$  пробігає значення від 0 до  $m-1$ .

Розрахунки форми ланцюга при рівновазі проводилися для механізму експериментальної установки з різними наборами параметрів. Розглянуто варіанти, коли  $L=0,5\text{м}$ ,  $l=0,1\text{м}$ ,  $m_2=0,2\text{кг}$ , а число ланок  $n$  бралось рівним 9 (непарне), або 10 – парне. Як проміжний результат на рис. 6 показано графік функції  $f(x)$  (4) для  $n=9$ .

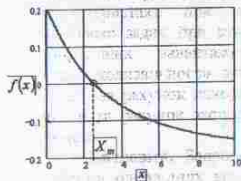


Рис. 6. Графік функції  $f(x)$

Для пошуку кореня рівняння (5) у пакеті MathCAD використовувалася функція root. У результаті отримано  $X_m = 2,464\text{ Н}$  (як початкове наближення кореня приймалося нульове).

На рис. 7 показані конфігурації ланцюжків, складених з однорідних з'єднаних шарнірно стержнів, для значень  $n$ , рівних відповідно 9 і 10. Розрахунки здійснювалися за допомогою програми, створеної в середовищі математичного пакета MathCAD.

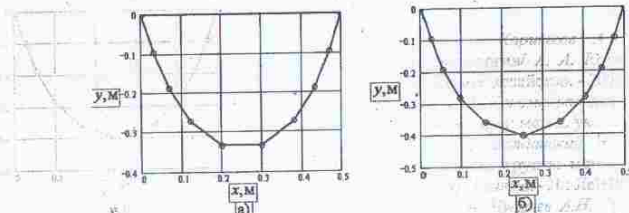


Рис. 7. Рівноважна конфігурація системи з'єднаних шарнірно стержнів: а)  $n=9$ ; б)  $n=10$

Програма реалізує алгоритм побудови функції  $f(x)$  за допомогою виразів (4) або (6); розв'язання рівняння (5) і формування конфігурації ланцюжка за допомогою останньої формули (3). Помітимо, що реакції в шарнірах визначаються за допомогою перших двох формул (3).

Зазначимо, що моделювання взаємодії ланцюга й ґрунту вимагає знання механічних властивостей ґрунтів. Для експлуатації важливими характеристиками машини будуть кутова швидкість обертання ланцюга, потужність силової установки, що визначають дальність метання ґрунту. Нетривіальним завданням є дослідження взаємодії двигуна обмеженої потужності з агрегатом, який апріорі піддається змінним навантаженням.

Це повною мірою відноситься до експериментальної установки, яка використовує асинхронний електродвигун як привідний двигун. Адже найбільші ускладнення викликає опис саме його динамічної характеристики при навантаженні коливального характеру. Цілий комплекс задач при створенні таких пристроїв пов'язаний з оцінками динамічних навантажень у вузлах конструкції, з питаннями «протиколивального» зрівноваження. Останнє може бути вирішене не тільки за рахунок використання противаг (що збільшує вагу пристрою), але й за рахунок застосування декількох ланцюгів, укріплених певним чином.

**Висновки.** Запропоновано дискретну модель ланцюга у вигляді системи однорідних шарнірно з'єднаних стержнів. Викладено алгоритм визначення рівноважного стану ланцюжка з'єднаних шарнірно стержнів в однорідному полі сил ваги: з використанням рекурентних формул, отриманих з використанням рівнянь рівноваги геометричної статyki; з використанням принципу віртуальних переміщень в узагальнених координатах аналітичної механіки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Коршиков А.А. Крупным лесным пожарам — адекватные технологии / А.А. Коршиков, Г. Г. Шиллер, П. В. Сидаренко [и др.] // Лесное хозяйство. - 2005. - № 1. - С. 45 - 46.
2. Коломина М.В. Машины и механизмы для борьбы с лесными пожарами: метод. указания / М.В. Коломина. - Ухта: УГТУ, 2008. - 43 с.
3. Валдайский Н.П. Тушение лесных низовых пожаров способом метания ґрунта: метод. рекомендации. / Н.П. Валдайский, С.М. Вонский, А.Н. Чукичев. - Л.: ЛенинЛХ, - 1977. - 33с.
4. Чукичев А.Н. Ґрунтомёт ГТ-3 для борьбы с лесными пожарами / А.Н. Чукичев, Н.П. Валдайский, С.М. Вонский, Ю.М. Кодашов // Сб. науч. тр.

Механизация лесохозяйственных работ на северо-западе Табьной зоны, Л.: ЛеНИИЛХ, 1976. - С. 71-76.

5. Меркин Д.Р. Введение в механику гибкой нити.-М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980.- 240 с.

6. Бать М.И., Джанелидзе Г.Ю., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах.- т. 3.- М.: Наука, 1973.- 488 с.

7. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: т. II. Динамика.- М.: Наука, 1983.- 640 с.

**РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕПНОГО  
ГРУНТОМЕТАТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**  
О.М.Семкив, В.М.Шатохин

Для тушения лесные пожары приведены схема устройства и метод расчета рабочего органа грунтометательного механизма.

**CALCULATION OF THE BODY CHAIN MECHANISM  
FOR THROWING GROUND ON**  
Semkiv O, Shatokhin V

To extinguish forest fires is a diagram of the device and method of calculation of the working body for throwing mechanism for throwing ground on.

ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ



**Координатор:** Всеукраинская общественная организация «Украинская ассоциация по прикладной геометрии» (УАПГ)



**Принимающая организация:** Национальная академия природоохранного и курортного строительства (НАПКС)

Координатор: Всеукраинская общественная организация «Украинская ассоциация по прикладной геометрии» (УАПГ)

Принимающая организация: Национальная академия природоохранного и курортного строительства (НАПКС)

**Президент конференции:**

Федоркин С.И., ректор НАПКС, Симферополь

**Заместитель президента:**

Дворецкий А.С., НАПКС, Симферополь

Павленко В.А., ВНУСА, Киев

**Сопредседатели конференции:**

Михайленко В.Е., КГУ, Одесса

Погодалин А.Е., КГУ, Одесса

Савинов К.А., ВНУТ, Киев

**Научный комитет:**

Штагель А. (Вена, Австрия)

Ванс Г. (Дрезден, Германия)

Песторич М. (Београд, Сербия)

Молнар Э. (Будапешт, Венгрия)

Панченко Н.В. (Симферополь, Украина)

Вино В.В. (Киев, Украина)

Цыганов В.А. (Москва, Россия)

Барский Б.Ю. (Симферополь, Украина)

Ковалев С.П. (Киев, Украина)

Ковалев Ю.П. (Киев, Украина)

Колотунов В.И. (Белгород, Россия)

Козлик В.М. (Харьков, Украина)

Корницкий В.М. (Днепропетровск, Украина)

Кузнецова В.А. (Киев, Украина)

Купченко Л.Н. (Харьков, Украина)

Николаев С.Ф. (Киев, Украина)

Пугачев Е.В. (Львов, Украина)

Сергейчук О.В. (Белые Церкви, Украина)

Скляков В.А. (Львов, Украина)

Шошин Ю.В. (Харьков, Украина)

Виконен Н.И. (Киев, Украина)

**Рабочий комитет:**

Бондарь Е.А. - председатель (Киев, Украина)

Максименко А.Д. (Симферополь, Украина)

Денисова Е.В. (Симферополь, Украина)

Митрофанова С.А. (Симферополь, Украина)

Воскресенский С.И. (Симферополь, Украина)

Лавриченко Е.Л. (Симферополь, Украина)



