

DOI 10.32820/2079-1747-2019-23-58-67

УДК 621.867.82

**ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ
В КУРСІ ТММ З ВИКОРИСТАННЯМ ПЕОМ**

©Сичов Ю.І.¹, Вадимов Е. О.²

*Українська інженерно-педагогічна академія¹
Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут
Української інженерно-педагогічної академії (м. Бахмут)²*

Інформація про авторів:

Сичов Юрій Іванович: ORCID: 0000-0002-6576-8083; shanhaj_2007@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри машинобудування та транспорту; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Вадимов Едуард Олександрович: ORCID: 0000-0003-3377-3192; vladimiroved1937@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри електромеханічних та комп'ютерних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Миру, 5, м. Бахмут, 84500, Україна.

У статті наведено виклад оригінальної методики комплексного розрахунку важливого механізму другого класу, наведено програмне забезпечення що включає оригінальні методики, встановлені в середовищі TurboPascal, робочу програму розрахунку механізму розробляє сам користувач, керуючись доданими методичними вказівками, візуалізація роботи програми заснована на використанні графічних засобів середовища TurboPascal, серйозна увага приділяється контролю правильності роботи програми на всіх етапах її розробки, результати роботи програми можна спостерігати на екрані дисплея і роздруковувати на твердому носії, графічні побудови вручну повністю відсутні.

Ключові слова: динамічний аналіз механізму, момент інерції маховика, диференціальне рівняння, динамічна модель, ланка, привод, структурна група.

Сычев Ю.И., Вадимов Э.А. «Проектирование рычажных механизмов в курсе ТММ с использованием ПЭВМ».

В статье приведено изложение оригинальной методики комплексного расчета рычажного механизма второго класса, приведен программное обеспечение включает оригинальные методики, установленные в среде TurboPascal, рабочую программу расчета механизма разрабатывает сам пользователь, руководствуясь приложенными методическими указаниями, визуализация работы программы основана на использовании графических средств среды TurboPascal, серьезное внимание уделяется контролю правильности работы программы на всех этапах ее разработки; результаты работы программы можно наблюдать на экране дисплея и распечатывать на твердом носителе, графические построения вручную полностью отсутствуют.

Ключевые слова: динамический анализ механизма, момент инерции маховика, дифференциальное уравнение, динамическая модель, звено, привод, структурная группа.

Sychev Yu., Vadimov E. «The theory of mechanisms and machines is a fundamental discipline for students of machine-building profile, and the course project-the first comprehensive work, the main provisions of which are used in the future in the study of special disciplines».

It should be noted that the main theoretical provisions of the course are based on the use of mathematical apparatus with the use of analytical and graphical methods for solving problems that are the basis for solving problems of course design.

Analytical methods are characterized by significant labor input, as well as graphic and low accuracy. For several decades of the last century, the course project was carried out by the method, the main provisions of which were laid out in several editions of the textbook. Since the eighties in the process of course design began the introduction of computer technology. At the same time, different researchers had different approaches to solving individual stages of the course project. In this regard, it is important to determine the optimal construction of the course project and methods of its implementation.

The analysis of previous developments was carried out by studying and familiarizing with educational and methodical literature. A large number of original materials are now available on the Internet. However, in all these sources there is no single approach to the study of lever mechanisms. The article presents the original method of complex calculation of the lever mechanism of the second class; the software includes the original methods installed in the TurboPascal environment; the working program of the mechanism is developed by the user himself, guided by the attached methodological instructions; the visualization of the program is based on the use of graphical tools of the TurboPascal environment; serious attention is paid to the control of the correctness of the program at all stages of its development; the results of the program can be seen on the display screen and printed on a hard drive; graphic construction manually completely absent.

Keywords: Dynamic analysis of the mechanism, the moment of inertia of the flywheel, differential equation, dynamic model, link, drive, structural group.

Актуальність. У різних дослідників були різні підходи вирішення окремих етапів проектування важільних механізмів. У зв'язку з цим актуальним є визначення оптимальної побудови розрахунків з використанням ПЕОМ.

Ціль роботи. Ознайомити читачів з оригінальною методикою комплексного розрахунку важільного механізму другого класу.

Виклад основного матеріалу.

Комплексний розрахунок важільного механізму складається з наступних етапів:

- 1) структурний аналіз важільного механізму, що містить довільне число структурних груп Асура п'яти видів;
- 2) метричний аналіз, що включає визначення передавальних функцій нульового (ПФ0), першого (ПФ1) і другого (ПФ2) порядків основних елементів механізму: окремих точок і поздовжніх осей ланок;
- 3) контроль правильності отриманих результатів;
- 4) визначення параметрів динамічної моделі механізму: приведених до початкової ланки моменту всіх зовнішніх активних сил (крім моменту двигуна), приведенного моменту інерції і його похідної за узагальненою координатою (УК) всіх ланок (крім маховика);
- 5) вибір асинхронного електродвигуна для приводу механізму;
- 6) рішення диференціального рівняння руху початкової ланки механізму з одночасним визначенням моменту інерції маховика і передавального відношення приводу;
- 7) кінематичний аналіз механізму і визначення інерційних навантажень на ланки механізму;
- 8) контроль правильності динамічного аналізу механізму;

9) силовий розрахунок структурних груп з аналізом його правильності; 10) глобальна перевірка правильності розрахунку механізму.

Для вирішення поставлених завдань було розроблено спеціальне програмне забезпечення для роботи в середовищі TurboPascal.

Для виконання метричного аналізу за пунктом 2 були розроблені спеціальні процедури як для розрахунку початкової ланки, так і для розрахунку дволанкових структурних груп всіх п'яти видів.

Вхідними параметрами в цих процедурах є передавальні функції зовнішніх досновних КП і геометричні параметри всіх ланок групи. Процедура повертає ПФ елементів групи. Слід зазначити, що крім розрахунків ПФ процедура малює на екрані дисплея зображення відповідної структурної групи і після послідовного приєднання структурних груп можна отримати повне зображення механізму. Укладаючи цей фрагмент програми в цикл, можна отримати рухоме зображення механізму, тобто його мультимедійну модель.

Аналіз мультимедійної моделі дозволяє оцінити правильність структурного аналізу механізму за пунктом 1, тому що при помилковому виборі структурних груп або геометричних розмірів елементів на екрані буде спотворене зображення механізму або з'явиться напис «Складання немає».

Важливим етапом роботи програми є контроль правильності визначення передавальних функцій всіх елементів механізму. Якісна перевірка здійснюється за допомогою спеціальної процедури Grafik.pas, яка виводить на екран з графіка передавальних функцій будь-якого елемента механізму, які пов'язані між собою операціями диференціювання. Аналіз цих графіків щодо положень точок екстремуму і точок перегину дозволяє попередньо оцінити правильність виконаних розрахунків, а остаточний висновок можна отримати за допомогою спеціальної процедури TestPf.pas, яка виконує порівняння результатів, отриманих аналітичним і чисельним методами. Визначення параметрів динамічної моделі механізму за пунктом 4 виконується за допомогою операторів, включених в текст програми.

Зокрема, приведений до початкової ланки момент всіх зовнішніх активних сил (крім моменту двигуна) визначається з виразу:

$$Q_1 = \sum_1^n (G_{iy} y'_{Si} + F_{ix} x'_{Ki} + F_{iy} y'_{Ki} + M_i \varphi'_i) \quad (1)$$

а приведений момент інерції і його похідної за УК всіх ланок (крім маховика) визначаються за формулами:

$$I_{II} = \sum_2^n [m_i (x'_{Si}{}^2 + y'_{Si}{}^2) + I_{Si} \varphi_i'^2] \quad (2)$$

$$I'_{II} = 2 \cdot \sum_2^n [m_i (x'_{Si} x''_{Si} + y'_{Si} y''_{Si}) + I_{Si} \varphi_i' \varphi_i''] \quad (3)$$

Вибір асинхронного електродвигуна для приводу механізму за пунктом 5 виконується за допомогою спеціальної діалогової процедури Motor.pas по каталогу двигунів. При цьому вихідними даними є максимально допустима частота обертання ротора двигуна і його потрі-

бна потужність. Процедура повертає механічну характеристику обраного двигуна, за допомогою якої можна оцінити і вибрати коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипа.

Далі за пунктом 6 за допомогою спеціальної процедури *Dinamo.pas* виконується рішення диференціального рівняння руху початкової ланки механізму з одночасним визначенням моменту інерції маховика і передавального відношення приводу.

На наступному етапі за допомогою операторів, що включаються в текст програми, виконується кінематичний аналіз механізму, що містить визначення проекцій на координатні осі швидкостей і прискорень точок механізму, а також кутових швидкостей і прискорень ланок механізму, що дозволяє визначити інерційні навантаження на ланки: проекції на координатні осі головних векторів сил інерції і головних моментів сил інерції.

Далі у відповідність з пунктом 8 проводиться контроль правильності динамічного аналізу механізму за допомогою оператора, що представляє собою запис рівняння Лагранжа-Даламбера (загального рівняння динаміки) у формі:

$$\begin{aligned} \text{Pogr1}[i] := & \text{Mpd}[i] + \text{Mpc}[i] + \text{Mf1}[i] + (\text{F2x}[i] * \text{Xa}_1[i] + \text{F2y}[i] * \text{Ya}_1[i] + \\ & \text{F3x}[i] * \text{Xs3}_1[i] + \text{F3y}[i] * \text{Ys3}_1[i] + \text{F4x}[i] * \text{Xs4}_1[i] + \text{F4y}[i] * \text{Ys4}_1[i] + \\ & \text{F5y}[i] * \text{Yd}_1[i]) / 1000 + (\text{Mf2}[i] + \text{Mf3}[i]) * \text{Fik}_1[i] + \text{Mf4}[i] * \text{Ficd}_1[i]; \end{aligned}$$

Аналіз отриманого результату оцінюється за допомогою графіка, що виводиться на екран. Наступними етапами розрахунку є проведення силового розрахунку всіх структурних груп механізму за допомогою спеціальних процедур з перевіркою їх правильності. В процесі роботи цих процедур на екрані можна спостерігати побудову планів сил для будь-якого положення механізму. На закінчення за пунктом 10 проводиться глобальна перевірка правильності розрахунку механізму.

Методика виконання роботи полягає в наступному. Спочатку постановник завдання направляє на скайп або електронну пошту виконавця програми, які створюють оригінальний модуль *tr7* і додаткові модулі у форматі *dos*, що включають всю необхідну додаткову інформацію. Після завантаження за посиланням цих файлів користувач, керуючись пояснюючою інформацією, приступає до розробки програми. Далі наведені копії екранів, де представлені основні результати роботи програми. На рис.1 представлена схема механізму для одного з 48-ми положень мультимедійної моделі механізму.

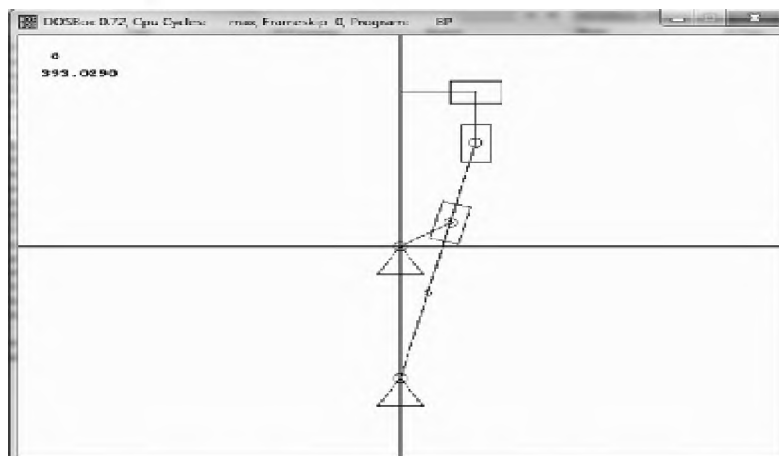


Рис.1.Кінематична схема механізму для одного з 48-ми положень кривошипа.

У лівому верхньому кутку номер положення кривошипа і кут, відлічуваний від позитивного напрямку осі абсцис.

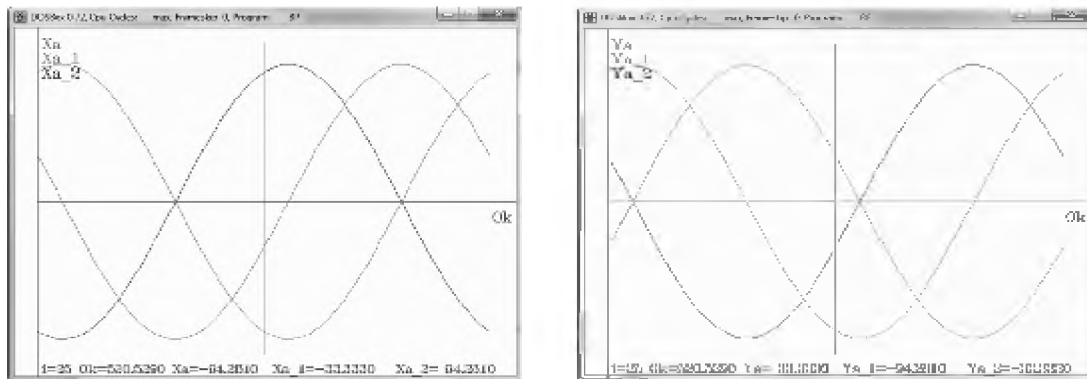


Рис.2.Графіки проєкцій лінійних передавальних функцій осі шарніра А кривошипа: зелена крива-передавальна функція нульового порядку (ПФ0), червона крива- передавальна функція першого порядку (ПФ1), бузкова крива- передавальна функція другого порядку (ПФ2), вертикальна лінія-курсор, нижній рядок містить номер положення механізму і значення ПФ в мм.

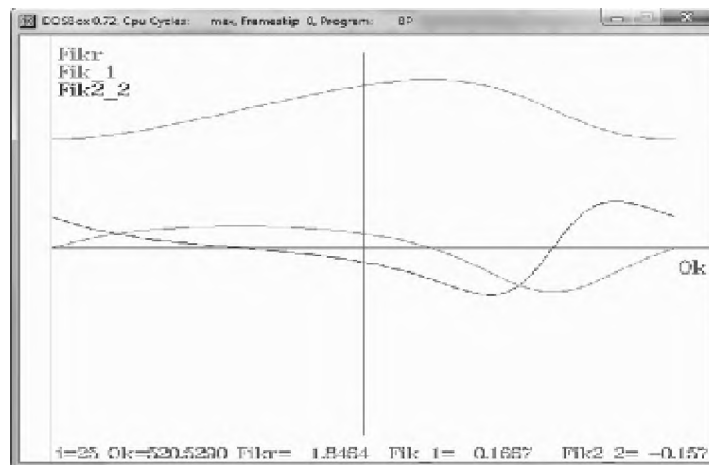


Рис.3.Графіки ПФ повздовжньої осі куліси ПФ0 у рад, а ПФ1 и ПФ2-безрозмірні величини

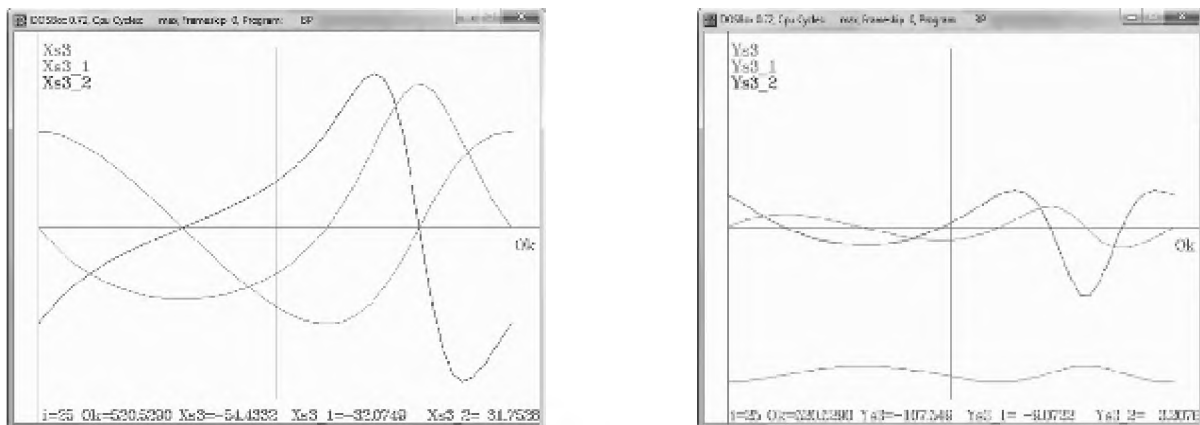


Рис.4. Графіки проєкцій ПФ центра мас куліси у мм

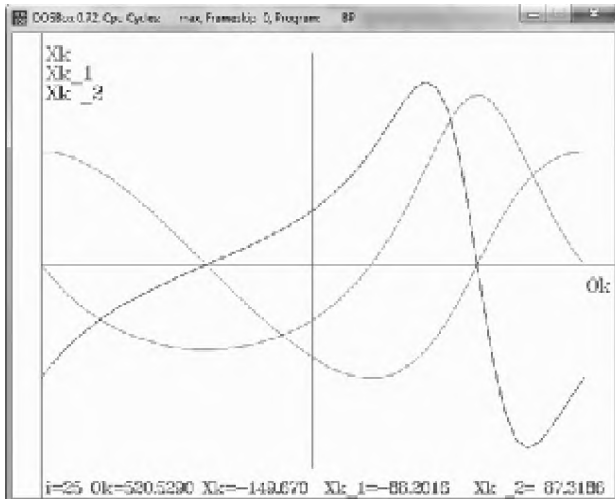


Рис.5. Графіки ПФ повзуна у мм

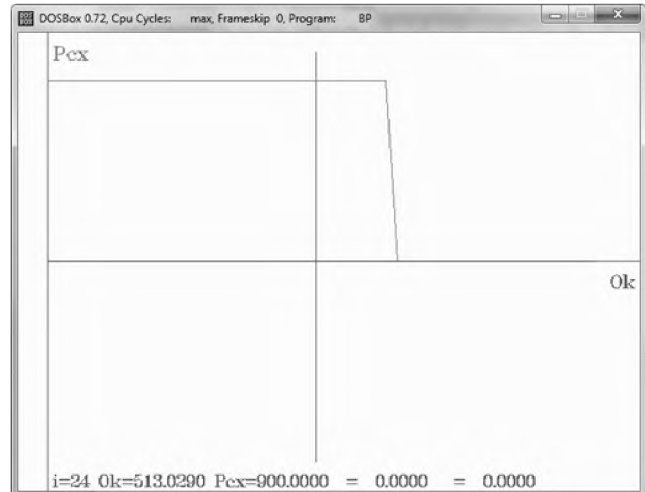


Рис.6. Графік сили технологічного опору у Н

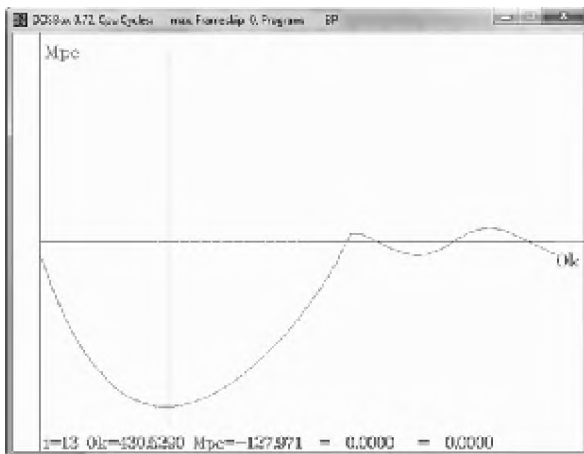


Рис.7. Графік приведенного до кривошипу сумарного моменту сили технологічного опору і сил тяжіння ланок у Нм

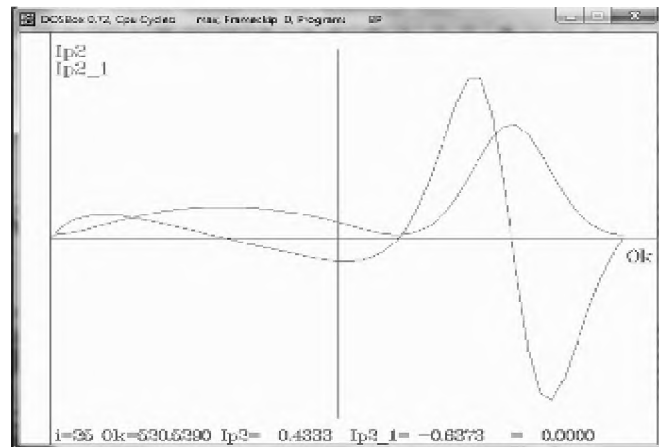
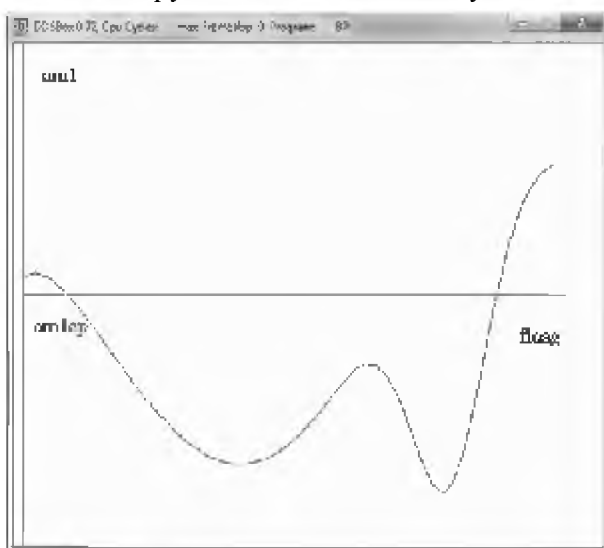
Рис.8. Графіки приведенного моменту інерції ланок механізму (зелена крива у $\text{кг}\cdot\text{м}^2$) і першої похідної за УК(червона крива)

Рис.9.Графік зміни кутової швидкості кривошипа на протязі першого обороту

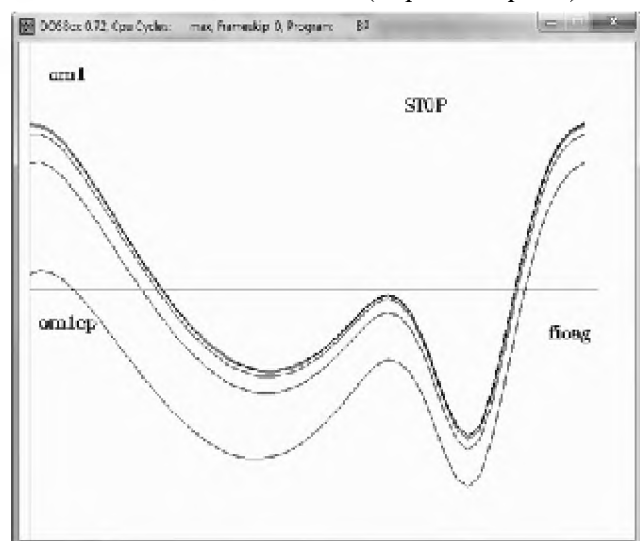


Рис.10. Ітераційний процес рішення диференціального рівняння обертання кривошипу

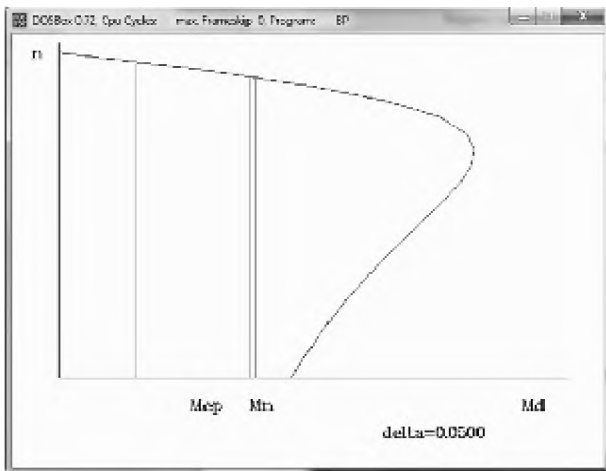


Рис.11. Механічна характеристика вибраного асинхронного двигуна з зазначенням робочої ділянки, якій відповідає $\delta=0,05$

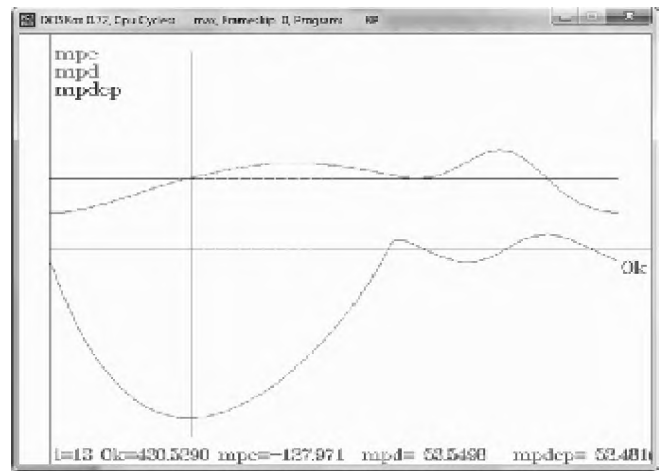


Рис.12.Графіки приведених моментів сил опору (зелена крива),моменту двигуна (червона крива) і середнього моменту рушійних сил (бузкова крива)

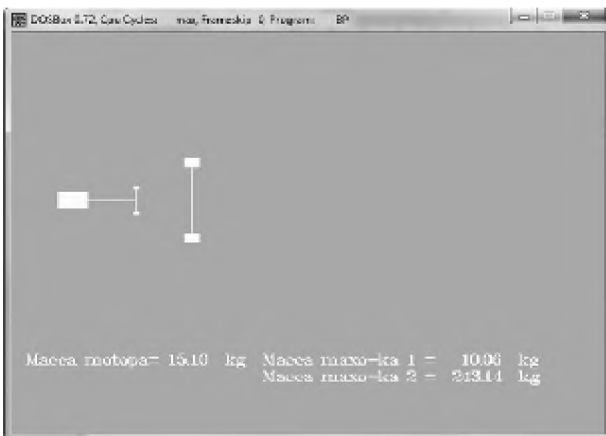


Рис.13.Порівняльна оцінка габаритів і маси двигуна і маховика для двох варіантів його установки: на валу двигуна і на вихідному валу редуктора

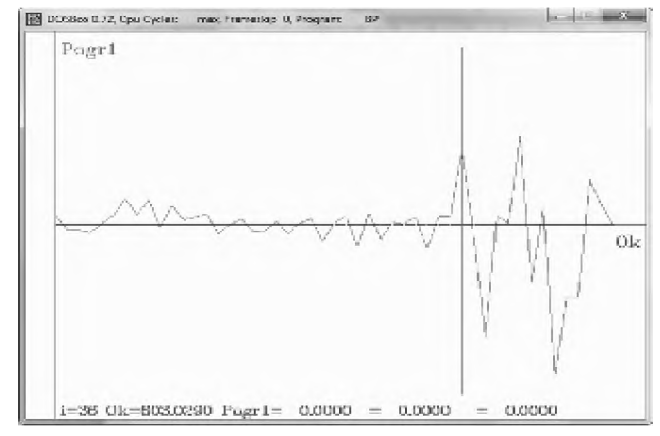


Рис.14.Контроль правильності динамічного аналізу механізму.Похибка розрахунку Pogr1-це машинні нулі, що свідчать про правильність виконаного розрахунку.

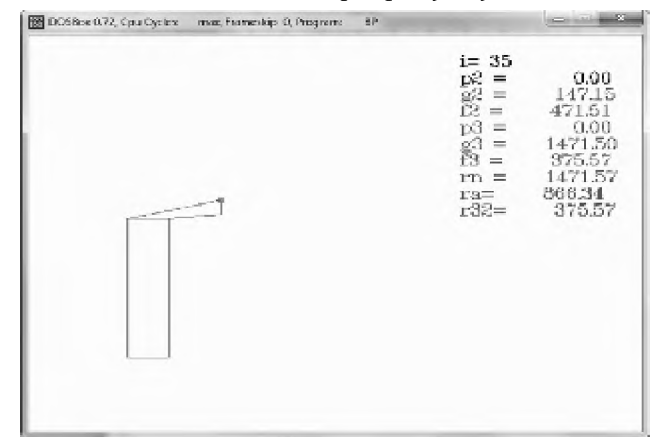
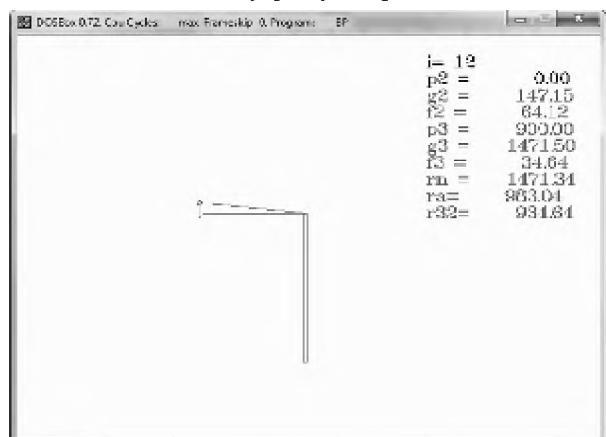


Рис.15.Побудова планів сил для двох положень групи Ассура 5-го виду (положення 12 для робочого ходу та положення 35-для холостого ходу)

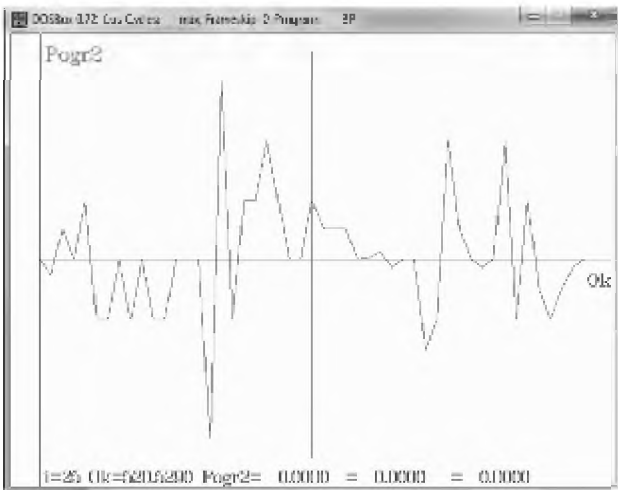


Рис.16. Контроль правильності силового розрахунку групи 5-го виду

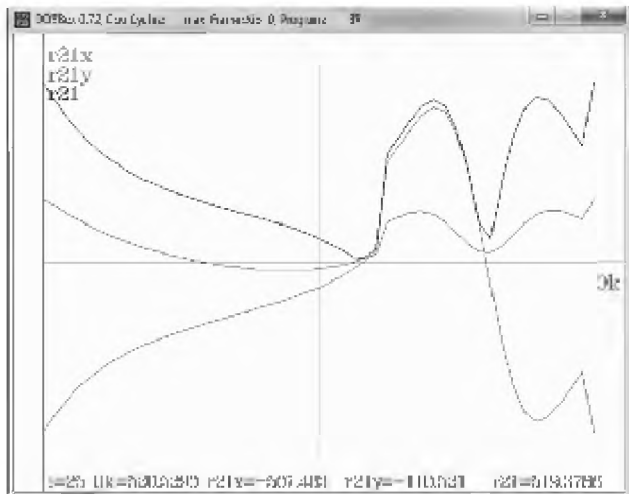


Рис.19. Проекції і модуль реакції у КП(кінематичній парі) «кривошип- камінь»

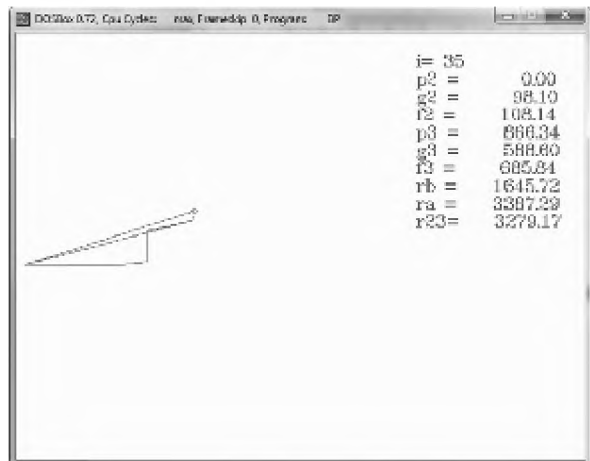
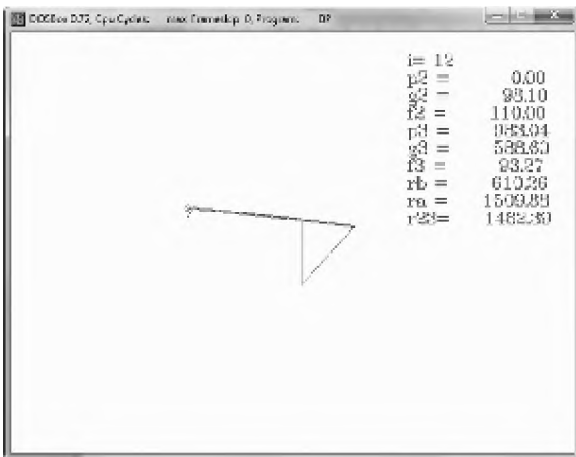


Рис.17. Побудова планів сил для двох положень групи Асура 3-го виду (положення 12 для робочого ходу та положення 35-для холостого ходу)

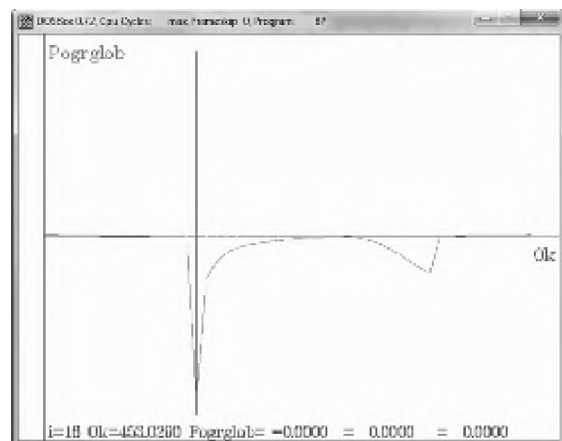
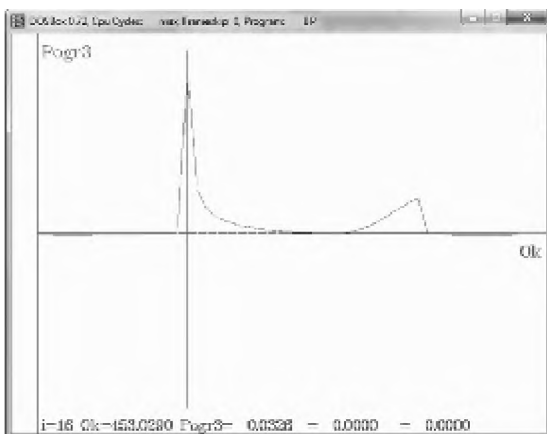


Рис.18. Контроль правильності силового розрахунку групи 3-го виду та визначення глобальної похибки

Далі приведені результати силового розрахунку.

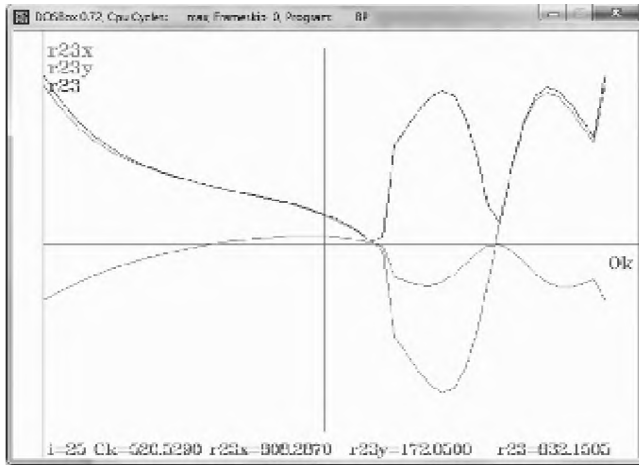


Рис.20. Проекції і модуль реакції у КП «камінь-куліса»

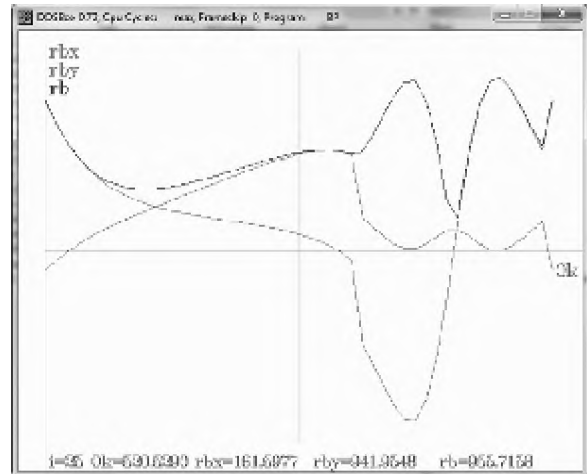


Рис.21. Проекції і модуль реакції у КП «стояк-куліса»

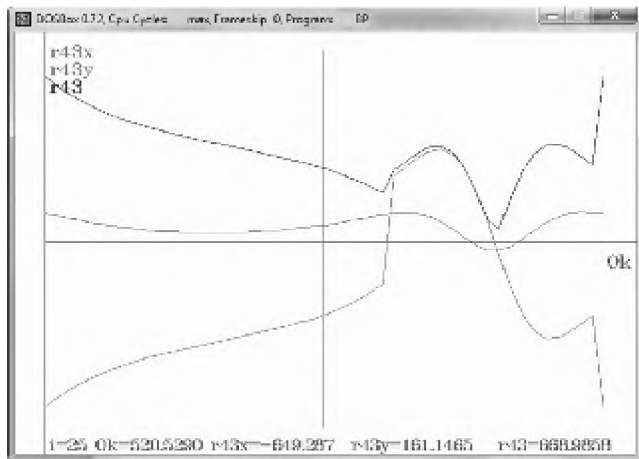


Рис.22. Проекції і модуль реакції у КП «куліса-камінь»

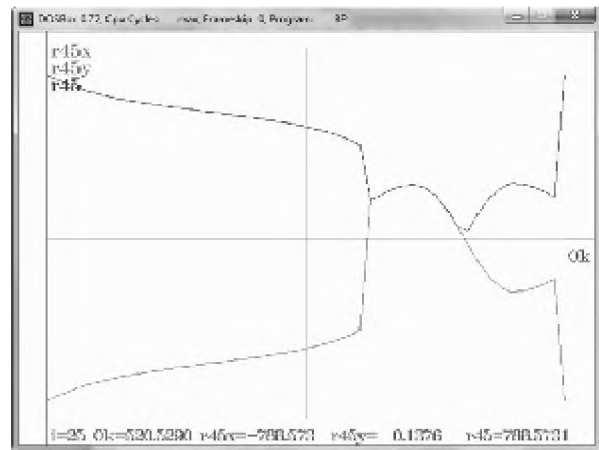


Рис.23. Проекції і модуль реакції у КП «камінь-повзун»



Рис.24. Модуль реакції у поступальній КП

Висновки.

Розроблена методика дозволяє вирішити всі сформульовані раніше завдання. Більш того, за рахунок розробки нових спеціальних процедур можна вирішувати більш складні завдання, наприклад, розрахунок механізмів вище другого класу або розрахунок механізму з урахуванням тертя.

Список использованных источников:

1. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование в системе Microsoft Excel : учебное пособие / А. Ф. Дашенко, И. М. Белоконев, К. И. Белоконев [и др.]. – Одесса : Стандартъ, 2007. – 243 с.
2. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad : навч. посіб. / Я. Т. Кіницький, В. О. Хоржевський, М. В. Марченко. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2014. – 324 с.
3. Grous A. Applied Mechanical Design / A. Grous. – London : IST, 2018. – 504 p.
4. Rider M. J. Design and Analysis of Mechanisms: A Planar Approach / Michael J. Rider. – London : John Wiley & Sons, 2013. – 316 p.

References

1. Dashhenko, AF, Belokonev, IM, Belokonev, KI et al. 2007, Teorija mehanizmov i mashin. Kursovoe proektirovanie v sisteme Microsoft Excel, Standart, Odessa.
2. Kinytskyi, YaT, Khorzhevskyi, VO & Marchenko, MV 2014, Teoriia mekhanizmv i mashyn v systemi Mathcad, RVTs Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu, Khmelnytskyi.
3. Grous, A 2018, Applied Mechanical Design, IST, London.
4. Rider, MJ 2013, Design and Analysis of Mechanisms: A Planar Approach, John Wiley & Sons, London.

Стаття надійшла до редакції 15 квітня 2019 р.