

DOI:

УДК 621.865.8

О.Д. Романюк, к. т. н., доцент, oleksandrromaniuk5@gmail.com
Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

ОПТИМІЗАЦІЯ МАС ВАЛІВ І ПІДШИПНИКІВ МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

В даній роботі на основі математичної моделі складальної одиниці вузла обертання механічної передачі проведено аналіз залежності маси обертального елемента моделі валу з підшипниками від загальних коефіцієнтів конструктивного перерахунку геометричних параметрів, що дає можливість оцінити масу обертального елемента в першому наближенні на етапі попереднього проектування з метою стабілізації кінематичних та динамічних характеристик машинного агрегату без використання додаткових мас.

Ключові слова: механічна передача; маса; вал; обертальний вузол; проектування.

In this paper a mathematical model of the mechanical transmission rotation node assembly unit is developed. On its base the dependences for calculating the mass of the rotational element for model of the bearing shaft were obtained. The introduced general coefficients of constructive conversion for geometric parameters make it possible to estimate the mass of the rotating element in the first approximation at the stage of preliminary designing to stabilize the kinematic and dynamic characteristics for the machine aggregate without the use of additional masses.

Keywords: mechanical transmission; mass; shaft; rotary knot; designing.

Постановка проблеми

Задачі оптимізації кінематичних та силових характеристик приводу виконавчого органу машинного агрегату вирішують різними способами. Найбільш поширений полягає в використанні додаткових махових мас [1,2,3], використання яких дає можливість суттєво знизити амплітуду коливань швидкості ланки зведення, так як обумовлює збільшення зведеного моменту інерції механізму. Але встановлення додаткових мас збільшує вагу механізму та його інерційність. Щоб відійти від використання маховиків в процесі попереднього проектування приводу виконавчого органу машинного агрегату необхідно підбирати такий стандартний редуктор, маховий момент обертальних вузлів якого відповідав би додатковій маховій масі. Але на практиці підібрати відповідний редуктор практично не можливо, тому доцільніше проектувати нові передаточні механізми моменти інерції обертальних мас яких могли б виконувати функцію маховика.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основні принципи та підходи проектування передаточних механізмів на основі оптимізації їх кінематичних та силових характеристик розглядалися в роботах [4,5], в яких основний аспект направлений на аналіз загальних елементів схеми приводу без урахування мас обертальних вузлів приводу виконавчого органу машини.

При вирішенні поставленої проблеми необхідно підібрати на стадії попереднього проектування відповідну масу обертального вузла механічної передачі, яка б відповідала маховому моменту маховика. Відповідного роду задачу було вирішено в роботах [5,6,7], але тільки з урахуванням оптимальної маси зубчастих коліс. В даних роботах не враховувалась маса валу та його вузлів кріплення, яка теж характеризується значним маховим моментом. В роботі [8] розроблена математична модель складальної одиниці вузла обертання механічної передачі на основі якої отримано залежності для розрахунку маси обертального елемента моделі валу з підшипниками. Введення коефіцієнта конструктивного перерахунку геометричних параметрів валу та загального коефіцієнта конструктивного перерахунку геометричних параметрів обертального елемента моделі валу з підшипниками дають можливість оцінити масу валу чи масу обертального елемента в першому наближенні на етапі попереднього проектування, так як із проектного розрахунку відомо тільки вихідний діаметр валу, з метою стабілізації кінематичних та динамічних характеристик машинного агрегату без використання додаткових мас.

Формулювання мети дослідження

Задачі проектування механічних передач з урахуванням оптимізації кінематичних та силових характеристик приводу виконавчого органу машинного агрегату являються багато критеріальними, так як необхідність враховувати взаємно залежні параметри.

Виходячи із умови взаємодії між деталями складальної одиниці вузла обертання механічної передачі (рис. 1), які виражаються рівняннями зв'язку, що описують умови функціонування передачі, отримаємо, що маса валу механічної передачі буде залежати від восьми основних невідомих перемінних величин проектування [8].

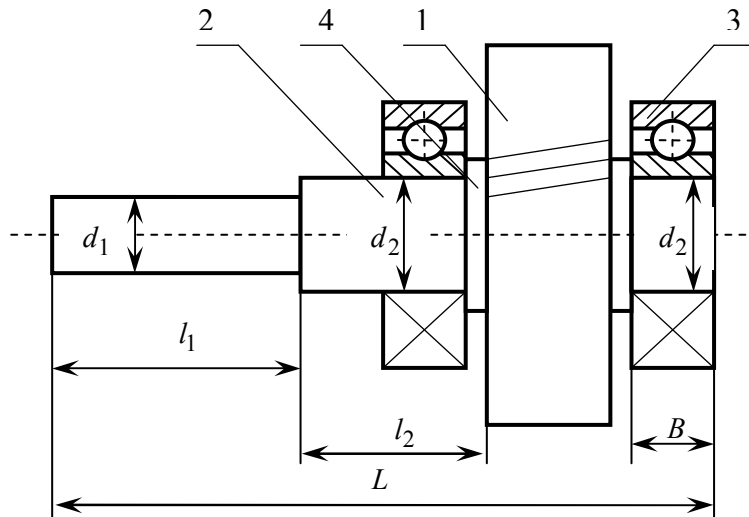


Рис. 1. Складальна одиниця вузла обертання механічної передачі: 1 — зубчасте колесо, 2 — вал, 3 — опори валів (підшипники кочення), 4 — розпірна втулка

Визначаємо залежність та вибираємо наступні обмеження для перемінних величин проектування, враховуючи стандартні вимоги до відповідних величин, а також використовуючи коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів:

k — коефіцієнт конструктивного перерахунку діаметру відповідної ступені валу;

k_i — коефіцієнт конструктивного перерахунку відповідної довжини ділянки валу.

1. Діаметр вихідної ділянки валу при проектуванні розраховується із умови міцності по допустимим дотичним напруженням при умові чистого кручення

$$d_1 \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

2. Діаметр ділянки валу під підшипник визначається на основі конструкторських нормативів

$$d_2 = d_1 + [2c + (3...5)],$$

де c — радіус галтелі перехідної ділянки валу.

З урахуванням коефіцієнту конструктивного перерахунку

$$d_2 = kd_1.$$

3. Довжина вихідної ділянки валу визначається на основі конструкторських нормативів

$$l_1 = (1,8...2,5) \times d_1.$$

З урахуванням коефіцієнту конструктивного перерахунку

$$l_1 = k_1 d_1.$$

4. Довжина ділянки валу зі сторони вихідної частини розраховується з урахуванням геометричних розмірів відповідних деталей та вузлів, які безпосередньо встановлюються на цій ділянці

$$l_2 = B + t + H + \Delta,$$

де B — ширина підшипника; t — ширина розпірної втулки; H — висота наскрізної кришки підшипника; Δ — конструктивний (запобіжний) зазор.

З урахуванням коефіцієнту конструктивного перерахунку

$$l_2 = k_2 d_2.$$

5. Довжина ділянки вала під підшипник назначається згідно ширини вибраного підшипника, а з урахуванням коефіцієнту конструктивного перерахунку

$$B = k_3 d_2.$$

6. Питому вагу матеріалу вала в даному випадку можемо розглядати як постійну величину:

$$\rho = \text{const}, \quad (\rho = 7820 \text{ кг/м}^3 \text{ для сталі 40, 45, 40Х, 40ХН}).$$

7. Допустима величина дотичних напружень при крученні в першому наближенні можемо розглядати як постійну величину:

$$[\tau] = \text{const}, \quad ([\tau] = 20 \dots 40 \text{ МПа для сталі 40, 45, 40Х, 40ХН}).$$

8. Величина обертального моменту на валу є величиною постійною при умові незмінності швидкохідної передачі та потужності двигуна:

$$T = \text{const}, \quad (T = \frac{N}{\omega}, \text{ де } N \text{ — потужність на валу; } \omega \text{ — кутова швидкість вала}).$$

На основі відповідних перемінних величин проектування необхідно встановити залежності та взаємозв'язок між ними для спрощення задачі вибору оптимальної маси обертального елемента механічної передачі.

Виклад основного матеріалу

Згідно математичної моделі вала (рис. 2) було отримано залежності для визначення маси відповідних ділянок вала діаметром d_1, d_2 , а також масу внутрішніх кілець підшипника, які встановлюються по пресовій посадці на вал [8].

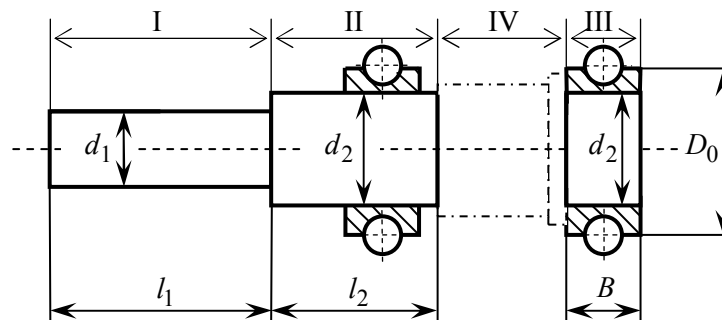


Рис. 2. Математична модель вала з підшипниками

Загальна залежність для визначення маси обертального елемента моделі вала з підшипниками

$$m = \frac{\pi}{4} \rho \times K \times d_1^3$$

вказує на те, що оцінку маси можливо виконати на етапі попереднього проектування, оскільки із проектного розрахунку відомо тільки вихідний діаметр вала. Складність оцінки полягає у визначенні коефіцієнту K , величина якого залежить від нормативних вимог та відповідних стандартів, які використовуються в процесі проектування складальних одиниць механічних передач.

Загальний коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів обертального елемента моделі вала з підшипниками визначається рівнянням

$$K = K_b + K_n,$$

де $K_b = k_1 + k^3(k_2 + k_3)$ — загальний коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів валу; $K_n = 2k^3(k_4^2 - k_3)$ — загальний коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів підшипника.

Розглянемо характер зміни відповідних коефіцієнтів в залежності від перемінних величин проектування з урахуванням стандартних вимог. На рис. 3 приведено графік коефіцієнту конструктивного перерахунку діаметру ступенів вала k , а на рис. 4 коефіцієнтів k_i .

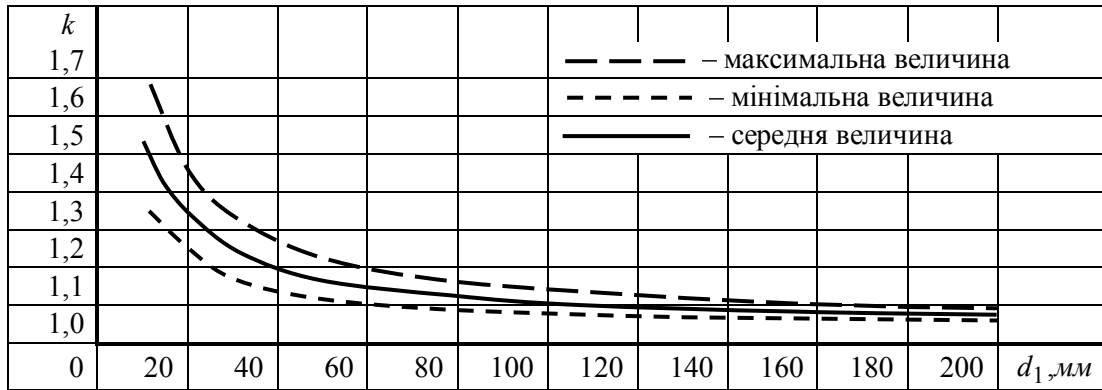


Рис. 3. Графік коефіцієнту конструктивного перерахунку діаметру ступенів валу

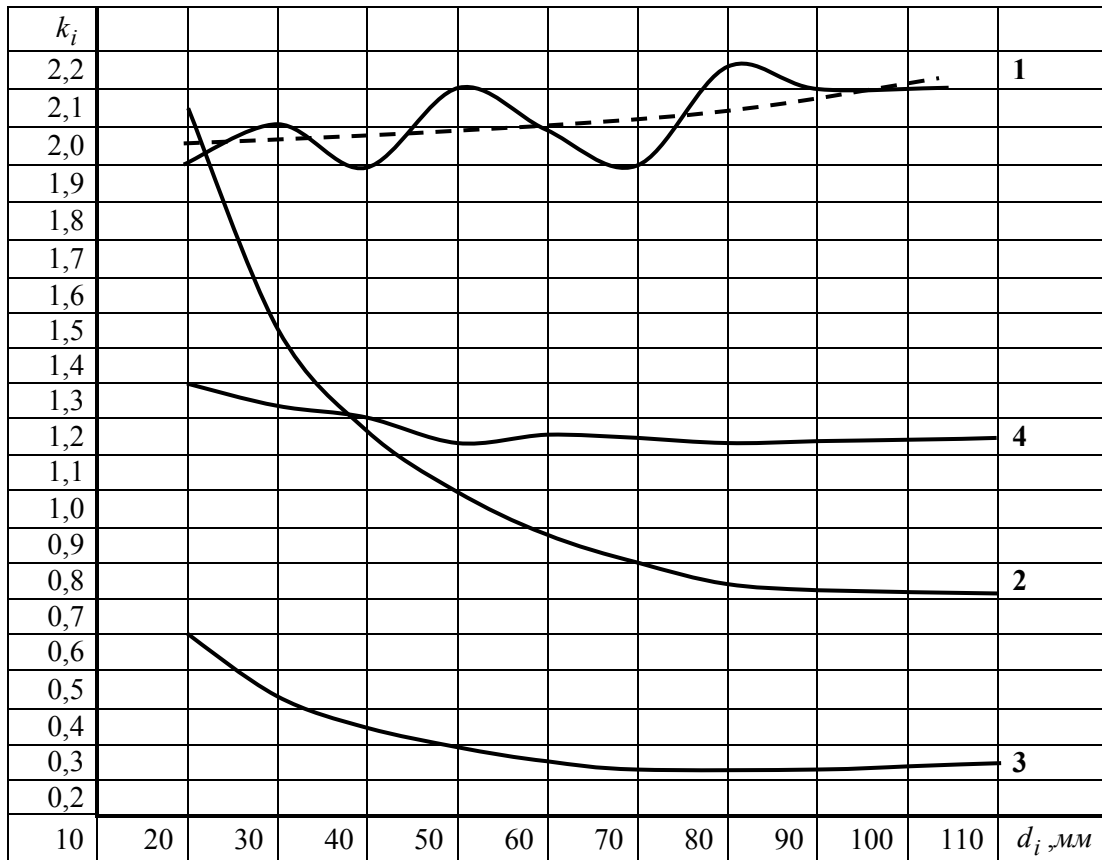


Рис. 4. Графіки коефіцієнтів k_i

Слід відмітити, що числові значення коефіцієнту конструктивного перерахунку діаметру ступенів валу k від нормативних вимог та відповідних стандартів які використовуються в процесі проектування мають значне відхилення від середньої величини тільки в діапазоні діаметрів від 20 мм до 100 мм, для валів діаметром більше 100 мм даний коефіцієнт можна вважати постійним.

Числові значення коефіцієнту конструктивного перерахунку довжини вихідної ділянки валу k_1 (рис. 4. графік 1) мають періодичний характер зміни для любых діаметрів d_1 , що ускладнює процес оптимізації на етапі попереднього проектування. В основному це обумовлено тим, що довжина даної ділянки як правило визначається розмірами стандартних муфт які використовуються для з'єднання валів. Тому доцільно при проектуванні використовувати деяку усереднену величину відповідного коефіцієнту.

Числові значення коефіцієнтів конструктивного перерахунку довжини II-ї та III-ї ділянок валу k_2 і k_3 (рис. 4. графік 2 та графік 3) мають ідентичний характер зміни. Для валів діаметром більше 75 мм коефіцієнт k_2 можна вважати постійним. Це обумовлено тим, що зі збільшенням діаметру валу відповідної ділянки геометричні розміри деталей та вузлів які безпосередньо встановлюються на ній змінюються не суттєво. Для валів діаметром більше 55 мм коефіцієнт k_3 можна вважати постійним, що теж обумовлено незначною зміною ширини підшипника по відношенню до діаметру вала.

Коефіцієнт конструктивного перерахунку діаметра внутрішнього кільця підшипника k_4 (рис. 4. графік 4) практично можна вважати постійним, так як має місце не значна зміна числових значень в інтервалі діаметрів валу від 20 мм до 45 мм і відповідне відхилення не перевищуватиме похибки розрахунку в цілому.

Характер залежності загального коефіцієнту конструктивного перерахунку геометричних параметрів обертального елемента моделі валу з підшипниками від діаметру вихідної ділянки валу представлений на рис. 5.

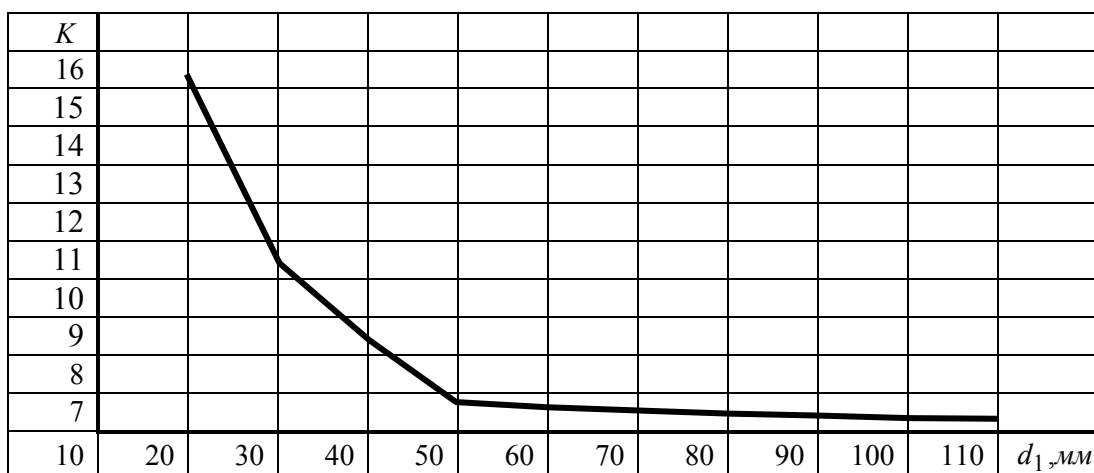


Рис. 5. Графік загального коефіцієнту конструктивного перерахунку геометричних параметрів

Таким чином, згідно отриманих результатів загального коефіцієнту конструктивного перерахунку геометричних параметрів обертального елемента моделі валу з підшипниками можлива попередня оцінка маси валу тільки на основі його вихідного діаметру. Для валів у яких діаметр $d_1 \geq 50$ мм коефіцієнт K можна вважати постійним, що суттєво спрощує задачу оптимізації. Враховуючи те, що питома вага матеріалу вала в даному випадку може розглядатися як постійна величина ($\rho = 7820 \text{ кг/м}^3$) а для валів у яких діаметр $d_1 \geq 50$ мм коефіцієнт $K = 7,5$, то відповідно маса обертального елемента моделі валу з підшипниками пропорційна діаметру вихідної ділянки валу в кубі з коефіцієнтом пропорційності $46040,25 \text{ кг/м}^3$.

Висновки

На основі залежностей, які отримані з математичної моделі складальної одиниці вузла обертання механічної передачі, виконані розрахунки які вказують на характер зміни відповідних коефіцієнтів k_i з урахуванням стандартних вимог, а також маси обертального елемента моделі валу з підшипниками.

Згідно отриманих результатів можна стверджувати, що коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів валу та загальний коефіцієнт конструктивного перерахунку геометричних параметрів обертального елемента моделі валу з підшипниками дають можливість оцінити масу валу чи масу обертального елемента в першому наближенні на етапі попереднього проектування, так як із проектного розрахунку відомо тільки вихідний діаметр валу, з метою стабілізації кінематичних та динамічних характеристик машинного агрегату без використання додаткових мас.

Встановлено залежність маси обертального елемента моделі валу з підшипниками від нормативних вимог та відповідних стандартів які використовуються в процесі проектування складальних одиниць механічних передач.

Список використаної літератури

1. Геминтерн В.Н. Методы оптимального проектирования : Москва : Энергия, 1980. 160 с.
2. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями : Москва : Дрофа, 2006. 175 с.
3. Джента Дж. Накопители кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем : Москва : Мир, 1988. 430 с.
4. Романюк А.Д. Основные подходы решения задач синтеза передаточных механизмов на основе оптимизации его характеристик. *Сборник научных трудов Днепропетровского государственного технического университета и Керченского государственного морского технологического университета «Механика твердого тела. Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий»*. 2013. Вып. 14. С. 24–26.
5. Романюк О.Д. Вибір махових мас ланок передаточних механізмів на основі оптимізації передаточної функції. *Математичне моделювання*. 2015. №2(33). С. 52–54.
6. Романюк О.Д. Оптимізація мас зубчастих коліс механічної передачі на етапі попереднього проектування. *Математичне моделювання*. 2016. №2(35). С. 35–38.
7. Романюк О.Д. Основні підходи оптимізації мас зубчастих коліс механічної передачі. *Математичне моделювання*. 2018. №1(38). С. 118–123.
8. Romaniuk A.D. Development of rotary units mechanical transmission mathematical model. *Математичне моделювання*. 2019. №2(41). С. 53–61.

MASS OPTIMIZATION OF SHAFT AND BEARING FOR MECHANICAL TRANSMISSION

Romaniuk O.D.

Abstract

The tasks of designing mechanical gears, considering the optimization of the kinematic and power characteristics for drive and executive body for the machine aggregate, are multicriteria, since there is a need to consider mutually dependent parameters, especially in the development of mathematical models of elements of mechanical transmission assemblies.

The peculiarity of designing an assembly unit for a mechanical transmission rotation unit on condition for its optimization is that the number of design unknown values is much greater than the equations of communication, which greatly complicates the already multivariate problem. Therefore,

the problem of reducing the number for unknowns, as well as determining the influence of the corresponding parameters on the nature of the change in mass assembly unit, which reduced the number of variables from eight to five and selected constraints for variable design values.

The calculations are made based on the dependencies obtained from the mathematical model for the assembly unit of the mechanical transmission rotation unit. The calculations indicate the nature of the change for the respective coefficients of the geometrical parameter's calculation considering the standard requirements, as well as the mass of the rotating element of the shaft model with bearings. Introduction of the coefficient for constructive conversion for the geometric parameters of the shaft and the total coefficient of structural conversion for the geometric parameters of the rotary element and the models of the bearing shaft make it possible to estimate the mass of the shaft or the mass of the rotating element in the first approximation at the stage of preliminary design, since only the initial diameter of the shaft is known from the design calculation.

The dependence of the rotational element mass for the model of the shaft bearing on the standard requirements and the corresponding standards used in the design process of mechanical gears assembly units is established to stabilize the kinematic and dynamic characteristics for the machine aggregate without the use of additional masses.

References

- [1] Gemintern V.N., & Kogan B.M. (1980) *Metody optimal'nogo proektirovaniya. [Methods of optimal design]*. Moscow: Energiia [In Russian].
- [2] Sobol I.M., & Statnikov R.B. (2006) *Vybor optimal'nykh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami [Choosing the optimal parameters in problems with many criteria]*. Moscow: Drofa [In Russian].
- [3] J. Genta. (1988) *Nakopiteli kineticheskoy energii. Teorija i praktika sovremennykh mahovichnykh system [Aggregators kinetic energy here. Theory and practice of advanced flywheel systems]* Moscow: Mir [In Russian].
- [4] Romaniuk A.D. (2013) Osnovnyie podhodyi resheniya zadach sinteza peredatochnykh mehanizmov na osnove optimizatsii ego harakteristik [Basic approaches to solving the synthesis transmission's problems of the mechanisms based on optimization of its characteristics] *Sbornik nauchnykh trudov Dneprodzerzhinskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta i Kerchenskogo gosudarstvennogo morskogo tehnologičeskogo universiteta "Mehanika tverdogo tela Mehanizacija proizvodstvennykh processov rybnogo hozjajstva, promyshlennykh i agrarnykh predpriyatij" – Collection of scientific works of the Dneprodzerzhinsk State Technical University and the Kerch State Marine Technological University "Mechanics of the solid body. Mechanization of production processes in the fishing industry, industrial and agricultural enterprises. "*, Issue 14, 24–26 [In Russian].
- [5] Romaniuk O.D. (2015) Vybir mahovykh mas lanok peredatochnykh mehanizmiv na osnovi optymizacii' peredatochnoi' funkciij' [The choice of wing parts by weight of gear mechanisms based on optimizing the transfer function]. *Matematychni Modeliuvannia –Mathematical modeling*, 2(33), 52–54 [in Ukrainian].
- [6] Romaniuk O.D. (2015) Optymizacija mas zubchastykh kolis mehanichnoi' peredachi na etapi poperedn'ogo proektuvannja [Optimization of the masses of gears mechanical transmission during the preliminary design]. *Matematychni Modeliuvannia –Mathematical modeling*, 2(35), 35–38 [in Ukrainian].
- [7] Romaniuk O.D. (2018) Rozrobka matematychnoyi modeli obertal'ny'x vuzliv mexanichnoyi peredachi [Basic approaches to mass optimization of toothed wheels of mechanical transmission]. *Matematychni Modeliuvannia –Mathematical Modeling*, 1(38), 118–123 [in Ukrainian].
- [8] Romaniuk O.D. (2019) [Development of rotary units mechanical transmission mathematical model]. *Matematychni Modeliuvannia –Mathematical Modeling*, 1(38), 118–123 [in English].