

УДК 677.055

ППА Б.Ф., КОВАЛЬОВ Ю.А., КУЩИНСЬКИЙ О.А.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ТИПУ КО ПРИ ПУСКУ ТА ЇХ ЗНИЖЕННЯ

Мета. Виявлення впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають під час пуску.

Методика. Використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем та теорії пружності.

Результати. Представлено результати досліджень динамічних навантажень, що виникають в круглов'язальних машинах типу КО під час пуску. Запропонована нова конструкція приводу, при якій пуск машини здійснюється з обмеженням пускового моменту електродвигуна, що забезпечує зниження динамічних навантажень.

Наукова новизна. Досліджено вплив параметрів привода круглов'язальної машини на зниження пускових динамічних навантажень.

Практична значимість. Запропоновано нову конструкцію приводу круглов'язальної машини з засобом натягу пасів пасової передачі, виконаним у вигляді електромагніту, з'єданого з електродвигуном, встановленим на повзуні.

Ключові слова: круглов'язальна машина, привід, пружні в'язі, динамічні навантаження, довговічність привода.

Вступ. Специфікою роботи круглов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших механізмах при несталому режимі роботи (пуск, гальмування), величина яких в 3 та більше разів перевищує сталі навантаження [1, 2]. Дослідження показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах круглов'язальних машин в значній мірі сприяє удосконалення конструкції приводу [3]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна, а і конструктивні параметри привода (жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та ін.). Тому і надалі залишається актуальним питання удосконалення приводів круглов'язальних машин, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

Постановка завдання. Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, стаття присвячена аналізу впливу конструкції привода круглов'язальної машини на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини, та розробці рекомендацій щодо удосконалення приводів круглов'язальних машин.

Результати дослідження. При аналізі динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини типу КО, її реальну конструкцію доцільно представити у вигляді чотиримасової системи з розгалуженням ведених мас (механізми товароприйому та в'язання) [1].

Пуск досліджуваної системи (рис. 1) відбувається поетапно.

Оскільки величиною сил опору тертя, що діють на масу J_2 можна знехтувати, розрахункова схема для першого етапу пуску прийме вигляд, зображений на рис. 1, б.

Початкові умови для першого етапу пуску наступні:

$$T_{12} = T_{23} = T_{24} = 0; \quad \dot{T}_{12} = \dot{T}_{23} = \dot{T}_{24} = 0.$$

Перший етап пуску триває до тих пір, поки одна із мас (J_3 або J_4), залежно від параметрів системи, не почне рухатися.

За умови $T_3/C_{23} < T_4/C_{24}$, що характерно для круглов'язальних машин типу КО [2], першою із стану спокою буде виведена маса J_3 , що характеризує собою закінчення першого етапу пуску, який продовжується від 0 до τ_1 , та початок другого етапу пуску.

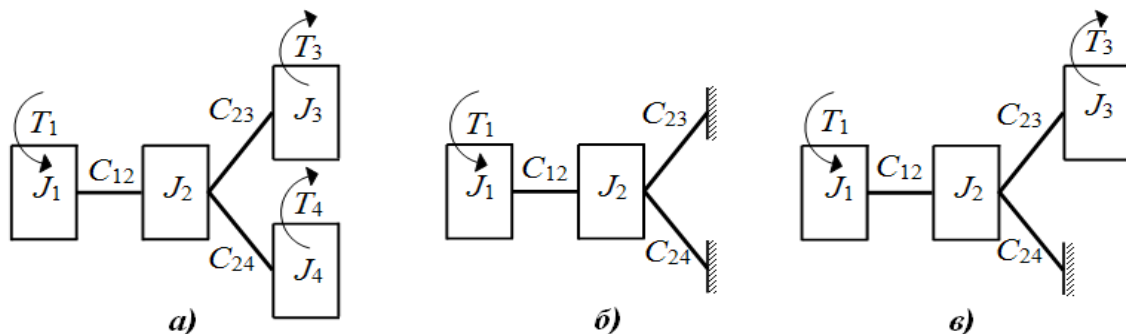


Рис. 1. Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО:

a - третій етап пуску; *б* - перший етап пуску; *в* - другий етап пуску; T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені значення); T_3 - момент сил опору механізму товароприйому; T_4 - момент сил опору механізму в'язання; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна і ведучого шківас пасової передачі; J_2 - момент інерції обертових мас веденого шківас пасової передачі та зубчастих коліс зубчастої передачі; J_3 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_4 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; C_{12} - жорсткість пасів пасової передачі; C_{23} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму товароприйому; C_{24} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання

Враховуючи умови динамічної рівноваги мас системи для першого етапу пуску $J_1\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}$, $J_2\ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}$ (φ_1, φ_2 - кути повороту мас J_1, J_2 відповідно; T_{12}, T_{23}, T_{24} - динамічні навантаження в пружних в'язях C_{12}, C_{23}, C_{24} відповідно) та залежності: $T_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)$; $T_{24} = C_{24}(\varphi_2 - \varphi_4)$; $\varphi_3 = \varphi_4 = 0$ [1], знаходимо моменти пружних сил деформацій, що розвиваються в гнучких в'язях в період першого етапу пуску машини [1, 4]:

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + a_{12}; \quad (1)$$

$$T_{23} = A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + a_{23}; \quad (2)$$

$$T_{24} = T_{23} \frac{C_{24}}{C_{23}}, \quad (3)$$

де A, B - постійні інтегрування; β - циклові частоти коливань мас системи; a - постійні складові моментів.

Досягнувши моменту сил деформації в'язі C_{23} величини T_3 в рух приходить третя маса системи J_3 , що характеризує собою початок другого етапу пуску (рис. 1, в), який триває від τ_1 до τ_2 .

Початкові умови другого етапу:

$$T_{(12)0} = T_{(12)\tau_1}; \quad T_{(23)0} = T_3; \quad T_{(24)0} = T_3 \frac{C_{24}}{C_{23}};$$

$$\dot{T}_{(12)0} = \dot{T}_{(12)\tau_1}; \quad \dot{T}_{(23)0} = \dot{T}_{(23)\tau_1}; \quad \dot{T}_{(24)0} = \dot{T}_{(23)\tau_1} \frac{C_{24}}{C_{23}}. \quad (4)$$

Динамічні умови рівноваги системи для другого етапу пуску:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2\ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}; \quad J_3\ddot{\varphi}_3 = T_{23} - T_3. \quad (5)$$

Враховуючи, що $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$; $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$; $\ddot{T}_{24} = C_{24}\ddot{\varphi}_2$, одержуємо;

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [-(J_1 + J_2)T_{12} + J_1 T_{23} + J_1 T_{24} + J_2 T_1]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [J_3 T_{12} - (J_2 + J_3)T_{23} - J_3 T_{24} + J_2 T_3]; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2} (T_{12} - T_{23} - T_{24}). \end{aligned} \quad (6)$$

Розв'язуючи рівняння (6) [1, 4], знаходимо моменти пружних сил деформацій, що розвиваються в гнучких в'язях в період другого етапу пуску машини:

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + A_{(12)3} \cos \beta_3 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + B_{(12)3} \sin \beta_3 t + a_{12}; \quad (7)$$

$$T_{23} = A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + A_{(23)3} \cos \beta_3 t + B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t + B_{(23)3} \sin \beta_3 t + a_{23}; \quad (8)$$

$$T_{24} = A_{(24)1} \cos \beta_1 t + A_{(24)2} \cos \beta_2 t + A_{(24)3} \cos \beta_3 t + B_{(24)1} \sin \beta_1 t + B_{(24)2} \sin \beta_2 t + B_{(24)3} \sin \beta_3 t + a_{24} \quad (9)$$

Оскільки умовою початку третього етапу пуску системи (рис. 1, а) є $T_{24} = T_4$, із рівняння (9) знаходимо час τ_2 . Тоді початковими умовами третього етапу пуску системи будуть:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_{(12)\tau_2}; \quad T_{(23)0} = T_{(23)\tau_2}; \quad T_{(24)0} = T_4; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \dot{T}_{(12)\tau_2}; \quad \dot{T}_{(23)0} = \dot{T}_{(23)\tau_2}; \quad \dot{T}_{(24)0} = \dot{T}_{(24)\tau_2}. \end{aligned} \quad (10)$$

Динамічні умови рівноваги системи для третього етапу пуску:

$$J_1\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2\ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}; \quad J_3\ddot{\varphi}_3 = T_{23} - T_3; \quad J_4\ddot{\varphi}_4 = T_{24} - T_4. \quad (11)$$

Підставивши значення $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_3$, $\ddot{\varphi}_4$ із (11) у вирази $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$; $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$; $\ddot{T}_{24} = C_{24}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_4)$, одержуємо:

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [-(J_1 + J_2)T_{12} + J_1 T_{23} + J_1 T_{24} + J_2 T_1]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [J_3 T_{12} - (J_2 + J_3)T_{23} - J_3 T_{24} + J_2 T_3]; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2 J_4} [J_4 T_{12} - J_4 T_{23} - (J_2 + J_4)T_{24} + J_2 T_4]. \end{aligned} \quad (12)$$

Розв'язок рівнянь моментів сил пружності (12) може бути представлений (так само як і у вищерозглянутих випадках) сумою загального рішення однорідних рівнянь і частинного рішення неоднорідних рівнянь (7)...(9).

Динамічні перевантаження ліній передач привода круглов'язальних машин типу КО знаходяться із співвідношень:

$$k_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_3 + T_4}; \quad k_{23} = \frac{T_{23\max}}{T_3}; \quad k_{24} = \frac{T_{24\max}}{T_4}. \quad (13)$$

Розрахунки показують, що для круглов'язальної машини КО-2, для якої $T_1 = 48,6$ Нм; $T_3 = 4,4$ Нм; $T_4 = 17,7$ Нм; $J_1 = 0,023$ кгм²; $J_2 = 0,015$ кгм²; $J_3 = 0,026$ кгм²;

$J_4 = 0,021 \text{ кгм}^2$; $C_{12} = 1940 \text{ Нм/рад}$; $C_{23} = 15310 \text{ Нм/рад}$; $C_{24} = 3069 \text{ Нм/рад}$ [1, 2, 5], динамічні перевантаження пружних в'язей машини досягають величин: $k_{12} = 3,2$; $k_{23} = 2,5$; $k_{24} = 2,8$.

З метою зниження пускових динамічних навантажень автори пропонують нову конструкцію приводу круглов'язальної машини (рис. 2), який відрізняється тим, що засіб натягу пасів клинопасової передачі привода виконаний у вигляді електромагніту, з'єднаного з електродвигуном, причому електродвигун встановлено на повзуні.

Використання у складі привода засобу натягу пасів, виконаного у вигляді електромагніту, з'єднаного з електродвигуном, та встановлення електродвигуна на повзуні дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та окремим деталям круглов'язальної машини в період його пуску, що призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.

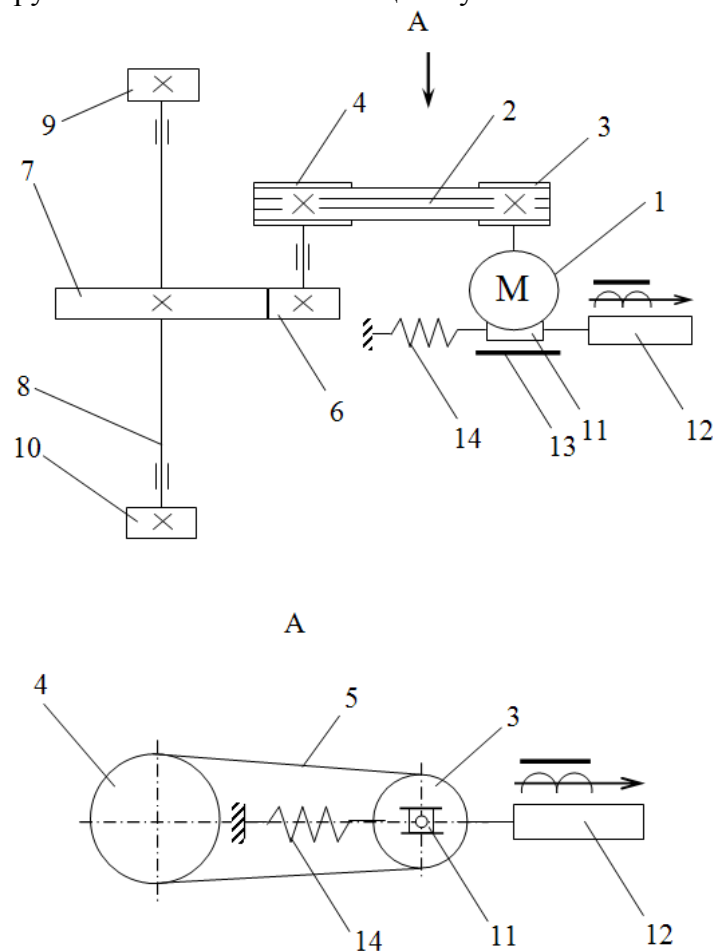


Рис. 1. Кінематична схема модернізованого приводу круглов'язальної машини типу КО:
1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – ведучий шків; 4 – ведений шків; 5 – паси; 6 – шестерня; 7 – зубчасте колесо; 8 – вертикальний приводний вал; 9, 10 – верхня та нижня циліндричні шестерні; 11 – засіб натягу пасів; 12 – електромагніт; 13 – повзун; 14 – пружина розтягу

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна). При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шків 3, оскільки під дією пружини розтягу 14 електродвигун 1 і, відповідно, ведучий шків 3 знаходяться у вихідному положенні зліва (згідно з рис. 2), що усуває натяг пасів 5 і, таким чином, унеможливує передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шків 3 веденому 4 шківу, тобто механізмам круглов'язальної машини. Після заздалегідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 12, який, долаючи зусилля пружини розтягу 13 та сили опору повзуна 13, переміщує електродвигун 1 вправо, натягуючи паси 5. При цьому здійснюється кінематичний зв'язок ведучого шків 3 з веденим шківом 4. Обертальний рух ведучого шків 3 передається веденому шківу 4 і вертикальному приводному валу 8, кінематично зв'язаному з веденим шківом 4 за допомогою шестерні 6 та зубчастого колеса 7. Обертальний рух вертикального приводного вала 8 з жорстко закріпленими на ньому верхньою 9 та нижньою 10 циліндричними шестернями передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В залежності від вибраної величини часу спрацювання електромагніту можливо змінювати величину пускового моменту T_1 електродвигуна, що істотно впливає на пускові динамічні навантаження привода і круглов'язальної машини в цілому [1, 4]. Так, наприклад, при виборі часу спрацювання електромагніту, коли $T_1 = 1,2(T_3 + T_4) = 26,52$ Нм, динамічні перевантаження ліній передач привода досягають величин: $k_{12} = 1,8$; $k_{23} = 1,2$; $k_{24} = 1,5$. Таким чином при вибраних параметрах електромагніту засобу натягу пасів клинопасової передачі пускові динамічні навантаження круглов'язальної машини КО-2 зменшуються приблизно в 2 рази, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи круглов'язальних машин.

Висновки. Аналіз виконаних досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

- конструкція привода круглов'язальної машини в значній мірі впливає на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини;
- модернізація привода круглов'язальної машини типу КО, що забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, призводить до зниження динамічних навантажень в приводі і механізмах машини приблизно в 2 рази;
- одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів не тільки круглов'язальних, а і інших типів в'язальних машин вибирати такі параметри привода, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень і, відповідно, підвищення надійності та довговічності роботи машин в цілому.

Список використаної літератури

1. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Приводи круглов'язальних машин (нові розробки та елементи розрахунку). – К: КНУТД, 2007. – 400 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд-во АН УССР, 1961. – 190 с.
5. Машины кругловязальные типа КО. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н., проф. Зенкін А.С.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ КРУГЛОВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН ТИПА КО ПРИ ПУСКЕ И ИХ СНИЖЕНИЕ

ПИПА Б.Ф., КОВАЛЕВ Ю.А., КУЩИНСКИЙ О. А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Выявление влияния конструкции привода кругловязальной машины на динамические нагрузки, возникающие при пуске.

Методика. Используются современные методы теоретических исследований, базирующихся на теории динамики механических систем и теории упругости.

Результаты. Представлены результаты исследований динамических нагрузок, возникающих в кругловязальных машинах типа КО при пуске. Предложена новая конструкция повода, где пуск машины осуществляется с ограничением пускового момента электродвигателя, что обеспечивает снижение динамических нагрузок.

Научная новизна. Исследовано влияние параметров привода кругловязальной машины на снижение пусковых динамических нагрузок.

Практическая значимость. Предложена новая конструкция повода кругловязальной машины со средством натяжения ремней ременной передачи, выполненным в виде электромагнита, соединенного с электродвигателем, установленным на ползуне.

Ключевые слова: кругловязальная машина, повод, упругие связи, динамические нагрузки, долговечность привода.

DYNAMIC LOADING OF KO-TYPE ROUND KNITTING MACHINES ON STARTING AND THEIR DECLINE

PIPA B.F., KOVALEV Y.A., KUSHCINSKY O.A.

Kyiv National University of Technologies and Design

Aim. Exposure of influence of construction of drive of round knitting machine on the dynamic loading, arising up at starting.

Methodology. The modern methods of theoretical researches, being based on the theories of dynamics of the mechanical systems and theory of resiliency are used.

Results. The results of researches of the dynamic loading, arising up in the round knitting machines of type To at starting are presented. The new construction of occasion is offered, where starting of machine comes true with limitation of starting moment of electric motor, that provides the decline of the dynamic loading.

Scientific novelty. Influence of parameters of drive of round knitting machine is investigational on the decline of the starting dynamic loading.

Practical meaningfulness. The new construction of occasion of round knitting machine is offered with the mean of pull of straps of strap transmission, executed as an electromagnet, connected with an electric motor, set on a slide-block.

Keywords: *round knitting machine, occasion, resilient connections, dynamic loading, longevity of drive.*

УДК 681.2.084

ШЕВЧЕНКО К. Л., ВАСИЛЕНКО М. П.

Київський національний університет технологій та дизайну

МОДУЛЯЦІЙНИЙ НАДВИСОКОЧАСТОТНИЙ СПЕКТРОАНАЛІЗАТОР

Мета. Підвищення точності спектрального аналізу в НВЧ діапазоні.

Методика. Для оцінки результатів використано метод теоретичного дослідження.

Результати. Запропонована схема модуляційного НВЧ спектроаналізатора, яка дозволяє проводити спектральний аналіз автоматично з високою точністю.

Наукова новизна. Перенесення виділеного НВЧ сигналу на більш низьку різницеву частоту, на якій здійснюється вимірювання потужності спектральних складових.

Практична значимість. Полягає у розширенні сфери застосування спектроаналізаторів НВЧ діапазону.

Ключові слова: спектральний аналіз, надвисокочастотні сигнали, електромагнітні випромінювання.

Вступ. Методи спектрального аналізу отримали широке розповсюдження при аналізі кількісного та якісного складу матеріалів та речовин.

Застосування для спектрального аналізу сигналів надвисокочастотного (НВЧ) діапазону обумовлене тим, що в даному діапазоні знаходяться природні випромінювання різних біологічних об'єктів, що мають певні характерні піки випромінювання і поглинання електромагнітних хвиль. Використання НВЧ діапазону при спектральному аналізі дозволяє визначати стан конкретного біологічного об'єкта, при аналізі матеріалів для одягу є можливість вибору матеріалів, які мають близькі до організму людини характеристики випромінювання і поглинання електромагнітних хвиль. Це, в свою чергу, дозволяє значно підвищити показники комфортності одягу, виготовленого з таких матеріалів.

Постановка завдання. В діапазоні надвисоких частот для оцінки рівня випромінювання на різних ділянках спектру як правило, виділяється вузька смуга частот, яка переноситься на проміжну відносно низьку частоту, на якій здійснюється безпосередній аналіз [1]. Однак, при аналізі НВЧ сигналів з суцільними спектрами виникають великі похибки через потрапляння в смугу пропускання гетеродинного перетворювача частоти дзеркальних складових аналізованого спектру. Так, якщо частота гетеродина f_T налаштовується на складові спектру сигналу f_c вищі за частоту