

P_{O1} створює момент, який старається повернути колоду проти, а сили P_{P1} , P_{P2} , P_{O2} за годинниковою стрілкою. Момент від сил P_{P1} , P_{P2} , P_{O2} буде значно більшим від моменту, створеного силою P_{O1} , і колода буде повертатися за годинниковою стрілкою на пилку. Внаслідок цього, різко збільшиться заглиблення різальних зубців у колоду на вході, що приведе до швидкого і значного зростання зусиль і заклинювання пилки у пропилі.

У положенні колоди № 3 різальний зубець при входженні в колоду знімає стружку такої ж товщини, як при виході з неї. Тоді зусилля різання та подачі, які діють на зубець при входженні і виході з колоди, будуть однакові. Розглянувши схему дій сил, приходимо до висновку, що сили P_{P1} і P_{O1} створюють момент, який старається повернути колоду проти, а сили P_{P2} , P_{O2} за годинниковою стрілкою. Враховуючи, що моменти від сил є однаковими за величиною, то зубці під час різання колоди будуть утримувати її від повертання, що забезпечить плавність та ефективність кряжування.

Отже, враховуючи наведене вище, приходимо до висновку, що розміщення колоди в положенні № 3 є оптимальним.

Висновки:

1. Проаналізовано вплив взаємного розміщення круглої пилки та колоди на умови роботи різальних зубців.
2. Під час кряжування колоди в положенні № 1 відбувається самозатягування пилки у пропилі, що призводить до різкого збільшення товщини стружки, яка знімається різальними зубцями, і відповідно – зусиль різання та подачі, що призводить до зупинки і заклинювання різального інструмента в пропилі.
3. Під час кряжування колоди в положенні № 2 різальний зубець при входженні в колоду знімає товщину стружки значно меншу, ніж при виході з неї. Тоді зусилля різання та подачі, які діють на зубець при входженні його в колоду, значно менші, ніж при виході. Відбувається повертання колоди на пилку, що призведе до збільшення заглиблення різальних зубців у колоду на вході і відповідно – до швидкого і значного зростання зусиль, зупинки і заклинювання пилки у пропилі.
4. У положенні колоди № 3 різальний зубець при входженні в колоду знімає стружку такої ж товщини, як при виході з неї, внаслідок чого в цьому положенні колоди різальні зубці утримують колоду від повертання і працюють у найкращих умовах.

Література

1. Гобела В.М. Визначення рівняння траєкторії руху ріжучих зубців круглих пилок при кряжуванні колод верстатами маятникового та балансірного типу / В.М. Гобела // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2008. – Вип. 18.08. – С. 142-146
2. Биланин И.Н. Исследование режимов работы и некоторых параметров пыльных дисков раскряжовочных агрегатов : автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук / И.Н. Биланин. – Ленинград, 1968. – 18 с.
3. Кірик М.Д. Механічне оброблення деревини та деревних матеріалів : підручник [для студ. ВНЗ] / М.Д. Кірик. – Львів : Вид-во КН, 2006. – 412 с.
2. Шкіря Т.М. Машини та обладнання лісосічних і лісоскладських робіт : підручник [для студ. ВНЗ] / Т.М. Шкіря. – Львів : Вид-во "Тріада Плюс". 2005. – 436 с.

Гобела В.М. Об оптимальном размещении бревна по отношению к круглой пиле в раскряжовочных станках маятникового и балансірного типов

Проанализировано влияние размещения бревна по отношению к круглой пиле в раскряжовочных станках маятникового и балансірного типов на условия их работы. Проанализирована траектория движения режущего зуба при раскряжке бревна. Рассмотрено изменение толщины стружки, которая снимается режущим зубцом в характерных положениях поперечного сечения бревна № 1, 2, 3 в круглопильных раскряжовочных станках. Проанализированы направления действия сил резания и подачи в зависимости от размещения бревна. Обосновано оптимальное положение поперечного сечения бревна при его раскряжке.

Gobela V.M. Optimal Log Placement towards a Circular Saw in Pendulous and Balance Cutting Machines

The effect of placing logs towards a circular saw in pendulous and balance cutting machines on their working conditions is analyzed. The trajectory of cutting teeth during cutting of the log is studied. Changing of thickness of the chips that are removed by the cutting tooth in specific positions of cross section of logs number 1, 2, 3 in circular saw machines is considered. The direction of the force effect of cutting and supply depending on log placement is defined. The optimal placement of the log during its bucking is justified.

Keywords: circular saw, cutting tooth, pendulous and balanced cutting machine, log, cross section.

УДК 674.053:621.935

Доц. Л.Ф. Дзюба, канд. техн. наук;
доц. О.В. Меньшикова, канд. фіз.-мат. наук – Львівський ДУ БЖД;
викл. Х.І. Ліщинська, канд. техн. наук – НУ "Львівська політехніка";
проф. І.Т. Ребезнюк, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

КРУТИЛЬНІ КОЛИВАННЯ ПРИВОДА МЕХАНІЗМУ ПОДАВАННЯ СТРІЧКОВОПИЛКОВОГО ВЕРСТАТА

Проаналізовано відомі схеми приводів механізмів подавання стрічковопилкових верстатів. Побудовано динамічну модель привода механізму подавання, що містить електродвигун, пасову та ланцюгову передачі. Для дослідження власних крутильних коливань привод механізму подавання подано у вигляді тримасової зведеної розрахункової схеми. На підставі аналітичного розв'язування системи диференціальних рівнянь власних крутильних коливань динамічної моделі привода визначено частоти цих коливань. Досліджено вплив жорсткості пружних ланок на частоту власних коливань привода механізму подавання.

Ключові слова: стрічковопилковий верстат, привод, механізм подавання, жорсткість, вільні коливання, власні частоти.

Актуальність завдання та огляд основних результатів. За горизонтальної схеми розпилювання колод вузькими пилками на стрічковопилкових верстатах подавання переважно виконують, переміщуючи механізм різання вздовж матеріалу [1-5]. У цьому разі рухом подавання є прямолінійний рух каретки з пилковим супортом по напрямниках рами верстата. Забезпечує такий рух каретки механізм подавання.

Загалом механізми подавання горизонтальних стрічковопилкових верстатів містять електродвигун та механічні передачі, переважно пасові та ланцюгові [2-5]. Електродвигуни механізмів подавання працюють з частотними пе-

ретворювачами. Завдяки цьому можна плавно регулювати кутову швидкість вала двигуна для встановлення різних швидкостей подавання. На горизонтальних стрічковопилкових верстатах з вузькими пилками виконують рух подавання зі швидкостями v_s від 1,65 м/хв до 40 м/хв, що відповідає подачі на зубець S_z , відповідно, від 0,02 мм до 0,48 мм. Переважна більшість верстатів працює зі швидкістю подавання в межах від $v_s = 1,6$ м/хв до $v_s = 8,26$ м/хв.

У роботі [6] зазначено, що такі значення швидкості подавання зумовлені потребою точністю розпилювання деревини. За [6], коли швидкість подавання зростає, точність розпилювання спадає. Для верстата ТТМ-800 виробники рекомендують достатньо великі швидкості подавання. Згідно з [4], для розпилювання колод з діаметром понад 0,5 м рекомендують швидкості подавання $v_s = 2,2...4,5$ м/хв, проте для колод з діаметром до 0,4 м – $v_s = 7...14$ м/хв.

Якщо механізми різання горизонтальних стрічковопилкових верстатів різних виробників за будовою принципово не відрізняються, оскільки містять електродвигун, пасову передачу та стрічкову пилку, установлену з натягом на двох пилових шківах, то кінематичних схем приводів механізмів подавання є багато. На рис. 1 зображено схеми приводів механізмів подавання горизонтальних стрічковопилкових верстатів моделей СКТП-505, ТТМ-800 та ТЕТ-900.

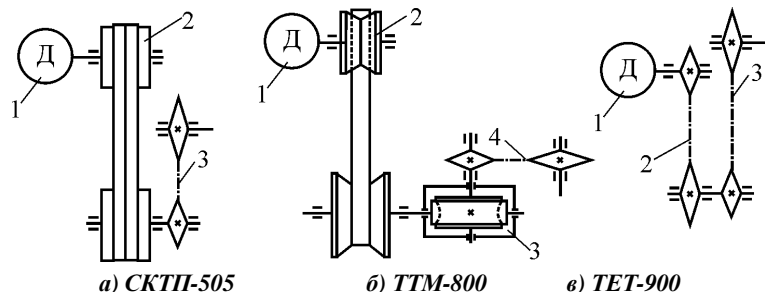


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів подавання горизонтальних стрічковопилкових верстатів: а) верстат моделі СКТП-505: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – ланцюгова передача; б) верстат моделі ТТМ-800: 1 – електродвигун; 2 – клинопасовий варіатор; 3 – черв'ячний редуктор; 4 – ланцюгова передача; в) верстат моделі ТЕТ-900: 1 – електродвигун; 2, 3 – ланцюгові передачі

Шведський дослідник Б. Тунелл [7] вважає точність подавального пристрою одним із визначальних чинників впливу на якість пиляння. Однак навіть за високої геометричної точності складників механічних передач наявність у приводі механізму подавання зубчастих та ланцюгових передач зумовить виникнення динамічних явищ. Достатньо широкий діапазон швидкостей подавання може слугувати чинником, що сприятиме виникненню резонансних коливань. Додаткові динамічні навантаження в разі резонансних коливань призводять до передчасного спрацювання складників конструкції, виходу з ладу підшипників та нерівномірності руху пилової каретки, що впливає на точність розпилювання деревини. Тому метою роботи є: дослідити власні крутильні коливання привода механізму подавання горизонтального стрічковопилкового ве-

рстата та визначити власні частоти привода для прогнозування резонансних режимів за різних швидкостей подавання.

Формування задачі та методика її розв'язування. Власні крутильні коливання привода механізму подавання дослідимо за допомогою динамічної моделі, що містить розрахункову схему та системи диференціальних рівнянь. Задачу формуємо на основі привода механізму подавання верстата СКТП-505. У механізмі подавання верстата (див. рис. 1, а) на трьох валах розміщено шківи клинопасової передачі та зірочки ланцюгової передачі. Тому розрахункову схему привода цього механізму подавання доцільно зобразити як пружну коливну систему з трьома масами, зведені моменти інерції яких I_1, I_2, I_3 (рис. 2). Зведення мас, коефіцієнтів жорсткості пружних ланок c_1, c_2 та коефіцієнтів в'язкого опору k_1, k_2 доцільно виконати до вала електродвигуна. Усі зведені параметри будуть сталими величинами.

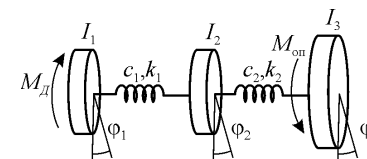


Рис. 2. Розрахункова схема привода механізму подавання

Диференціальні рівняння руху пружної системи привода механізму подавання, отримані на підставі рівняння Лагранжа другого роду, мають такий вигляд:

$$\begin{cases} I_1 \frac{d^2\varphi_1}{dt^2} + k_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0; \\ I_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - k_1 \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + k_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ I_3 \frac{d^2\varphi_3}{dt^2} - k_2 \left(\frac{d\varphi_2}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt} \right) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – кути повороту відповідних зведених мас.

Увівши позначення: $y_1 = \varphi_1, y_2 = \varphi_2, y_3 = \varphi_3, v_1 = \frac{k_1}{I_1}, v_2 = \frac{k_1}{I_2}, v_3 = \frac{k_2}{I_2}, v_4 = \frac{k_2}{I_3}, p_1 = \frac{c_1}{I_1}, p_2 = \frac{c_1}{I_2}, p_3 = \frac{c_2}{I_2}, p_4 = \frac{c_2}{I_3}$, систему диференціальних рівнянь (1) запишемо у формі Коші:

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_1}{dt^2} = -v_1 \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - p_1(y_1 - y_2); \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} = v_2 \left(\frac{dy_1}{dt} - \frac{dy_2}{dt} \right) - v_3 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_3}{dt} \right) + p_2(y_1 - y_2) - p_3(y_2 - y_3); \\ \frac{d^2 y_3}{dt^2} = v_4 \left(\frac{dy_2}{dt} - \frac{dy_3}{dt} \right) + p_4(y_2 - y_3). \end{cases} \quad (2)$$

Щоб отримати точний розв'язок, подамо систему (2) диференціальних рівнянь другого порядку в матричній формі як систему диференціальних рівнянь першого порядку

$$\frac{d\bar{y}}{dt} = A \cdot \bar{y}, \quad (3)$$

де: $\bar{y} = (y_1, y_2, y_3, \frac{dy_1}{dt}, \frac{dy_2}{dt}, \frac{dy_3}{dt})$, A – стала матриця розміру 6×6 , яка має вигляд

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -p_1 & p_1 & 0 & -v_1 & v_1 & 0 \\ p_2 & -p_2 - p_3 & p_3 & v_2 & -v_2 - v_3 & v_3 \\ 0 & p_4 & -p_4 & 0 & v_4 & -v_4 \end{pmatrix}$$

Розв'язок системи (3) шукаємо за нульових початкових умов: якщо $t = 0$, початкові кутові переміщення та початкові кутові швидкості теж дорівнюють нулю: $y_{10} = y_{20} = y_{30} = 0$, $\frac{dy_{10}}{dt} = \frac{dy_{20}}{dt} = \frac{dy_{30}}{dt} = 0$.

Характеристичне рівняння матриці A :

$$|A - \lambda \cdot E| = 0,$$

де E – одинична матриця розміру 6×6 , за певних значень параметрів v_i та p_i має два дійсні корені $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = \lambda$ та чотири комплексні корені:

$$\lambda_{3,4} = \alpha_1 \pm \beta_1 i, \quad \lambda_{5,6} = \alpha_2 \pm \beta_2 i,$$

де $\lambda, \alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ – дійсні числа. Знайденим кореням відповідає фундаментальна система розв'язків:

$$1, e^{\lambda t}, e^{\alpha_1 t} \cdot \cos \beta_1 t, e^{\alpha_1 t} \cdot \sin \beta_1 t, e^{\alpha_2 t} \cdot \cos \beta_2 t, e^{\alpha_2 t} \cdot \sin \beta_2 t,$$

де числа β_1 та β_2 визначають частоти власних крутильних коливань механізму подавання.

Обчислення власних частот виконано за допомогою програми в середовищі Maple V за таких параметрів v_i, p_i , що відповідають значенням: зведених моментів інерції $I_1 = 0,003345 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_2 = 0,00062 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $I_3 = 0,00754 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, зведених коефіцієнтів в'язкого опору $k_1 = 0,02 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$, $k_2 = 0,001 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$. Початкові величини зведених коефіцієнтів жорсткості дорівнювали: $c_1 = 586,5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, $c_2 = 32,4 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$. Значення власних частот: $\beta_1 = 112,39 \text{ рад/с}$, $\beta_2 = 1080,73 \text{ рад/с}$. Для дослідження впливу зведених коефіцієнтів жорсткості на частоту власних коливань крок зміни коефіцієнтів дорівнював $\Delta = 50 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$. Результати обчислень подано в табл.

Табл. Частоти β_1, β_2 власних крутильних коливань пружної системи привода механізму подавання стрічковопилкового верстата СКТП-505

Зведені коефіцієнти жорсткості $c_1 = (586,5 + \Delta) \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, $c_2 = 32,4 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$		Зведені коефіцієнти жорсткості $c_1 = 586,5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$, $c_2 = (32,4 + \Delta) \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}$	
$\beta_1, \text{рад/с}$	$\beta_2, \text{рад/с}$	$\beta_1, \text{рад/с}$	$\beta_2, \text{рад/с}$
112,57	1124,07	171,27	1112,91
112,72	1165,79	210,14	1144,99
112,86	1206,09	239,52	1176,88
112,97	1282,88	263,01	1208,52
113,07	1319,61	282,41	1239,85

Отже, значення частот власних крутильних коливань привода механізму подавання верстата СКТП-505 перебувають у межах від 112,39 рад/с до 1319,61 рад/с за різних величин жорсткостей пружних ланок. Щоб оцінити можливість настання резонансу, за частоту збурювальної сили приймаємо кутову швидкість обертання вала двигуна. За швидкості подавання $v_s = 1,6 \dots 8,26 \text{ м/хв}$ та чисел передавання пасової передачі $u_{\text{пас}} = 2,424$ і ланцюгової передачі $u_{\text{лан}} = 5,182$ кутова швидкість вала двигуна перебуває в межах $\omega_{\text{дв}} = 3,39 \dots 172,9 \text{ рад/с}$. Як видно з табл., перша власна частота β_1 потрапляє в цей діапазон значень, коли зведений коефіцієнт жорсткості c_1 зростає. Тому можна припустити, що у приводі механізму подавання виникатимуть резонансні явища та значні динамічні навантаження на складники конструкції. Отже, можливим є передчасний вихід з ладу підшипників валів. Якщо ж збільшувати зведений коефіцієнт жорсткості c_2 , то значення першої власної частоти β_1 виходить за межі значень частоти збурювальної сили. Таким чином можна досягти уникнення резонансного збудження коливань у приводі механізму подавання.

Висновки. На підставі розв'язку системи диференціальних рівнянь власних крутильних коливань пружної системи привода механізму подавання горизонтального стрічковопилкового верстата обчислено власні частоти коливань та встановлено, що перша власна частота потрапляє в діапазон значень частот збурювальної сили. Тому на певній швидкості подавання можливим є виникнення резонансних коливань у пружній системі привода механізму подавання. Коли коефіцієнт зведеної жорсткості c_1 першої пружної ланки більшає, перша власна частота β_1 практично залишається незмінною і перебуває в діапазоні значень частоти збурювальної сили, а друга власна частота β_2 зростає і її значення виходять за межі діапазону значень частоти збурювальної сили. Якщо коефіцієнт зведеної жорсткості c_2 другої пружної ланки більшає, зростають і перша β_1 , і друга β_2 власні частоти. Отже, уникнути резонансних явищ на певній швидкості подавання можна за рахунок зміни жорсткості другої пружної ланки.

Отже, у приводах механізмів подавання є можливим виникнення резонансних явищ. Тому ці приводи потрібно на етапі їхнього проектування досліджувати на власні коливання з використанням динамічних моделей, відповідних до кінематичних схем приводів.

Література

1. Кірик М.Д. Механічне оброблення деревини та деревних матеріалів : підручник [для студ. ВНЗ] / М.Д. Кірик. – Львів : Вид-во "Кольорове небо", 2006. – 412 с.
2. Верстат стрічкопилковий з консольно-телескопічним супортом СКТП 505-2. Паспорт і керівництво з монтажу та експлуатації. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 2000. – 25 с.
3. Верстат стрічкопилковий горизонтальний модель ТЕТ-900: керівництво з експлуатації та обслуговування / концерн ТЕТ. – Тернопіль : Вид-во ТЕТ, 2005. – 10 с.
4. Верстат стрічкопилковий горизонтальний модель ТТМ-800: керівництво з експлуатації та обслуговування : пер. з пол. СП "Ройек-Львів" / польська фірма "ZakladMetalowyStefan: Drozdowski". – Львів : Вид-во "Ройек-Львів", 2001. – 35 с.
5. Ребезнюк І.Т. Розвиток наукових основ розпилювання деревини на стрічкопилкових верстатах : дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.05.04 / І.Т. Ребезнюк. – Львів, 2009. – 375 с.
6. Пилипчук М.І. Дослідження показників точності пиляння колод на горизонтальному стрічкопилковому верстаті / М.І. Пилипчук, С.П. Степанчук // Науковий вісник УкрДЛТУ : зб. наук.-техн. праць. – Львів : Вид-во УкрДЛТУ. – 2005. – Вип. 15.3 – С. 145-152.
7. Thunell B. Stability of the Band Saw Blade / B. Thunell // Holz als Roh- und Werkstoff. – 1970. – № 9. – С. 343-348.

Дзюба Л.Ф., Меньшикова О.В., Лицинская Х.И., Ребезнюк И.Т. Крутильные колебания привода механизма подачи ленточнопильного станка

Проанализированы известные схемы приводов механизмов подачи ленточнопильных станков. Построена динамическая модель привода механизма подачи, который состоит из электродвигателя, ременной и цепной передач. Для исследования собственных крутильных колебаний привод механизма подачи представлен в виде тримассовой приведенной расчетной схемы. На основании аналитического решения системы дифференциальных уравнений собственных крутильных колебаний динамической модели привода определены частоты этих колебаний. Исследовано влияние жесткости упругих звеньев на частоту собственных колебаний привода механизма подачи.

Ключевые слова: ленточнопильный станок, привод, механизм подачи, жесткость, свободные колебания, собственные частоты.

Dzyuba L.F., Menshykova O.V., Lyschynska H.I., Rebeznyuk I.T. Torsional Vibrations of Bandsaw Machine Drive Feeders

The analysis of the well-known drive feeders schemes of band saw machines is conducted. A drive feeder dynamical model which consists of an electric motor, belt and chain drives, has been created. In order to investigate band sawing carriage feeder proper torsional vibrations, an inputting mechanism is presented in the form of a consolidated scheme with three masses. Based on the free analytical solution of a differential equations system, free torsional vibrations frequencies have been determined. This research reveals the influence of elastic linkage stiffness on the drive feeder free frequency vibration.

Keywords: bandsaw machine, drive, feeder, stiffness, free vibration, free frequency.

УДК 677.016.1/6

Доц. Г.Д. Кобищан, канд. техн. наук – ВНЗ Укоопспілки "Полтавський університет економіки і торгівлі"

НОВІ ПІДХОДИ В ОЦІНЮВАННІ М'ЯКОСТІ ЛЛЯНИХ ТКАНИН

Представлено результати оцінювання м'якості чистолляних платтяних тканин, оброблених за сучасною енергозберігаючою технологією пом'якшення із застосуванням нових, запропонованих автором рецептур пом'якшувачів. Органолептичні методи оцінювання м'якості мають низку недоліків, але це єдині методи, які дають змогу врахувати думку споживача щодо матеріалу з метою покращення конкурентоспроможності останнього. Досліджено доцільність застосування експертних методів для оцінювання м'якості лляних платтяних тканин та їх узгодженість із результатами інструментальних досліджень.

Ключові слова: лляні тканини, пом'якшувач, жорсткість, м'якість, експертне оцінювання.

Вступ. Пошук ефективних методів пом'якшення лляних тканин і методів оцінювання отриманих результатів залишається на сьогодні дуже актуальним. Проблема полягає в тому, що м'якість (жорсткість) текстильних матеріалів виступає одночасно як технологічна (фізична), так і естетична (психофізіологічна) властивість матеріалу. Очевидно, що й оцінювати її потрібно комплексно, двома способами:

- як фізичну властивість – інструментальними методами; у цьому випадку величина м'якості виражається кількісно (об'єктивно);
- як естетичну властивість (психофізіологічна реакція споживача на той чи інший текстильний матеріал) – органолептичними методами; у цьому випадку величина м'якості виражається якісно (суб'єктивно).

У технології текстильних матеріалів і товарознавстві потрібно застосувати інструментальні методи для оцінювання м'якості (жорсткості) тканин. Існує стандартна методика визначення жорсткості текстильних матеріалів, яка дає змогу визначати жорсткість залежно від маси, лінійних розмірів зразка та величини його прогину в мкН см². У цьому випадку м'якість оцінюють як зворотну жорсткості властивість матеріалу. Тривають пошуки інструментальних методів визначення безпосередньо м'якості тканин. Так, у роботі [1] проаналізовано наявні на сьогодні методи та запропоновано власний пристрій (на базі вітчизняних розривних машин типу РТ або РМ) для інструментального оцінювання м'якості текстильних матеріалів.

Споживач оцінює тканину через дотик (або туше). Туше є чуттєвою характеристикою, в основі якої лежать об'єктивні фізичні властивості матеріалів. Це психологічний феномен, який демонструє здатність пальців руки сприймати чуттєву інформацію і здатність розуму надавати закінчений вигляд оцінюванню й виражати її у вигляді єдиного цінного судження. Такі судження не можуть бути отримані інструментально, вони варіюються від людини до людини, і навіть бувають різними для однієї людини. Туше має словесні характеристики, які відображають стан відчуттів (приємне, неприємне, тепле, холодне та ін.) і визначається органолептично [2].

Органолептичні методи мають низку недоліків: суб'єктивність, мала відтворюваність результатів; дані у формі якісних суджень (м'яка – жорстка; гладка – шорстка тощо). Водночас це єдині методи, які дають змогу врахувати думку споживача щодо матеріалу (виробу) з метою покращення конкурентоспроможності останнього.

Постановка завдань. У роботі оцінено м'якість попередньо оброблених лляних тканин та показано достатню скорегованість результатів, отриманих експериментальним та експертним методами.

Виклад основного матеріалу. М'якість оброблених тканин оцінювали за допомогою експертного методу. За основу взято методику оцінювання, яку застосовував проф. Сенай (Індія) [3-6] для оцінювання пом'якшення на бавовняних тканинах. Групу експертів сформовано з п'ятнадцяти фахівців. Для оцінювання представлено зразки лляних тканин з хімічним та механічним пом'якшенням, рецептури яких детально описано у попередніх працях [7, 8].