

Вертикальні елементи виробу опираються торцями на підлогу або на горизонтальні пластмасові елементи. При цьому торці сприймають напруження зминання σ_{zm} :

$$\sigma_{zm} = (P_{зовн} + P_{вл})/2F, \quad (5)$$

де: $P_{зовн}$ – зовнішнє навантаження на елемент, Н; $P_{вл}$ – власна вага виробу, кг; F – площа опори, м².

Прохідні вертикальні стінки звичайно спираються не на всю площу основи, а на два пластмасових наконечники (їх довжина $l_n = 30$ мм).

Умова міцності вертикальних стінок на зминання основи виробу [1, дод. 9]:

$$\sigma_{zm} < [\sigma_{zm}^0].$$

Приклад 1. Визначити фактичне і граничне навантаження на бокову стінку книжкової шафи. Стінка шафи виготовлена з деревостружкової плити, личкована струганим шпоном дуба; її ширина становить 300 мм; довжина – 1600 мм, товщина – 17 мм. Ширина шафи – 800 мм, кількість полиць – 5.

Розв'язання. Фактичне навантаження на одну стінку шафи

$$P_{ф.ст} = blqn \cdot 0,5 = 0,8 \cdot 0,3 \cdot 1200 \cdot 0,5 = 720 \text{ Н.}$$

Діюче навантаження розподілене по довжині стінки у п'яти точках. Для спрощення розрахунку приймемо, що воно діє зосереджено і прикладене до ребра стінки (тобто розрахунок виконаємо на користь запасу міцності).

Граничне навантаження визначимо згідно формули (1), при цьому приймемо $\mu = 0,699$, $E_0 = 4500$ МПа, $\phi = 0,8$, $K_3 = 3$. Тоді:

$$P_{ст} = (3,14^2 \cdot 4500 \cdot 10^6 \cdot (0,3 \cdot 0,017^3/12) / (0,699 \cdot 1,7)^2 (1+0,8 \cdot 3)) = 714,7 \text{ Н.}$$

Фактичне навантаження перевищує допустиме на 0,7%, тому прийняті для конструювання розміри шафи задовольняють умовам стійкості бокових стінок.

Перевіримо вірність прийнятих рішень за умовою допустимих напружень. З формули (2) маємо:

$$\sigma_{ст} = (3,14^2 \cdot 4500 \cdot 10^6) / (0,699 \cdot 1,7 / \sqrt{0,3 \cdot 0,017^3 / (12 \cdot 0,3 \cdot 0,017)}) = 0,14 \text{ МПа.}$$

Для деревостружкових плит, личкованих струганим шпоном, допустимі напруження при повздовжньому стисненні $[\sigma_{ст}^0] < 0,58 \dots 0,79$ МПа, а для личкованих плітками на основі паперу — $[\sigma_{ст}^0] < 0,52 \dots 0,75$ МПа [1, дод. 6]. Таким чином, і за допустимими напруженнями умова міцності виконується.

Приклад 2. Перевірити міцність вертикальної стінки книжкової шафи при умові зминання її основи. Стінка шафи виготовлена з ДСП, личкована струганим шпоном дуба; її ширина – 300 мм; довжина – 1600 мм, товщина – 17 мм. Ширина шафи – 800 мм, кількість полиць – 5. Власна вага шафи $P_{вл} = 600$ Н.

Розв'язання. Фактичне навантаження на одну стінку шафи при $q = 1200$ Па.

$$P_{зовн} = blqn \cdot 0,5 = 0,8 \cdot 0,3 \cdot 1200 \cdot 0,5 = 720 \text{ Н.}$$

$$\text{Тоді: } \sigma_{zm} = (P_{зовн} + P_{вл})/2bh = (720 + 0,5 \cdot 600)/(2 \cdot 0,03 \cdot 0,017) = 1,0 \text{ МПа.}$$

Допустимі значення напруження зминання деревостружкової плити перпендикулярно до плити $[\sigma_{zm}^0] < 3$ МПа [1, дод. 9]. Таким чином, і у даному випадку, тобто за напруженням зминання крайок вертикальних щитових елементів, умова міцності зберігається.

Література

1. Гайда С.В. Рациональное конструирование виробів з деревини: Навч.-метод. посібник. – Львів: ЦНТЕІ, 2001. – 93 с.

ВІПЛИВ ЕКСТРАГУВАННЯ НА ФІЗИКО-АКУСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ ДЕРЕВИНИ ЯВОРА

Розглянута проблема покращення акустичних властивостей екстрагуванням водорозчинних компонентів із дощечок сушільної деревини явора. Проведені дослідження з вивчення зміни фізико-акустичних параметрів деревини явора до і після екстрагування. Встановлено, що при екстрагуванні пористість деревини явора підвищується в середньому на 2-3 %.

S.S. Merhel, V.Yu. Bolshynsky – USUFWT

Influence of extraction on physical-acoustic parameters of maple wood

The problem of acoustic properties extraction improvement of soluble components from the board of maple wood has been considered. Studies of change of physical-acoustic parameters of maple wood before and after extraction have been carried out. It has been established that porosity of the maple wood is increased, on the average, by 2-3 per cent.

Мета роботи – дослідити покращення акустичних властивостей деревини явора за допомогою екстрагування з неї водорозчинних компонентів екстрактивних речовин, визначити наскільки збільшиться пористість деревини після екстрагування.

Деревина явора наділена унікальними акустичними властивостями і є особливо цінним природним матеріалом у виробництві високоякісних музичних інструментів, не поступаєть імпортній деревині червоного дерева, палісандра і горіха чорного. Вона є складним біологічним продуктом, на властивості якого впливають такі фактори як місце і умови росту, висота над рівнем моря, рельєф та інші. Щодо рельєфу, то об'єднуючим фактором його є крейдово-мергелисте ложе, яке при незначному перепаді висот характерне для різних місцеположень і для розташування деревних ресурсів.

Для визначення фізико-акустичних параметрів деревини перспективним є резонансний метод, що дозволяє швидко і без руйнування визначити необхідні параметри на зразках різної форми.

Табл. Показники фізико-акустичних параметрів деревини явора до і після екстрагування

№ стовбура	Щільність сухої деревини, (ρ_0 , кг/м ³)		Пористість сухої деревини, (P_0 , %)		Швидкість поширення звуку, (C_0 , м/с)		Динамічний модуль пружності, (E_0 , ГПа)		Акустична константа, (A_0 , м ⁴ /кг·с)	
	ρ_0	ρ_{0e}	P_0	P_{0e}	C_0	C_{0e}	E_0	E_{0e}	A_0	A_{0e}
1	569	542	63	65	4437	4546	11,2	11,3	7,8	8,4
2	574	509	65	67	4437	4712	11,2	11,2	7,7	9,3
3	583	500	65	67	4437	4817	11,2	11,4	7,6	9,6

Примітка: ρ_{0e} – показник після екстрагування.

Визначення динамічного модуля пружності E , ГПа та акустичної константи A , м⁴/кг·с проводились за відповідними формулами:

$$E = 4l^2 \cdot f^2 \cdot \rho; \quad A = \frac{c}{\rho} \sqrt{\frac{E}{\rho^3}},$$

де: l – довжина вірця, м; f – частота резонансу, Гц; ρ – щільність деревини, кг/м³.

Як показали результати досліджень (табл.), проведених з метою покращення акустичних характеристик, основним показником якості деревини є щільність сухої деревини та акустична константа до і після екстрагування.

Вологість сухої деревини явора при кімнатній температурі становила $W_{abc} = 10,86\%$, а після екстрагування тієї ж деревини, доведеної до кімнатно-сухого стану, зменшилась до $W_{abc} = 8,1\%$. Таким чином, деревина явора втратила 2,76 % водорозчинних екстрактивних компонентів. Пористість та акустична константа екстрагованої деревини явора зростає в середньому на 2-3 %.

Література

1. Вінтонів І.С., Мєргель С.С., Селедєв В.П.. Фізико-механічні властивості деревини вілки чорної...// Проблеми та перспективи розвитку лісівничої освіти, науки та виробництва// Тези міжнародної науково-практичної конференції. – Львів, 1999. – С. 21-22.

2. Кєнс І.Р., Мєргель С.С., Алєщенко О.Г. Експериментальне визначення фізико-акустичних параметрів деревини// Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УкрД-ЛІТУ. – 2001, вип. 11.1. – С. 129-133.

УДК 631.302

Доц. І.А. Вікович, к.т.н. – ДУ "Львівська політехніка"

РОЗПОДІЛ НАПРУЖЕНЬ В ОСНОВНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ПРИЧІПНОГО ШТАНГОВОГО ОБПРИСКУВАЧА ПРИ ВИКОНАННІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ОБПРИСКУВАННЯ

Розглянуто розподіл напружень у рамі причіпного штангового обприскувача при русі тракторного агрегату і його коливанні у поздовжньо-вертикальній площині.

Doc. I.A. Vykovich – NU "Lvivska polytechnika"

Distribution of stress in basic constructive elements of coupled sprayer during the technological process of sparing

Distribution of stress in a frame of coupled bari's sprayer is shown here during the motion of an aggregate of a tractor and its vibrations in longitudinal vertical position.

Оптимальне проектування мобільних штангових обприскувачів пов'язано із досягненням рівномірності окремих вузлів конструкції, зокрема, рами, навісної штанги і її підвіски, ємності з рідиною та із зменшенням інтенсивності коливань навісної штанги при експлуатації, що зумовлює довговічність, надійність агрегату та якість обприскування. Для визначення розподілу напружень у рамі причіпного штангового обприскувача при виконанні технологічного процесу обприскування доцільно у першому наближенні розглянути одну із найпростіших розрахункових схем для причепа з навісною штангою на пружно-в'язкій підвісці (рис. 1).

На розрахунковій схемі (рис. 1) відповідно позначено: m_s і m_r – маси штанги і рами, c_s і c_r , та k_s і k_r – коефіцієнти жорсткості, та демпорування, l_r – довжина рами причіпного обприскувача.

Вважаємо, що точка А з'єднання причепа обприскувача із трактором є нерухомою, а на раму обприскувача зі штангою діє кінематичне збурення $q_0(t)$ від агрофону ґрунту.

Розглянемо спочатку плоско-паралельні коливання у поздовжньо-вертикальній площині. Обмежимося для причепа і штанги однією модою коливань, причому для причепа розглянемо спочатку його зміщення як жорсткого цілого відносно осі x . Для штанги з підвіскою візьмемо також тільки одну моду коливань, але таку, що враховує як пружність підвіски, так і пружність самої штанги. Поправки, які вносить пружність рами у модель вважаємо спочатку незначними, але потім пружність рами враховуємо через баланс зусиль у точці з'єднання рами зі штангою точка (В).

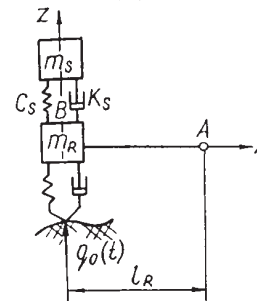


Рис. 1. Схема для причепа з навісною штангою на пружно-в'язкій підвісці

Візьмемо такі кінематичні гіпотези для зміщень рами та штанги

$$\begin{aligned} W_r &= q_r(t) + q_0(t), \\ W_s &= q_s(t)z_s + q_r(t) + q_0(t). \end{aligned} \quad (1)$$

де: $z_s = (1 + Z_v)$, $z_v = \frac{z(x)}{\Delta}$, Δ – вертикальне зміщення центра штанги відносно рами; $z(x)$ – апроксимація першої згинної моди коливань штанги як одновимірної розподіленої системи ($z(0)=0$).

Підставляючи ці вирази у варіаційний принцип Гамільтона, отримаємо таке рівняння

$$\begin{aligned} m_r(\ddot{q}_r + \ddot{q}_0)\delta q_r + k_r F_n(q_r)\delta q_r + 2 \int_0^l p(x)(\dot{q}_s z_s(x) + \ddot{q}_r + \ddot{q}_0)(\delta q_s z_s(x) + \delta q_r) + \\ + 2 \left[\int_0^l \frac{1}{2} EL \left(\frac{\partial^2 z_s}{\partial x^2} \right)^2 \partial x + k_s \right] q_s \delta q_s = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

де: EL – ефективна згина жорсткості штанги; F_n – деяка нелінійна функція, що апроксимує нелінійні властивості підвіски. Тертя враховано через деяке в'язке депфування C_v пропорційне жорсткості. Система двох рівнянь другого порядку розв'язувалася методом Гіра. Нелінійна функція жорсткості коліс апроксимувалася кубічною функцією.

$$F(z) = k(z + az^3). \quad (3)$$

Звівши члени при незалежних варіаціях $\delta q_r, \delta q_s$, отримаємо

$$\begin{aligned} m_r \ddot{q}_r + m_s \ddot{q}_s + k_r q_r &= -m_r \ddot{q}_0 \\ m_s \ddot{q}_r + m_s \ddot{q}_s + k'_s q_s &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Тут введені такі позначення: