

НАЧАЛНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ПРОМЕНЛИВОТО ОПЪНОВО НАПРЕЖЕНИЕ В ЛЕНТОВ БАНЦИГОВ ТРИОН С ОГЛЕД ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА УМОРА

Стефан Стефанов¹, Петя Колева², Зоя Василева², Траянка Гаврилова²,
Никола Николов², Камен Гецов²

¹ Лесотехнически университет – София, e-mail: stefanov_sh@abv.bg, stefanst@ltu.bg

² Студенти във ФГП на Лесотехнически университет – София, специалност ТД;
emails: koleva_p@abv.bg, zoya.vasileva@abv.bg, trayanka_ig@abv.bg,
n.nikolov.ltu@abv.bg, kgetsov@abv.bg

РЕЗЮМЕ

Затвореният контур на лентов банцигов трион е ярък пример към темата „Разкриване на вътрешна статична неопределимост“ от курса по съпротивление на материалите за студентите от специалността ТД („Технология на дървесината“) в ЛТУ – София. Предлага се оригинален модел за якостни и деформационни изчисления на лентовия трион, опасващ двете колела на банциг. Разкрива се вътрешната статична неопределимост по начин, изучаван от студентите. За едно моментно положение на триона в различни негови точки се определя опъновото напрежение с отчитане на монтажния опън, силата на рязане, огъването по периферията на колелата и загряването. Напрежението в коя да е точка при едно нейно обикаляне по контура на триона минава през различни стойности и се изменя по осцилограма със сложни, случайни вариации. При това положение трионът е застрашен от умора на материала. Получена е теоретично ориентируема изходна осцилограма, която в следващи изследвания ще се усложни с допълнителни вариации. Предвижда се приложение на метода „Интегриране на диференциалите на умората“ (ИДУ), разработен във ФГП за оценка на уморната дълготрайност. Очаква се направеното изследване да продължи във възможни дипломни и дисертационни работи под ръководство и на преподаватели от следващите учебни курсове, с намера на динамични явления в изчислителния модел, с образуване на спектри на натоварвания при различни режими на рязане, и т.н.

Ключови думи: лентов банцигов трион, статично неопределим затворен контур, умора на материалите, интегриране на диференциалите на умората (ИДУ)

УВОД

Според обзора (Вичев и Койнов 2011) българската техническа литература страда от дефицит относно умората в машините и съоръженията в горската промишленост. Настоящата работа е едно начално изследване, което цели да инициира в учебната и изследователска дейност във ФГП задълбочено обсъждане на умората в лентов трион (банцигова лента). В това отношение трябва да се ком-

пенсира изоставане, след като в литературните източници на английски умората в лентата неизменно се третира като актуален проблем. Дори на сайта на Wikipedia (<http://en.wikipedia.org/wiki/>), в статията Bandsaw (Банциг), първите популярни обяснения какво е банциг са свързани с понятието умора: „Лентата се монтира на колела с диаметър достатъчно голям, за да не предизвика умора на метала от повтарящите се преходи от

кръговото огънато положение към изправеното положение. Лентата е опъната много силно (като ограничаващият опън фактор е якостта на умора на метала на лентата)“. А в (Стефанов 2011) се цитира от списанието American Woodworker следното: „Дебелината на лентовия трион и диаметърът на лентоводните колела обуславят възможността трионът да се скъса от умора на метала вместо излизането от употреба заради затъпяване. Повечето триони се късат заради умора на метала и колкото по-малки са колелата и лентата е по-дебела, толкова по-бързо тя ще се скъса“.

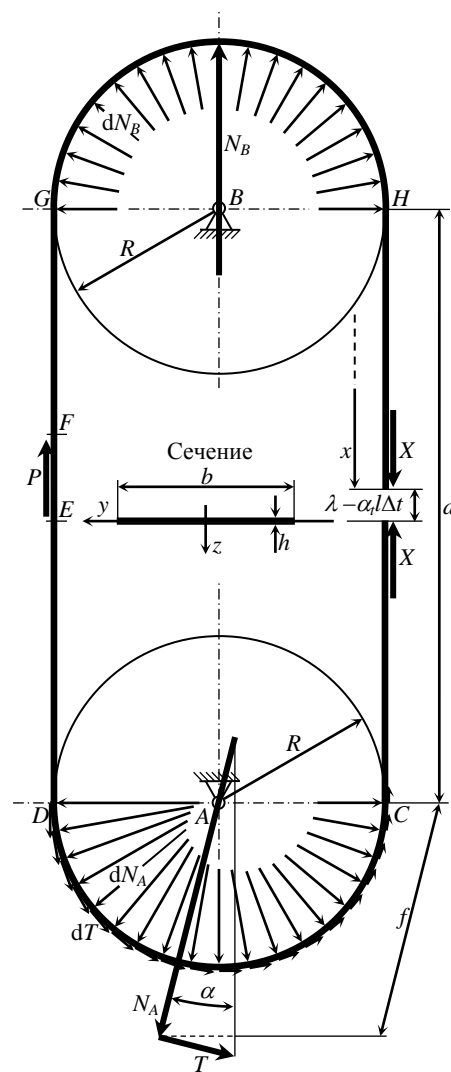
Във всяка книга по умора на материалите се говори за осцилограма на напрежение σ с ненулево средно напрежение σ_m . Но липсва утвърден класически пример. А тъкмо такъв може да стане осцилограмата на σ в банциговия лентов трион.

1. ИЗЧИСЛИТЕЛНА СХЕМА

На фиг. 1 е показана оригинална схема, каквато я вижда един преподавател по съпротивление на материалите: банциговата лента е ярък пример за вътрешно статично неопределим затворен контур. Такава статична неопределимост е класическа тема във всеки курс по съпротивление на материалите, вкл. този във ФГП (Стефанов 2007).

Подобна на фиг. 1 схема бе заложена в (Стефанов 2011) и тук се доразвива. Там силата T от триенето от долното лентоводно колело се представи по обичаен начин като периферна сила върху лентата. Това означава приемане на идеализацията за контактуване на лентата и колелото в само една точка. Тук се предпочете уточняване по Ойлер: налице са елементарни сили dT на триене по цялата долна полуокръжност заедно със съответните елементарни нормални натиско-

ви сили dN_A при постоянно отношение dT/dN_A . Силата \vec{T} (като вектор с големина T) е равнодействаща на всичките сили $d\vec{T}$, по-къса е от тяхната сумарна дължина и, за да има същия момент около центъра A , тя е отдалечена от него на разстояние $f > R$. Силата \vec{N}_A е равнодействаща на всичките $d\vec{N}_A$. Отношението dT/dN_A , означавано тук с ν , остава отношение и между T и N_A : $\nu = dT/dN_A = T/N_A = \text{tg}\alpha$. Например при $\nu = 0,25$ излиза $\alpha = 14^\circ$. Максималната стойност на ν може да бъде μ_0 – коефициента на сцепление при гранично триене. Работната стойност на $\nu \leq \mu_0$.



Фиг. 1. Изчислителна схема

Другите сили върху лентата са: P – сила на рязане и \vec{N}_B – равнодействаща на всичките $d\vec{N}_B$. От моментовото условие $\Sigma M_{i,A} = 0$ следва $PR = Tl$. От условието $\Sigma V_i = 0$ за вертикалните сили следва $N_A \cos \alpha + T \sin \alpha = P + N_B$. А условието $\Sigma H_i = 0$ за хоризонталните сили означава $T/N_A = \tan \alpha$. Използваните три условия за равновесие са недостатъчни за определянето на T , N_A , N_B , $\nu = \tan \alpha$ и f при зададени P и размери. Необходимо е да се разкрие първо вътрешната статична неопределеност (да се определи опънът X на фиг. 1).

За целта е направен „отворът“ (фиг. 1) в затворения контур на лентата: две безкрайно близки сечения мислено се разделят, но се появяват двете равни и противоположни вътрешни опънови усилия с общата големина X , които съединяват сеченията отново. Така се образува еквивалентна система. При предварителното опъване на лентата чрез раздалечаване на горното колело от долното, между двете разделени сечения се появява разстояние λ . При рязането лентата загрява с температурна разлика $\Delta t > 0$ и се удължава, при което двете сечения се сближават (противопосочно на λ) с $\alpha_l \Delta t$ (в Стефанов 2011 $\alpha_l \Delta t$ бе заложено еднопосочно на λ с $\Delta t < 0$); тук $l = 2d + 2\pi R$ е дължината на лентовия трион, а α_l е коефициентът на линейно температурно разширение на 1°C . За двете сили X остава да сближат двете сечения с $\lambda - \alpha_l \Delta t$, за да ги съединят. Това означава деформационно условие $\Delta l = \lambda - \alpha_l \Delta t$ за разкриване на статичната неопределеност. Означава също $\partial U / \partial X = \lambda - \alpha_l \Delta t$, което в (Стефанов 2011) се предвиждаше да се развие като сума от интеграли по Кастиляно. Но интегралът в долната полуокръжност с частната производна в него се

оказва неудобен. Затова се предпочетоха „обикновени“ интеграли за Δl (тема 5.2 в Стефанов 2007).

Така или иначе във всеки от участъците на лентовия трион трябва да се прави текущо сечение с абсциса x (фиг. 1). Тя се прие да започва от 0 в началото на всеки участък и да „обикаля“ лентата по часовниковата стрелка, като по долната и горната полуокръжност се превръща в криволинейна абсциса.

Междувременно следва да се отчита, че при огъването на триона по двете полуокръжности се намесва деформационно условие $M_y = EJ_y / \rho$ (Стефанов 2007), където ρ е радиусът на кривина на еластичната линия. В случая $\rho = R = \text{const}$, откъдето следва $M_y(x) = M_y = \text{const}$. От друга страна трябва да важат условията за равновесие на отделяна лява или дясна част при залагане на $M_y = \text{const} \neq 0$. Но огъващият момент в двете полуокръжности е много малък. Наистина, нека сечението на лентата (фиг. 1) е например с размери $b \times h = 20 \times 0,5 \text{ mm}$ (размерът b тук се отчита до междузъбие). Визира се универсален банциг БУ400 (<http://www.beta.bg>) с диаметър на лентоводните колела 400 mm. Тогава $J_y = bh^3/12 = 20 \cdot 0,5^3/12 = 0,2083 \text{ mm}^4 = 0,2083 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$; нека $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$; така за $M_y = EJ_y/R$ с $R = 0,2 \text{ m}$ излиза $M_y = 0,2083 \text{ N.m}$. Това наистина е нищожен огъващ момент. Съответно се казва, че банциговата лента е гъвкава и затова тя се подвежда всъщност под модела опъната опасваща нишка.

Нищожният огъващ момент обаче поражда значително напрежение от огъване $\sigma_{ог} = M_y/W_y$, понеже съпротивителният момент $W_y = bh^2/6$ е също много малък; $\sigma_{ог} = M_y/W_y = [E(bh^3/12)/R]/(bh^2/6) = Eh/(2R)$. При горните числени данни $\sigma_{ог} = 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 0,2) = 250 \text{ MPa}$. За

такова голямо напрежение става дума и в (Eschler 1982). Съответно банциговите ленти се изработват от високояки легирани и др. стомани с граница на якост от порядъка на 1000 и повече МПа. Между другото, има едно практическо правило (<http://www.pilana.com>): $h \leq 2R/1000$. То идва всъщност от якостното условие $\sigma_{or} = Eh/(2R) \leq \sigma_{доп}$ при залагане на допустимо напрежение $\sigma_{доп} = 200$ МПа.

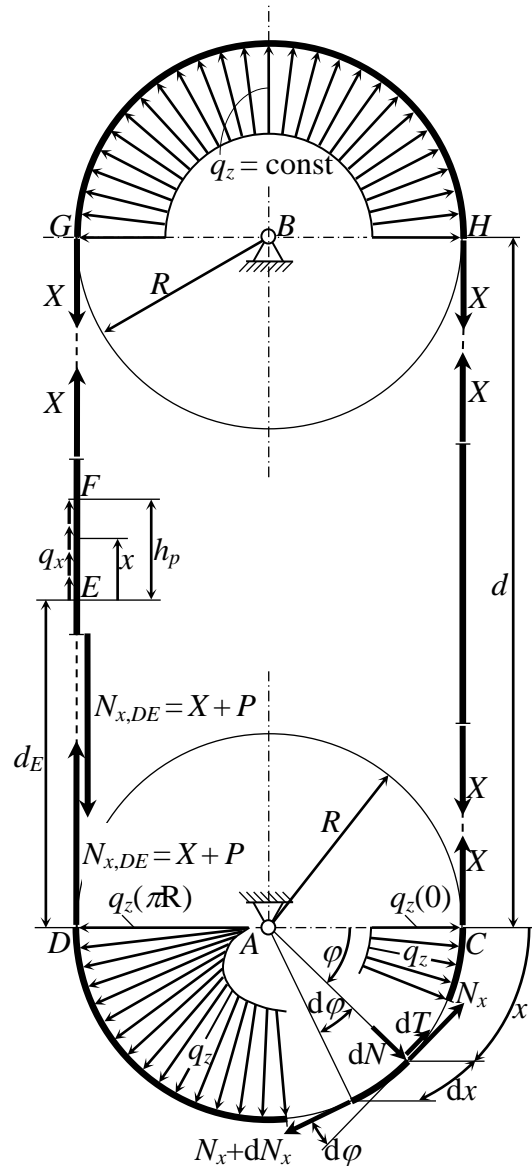
2. ОПЪНОВОТО УСИЛИЕ $N_x(x)$ И ОПРЕДЕЛЯНЕ НА X

На фиг. 2 от окръжностния участък CD е изрязан безкрайно малък резен, натоварен с показаните сили. От тяхното равновесие по радиалното направление под ъгъла φ следва $dN = (N_x + dN_x)\sin d\varphi = (N_x + dN_x)d\varphi = N_x d\varphi$ (където $\sin d\varphi \rightarrow 0$, $dN_x d\varphi \rightarrow 0$). От равновесието по перпендикулярното направление (по показаната тангента) следва $N_x = -dT + (N_x + dN_x)\cos d\varphi$. Понеже $\cos d\varphi \rightarrow 1$, то $N_x = -dT + N_x + dN_x$ и излиза $dN_x = dT$; $dN_x = \nu dN$; $dN_x = \nu N_x d\varphi$; $dN_x/N_x = \nu d\varphi$. При интегриране на лявата страна на последното диференциално уравнение се получава $\ln N_x$ в граници от X до $N_{x,DE}$, а дясната страна се интегрира от 0 до π : $\ln N_{x,DE} - \ln X = \nu\pi$, т.е. $N_{x,DE}/X = e^{\nu\pi}$.

Изведе се всъщност всеизвестната формула на Ойлер за отношението между опъновите сили в двата клона на лента, опасваща колело. Например при $\nu = 0,25$ се получава $N_{x,DE} = 2,193X$.

Интегрирането на $dN_x/N_x = \nu d\varphi$ може да се проведе също от X до $N_x(x)$ за лявата страна на уравнението, респ. от 0 до $\varphi = x/R$ за дясната му страна. Така в участъка CD се получава $N_x(x) = Xe^{\nu x/R}$. По цялата дължина на участъка $FGHC$ важи $N_x = \text{const} = X$. В участъка EF с дължина h_p , която е височината на ряза, за простота

може да се приеме равномерно разпределение на силата P с гъстота $q_x = P/h_p$. Тогава в този участък важи $N_x(x) = X + q_x(h_p - x) = X + (P/h_p)(h_p - x)$. При това $N_x(0) = X + P = N_{x,DE} = Xe^{\nu\pi}$. Оттук излиза интересният резултат $\nu = [\ln(1+P/X)]/\pi$.



Фиг. 2. Илюстрация към анализа

Така в участъка CD горният израз на $N_x(x)$ приема вида $N_x(x) = Xe^{\{[\ln(1+P/X)]/\pi\}x/R} = X\{e^{[\ln(1+P/X)]/\pi}\}^{x/R} = X(1 + P/X)^{x/(\pi R)}$. В участъка DE важи $N_x = \text{const} = X + P$. Вече може да се образува Δl като сума от интегралите в четирите участъка CD , DE , EF и $FGHC$, и да се изравни с $\lambda - \alpha_l \Delta t$.

При това интегралите в участъците DE и $FGHC$, където $N_x = \text{const}$, се заместват направо с изрази от вида $N_x \cdot (\text{дължина на участъка}) / (Ebh)$:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{Ebh} \int_0^{\pi R} X \left(1 + \frac{P}{X}\right)^{\frac{x}{\pi R}} dx + \frac{(X+P)d_E}{Ebh} + \\ & \frac{1}{Ebh} \int_0^{h_p} \left(X + \frac{P(h_p - x)}{h_p}\right) dx + \frac{X(2d - d_E - h_p + \pi R)}{Ebh} = \\ & = \lambda - \alpha_l \Delta t. \text{ Първият интеграл (от експоненциална функция) се решава по начин, познат от курса по математика. Като се извършат всички преобразувания, излиза} \\ & X = -P \frac{d_E + 0,5h_p}{2d + \pi R} - P \frac{\pi R}{(2d + \pi R) \ln(1 + P/X)} + \\ & + \frac{Ebh\lambda}{2d + \pi R} - \frac{Ebh\alpha_l \Delta t 2(d + \pi R)}{2d + \pi R}. \quad (1) \end{aligned}$$

Вижда се, че това уравнение не е директно решимо спрямо X , тъй като X участва и в дясната страна във второто събираемо (което идва от първия интеграл по-горе). Но X може да се пресметне практически по (1) чрез малък брой итерации.

При $P = 0$ и $\Delta t = 0$ от (1) се получава монтажният (предварителният) опън X_M в лентата: $X_M = Ebh\lambda / (2d + \pi R)$ ($= N_{B,M} / 2$). На практика X_M се свързва с препоръчвано монтажното напрежение σ_M : $X_M = \sigma_M bh$ и този израз замества третото събираемо в дясната страна на (1); така междувременно се оказва, че $\lambda = \sigma_M (2d + \pi R) / E$. Освен това, съобразно $\nu = [\ln(1 + P/X)] / \pi$, второто събираемо в дясната страна на (1) приема вида $PR / [\nu(2d + \pi R)]$. В крайна сметка (1) се трансформира в:

$$\begin{aligned} X = \sigma_M bh - P \frac{d_E + 0,5h_p + R/\nu}{2d + \pi R} - \\ \frac{Ebh\alpha_l \Delta t 2(d + \pi R)}{2d + \pi R}. \quad (2) \end{aligned}$$

Сега алгоритъмът на (малкия брой) итерации за пресмятане на X ще е следният: задава се начално предполагаемо $\nu = \text{tg } \alpha$ в дясната страна на (2) и се из-

числява начално X . Пресмята се ново $\nu = [\ln(1 + P/X)] / \pi$ и изчислителният цикъл се повтаря. Итерациите завършват, когато новото и старото ν са с приемливо близки стойности.

В (2) $X < X_M = \sigma_M bh$, но трябва $X > 0$. Заради това предварителното напрежение σ_M трябва да е достатъчно високо. От полагане на дясната страна на (2) да е > 0 ще се получи теоретична представа за необходима стойност на σ_M . А практически например сайтът <http://www.pilana.com> препоръчва σ_M от 25 МПа за малките банциги до 50 МПа за големите. Ако за БУ400 се приеме $\sigma_M = 30$ МПа, то $X_M = 300$ N (а $N_{B,M} = 600$ N).

При по-голям монтажнен опън чрез (2) ще се получат по-малки ν и $\alpha = \text{arctg } \nu$.

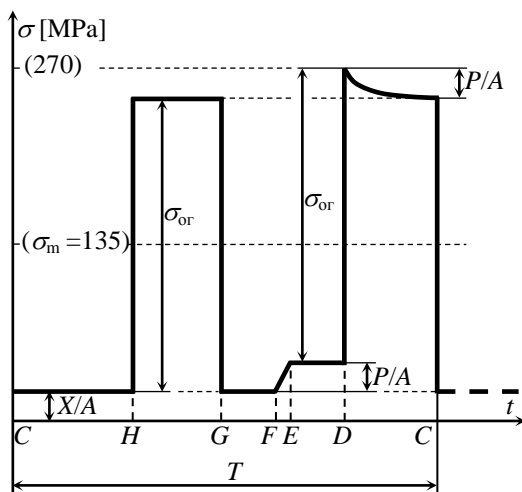
След определянето на X и ν чрез (2), съгласно условията за равновесие от глава 1 и гледайки също фиг. 2, лесно се извеждат следните формули: $N_B = 2X$; $N_A = (P + X)\cos \alpha$, където $\alpha = \text{arctg } \nu$; $T = (P + 2X)\sin \alpha$; $f = PR / [(P + 2X)\sin \alpha]$.

Чрез $dN = dN_x / \nu$ се образува гъстотата q_z (фиг. 2) на напречното (радиалното) разпределение на N_B : $q_z = dN/dx = [dN_x/dx] / \nu = [Xe^{\nu x/R} / R] / \nu = Xe^{\nu x/R} / R$; $q_z(0) = X/R$, $q_z(\pi R) = Xe^{\nu \pi} / R$. Натисковото напрежение σ_z заради q_z е $\sigma_z = (q_z dx) / (b \cdot dx) = q_z / b$. С $X_M = 300$ N (от по-горе) и $q_z = X_M / R > X/R$ се получава $\sigma_z = 0,075$ МПа, което е нищожно. Така напрегнатото състояние на лентата остава едномерно със $\sigma \equiv \sigma_x$.

В участъка GH , където няма dT и dN_x , диференциалният анализ от участъка CD (фиг. 2) се опростява: равновесното условие в радиално направление сега е $dN = N_x d\varphi$, т.е. $dN = X \cdot dx / R$. Тогава гъстотата q_z на разпределение на N_A е $q_z = dN/dx = X/R = \text{const}$.

3. ОРИЕНТИРОВЪЧНА ОСЦИЛОГРАМА НА НАПРЕЖЕНИЕТО σ

Съществен момент е, че когато кое да е сечение на лентовия трион измине при движението си цялото му протежение (в случая обратно на часовниковата стрелка), то графиката на функцията $\sigma(x) = N_x(x)/A \pm \sigma_{ог}$ се превръща в осцилограма $\sigma(t)$ ($A = bh$ е лицето на сечението). Фактически диаграмата на $N_x(x)$ „се разгъва” по една ос, която става ос времето t , след което N_x -ординатите се разделят на A , а в участъците HG и DC се добавя $\pm\sigma_{ог} = \pm Eh/(2R)$. Със знака плюс $\sigma_{ог}$ се появява върху елементарните паралелепипеди в околностите на точките на външната повърхност на лентата, а със знака минус – на вътрешната ѝ повърхност.



Фиг. 3. Ориентировъчна осцилограма $\sigma(t)$

Осцилограмата на фиг. 3 се построява за един период T , като се проследи движението на сечение, тръгнало от начално положение C (фиг. 2) нагоре. Показаната в скоби максимална стойност 270 МПа (фиг. 3) за УБ400 с $b \times h = 20 \times 0,5$ mm, както и цялата осцилограма, е само ориентировъчна (заради ограничения обем на настоящата работа). Осцилограмата се отнася за точка от външната страна на лентата, където вариациите на

σ са знакопостоянни. Те са около средна (статична) стойност $\sigma_m > 0$ (ориентировъчно 135 МПа). За точка от вътрешната страна на лентата, където $\sigma_{ог}$ е със знак минус, вариациите на σ ще са знакопроменливи; σ_m ще е отрицателно и с помалка абсолютна стойност при почти запазване на двете амплитуди. Затова позастрашена от умора е външната страна на лентата.

Осцилограмата на фиг. 3 може да се счита валидна за идеализирано бавно движение на лентата. При реалното бързо движение (от порядъка на 16 m/s за УБ400) ще се намесят инерционни сили, вибрации и въобще динамични явления. Те ще изменят в някаква степен показаните вариации на σ и ще насложат допълнителни вълни в тях. Лентата няма да следва точно идеализираните внезапни преходи от прави към криви участъци и обратно; правите участъци също ще се огънат малко, ще се изменят и разпределенията на гъстотите q_z при двете колела. При повторения на осцилограмата силата на рязане P може да е различна, а също и нула. В действителност гъстотата q_x на разпределение на P е случайно променлива, което също ще предизвика някакви вълни в участъка FE (фиг. 3).

Според (Eschler 1982) в по-обща постановка напрегнатото състояние няма да остава едномерно със $\sigma \equiv \sigma_x$, а заради $b \gg h$ ще се намесва и σ_y (според теорията на огъване на плочи и пластини). Посочват се и още допълнителни източници на напрежения σ_x и σ_y . Отделно при режещите зъби ще се появява концентрирано сложно напрегнато състояние. Изобщо, ще се намеси и осцилограма $\sigma_y(t)$, и $\tau_{xy}(t)$, при това със случайни и непропорционални вариации, и т.н. Такива въпроси излизат далеч извън огра-

ничените рамки на настоящата работа. Трябва да се мисли и за образуване на спектри на натоварвания при различни режими на рязане. Създава се подходящ случай за приложение на метода ИДУ (Интегриране на Диференциалите на Умората) (Стефанов 2011) за пресмятане на уморна дълготрайност при всякакво налягане.

Последна дума относно реална осцилограма $\sigma(t) \equiv \sigma_x(t)$ (най-важната), евентуално и осцилограми $\sigma_y(t)$ и $\tau_{xy}(t)$, биха имали резултати от експериментални тензометрични изследвания с помощта на залепени тензорезистори. Но след като те трябва да се движат с голяма скорост заедно с лентата и да минават през ряза, изглежда технически невъзможно да се осъществи получаване на сигнали от тях. Това, което е възможно и е реализирано (Eschler 1982), е тензометриране на осцилограма от вида на фиг. 3 чрез подходящо бавно придвижване без навлизане на тензорезисторите в ряза. Така че повечето от повдиганите тук въпроси биха се изследвали само теоретично и тяхното решаване би било съществено научно постижение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Введе се оригинална изчислителна схема (фиг. 1) на лентов банцигов трион като статично неопределен затворен контур и се разкри статичната му неопределеност. Изведе се уравнението (2), при решаването на което се определя и ъгълът α . Представи се ориентируваща осцилограма (фиг. 3) на опъновото налягане σ . Подобна постановка и изведените резултати липсват в познатите литературни източници.

Най-характерно за осцилограмата (фиг. 3) е, че нейните размахови и съответни амплитуди се дължат главно на

огъването и последващото „отгъване“ на лентата по периферията на лентоводните колела. Тази осцилограма може да стане класически пример в литературата по умора за вариации на σ около средно (статично) ниво σ_m . Още повече, че този случай е близо до представите на всеки инженер и без да е специалист по банциги. И, разбира се, тази осцилограма, наред с изчислителната схема и уравнението (2), би трябвало да влезе в литературата по дървообработващи машини.

Повдигнати са редица още въпроси във връзка със сложността на напрегнатото състояние и допълнителните негови случайни вариации заради вибрациите и другите динамични явления. Така направеното тук начално изследване се очаква да се развива по-нататък със съдействие на колегите-специалисти по банциги и се предвижда продължението да навлезе в дипломни работи на съавторите-студенти, в последващи дисертации, и др. При това във ФГП би трябвало да се изучава опитът от проведените мащабни теоретични и експериментални изследвания в Канада (Eschler 1982) и другаде, които ясно открояват актуалността на проблемите, разгледани тук. Авторът се надява, че настоящата работа, заедно с дисертацията (Стефанов 2011), допринася за по-висока компетентност във ФГП относно умората на лентов банцигов трион.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вичев П., Д. Койнов, (2011). Обзор върху изследвания на променливостта на натоварванията в машините и съоръженията в горската промишленост с оглед изчисляване на умора. Сборник научни доклади на третата конференция „Иновации в горската промишленост и инженерния дизайн“, София, 5–7 ноември 2010 г.: 157–162.
2. Стефанов С. (2007). Съпротивление на материалите. Изд. къща на ЛТУ – София

3. Стефанов С. (2011). Интегриране на диференциалите на умората (ИДУ) за оценка на дълготрайността при всякакво променливо натоварване. Дисертация за „доктор на науките“, ЛТУ – София (сайт <http://metodna-integrala.hit.bg>)
4. Eschler A. (1982). Stresses and Vibrations in Bandsaw Blades. Thesis, The University of British Columbia, Canada.

INITIAL STUDY ON VARIABLE TENSILE STRESS IN BAND-SAW BLADE WITH REGARD TO FATIGUE STRENGTH CALCULATION

**Stefan Stefanov¹, Petya Koleva², Zoya Vasileva², Trayanka Gavrilo²,
Nikola Nikolov², Kamen Getsov²**

¹ **University of Forestry – Sofia, e-mail: stefanov_sh@abv.bg, stefanst@ltu.bg**

² **Students in Wood Technology at Sofia University of Forestry; emails:
koleva_p@abv.bg, zoya.vasileva@abv.bg, trayanka_ig@abv.bg, n.nikolov.ltu@abv.bg,
kgetsov@abv.bg**

ABSTRACT

The closed contour of a band-saw blade is a bright example to the theme of the internally statically indeterminate schemes in the Strength of Materials syllabus of the students in Wood Technology at Sofia University of Forestry. An original model is proposed aimed at strength and deformation calculations of the blade which embraces the two wheels of the band-saw. The internally statically indeterminate structure problem is solved in a way in which the students are taught. At an instant position of the blade, the tensile stress is determined at various blade's points taking into account the assembly pre-tension, the cutting force, the bending of the blade at the wheel periphery, and the heating. The stress at any point, while traveling onto the blade contour, varies and follows an oscillogram with complicated, random variations. Under such conditions, the blade is threatened by metal fatigue. A basic, approximate oscillogram has been theoretically obtained which will be complicated with additional waves in next studies. Application of the Integration of Damage Differentials (IDD) method is envisaged for fatigue life assessment as developed in the Faculty of Forest Industry. As well, the study done is envisaged to continue into possible diploma and doctoral theses of the students instructed also by professors in next school subjects. Then, additional dynamic phenomena can be involved in the calculation model, and loading spectra under different regimes of cutting can be built, etc.

Key words: band-saw blade, statically indeterminate closed contour, metal fatigue, integration of damage differentials (IDD)