

## АНАЛИЗ НА ЗАДВИЖВАНЕТО НА МЕХАНИЗМА НА РЯЗАНЕ ПРИ БАНЦИГОВИ МАШИНИ

Славчо Соколовски, Ненчо Делийски  
Лесотехнически университет – София  
slav\_sokolovski@yahoo.com; deliiski@netbg.com

### РЕЗЮМЕ

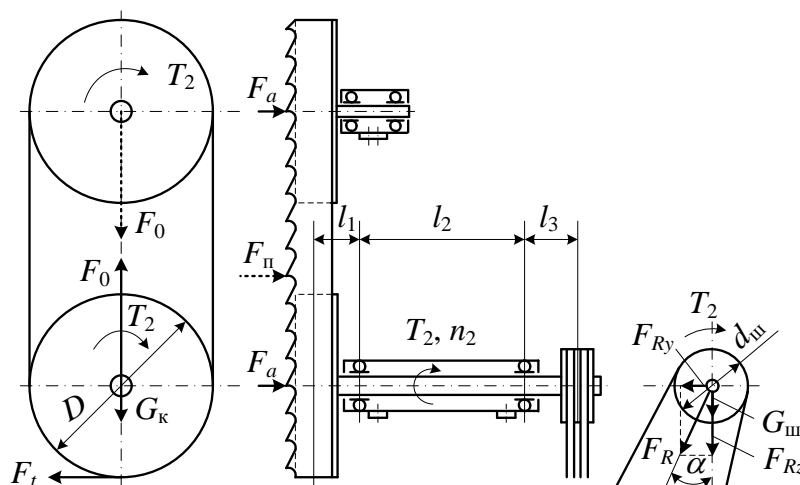
Направен е анализ на задвижването на механизма на рязане при банцигови машини. Определени са силите, които натоварват основния вал на банциг от рязането на режещата лента и от клиноремъчната предавка. Направени са проверочни изчисления на основния вал на банциг на статична якост и умора.

**Ключови думи:** банциг, основен вал, клиноремъчна предавка, статична якост, умора

### 1. УВОД

В дървообработващите и мебелните предприятия банциговите машини се използват за обработване на трупи, призми, заръбени и незаръбени дъски, капаци и детайли. Разнообразието в приложението им е довело до създаване на доста различни конструкции банцигови машини. Различието е главно в механизма за подаване на преработваната суровина. Това са вагоните за трупи, каретките за незаръбени дъски и капаци и верижно-валцови подавателни механизми за детайли (Филипов 1967). Режещият механизъм и задвижването на банциговите

машини не се различава по конструкция при отделните банцизи (фиг. 1). На фигурата са показани задвижването и лагероването на основния вал с монтираното върху него долно лентоводно колело и лагероването на оста на горното лентоводно колело с лентата поставена върху тях. Долното лентоводно колело и задвижваната ремъчна шайба са конзолно разположени на основния вал. При тази конструкция се получават големи огъващи и срязващи напрежения от опъването на лентата в напречното сечение на шийката на вала за лагера, разположен до лентоводното колело.



Фиг. 1. Задвижване на режещия механизъм на банцигови машини

Цел на настоящата работа е да се направи анализ на задвижването на режещия механизъм на банцигови машини. Обект на разглеждане е основния вал на банцига.

## 2. НАТОВАРВАНЕ НА ВАЛА

Основният вал на банциг е сложно натоварен. Върху него действат напречни сили, осови сили и усукващи моменти.

Напречните сили, които действат върху основния вал са:  $F_0$  от опъването на лентата,  $F_R$  от опъването на ремъците и  $F_t$  от въртящия момент. За по-точни изчисления е необходимо да се включат и силите от тежестите на лентоводното колело  $G_k$  и на задвижваната ремъчна шайба  $G_{ш}$ , също като напречни сили (фиг. 1).

Осовата сила  $F_a$ , която се поражда от силата на подаване  $F_{п}$  е

$$F_a = 0,5F_{п}. \quad (1)$$

Силата на подаване  $F_{п}$  зависи от подавателния механизъм на банцига. Зависимостите за нейното определяне при различните подавателни механизми са дадени в учебниците по дървообработващи машини (Филипов 1967).

Усукващият момент  $M_{yc2}$  в N.m, предаван от вала е равен на въртящия момент  $T_2$ , т.е.

$$M_{yc2} = 9554 \frac{P_1 \cdot \eta \cdot d_{ш2}}{n_1 \cdot d_{ш1}}, \quad (2)$$

където  $P_1$  е мощността на електродвигателя, kW;

$\eta$  – КПД на задвижващия механизъм, приема се  $\eta = 0,9$ ;

$n_1$  – честотата на въртене на електродвигателя,  $\text{min}^{-1}$ ;

$d_{ш1}$  и  $d_{ш2}$  са диаметрите съответно на задвижващата и задвижваната шайби, mm.

Силата от опъване на лентата  $F_0$  в N се определя по зависимостта

$$F_0 = 2B \cdot s \cdot \sigma, \quad (3)$$

където  $B$  е широчината на лентата, m;  
 $s$  – дебелината на лентата, m;

$\sigma$  – напрежението на опън от опъването на лентата,  $\text{N/m}^2$ . За нормалната работа на лентата напрежението на опън трябва да бъде (Филипов 1967):

$\sigma = (30 \div 40)10^6$ ,  $[\text{N/m}^2]$  – при обикновени банциги;  $\sigma = (50 \div 70)10^6$ ,  $[\text{N/m}^2]$  – при делителни банциги;  $\sigma = (80 \div 100)10^6$ ,  $[\text{N/m}^2]$  – при банцигите за групи.

Периферната сила  $F_t$  (в N) се определя по израза

$$F_t = \frac{2M_{yc2}}{D}, \quad (4)$$

където  $D$  е диаметърът на лентоводните колела, m.

Схемата за привеждане на силите, действащи върху банциговата лента към геометричната ос на основния вал на банциг е показана на фиг. 2. Върху вала действат силите: периферна  $F_t$ , действаща перпендикулярно на оста на вала на разстояние  $0,5D$ ; сила на опъване на лентата  $F_0$ , действаща перпендикулярно на оста на вала; осова сила  $F_a$ , действаща перпендикулярно на оста на вала на разстояние  $0,5D$  (фиг. 2а).

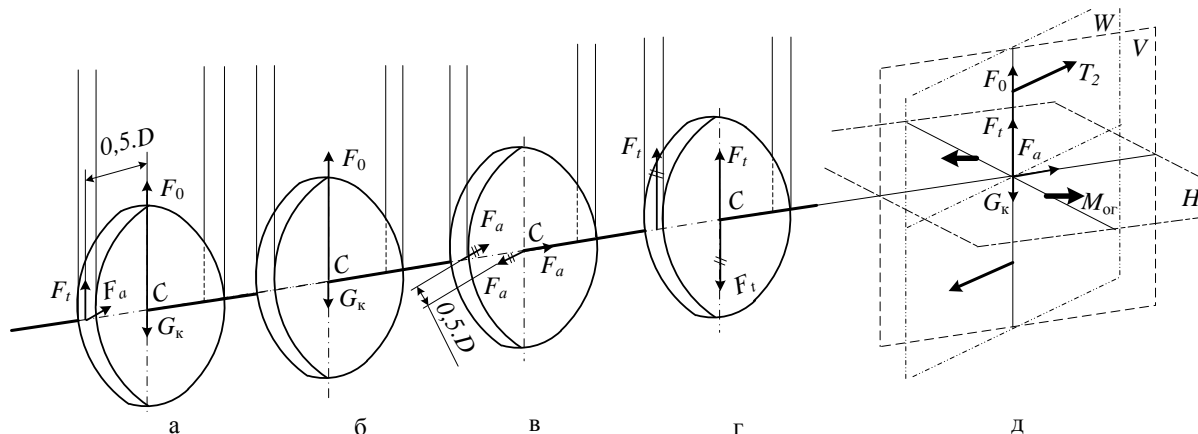
При разработването на изчислителната схема на вала радиалната сила  $F_0$  се пренася на оста на вала (фиг. 2б) и тя ще огъва вала в равнината  $V$ . Осовата сила  $F_a$  се пренася на оста на вала успоредно, при това се образува двойца сили с рамо  $0,5D$  (фиг. 2в) и тя ще огъва вала в равнината  $H$  с момент  $M_{ог} = 0,5 \cdot F_a \cdot D$ , а самата сила  $F_a$  натоварва вала на натиск. Периферната сила  $F_t$  е напречна сила на вала, огъваща го в равнината  $V$  и създава въртящ момент  $T_2 = 0,5 \cdot F_t \cdot D$ , който действа в равнината  $W$  и предизвиква усукване на вала. От фиг. 2д се вижда, че в т. С

действа резултантната напречната сила  $F$ , която се определя от израза

$$F = F_0 + F_t - G_k, \quad (5)$$

където  $G_k$  е силата на тежестта на долното колело в  $N$ .

По оста на вала действа силата  $F_a$  (фиг. 2д).



Фиг. 2. Схема за привеждане на силите, действащи върху долното лентоводно колело на банциг към геометричната ос на основния му вал

Силата от клиноремъчната предавка  $F_R$  действа върху противоположната страна на вала (фиг.1). Направлението ѝ зависи от разположението на ремъчната предавка (от вертикално  $\alpha = 0^\circ$  до хоризонтално  $\alpha = 90^\circ$ ). В случаите когато електродвигателя се свързва директно с вала, тогава  $F_R = 0$ . Определянето на силата от ремъчната предавка  $F_R$  зависи от вида, сечението и броят на ремъците (Попов и др. 1995) по израза

$$F_R = 2 \left( c_1 \cdot \frac{2 \cdot M_{yc2}}{d_{ш2}} + z \cdot c_2 \cdot v^2 \right) \sin \frac{\alpha_1}{2}, \quad (6)$$

където  $c_1$  е коефициентът, отчитащ условията на натоварването, за леко натоварване –  $c_1 = 1,3$ , за средно натоварване –  $c_1 = 1,5$  и за тежко натоварване –  $c_1 = 2$ ;

$c_2$  – коефициентът, който зависи от сечението на клиновите ремъци, за сечение  $A$  (13x8) –  $c_2 = 0,217$ , за сечение  $B$  (17x11) –  $c_2 = 0,385$ , за сечение  $C$

(22x14) –  $c_2 = 0,637$ , за сечение  $D$  (32x19) –  $c_2 = 1,332$ ;

$z$  – броят на ремъците;

$v$  – периферната скорост на ремъците в  $m/s$  (Попов и др. 1995);

$\alpha_1$  – ъгълът на обхващане при малката шайба в градуси (Попов и др. 1995);

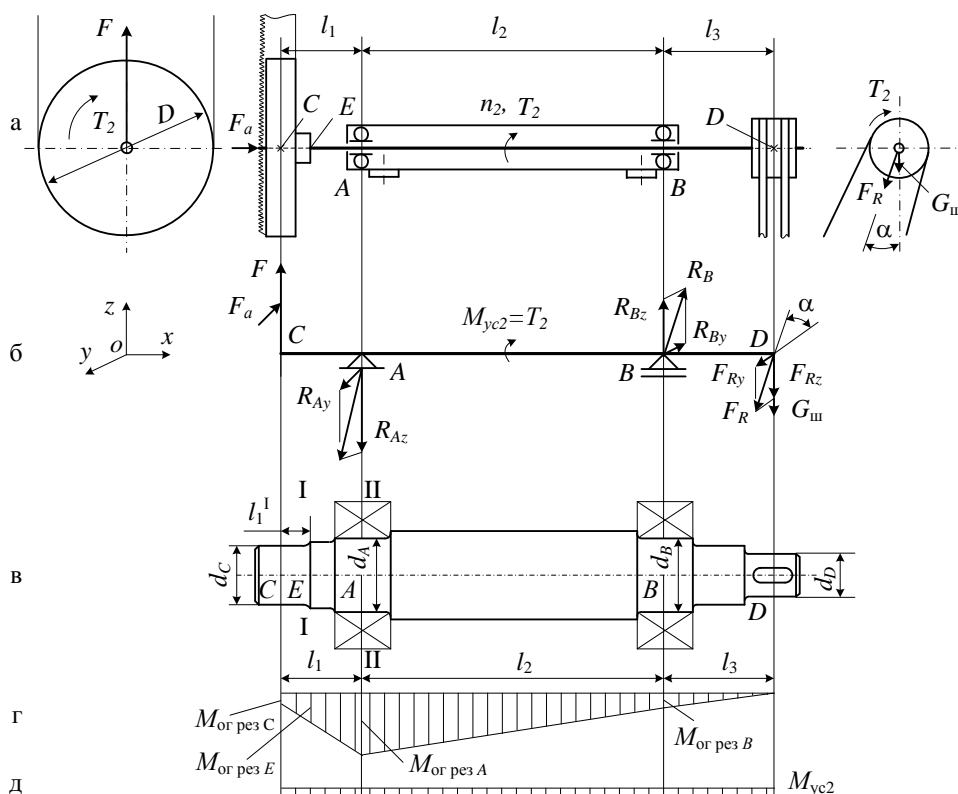
С така определената стойност за  $F_R$  се определят съставляващите:

$$F_{Ry} = F_R \cdot \sin \alpha \text{ – в равнината хоу};$$

$$F_{Rz} = F_R \cdot \cos \alpha \text{ – в равнината хоз.} \quad (7)$$

Ъгълът  $\alpha$  е между правата свързваща центровете на въртене на шайбите и вертикалата.

На фиг. 3 е дадена конструкцията с размерите и изчислителната схема на вала. На фигурата в т.  $C$  действат силите  $F$  {определена по уравнение (5)} и  $F_a$  {определена по уравнение (1)}, а в т.  $D$  действат силите  $F_{Rz}$  и  $F_{Ry}$  {определени по уравнение (7)}.



Фиг. 3. Конструкция на основния вал на банциг

### 3. ПРОВЕРОЧНО ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ВАЛА

След изготвянето на изчислителната схема на вала се прави проверочно изчисляване в опасните му сечения. От големината на огъващите и усукващите моменти се вижда, че опасни сечения са (фиг. 3):

I-I – мястото където се монтира долното лентоводно колело на банцига на вала с диаметър  $d_C$ : сечението е натоварено с огъващи и въртящи моменти, осови и напречни сили; концентратор на напреженията – пресова сглобка между колелото на банцига и вала;

II-II – мястото където се монтира левият лагер на вала с диаметър  $d_A$ : сечението е натоварено с огъващи и въртящи моменти, осови сили; концентратор на напреженията – набита сглобка между вътрешния пръстен на лагера и вала.

### 3.1. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА СИЛОВИТЕ ФАКТОРИ ЗА ОПАСНИТЕ СЕЧЕНИЯ

Сечение I-I

Резултантният огъващ момент

$$M_{\text{огрез E}} = \sqrt{(0,5 \cdot F_a \cdot D)^2 + (F \cdot l_1^1)^2};$$

Усукващ момент  $M_{\text{ус2}} = T_2$ ;

Осева сила  $F_a$ ;

Напречна сила  $F$ .

Сечение II-II

Резултантният огъващ момент  $M_{\text{огрез A}} = F \cdot l_1$ ;

Усукващ момент  $M_{\text{ус2}} = T_2$ ;

Осева сила  $F_a$ ;

Напречна (срязваща) сила  $F$ .

### 3.2. ГЕОМЕТРИЧНИ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ОПАСНИТЕ СЕЧЕНИЯ

Сечение I-I

Осов съпротивителен момент  $W_{\text{огрез E}} = 0,1 \cdot d_C^3$ ,

Полярен съпротивителен момент  $W_{ycE} = 0,2 \cdot d_C^3$ ,

Напречно сечение  $A_E = 0,785 \cdot d_C^2$ .

Сечение II-II

Осов съпротивителен момент  $W_{огA} = 0,1 \cdot d_A^3$ ,

Полярен съпротивителен момент  $W_{ycA} = 0,2 \cdot d_A^3$ ,

Напречно сечение  $A_A = 0,785 \cdot d_A^2$ .

### 3.3. ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ВАЛА НА СТАТИЧНА ЯКОСТ

Определят се нормалните и тангенциални напрежения, а така също се определят и коефициентите на сигурност  $s$  при статична якост в опасните сечения (фиг. 3). Статическата якост се счита осигурена, ако  $s \geq [s]$ . За валове на банцигови машини се приема  $[s] = 2$ . За всяко опасно сечение при сложно напрегнато състояние се изчислява коефициента на сигурност.

Сечение I-I

Нормални напрежения

$$\sigma_E = \frac{M_{огрезE}}{W_{огE}} + \frac{F_a}{A_E}, \quad (8)$$

Тангенциални напрежения

$$\tau_E = \frac{M_{yc2}}{W_{ycE}} + \frac{F}{A_E}, \quad (9)$$

Частните коефициенти на сигурност за нормалните  $s_\sigma$  и тангенциалните  $s_\tau$  напрежения

$$s_{\sigma E} = \frac{\sigma_s}{\sigma_E}, \quad s_{\tau E} = \frac{\tau_s}{\tau_E}, \quad (10)$$

Обобщеният коефициент на сигурност за статична якост  $s_C$  е

$$s_E = \frac{s_{\sigma E} \cdot s_{\tau E}}{\sqrt{s_{\sigma E}^2 + s_{\tau E}^2}}. \quad (11)$$

Сечение II-II

Нормални напрежения

$$\sigma_A = \frac{M_{огрезA}}{W_{огA}} + \frac{F_a}{A_A}, \quad (12)$$

Тангенциални напрежения

$$\tau_A = \frac{M_{yc2}}{W_{ycA}} + \frac{F}{A_A}, \quad (13)$$

Частните коефициенти на сигурност за нормалните  $s_\sigma$  и тангенциалните  $s_\tau$  напрежения

$$s_{\sigma A} = \frac{\sigma_s}{\sigma_A}, \quad s_{\tau A} = \frac{\tau_s}{\tau_A}, \quad (14)$$

Обобщеният коефициент на сигурност за статична якост  $s_A$  е

$$s_A = \frac{s_{\sigma A} \cdot s_{\tau A}}{\sqrt{s_{\sigma A}^2 + s_{\tau A}^2}}. \quad (15)$$

На базата на разработената методика са направени проверочни изчисления на статична якост на основния вал на обикновен банциг с диаметър на лентоводните колела  $D = 800$  mm, изработен от стомана 45, с граници на провлачане  $\sigma_s = 650$  МПа,  $\tau_s = 390$  МПа; електродвигател: мощност  $P_1 = 4,0$  kW, честота на въртене  $n_1 = 1430$  min<sup>-1</sup>; банцигова лента: широчина  $B = 30$  mm, дебелина  $s = 1,2$  mm; основен вал на банциг: честота на въртене на вала  $n_2 = 715$  min<sup>-1</sup>, въртящ момент  $M_{yc2} = 54$  Nm, дължини  $l_1 = 150$  mm,  $l_2 = 560$  mm,  $l_3 = 180$  mm, сили и моменти:  $F_a = 50$  N,  $F = 2900$  N,  $M_{огрезE} = 20$  Nm,  $M_{огрезA} = 570$  Nm, диаметри:  $d_C = 40$  mm,  $d_A = 50$  mm, коефициентите на сигурност за статична якост в сеченията са:  $s_E = 1,7$ ,  $s_A = 2,6$ . От направените изчисления се вижда, че диаметърът на валът в сечение I-I трябва да се увеличи, тъй като действителния коефициент на сигурност за статична якост  $s_E < [s] = 2$ .

### 3.4. ИЗЧИСЛЯВАНЕ ВАЛА НА УМОРА

Изчисляването на умора отчита влиянието на цикличното изменение на променливите напрежения, механичните характеристики на материала, размерите, формата и състоянието на повърхнините.

Изчисляването се свежда до определяне на коефициента на сигурност  $n$  срещу разрушаване от умора, който трябва да бъде по-голям от допустимия  $[n]$ . За валове на банцигови машини се приема  $[n] = 2$ . За всяко опасно сечение при сложно напрегнато състояние се изчислява коефициента на сигурност.

*Сечение I-I*

Определят се амплитудата на напреженията и средните напрежения на цикъла

$$\sigma_{aE} = \sigma_{огE} = \frac{M_{огрезE}}{W_{огE}}; \quad \tau_{aE} = \frac{\tau_{ycE}}{2} = \frac{M_{yc2}}{2 \cdot W_{ycE}}; \quad \tau_{mE} = \tau_{aE} \cdot \quad (16)$$

Лентоводното колело се монтира на вала с пресова сглобка. Концетратор на напреженията в сечението – пресова сглобка. По табл. 1.1 (Соколовски 2007) се отчитат коефициентите  $K_\sigma = 3,6$  и  $K_\tau = 2,5$ . Повърхността е шлифована между колелото на банцига и по фиг. 1.10 (Соколовски 2007) се отчита коефициента  $\beta = 0,9$ . Ако се приеме, че диаметъра е  $d_C = 60 \div 80$  mm, то мащабните фактори са  $\epsilon_\sigma = 0,80 \div 0,75$  и  $\epsilon_\tau = 0,70 \div 0,65$ .

Коефициентът на сигурност  $n_\sigma$  по нормалните напрежения, които се изменят по симетричен цикъл е

$$n_{\sigma E} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma \cdot \sigma_{aE}}, \quad (17)$$

където  $\sigma_{-1}$  е границата на умора при симетричен цикъл на огъване, МРа, (Попов, 1995).

Коефициентът на сигурност  $n_\tau$  по тангенциалните напрежения, които се изменят по пулсиращ цикъл е

$$n_{\tau E} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_{aE} + \psi_\tau \cdot \tau_{mE}}, \quad (18)$$

където  $\tau_{-1}$  е границата на умора при симетричен цикъл на усукване, МРа (Попов, 1995);

$\psi_\tau$  – коефициентът, характеризиращ чувствителността на материала към асиметрия на цикъла (Соколовски 2007), за стомана 45 е  $\psi_\tau = 0,05$ .

Коефициентът на сигурност  $n$  в разглежданото сечение е

$$n_E = \frac{n_{\sigma E} \cdot n_{\tau E}}{\sqrt{n_{\sigma E}^2 + n_{\tau E}^2}}. \quad (19)$$

*Сечение II-II*

Определят се амплитудата на напреженията и средните напрежения на цикъла

$$\sigma_{aA} = \sigma_{огA} = \frac{M_{огрезA}}{W_{огA}}; \quad \tau_{aA} = \frac{\tau_{ycA}}{2} = \frac{M_{yc2}}{2 \cdot W_{ycA}}; \quad \tau_{mA} = \tau_{aA} \cdot \quad (20)$$

Вътрешният пръстен на търкалящия лагер се набива на вала. Концетратор на напреженията в сечението – набита сглобка. По табл. 1.1 (Соколовски 2007), се отчитат коефициентите  $K_\sigma = 3,6$  и  $K_\tau = 2,5$ . Повърхността на вала под лагера е шлифована и по фиг. 1.10 (Соколовски 2007), се отчита коефициента  $\beta = 0,9$ . Ако се приеме, че диаметъра е  $d_A = 60 \div 80$  mm, то мащабните фактори са  $\epsilon_\sigma = 0,80 \div 0,75$ ,  $\epsilon_\tau = 0,70 \div 0,65$ .

Коефициентът на сигурност  $n_\sigma$  по нормалните напрежения, които се изменят по симетричен цикъл е

$$n_{\sigma A} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta}{K_\sigma \cdot \sigma_{aA}}, \quad (21)$$

$n_\tau$  – коефициентът на сигурност по тангенциалните напрежения, които се изменят по пулсиращ цикъл е

$$n_{\tau A} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_{aA} + \psi_\tau \cdot \tau_{mA}}, \quad (22)$$

Коефициентът на сигурност  $n$  в разглежданото сечение е

$$n_A = \frac{n_{\sigma A} \cdot n_{\tau A}}{\sqrt{n_{\sigma A}^2 + n_{\tau A}^2}}. \quad (23)$$

На базата на разработената методика са направени проверочни изчисления на умора на основния вал на обикновен банциг с диаметър на лентоводните колела  $D = 800$  mm изработен от стомана 45, с границата на умора при симетричен цикъл на огъване  $\sigma_{-1} = 410$  МПа и на усукване  $\tau_{-1} = 230$  МПа;  $M_{\text{ог рез } E} = 20$  Nm,  $M_{\text{ог рез } A} = 570$  Nm,  $M_{\text{yc2}} = 54$  Nm,  $d_C = 40$  mm,  $d_A = 50$  mm, коефициентите на сигурност на умора са  $n_E = 19$ ,  $n_A = 1,8$ . От направените изчисления се вижда, че диаметърът на валът в сечение II–II трябва да се увеличи, тъй като действителния коефициент на сигурност на умора  $n_A < [s] = 2$ .

#### 4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработената методика за проверочни изчисления на основния вал на банциг позволява да се направи анализ на опасните му сечения, който да се използва при разработването на конструкцията на вала и при изработване му, с което ще се подобри експлоатацията на механизма за рязане на банциговите машини.

#### 5. ЛИТЕРАТУРА

1. Попов З. и др. (1995). Ръководство за курсово проектиране по машинознание. Земиздат, София, 255 с.
2. Соколовски С. (2007). Машинни елементи. Издателска къща ЛТУ – София, 318 с.
3. Филипов Г. (1967). Дървообработващи машини. Земиздат, София, 378 с.

### ANALYSIS OF THE DRIVING OF THE CUTTING MECHANISM FOR BAND SAW

Slavcho Sokolovski, Nencho Deliiski

University of Forestry – Sofia, slav\_sokolovski@yahoo.com; deliiski@netbg.com

#### ABSTRACT

Analysis of the driving of the cutting mechanism for band saw is provided. The forces exercising an effort on the main band saw shaft resulting from the cutting of the band saw and the V-belt gear are determined. Validating calculations on static strength and fatigue of the main drive belt of the band saw are made.

**Key words:** band saw, main drive shaft, V-belt gear, static strength, fatigue