

## Прочностной расчет флянцевого захвата круглой пилы

СЛАВЧО СОКОЛОВСКИ<sup>1</sup>, НЕНЧО ДЕЛИЙСКИ<sup>1</sup>, ЛАДИСЛАВ ДЗУРЕНДА<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Кафедра Машинознания и автоматизации производства, Лесотехнический университет – София, Болгария

<sup>2</sup>Кафедра Обработки древесины, Технический университет – Зволен, Словакия

**Abstract:** *Strength dimensioning of flange joint of circular saw device.* A methodology of strength dimensioning of flange joint of a circular saw device of cutting mechanism is presented in this work. Strength and validating calculations of the elements of the flange joint of the circular saw device are carried out. They include the diameter of the shaft and its thread, the dimensions of the flanges with a view of the firm grip of the circular saw device, the height of the nut and its self-locking thread.

*Key words:* circular, cutting mechanism, flange joint, flange, circular saw device, nut height, self-locking thread

### ВВЕДЕНИЕ

Надежное закрепление режущего инструмента, в т.ч. круглых пил, на рабочих валах, является важнейшей задачей при конструировании деревообрабатывающих станков. От него зависит качество и безопасность работы.

Обычно круглые пилы закрепляются на валу между двумя флянцами, один из которых неподвижен, а другой - подвижен, при этом при помощи гайки оба фланца прижимают пилу. Флянцевой захват должен обеспечивать быстрый монтаж и демонтаж круглой пилы, а также надежность против прокручивания пилы. Для его правильного расчета необходимо знать максимальные силы, которые действуют на пилу в процессе резания. Эти силы определяют необходимую мощность электродвигателя режущего механизма.

С целью достижения более высокой скорости и качества резания, часто используются круглые пилы больших размеров, чем необходимо. Это позволяет применять флянцы большего диаметра, что положительно влияет на надежность закрепления пилы.

Прижим пилы флянцами осуществляется винто-гаечной парой, в которой гайка является отдельным элементом, а резьба винта делается на валу. Рекомендуется делать резьбу противоположной направлению кручения круглой пилы. При диаметрах пил более 1 м монтируются дополнительные штифты против прокручивания пилы.

### КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ

Принципиальная схема для расчета закрепления круглой пилы на валу при помощи двух флянцев показана на рис.1. При закреплении пилы флянцами при помощи гайки создается трение между касающимися поверхностями пилы и флянцами. Необходимо, чтобы возникающий момент трения превышал в определенной степени момент силы резания по отношению к оси вращения, т.е.

$$M_{\text{ТР}} \geq M_{\text{Р}}, \quad (1)$$

где  $M_{\text{ТР}}$  – момент трения между круглой пилой и двумя флянцами, N.m;

$M_{\text{Р}}$  – момент силы резания, N.m. Он определяется по уравнению

$$M_p = 0,5F_1D, \quad (2)$$

$F_1$  – сила резания, N;  
 $D$  – диаметр круглой пилы, м.

Элементарный момент трения  $dM_{\text{ТР}}$  между круглой пилой и двумя флянцами равен  $dM_{\text{ТР}} = 2dF_{\text{ТР}}r_x$ , где  $dF_{\text{ТР}}$  – элементарная сила трения, которая возникает в бесконечно узком кольце шириной  $dr_x$  между одним из фланцев и круглой пилой (рис.1), N;  $r_x$  – плечо силы трения, м.

При зажиме гайки гаечным ключом оба фланца прижимают круглую пилу силой  $Q$ , которая создает с обеих сторон пилы силу трения  $F_{\text{ТР}}$  (рис.1).

Если принять, что флянцы имеют достаточную жесткость и радиусы  $r_1$  и  $r_2$  близки по размеру, тогда можно принять, что давление  $q$  (в Па) между пилой и флянцами равномерно распределено по поверхности касания. Это давление равно

$$q = \frac{Q}{\pi(r_1^2 - r_2^2)}, \quad (3)$$

где  $Q$  – сила, с которой гайка прижимает флянцы, а они со своей стороны прижимают пилу, N;

$r_1, r_2$  – соответственно наружный и внутренний радиусы поверхности касания (рис.1), м.

Для элементарной силы трения  $dF_{\text{ТР}}$  с одной из сторон пилы (рис.1) получается  $dF_{\text{ТР}} = 2\pi\mu q r_x dr_x$ , где  $\mu$  – коэффициент трения между флянцами и пилой. В таком случае элементарный момент трения  $dM_{\text{ТР}}$  равен  $dM_{\text{ТР}} = 4\pi\mu q r_x^2 dr_x$ . Интегрируя это выражение в пределах от  $r_2$  до  $r_1$ , получается  $M_{\text{ТР}} = 4\pi\mu q \int_{r_2}^{r_1} r_x^2 dr_x = 4\pi\mu q \frac{r_1^3 - r_2^3}{3}$ . После замещения в этом уравнении выражения для  $q$  из (3), для момента трения  $M_{\text{ТР}}$  получается

$$M_{\text{ТР}} = \frac{4\mu Q (r_1^3 - r_2^3)}{3(r_1^2 - r_2^2)}. \quad (4)$$

Силу  $Q$  можно определить, включив в выражения для работы силы, входящие в систему «гайка – флянцы – гаечный ключ» [1]:

$$A(Q) + A(F_T) = A(F_{\text{РАБ}}), \quad (5)$$

где  $A(Q)$  – работа нормальной силы  $Q$  со стороны гайки за один оборот, которая определяется из выражения  $A(Q) = \frac{QP}{\eta_p}$ ;

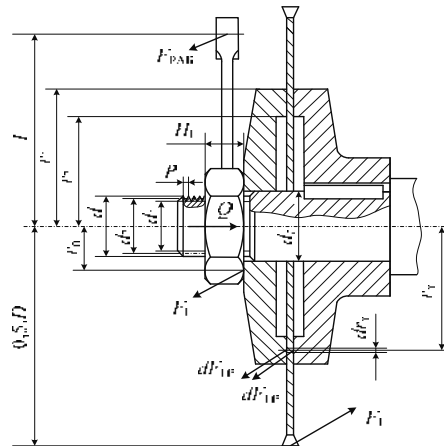


Рис. 1. Схема для вычисления захвата круглой пилы на валу с флянцами

$P$  – шаг резьбы (рис.1), м;  
 $\eta_p$  – к.п.д. метрической резьбы;  
 $A(F_T)$  – работа сил трения  $F_T$  по касательной поверхности гайки с флянцами за один ее оборот, равная  $A(F_T) = 2\pi Q \mu r_0$ ;

$\mu$  – коэффициент трения между флянцами и круглой пилой;  
 $r_0$  – средний радиус касательной поверхности гайки с флянцами (рис.1), м.  
 Принимается  $r_0 = 1,35d$ , где  $d$  – наружный диаметр резьбы вала в месте, где располагается круглая пила [2];

$A(F_{РАБ})$  – работа силы рабочего с гаечным ключом  $F_{РАБ}$  за один оборот гайки, равная  $A(F_{РАБ}) = 2\pi F_{РАБ} L$ .

$F_{РАБ}$  – сила рабочего, приложенная к гаечному ключу, N;

$L$  – длина ключа, м. Принимается  $L = 13d$  [2].

После подставления переменных в уравнение (5), оно получает вид

$$\frac{QP}{\eta_p} + 2\pi Q \mu r_0 = 2\pi F_{РАБ} L, \quad (6)$$

Из уравнения (6) для  $Q$  получается

$$Q = \frac{2\pi F_{РАБ} L \eta_p}{(P + 2\pi \mu r_0 \eta_p)}. \quad (7)$$

После подставления выражения для  $Q$  из уравнения (7) в уравнение (4), для момента трения  $M_{ТР}$  получается окончательно

$$M_{ТР} = \frac{8\pi \mu F_{РАБ} L \eta_p (r_1^3 - r_2^3)}{3(r_1^2 - r_2^2)(P + 2\pi \mu r_0 \eta_p)}, \quad (8)$$

После замещения выражений для  $M_{ТР}$  и  $M_p$  из уравнений соответственно (8) и (2) в уравнение (1), оно получает следующий вид:  $\frac{8\pi \mu F_{РАБ} L \eta_p (r_1^3 - r_2^3)}{(r_1^2 - r_2^2)(P + 2\pi \mu r_0 \eta_p)} = 0,5 F_1 D$ , откуда для максимальной силы резания  $F_1$ , которую флянцевой зажим может передать, получается

$$F_1 = \frac{16\pi \mu F_{РАБ} L \eta_p (r_1^3 - r_2^3)}{D(r_1^2 - r_2^2)(P + 2\pi \mu r_0 \eta_p)}. \quad (9)$$

После подставления в (7) и (9) значений постоянных параметров:  $F_{РАБ} = 100$  N,  $\eta_p = 0,5$  и  $\mu = 0,12$ , для  $Q$  и  $F_1$  получается окончательно

$$Q = \frac{2\pi F_{РАБ} L \eta_p}{(P + 2\pi \mu r_0 \eta_p)} = \frac{314 \cdot L}{(P + 0,377 r_0)}, \quad (10)$$

$$F_1 = \frac{95 \cdot L (r_1^3 - r_2^3)}{D(r_1^2 - r_2^2)(P + 0,377 r_0)} = \frac{0,3Q (r_1^3 - r_2^3)}{D (r_1^2 - r_2^2)}. \quad (11)$$

#### ПРОВЕРОЧНЫЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ

Вычисленное по уравнению (11) значение силы резания  $F_1$  должно быть больше силы резания  $F_1'$ , определенной из мощности электродвигателя  $P_1$  и скорости резания  $v$  по следующему уравнению:

$$F_1' = \frac{P_1}{v}, \quad (12)$$

т.е. должно удовлетворяться условие

$$F_1 > F_1' \quad (13)$$

При помощи вычисленного по уравнению (10) значения силы  $Q$  производится прочностная проверка витков резьбы путем определения высоты гайки и стебля винта. Размеры резьбы определяются в зависимости от диаметра шейки вала  $d_c$ , на которой располагается пила (рис.1). Определяются стандартные значения наружного  $d$ , внутреннего  $d_1$  и среднего  $d_2$  диаметров, а также шага  $P$  для мелкой резьбы. С целью предотвращения самоотвинчивания гайки, резьба делается с уменьшенным шагом.

Проверка высоты гайки, при которой резьба не будет сминаться, производится по уравнению [2]

$$H_{\Gamma} = \frac{4Q.P}{\pi(d^2 - d_1^2)[\sigma_{\text{CM}}]}, \quad (14)$$

где  $H_{\Gamma}$  - высота гайки, м;

$[\sigma_{\text{CM}}]$  - допустимое напряжение смятия, МПа. Для стали 45 при неконтролируемой затяжке  $[\sigma_{\text{CM}}] = 30$  МПа.

Несущее сечение резьбы проверяется на растяжение по уравнению [2]

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi[\sigma_{\text{OP}}]}}, \quad (15)$$

где  $d_1$  - внутренний диаметр резьбы, м;

$[\sigma_{\text{OP}}]$  - допустимое напряжение на растяжение, МПа. Для стали 45 при нерегистрированном отчете силы зажима  $[\sigma_{\text{OP}}] = 90$  МПа.

Проверка гайки на самоотвинчивания производится при соблюдении условия [2]

$$\psi \leq \rho, \quad (16)$$

т.е. резьба самотормозящая, если угол подъема резьбы  $\psi$  меньше или равен углу трения  $\rho$ :

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}, \quad (17)$$

где  $\psi$  - угол подъема резьбы, °;

$d_2$  - средний диаметр резьбы, м;

$P$  - шаг резьбы, м;

$\rho$  - угол трения. Для стальных винтов и гаек без смазки  $\rho = 5^\circ$ .

Если условие (16) не выполняется, резьба делается с мелким шагом.

## ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ФЛЯНЦЕВОГО ЗАЖИМА КРУГЛОЙ ПИЛЫ

С использованием изложенной методики сделаны вычисления элементов флянцевого устройства для зажима круглой пилы при трех значениях мощности электродвигателя механизма резания: 4000, 5500 и 7500 W. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1. Значения параметров флянцевого устройства для зажима круглой пилы

$P_1$ , W	$D$ , m	$v$ , $m \cdot s^{-1}$	$d_c$ , m	$r_1$ , m	$r_2$ , m	$r_0$ , m	Параметры резьбы			
							$d$ , m	$d_1$ , m	$d_2$ , m	$P$ , m
4000	0,30	45,2	0,20	0,050	0,040	0,020	0,016	0,0143	0,015	0,0015
5500	0,35	52,8	0,25	0,055	0,045	0,027	0,020	0,0183	0,019	0,0015
7500	0,40	60,0	0,30	0,060	0,050	0,032	0,024	0,0218	0,0227	0,0020

Продолжение таблицы 1.

$L$ , m	$Q$ , N	$F_1$ , N	$F_1'$ , N	$H_f$ , m		$d_1$ , m		$\psi$ , °	
				Вычислено	Принято	Вычислено	Принято	Вычислено	Принято
0,21	6860	415	90	0,0086	0,013	0,0113	0,0143	1,84	5
0,26	7040	450	105	0,0090	0,017	0,0115	0,0183	1,60	5
0,31	7250	540	125	0,0092	0,020	0,0117	0,0218	2,0	5

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная методика для прочностного и проверочного расчета элементов флянцевого захвата круглой пилы механизма резания устройства для продольного раскроя пиломатериалов, получаемых на горизонтальной ленточной пиле, позволяет изготовить машинно-конструктивную документацию всего устройства.

**Acknowledgement:** *This work was supported by the Scientific Research Sector of the University of Forestry, Sofia - project 46 / 2009.*

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГРУБЕ А. Э., В. И. САНЕВ, 1973: Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. Лесная промышленность, Москва.
2. СОКОЛОВСКИ, С., 2007: Машинни елементи. Издателска къща ЛТУ - София.

**Streszczenie:** *Projektowanie kołnierzy zaciskowych pily tarczowej.* Artykuł prezentuje metodykę wyliczania wymiarów kołnierzy zaciskowych pił tarczowych. Dokonano obliczeń wytrzymałościowych, biorących pod uwagę średnicę wału, typ gwintu oraz wymiary kołnierzy oraz nakrętki zaciskającej.

Corresponding authors:

Slavcho Sokolovski, Faculty of Forest Industry, University of Forestry,  
Kliment Ohridski Bd. 10, 1756 Sofia, BULGARIA, [slav\\_sokolovski@yahoo.com](mailto:slav_sokolovski@yahoo.com)

Nencho Deliiski, Faculty of Forest Industry, University of Forestry,  
Kliment Ohridski Bd. 10, 1756 Sofia, BULGARIA, [deliiski@netbg.com](mailto:deliiski@netbg.com)

Ladislav Dzurenda, Faculty of Wood Technology, Technical University of Zvolen,  
T.G.Masarika 24, 96053 Zvolen, SLOVAKIA, [dzurenda@vsld.tuzvo.sk](mailto:dzurenda@vsld.tuzvo.sk)