



РАСЧЕТ УДЛИНЕННОГО ВАЛА РОТОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ РЕЖУЩЕГО МЕХАНИЗМА КРУГЛОПИЛЬНОГО СТАНКА¹

ЧАСТЬ 1: ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ВАЛА

Славчо Соколовски – Ненчо Делийски – Веселин Брезин

Abstract

The methodology of strength calculations of lengthened rotor shaft of the electromotor of cutting device for circular band saw is presented in this work.

The forces exercising pressure on the shaft, the support reactions, bending, twisting and equivalent moments are determined. The diameters of the shaft in its characteristic sections are calculated. The construction of the shaft is developed.

Key words: *cutting device of circular band saw, lengthened rotor shaft of the electromotor, strength calculations*

1 ВВЕДЕНИЕ

Режущий механизм круглопильного станка может выполняться по одной из приведенных на рис.1 двух схем [2]. Схема на рис.1а предусматривает использование специального электродвигателя 4 с удлиненным валом ротора 3, в конце которого закрепляется круглая пила 1 при помощи двух флянцев 2. В этом случае частота вращения круглой пилы постоянная и равна частоте вращения электродвигателя.

Показанная на рис.1б схема выполняется стандартным электродвигателем 2, ременной передачей 3 и валом 4, на котором закрепляется круглая пила при помощи двух флянцев 5. В этом случае посредством ременной передачи можно получать различные частоты вращения вала.

Скорость резания в обоих случаях можно изменять в небольших пределах, используя круглые пилы разных диаметров.

Для резания древесины из твердых пород целесообразно режущий механизм круглопильных станков выполнять с удлиненным валом ротора. На практике это делается путем замены стандартного электродвигателя новым, с удлиненным валом. Для резания мягкой древесины рекомендуется режущий механизм снабжать ременной передачей с тем, чтобы обеспечивать более высокие скорости резания.

¹ Настоящая работа выполнена при разработке проекта 46 / 2009 с финансовой поддержкой Научно-исследовательского сектора Лесотехнического университета, г.Софии.

Целью настоящей работы является разработка методики для прочностного расчета удлиненного вала ротора электродвигателя для режущего механизма круглопильных станков.

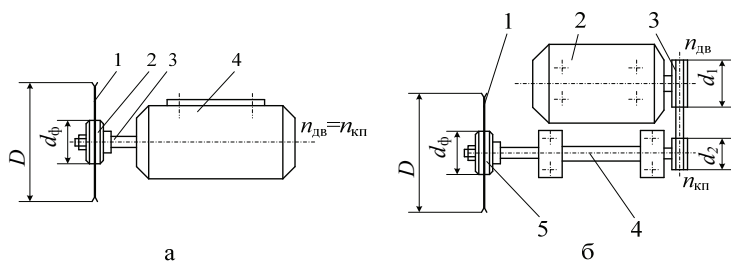


Рис. 1 Схемы режущего механизма круглопильных станков: с удлиненным валом ротора (а) и с ременной передачей (б)

2 ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ УДЛИНЕННОГО ВАЛА РОТОРА

В соответствии с рис.1а, вал электродвигателя удлинен и в одном из его концов вне опор закреплена круглая пила при помощи флянцев. Ниже приводится прочностной расчет вала согласно этой схеме.

На валу смонтированы флянцы для захвата круглой пилы. Вал нагружается тангенциальной F_1 и нормальной R_1 составляющими силы резания, а также силой тяжести флянцев и круглой пилы $F_{\text{фл}}$ и центробежной силой Φ от неуравновешенных масс, показанных на рис.2.

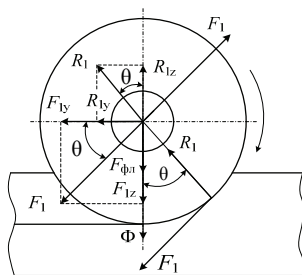


Рис. 2 Схема действующих сил от круглой пилы на вал ротора

Тангенциальная составляющая силы резания F_1 , заключающая угол θ [3] с горизонтальной плоскостью, разлагается на:

$$\text{вертикальную } F_{1z} = F_1 \sin \theta \text{ и горизонтальную } F_{1y} = F_1 \cos \theta . \quad (1)$$

Нормальная составляющая силы резания R_1 разлагается на:

$$\text{вертикальную } R_{1z} = R_1 \cos \theta \text{ и горизонтальную } R_{1y} = R_1 \sin \theta . \quad (2)$$

Для общей силы F_z , которая действует в вертикальной плоскости, получается

$$F_z = F_{1z} - R_{1z} + F_{\text{фл}} + \Phi, \quad (3)$$

а сила в горизонтальной плоскости F_y равна $F_y = F_{1y} + R_{1y}$, (4)

где $F_{\text{фл}}$ – сила тяжести флянцев и круглой пилы, N;

Φ – центробежная сила от неуравновешенных масс, N. Принимается, что эта сила имеет тот же порядок, что и сила резания, т.е. $\Phi = F_1$.

2.1 Составление вычислительной схемы

Последовательность расчета вала на прочность показана на рис.3. На основе изображенных на рис.3а конструкции и размеров вала, составляется вычислительная схема, которая показана на рис.3б. На этом рисунке в т.С действует определенная по уравнениям (3) и (4) сила резания F , а опоры расположены в точках А и В. Так как силы действуют на вал в различных плоскостях, каждая из них разлагается на две составляющие, которые действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: горизонтальная xu и вертикальная xz .

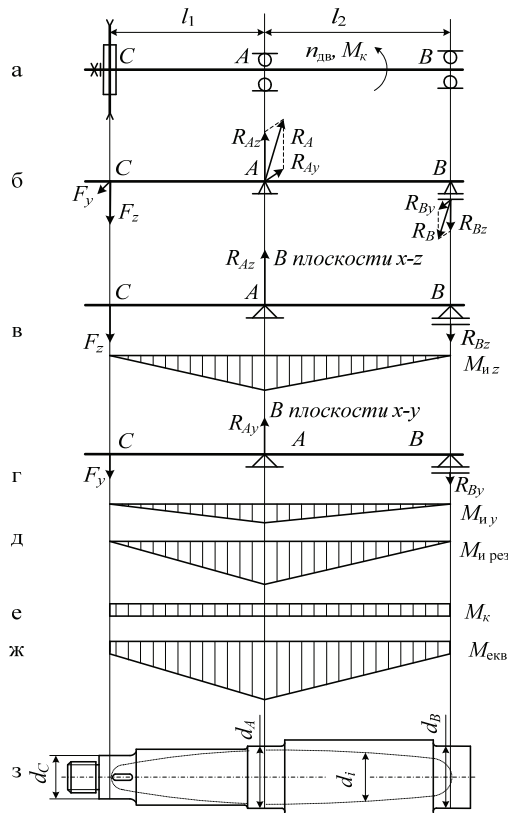


Рис. 3 Схема для прочностной проверки вала

2.2 Опорные реакции и изгибающие моменты

В плоскости xz (рис. 3в) производится следующее:

а) определение опорных реакций, а именно:

$$\text{в опоре } A: R_{Az} = \frac{F_z(l_1 + l_2)}{l_2} \text{ и в опоре } B: R_{Bz} = \frac{F_z l_1}{l_2}; \quad (5)$$

б) определение изгибающего момента в сечении A : $M_{zA} = F_z l_1$. (6)

В плоскости xy (рис. 3г) производится следующее:

а) определение опорных реакций, а именно:

$$\text{в опоре } A: R_{Ay} = \frac{F_y(l_1 + l_2)}{l_2} \text{ и в опоре } B: R_{By} = \frac{F_y l_1}{l_2}; \quad (7)$$

б) определение изгибающего момента в сечении A : $M_{yA} = F_y l_1$. (8)

2.3 Результирующие опорные реакции

Результирующие опорные реакции равны:

$$\text{в опоре } A: R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} \text{ и в опоре } B: R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2}. \quad (9)$$

2.4 Результирующий изгибающий момент

Он определяется как геометрическая сумма изгибающих моментов M_y и M_z , действующих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях для сечения A (рис. 3д):

$$M_{\text{и рез}} = \sqrt{M_{yA}^2 + M_{zA}^2}. \quad (10)$$

2.5 Крутящий момент

Вал по всей его длине подвержен кручению от передаваемого крутящего момента M_k (рис. 3е):

$$M_k = 0,16 \frac{P_{\text{ДВ}}}{n_{\text{ДВ}}}, \quad (11)$$

где $P_{\text{ДВ}}$ – мощность электродвигателя, W;

$n_{\text{ДВ}}$ – частота вращения ротора электродвигателя, s^{-1} : $n_{\text{ДВ}} = 48 s^{-1}$.

2.6 Эквивалентный момент

Он определяется для каждого сечения как геометрическая сумма результирующего изгибающего момента $M_{и\text{рез}}$ и крутящего момента $M_{к}$ (рис. 3ж):

$$\text{в сечении } C \text{ и } B: M_{\text{екв}C} = M_{\text{екв}B} = M_{к}, \text{ а в сечении } A: M_{\text{екв}A} = \sqrt{M_{и\text{рез}}^2 + M_{к}^2}. \quad (12)$$

С использованием результатов расчета производится построение диаграмм моментов в подходящем масштабе.

2.7 Определение диаметров вала в характерных сечениях

а) Диаметр вала в крайней шейке C (рис.3з), где закрепляется круглая пила, подвержен только кручению от момента $M_{к}$ [1]:

$$d_C \geq 1,1 \sqrt[3]{\frac{M_{к}}{0,2[\tau'_{к}]}} \quad (13)$$

где $[\tau'_{к}]$ – пониженное допустимое напряжение кручения, МПа. Для стали 45 $[\tau'_{к}] = 20$ МПа.

Полученное по уравнению (13) значение диаметра шейки вала увеличивается на 10% и закругляется к большему стандартному значению.

б) Диаметры вала в опорах A и B , где устанавливаются подшипники качения, подвержены действию эквивалентных моментов, соответственно $M_{\text{екв}A}$ и $M_{\text{екв}B}$ [1]:

$$\text{для шейки } A: d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{екв}A}}{0,1[\sigma_{и}]}}; \quad \text{для шейки } B: d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{к}}{0,2[\tau'_{к}]}} \quad (14)$$

где $[\sigma_{и}]$ - допустимое напряжение изгиба, МПа. Для стали 45 $[\sigma_{и}] = 40$ МПа.

Из конструктивных соображений шейки выполняются одинаковых размеров $d_A = d_B$, равные большему диаметру из полученных по уравнению (14), с учетом стандартных внутренних диаметров подшипников качения.

2.8 Конструктивное оформление вала

Конструкция вала (рис. 3з) имеет ступенчатую форму, начиная с изображения крайней шейки в сечении C . Диаметр шейки в сечении C должен соответствовать отверстию круглой пилы. Длина отдельных шеек вала определяется с учетом ширины подшипников и размеров фланцевого захвата круглой пилы, а также расстояния между подшипниками электродвигателя.

При помощи предлагаемой методики произведен прочностной расчет удлиненного вала ротора электродвигателя для трех мощностей P_1 : 4000 W, 5500 W и 7500 W. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1 Результаты прочностного расчета удлиненного вала ротора

| R_1 , W | F_1 , N | R_1 , N | $G_{\text{фл}}$, N | Φ , N | F_z , N | F_y , N | R_A , N | R_B , N |
|--------------|--------------|--------------|------------------------|---------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 4000 | 90 | 90 | 40 | 120 | 173 | 133 | 410 | 185 |
| 5500 | 105 | 105 | 50 | 150 | 208 | 148 | 500 | 248 |
| 7500 | 125 | 125 | 60 | 170 | 246 | 176 | 576 | 283 |

Продолжение таблицы 1.

| l_1 , m | l_2 , m | M_{zA} , N.m | M_{yA} , N.m | $M_{\text{ирез}}$, N.m | M_K , N.m | $M_{\text{еква}}$, N.m | d_C , m | d_A , m | d_B , m |
|--------------|--------------|-------------------|-------------------|----------------------------|----------------|----------------------------|--------------|--------------|--------------|
| 0,25 | 0,28 | 43,0 | 35,2 | 94 | 13,3 | 95 | 0,020 | 0,030 | 0,030 |
| 0,28 | 0,30 | 58,0 | 41,5 | 125 | 18,3 | 126 | 0,025 | 0,035 | 0,035 |
| 0,30 | 0,32 | 73,6 | 53,0 | 163 | 25,0 | 165 | 0,030 | 0,040 | 0,040 |

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанная методика прочностного расчета удлиненного вала ротора электродвигателя для механизма резания круглопильного станка позволяет делать научно обоснованные чертежи для изготовления вала, а затем производить проверочные вычисления на усталость, деформации и вибрации вала.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] СОКОЛОВСКИ С. (2007): Машинни елементи. Издателска къща ЛТУ-София, 318 с.
- [2] SOKOLOVSKI S., N. DELIISKI (2009): Circular saw device installed on a horizontal band saw. Forest, Wildlife and Wood Sciences for Society Development. Czech University of Life Sciences, Prague, p. 507-512.