

где D_0 – диаметр входного патрубка, м;

D_2 – диаметр рабочего колеса вентилятора, м.

Значение D_2 определяется либо непосредственным измерением у готовой установки типа УВП, либо находится расчетным путем [2].

Пользуясь вышеприведенными формулами, для взятого в качестве примера циклона УЦ 38 № 13 с $Q = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ определим диаметр дополнительного воздуховода, минимальное значение мощности привода вентилятора второй ступени очистки воздуха и количество мешков-фильтров. Примем как исходные данные длину воздуховода $l = 40 \text{ м}$, а скорость воздуха в нем $V_n = 13 \text{ м/с}$.

В итоге получим следующие результаты:

1. Диаметр проектируемого воздуховода $d = 400 \text{ мм}$;
2. Суммарные потери давления $\sum \Delta P = 300 \text{ Па}$;
3. Мощность привода вентилятора второй ступени очистки $P = 1,3 \text{ Квт}$;
4. Количество мешков-фильтров $n = 4 \text{ шт.}$

Таким образом, в представленном варианте модернизации централизованных прямооточных установок поставленная цель – улучшение санитарно-гигиенических норм существующих пылеотсасывающих систем достигается за счет добавления к действующим системам дополнительной ступени очистки запыленного воздуха.

Библиографический список

1. СНИП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование.
2. Сулинов В.И. К вопросу расчета аспирационных систем [Текст] / В.И. Сулинов, А.К. Гороховский, С.В., С.В. Щепочкин // Актуальные проблемы лесного комплекса: сб. науч. трудов по итогам IX международной научно-техн. конф. Вып. 21/БГИТА. – Брянск, 2008. – с.276 – 278.

Сулинов В.И., Щепочкин С.В., Гороховский А.К., Кузнецов А.И.
(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ УСТАНОВКИ НАСАДНЫХ ДЕРЕВОРЕЖУЩИХ ФРЕЗ ACCURACY SETTING INCREASING OF ARBOR-TYPE MILLING CUTTER FOR WOOD

Точность установки насадных (периодически переустанавливаемых) фрез зависит от способа центрирования их на посадочном участке шпинделя. Наиболее простой способ центрирования – непосредственная установка фрезы на шпинделе по скользящей посадке с последующим зажимом ее гайкой.

В этом случае погрешность установки фрезы по критерию эксцентricности между осями шпинделя и посадочного отверстия фрезы может достигать $\geq 0,05 \text{ мм}$.

Более высокую точность установки насадной фрезы обеспечивает распространенный в отечественной практике способ крепления инструмента с помощью конусных цанговых втулок [1].

Недостатком этого способа крепления фрез является относительно высокая технологическая сложность изготовления цанг и их недостаточная надежность при эксплуатации.

В зарубежных моделях станков получили распространение гидрозажимные устройства для закрепления фрез.

Данное гидрозажимное устройство в виде упруго-деформируемой втулки, размещенной в корпусе фрезы, выполняет одновременно и центрирующие и зажимные функции.

При воздействии гидропластмассы стенки втулки деформируются, благодаря чему осуществляется процесс самоцентрирования ее по отношению к оси шпинделя.

Таким образом, для осуществления данного способа центрирования необходимо, чтобы каждая из устанавливаемых фрез включала в себя гидрозажимной механизм.

С целью сокращения затрат на изготовление гидрозажимных механизмов автоматами предлагается устанавливать их не в корпусах фрез, а непосредственно на рабочем шпинделе.

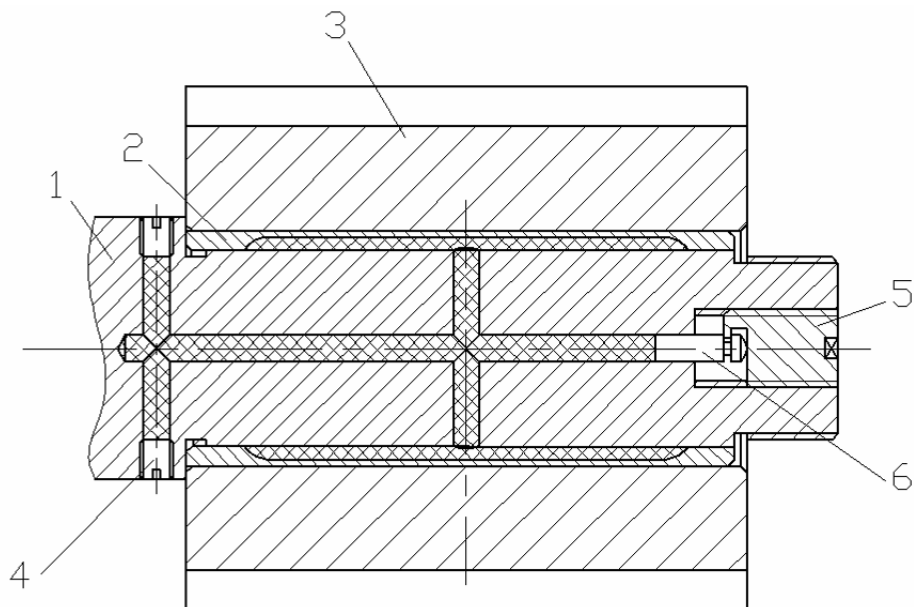


Рисунок 1 – Схема установки фрезы за счет самоцентрирующейся втулки

Как видно из рисунка 1, самоцентрирующаяся втулка 2 устанавливается на консоли шпинделя 1 по напряженной посадке, после чего наружная поверхность втулки обрабатывается до нужного посадочного размера корпуса фрезы 3. Самоцентрирование корпуса фрезы 3 по отношению к оси шпинделя достигается за счет разжима наружной поверхности втулки 2 на участке с утонченными стенками, на которые может воздействовать находящаяся под давлением гидропластмасса. Для размещения гидропластмассы в шпинделе имеется один осевой канал и два сквозных радиальных канала. Один радиальный канал служит для сообщения осевого канала с внутренней полостью тонкостенной втулки 2, а другой – выполняет функции выпускного отверстия.

В рабочем состоянии канал с выпускными отверстиями закрыт винтами-заглушками 4. Рабочее давление гидропластмассы обеспечивается при завинчивании нажимного винта 5, который в свою очередь воздействует на плунжер 6. Таким обра-

зом, нажимной винт 5 с плунжером 6 образуют силовой узел. Размеры нажимных винтов и плунжеров для самоцентрирующих приспособлений нормализованы [2].

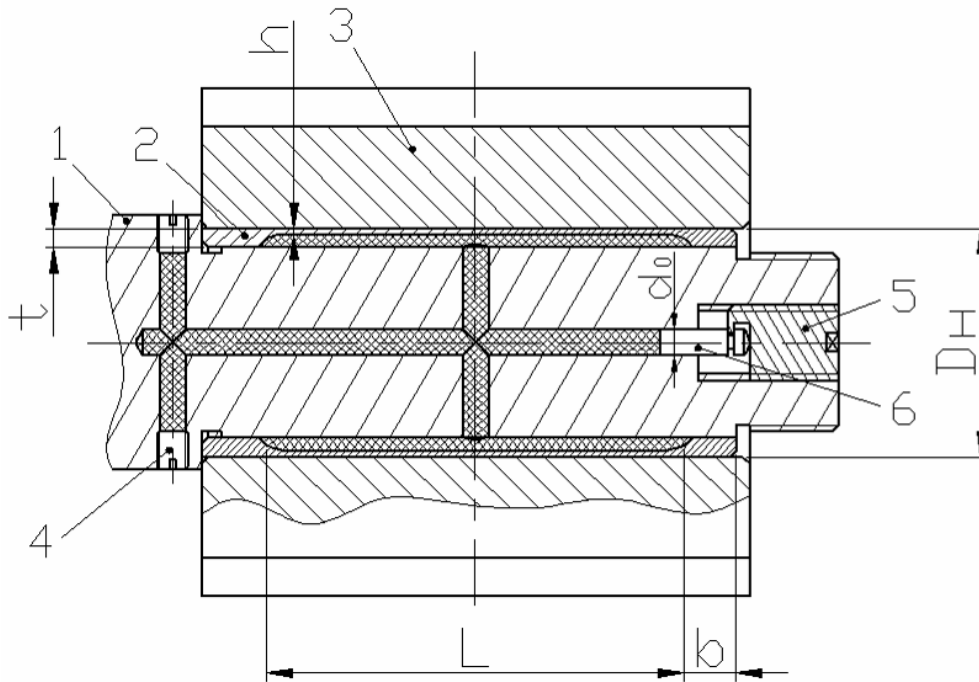


Рисунок 2 – Схема для расчета параметров гидрозажимного устройства

Для расчета параметров тонкостенной самоцентрирующейся втулки примем согласно рисунку 2 следующие обозначения:

D_n – наружный диаметр втулки, мм;

h – толщина тонкостенной части втулки, мм;

e – длина посадочных поясков втулки, мм;

t – толщина опорных поясков втулки, мм;

L – длина тонкостенной части втулки, мм;

$\Delta D_{дон}$ – наибольшая диаметральная упругая деформация втулки, мм;

S_{max} – максимальный зазор между установочной поверхностью втулки и базовой поверхностью отверстия корпуса фрезы, обычно принимают $S_{max} = 0,02 \dots 0,03$ мм;

d_o – диаметр плунжера 6, мм;

W – сила, развиваемая нажимным винтом 5, Н;

T – сила, прикладываемая к рукоятке нажимного винта 5, Н;

a – расстояние от точки приложения силы T до оси винта, мм;

r_{cp} – средний радиус резьбы винта, мм;

α – угол подъема резьбы винта ;

φ_{np} – приведенный угол трения, для метрической резьбы $\varphi_{np} = 6^{\circ} 40'$;

P – удельное давление гидропластмассы, МПа.

**Последовательность расчета приспособления
с самоцентрирующейся втулкой [3]:**

1. Определяем ориентировочное значение толщины стенки тонкостенного участка втулки, если наружный диаметр $D_n = 10 \dots 50$ мм

$$H = 0,015 D_n + 0,5 \quad (1)$$

2. Находим допустимую деформацию (увеличение диаметра) тонкостенной части втулки (материал втулки сталь 45)

$$\Delta D_{дон} = 0,002 D_n \quad (2)$$

3. Определяем для условия $L > 0,3 D_n$ требуемое давление в полости втулки, МПа

$$P = \frac{2\Delta DEh}{D_n^2}, \quad (3)$$

где $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ – модуль упругости, Па

4. Находим минимально необходимое усилие, передаваемое винтом 5 на плунжер 6, Н

$$W = \frac{\pi d_0^2 HP}{4}, \quad (4)$$

5. Определяем необходимую силу, прикладываемую к рукоятке винта, Н

$$T = \frac{Wr_{cp} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_{np})}{a}, \quad (5)$$

6. Находим высоту рабочей полости тонкостенной втулки, мм

$$t - h = H = 2\sqrt[3]{D_n} \quad (6)$$

7. Определяем длину посадочных поясков втулки, мм

$$e = 2,5\sqrt[3]{D_n} \quad (7)$$

Пример расчета

Исходные данные:

- наружный диаметр тонкостенной втулки $D_n = 50$ мм;
- установочная длина втулки $L_y = 120$ мм;
- диаметр плунжера $d_0 = 10$ мм;
- средний радиус резьбы нажимного винта М18х1, $r_{cp} = 8,459$ мм;
- максимальный зазор в соединении фреза – шпиндель $S_{max} = 0,03$ мм.

Требуется определить недостающие параметры тонкостенной втулки.

Решение:

1. Определяем ориентировочное значение толщины стенки тонкостенного участка втулки по формуле 1

$$h = 0,015 \cdot 50 + 0,5 = 1,25 \text{ мм,}$$

принимаем $h = 1$ мм.

2. Находим допустимую деформацию втулки по формуле 2

$$\Delta D_{дон} = 0,002 \cdot 50 = 0,1 \text{ мм,}$$

так как $\Delta D_{дон} > S_{max} = 0,03$ можно констатировать: центрирование и зажим фрезы обеспечивается.

3. Определяем требуемое давление в полости втулки по формуле 3

$$P = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1}{50^2 \cdot 10^6} = 16,48 \text{ МПа}$$

4. Находим минимальное необходимое усилие от нажимного винта по формуле 4

$$W = \frac{\pi 16 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^4} = 1256 \text{ Н}$$

5. Необходимая сила, прикладываемая к рукоятке винта, находится по формуле 5, при этом конструктивно принимаем расстояние от точки приложения силы T до оси винта: $a = 80$ мм; $tg\alpha = S/\pi d_{cp} = 1/\pi 16,918 = 0,0188$,
 $\alpha = 1,078^0$; $\varphi_{np} = 6,66^0$;

$$T = \frac{1256 \cdot 8,459 \cdot 0,135}{80} = 17,92 \text{ Н}$$

Принимаем $T \leq 20$ Н.

6. Находим высоту рабочей полости тонкостенной втулки по формуле 6

$$H = 2\sqrt[3]{50} = 7,36 \text{ мм, принимаем } H = 7 \text{ мм, откуда}$$

толщина опорных поясков втулки $t = H + h = 8$ мм.

Таким образом, внутренний диаметр втулки $D_e = D_n - 2t = 34$ мм.

7. Определяем по формуле 7 длину посадочных поясков втулки

$$e = 2,5\sqrt[3]{50} = 9,2 \text{ мм, принимаем } e = 10 \text{ мм.}$$

8. Длина тонкостенной части втулки

$$L = L_y - 2e = 120 - 20 = 100 \text{ мм}$$

Библиографический список

1. Вандерер, К.М. Специальный дереворежущий инструмент [Текст]/Г.А. Зотов М.: Лесн. пром., 1983. 208 с.
2. Ансеров, М.А. Приспособления для металлорежущих станков [Текст] / М. А. Ансеров / М.: Машиностроение, 1975. 649 с.
3. Белоусов, А.П. Проектирование станочных приспособлений [Текст]/А.П. Белоусов/ Москва «Высшая школа», 1980. 240 с.

Швец А.В. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) razurala@mail.ru,
Раевская Л. Т. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) raevskaya@usfeu.ru

ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРНОЙ МАШИНЫ СРЕДСТВАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ THE SUBSTANTIATION OF OVERALL DIMENSIONS OF A BASE PART MANIPULATOR MACHINE BY MEANS OF MATHEMATICAL MODELLING

Большинство современных машин манипуляторного типа представляет собой шасси с шарнирно сочлененной рамой оснащенные, как правило, манипуляторами с телескопической рукоятью, ротатором и захватом (рис. 1). Управление манипулятором – электрогидравлическое, с помощью двух рычагов, размещаемых на подлокотниках сидений.

Преимуществом технологического оборудования таких машин, является возможность подбора отдельных сортиментов на лесосеке, возможность регулирования объема пачки и полное отсутствие ручного труда.