

УДК 674.05

С. С. Карпович, канд. техн. наук (БНТУ)

КОРПУС ФРЕЗЫ

Проведен анализ конструкций корпуса фрез, влияния размеров и точности изготовления на работоспособность инструмента. Предложена конструкция фрезы с самоцентрирующим корпусом. Фиксирующее устройство обеспечивает установку и закрепление фрезы на любом участке цилиндрического вала без наличия дополнительных элементов, таких как уступы, резьбовые соединения, крепежные гайки. Конструкция обеспечивает передачу крутящего момента непосредственно с вала на корпус инструмента, а не по обычной схеме – через фланцы. Изготовлен опытный образец корпуса фрезы.

The analysis of the milling cutter body constructions, sizes and precision manufacturing are carried out. Their impact on the functionality of the tool is evaluated. The milling cutter construction with self-centering body is suggested. Locking device provides installation of the milling cutter on any section of a cylindrical shaft without additional elements, such as ledges, fittings and fasteners. Laboratory tests of the developed tool are conducted.

Введение. Повышение эффективности обработки материалов резанием напрямую связано с совершенствованием инструмента. В первую очередь возможности инструмента определяются классом инструментального материала, из которого изготовлены режущие элементы. Наибольшее практическое значение при изготовлении режущего инструмента имеют быстрорежущие стали и твердые сплавы. Перспективные возможности совершенствования процесса механической обработки связаны с разработкой и применением сверхтвердых инструментальных материалов на основе кубического нитрида бора.

Вторым существенным фактором является оптимизация угловых параметров режущего клина и режимов резания применительно к конкретным требованиям и условиям механической обработки. В этом направлении проведено наибольшее количество исследований.

Третья позиция оценки режущего инструмента – его конструкция, схема фиксации режущих элементов, сложность их замены, заточки и регулировки.

Из всех рассмотренных позиций наименее изученным является корпус инструмента. Традиционно к нему предъявляют два требования: обеспечение достаточной прочности и жесткости. Проектирование корпусов режущего инструмента целесообразно проводить, в том числе с учетом возможностей современного высокоскоростного оборудования и различных конструкционных материалов.

Основная часть. Фрезерование – один из наиболее распространенных способов механической обработки материалов. Объясняется это возможностью формирования самых различных поверхностей – горизонтальных, вертикальных, наклонных и схемами обработки – на проход, по замкнутому контуру. При этом обработанной поверхности придают

разнообразную форму и сечение. Такие возможности обеспечиваются именно фрезами – самым массовым инструментом по назначению, типоразмерам, номенклатуре. При разработке фрезерного инструмента традиционно основное внимание уделяется режущему венцу, что вполне закономерно, но нельзя не учитывать и особенности самого корпуса. Самой массивной частью (особенно цилиндрических фрез) является их корпус. Эта часть фрезерного инструмента заслуживает более пристального внимания. Прежде всего, следует изучить влияние диаметра фрезы на процесс фрезерования. При обработке металлов установлено, что с увеличением диаметра фрезы усилие резания уменьшается [1]. Объясняется это уменьшением толщины и поперечного сечения снимаемой стружки. Например, для фрезы диаметром 110 мм и 60 мм при одинаковых условиях ($S_z = 0,15$ мм, $t = 4$ мм) установлено, что при большем диаметре фрезы толщина стружки в 1,4 раза меньше, чем у фрезы меньшего диаметра. С другой стороны, общий расход энергии при фрезеровании фрезами большего диаметра выше в сравнении с фрезами малого диаметра.

При расчете эффективности процесса резания из общих энергетических затрат вычитают мощность холостого хода. Это дает представление об энергоемкости процесса стружкообразования и чаще всего полученными величинами и оперируют в дальнейшем. Оценивая в целом эффективность режущего инструмента, логично учитывать и мощность, затрачиваемую на холостой ход.

Проведенные лабораторные измерения влияния массы инструмента на мощность холостого хода показали, что при изменении массы инструмента в пределах от 0,5 до 2 кг, при частоте вращения шпинделя 3000 об/мин значение мощности холостого хода – величина стабильная

в независимости от массы инструмента и составила порядка 0,26 кВт, а с повышением частоты до 6000 об/мин возросла до 0,74 кВт с небольшой тенденцией роста при увеличении массы инструмента до 2 кг, что составило увеличение мощности холостого хода на 65%.

Если взять отношение мощности холостого хода к массе инструмента (удельный расход мощности), этот показатель не является стабильной величиной и лежит в диапазоне от 0,16 до 0,51 кВт/кг. При 6000 об/мин соответственно в пределах от 0,58 до 1,44 кВт/кг. В первом диапазоне данные отличаются в 3,2 раза, во втором случае в 2,48, что свидетельствует об определенном сглаживании значений удельного расхода мощности с увеличением частоты вращения шпинделя.

Если взять отношение мощности холостого хода к частоте вращения шпинделя $N_{xx} / n \cdot 10^{-3}$, в пределах изменения масс 0,5–2 кг, получим стабильные показатели – 0,09 кВт при частоте вращения шпинделя 3000 об/мин и 0,13 кВт при частоте 6000 об/мин.

Диаметр фрезы оказывает влияние на кинематику процесса резания. На рис. 1 наглядно видно, как углы выхода зубьев из древесины (кинематические углы встречи) зависят от диаметра фрезы.

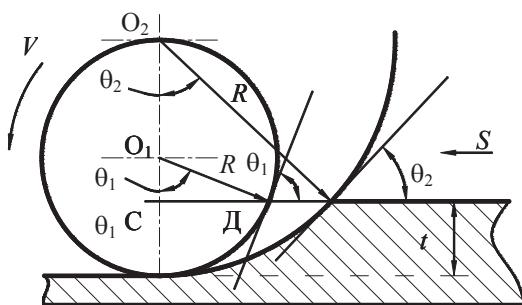


Рис. 1. Влияние диаметра фрезы на углы выхода зубьев из древесины

Для фрезы меньшего радиуса R_1 угол выхода θ_1 больше, чем у фрезы большего радиуса R_2 (соответственно θ_2). Схема перерезания волокон от поперечного, торцового резания приближается к продольному резанию. Следовательно, вероятность появления сколов, вырывов при выходе зубьев из древесины будет меньше, чем у фрез меньшего диаметра.

Угол выхода зависит не только от диаметра фрезы, но и от глубины резания t и в общем виде представляет собой функцию $\theta = f(R, t)$.

Из прямоугольного треугольника O_1CD находим:

$$\cos \theta = \frac{R_1 - t}{R_1}. \quad (1)$$

Отсюда угол выхода θ будет равен:

$$\theta = \arccos \frac{R_1 - t}{R_1}. \quad (2)$$

Следует обратить внимание, что при переходе схемы фрезерования со встречного на попутное углы входа и выхода автоматически меняются местами. Для фрез любого диаметра углы выхода будут меньшими, и поэтому следует ожидать улучшение качества обработанной поверхности.

С увеличением диаметра фрезы увеличивается ее масса и тем самым обеспечивается лучший теплоотвод из зоны резания, что ведет к увеличению стойкости фрез разных типов.

Положительным качеством у фрез большого диаметра будет являться увеличение продолжительности холостого перемещения зубьев, что содействует снижению тепловой нагрузки на режущий элемент. Тепловая нагрузка на зубья фрезы влияет на ее стойкость. С уменьшением диаметра стойкость инструмента снижается. С учетом всех показателей с точки зрения снижения теплоизнанженности зубьев использование фрез большого диаметра более предпочтительно.

На фрезах большого диаметра появляется возможность изменять как число зубьев, так и конструкцию фиксирующих устройств. Увеличение диаметра фрез ведет к увеличению металлоемкости инструмента, усложнению процесса термообработки, к возможному увеличению дисбаланса, что требует проведения более тщательной балансировки.

Важным показателем, влияющим на качество механической обработки, является отсутствие вибрации в цепочке: станок – приспособление – заготовка – инструмент – шпиндель, причиной которой служит неуравновешенность вращающихся масс. Рассмотрим влияние точности установки инструмента на величину дисбаланса.

Фреза диаметром 150 мм, шириной 30 мм со стальным корпусом ($\gamma = 7,8 \text{ г}/\text{см}^3$), с посадочным отверстием диаметром 32 мм имеет массу $m = 3940 \text{ г}$. Согласно техническим условиям, для дереворежущих фрез радиальное биение режущих кромок допускается не более 0,06 мм, торцевое биение не более 0,08 мм, неуравновешенность не более 50 $\text{г}\cdot\text{мм}$. В производственных условиях обеспечить радиальное биение фрезы менее 0,02–0,03 мм затруднительно.

При величине эксцентриситета e в пределах (0,02–0,06) мм [2] дисбаланс фрезы ($\text{г}\cdot\text{мм}$) составит:

$$m \cdot e = 3940 \cdot (0,02 \div 0,06) \approx (79 \div 236). \quad (3)$$

Установка корпуса фрезы асимметрично оси вращения шпинделя в рассмотренных пределах

недопустима. Естественно, с увеличением диаметра фрезы условия работы ухудшаются по причине увеличения дисбаланса. С увеличением диаметра фрезы до 200 мм величина дисбаланса составит:

$$m \cdot e = 7158 \cdot (0,02 \div 0,06) \approx (143 \div 429). \quad (4)$$

Такой дисбаланс делает эксплуатацию инструмента невозможной.

Вполне возможно изготовление корпусов фрез из легких сплавов, типа дюралюминия с $\gamma = 2,7 \text{ г/см}^3$. В этом случае величина дисбаланса корпуса фрезы диаметром 150 мм будет лежать в пределах:

$$m \cdot e = 1365 \cdot (0,02 \div 0,06) \approx (27 \div 82). \quad (5)$$

Таким образом, изготовление корпусов фрез из легких сплавов целесообразно, особенно при проектировании крупногабаритного инструмента.

Возникающие центробежные силы пропорциональны дисбалансу и квадрату частоты вращения инструмента. Поэтому при одном и том же значении дисбаланса центробежные силы увеличиваются в четыре раза при увеличении частоты вращения инструмента в два раза, например с 3000 до 6000 об/мин.

При проектировании корпусов фрез необходимо учитывать максимальное количество

различных параметров, а не только традиционные требования (прочность и жесткость).

В любых случаях целесообразно уменьшить величину зазора между валом и посадочным отверстием до минимально возможной величины. Это особенно актуально, если учитывать применение станков с высокоскоростными шпинделями. Уменьшения зазора можно достичь за счет самоцентрирования корпуса фрезы относительно посадочного вала в момент его фиксации на шпинделе станка.

Конструкция разработанной фрезы с самоцентрирующимся корпусом поясняется чертежом (рис. 2).

На рис. 2 показана фиксация корпуса фрезы на шпинделе станка 1 с посадочным участком вала 2. Корпус фрезы 6 имеет зубчатый венец 7. Опорная коническая поверхность 4 фиксирующих фланцев 3 расположена под углом α к оси вала. Вдоль посадочного отверстия фрезы симметрично расположены осевые прорези 5. Посадочное отверстие имеет цилиндрическую форму 8 с зоной контакта 9 с посадочным участком вала. Контактная зона 9 поверхности посадочного отверстия фрезы с поверхностью вала 2 образуется под действием сжимающего усилия Q фланцев. Между отверстием фланцев 3 и валом 2 существует зазор 10 (диаметр D_2).

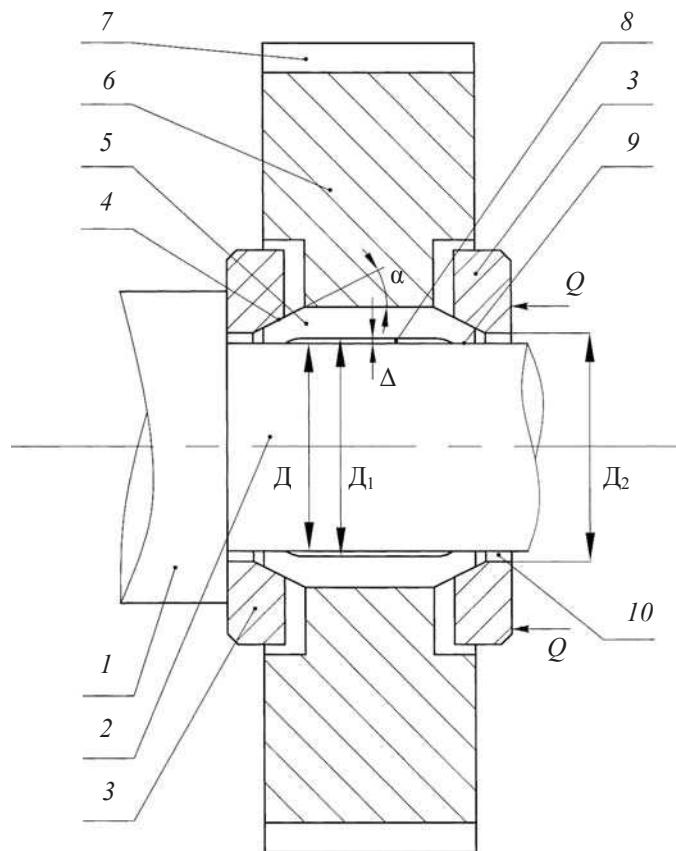


Рис. 2. Фреза с самоцентрирующимся корпусом

Фиксация фрезы с самоцентрирующимся корпусом осуществляется следующим образом. На посадочный участок вала 2 диаметром D устанавливают фланец 3 опорной конической поверхности 4 к корпусу фрезы. Затем на вал 2 устанавливают корпус фрезы 6, второй фланец и осуществляют сжатие фланцев усилием Q , например, чаще всего при помощи зажимной гайки. При этом на опорной конической поверхности 4 возникает радиальная сжимающая сила, под действием которой образуется контактная зона 9 между цилиндрической поверхностью вала 2 и посадочным отверстием фрезы (D_1) по обоим торцам корпуса.

Уменьшение необходимого сжимающего усилия Q обеспечивается осевыми прорезями 5 вдоль посадочного отверстия. При этом минимальное количество прорезей – три, и они должны быть расположены симметрично для обеспечения самоцентрирования корпуса фрезы относительно посадочного вала. Сжимающее усилие может регулироваться количеством этих прорезей, геометрическими размерами и углом наклона α опорной конической поверхности.

При снятии инструмента убирается усилие Q , упругие силы на торцах посадочного отверстия фрезы восстанавливают зазор в контактной зоне 9 и фреза снимается со шпинделя станка.

Разработанная с учетом этих принципов конструкция корпуса фрезы обеспечивает ее самоцентрирование вне зависимости от степени износа пары вал – посадочное отверстие

инструмента, тем самым обеспечивая точность обработки и увеличение продолжительности эксплуатации шпиндельных узлов станков.

На рис. 3 приведена схема расчета усилий, необходимых для обеспечения фиксации фрезы на посадочном валу.

Клин, перемещаясь по поверхности А–Б под воздействием сжимающей силы Q создает вертикальную силу W , деформирующую консоль. Вертикальной силе W противодействует нормальная сила реакции N и сила трения [3].

В условии равновесия соотношение между сжимающей силой Q , N , и силой фиксации W , H , будет составлять:

$$Q = P + F. \quad (6)$$

Из треугольника сил величина осевой составляющей силы будет равна:

$$P = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1), \quad (7)$$

где α – угол наклона рабочей поверхности клина; φ_1 – угол трения по наклонной поверхности клина; $\operatorname{tg}\varphi_1 = f_1$ – коэффициент трения скольжения.

После касания консоли с поверхностью вала в точке касания возникает реакция силы, осевая составляющая которой будет равна:

$$F_2 = W \cdot \operatorname{tg}\varphi_2, \quad (8)$$

где φ_2 – угол трения по горизонтальной поверхности клина; $\operatorname{tg}\varphi_2 = f_2$ – коэффициент трения скольжения.

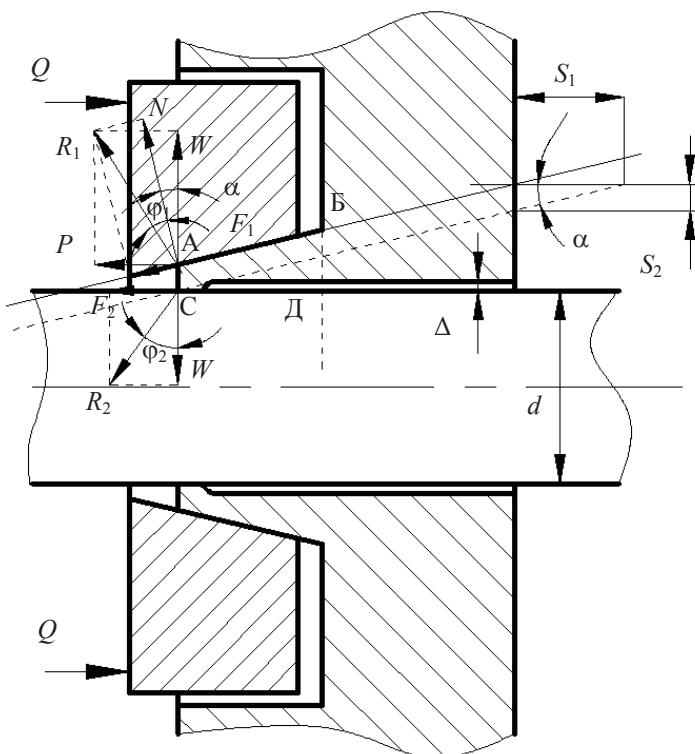


Рис. 3. Фиксирующий механизм с односкосым клином

Тогда сжимающее усилие будет равно:

$$Q = W(\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2). \quad (9)$$

Самоторможение клина происходит при соблюдении условия: $\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2$.

При условии $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$ получим $\alpha = 2\varphi$.

Коэффициент трения скольжения стали по стали можно принять за 0,1, тогда:

$$f = \operatorname{tg} \varphi = 0,1. \quad (10)$$

Отсюда угол $\varphi = 5^\circ 43'$.

Самоторможение клина при трении на двух его поверхностях будет осуществляться при угле наклона поверхности клина $\alpha \leq 11^\circ$.

Самоцентрирующийся корпус фрезы представляет собой многоклиновой механизм. Каждый клин перемещается по наклонной сопрягаемой поверхности и работает как односкосый клин, с зоной контакта только по одной поверхности, преодолевая силу трения F_1 . После устранения зазора между посадочным отверстием фрезы и поверхностью вала происходит заклинивание корпуса фрезы на валу силой трения F_2 .

Необходимое усилие фиксации корпуса фрезы на шпинделе станка должно быть соизмеримо с силовыми параметрами резания, и поэтому в расчетах учитывают величину касательной составляющей силы резания P_z . Крутящий момент от касательной составляющей силы резания должен быть меньше момента сил трения на цилиндрической поверхности посадочного вала d .

Сжимающая сила Q с принимаемым коэффициентом запаса $K = 1,5\text{--}2,0$, диаметром фрезы D_Φ определяется по зависимости

$$Q = K P_z D_\Phi / df (\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f). \quad (11)$$

По такой методике определяется необходимое усилие сжатия фиксирующих фланцев для обеспечения заклинивания корпуса фрезы на посадочном валу и передачи крутящего момента непосредственно с вала на корпус инструмента с его одновременным самоцентрированием относительно оси вращения шпинделя станка.

Заключение. Применение высокоскоростных шпинделей на деревообрабатывающих станках требует сведения дисбаланса режущего инструмента к минимуму. Решение рассматриваемой задачи найдено в проектировании дереворежущих цилиндрических фрез с самоцентрирующимся корпусом под действием сжимающих усилий специальных фланцев с клиновым пояском по периметру. Величина зазора между посадочным отверстием фрезы и валом автоматически устанавливается одинаковой во всех направлениях, что теоретически обеспечивает абсолютно точную балансировку корпуса инструмента. Изготовленный опытный образец корпуса фрезы и его лабораторные испытания подтверждают правомерность такого подхода.

Литература

1. Даниелян, А. М. Резание металлов и инструмент / А. М. Даниелян. – М.: Машиностроит. лит., 1950. – 450 с.
2. Морозов, В. Г. Дереворежущий инструмент: справочник / В. Г. Морозов. – М.: Лесная пром-сть, 1988. – С. 146–147.
3. Белоусов, А. П. Проектирование станочных приспособлений / А. П. Белоусов. – М.: Высш. шк., 1974. – С. 64–65.

Поступила 01.04.2010