

АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ШПИНДЕЛЯ ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА**ANALYSIS OF THE SPINDLE GRINDING MACHINE DESIGN****САИТОВ ШАМИЛЬ ЗУЛЬФАТОВИЧ,***Уфимский Государственный Авиационный Технический Университет.***КАМАЛИЕВ ЭЛЬВИР АЛМАЗОВИЧ,***Уфимский Государственный Авиационный Технический Университет.***SAITOV SHAMIL ZULFATOVICH,***Ufa State Aviation Technical University.***KAMALIEV ELVIR ALMAZOVICH,***Ufa State Aviation Technical University.*

В данной статье анализируется конструкция шпинделя шлифовального станка. Рассматриваются схемы проектирования шпинделя, которые используются при осевом шлифовании внутренних вращающихся поверхностей. Представлено конструктивное решение шпинделя и анализ прогибов в зависимости от выброса и величины пассивных сил. Рассмотрены результаты анализа соединения части шпинделя. Представлен теоретический ход подъема шпинделя для круга диаметром 250 мм. В результате исследований выявлено, что на станки с длинным шпинделем действуют значительный диапазон пассивных сил.

This article analyzes the design of the grinding machine spindle. The design schemes of the spindle, which are used for axial grinding of internal rotating surfaces, are considered. The design solution of the spindle and the analysis of deflections depending on the ejection and the magnitude of passive forces are presented. The results of the analysis of the connection of the spindle part are considered. The theoretical lifting stroke of the spindle for a circle with a diameter of 250 mm is presented. As a result of the research, it was revealed that a significant range of passive forces act on machines with a long spindle.

Ключевые слова: шпиндель, шлифовальный станок, конструкция, анализ прогибов, допуски.

Key words: spindle, grinding machine, design, deflection analysis, tolerances.

Деталь конструкции обрабатывающих станков, которая служит для крепления заготовок режущего инструмента, называется шпиндельный узел. Шпиндель является одной из наиболее ответственных деталей станка. От его точности, жесткости, вибростойкости и износостойкости во многом зависит точность изготавливаемого изделия. При шлифовании обычно предъявляются повышенные требования к геометрическим допускам поверхности заготовки. По этой причине шпиндели шлифовальных станков обычно проектируются с учетом требований к минимальному изменению положения шлифовальных дисков из-за внешних сил и изгибающих моментов [1, с. 8-9].

Теория конструкции этих шпинделей относительно хорошо проработана, поскольку представляет собой наиболее часто используемое решение на практике. Однако бывают случаи, когда необходимо отшлифовать труднодоступные участки, используя большой выброс шпинделя. В этих случаях необходимо повторно оценить требуемые геометрические допуски с учетом необходимости соблюдения минимальных изменений положения шлифовальных дисков из-за большого выброса. Там, где необходимо поддерживать высокие геометрические

допуски, необходимо обеспечить большую жесткость шпинделя. Эту жесткость обычно повышают за счет увеличения диаметра. Выполняя это, мы также увеличиваем вес шпинделя, который сильно выбрасывается, и, таким образом, его деформация может происходить из-за сил тяжести. Поэтому при проектировании необходимо анализировать прогиб шпинделя в зависимости от его выброса. В случае увеличения диаметра шпинделя шлифовального станка возможный диаметр шлифовального круга уменьшается из-за увеличения размера его корпуса. Поэтому любое шлифование труднодоступных поверхностей выполняется, в частности, для улучшения качества поверхности с низкими требованиями к геометрическим допускам [1, с. 9-10].

Конструктивно шпиндель шлифовального станка может быть выполнен в двух вариантах. Первый вариант со шпинделем, способным проходить через всю трубу, поддерживаемым с обеих сторон. Но этот вариант является неблагоприятным из-за необходимости отсоса стружки от шлифования с одной стороны заготовки, а также из-за значительных требований к длине шпинделя и сложности его конструкции.

Вторым конструктивно более простым вариантом устройства шлифовального станка является тот, в котором шпиндель поддерживается с одной стороны, а шлифовальный круг размещается на работающей конструкции. Этот шпиндель размещается на движущейся тележке и поддерживается по всей длине опорами шпинделя (рис.1).

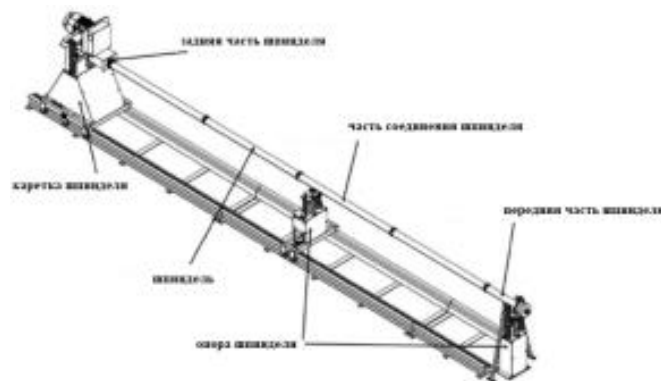


Рис. 1. Схема шлифовального станка.

С точки зрения эксплуатационной надежности необходима минимизация количества деталей в шпинделе. По этой причине расстояние между двумя подшипниками выбирается с учетом допустимого отклонения вала между подшипниками, которое задается следующим соотношением:

$$y = (1 \cdot 10^{-4} \div 5 \cdot 10^{-4}) \cdot L \text{ [mm]} \quad (1)$$

где y - прогиб вала между двумя подшипниками [мм];

L - расстояние между двумя подшипниками [мм].

Необходимо использовать соответствующий размер шпинделя вала, чтобы создать минимально необходимую нагрузку на подшипник за счет собственного веса. Для эксплуатируемых подшипников это выражается соотношением:

$$P_m = 0.01 C_0 \text{ [N]} \quad (2)$$

где P_m - минимальная эквивалентная нагрузка [Н];

C_0 - статическая грузоподъемность подшипника [Н].

В том случае, когда невозможно установить пропорционально минимальный предварительный натяг подшипника может произойти проскальзывание между шариками и их дорожками качения, вызванное силой инерции шариков, сепаратора и трением в смазке. Это проскальзывание вызывает значительный износ, сокращает срок службы подшипников и нагревательных элементов [2, с. 3]. В табл.1 представлено сравнение трех вариантов соединения части шпинделя. Предлагаемые размеры промежуточного вала, используемые при анализе этих вариантов, основаны на используемом подшипнике. Значения действительны для диаметра под подшипник 31 мм и заплечика вала 42 мм.

Таблица 1. Анализ соединения части шпинделя.

Количество соединительных деталей шпинделя [1]	2	3	4
Расстояние между подшипниками [мм]	3,850	2,566	1,925
Количество подшипников	4	6	8
Сила инерции в подшипнике [Н]	231.1	148.7	109.4
Требуемая сила инерции в подшипнике [Н]	112	112	112
Максимальный прогиб между подшипниками [мм]	6.326	0.756	0.358
Допустимый прогиб между подшипниками [мм]	1.150	0.766	0.575
Подходит	нет	да	нет

В связи с простотой анализа этих вариантов размеры соединительных элементов не учитывались. Характеристики используемого соединительного вала длиной 2489 мм, включая окончательные пропорции этого вала, приведены в табл.2.

Таблица 2. Характеристики вала.

Расстояние между подшипниками [мм]	2.489
Количество подшипников	4
Сила инерции в подшипнике [Н]	143.1
Требуемая сила инерции в подшипнике [Н]	112
Максимальный прогиб между подшипниками [мм]	0.732
Допустимый прогиб между подшипниками [мм]	0.743

В процессе шлифования между шлифовальным кругом и заготовкой возникает общая сила резания, действующая в общем направлении [3, с. 1-2]. Общая сила резания распределяется на три взаимно перпендикулярных компонента, как показано на рис.2. Пассивная сила F_p является наиболее важным элементом, действующим здесь, который перпендикулярен поверхности шлифования. В направлении подачи действует сила подачи F_F , а в направлении скоростей резания – сила резания F_C . Для оптимальной конструкции шпинделя необходимо определить оптимальный размер F_p . Этот размер варьируется в пределах (3) и (4).

$$F_p = (1.2 \div 3) F_c [N] \quad (3)$$

$$F_p = (2 \div 3) F_c [N] \quad (4)$$

Оптимальную теоретическую пассивную силу определить относительно сложно. Поэтому необходимо принимать во внимание различные значения силы во время проектирования, учитывая сложность определения пассивной силы. Сама пассивная сила в выбранной проектной схеме создается за счет веса самого шпинделя в зависимости от его выброса. Сила подачи создается приводом подачи тележки шпинделя, а сила резания создается приводом.

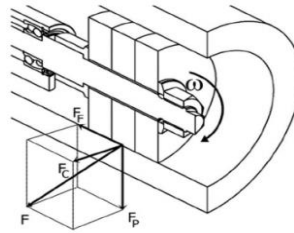


Рис.2. Распределение сил.

Поскольку в процессе шлифования возникают вибрации, прилагаются усилия, чтобы свести к минимуму передачу вибраций от шлифовальных кругов на другие части шлифовального станка [4, с. 1]. Передача вибрации сводится к минимуму за счет использования эластомерной муфты. Эти муфты характеризуются хорошим снижением передачи вибрации и позволяют исключить тепловое расширение благодаря их осевому перемещению. Эластомерная муфта также компенсирует параллельное и угловое смещение различных частей шпинделя. Эластомерные муфты также относительно дешевы.

Для передачи крутящего момента от электродвигателя на шпиндель лучше подходит использование ременной передачи. Ременный привод в случае перегрузки работает как предохранительная муфта, а в случае аварии и блокировки шпинделя не будет поврежден двигатель. Ременный привод также менее чувствителен к вибрациям. Небольшие вариации числа трансмиссии в этом случае незначительны благодаря проскальзыванию. Задняя часть шпинделя, которая обеспечивает такую передачу, показана на рис. 3.

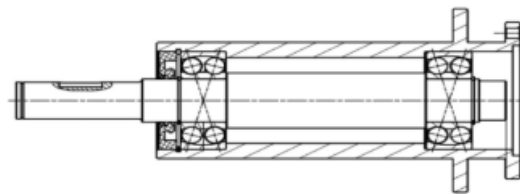


Рис. 3. Задняя часть шпинделя.

Также для шпинделя лучше использовать модульную конструкцию в связи с возможностью унификации в производстве. Такая компоновка допускает значительный диапазон длин заготовок и существенно влияет на простоту модификации конструкции. Для всей конструкции шпинделя использовалась одна модель самоустанавливающегося шарикоподшипника. Соединительная часть шпинделя показана на рис.4.

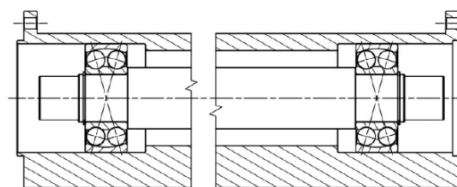


Рис. 4. Соединительная деталь шпинделя.

При шлифовании из-за значительного выброса шпинделя также необходимо учитывать величину пассивной силы и анализировать отклонения шпинделя. Для выбранной конструк-

ции был проведен анализ прогиба концевой части идеализированного шпинделя для выбранных пассивных сил из диапазона (3) и (4).

Однако при анализе методом конечных элементов влияние силы резания не учитывалось. Сила резания вызывает отклонение шпинделя в горизонтальном направлении от центральной линии заготовки [3, с. 2]. Изгиб от силы резания снижает прогиб шпинделя в зависимости от внутреннего радиуса заготовки. Прогиб шпинделя в зависимости от величины пассивной силы показан на рис. 5 и 6.

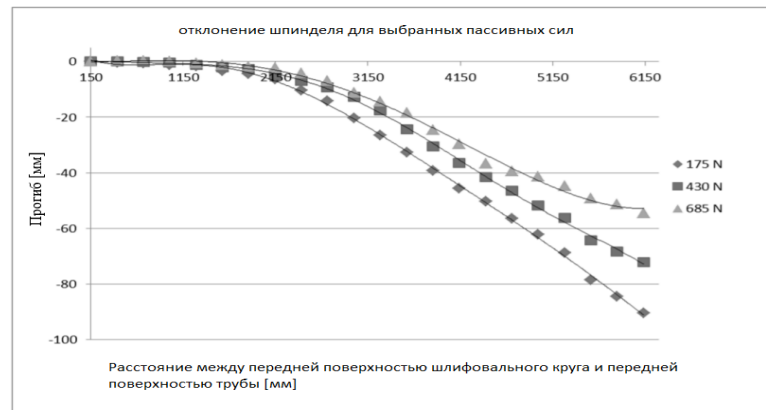


Рис. 5. Ход отклонения в зависимости от выброса для величины пассивной силы 175 Н, 430 Н и 685 Н.

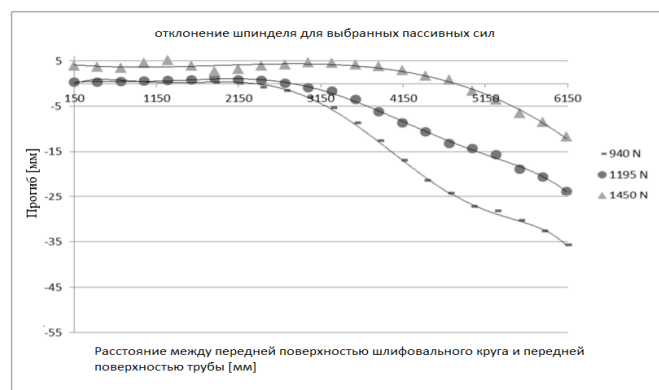


Рис. 6. Ход отклонения в зависимости от выброса для величины пассивной силы 940 Н, 1195 Н и 1450 Н.

При обработке анализов прогиба силы резания не учитывались, поэтому изменение деформации в направлении веса в зависимости от радиуса обрабатываемой трубы не принималось во внимание. Кроме того, не учитывалась скорость вращения, действующая на заготовку. Эти меры значительно усложнили бы анализ, но уменьшили бы изгиб шпинделя в направлении действующего груза. Предлагаемые теоретические ходы необходимо корректировать в процессе эксплуатации в зависимости от диаметра обрабатываемой трубы и износа шлифовальных дисков [5, с. 1].

Один нескорректированный ход подъема шпинделя показан на рис. 7.



Рис. 7. Теоретический ход подъема шпинделя для круга диаметром 250 мм.

Таким образом, в конструкции шлифовального станка с длинным шпинделем необходимо учитывать значительный диапазон пассивных сил, действующих на шлифовальные круги, а также оптимизировать размеры отдельных частей шпинделя с учетом допустимого прогиба и силы внешней нагрузки. Детали шпинделя должны быть спроектированы с учетом его возможной модульности. Конструкция передней части шпинделя должна быть такой, чтобы облегчить быструю и легкую замену шлифовальных кругов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Щетинин В.С., Иванова Н.А., Хвостиков А.С., Блинков С.С. Стенд для исследования выходных характеристик шпиндельного узла на газомангнитных опорах: СТИН. 2010. №5. С. 8-10.
2. Курнасов Е.В. Адаптация шпиндельных узлов к условиям эксплуатации на основе автоматического регулирования натяга подшипников: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Московская государственная академия приборостроения и информатики. Москва, 2005. С. 3.
3. Смирнов В.А. Управление силой при шлифовании труднообрабатываемых материалов специальными шлифовальными кругами. Современные материалы, техника и технологии. 2016. №2 (5). С. 181-186.
4. Блурцян Д.Р., Пузанков А.С. Снижение вибрации заготовки при круглом внутреннем шлифовании на основе использования сборного абразивного круга с радиально-передвижными сегментами. Новые материалы и технологии в машиностроении. 2005. №4. С. 26-28.
5. Салова Д.П., Мулюхин Н.В., Сайкин С.С., Виноградова Т.Г., Салов П.М., Мишин В.А., Александров Е.Ю. Расчет податливости технологических систем внутреннего шлифования. Депонированная рукопись №296-B2013 25.10.2013. 1 с.

© Саитов Ш.З., Камалиев Э.А., 2022.