

При малых частотах вращения шпинделя станка мощность холостого хода для разных передаточных отношений приблизительно одинакова и составляет $\approx 0,2$ кВт. С ростом частоты вращения затраты мощности на холостой ход растут. Полученные графики с высокой степенью точности описываются экспоненциальной зависимостью (уравнения и коэффициенты достоверности аппроксимации указаны на рисунке). При этом, очевидно, рост потерь мощности на холостой ход в приводе с большим передаточным отношением происходит менее интенсивно, чем в приводах с малым передаточным отношением. С ростом частоты вращения шпинделя станка разбежка значений холостого хода становится существенной. Так, при частоте вращения шпинделя $n \approx 2800$ мин⁻¹ потери мощности на холостой ход при $U=2,78$ составляют $P=0,32$ кВт, а при $U=1$ – $P=1,3$ кВт.

Таким образом, даже при возможности регулировать частоту вращения привода с помощью частотного преобразователя, в механизмах резания деревообрабатывающих станков следует применять повышающие ременные передачи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кучер, И.М. Металлорежущие станки. / Кучер И.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 720 с.

УДК 674.055:621.914.2

А.А. Гришкевич, доц., канд. техн. наук;
В.С. Вихренко, проф., д-р физ.-мат. наук;
В.Н. Гаранин, доц., канд. техн. наук;
А.Ф. Аникеевко, ст. преп., канд. техн. наук
(БГТУ, г. Минск)

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ АДАПТИВНОГО ФРЕЗЕРНОГО ИНСТРУМЕНТА

Получение продукции установленного качества при фрезеровании согласно нормативно-технической документации с одновременным снижением энергетических затрат является и сегодня насущным вопросом для научных исследований. На кафедре деревообрабатывающих станков и инструментов разработана конструкция фрезы сборной, которая позволяет вести исследовательские работы благодаря возможности в конструкции инструмента изменять положение ножа относительно оси вращения (угол наклона кромки λ) и изменять передний и задние углы [1].

Основная проблема при эксплуатации инструмента с подвижными элементами – это фиксация движущихся частей во время разгона. При установившейся работе инструмента такая проблема отсутствует, поскольку на сегментный узел действуют большие центробежные (нормальные) силы инерции. С целью определения условий устойчивой работы сегмента на этапах разгона-торможения фрезы или в процессе резания необходимо исследовать распределение действующих на него сил, включая силы инерции (рисунок).

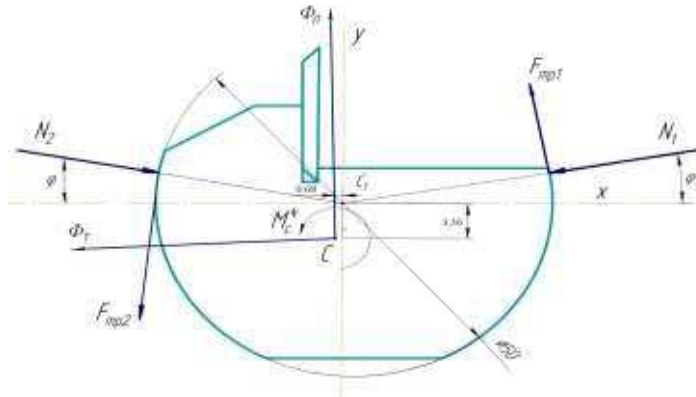


Рисунок – Схема распределения сил, действующих на сегмент во время разгона фрезы

Решая задачу по методу предельного равновесия [2], т. е. полагая, что силы трения достигли своих предельных значений, определим минимальное значение коэффициента трения f . Получаем уравнение относительно искомого минимально допустимого значения коэффициента трения:

$$f^2 - 2bf + c = 0, \quad (1)$$

где
$$b = \frac{1}{2B} (\varepsilon t^2 \cos \psi - \sin \psi), \quad c = \frac{1}{B} \left(\frac{x}{r} \varepsilon t^2 + \frac{y}{r} - \frac{J_C}{mrR} \right) \sin \varphi, \quad (2)$$

$$B = \left(\frac{x}{r} \sin \varphi + \sin \psi \right) \varepsilon t^2 + \left(\frac{y}{r} - \frac{J_C}{mrR} \right) \sin \varphi + \cos \psi \quad (3)$$

При получении записанных соотношений предполагалось, что разгон фрезы происходит равноускоренно $\omega = \varepsilon t$, $\varepsilon = \omega_{\text{ном}} / \tau$, τ – время разгона, $\omega_{\text{ном}}$ – номинальная угловая скорость вращения фрезы в установившемся режиме.

При положительных значениях коэффициентов b и c в качестве решения уравнения (1) следует принять

$$f = b - \sqrt{b^2 - c} \quad (4)$$

В результате расчетов была получена зависимость минимально допустимого коэффициента трения в процессе разгона фрезы.

Полученные результаты показали, что при большом времени с начала разгона коэффициент трения составляет порядка 0,1, характерный для сопрягаемых стальных деталей, надежно обеспечивает фиксацию сегментного узла относительно корпуса фрезы. При малом времени разгона возникающие силы инерции не велики, и для обеспечения фиксации узла достаточно использовать одно из простейших фиксирующих приспособлений, например, один или два винта небольшого сечения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гришкевич, А.А. Особенности фрезерного сборного инструмента с изменяемыми углами: передним и наклона режущей кромки // А.А. Гришкевич, А.Ф. Аникеенко, В.Н. Гаранин // Труды БГТУ. – 2014. – Сер II (166): Лесная и деревообработ. пром-сть. – С. 175-177.

2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: учеб. для вузов. – 12-е изд., стер – М.: Высш. Шк., 1998. – 416 с.

УДК 674.055:621.924.2

О.И. Костюк, мл. науч. сотр. (БГТУ, г. Минск)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ КАСАТЕЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ СИЛЫ РЕЗАНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ДРЕВЕСИНЫ

Для изучения касательной составляющей силы резания, непосредственно влияющей на мощность, при шлифовании древесины ранее использовались методики, реализованные в эксперименте, где применялось промышленное оборудование с числовым программным управлением, оснащенное современной контрольно-измерительной аппаратурой [1]. Однако получать достоверные данные с большой степенью точности о касательной составляющей силы резания не представляется возможным ввиду большого количества факторов, влияющих на этот показатель, которые связаны с кинематикой машины и динамикой процесса шлифования. Частично это влияние можно уменьшить, если провести экспериментальные исследования, используя статическое нагружение на материал шлифовальной шкуркой.

Известно, что количество активных, т. е. взаимодействующих с обрабатываемой поверхностью зерен зависит от зернистости инструмента, степени округления абразивных зерен, площади контакта с обрабатываемым материалом. Для этого была создана экспериментальная установка, представленная на рис. 2., на которой определялась касательная составляющая силы резания при изменяемом удельном давлении. Исследуемая порода – сосна. Использовалась шлифовальная шкурка