

Рис. 2. Зависимость вероятности нарушения устойчивости положения блока от величины ударного воздействия.

при  $F < 0$  в 2,5 раза превышает предельное значение при  $F > 0$ ). Кроме того, при относительно высоких частотах колебаний ( $\omega \geq \pi/\tau$ ). Функция  $\mu(F, \tau)$  меняется скачком от 0 до 1, что указывает на необходимость соблюдения при этих частотах условия "стопроцентной" устойчивости

$$\max |F| \leq \max \{ |F| \mid \mu(F, \tau) = 0 \}.$$

Полученные аналитические зависимости позволяют оценить устойчивость положения автономного бесфундаментного блока при вибрационных воздействиях и ударных нагрузках.

УДК 634.0.36

В.А. ДОБРОВОЛЬСКИЙ, ассистент (БТИ)

### КИНЕМАТИКА РАСКРЯЖЕВОЧНОГО СТАНКА АЦ-3С

Многие параметры, обеспечивающие работоспособность станка, должны задаваться с учетом его кинематики. В особенности это касается системы надвигания пильного диска раскряжевочного станка, значительно влияющей на нагруженность и производительность последнего.

Предельно возможная сила  $P_H$ , развиваемая гидроцилиндром надвигания, определяется следующим образом:

$$P_H = P \Omega \sin \beta, \quad (1)$$

где  $P$  — давление в гидросистеме надвигания пильного диска;  $\Omega$  — площадь поршня;  $\beta$  — угол между направлением действия сил от гидроцилиндра и продольной осью маятника, зависящий от кинематики пиления.

Сила надвигания в значительной степени определяется величиной силы отжима  $P_O$ , равной

$$P_O = a_o P_p, \quad (2)$$

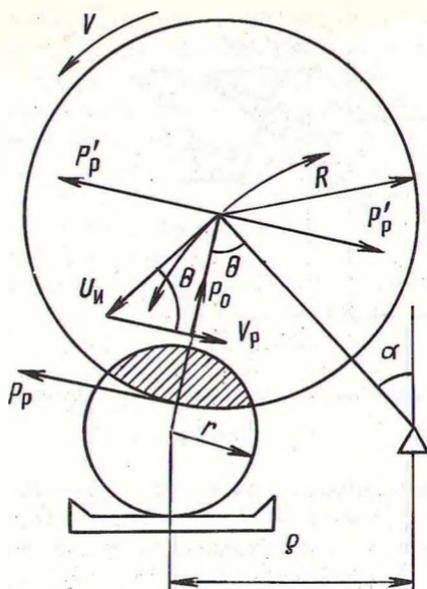


Рис. 1. Схема действующих на маятник - станка АЦ-3С сил резания и отжима.

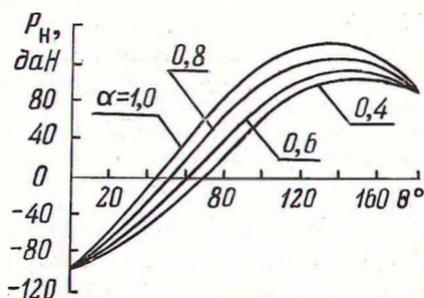


Рис. 2. Зависимость сил надвигания от кинематического угла встречи при различном затуплении пильных зубьев.

где  $a_0$  — коэффициент, зависящий от формы зуба, размера угла резания  $\delta_K$  и степени затупления зубьев. Так, при  $\delta_K = 120^\circ$  и времени работы заточенным диском от 1 до 4 ч  $a_0$  изменяется от 0,4 до 1;  $P_p$  — сила резания.

Часто в расчетах усилие отжима  $P_o$  принимают за усилие надвигания  $P_n$ . Такое допущение оправдано в тех случаях, когда кинематический угол встречи  $\theta$  равен  $90^\circ$  и нет необходимости учитывать направление сил резания. При  $\theta \neq 90^\circ$  всегда имеется составляющая силы сопротивления резанию, приложенная к пильному механизму и участвующая в надвигании [рис. 1].

Для определения сил надвигания с учетом кинематического угла встречи  $\theta$  проф. А.Л. Бершадским предложена следующая зависимость [1]:

$$P_n = P_o \sin \theta \mp P_p \cos \theta, \quad (3)$$

т.е. алгебраическая сумма сил радиальной (отжима)  $P_o$  и сопротивления резанию  $P_p$  по направлению подачи определяет величину усилия подачи (или затягивания)  $P_n$ .

На величину силы надвигания влияет также вес качающегося пильного механизма, однако в АЦ-3С при всех положениях маятника он уравновешен силой демпферной пружины.

При некоторых соотношениях геометрии и кинематики резания второй член уравнения (3) может оказаться с минусом, т.е. описывать действие по направлению подачи, и по абсолютной величине быть больше первого члена, что вызовет самозатягивание пильного диска.

Найдем значения силы надвигания автоматического раскрывежочного станка АЦ-3С, входящего в линии ПЛХ-ЗАС и ЛО-15С, при следующих пара-

метрах:  $P_p = 100$  даН;  $\alpha_0 = 0,4-1,0$ ;  $\theta = 0-180^\circ$ , собственный вес пильного механизма уравновешен при всех положениях.

Решение дано графически на рис. 2. Анализируя полученные результаты, можно заключить следующее.

1. Сила надвигания в зависимости от  $\theta$  принимает как положительные, так и отрицательные значения. При этом для  $\theta = 0-45^\circ$  — только отрицательные, при  $\theta = 45-70^\circ$  — как отрицательные, так и положительные, в зависимости от остроты зубьев, при  $\theta$  свыше  $70^\circ$  — только положительные значения.

2. Пильный механизм при  $\theta$  до  $45-70^\circ$  получает вовлекаемую силу, и гидроцилиндр надвигания теряет свою функцию по перемещению в рез маятника с пильным диском.

3. Затупление зубьев пильного механизма снижает величину вовлекаемой силы.

4. Полученные значения  $P_n$  для  $P_p = 100$  даН легко пересчитать для  $P_p$  любых других значений, используя прямую пропорциональность между ними.

В связи с большим влиянием на силу надвигания кинематического угла встречи представляет интерес установить пределы варьирования этого угла применительно к раскрывочному станку АЦ-3С.

Значения кинематического угла встречи  $\theta$  описываются следующим выражением [2]:

$$\theta = \arctg \frac{\rho - r_m \sin \alpha}{r_m \cos \alpha - \frac{d}{2} \frac{l}{b_p} + l} + \alpha, \quad (4)$$

где  $\rho$ ,  $l$  — расстояния между осью вращения маятника станка и продольной осью подающего транспортера соответственно по горизонтали и вертикали;  $r_m$ ,  $\alpha$  — радиус вращения маятника и его угол наклона от вертикали в текущий момент.

На рис. 3 дано решение уравнения (4) для АЦ-3С при следующих данных:  $\rho = 0,975$  м,  $l = 0,21$  м,  $r_m = 0,96$  м,  $d_{бр} = 10-60$  см,  $\alpha = 15-60^\circ$ .

Из решения видно, что для всех диаметров бревна процесс пиления от начала до конца ведется при остром угле  $\theta$ . Это указывает на то, что при пилении всегда есть сила, помогающая надвиганию пильного диска в рез, при-

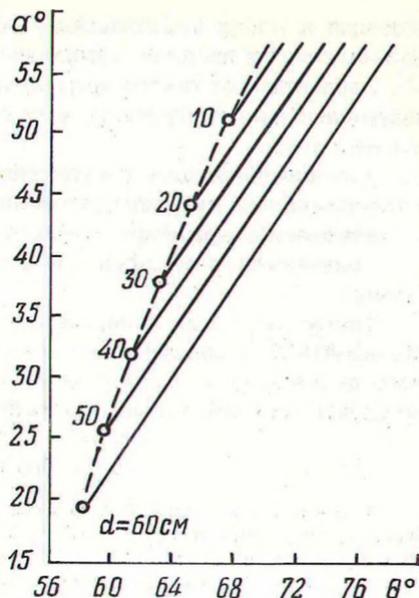


Рис. 3. Влияние угла наклона маятника и диаметра на кинематический угол встречи  $\theta$  в АЦ-3С.

водящая к плохо управляемому процессу резания и способствующая оставкам диска в пропилах — стопорению его.

Избавиться от такого нежелательного явления, обусловленного острыми значениями кинематического угла встречи  $\theta$ , можно несколькими способами, например:

установкой системы регулирования скорости надвигания пильного диска в зависимости от диаметра распиливаемого бревна;

изменением вращения пильного диска на обратное;

изменением взаимного расположения маятника с пильным диском и бревна.

Таким образом, в результате изучения кинематики раскряжевочного станка АЦ-ЗС определены основные факторы, влияющие на надвигание пильного диска в рез и процесс пиления в целом, а также внесены предложения по улучшению работоспособности станка.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бершадский А.А. О расчете режимов продольного пиления. — Лесная промышленность, 1964, № 12, с. 8—13. 2. Добровольский В.А., Ковалев Н.Ф. Дифференциальные уравнения колебаний фундаментов раскряжевочных станков АЦ-ЗС. — В сб.: Механизация лесозаготовок и транспорт леса. Минск: Вышэйшая школа, 1975, вып. 5, с. 10—23.

УДК 634.03:534

А.Ф. ТИХОНОВ, канд.техн.наук, профессор,

А.В. ГЕРМАЦКИЙ, канд.техн.наук,

В.А. СИМАНОВИЧ, ассистент,

П.Ф. РУДНИЦКИЙ, ст. преподаватель,

С.И. ДЕРВАНОВ, студент (БТИ),

В.Ф. ШАМАЛЬ, инженер (начальник ПТУ Минлеспрома БССР)

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ ЛТ-157 В УСЛОВИЯХ БССР

Интенсивное ведение лесозаготовок в условиях БССР требует внедрения новых технологических процессов и систем машин. Одним из путей решения вопроса бесперебойной поставки древесины потребителю является использование колесных тракторов класса 30 кН на подвозке древесины от лесосеки к магистральным дорогам.

Рассмотрим колесную транспортную систему, производящую трелевку деревьев в полуподвешенном состоянии и на прицепном технологическом оборудовании. Для этого воспользуемся известной методикой [1].

Удельные давления на грунт можно определить как отношение динамической нагрузки на площадь контакта шины с дорогой

$$z_y = \frac{Z_d}{S_0} \quad (1)$$