

О НИЗШЕЙ ЧАСТОТЕ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ СКАЛА НА ЕГО ПРУЖИНАХ

О.А. САВВИН, Ю.В. КУЛЕМКИН, С.Ф. ГЕРАСИМОВА

(Костромской государственный технологический университет, ОАО "ЦНИИМашдеталь", г. Москва)

При исследовании взаимодействия механизмов ткацкого станка с его системой заправки большие сложности представляет аналитическое изучение динамики скала, представляющего собой, с учетом влияния упругой системы заправки, нелинейную колебательную систему с несколькими подвижностями. Для решения многих технических задач необходимо знать лишь частоту собственных колебаний рычага скала на его пружинах. Приближенному определению этой частоты и посвящена данная статья.

Для определения низшей частоты свободных колебаний рычага скала на пружинах воспользуемся энергетическим методом, используя идею, положенную в основу метода Рэлея. Для этого свяжем между собой угол поворота рычага скала φ_1 и скала относительно его рычага φ_2 (рис. 1) через угол $\beta = 180^\circ - \alpha_1 - \varphi_1$.

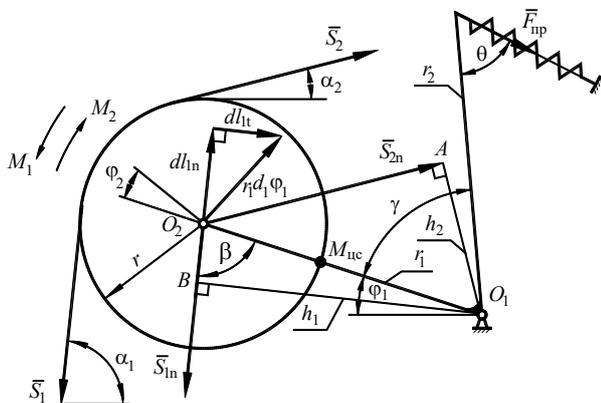


Рис. 1

На рис. 2, взятом из работы [1], приведены графики изменения углов φ_1 и φ_2 при работе станка СТБ-175.

Из них видно, что скало и его рычаг вращаются в противоположных фазах. При найденном опытным путем радиусе трения в опоре скала $r_{2f} = 0,004$ м и его рычага

$r_{1f} = 0,005$ м максимальные значения амплитуд изменений этих углов равны $\Delta\varphi_{1\max} = 3,2^\circ$, $\Delta\varphi_2 = 11,6^\circ$.

Определим соотношение между углами φ_1 и φ_2 из условия качения скала по нитям основы без скольжения. На рис. 1 показано положение мгновенного центра скоростей (M_{1c}). Поскольку скорость центра скала равна $\omega_1 r$, имеем:

$$\omega_{2a} = \omega_1 r_1 / r, \quad (1)$$

$$\omega_2 = \omega_{2a} - \omega_1 = -\omega_1 (r_1 / r + 1), \quad (2)$$

где ω_{2a} и ω_1 – угловые скорости скала и его рычага в абсолютном движении; ω_2 – угловая скорость скала относительно его рычага. Знак минус говорит о том, что угловые скорости противоположны по направлению.

Определим соотношение между угловыми скоростями для рассматриваемого частного случая. При $r_1 = 0,0625$ м и $r_2 = 0,175$ м имеем

$$\omega_2 = -3,8\omega_1. \quad (3)$$

Замечая, что $\omega = d\varphi/dt$ и переходя от дифференциалов d к приращениям Δ , получим на основании приведенных формул следующие зависимости:

$$\Delta\varphi_{2a} = -\Delta\varphi_1 r_1 / r,$$

$$\Delta\varphi_2 = -\Delta\varphi_1 (r_1 / r + 1) = -3,8\Delta\varphi_1. \quad (4)$$

На основании результатов, полученных в работе [1], запишем формулы для определения деформации нижней ветви основы (первой ветви) $\delta_{1п}$ и ее верхней (второй) ветви $\delta_{2п}$ при повороте рычага скала на угол $\Delta\varphi_1$, учитывая, что она складывается

из деформации поступательного и вращательного движения скала.

$$\delta_{1n} = r_1 \Delta \varphi_1 \sin(\varphi_1 + \alpha_1) + r(\Delta \varphi_1 + \Delta \varphi_2), \quad (5)$$

$$\delta_{2n} = -r_1 \Delta \varphi_1 \sin(\varphi_1 + \alpha_1) - r(\Delta \varphi_1 + \Delta \varphi_2).$$

С учетом зависимости (4) формулы (5) перепишем так:

$$\delta_{1n} = r_1 \Delta \varphi_1 [\sin(\varphi_1 + \alpha_1) - 1], \quad (6)$$

$$\delta_{2n} = r_1 \Delta \varphi_1 [1 - \sin(\varphi_1 + \alpha_2)].$$

При работе станка СТБ-175 нижняя ветвь основы расположена около нормали к рычагу скала, а верхняя – почти параллельно ему, поэтому рассмотрим только один частный случай (близкий к реальному), когда

$$\sin(\varphi_1 + \alpha_1) \approx 1,$$

а

$$\sin(\varphi_1 + \alpha_2) \approx 0. \quad (7)$$

В этом случае выражения для деформации ветвей принимают вид:

$$\delta_{1n} = 0, \quad \delta_{2n} = r_1 \Delta \varphi_1. \quad (8)$$

Как показали проведенные в работе [1] исследования, большую часть цикла движения (оборота главного вала станка) проскальзывания нитей по всей поверхности скала отсутствуют, и обе ветви основы деформируются и меняют свое натяжение независимо друг от друга. Полная потенциальная энергия системы скала Π складывается из потенциальной энергии деформации ветвей основы и пружин скала.

Тогда

$$\dot{\Pi} = 0,5(K_1 \delta_{1n}^2 + K_2 \delta_{2n}^2 + k_{\tau \delta} r_2^2 \Delta \varphi_1^2 \sin^2 \theta). \quad (9)$$

Принимая во внимание зависимости (8), выражение (9) запишем так:

$$\dot{\Pi} = 0,5 \Delta \varphi_1^2 (K_2 r_1^2 + k_{\tau \delta} r_2^2 \sin^2 \theta), \quad (10)$$

где K_1 и K_2 – усредненные значения коэффициента жесткости ветвей основы, k_{np} – суммарный коэффициент жесткости двух пружин.

Кинетическую энергию системы скала T можно представить так:

$$T = 0,5[J\omega_1^2 + J_c(\omega_1 + \omega_2)^2 + m_c(r_1\omega_1)^2], \quad (11)$$

где J , J_c и m_c – соответственно приведенный к оси вращения рычага скала момент инерции системы скала без скала, момент инерции скала относительно его оси вращения и его масса.

Введем обозначение:

$$J + J_c + m_c r_1^2 = J_n. \quad (12)$$

С учетом зависимостей (1) и (12) выражение для кинетической энергии принимает вид:

$$T = 0,5\omega_1^2 [J_n + J_c(r_1/r_2)^2 - 1]. \quad (13)$$

Согласно энергетическому методу квадрат круговой частоты собственных колебаний p находится как частное от деления коэффициента при $\Delta \varphi_1^2$ в выражении для потенциальной энергии на коэффициент при ω_1^2 в формуле для кинетической энергии, то есть:

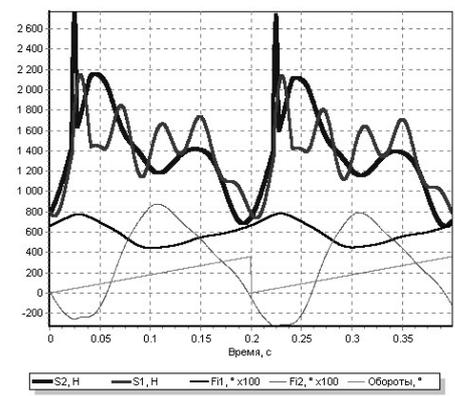
$$p = \frac{\sqrt{K_2 r_1^2 + k_{np} r_2^2 \sin^2 \theta}}{\sqrt{J_n + J_c \left(\frac{r_1^2}{r^2} - 1 \right)}}. \quad (14)$$

Расчеты показали, что для станка СТБ-175: $J_n = 2 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $J_c = 0,154 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; $r_2 = 0,304 \text{ м}$; $\theta = 60^\circ$; $k_{np} = 35000 \text{ Н/м}$; $K_2 = 143000 \text{ Н/м}$. Для этих значений параметров получим $p = 47,2 \text{ с}^{-1}$ или в Герцах $f_n = 7,52 \text{ Гц}$, что соответствует числу оборотов главного вала станка $n = 451 \text{ об/мин}$.

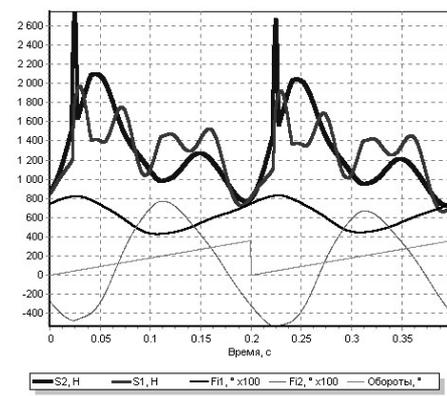
Найденное приближенным способом значение частоты собственных колебаний рычага скала позволяет объяснить странный и, казалось бы, неожиданный факт роста амплитуды колебаний рычага скала с

увеличением инерционных характеристик скальной системы. На рис. 2 приведены,

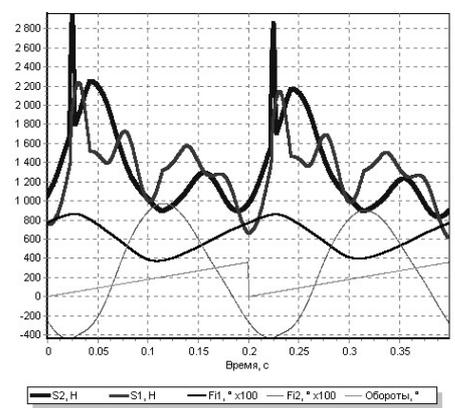
взятые из работы [1], графики, иллюстрирующие это явление.



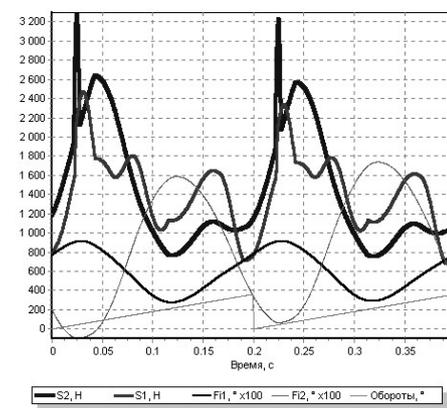
а) $r=0,0625$, $m=58,6$, $J_c=0,154$, $J_n=2$



б) $r=0,075$, $m=68,2$, $J_c=0,266$, $J_n=2,64$



в) $r=0,8125$, $m=73,9$, $J_c=0,338$, $J_n=2,94$



г) $r=0,09375$, $m=85,2$, $J_c=0,52$, $J_n=3,54$

Рис. 2

Из них видно, что общее натяжение второй ветви в период прибоя и начале выстоя ремиз значительно выше, а начиная с момента, несколько меньшего середины выстоя, вплоть до заступа, меньше этого натяжения в случае оснащения станка обычным скалом. Это явление проявляется в большей степени по мере увеличения инерционных характеристик скальной системы. При этом разница между наибольшим и наименьшим значениями натяжения S_1 для случаев а, б и в остается практически без изменений.

В связи с этим можно считать скальную систему технологической оснасткой ткацкого станка и рекомендовать в ткацком производстве иметь набор из нескольких скал и применять их при выработке тканей различных характеристик и артикулов. При выработке тяжелых тканей следует

применять скало с большим моментом инерции.

ВЫВОДЫ

1. Наличие трения между скалом и нитями основы приводит к тому, что скало обкатывается по нитям почти без проскальзывания. Это позволяет при приближенных расчетах рассматривать систему скала как механическую систему с одной степенью свободы.

2. Знание низшей частоты собственных колебаний рычага скала позволяет понять и использовать увеличение амплитуды колебаний рычага скала с повышением (до определенного предела) угловой скорости главного вала станка или инерционных характеристик скальной системы.

3. Целесообразно перевести скало в разряд оснастки ткацкого станка и использовать скала с различными параметрами для выработки тканей с требуемыми характеристиками.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Саввин О.А.* Динамика подвижной системы скала и ее влияние на поведение системы заправки ткацкого станка: Монография. – Кострома: КГТУ, 2007.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин. Поступила 05.06.09.
