



ПРОЦЕСС ФОРМИРОВАНИЯ НАГРУЗКИ МАШИНЫ И ЕГО СОСТАВЛЯЮЩИЕ

Магистрант гр. М3-15 А. Н. Тўхлиев.
Науч. руковод. к.т.н., доц.С.Х.Бабаджанов

Maqolada UXK mashinasi harakat uzatish tizimida o'zgaruvchan jarayonlarni o'rganish bo'yicha o'tkazilgan tajriba natijalari keltirilgan. Bunda mashina harakat uzatish tizimida bo'luvchi tebranishlar kinematik tizim ko'rinishiga bog'liqligi aniqlangan. Qarshilik kuchlari, ishqalanish kuchlari ishchi organlarida dinamik kuchlarni kelib chiqishiga sabab bo'lishi aqniqlangan. Keltirilgan matematik model hisoblari va amaliy tajriba natijalari mos kelishi berilgan. Tajriba natijalari hozirgi zamon talablariga asosan o'tkazilgan bo'lib ossellogrammalarda keltirilgan.

In the article, the results of the research carried out. Transient processes in the kinematics of the UHC drive. Where in the very transmis These machines develop the oscillatory processes associated with ne Rhiodic active exciting forces in belt, gear and chain gears and other internal disturbances. The forces of resistance, like the forces of friction in the executive body itself, begin to manifest themselves only in the case when any external force will be To move the machine's executive body. A mathematical model for calculating the object of research is proposed.

Формирование нагрузок в приводах технологических машин представляет собой сложный динамический процесс, состоящий из многих одновременно протекающих, но качественно отличных составляющих [1].

В частности, одновременно с переменами сил сопротивления, перемещением исполнительного органа машины, вызывающими соответствующие переходные процессы в приводе, в самой трансмиссии машины развиваются колебательные процессы, связанные с периодическими активными возбуждающими силами в ременных, зубчатых и цепных зацеплениях и другими внутренними возмущениями.

Характер взаимосвязи между этими процессами, степень ее существенности и необходимость ее учета при раздельном исследовании таких процессов можно обосновать лишь на основе изучения физики формирования нагрузок в приводе машины. Рассмотрим простейшую машину типа УХК, эквивалентная схема которой может быть представлена в виде двух массовой динамической системы (рис.1.а). Характерной чертой нагрузки исполнительных органов большинства машин является ее реактивный характер. Как правило, отсутствуют факторы, приводящие к силам, активно воздействующим на исполнительный орган. Силы сопротивления, как и силы трения в самом исполнительном органе, начинают проявлять себя лишь в том случае, когда какая-либо внешняя сила будет стремиться перемещать исполнительный орган машины.

При этом по мере движения исполнительного органа силы сопротивления будут некоторым образом изменяться, и каждому его положению будет, в общем случае, соответствовать различная величина суммарного усилия сопротивления. Таким образом, сила сопротивления P является в большинстве случаев некоторой функцией перемещения x_p исполнительного органа машины. Как, правило, это случайная функция, так как многие факторы, определяющие характер изменения усилий на исполнительных органах большинства машин, могут быть оценены лишь статистически. Наличие определенной зависимости $P_c(x_p)$ позволяет на любом бесконечно малом отрезке времени считать силу сопротивления прямо пропорциональной перемещению исполнительного органа (рис. 1.б) и имитировать ее на эквивалентной схеме в виде дополнительного упругого элемента, жесткость c_n которого является функцией. ей x_p и в данный момент времени равна.

$$C_n = \left| \frac{dP_x(x_p)}{dx_p} \right|$$

В таком случае эквивалентная схема машины принимает В1 показанный на рис. 1. в.

При,

$$\frac{dP_c(x_p)}{dx_p} > 0$$

Пружина получает дополнительную деформацию, что имитирует рост нагрузки исполнительного органа.

Как известно из общих курсов теории колебаний, собственные частоты линейной двух массовой системы, подобно рассматриваемой, находятся из выражений, имеющих при принятых обозначениях вид;

$$P_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{c_n + c_T}{m_p} + \frac{c_T}{m_d} \right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_n + c_T}{m_p} + \frac{c_T}{m_d} \right)^2 - \frac{c_T c_n}{m_p m_d}}}; P_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{c_n + c_T}{m_p} + \frac{c_T}{m_d} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{c_n + c_T}{m_p} + \frac{c_T}{m_d} \right)^2 - \frac{c_T c_n}{m_p m_d}}};$$

Где p_x и p_a — собственные частоты колебаний. Подставляя в эти выражения принятые выше значения m_p и m_d и изменяя в реальных пределах c_n и c_T , получим графики, иллюстрирующие влияние соотношения c_n и c_T на собственные частоты рассматриваемой упругой системы. В результате применения метода Рэлея. Как известно из теории колебаний, амплитуды колебаний масс системы в таком случае определяются выражениями:

$$A_p = \frac{S(c_T - m_d \omega^2) - S c_T}{(c_n + c_T - m_p \omega^2) \cdot (c_T - m_d \omega^2) - c_T^2}; A_p = \frac{S c_T - S(c_n + c_T - m_p \omega^2)}{(c_n + c_T - m_p \omega^2) \cdot (c_T - m_d \omega^2) - c_T^2}; A_p \text{ и}$$

A_d амплитуды колебания масс, имитирующих исполнительный орган и двигатель; ω — частота (угловая) возмущающей силы.

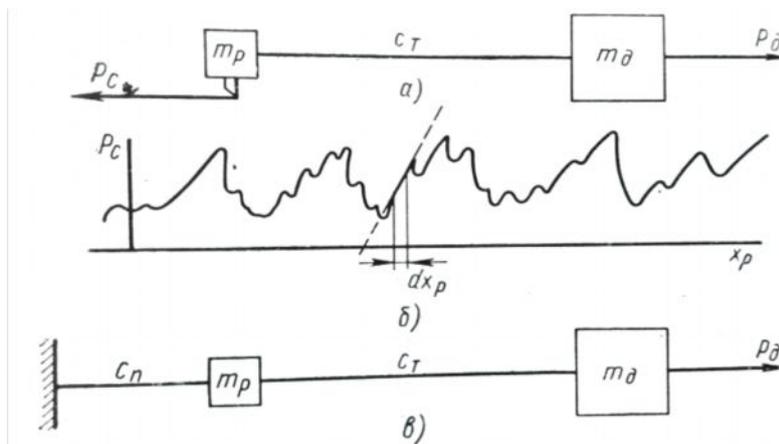
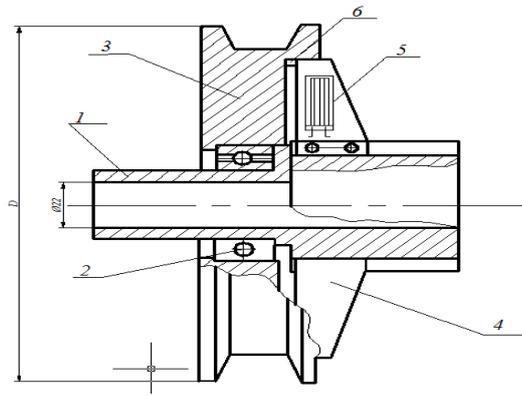
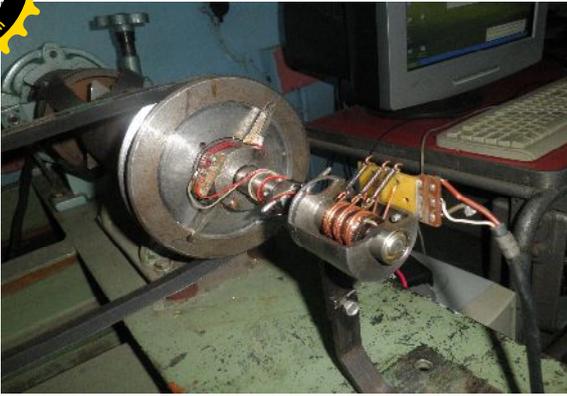


Рис.1 Эквивалентная схема двух массовой динамической системы главного вала

а – эквивалентная схема двух массовой динамической системы главного вала машины, б- сила сопротивления исполнительного органа эквивалентная в виде органа элемента, в- эквивалентная схема для машины УХК.

Случай уменьшения нагрузки, $\frac{dP_c(x_p)}{dx_p} > 0$ можно представить как ослабление предварительно сжатой пружины, жесткость которой равна c_n . Так как c_n непрерывно изменяется, движение масс системы под действием усилия P_d будет неравномерным и из-за такого кинематического возмущения, очевидно, возникнут относительные колебания масс двигателя и исполнительного органа за счет упругости ремня. С другой стороны, внутренние силы, действующие между массами m_p и m_d , при наличии дополнительно упругой связи c_n будут вызывать переносные перемещения системы.

Существенность такого рода взаимных связей, в значительной степени зависит, от соотношения, динамических параметров системы $\{m_p, m_d, c_T \text{ и } c_n\}$. Для проверки расчетных данных нами разработана экспериментальная установка и моментометрический прибор для определения динамики изменения усилия при работе машины с ременной передачей движения на рабочий орган машины. В данном случае ременная передача является возбудителем колебаний. Общий вид и поперечный разрез прибора приведены на рис 2 а, 2б.



а)

б)

Рис.2а)- общий вид момента мера для измерения крутящего момента при пуске машины.

б)- поперечный разрез момента мера.

Здесь 1 ступица для установки на вал и передачи крутящего момента, на которой запрессован подшипник качения 2 для установки шкива с клиноременной канавкой. Для передачи усилия на вал или свала на шкив в ступице 1 закреплена балычка 4 и 5 с наклеенными на нее тензодатчиками 5 конец которой фиксируется в пазе 6. Также для контроля частоты вращения вала и определения проскальзывания на валу установлен датчик холла 6 на кронштейне 13 для замера оборотов. Для замеров измерения момента и усилия на приводе машины были установлены два моментомера и датчики контроля оборотов и записаны на ЭВМ по средством цифрового преобразователя LTR-154. Результаты измерений приведены в виде осциллограмм на рис 3.

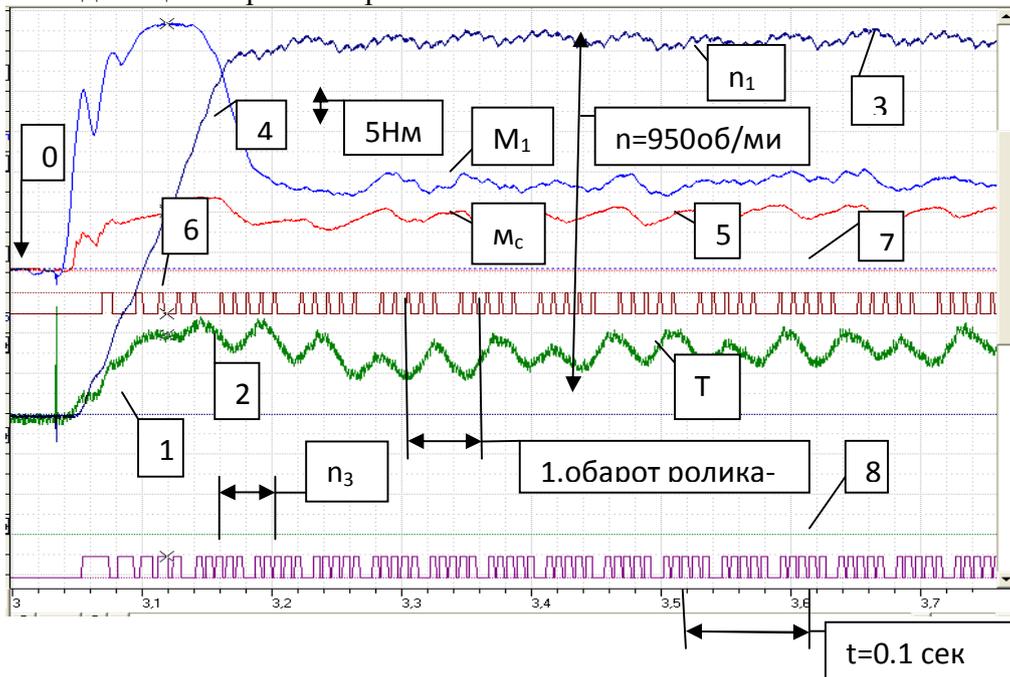


Рис. 3. Осциллограмма записи пуска машины

1- линия начало отсчета частоты вращения вала. 2- нагрузка на ось натяжного ролика T_p . 3- частота вращения главного вала привода машины n_1 . 4- момент вращения на ведущем валу M_1 . 5- момент вращения на ведомом валу M_c . 6- частота вращения ведомого вала. 7- начало отсчета крутящих моментов на валах. 8- частота вращения натяжного ролика.

Учитываем указанные пределы изменений c_m и c_p : Исследование влияния этих параметров на собственные частоты колебаний системы, показанной на рис. 0, 1, в. При этом значения основных параметров выберем в соответствии с данными главного привода колкового барабана машины УХК с



Этом приведенной массы ротора двигателя $t_d = 10 \text{ Нсек}^2/\text{м}$; приведенной массой исполнительного органа колкового барабана $t_p = 10 \text{ Нсек}^2/\text{м}$ и приведенной жесткостью трансмиссии $C_T = 1,5 \text{ Н/м}$.

Выводы:

Разработана методика измерения усилий на приводе машины УХК, позволяющая регистрировать нагрузки в рабочих режимах машины. Анализ результатов экспериментов, проведенных в рабочих условиях, показал, что реальная жесткость препятствия лежит обычно в пределах $0 < c_n < 2,5 \text{ Н/м}$. Амплитуда колебаний изменения нагрузки на валах составляет 2.5Н в промежутке времени 0.5 сек.

Литература

1. Кожевников С.Н. Динамика явления при разгоне станков, имеющих упругое звено в приводе. Вестник металлопромышленности 1998, №12, 300 с.