

УДК 621.876.1:624.042.8

Зубко Н.Ф., к.т.н.; Немчук А.О., к.т.н.

Одесский национальный морской университет

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В КРАНОВЫХ МЕХАНИЗМАХ ПОДЪЁМА ПРИ НАЛИЧИИ СЛАБИНЫ КАНАТОВ

*Предложены универсальная для возможных законов управления при пуске крановых механизмов подъёма программа и алгоритм моделирования динамических нагрузок в упругих связях при наличии первичной слабину грузовых канатов. Полученные результаты дают возможность прогнозировать значения коэффициентов динамичности в упругих связях механизмов в процессе их проектирования, а также оптимальной, в части динамических нагрузок механизмов, настройки систем управления приводами бесступенчатого регулирования скорости.*

**Ключевые слова:** грузоподъёмные краны, слабина канатов, прогнозирование, динамические нагрузки.

*Запропонована універсальна для можливих законів управління при пуску кранових механізмів підйому програма і алгоритм моделювання динамічних навантажень в пружних зв'язках при наявності первинної слабину вантажних канатів. Отримані результати дають можливість прогнозувати значення коефіцієнтів динамічності в пружних зв'язках механізмів в процесі їх проектування, а також оптимальної, в частині динамічних навантажень механізмів, настройки систем управління приводами безступенчатого регулювання швидкості.*

**Ключові слова:** вантажопідйомні крани, слабина канатів, прогнозування, динамічні навантаження.

*A universal program for possible control laws for launching crane lifting mechanisms and an algorithm for modeling dynamic loads in elastic bonds in the presence of primary slack of cargo ropes are proposed. The obtained results make it possible to predict the values of the dynamic coefficients in the elastic bonds of the mechanisms in the process of their design, as well as the optimal adjustment of the control systems for the drives of stepless speed control, with respect to the dynamic loads of the mechanisms.*

**Keywords:** hoisting cranes, ropes slack, prediction, dynamic loads.

**Введение.** Слабина канатов при пуске механизмов подъёма грузоподъёмных машин вызывает существенное увеличение

динамических нагрузок в их элементах. Наличие этого фактора неизбежно для многих технологических вариантов работы универсальных грузоподъемных кранов. Например, применительно к порталным кранам это характерно в процессе разгрузки судов, по причине ограниченной видимости крановщиком размещения груза в трюме, вследствие некачественной настройки грейферного автомата при перегрузке навалочных грузов, в случаях использования грузовых электромагнитов, ручных захватных приспособлений и многих других случаях. Следовательно, исследование этого влияния при различных параметрах переходного процесса при пуске механизмов является актуальным.

Методам расчёта динамических нагрузок в механизмах подъёма при наличии слабины канатов посвящено достаточно много исследований. В первую очередь это работы Комарова М.С. [5], Казака С.А. [4], Волкова Д.П. [1], Зарецкого А.А. и других авторов. При этом вследствие громоздкости и сложности получаемых решений рассматривались в основном наиболее неблагоприятные случаи работы механизмов: пусковой момент двигателя принимался постоянным или соответствовал линейным механическим характеристикам реостатного пуска в крановых приводах с асинхронными электродвигателями. Влияние наличия слабины канатов на величину динамических при других характерных законах изменения движущего момента, в частности, в электроприводах с частотным регулированием скорости исследованы мало.

**Постановка задачи.** Задачей данной работы является разработка для разных законов управления при пуске крановых механизмов универсального алгоритма моделирования динамической нагрузки в упругих связях и определение влияния первичной слабины грузовых канатов на величину коэффициентов динамичности.

*Примечание:* Приводимые ниже графические зависимости и значения коэффициентов динамичности получены применительно к грейферному порталному крану грузоподъемностью 16 т. При этом с учётом неравномерного распределения нагрузки в грейферном режиме каждая лебёдка рассчитывалась на грузоподъемность 9 т при скорости подъёма 1 м/с и времени разгона до номинальной скорости 1,5 с.

Расчёты проводились с использованием программ Mathcad.

**Результаты исследования.** Системы электропривода с частотным регулированием в последние годы являются основным типом привода механизмов грузоподъемных кранов. Эти системы позволяют обеспечивать достаточно благоприятные законы управления в отношении динамических нагрузок в их упругих связях.

Исследование проведено относительно двух достаточно характерных для современных систем кранового электропривода законов пускового ускорения: трапецеидального и косинусоидального.

Прямолинейная трапеция:

$$a_1(t) = a_{11}(t) + a_{12}(t) + a_{13}(t) \quad (1)$$

При этом  $a_{11}(t) = \left[ \frac{v_y}{(t_p - t_n)} \right] \frac{t}{t_n}$  для  $t < t_n$ ; (2)

$$a_{12}(t) = \frac{v_y}{(t_p - t_n)} \quad \text{для} \quad t_n < t < (t_p - t_n); \quad (3)$$

$$a_{13}(t) = \left[ \frac{v_y}{(t_p - t_n)} \right] \frac{(t_p - t)}{t_n} \quad \text{для} \quad (t_p - t_n) < t < t_p. \quad (4)$$

Заметим, что  $\max a_1(t) = \frac{v_y}{(t_p - t_n)}$ . (5)

Косинусоида:  $a_2(t) = \frac{v_y}{t_p} [1 - \cos(\frac{2\pi t}{t_p})]$ .  $\max a_2(t) = \frac{2v_y}{t_p}$ . (6)

Условные обозначения в формулах:

$t$  – текущее время;  $t_p$  – время разгона механизма до установившейся скорости  $v_y$ ,  $t_n$  – время нарастания ускорения до  $\max a(t)$  в прямолинейной трапеции.

Графические зависимости скорости и ускорения представлены на рис.1.

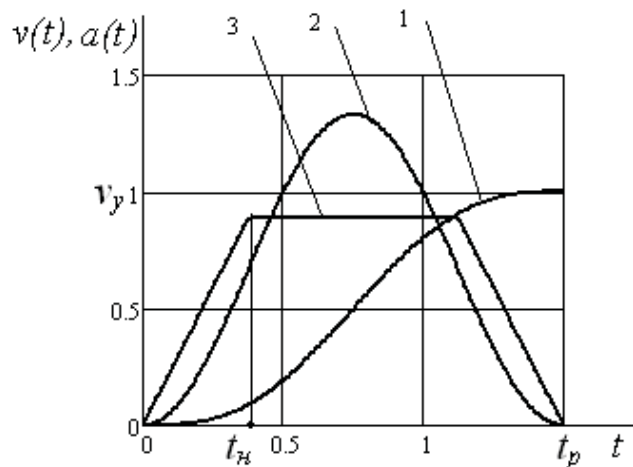


Рис. 1. Законы изменения скорости и ускорений, принятые для анализа динамических нагрузок (формулы (1) и (6)): 1-  $v(t)$ ; 2 -  $a_2(t)$ ; 3 -  $a_1(t)$ .

В ряде ранее выполненных исследований, в частности в работах [1, 3], установлено, что с достаточной точностью расчёт динамических нагрузок в механизмах грузоподъёмных кранов можно выполнять на

основе двух массовых расчётных схем с постоянными массами, коэффициентами жёсткости упругих звеньев и силами статического сопротивления. При этом фактор демпфирования упругих колебаний, в частности грузовых канатов, на начальной стадии переходного процесса можно не учитывать.

В этом случае деформация упругой связи системы, например, деформация канатов грузовой лебёдки крана,  $s(t)$ , определяется зависимостью [2]:

$$s(t) = s(0) \cos(kt) + \frac{\partial s(0)}{\partial t} \frac{\sin(kt)}{k} + \frac{k}{c} \int_0^t G \sin k(t-u) du + \frac{1}{m_1 k} \int_0^t P_{изб}(u) \sin k(t-u) du, \quad (7)$$

где  $G$  – сила тяжести груза;  $t$  – текущее время;  $u$  – промежуточная переменная интегрирования;  $m_1$  – масса движущихся элементов механизма, приведенная к концам канатов, сбегающих с грузового барабана;  $m_2$  – масса груза;  $P_{изб}(t)$  – избыточный момент двигателя в период пуска механизма;  $s(0)$  – начальная деформация канатов в точках сопряжения составного закона управления (1) в процессе пуска механизма;  $c$  и  $k$  – соответственно, коэффициент жёсткости и основная частота собственных колебаний канатной подвески груза. При этом

$$k = \sqrt{\frac{(m_1 + m_2)c}{m_1 m_2}}, \text{ период собственных колебаний системы}$$

$$T = \frac{2\pi}{k} \text{ и}$$

$$P_{изб}(t) = (m_1 + m_2) a(t). \quad (8)$$

Избыточное усилие двигателя  $P_{изб}(t)$  должно обеспечивать разгон механизма до установившейся скорости  $v_y$  за заданное время  $t_p$ , то есть должно на основании зависимости (8) отвечать условию:

$$(m_1 + m_2) \int_0^{t_p} a_i(t) dt = v_y. \quad (9)$$

Расчёт динамических нагрузок в упругих связях крановых механизмов в процессе пуска при наличии слабины канатов включает три этапа:

1. Выборка слабины канатов с прогибом длиной  $L$ .
2. Нагрузка канатов до статического сопротивления  $G$ ;
3. Подъём груза с ускорением до номинальной скорости.

Выборка слабины канатов осуществляется при управлении по скорости или при управлении по моменту двигателя с предпусковой характеристикой, обеспечивающей ограничение скорости этой выборки.

А. Трапецеидальный закон изменения ускорения при пуске механизма (рис. 1, кривая 3 –  $a_1(t)$ ).

*1-й этап. Выборка слабины канатов.*

На этапе выборки слабины канатов движется только первая масса с ускорением  $a_c(t)$ . Параметры этого ускорения, допускаемая скорость выборки слабины каната  $v_c$ , время разгона первой массы до этой скорости  $t_c$  и время нарастания ускорения на этом этапе  $t_{nc}$  выбраны из условия сохранения величины основного максимального ускорения (5), то есть поэтапно на участках:

$$a_c(t) = \max a_1(t) \left( \frac{t}{t_{nc}} + 1 + \frac{t_c - t_{nc}}{t_{nc}} \right). \quad (10)$$

Движущее усилие на предпусковой ступени, соответствующее заданному закону движения первой массы (10):

$$P_{dc}(t) = m_1 a_c(t) + G_c, \quad \max P_{dc}(t) = m_1 \max a_c(t) + G_c. \quad (11)$$

Здесь  $G_c$  – сила тяжести свисающей части канатного полиспада. В большинстве случаев  $G_c \ll G$  и этой силой можно пренебречь. Графическая зависимость  $P_{dc}(t)$  приведена на рис. 2а.

Скорость выборки слабины каната  $v_n(t)$  до достижения её допустимого значения  $v_c$ :

$$v_n(t) = \begin{cases} \int_0^t a_c(t) dt & \text{для } v_n(t) < v_c. \\ v_c & \text{для } v_n(t) > v_c. \end{cases} \quad (12)$$

График выборки слабины канатов показан на рис. 2б. Время выборки  $t_L$  слабины канатов с прогибом длиной  $L$  определяется с учётом (11) из соотношения:

$$\int_0^{t_L} v_n(t) dt = L. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) при допустимой скорости  $v_c=0.2$  м/с и прогиба канатов  $L=0.1$  м даёт значение времени его выборки  $t_L=0.62$  с (см. рис. 2б). Это время является окончанием 1-го этапа движения механизма и определяет начальные условия следующего этапа.

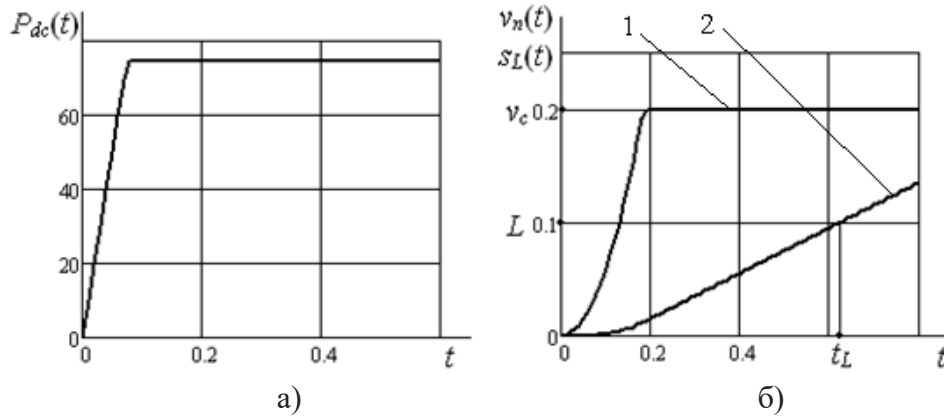


Рис.2. Графики изменения движущего усилия  $P_{dc}(t)$  кН (рис. 2а), 1- скорости  $v_n(t)$  м/с и 2 –длины прогиба  $s_L(t)$  м (рис. 2б) в процессе выборки слабины канатов.

График движущего усилия, приведенного к грузовым канатам на последующих этапах движения механизма показан на рис.3.

На интервале времени  $[0-t_{ng}]$  происходит нарастание движущего усилия до значения статической нагрузки  $G$ . Время  $t_{ng}$  назначалось из условия сохранения значения максимального ускорения (5) при пуске механизма. Это условие сокращает общее время переходного процесса и обеспечивает непрерывность линейной формы нарастания движущего усилия от нуля до максимального пускового значения, что допускает автоматический переход от натяжения канатов до подъема груза (рис. 3).

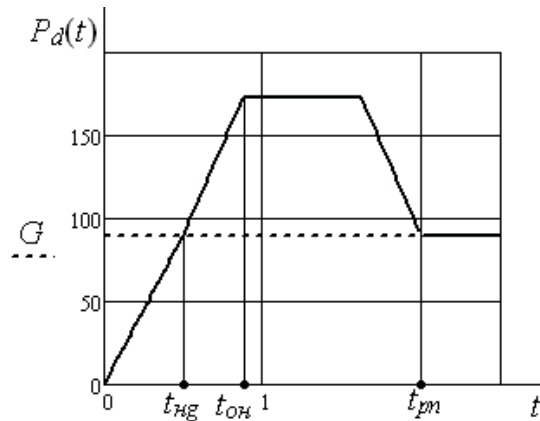


Рис.3. График движущего усилия при подъеме груза после выборки слабины канатов.

Общее время нарастания движущего усилия от 0 до  $maxP_d(t)$  равно  $t_{он} = t_{ng} + t_n$ . На величину  $t_{ng}$  увеличивается также полное время пуска механизма  $t_{пр} = t_{ng} + t_p$ . В условиях примера  $t_{ng} = 0,5$  с, как и в

большинстве других случаев, это увеличение не велико и существенно не влияет на продолжительность рабочего цикла машины.

На интервале  $[t_{ng} < t < t_n]$  выполняется ускорение механизма до номинальной скорости в соответствии с трапецеидальной зависимостью (8) для  $P_{uzb}(t)$ .

*2-й этап. Натяжение канатов до статической нагрузки  $G$ .*

Зависимость движущего усилия на 2-ом этапе:

$$P_{d2}(t) = G \frac{t}{t_{ng}}, \quad (14)$$

где  $t_{ng}$  – время нарастания движущего усилия от нуля до значения статической нагрузки  $G$ .

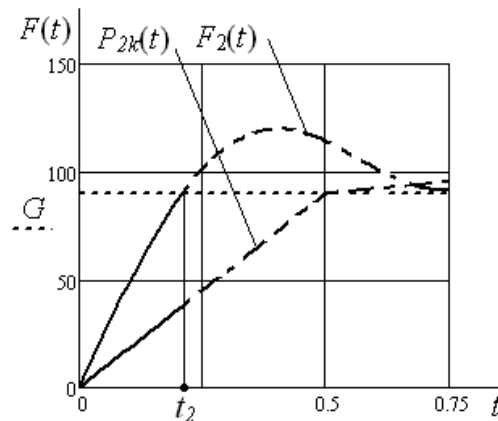


Рис.4. Зависимости нагрузки в канатах  $F_2(t)$  и движущего усилия  $P_{2k}(t)$  на 2-ом этапе движения.

Уравнение движения системы на 2-ом этапе при начальных условиях  $s_2(0) = 0$ ,  $ds_2(0)/dt = v_c$ :

$$s_2(t) = \frac{v_c}{k_2} \sin(k_2 t) + \frac{1}{m_1 k_2} \int_0^t P_2(u) \sin(k_2(t-u)) du. \quad (15)$$

Здесь  $u$  – промежуточная переменная интегрирования;

$k_2 = \sqrt{c/m_1}$  – частота собственных колебаний системы при движении только первой массы.

Зависимости нагрузки в канатах на этом этапе  $F_2(t) = cs_2(t)$  и движущего усилия в механизме  $P_{2k}(t)$  показаны на рис.4.

Очевидно, что момент времени окончания 2-го этапа  $t_2$  определяется уравнением:

$$F_2(t_2) = G, \quad (16)$$

то есть моментом достижения статической нагрузки в канатах.

Применительно к нашим расчётам (см. рис. 4) время  $t_2 = 0,21$  с, то есть достижение нагрузки в канатах статического значения наступает значительно раньше, чем движущего усилия  $P_{2к}(t)$ ,

При  $t > t_2$  в движение приходят обе массы и уравнение (15) становится недействительным.

*3-й этап  $t > t_2$ . В движение приходят обе приведенные массы.*

*3.1. Интервал движения  $[t_2 \div t_{он}]$  - продолжение нарастания движущего усилия до максимального значения  $\max P_d(t)$ .*

На этом участке закон движущего усилия  $P_{31}(t) = P_d(t + t_2)$ .  
Расчётные значения движущего усилия в контрольных точках:

$$P_{31}(0) = 37,8 \text{ кН}, P_{31}(t_{нг}) = 90 \text{ кН} = G, P_{31}(t_{он}) = 172,7 \text{ кН} = \max P_d(t).$$

Начальные условия движения:

$$s_{31}(0) = s_2(t_2); \quad \frac{ds_{31}(0)}{dt} = \frac{ds_2(t_2)}{dt}.$$

Решая уравнение (7) при указанной зависимости  $P_{31}(t)$  и начальных условиях движения находим зависимость нагрузки в канатах  $F_{31}(t)$  на этом этапе.

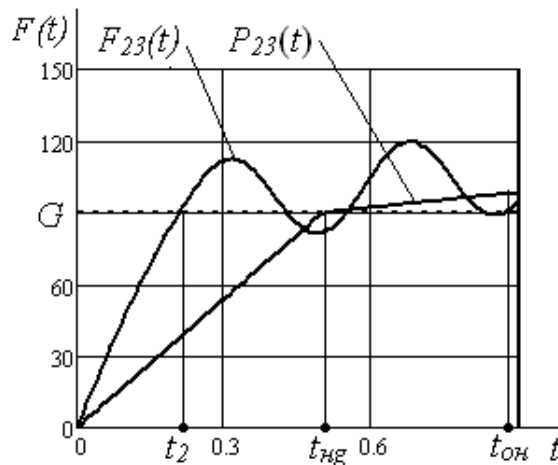


Рис. 5. Зависимость объединённой нагрузки в канатах  $F_{23}(t)$  и движущего усилия  $P_{23}(t)$  на полном интервале его нарастания  $[0 \div t_{он}]$ .

Объединённые зависимости нагрузки в канатах  $F_{23}(t) = F_2(t) + F_{31}(t)$  и движущего усилия  $P_{23}(t)$  на полном интервале его нарастания  $[0 \div t_{он}]$  показаны на рис. 5.

Как следует из дальнейших расчётов, в условиях примера нагрузка в канатах достигает максимума ещё на этапе нарастания пускового усилия.



3.2. Интервал движения [  $t_{он} \div (t_{pn} - t_n)$  ].

Движущее усилие на этом участке постоянно и равно максимальному значению, то есть  $P_{32}(t) = \max P_d(t)$  (см. рис.3). Начальные условия движения:

$$s_{32}(0) = s_{31}(t_{он}); \quad \frac{ds_{32}(0)}{dt} = \frac{ds_{31}(t_{он})}{dt}.$$

Из уравнения (7) для этих начальных данных находим зависимость усилия в канатах  $F_{32}(t)$ .

3.3. Интервал движения [  $(t_{pn} - t_n) \div t_{pn}$  ].

Движущее усилие на этом интервале  $P_{33}(t) = P_d(t + (t_{pn} - t_n))$  снижается до значения  $G$ , скорость груза достигает номинального значения. Начальные условия движения:

$$s_{33}(0) = s_{32}(t_{pn} - t_n); \quad \frac{ds_{33}(0)}{dt} = \frac{ds_{32}(t_{pn} - t_n)}{dt}.$$

Как и раньше на основании решения уравнения (7) находим нагрузку в канатах на этом этапе  $F_{33}(t)$ .

Общая зависимость усилия в канатах  $F_3(t)$  на полном интервале разгона механизма [  $0 \div (t_{pn} - t_n)$  ]:

$$F_3(t) = \begin{cases} F_{32}(t) & \text{если } t_{он} \leq t \leq (t_{pn} - t_n) \\ F_{33}(t - (t_{pn} - t_n)) & \text{если } (t_{pn} - t_n) < t \leq t_{pn} \end{cases} \quad (17)$$

3.4. Интервал установившегося движения [  $t > t_{pn}$  ].

На интервале 3.3 механизм достигает номинальной скорости и на интервале 3.4 наступает установившееся движение. Движущее усилие равно статическому сопротивлению, то есть  $P_{34}(t) = G$ .

Начальные условия движения:

$$s_{34}(0) = s_{33}(t_{pn}); \quad \frac{ds_{34}(0)}{dt} = \frac{ds_{33}(t_{pn})}{dt}.$$

С учётом представленных зависимостей, используя уравнение (7), определяем усилие в канатах на последнем этапе  $F_{34}(t)$ .

Итоговая зависимость усилия в грузовых канатах в период пуска механизма подъёма при трапецеидальном законе изменения избыточного момента  $F_T(t)$ :

$$F_{321}(t) = \begin{cases} F_{23}(t) & \text{если } t \leq t_{он} \\ F_{32}(t - t_{он}) & \text{если } t > t_{он} \end{cases} \quad (18)$$

$$F_T(t) = \begin{cases} F_{331}(t) & \text{если } (t_{pn} - t_n) \leq t \leq t_{pn} \\ F_{34}(t - (t_{pn} - t_n)) & \text{если } t > t_{pn} \end{cases} \quad (19)$$

Общая зависимость натяжения канатов  $F_T(t)$  по формуле (20), включая начало установившегося движения механизма, приведена на рис. 6.

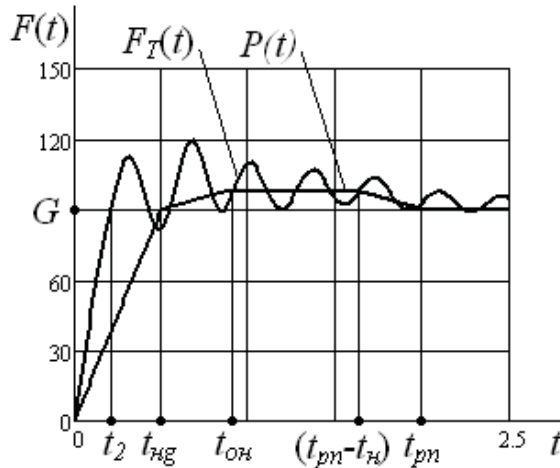


Рис. 6. Зависимость натяжения канатов  $F_T(t)$  и движущего усилия  $P(t)$  в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов.

Графическая зависимость усилия в канатах и движущего усилия на рассматриваемом участке движения (19), то есть на полном интервале разгона механизма ( $0 \div t_{pn}$ ) приведена на рис. 6.

*Примечание:* На рисунках 6 и далее 7 с целью выделения максимального значения нагрузки в канатах сразу после его появления условно введен коэффициент демпфирования колебаний. Этот коэффициент не может влиять на значение максимума.

В крановых механизмах подъёма приведенная масса привода иногда в сотни раз превосходит приведенную массу груза. Поэтому пусковое усилие двигателя даже в современных системах привода в значительной мере затрачивается на ускорение масс элементов привода. В частности в нашем примере на первой массе  $\max P_d(t) = 172,7$  кН. На второй массе это усилие существенно меньше,  $\max P(t) = G + m_2 \max a_I(t) = 98$  кН, (см. рис.6).

Максимальная нагрузка канатов  $\max F_T(t) = 120$  кН (см. рис.6). При весе груза  $G = 90$  кН общий коэффициент динамичности нагрузки в канатах  $k_d = \max F_T(t) / G = 1,34$ .

**В.** Косинусоидальный закон изменения ускорения при пуске механизма (рис. 1, кривая 2 –  $a_2(t)$ ).

Для оценки влияния закона управления на коэффициент динамичности при подъёме груза с начальной слабиной каната рассмотрен второй вариант закона изменения ускорения: «косинусоида» (рис.1, кривая 2). При этом исходные данные, уравнения движения и алгоритм расчётов остались теми же, что и в предыдущем случае. Результат расчётов в форме зависимостей натяжения канатов  $F_k(t)$  и движущего усилия  $P(t)$  в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов представлены на рис.7.

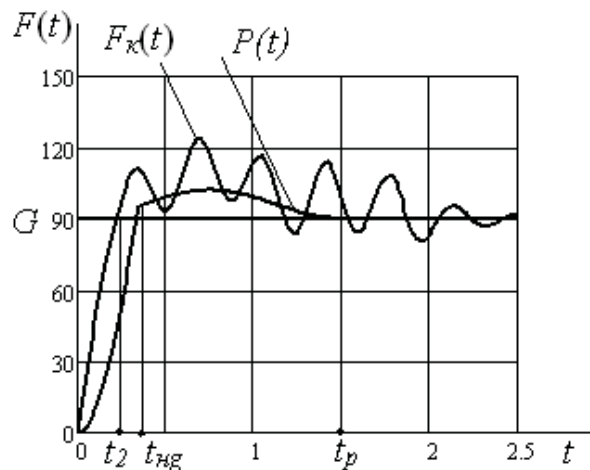


Рис.7. Зависимость натяжения канатов  $F_k(t)$  и движущего усилия  $P(t)$  в процессе пуска механизма подъёма после выборки слабины канатов.

Как и в предыдущем случае здесь натяжение канатов достигает максимума  $\max F_k(t)=123.7$  кН во 2-ом периоде. Общий коэффициент динамичности нагрузки в канатах  $k_{\partial k}=1.37$ .

Таблица 1.

Результаты расчётов коэффициентов динамичности при разных предельных скоростях выборки слабины канатов  $v_c$  м/с.

$v_c$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
$k_{\partial T}$	1.23	1.34	1.56	1.75	1.9
$k_{\partial K}$	1.4	1.37	1.56	1.75	1.92

В табл. 1 приведены результаты расчётов при прежних условиях примера коэффициентов динамичности для различных значениях

предельной скорости выборки слабины канатов  $v_c$  при трапецеидальном ( $k_{dT}$ ) и косинусоидальном ( $k_{dK}$ ) законах управления.

Как следует из приведенных в табл.1 результатов коэффициенты динамичности при разных значениях предельной скорости выборки слабины канатов достаточно близкие для обоих вариантов расчёта, то есть по этому показателю рассмотренные законы управления можно считать равноценными.

При расчёте рассматриваемой нами машины предусматривался коэффициент динамичности  $k_d=1,4$ . Следовательно, допускаемая скорость выборки слабины канатов не должна превышать  $0,2$  м/с.

### Выводы

1. Предложена универсальная для возможных законов управления при пуске крановых механизмов подъёма программа моделирования динамических нагрузок в упругих связях, в том числе при наличии первичной слабины грузовых канатов.

2. Полученные результаты дают возможность прогнозировать значения коэффициентов динамичности в упругих связях механизмов в процессе их проектирования, а также оптимальной, в части динамических нагрузок механизмов, настройки систем управления приводами бесступенчатого регулирования скорости.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. – М: Машиностроение, 1965. – 463 с.
2. Герасимьяк Р. П., В. В. Субботин. Улучшение качества переходных процессов при выборе зазора в электромеханических системах // Электротехнические и компьютерные системы. – К.: Техника. – № 10 (86). – 2013.
3. Зубко Н.Ф. Квазиоптимальное управление динамической системой с нестабильными параметрами. Сб. «Системы и средства поддержки решений в процессах управления на транспорте». Институт кибернетики имени В.М. Глушкова АН Украины. – Киев, 1993.
4. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. – 332 с.
5. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – Киев-Москва: МАШГИЗ, 1969. – 267 с.