

И. Ф. Гончаревич, д-р техн. наук, проф.; **Д. А. Кабычкин**
 ГОУ ВПО «МОСКОВСКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ
 ВОДНОГО ТРАНСПОРТА»
 Москва, Россия

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЦЕПНОГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ПОРТОВОГО ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КОМПЛЕКСА ТИПА «КРАТЦЕР» С ЦЕЛЮ ВЫБОРА ЭФФЕКТИВНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ И РАЗРАБОТКИ МЕТОДА ПРОЧНОСТНОГО РАСЧЁТА СИЛОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В УСЛОВИЯХ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Рассматриваются подходы по разработке методов расчёта динамических нагрузок в скребковом рабочем органе перегрузочного комплекса типа «Кратцер» с целью выбора оптимальных режимов его работы.

Цепь со скребками движется на рабочем участке сверху вниз, обрабатывая штабели с насыпным грузом. Скребки цепи соскребают груз со штабеля. Такой режим работы разгрузчика обуславливает небольшие энергозатраты вследствие использования силы тяжести перемещаемых грузов. Однако для создания условий широкого применения этой прогрессивной техники необходимо решить ряд свойственных ее проблем. Одной из таких проблем является захват слежавшихся грузов. При перегрузке таких грузов увеличиваются нагрузки на рабочий орган, затрудняется их захват. Вследствие этого снижается эксплуатационная производительность агрегата, и происходят поломки скребков и других элементов машины.

В традиционном скребковом конвейере со звездочками присутствует неравномерность хода цепи при установившемся режиме, обусловленная тем, что скорость цепи зависит от угла поворота звездочки. Однако эти пульсации совершенно недостаточны для разрушения штабеля. Применительно к рассматриваемому комплексу это возможно с применением активного рабочего органа рыхления штабеля. В трансмиссию входит импульсный инерционный механизм, сообщающий цепи поступательное движение с наложением продольных колебаний. Благодаря теоретическому методу было составлено уравнение, позволяющее оценить такой подход и рассмотреть динамику рабочего органа в движении:

$$\left\{ \begin{array}{l} m \cdot \ddot{x}_1 + c \cdot (x_1 - x_2) + k \cdot (x_1 - x_2) = -\mu \operatorname{sign}(\dot{x}_1) + (v + A \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t) - x_1) \cdot c + (v \cdot t + A \cos(\omega \cdot t) - \Delta \cdot \sin(\omega \cdot t)) - x_1) \cdot k \\ m \cdot \ddot{x}_2 - c \cdot (x_1 - x_2) + k \cdot (x_1 - x_2) + c \cdot (x_2 - x_3) + k \cdot (x_2 - x_3) = -\mu \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_2) k l y_2 \\ m \cdot \ddot{x}_3 - c \cdot (x_2 - x_3) + k \cdot (x_2 - x_3) + c \cdot (x_3 - x_4) + k \cdot (x_3 - x_4) = -\mu \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_3) k l y_3 \\ m \cdot \ddot{x}_4 - c \cdot (x_3 - x_4) + k \cdot (x_3 - x_4) + c \cdot (x_4 - x_5) + k \cdot (x_4 - x_5) = -\mu \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_4) k l y_4 \\ m \cdot \ddot{x}_5 - c \cdot (x_4 - x_5) + k \cdot (x_4 - x_5) = -\mu \cdot \operatorname{sign}(\dot{x}_5) k l y_5 - P \end{array} \right.$$

Из решения полученного уравнения действительно можем убедиться, что цепь движется с продольными колебаниями (рис.1). Также составлено уравнение силы действующей в цепи:

$$F = n \cdot \dot{x}_1 + \mu \cdot N \cdot \text{sign}(\dot{x}_1),$$

где n – коэффициент вязких сопротивлений; μ – коэффициент трения; N – прижатые цепи к штабелю; F_{max} – усилие в цепи; P – натяжение цепи

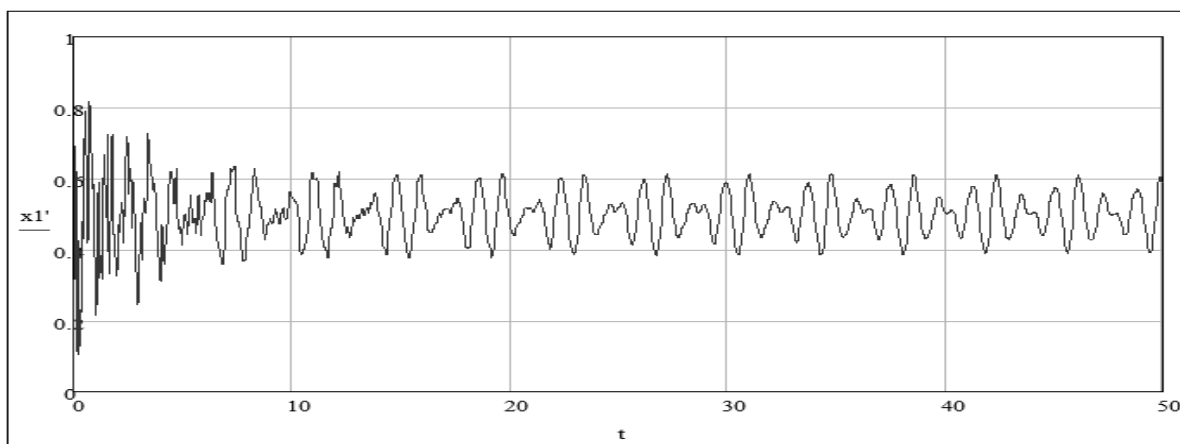


Рис. 1. График скорости рабочего органа от времени

Из решения этого уравнения также можно увидеть характеристику сил действующих на штабель. Путем дополнительных пульсаций и сил слезавшийся штабель разрушается (рис.2).

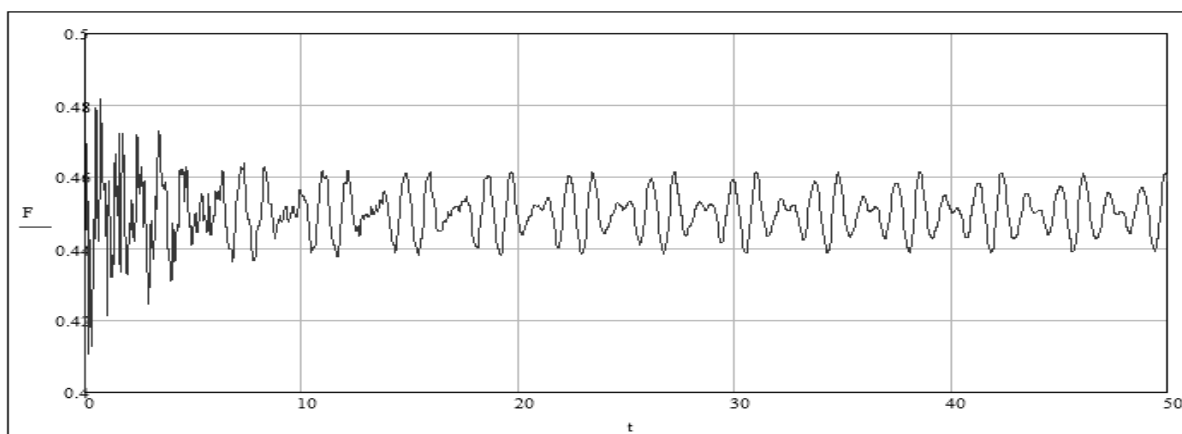


Рис. 2. График зависимости усилия в цепи от времени

Присутствует в этой проблеме разработки адаптированного метода расчёта ещё одно важное обстоятельство, которое не учитывается ни одним из общепринятых методов расчёта. Дело в том, что вибрации цепи, возбуждаемые как стандартным приводом, так и специальным с наложением принудительных колебаний, изменяют эффективный коэффициент трения скребков о штабель.

Все эти обстоятельства должны учитываться при проектировании скребково-цепных рабочих органов перегрузочных портовых комплексов рассматриваемого типа. В разработанном методе расчета теоретически (рис.3), путем получения зависимости:

$$\mu_v = \frac{\mu}{1 + \left(x_1 \cdot \frac{\omega}{g}\right)^2}$$

а так же на основе обобщения имеющихся экспериментальных и опытных данных (рис.4) о влиянии вибрации на величину эффективного коэффициента трения учитывается и это обстоятельство.

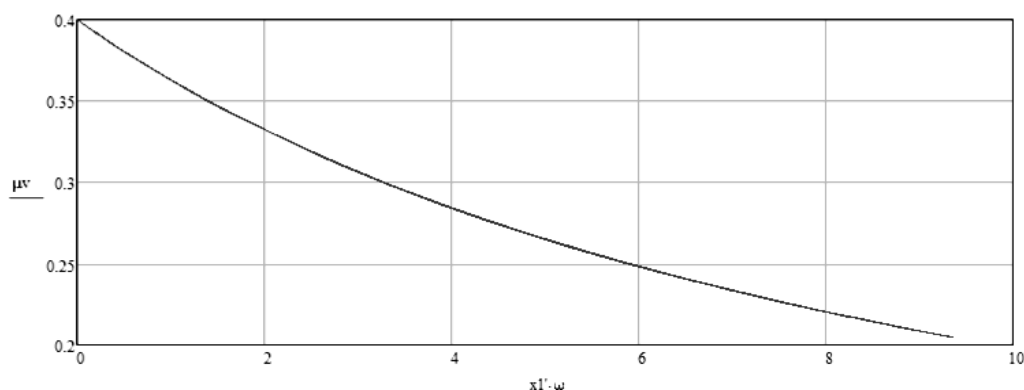


Рис. 3. Теоретически полученная зависимость отношения коэффициента сопротивления μ_v от ускорения

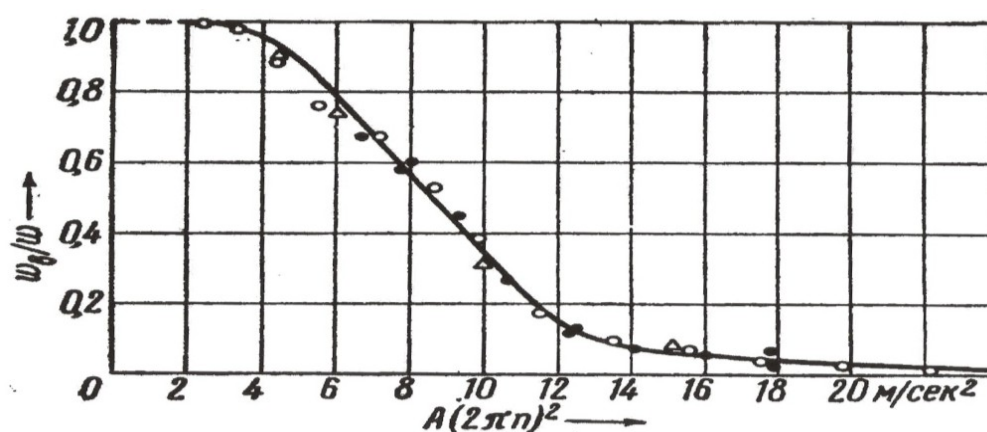


Рис. 4. Экспериментально полученная зависимость отношения коэффициента сопротивления μ_v от ускорения

Эта модернизация привода позволяет при работе конвейера тяговой цепи со скребками совершать продольно-поперечные колебания, которые воздействуют на штабель насыпного груза. Вследствие этого груз разрыхляется и легче захватывается скребками. Вибрация скребковой цепи способствует также предотвращению забивания кожуха конвейера перемещаемыми грузами и уменьшает износ скребков абразивными материалами.