

Определение динамических усилий при ударном нагружении исполнительного механизма укладчика

В Продовольственной программе СССР поставлена задача увеличения объема выпуска пищевых продуктов. Решение этой задачи ведется в основном за счет реконструкции и увеличения мощности оборудования действующих предприятий. Обоснованный выбор конструктивных решений машин при максимальной экономии металла, возможно лишь при использовании современных теорий расчета.

Это необходимо для устранения воздействий, препятствующих нормальной эксплуатации, обусловленных динамическими нагрузками. К высокопроизводительному оборудованию относятся и создаваемые в настоящее время устройства для укладки бутылок в контейнеры. В соответствии с производительностью линий розлива этот показатель для укладчиков составляет $6000 \div 18000$ бутылок в час. Характер работы у большинства укладчиков предусматривает ударное нагружение рабочих органов при съеме сформированного слоя бутылок, укладке его в тару.

Разрыв кинематической связи и образование зазора предусмотрено конструктивным решением устройства для укладки стеклотары в транспортную тару.

Для выполнения прочностных расчетов соударяющихся деталей и уменьшения нагрузок ударного взаимодействия необходима разработка методик, описывающих такие процессы.

Физическая модель укладчика бутылок представлена в виде двухмассовой системы (рис.1), где m_1 - приведенная масса составных элементов привода, am_2 - приведенная масса рабочего органа. Приведенная жесткость элементов привода и исполнительного механизма обозначена - C_{12} . Принимается, что скорость V_1 , с которой перемещается ведущая масса m_1 ,

не изменяется при ударном нагружении. В укладчике ОЗП-18 Киевского технологического института пищевой промышленности массы m_1 и m_2 имеют встречное движение.

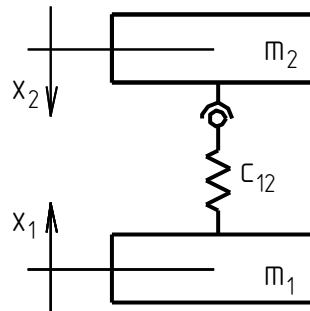


Рис.1. Расчетная модель ударного нагружения укладчика

Процесс встречного соударения имеет два этапа. Сначала происходит сближение контактирующих масс до момента, когда скорость перемещения ведомой массы m_2 – не станет равной нулю.

Уравнение движения для этого этапа записывается в виде

$$m_2 \ddot{X}_2 = m_2 - [X_1 - (-X_2)] C_{12}. \quad (1)$$

где: g - ускорение свободного падения; X_1 и X_2 – координаты перемещения ведущей и ведомой масс.

Координата перемещения X_1 определяется выражением

$$X_1 = v_1 t \quad (2)$$

Решение уравнения (1) при начальных условиях

$$t_0 = 0; (X_2)_0 = 0; (\dot{X}_2)_0 = -v_2; (X_1)_0 = 0; (\dot{X}_1)_0 = v_1 \quad (3)$$

приводит к виду

$$X_2 = (v_1 - v_2) \cos \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \frac{m_2}{c_{12}} g * \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - v_1 t + \frac{m_2}{c_{12}} g, \quad (4)$$

где: v_2 - скорость движения массы m_2 в момент начала ударного взаимодействия.

Дифференцируя зависимость (4) по времени получим скорость движения массы m_2

$$\dot{X}_2 = (v_1 - v_2) \cos \sqrt{\frac{m_2}{c_{12}}} t + \frac{m_2}{c_{12}} g * \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - v_1, \quad (5)$$

Время окончания первого этапа определится из условия, что $\dot{X}_2 = 0$.

Тогда, решая выражение (5) можно получить

$$t_{1ЭТ} = \frac{\arctg \left[\frac{g(v_1 - v_2) \sqrt{c_{12} m_2} \pm \sqrt{v_1^3 c_{12}^3 (2v_1 - v_2) + m_2 v_1^2 c_{12} g^2}}{g^2 m_2 - c_{12} v_1^2} \right]}{\sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}}, \quad (6)$$

На втором этапе уравнение движения ведомой массы имеет вид

$$m_2 \ddot{X}_2 = (X_1 - X_2) c_{12} - m_2 g \quad (7)$$

Начальные условия второго этапа записываются в виде

$$t_0 = 0; (X_1)_0 = v_1 t_{1ЭТ}; (X_2)_0 = (-X_2)_{1ЭТ}; (\dot{X}_1)_0 = v_1; (\dot{X}_2)_0 = 0 \quad (8)$$

где: $(X_2)_{1ЭТ}$ —расстояние, которое пройдет ведомая масса m_2 на втором этапе за время $t_{1ЭТ}$ с начала контакта.

Зависимость изменения перемещения массы m_2 на втором этапе получим, решая (7)

$$X_2 = -v_1 \left[\frac{m_2}{c_{12}} * \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + \left(\frac{m_2}{c_{12}} g - (X_2)_{1ЭТ} \right) - \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t + v_1 t - \frac{m_2}{c_{12}} g \right], \quad (9)$$

Уравнение изменения ускорения приводит к виду

$$\ddot{X}_2 = v_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t - \left(\frac{m_2}{c_{12}} g - (X_2)_{1ЭТ} \right) \frac{c_{12}}{m_2} \sin \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t. \quad (10)$$

При оценке влияния удара необходимо исключить возможность отскока ведомой массы m_2 и последующего повторного удара. Для этого достаточно выполнения условия

$$\ddot{X}_2 \leq g. \quad (11)$$

Для определения соотношений параметров, при которых справедливо условие (11), воспользуемся уравнением (10).

Максимальное значение ускорения ведомой массы на втором этапе будет тогда, когда

$$\cos \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} t = 1 \quad (12)$$

и равно

$$\ddot{X}_{2max} = v_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}}, \quad (13)$$

Тогда можно утверждать, что для выполнения условия (12) достаточно, чтобы соотношению параметров удовлетворяло неравенство

$$v_1 \sqrt{\frac{c_{12}}{m_2}} \leq g \quad (14)$$

Так как часто скорость движения рабочего органа устройства определяется исходя из заданной производительности, а ведомая масса m_2 равна массе рабочего органа также однозначно обусловлено весом укладываемого груза и размерами контейнера, то, преобразуя (14) в виду

$$c_{12} \leq \frac{g^2}{v_1^2} * m_2, \quad (15)$$

получим зависимость для определения допускаемой приведенной жесткости частей привода укладчика. Если для рассчитываемой конструкции неравенство (15) не выполняется, то в систему необходимо вводить дополнительные упругие элементы, например, демпфирующие устройства.

Нагрузка, возникающая в упругих элементах при ударном нагружении рабочего органа для первого этапа определится по выражению

$$P_1 = (v_1 - v_2)\sqrt{C_{12}m_2} * \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t - gm_2 \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + m_2g, \quad (16)$$

И на втором этапе соударения масс уравнением

$$P_2 = v_1\sqrt{C_{12}m_2} \cos \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t - (gm_2 - C_{12}(X_2)_{1ЭТ}) \sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t + m_2g, \quad (17)$$

При этом, максимальное значение возникающих при ударе усилий для

первого этапа будет при $\sin \sqrt{\frac{C_{12}}{m_2}} t = L$ (18)

и равна

$$P_{1\max} = (v_1 - v_2)\sqrt{C_{12}m_2} + m_2g, \quad (19)$$

а для второго этапа определяется по формуле

$$P_{2\max} = v_1\sqrt{C_{12}m_2} + m_2g \quad (20)$$

Анализируя уравнения (19) и (20) можно сделать вывод, что для прочностных расчетов необходимо пользоваться значением максимальной нагрузки, полученной по формуле (19).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ:

1. Разработанная расчётная модель в виде двухмассовой системы описывает встречное ударное нагружение рабочего органа укладчика и может быть использована для других случаев, которые можно привести к этой модели.

2. Для оценки ударного напряжения контактирующих масс определены соотношения параметров (m_2 ; v_2 ; C_{12}) при которых исключается образование зазора и повторный удар.

3. Выведены зависимости изменения динамического усилия в упругом элементе при ударе, определена максимальная величина нагрузки, необходимая для расчета соударяющихся элементов на прочность.

Выведенные формулы и соотношения были использованы при разработке устройства 03П-18 для горизонтальной укладки бутылок в контейнеры РЗ-

ВТС-140, которое внедрено и эксплуатируется на Березовском заводе минеральных вод, а также при проектном расчете создаваемого универсального устройства для вертикальной укладки бутылок в тару-оборудование.