

Травесы для биг-бэгов удобны при подготовке мягких контейнеров к транспортировке, а также перегрузки контейнеров в борт автомобиля.

Вилочный захват (рисунок 10) применяют для транспортировки и штабелирования штучных грузов, грузов на поддонах, в контейнерах или в специальной таре.

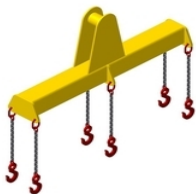


Рисунок 9 – Травеса линейная для биг-бэгов (подъем за центр)



Рисунок 10 – Вилочный захват

Сменные грузозахватные приспособления позволяют значительно расширить сферу применения погрузчиков, повысить эффективность их использования и полностью механизировать погрузку и выгрузку большинства массовых штучных, тарных и сыпучих грузов. Все приспособления – навесные и при замене не требуют изменений в конструкции машин.

Список использованных источников

1. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.

УДК 621.825

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА МУФТЫ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ВАЛОВ

Студент – Лакутя С.М., 5 мот, 3 курс, ФТС

Научный

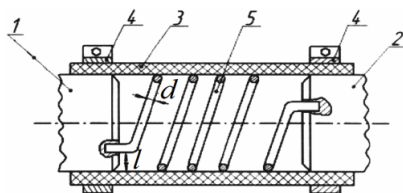
руководитель – Романюк Н.Н., к.т.н., доцент

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», г. Минск, Республика Беларусь

Основным назначением муфт, применяемых в машиностроении, является соединение валов или других деталей машин для передачи вращательного движения.

На рисунке 1 представлена оригинальная конструкция муфты для соединения валов [1].

При вращении вала 1 и передаче с него крутящего момента, нагрузка передается на гибкую цилиндрическую деталь 3 и далее на другой соединяемый вал 2. При этом материал гибкой цилиндрической детали 3 испытывает напряжения кручения, а сама деталь 3 закручивается и прогибается. Пружина сжатия 5 служит для предотвращения потери устойчивости гибкой цилиндрической детали 3, удерживая ее в горизонтальном положении и, закручиваясь, воспринимает часть передаваемого ею крутящего момента, тем самым повышая нагрузочную способность муфты, а гибкость цилиндрической детали 3 и пружины сжатия 5 позволяет ликвидировать погрешности расположения валов 1 и 2.



- 1, 2 – вал, 3 – гибкая цилиндрическая деталь,
 4 – элементы для закрепления гибкой цилиндрической детали,
 5 – пружина сжатия

Рисунок 1 – Муфта для соединения валов

Пружины 5 обычно изготавливают закрытой навивкой, обеспечивающей прижатие соседних витков: $F_0 = (1/4, 1/3)F_{lim}$ – предельная нагрузка, при которой напряжение близко к пределу упругости. Пружины диаметром D снабжают прицепами, простейший вариант которых показан на рисунке 2.

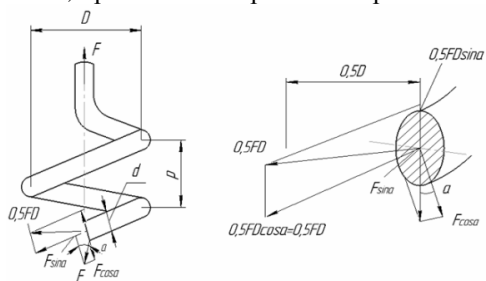


Рисунок 2 – К расчету пружины

Длина недеформированной пружины вместе с прицепами обозначается H_0 . При диаметре проволоки $d > 3$ мм рекомендуется применять закладные прицепы, вставленные в конические концевые участки цилиндрической пружины, или устанавливать пружины на винтовых пробках с крючками.

Определим деформацию и напряжения цилиндрической пружины круглого сечения. На любое поперечное сечение со стороны отброшенной части пружины действуют усилия F и момент, равный $0,5FD$. Перемещения в направлении оси пружины, вызванные составляющими усилия $F\cos\alpha$, $F\sin\alpha$ и момента $0,5DF\sin\alpha$, незначительны в сравнении с деформацией, обусловленной моментом $T = 0,5DF\cos\alpha \approx 0,5FD$, и в дальнейшем не учитываются. Для определения деформации пружины l воспользуемся формулой

$$l = \int_0^l \frac{FD^2 dz}{4GJ_p} = \frac{8D^3 Fn}{Gd^4} = \frac{F}{C} = \frac{Fn}{C_1}, \quad (1)$$

где G – модуль упругости стали пружины;

J_p – осевой момент инерции площади сечения проволоки;

n – число витков;

C и C_1 – соответственно жесткость всей пружины и жесткость одного витка:

$$C = Gd^4 / (8D^3 n), \quad C_1 = Cn = Gd^4 / (8D^3), \quad (2)$$

Наибольшее напряжение кручения возникает на внутренних волокнах сечения:

$$t_{\max} = kT / W_p = 8kFD / (pd^3) \text{ [т]}, \quad (3)$$

где W_p – полярный момент сопротивления сечения проволоки;

k – поправочный коэффициент, учитывающий кривизну бруса:

$$k \gg 1 + 1,45/c. \quad (4)$$

На рисунке 3 представлен расчет цилиндрической пружины сжатия.

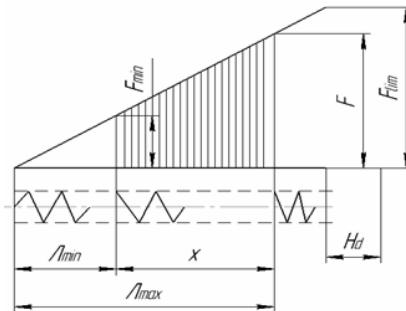


Рисунок 3 – К расчету цилиндрической пружины сжатия

Заметив, что $D = cd$, из выражения 3 получим формулу для определения диаметра проволоки.

$$d = 1,6\sqrt{(c + 1,45)F_{\max} / [t]}. \quad (5)$$

При упругом перемещении пружины x , если нагрузка изменяется от начальной F_{\min} до конечной F_{\max} , длина пружины изменяется от H_{\min} до H_{\max} . Если этим нагрузкам соответствуют деформации l_{\min} и l_{\max} , то на основании формулы (1) имеем

$$x = l_{\max} - l_{\min} = (F_{\max} - F_{\min})n / C_1,$$

отсюда необходимое рабочее число витков

$$n = xC_1 / (F_{\max} - F_{\min}). \quad (6)$$

Величину n округляют до целого числа, если $n \geq 20$, и до полувитка при $n < 20$.

Длина пружины сжатия при касании витков

$$H_d = (n_0 - 0,5)d,$$

где $n_0 = n \pm (1,5, 2)$ – полное число витков; слагаемым (1,5, 2) учитываются поджатые витки.

Длина ненагруженной пружины сжатия

$$H = H_d + (p - d)n,$$

шаг ее p при $F = 0$

$$p = d + (1,1, 1,2)l_{\max} / n.$$

Список использованных источников

1. Муфта для соединения валов / Н.Н. Романюк [и др.] // Изобретатель. – 2016. – №1. – С. 2–3.

УДК 331.45

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ И ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

*Магистранты – Бардышев А.М., МТС21з, 2 курс, ТТАТ;
Саранкин А.П., МТС21з, 2 курс, ТТАТ;
Шпагин В.В., МТС21з, 2 курс, ТТАТ*

*Научный
руководитель – Милованов А.В., к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО «Тамбовский государственный технический
университет», г. Тамбов, Российская Федерация*

Аннотация. При проектировании и эксплуатации фазового перехода, используемых по энергетическому назначению и на транспорте, возникает потребность в формировании системы показателей для оценки их конструктивных особенностей и их эффективности. Разработанная система