



ISSN 0409-2961

БЕЗОПАСНОСТЬ

ТРУДА В ПРОМЫШЛЕННОСТИ 12.2009

Ежемесячный массовый научно-производственный журнал широкого профиля

от БЕРГ-КОМЕТНИ

290 лет



до РОСТЕХНАДЗОРА

УДК 621.974:621.73.06

© Ю.В. Иванов, 2009

АНАЛИЗ ВИБРОАКТИВНОСТИ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТ ПО СНИЖЕНИЮ ВИБРАЦИЙ ЛИСТОШТАМПОВОЧНЫХ ПРЕССОВ В КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВЫХ ЦЕХАХ



Ю.В. Иванов,
канд. техн. наук,
зав. кафедрой
(Удмуртский государственный университет, г. Ижевск)

The paper gives findings of research of vibrations in press shops, presents structural drawing of vibration-isolating unit of sheet-metal press. Justification is given to partial frequency of the structure conditioned by safe labor conditions assurance. It tells about obtained vibration parameters of vibration-isolating units of sheet-metal presses within limitations of sanitary norms at long-term and efficient operation.

Ключевые слова: прессовое оборудование, виброизоляция, пневмоамортизаторы.

Кузнечно-прессовое оборудование составляет основу заготовительной базы машиностроения. Многообразие конструктивных исполнений данных машин предопределяет их применение на различных производствах и размещение на различных участках производственных площадей. Наиболее многочисленную группу составляет прессовое оборудование, используемое для деформации листовых заготовок в листоштамповочных цехах. В ряде случаев производственная необходимость требует его размещения на межэтажных перекрытиях для выполнения формообразующих и разделительных операций с листовыми заготовками, что при использовании существующих фундаментов весьма затруднительно. Традиционный недостаток данных машин — повышенный уровень генерируемых вибраций, которые негативно сказываются на здоровье персонала и состоянии элементов конструкций производственных зданий.

Исследования, проведенные в листоштамповочных цехах, показали, что вибрации, генерируемые прессовым оборудованием, представляют собой неустановившиеся импульсные колебания. Особенно высокий уровень вибраций возникает при выполнении на прессе разделительных операций. Параметры вибраций следующие: виброперемещения фундамента достигают 0,8 мм, виброскорости — 10 мм/с. Уровень вибраций на рабочем месте оператора превышает нормируемые значения в 2–4 раза. Спектральные составляющие возбуждаемых вибраций размещены в интервале ча-

стот 8–20 Гц. Кроме того, возможны частые совпадения частотных составляющих генерируемых вибраций с парциальными частотами элементов производственных зданий (8–12 Гц), что приводит к резонирующим явлениям в межэтажных перекрытиях конструкции зданий и прогрессирующему разрушению последних.

В настоящее время для виброизоляции прессового оборудования используются виброизолирующие опоры ОВ-30; ОВ-31 [1]. Имея парциальные частоты в интервале 10–15 Гц, они выполняют эффективную защиту от вибраций с интервалом частот 14–30 Гц и более. Вибрации с интервалом частот 8–10 Гц и менее амортизаторы пропускают без ослабления, что не устраняет появление резонансных колебаний элементов межэтажных перекрытий.

Для нормализации параметров вибрации и защиты персонала следует учитывать возможности и резервы человеческого организма, его адаптацию к определенному негативному уровню вибраций и технические возможности амортизаторов виброизолирующей установки. Принимая во внимание величины парциальных частот элементов межэтажных перекрытий, для создания эффективной виброизоляции следует использовать амортизаторы, обеспечивающие наиболее низкие собственные частоты виброизолирующей установки. Наиболее низкочастотными являются пневматические амортизаторы [2], которые позволяют получить собственные частоты машин около 2–4 Гц.

Разработаны и прошли апробацию на производстве конструкции виброизолирующих установок листоштамповочных прессов с использованием пневматических амортизаторов. Конструктивная схе-

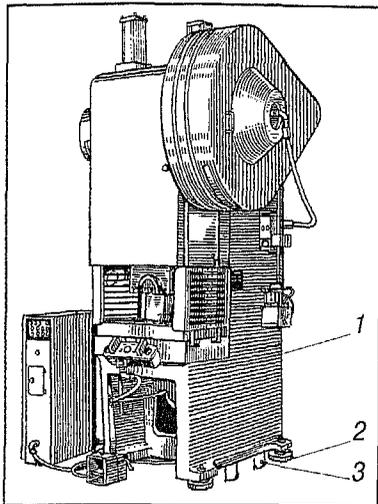


Рис. 1. Конструктивная схема виброизолирующей установки листоштамповочного пресса:

1 — станина пресса; 2 — пневмоамортизаторы; 3 — опоры

ма виброизолирующей установки листоштамповочного пресса представлена на рис. 1. Применение пневматических амортизаторов мембранного типа, размещенных под станиной пресса, обеспечивает продолжительную работу виброизолирующей установки с высокой степенью виброизоляции. Пневматический амортизатор для виброизоляции прессов представлен на

рис. 2. Разработанные конструкции виброизоляции листоштамповочных прессов проходили апробацию в течение длительного срока (более 10 лет) и оказались весьма эффективными.

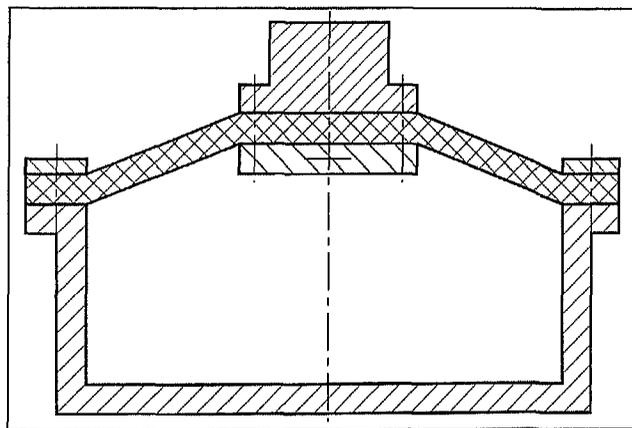


Рис. 2. Пневматический амортизатор для виброизоляции прессов

Работа виброизолирующей установки пресса заключается в следующем. В исходном состоянии станина пресса опирается на жесткие опоры, размещенные в местах крепления фундаментных болтов пресса, обеспечивая неподвижную фиксацию машины. Перед началом работы в пневматические амортизаторы из магистрали подается сжатый воздух. Регулятором давления устанавливается необходимое давление, которое фиксируется запирающим вентилем. Станина пресса, за счет амортизаторов, всплывает над опорами на 15–20 мм. При совершении рабочего хода и выполнении раздели-

тельных операций, станина пресса плавно покачивается на деформирующихся амортизаторах, возвращаясь в первоначальное положение. Раскачка пресса устраняется направляющими штифтами, совмещенными с жесткими опорами, что исключает возможность смещения пресса во время рабочего хода. Вибрации демпфируются внутри системы и на фундамент или межэтажное перекрытие не передаются. За счет низкой парциальной частоты амортизаторов вибрации на рабочем месте оператора пресса не ощутимы.

Определяющий параметр при расчете виброизолирующей системы — выбор необходимой величины жесткости амортизаторов и парциальной частоты колебаний. В нашем случае параметры статической жесткости амортизатора $C_{ст}$ определяют по формуле

$$C_{ст} = p_{и0} S \frac{b}{(b - W)^2}, \tag{1}$$

где $p_{и0}$ — избыточное начальное давление в камере амортизатора; S — эффективная площадь мембраны амортизатора; b — начальная высота пневмоамортизатора; W — статический прогиб мембраны амортизатора.

Статическая осадка пресса $\Delta_{ст}$ на амортизаторах рассчитывается по формуле

$$\Delta_{ст} = \frac{M_{пр} g}{C_{ст} n}, \tag{2}$$

где $M_{пр}$ — масса пресса; g — ускорение свободного падения; n — число амортизаторов.

Динамическая частота колебаний виброизолирующей установки пресса f_d на амортизаторах определяется по формуле

$$f_d = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_{ст} n K_d}{M_{пр}}}, \tag{3}$$

где K_d — коэффициент динамичности пневмоамортизатора.

Зависимость статической осадки пресса усилием 630 кН и его динамической частоты от избыточного давления в пневмоамортизаторах представлена на рис. 3. При этом следует, что пневмоамортизаторы обеспечивают необходимую эффективную парциальную частотную настройку виброизолирующей установки — 2–4 Гц.

Конструктивные параметры виброизолирующей установки следующие: статическая величина всплытия станины пресса 15–20 мм; динамическое смещение машины при совершении рабочих ходов 10–15 мм; время до затухания колебаний 0,5 с; парциальная частота колебаний конструкции 1,5–2 Гц;

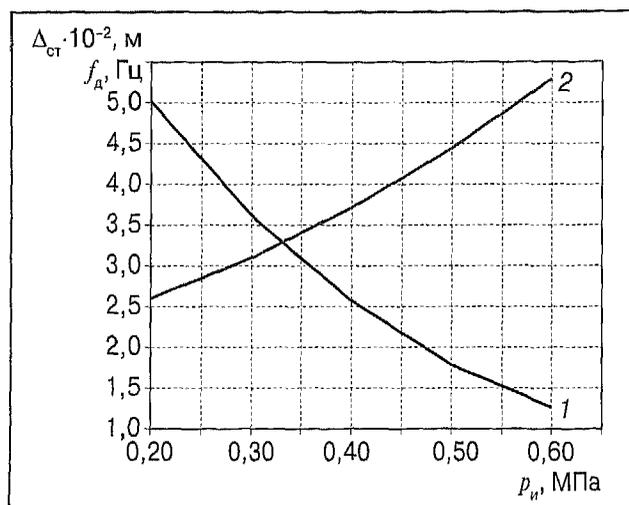


Рис. 3. Зависимость статической осадки пресса и его собственной динамической частоты от давления в пневмоамортизаторах:

1 — статическая осадка пресса; 2 — собственная частота пресса

виброперемещение фундамента 0,08 мм; виброскорость фундамента до 1 мм/с. Замеры действующих вибраций подтвердили эффективность ви-

броизоляции пресса: парциальная частота колебаний виброизолирующей установки снижается в 4–7 раз, амплитуда колебаний фундамента прессы — до 10 раз, виброскорость — до 20 раз.

Эксплуатация виброизолирующих установок листоштамповочных прессов, за счет соответствующей частотной настройки, позволяет снизить генерируемые вибрации до неощутимого уровня и, соответственно, разместить прессовое оборудование на межэтажных перекрытиях. При этом вибрации в источнике удается снизить в 4–6 раз и привести их параметры в соответствие с санитарными нормами. Предложенные конструкции рекомендуются к широкому внедрению в листоштамповочных цехах.

Список литературы

1. Средства защиты в машиностроении. Расчет и проектирование: Справочник / С.В. Белов, А.Ф. Козьяков, О.Ф. Партолин и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 368 с.

2. Грибов М.М. Регулируемые амортизаторы радиоэлектронной аппаратуры. — М.: Сов. радио, 1974. — 144 с.

ivsot@mail.ru

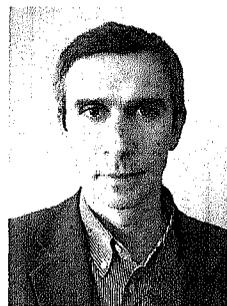
УДК 622.647.2:620.179.1

© А.Н. Воронцов, Д.А. Слесарев, В.Ю. Волоховский, 2009

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНОГО РЕСУРСА СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ



А.Н. Воронцов,
канд. техн. наук,
вед. специалист
отдела



Д.А. Слесарев,
канд. техн. наук,
директор по проек-
тированию
(ООО «Интрон Плюс»)



В.Ю. Волоховский,
канд. техн. наук, ру-
ководитель группы

The article sets forth method of evaluating residual strength and individual resource of steel ropes with use of data of periodic test with magnetic defectoscopy method. The resource is calculated on the basis of strength factor, which is defined by calculating of strength mechanical model of the rope with defects. Input parameters of the models correspond to the measured defects, specifically: disruption of plies' profile in metal and break of wires. The paper gives examples of calculating resource of the straight rope and of the cable operating on a pulley.

Ключевые слова: стальной канат, магнитная дефектоскопия, потеря площади сечения, обрыв проволоки, коэффициент запаса, остаточная прочность, ресурс.

Для стальных несущих канатов, рассматриваемых как эксплуатируемые объекты, в теории надежности вводится понятие индивидуального остаточного ресурса, т.е. срока службы от данного момента времени до достижения предельного состояния [1]. Среди всех источников информации, которые используются для индивидуального прогноза ресурса, выделим данные текущего (опе-

ративно-го) поиска дефектов, которые накапливаются в результате наблюдений и измерений в процессе эксплуатации. Для стальных канатов по-