

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ВИБРАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА БЕТОННЫХ ИЗДЕЛИЙ

Вибрационные машины и стенды широко применяются в различных отраслях техники для осуществления специальных технологий.

В области строительства - это машины для уплотнения грунта, погружения свай, укладки различных бетонных смесей. Особое место среди них занимают вибростолы (рис. 1) со съёмными вибраторами. На этих столах изготавливают изделия повышенной прочности – фигурные элементы мощения (рис. 2) и бордюры различных размеров и составов, в том числе и бетонные [1].



Рис. 1. Вибростол



Рис. 2. Фигурные элементы мощения

Получение качественных изделий зависит от степени уплотнения, а нужная степень уплотнения может быть получена путём вибрации, при которой существенно снижается вязкость раствора. Он приобретает подвижность и заполняет все пустоты в форме.

Для всех видов изделий разработана и проверена на практике технология создания вибраций. Вибраторы приводятся в движение от высокооборотных электродвигателей. Основными деталями вибраторов являются валы с дебалансами, устанавливаемые на подшипниках качения. Передача от двигателя к валам может быть зубчатой или ременной [2].

Для снижения шума элементы зубчатого закрепления в виде шестерен или зубчатых ремней могут изготавливаться из полимеров или эластомеров. Количество валов и шестерен может выбираться из условия технологии для получения определенных параметров колебательного движения [3].

В строительной практике встречается много типов вибростолов, отличающихся параметрами колебаний. Опыт эксплуатации этих вибраторов показывает, что, несмотря на имеющиеся конструктивные различия, все они имеют одни и те же слабые места [2].

Таких слабых мест два. Первое – это ненадёжность резьбовых креплений. Она объясняется именно вибрационной нагрузкой, способствующей самоотвинчиванию. В большинстве случаев самоторможение обеспечивается моментом трения. Вибрация существенно (на порядок) может снизить коэффициент

трения и, соответственно, момент трения.

Известны сотни вариантов стопорения гаек, тем не менее, новые решения продолжают появляться, что говорит об отсутствии надёжного, универсального и экономического варианта стопорения.

Суть любого способа стопорения заключается в том, что должно быть исключено самопроизвольное отвинчивание гаек (поворот их относительно болта).

Во время работы вибратора на гайку действуют несколько нагрузок. Прежде всего, это момент откручивания динамического (вибрационного) происхождения M_d . Этот момент зависит от массы (момента инерции) гайки и её углового ускорения, зависящего от траектории движения. Кроме того, есть ещё момент торможения M_T , который зависит от конструкции резьбового соединения. Естественно, должно выполняться неравенство:

$$M_d < M_T. \quad (1)$$

Все известные способы самоторможения имеют целью обеспечить неравенство (1).

В выражении (1) более консервативной величиной является значение M_d , зависящее от частотномассовых параметров вибратора и гайки. Величина M_T в одном и том же соединении может меняться в широких пределах, что является большим недостатком стандартного резьбового соединения.

Если такое соединение не затянуто или затяжка по какой-то причине исчезла, то отсутствует и осевая сила, приложенная к гайке, а значит, практически отсутствует и момент трения; стопорение такой гайки практически невозможно.

Почему же затяжка гаек со временем исчезает? Есть несколько основных причин. Первая заключается в том, что в ряде соединений (например, в рельсовых креплениях) возможна пластическая деформация болтов. Поскольку упругая деформация болтов очень мала (она составляет десятые доли миллиметра), то при малой пластической деформации, не превышающей имеющуюся упругую, последняя исчезает, момент трения на гайке практически также исчезает, после чего происходит её самоотвинчивание.

Множество решений, в которых присутствуют упругие шайбы (либо упругие элементы другого назначения) растягивают этот процесс во времени, поскольку в этом варианте упругая деформация и энергия упругой шайбы значительно больше. Хотя это и не дает полной гарантии от самоотвинчивания, но надёжность подобного крепления увеличивается. Испытания подобных резьбовых соединений по методу Юнкера [6] подтверждают более высокую надёжность этих соединений при наличии упругих шайб, но не гарантируют полного отсутствия самоотвинчивания. Такой результат не может быть приемлем для вибровозбудителей, для рельсовых креплений и некоторых других машин повышенной опасности.

Возникает вопрос - есть ли такое конструктивное исполнение резьбового соединения, которое может обеспечить полное отсутствие самоотвинчивания? Такие решения есть. Все они основаны на том, что резьбовые соединения становятся неразъемными, другими словами, если вибратор с таким креплением нужно переставить на новый стол (или на новую машину), то старое крепление нужно уничтожить, а новое изготовить и установить.

Такое конструктивное решение (сварка, приклейка, шплинтование и т.д.) сильно усложняет как конструкцию, так и технологию реализации. Экономически такой вариант является высокочрезвычайно затратным и не может применяться при массовом использовании, например, на железной дороге.

Для случая массового производства требуется простое и экономичное решение, основанное на изменяющихся стандартных элементах крепления.

Приемлемым вариантом может быть вариант со стандартными гайкой и болтом, причем в этом соединении нужно обеспечить постоянный и значительный момент трения. Выше отмечалось, что момент трения, который возникает от наличия осевой силы между гайкой и элементом крепления, не годится для этих целей, поскольку не обладает стабильностью. Более предпочтительным следует считать

такой вариант создания момента трения, при котором между болтом и гайкой создается натяг на протяжении всего рабочего участка резьбы (т.е. не зависящий от положения гайки); при этом осевое поджатие гайки не требуется.

Это может быть радиальный натяг. Получит требуемый натяг при изготовлении деталей резьбового соединения затруднительно вследствие жесткости деталей и трудности достижения требуемой точности.

Один из вариантов реализации такого узла изменение схемы нагружения гайки. Стандартная гайка при наличии радиального натяга должна растягиваться, увеличивая диаметр – это очень жесткий вариант нагружения. Этот вариант можно заменить схемой изгиба гайки (более податливой). Для этого достаточно на гайке выполнить разрез в осевом направлении и сжать ее в радиальном направлении, уменьшив размер прорези и, соответственно, ее диаметр. Такая гайка при соединении с болтом преодолевает момент трения, возникающий как следствие радиального натяга. Если такая гайка полностью находится в болте, то момент трения её сохраняется постоянным.

Лабораторные испытания таких гаек в диапазоне М22-М64 показали, что для них разрушающая нагрузка P^* составляет около 60% от прочности неразрезанной гайки. В большинстве случаев такой прочности достаточно для обеспечения требуемого ресурса.

Вариант гайки, предложенный в данной работе для массового производства, отличается простотой и экономичностью, ее резьба имеет на отдельных участках шаг, отличающийся от шага резьбы болта.

Число витков гайки при этом увеличивается или уменьшается. Гайка накручивается на стандартный болт с натягом, который не меняется при изменении ее положения на болте.

Опыты, проведенные на гайках М27 для резьбовых креплений, показали, что максимальный скручивающий момент M_T достигает величины 490 Нм. Такой момент достижим на испытательной машине КМ – 50, которая имеется в лаборатории кафедры «Сопротивления материалов» ГВУЗ «ПГТУ».

Второе уязвимое место - это подшипниковый узел с подшипниками качения. При определенных условиях узел может перегреваться с последующим заклиниванием и разрушением. Кроме того, посадочное место подшипника разбивается из-за пластических деформаций и постоянного увеличения зазора.

Причина увеличения зазора кроется не только в больших нагрузках, привязанных к технологии. Распределение этих нагрузок в зоне контакта внешних колец подшипников с посадочными местами крайне неравномерно из-за повышенной жесткости узла.

При условии повышенной жесткости контактирующих деталей, малых упругих деформациях этих деталей, которые существенно меньше, чем погрешности изготовления контактирующих поверхностей, практически невозможно получить приемлемое распределение контактных напряжений.

У подобных машин есть одна особенность, связанная с возможной амортизацией подшипникового узла. Применять обычные амортизаторы для снижения возникающих нагрузок здесь нельзя, так как изменение нагрузок затрагивает технологию, то есть нагрузки в вибраторах и вибромашинах должны быть консервативными. Для этих машин амортизация должна касаться качественной стороны нагрузок, а именно их распределения в зоне контакта, то есть более равномерного распределения напряжений.

Из практики эксплуатации металлургических машин известно, что можно добиться практически равномерного распределения напряжений в зоне контакта, если туда поместить упругую прокладку (например, изготовленную из конструкционного полиуретана). При этом максимальные напряжения могут быть снижены на порядок. Такая упругая прокладка должна быть названа адаптером, поскольку позволяет приспособить (адаптировать) две поверхности друг к другу.

Выдержат ли адаптеры возникающие в них контактные напряжения? Практика работы таких адаптеров на стане 3000 ПАО «ММК им. Ильича»

показывает, что долговечность адаптеров оказалась очень высокой (24 - 36) месяцев, а цена их составляет всего 2-3% от стоимости подшипникового узла. Замена такой детали в подшипниковом узле не представляет технических трудностей.

В ряде машин упругая прокладка может выполнять функции как буферного устройства, снижая паразитные нагрузки, так и адаптера, распределяя более равномерно контактные напряжения.

Для вибрационных машин функция буферного устройства должна быть запрещена, то есть проектируемый амортизатор должен обладать только свойством адаптера. Возможно ли такое реализовать?

Для реализации этого условия нужно, чтобы деформация упругого элемента после выравнивания напряжений практически не увеличивалась.

Поскольку все полиуретаны, относящиеся к классу эластомеров, являются слабосжимаемыми материалами, то их деформацию легко ограничить; при этом исчезнет и возможность амортизировать имеющиеся паразитные нагрузки.

Одновременно с этим исчезнет и нагрев, поскольку при отсутствии деформаций будет отсутствовать и рассеивание энергии за счет внутреннего трения в эластомере.

Основной задачей подбора адаптера для вибраторов является выбор материала и размеров упругого элемента такими, чтобы не допустить снижения технологических параметров, нарастания температуры в защищаемом узле, и максимально продлить его долговечность.

Увеличение жесткости за счет ограничения силами трения поперечных деформаций можно охарактеризовать так называемым конструктивным модулем E_k [5]:

$$E_k = E_0(1 + \chi\Phi), \quad (2)$$

где E_0 - нормальный модуль упругости материала, полученный при испытании высокого образца;

χ - коэффициент взаимодействия полиуретана со сталью $0 \leq \chi \leq 1,0$. Для случая сухого трения можно принять $\chi = 0,8$ [1];

Φ - коэффициент формы упругого элемента.

$$\Phi = F/F_\delta, \quad (3)$$

где F - площадь поперечного сечения упругого элемента;

F_δ - площадь свободной боковой поверхности упругого элемента.

Для кольцевого элемента можно приближенно принять

$$F = D \cdot b \text{ и } F_\delta = 2 \cdot b \cdot \delta, \quad (4)$$

где D , b , δ - внешний диаметр подшипника, ширина и толщина упругой прокладки.

Известно, что объёмный модуль упругости K для всего класса эластомеров составляет $K \approx 3000$ МПа [1].

Приравняв конструктивный модуль объёмному, то есть максимально возможному модулю, можно найти геометрические размеры адаптера.

$$E_0(1 + \chi\Phi) = 3000,$$

откуда можно получить

$$\Phi = \sqrt{\frac{3000 - E_0}{E_0 \cdot \chi}}. \quad (5)$$

Задавшись значением E_0 и χ , можно получить требуемое минимальное значение Φ , а приняв D , b - можно получить требуемую толщину адаптера δ . Так, для полиуретана - adipren L100 с $E_0 = 25$ МПа и для сухого трения полиуретана по стали ($\chi = 0,8$) получим минимально требуемый коэффициент формы $\Phi = 15,5$.

С учетом значений $D = 40$ мм получим $\delta = D / 2\Phi = 40 / 2 \cdot 15,5 = 1,2$ мм.

ВЫВОДЫ

1. Выполнен анализ опыта эксплуатации вибрационных машин с определением их слабых узлов, ограничивающих ресурс вибромашин.

2. Наиболее слабыми узлами вибромашин являются:

- а) подшипниковые узлы;
- б) узлы резьбовых креплений.

3. Для повышения долговечности подшипниковых узлов разработаны упругие прокладки – адаптеры, которые равномерно распределяют контактные напряжения. Этим самым исключается разбивание посадочных мест подшипников.

4. Для повышения надёжности резьбовых соединений предложен вариант реконструкции гайки, заключающийся в получении на ней резьбы с переменным шагом. Это обеспечивает постоянство натяга между элементами крепления и постоянство момента трения, препятствующего самоотвинчиванию. Подтверждена возможность испытания подобных гаек в условиях лаборатории кафедры «Сопроотивление материалов».

Перечень ссылок

1. *Бауман В.А., Быховский И.И.* Вибрационные машины и процессы в строительстве / *В.А. Бауман, И.И. Быховский* // М., Высшая школа, 1977. – 547 с.
2. *Бочарова Е.А.* Повышение надёжности подшипниковых узлов вибрационного оборудования для производства бетонных изделий / *Е.А. Бочарова* // *Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць - Маріуполь: ПДТУ, 2011. – Вип.13. – С. 169-171.*
3. *Бочарова Е.А.* Оптимизация режима работы вибростола для формирования бетонных изделий / *Е.А. Бочарова* // *Университетская наука 2011 Тезисы докладов. – Мариуполь: ПГТУ, 2011. – Том №2. – С.142-143.*
4. *Емельяненко Н.Г.* Развитие приводов виброформовочных машин / *Н.Г. Емельяненко, Е.А. Бочарова* // *Университетская наука 2011 Тезисы докладов. – Мариуполь: ПГТУ, 2011. – Том №2. – С.147-148.*
5. *Артюх В.Г.* Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах: монография / *В.Г. Артюх.* – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 244 с.
6. *Артюх Г.В.* Особенности применения эластомеров для снижения динамических нагрузок в металлургических машинах / *Г.В. Артюх* // *Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 1997. – Вип. 2. – С. 55-159.*
7. *Артюх Г.В.* Инженерные проблемы прочности металлургических машин / *В.Г. Артюх* // *Захист металургійних машин від поломок: зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 2003. – Вип. 7. – С. 85-96.*

Рецензент: д.т.н., проф. В.Г. Артюх

Статья поступила 17.11.2013