

Комплексный анализ высокочастотной системы виброисточник-грунт

■ Жюонг Вей, Томас Ф. Филипс, INOVA Geophysical

В данной работе рассматриваются основные факторы, оказывающие неблагоприятное влияние на высокочастотные характеристики вибросейсмических источников при проведении наземной сейсморазведки, а также предлагают некоторые решения на основе анализа каждого компонента вибросейсмических источников

Введение

При проведении сейсмических исследований верхней части разреза или наблюдений ВСП мы имеем дело с высокочастотными сигналами (до 200 Гц), которые возбуждаемыми с помощью вибросейсмических источников. В настоящее время нефтегазовая отрасль проявляет все большую заинтересованность в расширении применения высокочастотных сигналов при проведении сейсморазведочных работ на перспективных площадях с залежами нефти и газа. Возбуждение упругих волн высокочастотного диапазона с помощью вибросейсмических источников и последующая их регистрация являются важнейшими мероприятиями, направленными на обеспечение более достоверного оконтуривания залежей и выделения маломощных пропластков. При обработке данных в диапазоне частот 5-80 Гц, полученных с использованием типовых вибросейсмических источников, наличие фоновых помех от окружающей среды не создает серьезные затруднения. Тем не менее, фоновые помехи в диапазоне частот от 100 Гц до 200 Гц могут стать довольно серьезным препятствием вследствие сильного затухания полезных волн в высокочастотном спектре [1].

В [5] рассматривается принцип действия гидравлического вибратора, разработанного компанией Soposo и предназначенного для создания колебаний с целью возбуждения массивов

упругих волн высокочастотного диапазона. Разработка такого вибросейсмического источника – это попытка обеспечить излучение больших массивов упругих волн в диапазоне частот до 200 Гц. В процессе проектирования конструкции рассматривались многочисленные факторы, оказывающие неблагоприятное влияние на толкающее усилие опорной плиты вибратора, при котором происходит возбуждение высокочастотных сигналов. В рамках данного исследования авторы предприняли попытку обосновать основные принципы конструкции такого вибросейсмического источника. В работе подчеркивается важность правильного расчета массы и жесткости опорной плиты при проектировании вибратора. Особое внимание уделяется недостаткам систем сервоклапанов, связанным с ограниченностью частотного диапазона. Результаты данного исследования были безоговорочно признаны отраслевыми специалистами и используются в отраслевой практике в течение многих лет.

В работе [1] приводятся результаты эксперимента, который проводился с целью обоснования эффективности возбуждения и последующей записи в процессе геологоразведочных работ высокочастотных сигналов, отраженных от целевого горизонта. В своем исследовании Баетен [1] дает подробное описание различных элементов системы, которая применялась в процессе экспериментальных работ, в т.ч. конфигурации

вибросейсмического источника, схемы расстановки приемников и методики обработки данных. Кроме того, в работе представлен подробный анализ программы сейсморазведочных работ. Анализ экспериментальных данных показывает, что в районе исследований сигналы с частотой до 150 Гц можно успешно регистрировать на глубинах до 2000 м. Регистрация сигналов высокочастотного диапазона обеспечивает значительное увеличение разрешающей способности сейсмической записи.

В 2007-2008г Вей [15, 16, 17] наглядно продемонстрировал, что в системе вибросейсмического источника существуют три основных фактора (ограничение давления на подаче, узкий диапазон частот в системе, оборудованной сервоклапанами, и низкая жесткость опорной плиты вибратора), которые неблагоприятно влияют на производительность вибросейсмического источника при возбуждении сигналов высокочастотного диапазона. Кроме того, Вей обосновал положение о том, что усиление жесткости опорной плиты вибратора может привести к уменьшению изгибающих колебаний опорной плиты и увеличению выработки вибратором высокочастотной энергии.

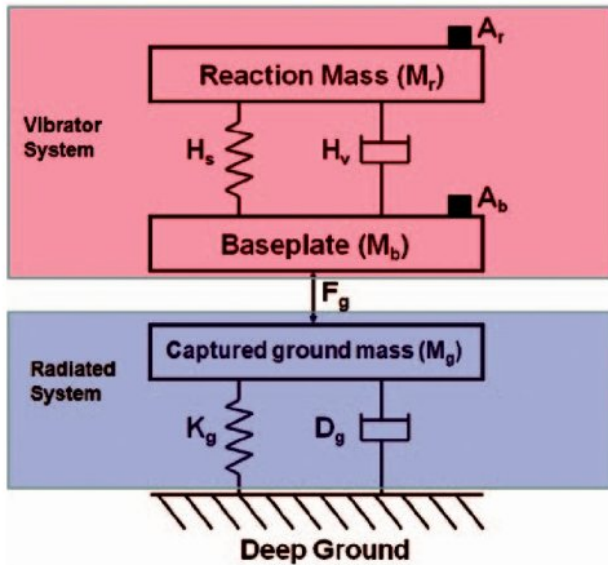
В данной статье рассматриваются новые тенденции в понимании ограничений в области возбуждения сигналов высокочастотного диапазона с помощью вибросейсмических источников. Статья включает пять разделов: (1) Динамическая зависимость между реактивной массой и опорной плитой; (2) Взвешенное суммарное толкающее усилие; (3) Частотный диапазон системы сервоклапанов и регулирование высокочастотного диапазона; (4) Ограниченный диапазон давлений в гидравлической системе; (5) Анализ характеристик излучающей системы или грунта под нагрузкой.

Динамическая зависимость между реактивной массой и опорной плитой

Впервые возможность применения конструкции масса-пружина-амортизатор для создания нагрузки, позволяющей сжимать поверхность упругого тела, была продемонстрирована инженерами в области проектирования и строительства объектов общестроительного назначения. На более поздних этапах модель системы масса-пружина-амортизатор, показанная на Рис. 1, была заимствована для разработки конструкции сейсмовибрационного источника и построения модели грунта, находящегося под нагрузкой [7, 11, 13]. Построение модели выполнялось с учетом двух допущений:

- 1) Реактивная масса и опорная плита представляют собой твердые тела;
- 2) Опорная плита имеет хороший контакт с грунтом, находящимся под нагрузкой.

На рис. 1 в красном квадрате изображена стандартная система вибросейсмического излучателя. В пределах этой системы создается нагрузка, которую называют толкающим усилием опорной плиты вибратора. В практических условиях толкающее усилие вибратора рассчитывается методом взвешенного суммирования и представляет собой сумму значений ускорения реактивной массы и опорной плиты (A_r и A_b), умноженную на соответствующие массы [4, 11, 13]. В синем квадрате показана система грунта под нагрузкой, которая описывается с помощью таких параметров, как вес, жесткость и вязкость грунта, находящегося под нагрузкой в зоне влияния опорной плиты. Масса, вязкость и жесткость грунта под нагрузкой обозначаются символами M_g , D_g и K_g , соответственно. Совокупность указанных величин характеризует среду излучения, которая

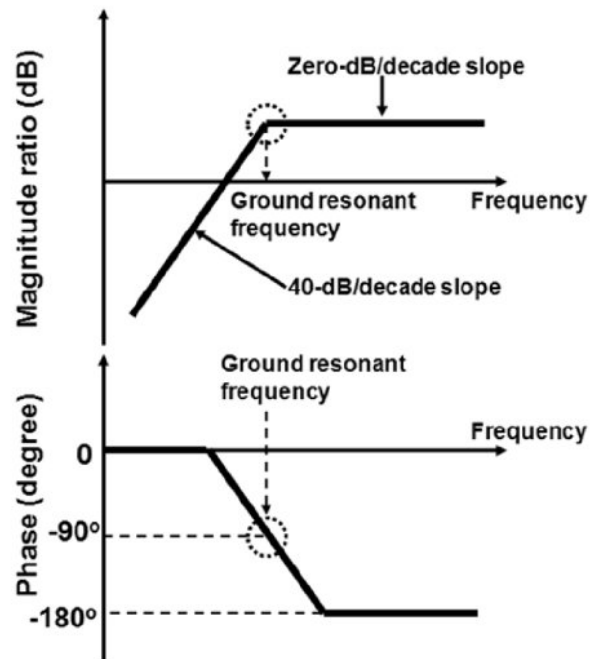


▲ Рис. 1. Частотная характеристика ускорения

обеспечивает передачу энергии толкающего усилия опорной плиты в земную кору. Система излучения контактирует с опорной плитой вибратора с помощью датчиков, а ее характеристики регистрируются и интегрируются в сигнал акселерометра опорной плиты.

В случае соблюдения оговоренных выше условий, а именно: 1. Твердотельный состав реактивной массы и опорной плиты; 2. Хороший контакт между опорной плитой и грунтом под нагрузкой - частотную характеристику ускорения реактивной массы (на входе) и опорной плиты (на выходе) можно отобразить в графическом виде с помощью модели, представленной на рис. 1. Динамическая зависимость между реактивной массой и опорной плитой теоретически показана на рис. 2. На верхнем графике показана характеристика отношения амплитуд, а на нижнем - фазовая характеристика.

Анализ графика амплитудной характеристики показывает, что ускорение реактивной массы доминирует в области, находящейся ниже резонансной



▲ Рис. 2. Динамическая зависимость между реактивной массой и опорной плитой

частоты грунта. В этой зоне энергия низких частот, создаваемая под действием ускорения опорной плиты, неизмеримо мала и ею можно пренебречь. В области, расположенной над резонансной частотой грунта, наблюдается значительное увеличение показателя ускорения опорной плиты, поэтому в этой зоне энергией низкочастотных составляющих пренебречь нельзя. В упрощенном виде фазово-частотную характеристику можно описать следующим образом: в области, расположенной под резонансной частотой грунта, величины ускорений реактивной массы и опорной плиты характеризуются одинаковой фазой, а в области, расположенной над резонансной частотой грунта наблюдается прямо противоположная картина и величины ускорений реактивной массы и опорной плиты не совпадают по фазе. В конечном итоге, сдвиг по фазе составляет -180° . Синфазность величин ускорения реактивной массы и опорной плиты означает, что смещения реактивной массы и опорной плиты происходят в

прямо противоположных направлениях. При перемещении реактивной массы вверх, опорная плита перемещается вниз.

В идеальном случае ускорение реактивной массы и ускорение опорной плиты должны совпадать по фазе в полном диапазоне частот, чтобы сила (усилие), возникающая под действием реактивной массы, передавалась на опорную плиту и далее в земную кору в полном объеме. В случае несовпадения фаз характеристик ускорений реактивной массы и опорной плиты перемещения опорной плиты и реактивной массы происходят в одном направлении с небольшим сдвигом по времени. После сдвига по фазе на -180° , реактивная масса и опорная плита начинают перемещаться абсолютно синхронно и в одном и том же направлении.

Взвешенное суммарное толкающее усилие, создаваемое опорной плитой повышенной жесткости

Теоретически, метод взвешенной суммы позволяет измерять толкающее усилие опорной плиты вибратора. Метод взвешенной суммы был разработан исследователями Кастанет и Лаверге в 1965г [4]. Однако широкую известность метод получил только в 1982г после публикации работы Салласа и Вебера [11], которая представляла собой комментарии к научной статье Лервилла [7]. С тех пор характеристика толкающего усилия вибратора, рассчитываемая методом взвешенной суммы (см. уравнение 1), получила всеобщее признание и используется в качестве управляющего сигнала обратной связи в контроллерах вибросейсмических установок.

$$-F_g = M_r A_r + M_b A_b, \quad (1)$$

где M_r и A_r - масса и ускорение реактивной массы, а M_b и A_b - масса и ускорение опорной плиты, F_g - толкающее усилие опорной плиты вибратора.

Подставляя выражение динамической зависимости между реактивной массой и опорной плитой (Рис. 2) в (1), получаем результирующее толкающее усилие, рассчитанное методом взвешенной суммы. Как указывалось ранее, ускорение реактивной массы доминирует в диапазоне ниже резонансной частоты грунта. Это означает, что толкающее усилие опорной плиты вибратора в (1) в основном представлено нагрузкой, возникающей под действием реактивной массы в области, расположенной ниже резонансной частоты грунта. Нагрузкой, возникающей под действием опорной плиты, можно пренебречь вследствие малой величины ускорения опорной плиты. В случае совпадения фаз ускорения реактивной массы и ускорения опорной плиты толкающее усилие вибратора в наиболее полном объеме передается через опорную плиту в грунт, находящийся в зоне воздействия. По мере смещения частоты в область, находящуюся за пределами зоны, расположенной ниже резонансной частоты грунта, происходит увеличение ускорения опорной плиты. В этом случае необходимо учитывать нагрузки, возникающие под действием опорной плиты.

Анализ (1) показывает, что для расчета толкающего усилия вибратора необходимо знать ускорение реактивной массы и ускорение опорной плиты. Следует учитывать, что в случае несоответствия фаз между ускорениями опорной плиты и реактивной массы, сила, создаваемая под действием опорной плиты, характеризуется противоположной направленностью и стремится подавить силу, создаваемую реактивной массой. Это

приводит к увеличению нагрузки на гидравлическую систему вибратора, т.к. требуется создание более высокого давления для компенсации потерь, возникающих вследствие противодействия опорной плиты. В конечном итоге, в связи с достижением предельной производительности гидравлической системы, а именно, системы нагнетания давления, происходит снижение выходной мощности вибратора.

Таким образом, схема на рис. 2 и выражение (1) справедливы только при соблюдении следующих условий: реактивная масса и опорная плита являются твердыми телами и обеспечивается хороший контакт платформы с грунтом. Другими словами, в случае применения опорной плиты требуемой жесткости частотная характеристика вибратора будет соответствовать схеме на Рис. 2. В этом случае истинное толкающее усилие вибратора определяется методом взвешенной суммы с высокой степенью достоверности (1).

Для проверки справедливости приведенных выше выводов, мы провели эксперимент, предусматривающий регистрацию сейсмических данных. Эксперимент проводился на испытательном стенде с использованием вибросейсмического источника ANV-IV, модель 364. Для проведения эксперимента был выбран свип со следующими характеристиками: 5 Гц - 105 Гц, длина - 20 сек., нагрузка - 186816 Н или 42000 фунт-сила. Вибратор ANV-IV был оборудован опорной плитой с повышенными характеристиками жесткости (в 2,5 раза выше, чем у стандартной опорной плиты). Испытательный стенд, оборудованный датчиками нагрузки, позволял измерять истинное толкающее усилие. Все рамы с датчиками были прочно закреплены на бетонной плите. В процессе эксперимента был

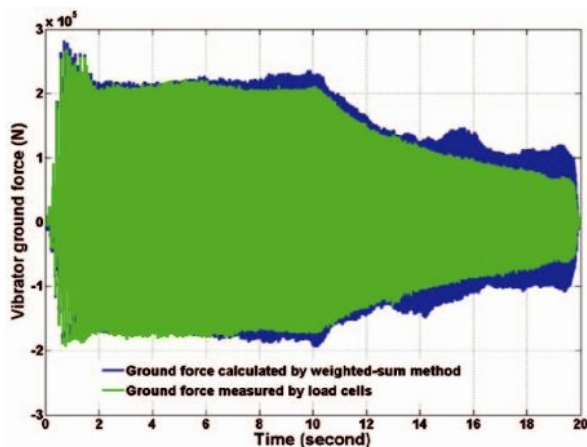
обеспечен хороший контакт между опорной плитой вибратора и рамами испытательного стенда. На рис. 3 показаны две кривые толкающего усилия на трассах, записанных методом отклонений: толкающее усилие по методу взвешенной суммы – синяя кривая, а толкающее усилие, измеренное на испытательном стенде с датчиками – зеленая кривая. Анализ графика показывает:

1) Толкающее усилие, рассчитанное по методу взвешенной суммы, соответствует истинному значению толкающего усилия, измеренному на испытательном стенде;

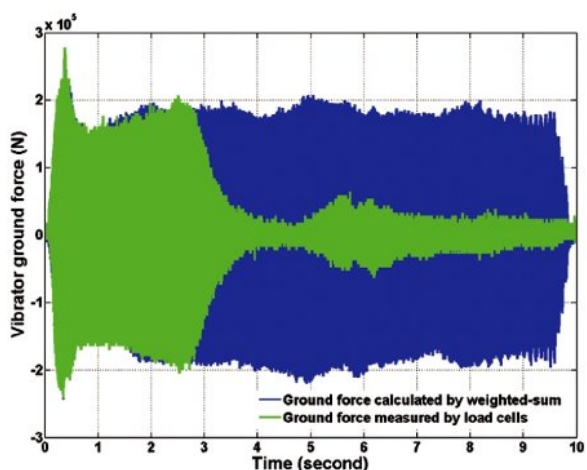
2) Амплитуда величин толкающего усилия начинает уменьшаться на отметке 10 сек., что соответствует частоте 50 Гц.

Затухание амплитуд подтверждает предположение о том, что сила, создаваемая опорной плитой, противоположна силе реактивной массы вследствие несовпадения фаз их ускорений. Затухание амплитуд также свидетельствует о том, что достигнута максимальная выходная мощность гидравлической системы вибратора. В данном случае дифференциальное давление на поршне соответствует максимальному давлению нагнетания в цилиндре, равному 207 бар или 3000 psi.

Чтобы продемонстрировать важную роль параметра жесткости опорной плиты в уравнении 1, мы провели эксперимент с привлечением стандартного вибратора (ANV-IV, модель 362), оборудованного опорной плитой типовой конструкции. Вибратор был установлен на испытательный стенд для измерения нагрузок. Для проведения эксперимента был выбран линейный свип со следующими характеристиками: 10 Гц – 120 Гц, длина - 10 сек, сила - 186816 Н (42000 фунт-сила). В порядке, аналогичном схеме на рис. 3, были построены две



▲ Рис. 3. Измерение толкающего усилия опорной плиты вибратора AHV-IV Commander



▲ Рис. 4. Измерение толкающего усилия опорной плиты вибратора стандартной конструкции

кривые толкающего усилия на трассах, записанных методом отклонений (см. Рис. 4): толкающее усилие по методу взвешенной суммы – синяя кривая, а толкающее усилие, измеренное на испытательном стенде с датчиками, – зеленая кривая. Анализ графика показывает, что хорошее соответствие между значениями толкающего усилия, рассчитанного по методу взвешенной суммы, и толкающего усилия, измеренного на испытательном стенде, наблюдается только в диапазоне менее 2,8 сек, что соответствует частоте 40 Гц. Таким образом, в диапазоне более 40 Гц расчетные

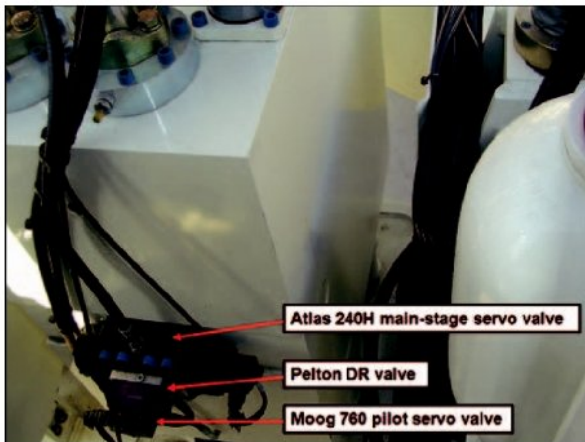
значения не соответствуют истинным. При выполнении замеров на испытательном стенде амплитуда толкающего усилия начинает затухать на отметке 2,8 сек (40 Гц), в то время как аналогичный параметр, определяемый по методу взвешенных сумм, остается неизменным. Наблюдаемое затухание амплитуд обусловлено низкой жесткостью опорной плиты типовой конструкции. Сила, возникающая под действием реактивной массы, расходуется на изгибание опорной плиты.

Необходимо отметить, что наличие погрешности при определении толкающего усилия опорной плиты по методу взвешенной суммы для стандартных вибраторов с типовой конструкцией опорной плиты подтверждается многочисленными публикациями исследователей [2, 3, 12]. К сожалению, многие специалисты считают «плоские» амплитуды взвешенной суммы толкающего усилия вполне нормальным явлением. Поэтому, когда в высокочастотном диапазоне появляется затухание взвешенной суммы толкающего усилия, особенно в случаях применения вибраторов с опорными плитами более жесткой конструкции, такие специалисты делают вывод о неисправности вибратора или контроллера. Редко кто понимает, что наблюдаемая картина отражает истинное положение вещей.

Частотный диапазон систем сервоклапанов и регулирование высокочастотной составляющей

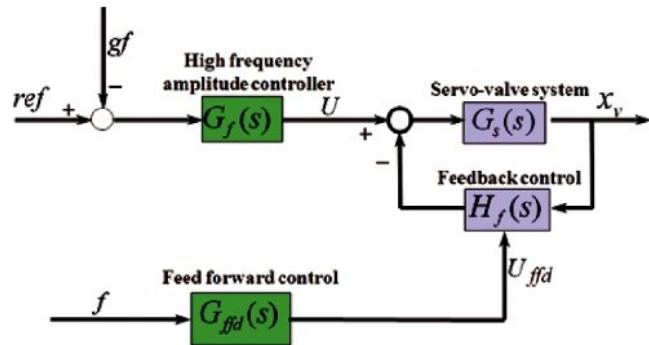
В настоящее время вибросейсмические источники чаще всего оборудуются приводом, конструкция которого разработана на базе системы гидравлических сервоклапанов в составе управляющего сервоклапана Moog 760-928A и сервоклапана основной ступени Atlas 240H. При

наличии электронного блока контроля вибратора система может дополнительно оборудоваться клапаном Pelton DR, который устанавливается между управляющим клапаном и клапаном основной ступени. В конфигурации системы с дополнительным клапаном сервоклапан основной ступени переходит из режима регулирования расхода в режим регулирования давления [9]. Клапан DR способствует снижению погрешности расчетов амплитуды и фазы, что обеспечивает повышение точности регулирования толкающего усилия вибратора. Кроме того, происходит эффективное подавление высокочастотных вибраций опорной плиты, что приводит к значительному сокращению нелинейных (гармонических) искажений. Общий вид блока сервоклапанов, установленного на вибраторе типовой конструкции, показан на рис. 5.



▲ Рис. 5. Общий вид блока сервоклапанов, установленного на вибраторе типовой конструкции

Блок-схема системы регулирования высоких частот приводится на рис. 6. Система сервоклапанов обозначена на блок-схеме символом $G_s(s)$. Принципиальная схема предусматривает установку трех различных блоков регулирования и контроля, которые используются для расширения частотного диапазона



▲ Рис. 6. Блок-схема системы регулирования высоких частот

замкнутой цепи в системе сервоклапанов. Указанные системы контроля систематически интегрируются для создания высокочастотного контура контроля и регулирования, который реализуется в виде аппаратного программного обеспечения, встроенного в электронный блок контроля и управления Vib Pro. Управляющее устройство с обратной связью, обозначенное на блок-схеме символом $H_f(s)$, представляет собой блок позиционного регулирования, предназначенный для стабилизации системы сервоклапанов за счет использования характеристики смещения сервоклапанов в качестве обратного сигнала. Характеристики управляющего устройства определяются в процессе калибровки вибратора перед выбором опорного сигнала вибратора. Блок цифрового управления, обозначенный на блок-схеме символом $G_{ffd}(s)$, определяет переменное по времени усиление, необходимое для корректировки блока управления с обратной связью на основе максимальных значений частотного диапазона. Корректировка блока управления с обратной связью обеспечивает подавление высокочастотного резонанса в системе сервоклапанов. Теоретически, высокий показатель усиления в диапазоне низких частот является благоприятным для синхронизации сигналов управления и подавления

помех. Низкий показатель усиления в высокочастотном диапазоне обеспечивает запас по фазе и стабильность контроля и управления [6]. Рассмотренные выше принципы положены в основу конструкции блока управления амплитудами высокочастотных сигналов ($G_f(s)$). Блок управления амплитудами сигналов высокочастотного диапазона обеспечивает сглаживание амплитуд фундаментальных сил.

Результаты сравнительного анализа частотной характеристики закрытой системы сервоклапанов, оборудованной типовым блоком контроля (синяя кривая) и высокочастотным блоком контроля (красная кривая), показаны на рис. 7. На верхнем графике иллюстрируется характеристика отношения амплитуд, а на нижнем – фазовая характеристика. Анализ графика отношения амплитуд показывает, что в случае использования стандартного блока контроля перемещение в системе сервоклапанов происходит в диапазоне резонансных частот от 70 Гц до 300 Гц. Необходимо отметить, что система сервоклапанов теряет стабильность в частотном диапазоне выше 120 Гц. В то же время, в случае применения блока регулирования высоких частот наблюдается полное затухание пикового резонанса при частоте 200 Гц. С учетом частоты, при которой отношение магнитуд достигает 3 ДБ от нормали, диапазон частот замкнутого контура системы сервоприводов увеличивается до приблизительно 200 Гц. В таком диапазоне частот смещение фазы достигает 90 градусов. Следовательно, в любом случае остается запас по фазе для регулирования фазового контура. На рис. 7 также иллюстрируется подавление резонанса ОБЧ. Например, отчетливо прослеживается подавление максимального резонанса при 450 Гц.

Ограничение максимального давления в гидравлической системе

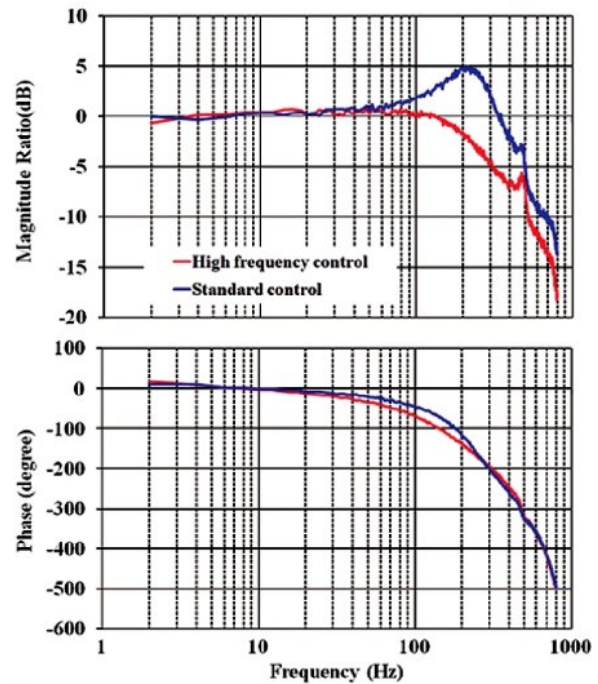
Общеизвестно, что приводом для вибросейсмического источника служит блок сервоклапанов, который регулируется электронным блоком управления. Как правило, сервоклапаны функционируют за счет гидравлической системы, в состав которой входят насосы, дизельный двигатель для насосов, бак с рабочей жидкостью, регулятор давления, предохранительные клапаны, гидравлические фильтры, а также масляный охладитель и аккумуляторы. Давление, создаваемое в гидравлической системе, передается через специальные соединительные узлы системы подачи сервоклапанов. Давление в нагнетательной линии приводит сервоклапаны в движение. Давление нагнетания – это дифференциальное давление, которое характеризует максимальное давление системы за вычетом противодействия. Гидравлическое давление передается через порты управления сервоклапанов основной ступени и создает давление нагрузки или дифференциальное давление на поршне реактивной массы путем регулирования последовательного открытия сервоклапанов основной ступени. Основным уравнением для описания процесса является уравнение Мерритта [8], которое записывается в следующем виде:

$$Q_L = Kx_v \sqrt{P_s - \frac{x_v}{|x_v|} P_L} \quad (2)$$

где, Q_L – потокораспределение нагрузки, K – коэффициент потока диафрагмы, x_v – открытие или смещение сервоклапана основной ступени; P_s – давление нагнетания; P_L – давление нагрузки.

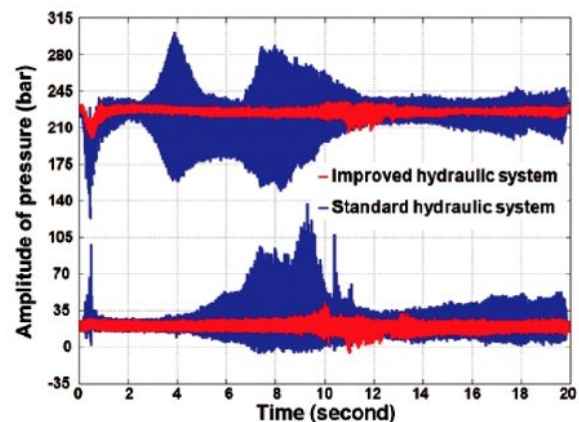
В теоретическом плане, давление нагнетания должно поддерживаться на постоянном уровне на отметке 207 бар (3000 psi), в то время как максимальное

давление в системе составляет 224 бар (3250 psi), а противодавление - 17 бар (250 psi), соответственно. В связи с тем, что система сервоклапанов относится к высоконелинейным системам, что наглядно демонстрируется в (2) (квадратный корень), в процессе вибрации привода происходит генерация высокоинтенсивных гармонических искажений. При возникновении эффекта гармонических колебаний на входе сервоклапаны наблюдаются пульсации давления нагнетания. Очень часто функции компенсатора для устранения пульсаций выполняют аккумуляторы. В этом случае аккумуляторы играют роль фильтра, который подавляет пульсации. К сожалению, в конструкции типового вибратора аккумуляторы устанавливаются на слишком большом расстоянии от мест возникновения пульсаций, особенно в высокочастотных приложениях (в рассматриваемом диапазоне частот), поэтому наблюдается низкая эффективность подавления пульсаций. Всплески давлений происходят вследствие гидравлических ударов, возникающих в момент перехода сервоклапана через нулевую отметку. Указанные пульсации впоследствии вызывают колебания давления нагнетания и противодавления. Величина таких всплесков обычно настолько высока, что приводит к образованию пустот (нарушение сплошности потока). Образование пустот происходит в момент снижения обратного давления в системе до 0 бар (или 0 psi). Высокая турбулентность потока приводит к возникновению типичных шумов в системе сервоклапанов. Пульсирующий режим потока может стать не только причиной питтинговой коррозии в системе сервоклапанов и других системах, что приводит к уменьшению сроков эксплуатации указанных систем, но и очень часто причиной неустойчивости работы системы сервоклапанов.



▲ Рис. 7. Частотная характеристика закрытого контура сервоклапанов, график отношения магнитуд (верхний) и кривая изменения фаз (нижний).

На рис. 8 представлены результаты сравнительного анализа динамики изменения высокого давления и противодавления в системе, оборудованной гидравлической системой типовой и усовершенствованной конструкции, соответственно. Анализ работы вибратора



▲ Рис. 8. Давление нагнетания гидравлической системы в точке, когда высокое давление и противодавление системы теоретически равны 224 и 17 бар, соответственно.

ра был выполнен с использованием линейного свипа со следующими характеристиками: 5 Гц - 105 Гц, длина – 20 сек. Области, окрашенные синим и красным цветом, соответствуют параметрам гидравлической системы типовой и усовершенствованной конструкции, соответственно. На графике иллюстрируется значительное снижение пульсаций и образования полостей в линии нагнетания давления. В случае применения усовершенствованной гидравлической системы пульсации и полости в потоке гидравлической системы, обычно возникающие во время посылы свипа, практически исчезают. Усовершенствование гидравлической системы способствует значительному повышению устойчивости толкающего усилия вибратора при высоких частотах.

Обзор параметров, характеризующих более высокую производительность усовершенствованного вибратора в высокочастотном диапазоне, представлен на рис. 9. Регистрация анализируемых данных производилась с помощью скважинного геофона, опущенного на глубину 305 м, с использованием двух источников: вибратор стандартной конфигурации (АНВ-IV, модель 362) и вибратор усовершенствованной конструкции (АНВ-IV, модель 364). В процессе эксперимента вибратор посылал линейный свип в диапазоне 2–160 Гц в течение 20 сек. Желтыми линиями обозначены мощности стандартного и усовершенствованного вибраторов. Анализ диаграммы на рис. 9 позволяет сделать вывод о том, что при работе усовершенствованного вибратора наблюдается устойчивое относительное увеличение высокочастотной энергии,

начиная приблизительно с 50 Гц. В случае использования усовершенствованного вибратора в диапазоне до 155 Гц наблюдается повышение качества сигнала приблизительно на 5 ДБ. Тем не менее, в диапазоне приблизительно от 130 Гц и выше наблюдается уменьшение энергии для обоих спектров.

Анализ характеристик грунта в зоне влияния (система излучения).

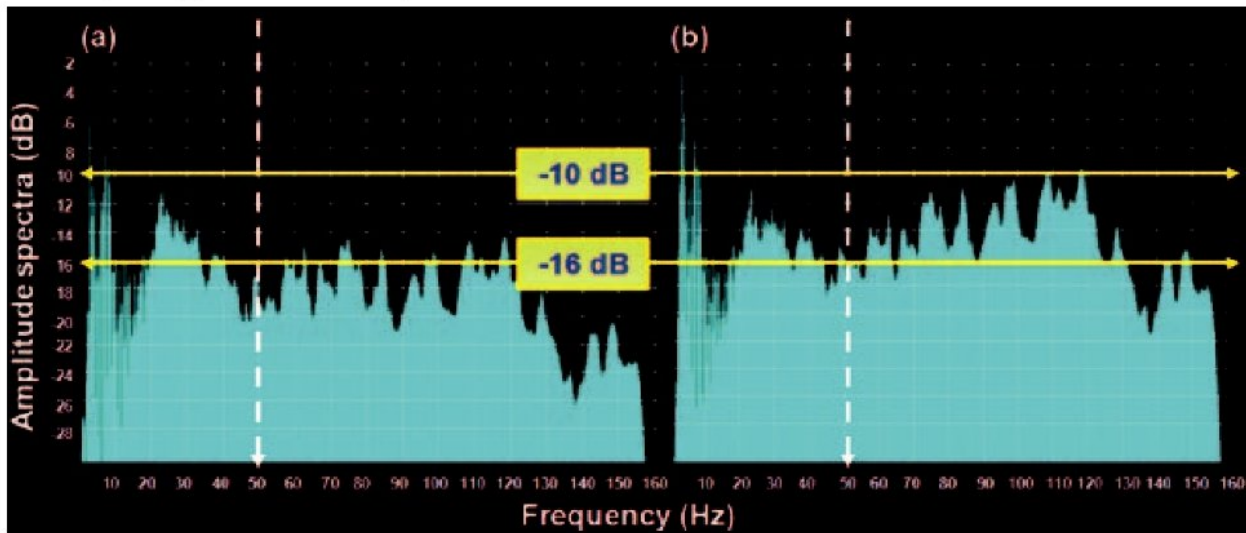
Мы рассмотрели специфические ограничения вибросейсмических источников при излучении высоких частот, а также различные усовершенствования для устранения указанных ограничений. Основной целью усовершенствования конструкции вибратора является регулирование работы вибратора с использованием взвешенной суммы толкающих усилий в качестве обратного сигнала, что позволяет генерировать широкий диапазон частот и контролировать толкающее усилие вибратора. Достижение указанной цели наглядно показано на рис. 9. Толкающее усилие, создаваемое вибратором, передается в систему грунта в зоне влияния и далее распространяется в более глубокозалегающие интервалы. Для описания системы грунта в зоне влияния обычно используется упрощенная модель системы масса-пружина-амортизатор (Рис. 10). В данной модели используются следующие обозначения: F_g – толкающее усилие вибратора (истинное толкающее усилие), X_g – смещение системы грунта в зоне влияния (давление на грунт). Масса, жесткость и вязкость системы грунта под нагрузкой обозначаются символами M_g , K_g и D_g , соответственно.

В процессе вибрации привода vibra-

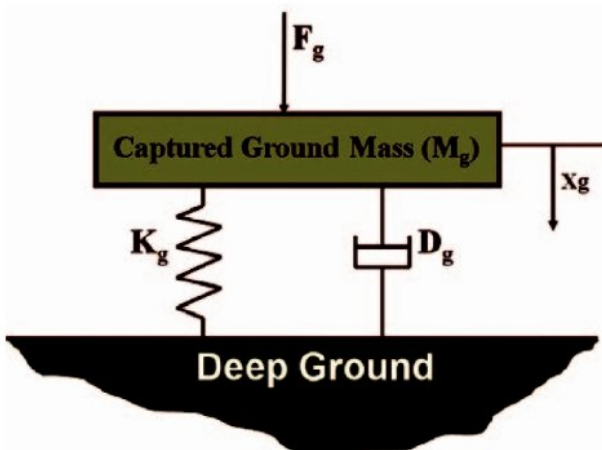
тора толкающее усилие вибратора передается через опорную плиту вибратора и давит на грунт в зоне влияния. В случае хорошего контакта платформы и грунта опорная плита вибратора регистрирует противодействие деформированного грунта в зоне контакта. Другими словами, в любой точке возбуждения вибратора характеристики системы грунта в зоне влияния можно проследить с помощью датчиков опорной плиты

вибратора, а перемещение грунта (сжатие и отжим) регистрируется и включается в сигнал характеристики ускорения опорной плиты. Следовательно, известные динамические характеристики вибратора (реактивная масса и ускорение опорной плиты) можно использовать для определения параметров грунта, жесткости и вязкости [10, 14, 17].

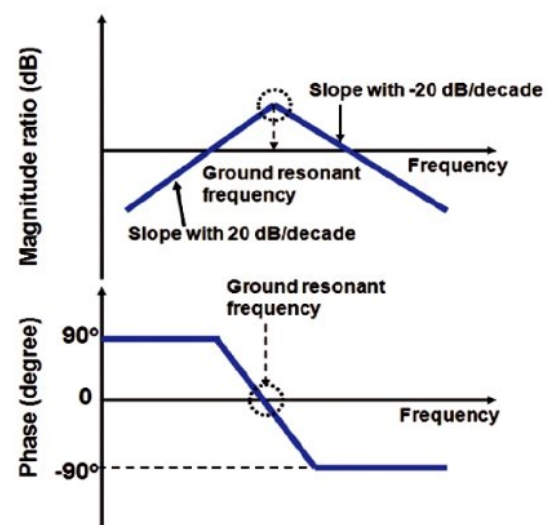
Теоретически, смещение грунта под давлением опорной плиты вибратора



▲ Рис. 9. Амплитудный спектр коррелированных данных, снятых с геофона на глубине 305 м, при свипе в диапазоне 2–160 Гц и длине - 20 сек. а) Регистрация сигналов вибратора типовой конструкции; б) Регистрация данных вибратора усовершенствованной конструкции.



▲ Рис. 10. Система грунта в зоне влияния вибратора или система излучения



▲ Рис. 11. Частотная характеристика системы грунта в зоне влияния

приводит к возникновению колебаний частиц в дальней зоне поля источника.

В выражении (3) показана передаточная функция второго порядка для частотной области, для выведения которой можно воспользоваться схемой на рис. 10.

$$V_g(s) = \left(\frac{s}{M_g s^2 + D_g s + K_g} \right) F_g \quad (3)$$

Однако на практике мы измеряем скорость перемещения частиц грунта, поэтому выражение (3) описывает зависимость между скоростью частиц грунта под нагрузкой и величиной толкающего усилия вибратора на входе. Для более подробного анализа передаточной функции представим (3) в графическом виде (см. Рис. 11). На схеме видно, что динамические характеристики передаточной функции можно выразить в виде частотной характеристики отношения амплитуд (сверху) и фазово-частотной характеристики (снизу). Кривая отношения амплитуд в низкочастотной области представлена наклонным отрезком 20 ДБ/дес. Угловый коэффициент создается за счет появления «свободного нуля» в числителе передаточной функции. Далее, при возникновении резонансной частоты грунта угол падения изменяется и становится равным -20 ДБ/дес. Такая форма кривой возникает за счет двух знакопеременных величин в знаменателе передаточной функции. Данные величины интерпретируются как характеристики резонанса в грунте, которые на графике обозначены штриховыми кругами. На рис. 11 показано, что теоретически, в области, находящейся над резонансной частотой грунта, скорость частичек грунта в зоне влияния снижается по мере

увеличения частоты. Кроме того, на графике видно, что в области, расположенной ниже резонансной частоты грунта, с уменьшением частоты происходит снижение скорости.

Таким образом, анализ (3) показывает, что в частотной области скорость частичек грунта в зоне влияния вибратора пропорциональна толкающему усилию вибратора, отфильтрованному системой грунта под нагрузкой. Кроме того, (3) показывает, что система грунта под нагрузкой относится к категории систем локального действия. В такой системе имеется три параметра, зависящие в значительной степени от свойств грунта в зоне контакта опорной плиты и грунта. Другими словами, при перемещении вибратора на новую точку характеристики системы грунта в зоне воздействия меняются. Система функционирует как фильтр низких частот, в котором происходит постоянное изменение граничных значений частот и коэффициента затухания. Такая закономерность приводит к тому, что в разных точках мы получаем разные скорости в системе грунта под нагрузкой даже при одинаковом толкающем усилии вибратора. Следовательно, скорость перемещения частиц в дальней зоне поля источника также будет меняться. Это является одной из причин нестабильности импульса в дальней зоне. Другая причина нестабильности, как наглядно показано в (3), заключается в изменчивости толкающего усилия вибратора. Основной причиной изменения величины толкающего усилия вибратора при перемещении вибратора на новую точку является низкая характеристика жесткости опорной плиты.

Выводы

Основными факторами, которые обуславливают низкую производительность вибраторов на высоких частотах, являются следующие: узкий диапазон частот системы сервоклапанов; недостаточная жесткость опорной плиты вибратора; ограниченное давление нагнетания в гидравлической системе; отсутствие механизмов контроля и регулирования высокочастотного диапазона. В данной работе подробно рассматриваются все перечисленные факторы и методы устранения их влияния. Приведенные выше результаты экспериментальных работ наглядно демонстрируют, что вибраторы усовершенствованной конструкции обеспечивают значительно большую выходную мощность по толкающему усилию на высоких частотах. В случае применения вибраторов усовершенствованной конструкции расчетные значения толкающего усилия, полученные методом взвешенной суммы, практически соответствуют истинным значениям толкающего усилия вибратора. Кроме того, реализация механизма регулирования высокочастотного диапазона в электронном блоке управления вибратором обеспечивает расширение рабочего диапазона частот системы сервоклапанов до 200 Гц. В данной работе также представлено новое видение концепции системы грунта в зоне влияния. Основным назначением системы грунта под нагрузкой является эффективная передача излучения, возникающего под действием толкающего усилия вибратора, в более глубокозалегающие интервалы. В то же время, данная система противодействует и способствует подавлению энергии толкающего усилия

вибратора на низких и высоких частотах. Необходимо отметить, что данная система также оказывает неблагоприятное влияние на стабильность формы импульса источника и точность воспроизведения массивов данных.

Литература

1. Г.Баетен, 2008г. Повышение соотношения сигнал-помеха в высокочастотном диапазоне. Передовые технологии, 27, стр. 141-153/Baeten, G. [2008]
Improving S/N for high frequencies.The Leading Edge, 27, 144–153.
2. Г.Баетен и А. Циолковский, 1990г. Вибросейсмические источники. Elsevier Science /Baeten, G. and Ziolkowski, A. [1990]
The Vibroseis source. Elsevier Science.
3. Г. Баетен и Ф. Стрижбос, 1988г. Волновое поле вибратора в слоистом полупространстве. Теория и практика. 58-я Ежегодная международная конференция SEG. Расширенные выдержки, стр. 92-96 /Baeten, G and Strijbos, F [1988]
Wave field of a vibrator on a layered half space: theory and practice. 58th SEG Annual International Meeting, Expanded Abstracts, 92–96.
4. А.Кастанет и М. Лаверг, 1965г., Система управления вибратора, Патент США 3,208,550 / Castanet, A. and Lavergne, M. [1965]
Vibrator controlling system.US Patent 3,208,550.
5. У.Л.Чапмен, Г.Л.Браун и Д.У.Феир, 1981г. Вибросейсмические источники. Высокочастотное оборудование, Геофизика, 46, 1657–1666 /Chapman, W. L., Brown, G. L. and Fair, D. W. [1981]
The Vibroseis system: A high-frequency tool. Geophysics, 46, 1657–1666.
6. Х.Ге и У. Женг, 2010г Интеллектуальное моделирование пересечения потоков на основе нейронных сетей с нечеткими алгоритмами. Исследовательский совет по

транспортировке. 89-я Ежегодная конференция, работа № 10-2780 /Ge, H. and Zhang, Y. [2010]

Intelligent intersection traffic flow prediction based on fuzzy neural network. Transportation Research Board 89th Annual Meeting, Paper Number 10–2780.

7. У.Е. Лервилл, 1981г. Амплитудные и фазовые характеристики сейсмических виброисточников. Геофизические исследования, 29(4), 503-528 / Lerwill, W. E. [1981]

The amplitude and phase response of a seismic vibrator. Geophysical Prospecting, 29(4), 503–528.

8. Г.Е.Мерритт, 1967г. Гидравлические системы управления. John Wiley & Sons, 60 /Merriitt, H. E. [1967]

Hydraulic control systems. John Wiley & Sons.

9. К.Д. Реуст, 1993г. Усовершенствованная технология сервоуправления для сейсмических виброисточников, Геофизические исследования, 41, 43-Reust, K.D. [1993]

Enhanced Servovalve Technology for Seismic Vibrators. Geophysical Prospecting, 41, 43–60.

10. М.Г.Сафар, 1984г. Анализ распространения Р-волн, излучаемых вертикальным вибросейсмическим источником, Геофизические исследования, 32, 392-405 / Safar, M. H. [1984]

On the determination of the downgoing P-waves radiated by the vertical seismic vibrator. Geophysical Prospecting, 32, 392–405.

11. Д.Саллас и Р.Уэббер, 1982г. Комментарии к работе У.Е.Лервилла «Амплитудная и фазовая характеристики вибросейсмического источника», Геофизические исследования, 30 (6), 935-938 / Sallas, J. and Weber, R. [1982]

Comments on 'The amplitude and phase response of a seismic vibrator' by W. E. Lerwill. Geophysical Prospecting, 30(6), 935–938.

12. Д.Саллас, Е.Амиор и Г.Алви, 1985г. Регулирование толкающего усилия вибратора Р-волн. Семинар SEG – Методы полевой сейсморазведки / Sallas, J., Amiot, E. and Alvi,

H. [1985]

Ground force control of a P-wave vibrator. SEG Seismic Field Techniques Workshop.

13. Д.Саллас, 1984г. Управление сеймовибратором и регулирование характеристик нисходящих Р-волн. Геофизика, 49, 732-740 /Sallas, J. [1984]

Seismic vibrator control and the downgoing P-wave. Geophysics, 49, 732–740.

14. А.Тинкл и С.Л.Роуз, 2010г. Построение упрощенной модели технических характеристик сейсмического источника. Предварительные результаты. 80-я Ежегодная международная конференция. Расширенные выдержки, 116-120 /Tinkle, A. and Rowse, S. L. [2010]

Toward a simplified model of vibrator seismic source performance: preliminary results. 80th SEG Annual International Meeting, Expanded Abstract, 116–120.

15. З.Уей, 2007г. Расширение рабочего диапазона вибраторов. Основные методы. 69-я ежегодная конференция EAGE, расширенные выдержки, стр. 183 /Wei, Z. [2007]

Pushing the vibrator envelope — How high can we go? 69th EAGE Annual Meeting, Expanded Abstracts, P183.

16. З.Уей, 2008г. Расширение рабочего диапазона вибросейсмических источников. Увеличение диапазона низких и высоких частот. Первые выступления, 26(3), 37-43 /Wei, Z. [2008]

Pushing the vibrator envelope: extending low and high frequency limits. First Break, 26(3), 37–43.

17. З.Уей, 2008г. Расчет жесткости, вязкости и массы грунта под нагрузкой на основе полевых измерений характеристик вибратора. 70-я Ежегодная конференция EAGE, расширенные выдержки / Wei, Z. [2008]

Estimation of ground stiffness, ground viscosity and captured ground mass using vibrator field measurements. 70th EAGE Annual Meeting, Extended Abstracts.