УДК 62-82+622.24.05-82

КАВИТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ВИБРИРУЕМОЙ ВСАСЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ГИДРОПРИВОДА

Г.Д.СЛАБОЖАНИН

Повышенная вибрация на горных и строительных машинах в ряде случаев вызывает кавитационные явления в гидросистемах приводов и, как следствие, увеличение потерь напора, снижение подачи насосов, производительности и надежности машин. Для определения условий возникновения таких явлений проводились лабораторные испытания всасывающей системы, являющейся в гидроприводе наиболее восприимчивой в кавитационном отношении.

Исследуемая всасывающая система (рис.1) включала радиально-поршневой насос 8 (тип 486-К) с клапанно-щелевым распределением и жестко связанную с ним металлическую трубу 3 (28х4хII50-20 ГОСТ 8734-58), которые крепились к вибростолу электродинамического стенда ВЭДС-200А. Насос 8 работает с помощью гидромотора 12 вспомогательной гидросистемы. В качестве рабочей жидкости использовалось масло АМГ-10 с постоянной температурой 20±2 °С.

Для стабилизации газосодержания рабочей жидкости на выходе из насоса поддерживалось постоянное избыточное давление $P_н$ = 2 МПа с помощью предохранительного клапана 7 дросселя 6. Вакуумметрическое давление $P_в$ перед насосом 8 изменялось за счет откачивания воздуха из закрытого бака 4. Этот способ варьирования давления на входе в насос предпочтителен по сра-

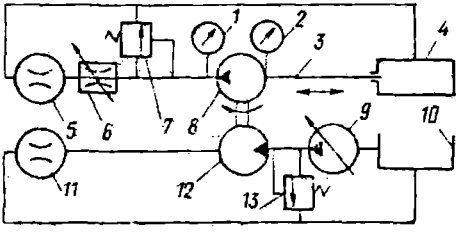


Схема установки для кавитационного испытания насоса
1 - манометр; 2 - вакуумметр; 3 - всасывающая труба; 4, 10 - закрытый и открытый баки; 5, 11 - расходомеры; 6 - дроссель; 7, 13 - предохранительные клапаны; 9, 12 - насос и гидромотор системы привода испытуемого насоса 8

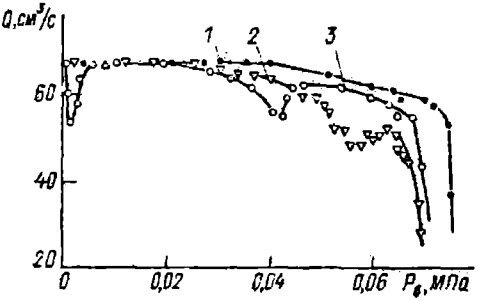


Рис.2. Зависимости подачи неподвижного (1) и вибрирующего при f = 17 Гц, a = 0,6 мм (2) и при f = 66 Гц, a = 0,6 мм (3) насоса

нению с дросселированием на всасывании, так как не изменяет условия колебания жидкости во всасывающем трубопроводе и не вызывает преждевременного выделения воздуха из жидкости. Давления $p_н$ и $p_в$ фиксировались соответственно манометром 1 и вакуумметром 2 или осциллографированием сигналов с датчиков давления, работающих в комплекте с виброизмерительной аппаратурой ВИБ-5МА. Подача насоса 8 определялась гидромоторным тахометрическим расходомером 5, а частота его вращения – стробоскопическим тахометром ТСт32-456.

Для получения частотных кавитационных характеристик регулированием подачи насоса 9 вспомогательной гидросистемы устанавливалось желаемое значение частоты вращения n испытуемого насоса 8 и измерялась его подача Q при постепенно увеличивающихся значениях $p_в$ всасывания. Наступление кавитации регистрировалось по снижению подачи и изменению структуры потока в прозрачной вставке на выходе из насоса 3.

Зависимость производительности Q неподвижного насоса от давления $p_в$ на его входе при частоте вращения $n = 35$ с$^{-1}$ представлена кривой I на рис.2. Она содержит зоны с постоянной, незначительно понижающейся и резко падающей производительностью по мере увеличения вакуума на всасывании. Второй зоне соответствовало помутнение масла на выходе из насоса, что свидетельствовало о газовой кавитации во всасывающей трубе и каналах насоса, а пузырьковая структура потока в третьей зоне подтверждала наличие процесса отрыва масла от поршней насоса.

Опыты показали, что кавитация масла начинается при абсолютном давлении $(5–7)\cdot10^{-2}$ МПа на входе в насос, а не при давлении насыщенных паров, равным для АМГ-10 $(4–8)\cdot10^{-4}$ МПа. На это указывают и другие авторы [4], отмечающие в качестве отличительной особенности кавитации масел, по сравнению с кавитацией простых жидкостей, не паровой, а газовый характер.

При получении кавитационных характеристик вибрируемой всасывающей системы устанавливались фиксированные значения частот f и амплитуд a перемещений вибростола и опыты повторялись. Направление вибрации задавалось продольным по отношению к трубе 3.

Полученные характеристики имеют ярко выраженные местные минимумы (рис.2, кривые 2 и 3), свидетельствующие о значительном уменьшении подачи насоса при вибрации. При определенных сочетаниях вибрационных параметров срыв подачи насоса происходил даже при атмосферном давлении на входе в насос. Как показали визуальные наблюдения за структурой потока на выходе из насоса, указанные эффекты объясняются кавитацией жидкости.

Во всех случаях вибрация вызывала колебания во всасывающем патрубке и практически не изменяла осредненное во времени значение давления. Поэтому возникновение кавитации масла при вибрации всасывающей системы можно объяснить следующим образом. Микроскопические пузырьки нерастворенных в масле газов под воздействием пульсаций давления, генерируемых вибрацией трубы, периодически расширяются и сжимаются. На протяжении времени действия пониженного давления приращение их поверхности и, следовательно, коли-

чество выделяемого из масла газа больше, чем отрицательное приращение поверхности и количество растворяемого газа в период повышенного давления. Это ведет к монотонному увеличению пузырьков, ухудшению заполнения камер насоса маслом и снижению его подачи.

Базовым параметром при определении воздействия вибрации элементов гидросистем на потоки жидкости в них является частота виброперемещений. Поэтому получены зависимости подачи Q насоса от частоты вибрации f при фиксированных давлениях всасывания $p_в$ и нагнетания $p_н$, частоты вращения n и амплитудах виброперемещений a насоса. Из рис.3 видно, что снижение подачи насоса носит резонансный характер и происходит только в диапазонах частот активного возмущения жидкостей (показаны штриховкой), установленных в работе [2]. Причем минимумы подачи соответствуют случаю совпадения частоты f вибрации с частотой f_c собственных волновых колебаний жидкости во всасывающей трубе, определяемой для участка источник пульсации – трубопровод – емкость по формуле [1, с.23]

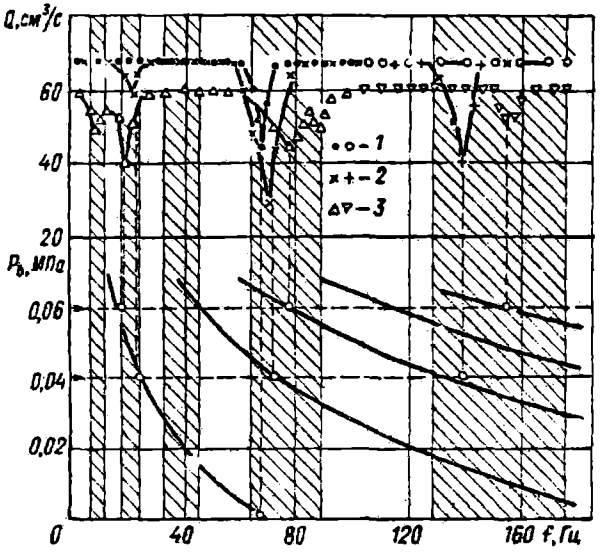


Рис.3. Зависимости подачи насоса от частоты волновых резонансов жидкости во всасывающей трубе и частоты вибрации при $f < 100$ Гц и $a = 0{,}6$ мм, при $f > 100$ Гц и $a = 0{,}1$ мм
1 – $p_в = 0$; 2 – $p_в = 0{,}04$; 3 – $p_в = 0{,}06$ МПа

$$f_c = c(2k+1)/4l,$$

где c – скорость распространения волны давления; $k = 0, 1, 2, 3, \ldots$; l – длина всасывающей магистрали с учетом каналов насоса.

Об этом свидетельствуют представленные на рис.3 расчетные зависимости частот f_c собственных волновых колебаний жидкости от давления $p_в$. В расчетах использованы экспериментальные значения скорости волны давления в магистралях гидропривода [3].

Для определения влияния частоты $f_{пл}$ пульсаций давления, создаваемых насосом, на возникновение кавитации получены зависимости подачи Q от частоты вращения n вала насоса (рис.4). Они свидетельствуют о возрастании подачи по линейному закону с увеличением частоты вращения неподвижного насоса (линия 1). Причем подача ниже теоретической (пунктирная линия) вследствие утечек жидкости через клапаны при запаздывании их открытия и посадки. Производительность неподвижного насоса при давлении $p_в = 0{,}06$ МПа (линия 2) уменьшается. Вибрация насоса с частотами неактивного

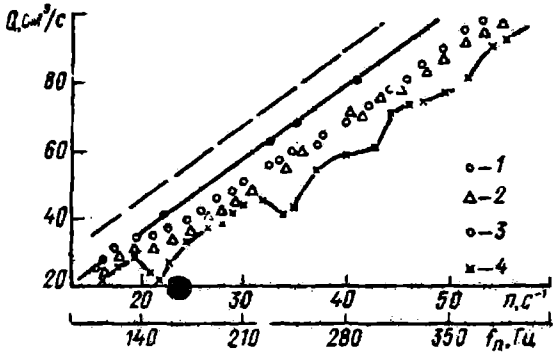


Рис.4. Зависимости подачи насоса от частоты вращения при $P_в$ = 0 МПа (1 – без вибрации); $P_в$ = 0,08 МПа (2 – без вибрации); f = = 50 Гц, a = 0,6 мм (3); f = 77 Гц, a = = 0,6 мм (4)

возмущения жидкостей не изменяет его подачу (линия 3). При вибрации с частотами активного возмущения жидкостей происходит уменьшение подачи (линия 4). Минимумы подачи соответствуют случаям кратности плунжерных частот f_n пульсации давления частоте f вибрации.

Проведены также опыты при поперечной вибрации всасывающей трубы 3 и после замены ее гибким рукавом. Они свидетельствуют об отсутствии заметного влияния вибрации на подачу насоса при любых соотношениях указанных частот ввиду слабого развития волновых процессов в таких случаях.

Таким образом, максимальное кавитационное снижение подачи насоса при вибрации происходит в случае ее продольного направления по отношению к всасывающей трубе и при совпадении частоты f виброперемещений с диапазонами частот f_a активного возмущения жидкости с частотой f_c собственных волновых колебаний жидкости во всасывающей магистрали и кратности плунжерной частоты f_n насоса частоте вибрации f:

$$f = f_a = f_c = f_n/m,$$

где m = 1, 2, 3, ..., что следует учитывать при проектировании и эксплуатации машин с повышенной вибрацией.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Выбор параметров гидросистемы линии нагнетания гидропривода горных машин / Коваль П.В., Кривенко Е.М., Алексеев А.К., Ржевский В.Г. // Горные машины и автоматика / ЦНИЭИуголь. М., 1973, вып. 1.

2. Слабожанин Г.Л. Исследование гидравлических характеристик элементов гидропривода горных машин с учетом вибрации: Автореф. канд. дис. / Ленинградский горный ин-т. Л., 1980.

3. Слабожанин Г.Л., Слабожанин В.Л. Определение скорости волны давления в магистралях гидропривода // Зап. ЛГИ, 1983, Т. 97.

4. Сулига Б.И., Туровский Ж.Г. Влияние кавитации во всасывающей линии на производительность поршневого насоса // Гидравлические машины. Харьков: Высшая школа, 1975, вып. 9.