Записки Санкт-Петербургского горного института им.Г.В.Плеханова.
Т. 138. СПб, 1993

УДК 621.664

С.Л.ИВАНОВ, И.П.ИВАНОВ, О.А.КРАСНОЖОН

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОМАШИН ГЕОМЕТРИЕЙ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В зависимости от конструкций шестеренных гидромашин их используют в качестве насосов, моторов и делителей потоков при давлении до 28–30 МПа в силовых гидросистемах машин. В диапазоне давлений 0,3–2,5 МПа применяют насосы в системах смазки двигателей, трансмиссий различных рабочих машин, в компрессорах. Шестеренные насосы применяют также для перекачки и транспортировки жидкостей и квазижидких сред с температурой до 250 °С и вязкостью 1–3800 сСт, включая агрессивные и абразивные среды.

Качественные показатели шестеренной гидромашины во многом определяются параметрами качающего узла, который состоит из двух зубчатых роторов, как правило, с эвольвентными профилями зубьев. Наибольшее распространение получило прямозубое зацепление, так как применение роторов с косыми зубьями из-за малых углов наклона не реализует всех преимуществ косозубого зацепления. Коэффициент перекрытия в зацеплении ε_α стремятся уменьшить и приблизить к единице; обычно $\varepsilon_\alpha = 1{,}04 \div 1{,}3$. В шестеренных гидромашинах с $\varepsilon_\alpha > 1$ происходит защемление жидкости во впадинах зубьев, обусловленное реализацией двупарного зацепления сопряженных профилей зубьев при работе машины. Величина защемленного объема полностью определяется геометрией зацепления и характеризуется величиной коэффициента перекрытия.

Вследствие изменения защемленного объема при вращении роторов во впадинах их зубьев создается высокое пульсирующее давление жидкости, которое вызывает дополнительную нагрузку на подшипники, в несколько раз превышающее номинальную, нагревание жидкости, повышение шумности, мгновенное увеличение крутящего момента. Эти явления сопровождаются выдавливанием избытка жидкости через зазоры качающего узла в камеру низкого давления при уменьшении защемленного объема и кавитацией при его увеличении.

Для разгрузки защемленного объема чаще всего применяют различной конфигурации перепускные разгрузочные канавки, которые размещают так, чтобы отсеченное межзубовое пространство сообщалось с зоной высокого давления. Такое расположение канавок делает машину нереверсивной. Кроме того, неточности при выполнении канавок могут резко снизить их эффективность.

Для разгрузки защемленного объема в некоторых конструкциях шестеренных гидромашин для устранения защемленного объема на нечетных зубьях ро-

торов выполняют углубления в виде сквозных пазов, боковые стенки которых параллельны плоскости вращения. Подобная конструкция используется в шестеренных насосах двигателей внутреннего сгорания ряда зарубежных фирм. В насосах для перекачивания вискозы защемленный объем разгружают, отводя избыток жидкости через радиальные сверления во впадинах между зубьями и осевые сверления вала. Все приведенные выше способы достаточно сложны и трудоемки; так, для вискозных насосов, имеющих от 14 до 20 зубьев в каждом роторе, необходимо от 28 до 40 сверлений диаметром не менее 14 мм.

Ослабить вредное влияние защемления жидкости без дополнительных изменений конструкций гидромашины можно подбором условий зацепления роторов. Параметры зацепления ротора можно выбрать так, что получаемый защемленный объем будет лишь увеличиваться, создавая только разрежение. В такой конструкции, реализованной, например в США, один из роторов по диаметру уменьшен, а сопряженный ротор увеличен для сохранения постоянной величины рабочего объема насоса. Разные диаметры роторов являются основным недостатком такой конструкции. Вместо изменения диаметров роторов можно на рабочих профилях зубьев снять фаски (модифицировать профиль зубьев роторов) такого размера, чтобы $\varepsilon_\alpha = 1$. Тогда защемленного объема не образуется. Но следует отметить, что шлифование скосов на поверхностях зубьев является операцией трудоемкой, дорогостоящей, требующей значительной точности и выполняется на специальном оборудовании.

Устранения защемленного объема можно достигнуть также увеличением межосевого расстояния при сохранении размеров роторов. Такое изменение межосевого расстояния способствует одновременно увеличению радиальных и боковых зазоров в зацеплении и уменьшению рабочего объема гидромашины при увеличенных размерах ее качающего узла.

Наиболее правильным подходом к проектированию зацепления шестеренных гидромашин, исключающим дополнительные технологические операции, связанные с модификацией зубьев роторов или с искусственным изменением параметров зацепления, является коррекция зацепления с наперед заданным коэффициентом перекрытия, близким или равным единице.

В настоящее время применяют две системы расчета геометрии зацепления: с постоянным радиальным зазором (ГОСТ 16532-70) и с постоянной высотой зуба, независимой от коэффициентов смещения. Для шестеренных гидромашин первая система более предпочтительна, так как позволяет получить $\varepsilon_\alpha \geq 1$, тогда как вторая при тех же межосевых расстояниях дает более высокий коэффициент перекрытия в зацеплении. Существенным недостатком стандартной системы расчета является то, что приемлемые параметры зацепления можно получить лишь для строго фиксированного межосевого расстояния. Кроме того, по этой системе расчета получают завышенный коэффициент перекрытия при подрезанных зубьях. Так, в шестеренном насосе мощных дизелей, имеющем двенадцатизубые роторы, нарезанные без смещения и установленные в корпусе с делительным межосевым расстоянием, фактический коэффициент перекрытия (с учетом подрезания зубьев) $\varepsilon_\alpha = 0{,}8$, а при расчете по фор-

мулам ГОСТа $\varepsilon_\alpha = 1{,}4$. Частые отказы при запуске насоса и существенное снижение его объемного КПД обусловлено малым фактическим коэффициентом перекрытия в зацеплении.

В свое время была предложена более совершенная и удобная для производства система расчета зубчатого зацепления шестеренных гидромашин [4]. Сущность этой системы заключается в положительном смещении стандартного инструмента при нарезании роторов, выраженное через условное число их зубьев, с учетом заданного бокового зазора в зацеплении. Она достаточно широко применяется в шестеренных насосах типа НШ, так как при неизменных параметрах инструмента дает больший угол зацепления, предупреждает подрезание зубьев, обеспечивает достаточную толщину зубьев по вершинам. При малом числе зубьев роторов можно получить ε_α, близкий к единице, но с увеличением числа зубьев этот коэффициент увеличивается и уже при 10 зубьях $\varepsilon_\alpha = 1{,}106$, сводя преимущества этой системы расчета к минимуму. Кроме того, с увеличением чисел зубьев радиальный зазор в зацеплении также увеличивается, что отрицательно сказывается на объемном КПД гидромашины.

Гораздо более широкие возможности проектирования представляет система комбинированного (радиального и тангенциального) смещения профилей зубьев относительно делительных окружностей зубчатых роторов [1]. Ее применение позволяет проектировать зацепление с наперед заданным $\varepsilon_\alpha = 1$, при котором защемлённого объема не образуется и, следовательно, нет необходимости его разгружать. В этом случае область существования зацепления значительно расширяется, а его реализация обеспечивается инструментом со стандартными параметрами производящего реечного контура (ПРК) [2]. Полагаем, что применение нестандартного инструмента еще более расширит возможности предложенной системы при улучшении качественных характеристик шестеренных гидромашин, в частности КПД, при использовании ПРК с несимметричным профилем.

Система расчета зацепления с комбинированным смещением позволяет учесть влияние опасного подрезания на коэффициент перекрытия. Для случая зацепления с прямозубыми одинаковыми роторами

$$\varepsilon_\alpha = z\,(\operatorname{tg}\alpha_w - \operatorname{tg}\alpha_p)/\pi$$

где z – число зубьев роторов; α_w – угол зацепления; α_p – угол профиля в нижней активной точке.

Проектируя передачу на границе опасного подрезания с $\varepsilon_\alpha = 1$, можно, не меняя межосевого расстояния, увеличить в пределах радиального зазора диаметры вершин роторов. Это позволяет поднять рабочий объем машины на 40–60 %.

При проектировании зубчатой передачи гидромашины с $\varepsilon_\alpha = 1$, имеющей неподрезанные зубья роторов, диаметры их вершин целесообразно определять по формуле

$$d_a = \sqrt{\left[\sqrt{(a_w/a\cos\alpha)^2 - 1} + \pi/z\right]^2 + 1}\; d\cos\alpha \;,$$

где a_w – межосевое расстояние; a – делительное межосевое расстояние; α – угол главного профиля ПРК; d – делительный диаметр.

В полученном зацеплений необходимо контролировать величину радиального зазора

$$c_p = y + h_a^* - x - \left[\sqrt{(\pi/z + tg\alpha_w)^2 + 1} - 1\right] 0{,}5\, z \cos\alpha > 0 \quad ,$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения; h_a^* – коэффициент высоты головки; x – коэффициент радиального смещения.

В отличие от распространенных зацеплений роторов шестеренных насосов с $\varepsilon_\alpha > 1$, в которых защемленный объем является одновременно и вредным, в машинах с $\varepsilon_\alpha = 1$ защемленного объема не образуется, но имеет место вредный объем, который циркулирует между камерами низкого и высокого давления. Этот объем определяется величиной радиальных и боковых зазоров в зацеплении и равен разности между суммой объемов впадин роторов и рабочим объемом гидромашины [3]. Изменение вредного объема вследствие разности давлений между камерами нагнетания и всасывания определяет величину утечек от недозаполнения впадин в процессе работы гидромашины. Поэтому при проектировании нужно стремиться к уменьшению радиальных зазоров в зацеплении роторов, что с успехом обеспечивает комбинированное смещение без изменения геометрических размеров роторов и самого качающего узла гидромашины, включая и межосевое расстояние.

Зацепление с комбинированным смещением применительно к шестеренным гидромашинам было спроектировано и впервые применено в серийных насос-моторах типа НМШ. В условиях серийного производства были изготовлены роторы с $z = 11$ и комбинированным смещением зацепления при модуле $m = 5$ мм, вместо базового варианта, имеющего $z = 14$ и $m = 4$. В зацеплении роторов модернизированной модели расчетный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1$ вместо $\varepsilon_\alpha = 1{,}32$ у базовой. Три пары новых роторов были установлены в серийно выпускаемые насос-моторы, которые прошли приемо-сдаточные испытания на заводском стенде. Коэффициенты подачи испытанных насос-моторов при давлении 10 МПа составили соответственно 0,89; 0,93 и 0,87, при номинальном значении у базовой модели, равном 0,85. Внешних признаков неудовлетворительной работы (повышенный шум, удары, вибрация, перегрев масла, скачки давления и т.д,) не наблюдалось. Насос-моторы были установлены на серийном горном оборудовании.

Успешные испытания насос-моторов с $\varepsilon_\alpha = 1$ окончательно не разрешают задачи отработки системы допусков на элементы качающего узла и точности получения зацепления с $\varepsilon_\alpha = 1$. Выполнение насосных передач в пределах допусков, установленных в общепринятых системах на межосевое расстояние и диаметры вершин роторов, приводят к отклонению фактического коэффициента перекрытия от расчетного. Так, только учет отклонения по диаметрам вершин, выполненных по 8-му квалитету точности для зацепления насос-моторов НМШ, приводит к снижению ε_α до 0,995. А так как в зубчатых передачах отклонения межосевого расстояния определяются видом сопряжения бокового зазора, то это может привести к еще большему изменению коэффициента перекрытия в зацеплении.

В шестеренных насосах боковой зазор достигает 0,1 модуля зубьев и зависит от вязкости рабочей жидкости. Допуски на межосевое расстояние в шестеренных гидромашинах должны определяться не боковыми зазорами, а степенью точности зацепления, в свою очередь назначаемой по величине суммарного пятна контакта зубьев роторов. Так как существует жесткая взаимосвязь между межосевым расстоянием, диаметрами вершин роторов и коэффициентом перекрытия в зацеплении, необходимо увязывать положение полей допусков относительно номинала на величины a_w и d_a, учитывая тот факт, что изменение межосевого расстояния оказывает большее влияние на ε_α. Что же касается допусков непосредственно на диаметры вершин роторов, то их, вероятно, следует назначать в системе вала с соответствующей увязкой отклонений расточек колодцев корпусов под роторы.

Кроме того, чтобы не допустить значительных колебаний коэффициента перекрытия в зацеплении, необходимо выдерживать отклонения размеров элементов качающего узла и, в первую очередь, межосевого расстояния и диаметров роторов по вершинам не ниже 7-8-го квалитетов точности.

Строгое теоретическое обоснование допустимых отклонений коэффициента перекрытия от единицы в реальном зацеплении гидромашины, не мешающих нормальной ее работе, позволит уточнить данные рекомендации. Представляется возможным обосновать допустимую величину ε_α, превышающую единицу, по объему жидкости, перетекающей через торцовые зазоры роторов. В определении минимума ε_α возможен учет размера контактной площадки сопряжения зубьев в направлении контактной нормали. Апробацией этих положений будут экспериментальные исследования процесса пересопряжения пар зубьев в динамическом режиме, подготавливаемые нами в лабораторных условиях на реальных гидромашинах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. 1413274 СССР. МКИ^3 F 04 C 2/08. Шестеренные гидромашины внешнего зацепления / И.П.Иванов, С.Л.Иванов (СССР). Опубл. 30.07.88. Бюл. № 28.

2. И в а н о в И.П., И в а н о в С.Л. Оптимизация зубчатых шестеренных насосов. М., 1987. Деп. в ВНИИТЭМР 01.04.87. № 162.

3. И в а н о в С.Л. Влияние зазоров в зубчатом зацеплении на рабочий объем шестеренной гидромашины. М., 1990. Деп. в ВНИИТЭМР 05.04.90. № 81.

4. Ю д и н Е.М. Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 236 с.