

К ВЫБОРУ РАЦИОНАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ АКСИАЛЬНО–ПОРШНЕВОЙ ГИДРОМАШИНЫ С НАКЛОННЫМ БЛОКОМ ЦИЛИНДРОВ

Все аксиально-поршневые гидромашины можно разделить на две основные группы, в пределах которых конструктивно отличающиеся друг от друга гидромашины схожи по месту возникновения вращающего момента: гидромашин с наклонным диском; гидромашин с наклонным блоком.

Простота кинематических схем гидромашин первой группы обуславливает простоту их конструкции и незначительное количество необходимых деталей. Так, например, различия в конструкциях поршневой группы позволяют выделить только два типа этих гидромашин по виду контакта поршней с наклонным диском, который может быть либо точечным (кинематическая пара I класса), либо поверхностным (конструкция с башмаками, содержащая две кинематические пары III класса). Эти конструкции наиболее рациональны, поэтому проводимые в настоящее время работы по совершенствованию конструкций и повышению эксплуатационных характеристик гидромашин с наклонным диском проводятся в направлениях, не затрагивающих кинематику поршневой группы [1]. Недостатком рассматриваемых гидромашин являются тяжелые условия работы поршней и цилиндров.

Указанного недостатка лишены конструкции с наклонным блоком цилиндров. Отличительным признаком кинематических схем поршневой группы этих гидромашин является последовательное соединение двух шаровых пар III класса. Известно, что такое кинематическое соединение накладывает только одно условие связи, т.е. способно передавать усилие только по оси, проходящей через центры шаровых пар [2]. Таким образом, поршни и стенки цилиндров почти разгружаются от радиальных сил. Однако уменьшение до минимума радиальных нагрузок и механических потерь в поршневой группе в распространенных в настоящее время гидромашинах этого типа сопряжено с существенным усложнением их конструкций. Поэтому проблема выбора рациональной кинематической схемы поршневой группы и устранение вредной подвижности в механизме путем принудительного ведения блока цилиндров не утратила в настоящее время своей актуальности.

Анализ существующих конструкций гидромашин с наклонным блоком цилиндров позволяет разделить их в зависимости от кинематической схемы поршневой группы на четыре типа (рис. 1).

Гидромашин с поршневой группой первого типа нашли наиболее широкое применение. Примером может служить серийно выпускаемый гидромотор типа 11М [3]. Их недостатком является ограничение рабочего давления по условию устойчивости шатунов и по удельным нагрузкам на поверхности головки шатуна, встраиваемой в тело поршня.

Гидромашин с поршневой группой второго типа подробно рассмотрены в работе [5]. Они имеют конусные поршни, снабженные у торца уплотнительным кольцом. При такой конструкции поршней повышается их устойчивость,

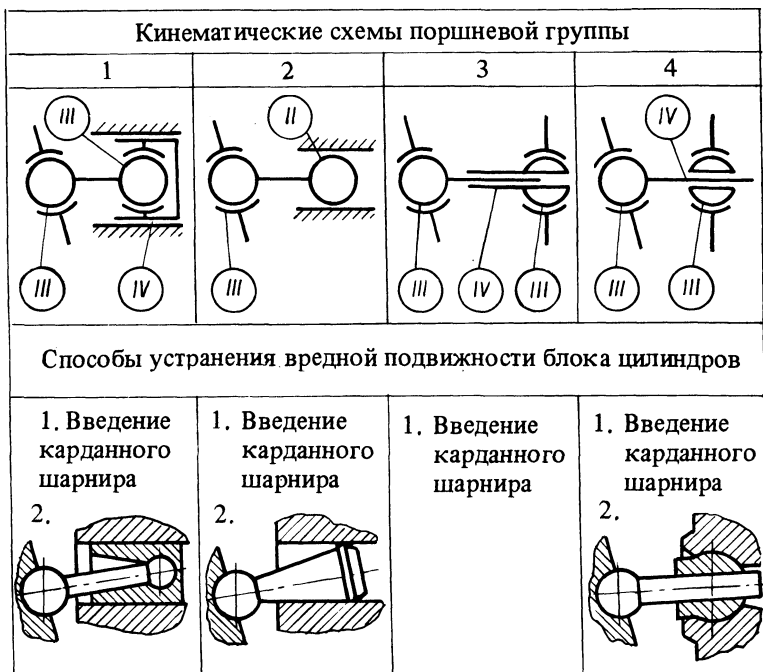


Рис. 1. Кинематические схемы поршневых групп и некоторые способы устранения вредной подвижности блока цилиндров аксиально-поршневой гидромашины с наклонным блоком цилиндров (II—IV— классы кинематических пар)

однако область применения таких гидромашин ограничена большими утечками рабочей жидкости в паре поршень — цилиндр, которая является кольцевой парой II класса, обеспечивающей линейный контакт указанной пары.

К третьему типу можно отнести гидромашин с шарнирно закрепленными цилиндрами [4]. Несмотря на отсутствие недостатков, присущих первым двум типам, широкого применения они не нашли в связи с влиянием центробежных сил от вращающихся масс шарнирно закрепленных поршней и цилиндров на условия работы поршневой группы и ограничением давления рабочей жидкости по жесткости стенок цилиндров.

Следующим шагом в реализации компоновочных возможностей кинематических соединений типов 1—3 (см. рис. 1) явилось создание конструктивной схемы гидромашины, имеющей поршневую группу четвертого типа.

Новым в предложенном техническом решении является то, что шаровая пара III класса выполнена в качестве самостоятельного конструктивного элемента (шаровой головки), закрепленного либо на блоке цилиндров, либо на фланце приводного вала. Поршни консольно установлены в отверстия шаровых головок с образованием цилиндрической пары IV класса. При этом рабочие камеры выполнены за шаровыми головками и имеют форму усеченного конуса. Консольные части поршней расположены в рабочих камерах с зазором относительно их стенок (рис. 2).

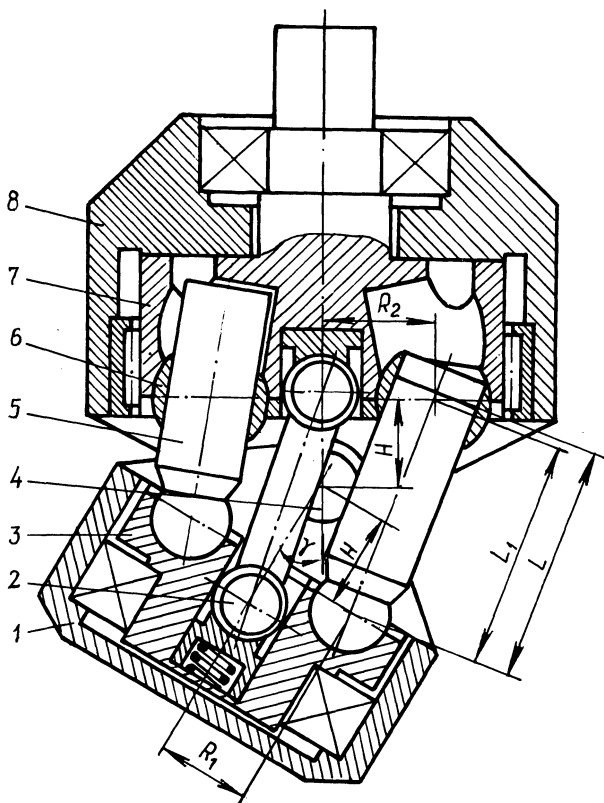


Рис. 2. Конструктивная схема предлагаемой гидромашины:

1—поворотная люлька; 2 — карданный цилиндр; 3 — обойма; 4 — шарнир крепления поворотной люльки к корпусу; 5 — поршень; 6 — шаровая головка; 7 — приводной вал; 8 — корпус; L — расстояние между центрами сферических шарниров обоймы и торцами соответствующих поршней; L_1 — расстояние между центром шарнира крепления максимально выдвинутого из отверстия шаровой головки поршня и центром этой шаровой головки при максимальном угле наклона поворотной люльки от нейтрального положения; R_1 — радиус окружности центров сферических шарниров обоймы; R_2 — радиус окружности центров сферических шарниров приводного вала; H — расстояние между осью шарнира крепления поворотной люльки к корпусу и плоскостями, проходящими через центры сферических шарниров обоймы и приводного вала; γ — угол наклона поворотной люльки от нейтрального положения.

Указанная гидромашина наиболее близка к конструкции с шарнирно закрепленными цилиндрами (третьего типа). Новое компоновочное решение позволяет уменьшить влияние центробежных сил на условия работы поршневой группы. Самоустановка пары поршень — шаровая головка в процессе работы обеспечивается благодаря тому, что перекосящиеся поршни под действием центробежных сил компенсируются угловым перемещением шаровой головки. Для обеспечения самоустановки поршня в отверстия шаровой головки на протяжении всего его хода необходимо выполнение условия $L > L_1$, где

$$L_1 = [R_1^2 + R_2^2 + 2H^2 - 2\sqrt{(R_1^2 + H^2)(R_2^2 + H^2)} \cos(\arctg \frac{H}{R_1} + \arctg \frac{H}{R_2} + \gamma_{\max})]^{1/2}.$$

Предложенная гидромашина по сравнению с известными конструкциями того же типа имеет следующие преимущества: 1) упрощается конструкция за счет уменьшения количества сложных с технологической точки зрения деталей; 2) увеличивается рабочий объем за счет возможности размещения оси поворота люльки на биссектрисе угла, образованного плоскостями, проходящими через центры шарниров крепления поршней и шаровых головок; 3) обеспечивается работа при высоких давлениях рабочей жидкости; 4) улучшаются условия работы поршневой группы за счет способности ее самоустанавливаться в процессе работы; 5) обеспечивается возможность простого ведения блока цилиндров за счет выполнения шаровых головок с буртом, контактирующим со спрофилированной поверхностью желоба, выполненного по периметру сферических гнезд, в которые устанавливаются шаровые головки (см. рис. 1).

Характерной особенностью гидромашин с поршневой группой четвертого типа является то, что поршни в процессе работы совершают относительно блока цилиндров сложное движение, в результате которого их образующие описывают коническую поверхность. При этом угол при вершине конуса, а следовательно, и мертвый объем рабочих камер минимален, когда ось поворота блока цилиндров расположена в плоскости шарниров крепления поршней. В этом случае мертвый объем камер определяется только дезаксиалом гидромашин. Максимальные значения упомянутого выше угла и мертвого объема имеют место при выполнении оси поворота блока цилиндров на биссектрисе угла между плоскостями, проходящими через центры шаровых головок блока цилиндров и шарниров крепления поршней.

Таким образом, увеличение рабочего объема гидромашин сопряжено со снижением ее объемного КПД и некоторым повышением радиального габарита блока цилиндров. Кроме того, возникает проблема уменьшения скорости изнашивания сопряженных поверхностей шаровых головок и гнезд стопорной пластины.

При расчете энергетических потерь в предложенной гидромашине и в гидромашине, выполненной по схеме с шарнирно закрепленными цилиндрами, принималось, что ось поворота блока цилиндров расположена на биссектрисе угла между плоскостями, проходящими через центры шарниров блока цилиндров и обоймы (т.е. случай максимального мертвого объема) и угол наклона поворотной люльки от нейтрального положения $\gamma = 50^\circ$. Учитывались следующие факторы, влияющие на объемный КПД: а) недозаполнение рабочих камер жидкостью вследствие наличия в жидкости нерастворенного воздуха, потерь напора в местных сопротивлениях и гидравлического сопротивления магистралей, инерционных сил жидкости, кавитационных процессов; б) сжатие жидкости в мертвом пространстве; в) деформации деталей под давлением жидкости. Расчеты показали, что объемный КПД в предложенной гидромашине снижается на 2...4 %. Центробежные силы, действующие на порш-

невую группу, уменьшаются в 2,5...3 раза, а контактные напряжения в сопряженных поверхностях поршней и шаровых головок — в 3...3,5 раза.

Уменьшения скорости изнашивания поверхностей шаровых головок и гнезд стопорной пластины можно достичь известными способами, например путем выполнения на поверхности гнезд смазочных канавок.

Выбор рациональной конструкции поршневой группы является одним из главных в совокупности факторов, влияющих на характеристики аксиально-поршневой гидромашин с наклонным блоком цилиндров. В предложенной гидромашине за счет нового конструктивного выполнения поршневой группы устранен ряд недостатков, присущих машинам традиционных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Направления развития конструкций аксиально-поршневых насосов и гидромоторов / В.М.Петухов, Л.М.Бельферман, А.И.Жерняк и др.: Обзор. серия С-5. — М., 1981. — С. 8 — 26. 2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. — М., 1985. — С. 41—42. 3. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Под ред. Б.Б.Некрасова. — Мн., 1985. — С. 269—270. 4. А.с. 775377 (СССР). Аксиально-поршневая гидромашинa. 5. W.W a l z e r, Geometrie und Kinematik der Zylindertrommelmitnahme in Axialkolbenmaschinen/Deutsch. Konstruktion. — 1985. — Vol. 37. — No 12. — S. 481—488.

УДК 629.114.2.012

А.Р.СОБОЛЕВСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПОТЕРЬ В ХОДОВОЙ ЧАСТИ ТРАКТОРА

В связи с увеличением энергонасыщенности и рабочих скоростей современных тракторов все более актуальным становится поиск путей более полного использования их потенциальных возможностей. Это может быть достигнуто снижением потерь мощности и увеличением загрузки двигателя. Для решения поставленной задачи необходимо исследовать влияние различных параметров тракторного агрегата на потери мощности. Выбор оптимальных значений различных параметров позволит минимизировать эти потери, улучшить энергетический баланс тракторного агрегата и его КПД.

Теоретическими [1] и экспериментальными [2, 3] исследованиями установлено значительное увеличение потерь мощности в ходовой части трактора при повышении его рабочих скоростей. При этом результаты расчетов с использованием зависимостей, приведенных в учебниках по теории трактора, не согласуются с результатами экспериментов. Объясняется это особенностями преобразования сигналов нелинейными характеристиками упругих элементов ходовой части и нелинейными зависимостями между силами сопротивления качению и нормальными реакциями дороги на колесах трактора. Чем выше среднее квадратическое отклонение (СКО) высоты неровностей дороги, тем в большей мере проявляется влияние нелинейностей на увеличение потерь мощности трактора. Потери мощности зависят также от жесткости подвески и