

ВЛИЯНИЕ СХЕМ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА МЕХАНОГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОМБАЙНА НА ЕГО ТЕОРЕТИЧЕСКУЮ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Б.С. МАХОВИКОВ

Современные механогидравлические комбайны с гидротурбинным приводом, опытные образцы которых проходят промышленные испытания на гидрошахтах Кузбасса, представляют собой самоходные машины избирательного действия с исполнительными органами в виде корончатых фрез. В процессе работы фреза совершает вращательное и поступательное движения. Параметры привода исполнительного органа выбираются на основе средней величины момента на фрезе и средних усилий ее подачи на забой, рассчитываемых по известной методике^х. При этом под приводом исполнительного органа в общем смысле следует понимать систему, обеспечивающую как вращательное, так и поступательное движение фрезы.

Воспользуемся рядом известных зависимостей^х для анализа теоретической производительности механогидравлического комбайна и влияния на нее возможных схем привода исполнительного органа. Для упрощения последующего анализа рассмотрим угольный комбайн, работающий с полным заглублением фрезы в массив, причем примем, что фреза оснащена конструктивно одинаковыми острыми резами.

Известно, что средняя толщина среза угля $h_{\text{ср}}$ зависит от скорости подачи исполнительного органа $V_{\text{п}}$ и линейной скорости движения резцов по поверхности забоя $V_{\text{р}}$. Несколько упростив вид этой зависимости, можно записать

$$h_{\text{ср}} = b \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{р}}}, \quad (I)$$

где b — постоянная величина, зависящая от среднего диаметра фрезы и приведенного к средней толщине среза количества резцов в забойной линии резания.

^х ОСТ 12.47.001-73. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах. Методика.

Характер изменения средней толщины среза в процессе работы фрезы определяет устойчивость работы привода. Достаточным условием устойчивой работы привода в общем случае является $h_{\text{ср}} = \text{const}$. Такое условие всегда обеспечивается, если привод исполнительного органа осуществляется двигателями с жесткой механической характеристикой, например, асинхронными. В этом случае средняя толщина среза остается практически постоянной при отсутствии регулирования даже с изменением сопротивляемости угля резанию, причем достаточно точно соблюдается система условий

$$\begin{aligned}\frac{V_n}{V_p} &= \text{const}; \\ V_n &= \text{const}; \\ V_p &= \text{const}.\end{aligned}\tag{2}$$

При этом система (2) соблюдается вне зависимости от того, связаны между собой кинематически механизмы вращательного и поступательного движения фрезы или нет. Обычно по конструктивным соображениям в машинах избирательного действия они выполняются не связанными между собой; вращение фрезы обеспечивается одним асинхронным двигателем, а подача осуществляется гидроцилиндрами от автономной маслостанции, приводом которой служит другой асинхронный двигатель. Поскольку $V_n = \text{const}$, то теоретическая производительность такой машины не зависит от сопротивляемости угля резанию. Однако для каждой из таких машин существует предел крепости угля, обусловленный максимумом давления в маслосистеме привода подачи.

Использование аналогичной схемы отдельного привода для обеспечения вращательного и поступательного движений фрезы в машинах с гидротурбинным двигателем, свойственное современным механогидравлическим комбайнам, вызывает ряд особенностей в работе привода. Для таких схем привода справедлива следующая система условий:

$$\begin{aligned}\frac{V_n}{V_p} &= \text{var}; \\ V_n &\approx \text{const}; \\ V_p &= \text{var}.\end{aligned}\tag{3}$$

Переменность скорости резания при изменениях крепости угля и отсутствии регулирования обусловлена значительной мягкостью механической характеристики гидротурбинного двигателя.

В первом приближении можно принять, что средний момент сопротивления на исполнительном органе $M_{\text{ср}}$ прямо пропорционален сопротивляемости угля A_p резанию и толщине среза:

$$M_{c_0} = C A_p h_{cp}, \quad (4)$$

где C — коэффициент пропорциональности, учитывающий средний радиус фрезы, ее конструкцию, тип и конструкцию резцов, схему их набора, хрупко-пластические свойства угля, объемное напряженное состояние массива и т.д.

С учетом (I) можно написать

$$M_{c_0} = C b V_p \frac{\bar{A}_p}{V_p} \quad (5)$$

Отсюда видно, что средний момент сопротивления представляет собой гиперболическую зависимость от V_p . Приведем механическую характеристику турбодвигателя к параметрам, определяющим режим резания, по формулам

$$M_n = M_b i_p \eta_p$$

и

$$V_p = \frac{\pi n_g D_n}{60 i_p},$$

(где M_n — движущий момент на исполнительном органе машин; M_b и n_g — момент на валу и частота вращения турбодвигателя; i_p и η_p — передаточное число и КПД редуктора исполнительного органа; D_n — средний диаметр фрезы) и построив эту характеристику вместе с зависимостями $M_{c_0} = M(V_p)$ для разных значений $\bar{A}_p$, на графике (рис. I) в пересечении их находим режимы нагружения привода. Как видно из рис. I, рост крепости угля влечет за собой повышение среднего момента сопротивления, снижение скорости V_p и увеличение h_{cp} . Увеличение средней толщины среза угля приводит к еще большему возрастанию момента сопротивления, что при определенных условиях может вызвать опрокидывание турбодвигателя. На основании анализа рис. I

можно сделать вывод, что устойчивая работа такого привода обеспечивается при $V_p > V_k$ (где V_k — критическое значение скорости резания, соответствующее точке касания кривых M_n и $M_{c_0} \bar{A}_p$). Нетрудно установить, что скорость V_k соответствует частоте вращения турбины при максимальной ее мощности $n_{gN_{max}}$. Таким образом, условие устойчивости работы турбины в приводе исполнительного органа механикогидравлического комбайна имеет вид

$$n_g > n_{gN_{max}}$$

Заметим, что условие $V_p = \text{const}$ практически соблюдается даже в слу-

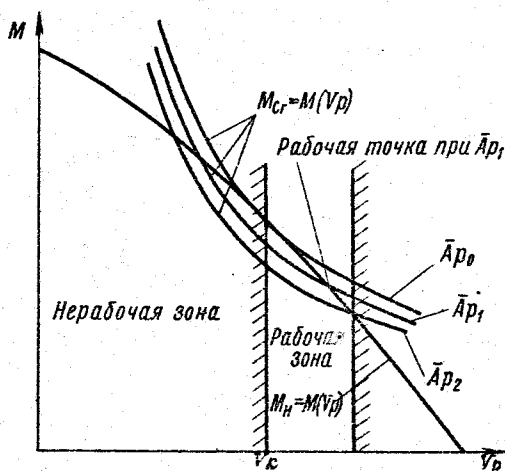


Рис. I. Определение зоны устойчивой работы гидротурбинного привода исполнительного органа комбайна

чае, если маслосос системы подачи исполнительного органа комбайна на забой приводится не асинхронным двигателем, а например, ковшовой гидротурбиной. В последнем случае с изменением V_p при работе радиального турбодвигателя, приводящего исполнительный орган от шахтной водонапорной сети, изменяется и давление воды p , питающей ковшовую гидротурбину. Однако, поскольку скорость вращения ковшовой турбины пропорциональна $\sqrt{p}$, а в практически допустимом по разгону радиального турбодвигателя диапазоне изменения V_p давление p изменяется от 1 до 1,2 номинального значения, то изменением частоты вращения, а стало быть и подачи маслососа, можно пренебречь.

Таким образом, как следует из проведенного анализа, раздельная схема привода исполнительного органа механогидравлического комбайна также обеспечивает постоянство производительности, однако диапазон допустимых значений $\bar{A}_p$ в этом случае весьма узок. С одной стороны он ограничен допустимой разгонной частотой вращения приводной гидротурбины и, соответственно, V_{pg} , а с другой — значением A_{p0} . С увеличением сопротивляемости угля резанию сверх $\bar{A}_{p0}$ работа машины с полным заглублением корончатой фрезы в забой приведет к условию $V_p < V_k$, за чем последует практически мгновенное опрокидывание турбодвигателя, т.е. работа машины на углях $\bar{A}_p > \bar{A}_{p0}$ возможна лишь при неполном заглублении фрезы в массив угля. Это приводит к соответствующему пропорциональному снижению производительности механогидравлического комбайна.

Расширение диапазона крепостей угля, в котором возможна устойчивая работа гидротурбинного привода, может быть достигнуто при соблюдении условия $V_n / V_p = \text{const}$. Для этого достаточно объемный маслосос системы подачи исполнительного органа на забой приводить от гидротурбины, вращающей фрезу, т.е. связать кинематически системы привода вращения и подачи. В этом случае средний момент сопротивления на исполнительном органе M_{c0} , как следует из (4) при $h_{cp} = \text{const}$, при каждом из значений $\bar{A}_p$ будет независимым от V_p . Турбина будет работать устойчиво при $V_p \geq V_k$ или теоретически на всей длине ее механической характеристики $M_B = M(n_q)$.

Теоретическая производительность машины избирательного действия

$$Q_T = \gamma_{об} B D_n V_n, \quad (6)$$

где $\gamma_{об}$ — объемный вес угля; B — высота фрезы.

Так как при объединенном приводе вращения и подачи фрезы $V_n / V_p = c_1 = \text{const}$ то (6) может быть преобразована к виду

$$Q_T = \gamma_{об} c_1 B D_n V_p. \quad (6')$$

Каждой из величин $\bar{A}_p$ соответствуют определенные значения M_{c0} и V_p , согласно характеристике $M_n = M(V_p)$ (рис.1), поскольку при установившемся режиме работы $M_{c0} = M_n$. Отсюда следует, что при объединенном приводе функция $Q_T = Q(\bar{A}_p)$ будет иметь вид зависимости $M_n = M(V_p)$, так как $Q_T \sim V_p$, а $\bar{A}_p \sim M_n$, ибо все члены в формулах (6'), кроме V_p , и (5) постоянны. Вид зависимости $Q_T = Q(\bar{A}_p)$ для объединенного привода представлен на рис.2 кривой 2. Здесь же линией 1 представлена зависимость $Q_T = Q(\bar{A}_p)$ для машины с электроприводом и комбайна с гидротурбинным

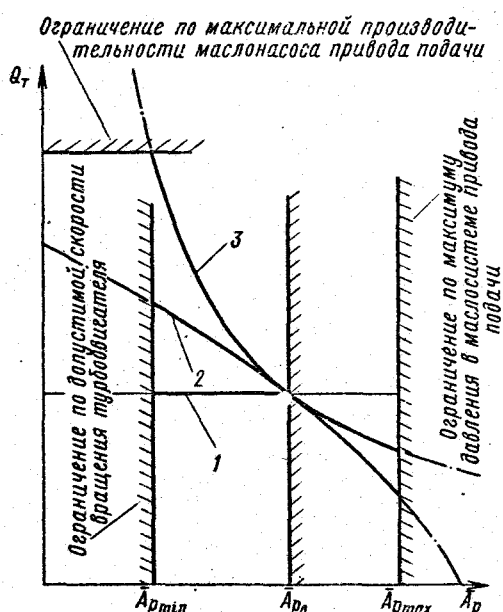


Рис.2. Зависимость теоретической производительности комбайна от сопротивляемости углю резанию для различных схем гидротурбинного привода исполнительного органа

приводом фрезы и независимым приводом маслонасоса системы подачи исполнительного органа.

Зависимости $q_T = q(\bar{A}_p)$ для механогидравлических машин, представленные линиями 1 и 2 на рис.2 имеют слева общее ограничение по допустимой разгонной частоте вращения турбодвигателя. Справа линия 1 ограничена условием устойчивости работы гидротурбины при A_{p_0} , а линия 2 — максимальным значением давления в маслосистеме подачи (это ограничение на рис.2 совпадает с ограничением для машины с электроприводом). Граница A_{p_0} определяется максимальной мощностью гидротурбины и может быть, в общем случае, сдвинута вправо за счет ее увеличения.

Увеличить производительности комбайна с гидротурбинным приводом можно, обеспечив его постоянной ра-

боту в режиме N_{max} , независимо от $\bar{A}_p$. В этом случае будут соблюдаться условия

$$\frac{V_n}{V_p} = var; \quad (7)$$

$$V_n = var;$$

$$V_p = V_k = const.$$

Решив (5) относительно V_n :

$$V_n = \frac{M_{c_0} V_p}{c b} \frac{1}{\bar{A}_p}$$

и подставив результат в (6), получим

$$q_T = \frac{\gamma_{об} B D_n M_{c_0} V_p}{c b} \frac{1}{\bar{A}_p} \quad (8)$$

Так как в (8) M_{c_0} и V_p , а также $\gamma_{об}$, B , D_n , c и b постоянны, то зависимость $q_T = q(\bar{A}_p)$ в этом случае является гиперболической (кривая 3 на рис.2). Таким образом, машина, исполнительный орган которой работает с максимальной приводной мощностью независимо от крепости угля, обеспечивает при $\bar{A}_p < \bar{A}_{p_0}$ значительно большую теоретическую производительность, чем машина с электроприводом. Однако при $\bar{A}_p > \bar{A}_{p_0}$ ее теоретическая производительность будет несколько меньшей, но существенно большей, чем машины с объединенным приводом.

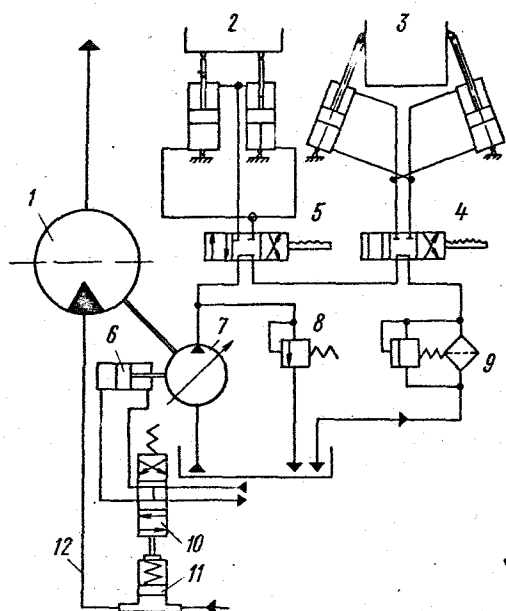


Рис.3. Принципиальная схема гидротурбинного привода исполнительного органа комбайна с максимальной загрузкой турбины по мощности

Для реализации условий (7) необходимо обеспечить привод маслонасоса системы подачи фрезы на забой от гидротурбины привода исполнительного органа (объединенный привод), однако сам маслонасос должен иметь регулируемую подачу. Регулирование подачи насоса может осуществляться по сигналу чувствительного элемента с целью обеспечения условия $V_p = V_k = \text{const}$. В качестве чувствительного элемента может служить либо датчик скорости гидротурбины, либо датчик давления воды, если турбина радиальная.

Принципиальная гидравлическая схема такого привода с радиальной гидравлической турбиной 1 представлена на рис.3.

Маслонасос 7, производительность которого регулируется гидроцилиндром 6, питает гидроцилиндры горизонтальной 3 и вертикальной 2 подачи стрелы, управление которыми осуществляется при помощи золотников 4 и 5. Гидроцилиндры вертикальной подачи, также как и гидроцилиндры горизонтальной подачи, желательно установить сверху и снизу стрелы комбайна, для обеспечения одинаковой скорости при ее подъеме и опускании. Привод гидроцилиндра, обеспечивающего регулирование производительности маслонасоса, осуществляется от маслосистемы, например, ходовой части комбайна через золотник 10, управляемый датчиком давления 11, установленным на водонапорной магистрали 12, питающей гидротурбину. Датчик давления настраивается на номинальное давление гидротурбины, соответствующее режиму N_{max} .

Ограничения теоретической производительности комбайна с приводом исполнительного органа по схеме рис.3, с одной стороны, обусловлены максимальной производительностью маслонасоса, которую целесообразно выбирать по минимальной сопротивляемости угля резанию, встречающейся на практике, а с другой, максимальным давлением, на которое настроена маслосистема с помощью предохранительного клапана 8. Очистка масла гидросистемы обеспечивается фильтром 9.

Реализация такой схемы позволит в любых условиях работы комбайна обеспечить наибольшую производительность, при этом исключается необходимость вмешательства машиниста комбайна в регулирование скорости выдвижения штоков гидроцилиндров горизонтальной и вертикальной подачи исполнительного органа.