

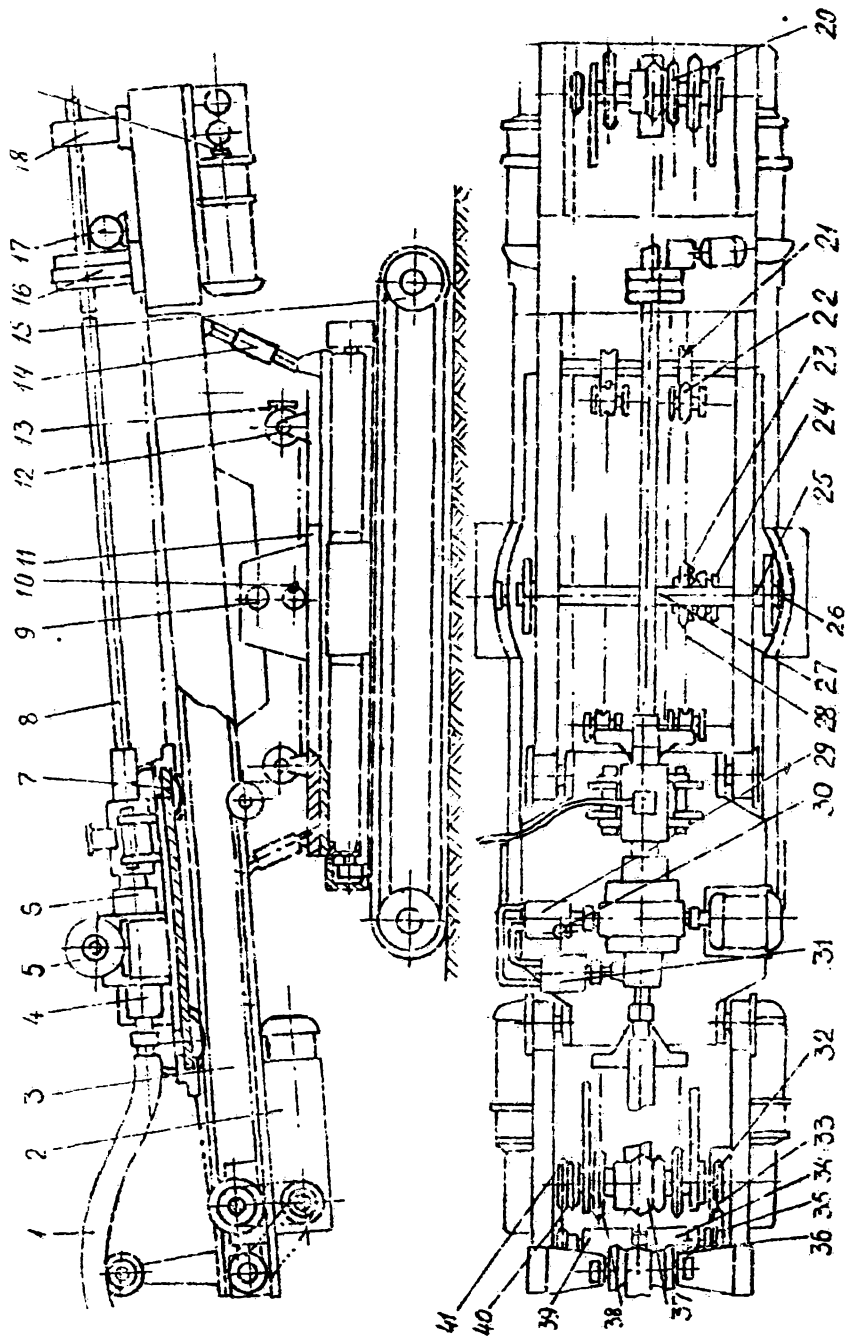


Рис.1. Буровая установка

1 - грязевый шланг; 2 - привод подачи бурового инструмента; 3 - несущая рама; 4 - силовой вертикальный вращатель; 8 - электропривод; 6 - топорный шланг; 7 - катушка вертлюга; 8 - буровая труба; 9 - ось рамы; 10 - рукоятка поворотной рамы; 11 - поворотная рама; 12 - колесо; 13 - ось; 14 - ось; 15 - ось; 16 - ось; 17 - ось; 18 - ось; 19 - ось; 20 - ось; 21 - ось; 22 - ось; 23 - ось; 24 - ось; 25 - ось; 26 - ось; 27 - ось; 28 - ось; 29 - ось; 30 - ось; 31 - ось; 32 - ось; 33 - ось; 34 - ось; 35 - ось; 36 - ось; 37 - ось; 38 - ось; 39 - ось; 40 - ось; 41 - ось.

приводов подачи и вращателей мощных буровых установок сравнительно широк, в существующих средствах бурения скважин применяются коробки скоростей для изменения передаточного отношения. Однако механические переключатели устройства ухудшают эксплуатационные качества и затрудняют дистанционное управление.

Применение регулируемых электродвигателей и гидродвигателей сравнительно большой мощности затрудняется тем, что в подземных условиях не всегда возможна подводка питания двигателей постоянного тока, а кроме того, не выпускаются малогабаритные и компактные гидравлические двигатели большой мощности широкого применения. Например, для проворачивания колонны бурильных труб и забуривания скважины мощность двигателя должна составлять соответственно 80 и 25 кВт, а для выполнения СПО свыше 200 кВт.

За рубежом также ведутся работы по созданию верхних приводов для вращения колонны бурильных труб. В настоящее время ими оснащены около тысячи буровых установок [3]. Затраты на модернизацию вышек и изготовление верхних приводов силовых вертлягов-вращателей превышают 1000000 долларов. В С-ПГУ был разработан комбинированный привод силового вертляга-вращателя с возможностью бесступенчатого автоматического регулирования угловой скорости дифференциального планетарного редуктора, смонтированного в корпусе силового вертляга-вращателя.

Комбинированный привод включает регулируемый гидропривод 937 [2] с отдаваемой мощностью $N_0 = 21$ кВт на солнечное колесо, номинальной частотой вращения $n_0 = 500$ об/мин, максимальным постоянным моментом $M_0 = 500$ Н·м. В качестве второго привода выбран электродвигатель трехфазный асинхронный переменного тока 4АИ225М4УЗ мощностью $N'_c = 75$ кВт с синхронной частотой вращения $n'_c = 1500$ об/мин.

Расчет результирующего крутящего момента на выходном валу силового вертляга-вращателя (рис.2) производится следующим образом.

Принимая передаточное отношение первой ступени конической зубчатой передачи $i_1 = 2$, определяют скорость центрального солнечного колеса $n_1 = n_0/2 = 265$ об/мин и крутящий момент

$$M_1 = M_0 i_1 \eta_1 = 500 \cdot 2 \cdot 0,98 = 980 \text{ Н·м.}$$

Принимая передаточное отношение третьей ступени червячной передачи $i_3 = 14$, определяют скорость центрального корончатого колеса

$$n_3 = \frac{n'_c}{14} = 107 \text{ об/мин}$$

и крутящий момент

$$M_3 = M'_0 i_3 \eta_3 = 500 \cdot 14 \cdot 0,8 = 5600 \text{ Н·м,}$$

где η_1 и η_3 - КПД соответственно первой и третьей ступени зубчатой передачи.

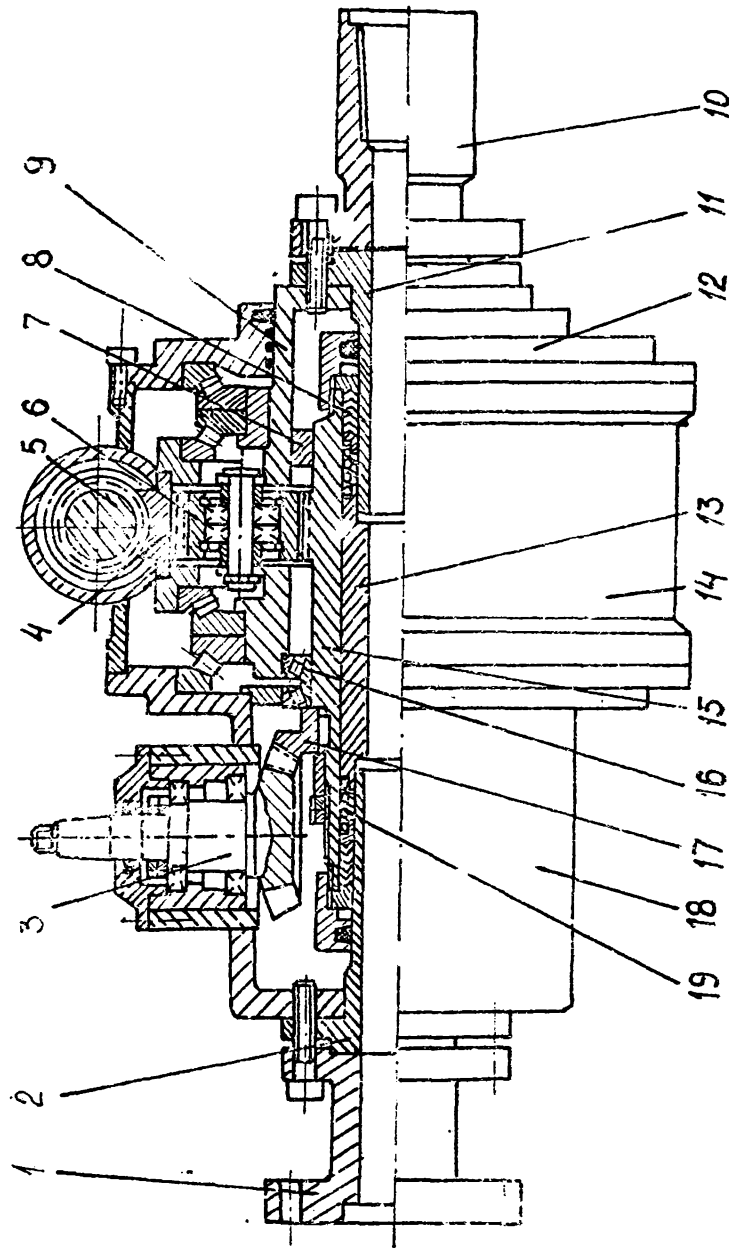


Рис.2. Силовой ветлюг-арашатель

1 - напир; 2 - неподвижная грязевая труба; 3 - вал-шестерни; 4 - центральное корончатое колесо; 5 - червяк; 6 - са-
 телит; 7 - подшипник водила; 8 - уплотнения; 9 - водило; 10 - водило; 11 - подшипник; 12 - крыш-
 ка корпуса; 13 - корпус; 14 - вал; 15 - вал; 16 - вал; 17 - вал; 18 - вал; 19 - вал

Передаточное отношение солнечного и корончатого колес при неподвижном водиле (бурильном инструменте)

$$i_{13}^H = \frac{z_3}{z_1} = 2,3,$$

где z_3 - число зубьев корончатого колеса; z_1 - число зубьев солнечного колеса.

При постоянной скорости вращения корончатого колеса скорость водила изменяется прямо пропорционально угловой скорости солнечного колеса, приводимого регулируемым гидроприводом:

$$n_{1H} = \frac{\pm n_3 i_{13}^H + n_1}{i_{13}^H - 1}. \quad (1)$$

Очевидно, что зависимость (1) графически может быть представлена двумя прямыми параллельными линиями. При $n_1 = -n_3 i_{13}^H$ скорость водила практически близка к нулю.

Разработанный привод позволяет, используя нерегулируемые двигатели, работать в четырех режимах. Наибольшая скорость вращения водила достигается при одновременном включении двух двигателей в одном направлении. Наименьшая скорость получается при вращении обоих двигателей в разных направлениях. Еще две скорости образуются при их раздельном включении.

Характер изменения крутящего момента от угловой скорости водила определен зависимостью

$$M_H = \frac{\sum N \cdot 1000 \eta_{пл}}{\omega_H}, \quad (2)$$

где $\sum N$ - суммарная мощность на водиле

$$\sum N = \frac{M_3 \omega_3}{1000} + \frac{M_1 \omega_1}{1000};$$

$\eta_{пл} = 0,95$ - КПД планетарного дифференциального редуктора.

В процессе проводки скважин возникает необходимость проворачивания колонны бурильных труб со скоростью $\omega_H = 0,525$ рад/с. Силовой вертлуг-вращатель развивает крутящий момент, вполне достаточный для выполнения этой операции,

$$M_H = \frac{37,7 \cdot 1000 \cdot 0,95}{0,525} = 68,2 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

В качестве привода подачи бурильных труб был выбран привод скребкового конвейера с цепным тяговым органом, замкнутым на каретке силового вертлуга-вращателя. Задача регулирования скорости перемещения каретки аналогична той, которая решена при создании привода силового вертлуга-вращателя, т.е. была разработана приводная головка с планетарным дифференциальным редуктором, смонтированным внутри корпуса барабана, выполненного совместно с тяговой звездочкой, кинематически связанной с тяговым цепным органом.

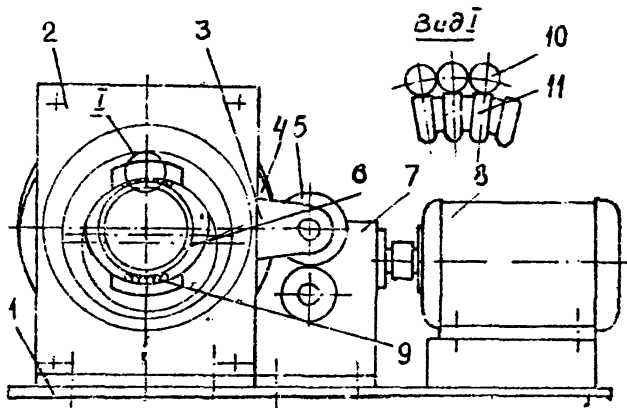


Рис.3. Трубозажимное устройство
1 - опорная плита; 2 - стойки; 3 - кронштейн; 4 - ведомое зубчатое колесо; 5 - ведущее зубчатое колесо; 6 - бурильная труба; 7 - редуктор; 8 - двигатель; 9 - зажимные элементы; 10 - тела качения; 11 - пластины

Важными элементами буровой установки являются трубозажимные устройства, которые несут значительные нагрузки. На предприятиях нефтяной промышленности широко применяются трубозажимные средства эксцентрикового типа с внешним трехкулачковым зацеплением с бурильными трубами. Однако практика показала их недостаточную надежность и повышенную опасность при эксплуатации. В С-ПН разработано и изготовлено тру-

бозажимное устройство (рис.3), которое прошло испытание на буровой установке. Устройство предназначено для удержания бурильных труб или бурильной колонны от действия крутящего момента, развиваемого забойным двигателем или ключами при свинчивании и развинчивании труб и ИЧЕК, а также при ликвидации различного рода аварий и производства ремонтных работ.

Принцип действия устройства основан на вращении трех колес, установленных в посадочных отверстиях опор со смещенными по вертикали осями взаимодействующих внутренними поверхностями с внешней поверхностью бурильных труб аналогично тому, как балка, расположенная на двух опорах, нагружается поперечной силой на середине пролета. Кроме этого, решена задача равномерного распределения нагрузки в местах контакта зажимных элементов с бурильными трубами путем применения самоустанавливающихся высокопрочных тел качения, перемещающихся относительно друг друга в случае зажима труб с неровными поверхностями или при попадании в места контакта инородных тел.

Крутящий момент, воспринимаемый устройством, определяется следующим образом:

$$M = \frac{P D_1 r f \cos \alpha}{(D_2 - a - h) \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}, \quad (3)$$

где P - окружное усилие, развиваемое колесами; D_1 - внутренний диаметр колес; D_2 - наружный диаметр колес; α - угол, образованный радиусом трубы и нормальной составляющей в точке контакта; ρ - угол трения взаимодействующей пары колесо-опора; f - коэффициент трения взаимодействующей пары колесо-бурильная труба; r - погрешность зацепления; a - эксцентриситет.

Формула для расчета диаметра самоустанавливающихся тел качения имеет вид

$$\alpha_k = \frac{t D_{\text{тр}} + l}{D_{\text{тр}} - t}, \quad (4)$$

где t - толщина пластин зажимных элементов; $D_{\text{тр}}$ - диаметр бурильных труб; l - высота пластин.

Количество самоустанавливающихся тел качения и подвижных пластин определяется из отношения

$$n_n \geq \frac{\sigma_x}{[\sigma_k]} = \frac{0,418 \sqrt{\frac{P_k E_{\text{пр}} (R_2 - R_1)}{L \operatorname{tg}(\alpha + \rho) R_2 R_1}}}{1,2 HB}, \quad (5)$$

где R_1 - радиус тел качения; R_2 - радиус продольной канавки пластин, в которых расположены тела качения; L - длина тел качения.

Большое значение в повышении эффективности бурения протяженных направленных скважин имеет уровень технического совершенства средств искривления, контроля и управления проводкой скважин. При использовании неуправляемого отклонителя, например кривого переводника, искривление скважины в необходимом направлении осуществляется поворотом буровой колонны или ее головной части на угол, определяемый датчиком ориентации сечения и датчиками координат забоя. В процессе управления проводкой скважины используются датчики усилий. Например, определение осевого усилия на забое позволяет более точно управлять проводкой, так как создается возможность учитывать деформацию головной части колонны, которая под действием осевого усилия искривляется еще в большей мере, чем недеформированная, в связи с тем, что угол отклонения отклонителя увеличивается за счет деформации изгиба под действием внецентренного сжатия. Кроме того, данные о величине осевых усилий и крутящих моментов на вращателе у устья скважины и в забое способствуют управлению проводкой скважины [1], а также позволяют определять степень износа породоразрушающего инструмента и необходимость его своевременной замены.

В связи с тем, что в процессе проводки скважин в различных горно-геологических и горно-технических условиях на датчики контроля оказывают влияние аномальные явления (магнетизм, сейсмика, температурные изменения и прочее), предложена система (рис.4), содержащая совокупность различных типов датчиков, отличных по принципу действия и конструктивному исполнению. Дополняя и контролируя друг друга в системе, датчики повышают надежность в определении координат забоя скважины, построении ее более точной траектории. Даже при выходе из строя отдельных типов датчиков, например магнитной стрелки, которая применяется для определения координаты забоя по азимуту и вблизи магнитных аномалий искажает показания, другие датчики сохраняют способность координировать проводку скважин, пусть даже с меньшей точностью, но в процессе бурения с отходом головной части от аномалий магнитная стрелка вновь будет давать более точные показания.

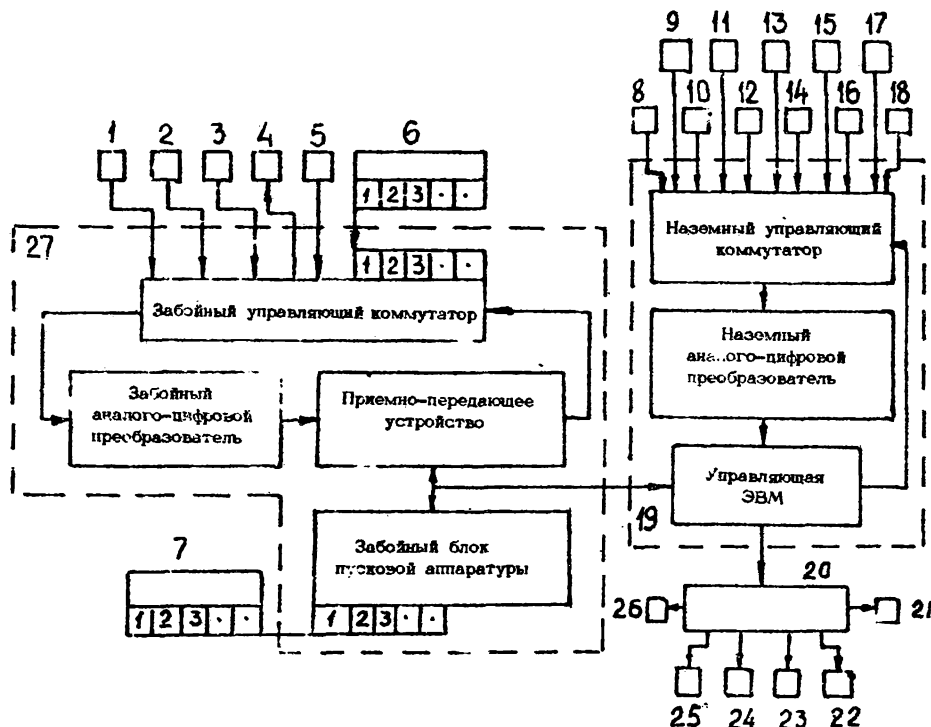


Рис.4. Система автоматического бурения

1 - датчик координат забоя по азимуту; 2 - датчик координат забоя по зенитному углу; 3 - датчик ориентации сечения отклонителя; 4 - генератор электромагнитных колебаний; 5 - приемник колебаний; 6 - датчик положения отклонителя; 7 - привод отклонителя; 8 - датчик поворота несущей рамы; 9 - датчик наклона несущей рамы; 10 - датчик перемещения бурящих труб; 11 - датчик деформации бурящих труб; 12 - гидравлический датчик; 13 - датчик осевых усилий на вертлюго-вращателе; 14 - датчик осевых усилий на забое; 15 - датчик крутящего момента на вертлюго-вращателе; 16 - датчик крутящего момента в забое; 17 - датчик скорости подачи; 18 - датчик угловой скорости бурящего инструмента; 19 - наземное бесконтактное устройство программного управления (НБУП); 20 - блок пусковой аппаратуры; 21 - двигатель привода трубозахватного устройства; 22 - механизм регулировки насоса привода вертлюго-вращателя; 23 - механизм регулировки насоса привода подачи; 24 - двигатель привода подачи; 25 - двигатель вертлюго-вращателя; 26 - двигатель грязевого насоса; 27 - устройство управления отклонителем

При подходе головной части колонны бурящих труб к конечной точке на некотором расстоянии от нее могут успешно включаться в работу генератор и приемник физических колебаний. При этом отпадает необходимость определения координат забоя, поскольку искривление скважины достаточно производить в сторону возрастания мощности колебаний. Большая трудность возникает при создании управляемых отклонителей. Многие организации, в том числе С-ПГН, ведут успешно работы в этом направлении.

Выводы

1. Предварительные испытания буровой установки в подземных условиях показали ее хорошие эксплуатационные качества, надежность в работе основных узлов, позволили определить дальнейшую перспективу развития техники и технологии бурения протяженных точно направленных скважин.

2. Разработан алгоритм расчета кинематических и силовых характеристик, а также основных конструктивных параметров буровой установки, составлена и отлажена программа на фортране, которая позволяет построить ряд конструктивных и эксплуатационных параметров буровых установок для работы в сложных условиях горных выработок.

3. Новизна технических решений, трудность учета в теоретических исследованиях многообразия факторов, влияющих на работу исполнительных органов, вызывает необходимость дальнейшей экспериментальной проверки буровой установки, технической оснастки и средств контроля в процессе бурения протяженных скважин в различных условиях.

4. Поскольку эффективность бурения и проводки протяженных скважин во многом зависит от совершенства средств искривления скважин, контроля и управления, задача создания управляемых отклонителей и средств связи является актуальной и наиболее трудной, так как речь идет о создании техники, способной работать в наиболее трудных условиях призабойного пространства.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

А.с. 1314032 СССР. Способ проводки направленных скважин / О.П.Приходько, Р.Е.Пасынков, В.И.Силаев, Б.Ф.Головченко // Бюл. изобр. 1987. 20.

2. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Т., Бейлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. Недра, 1973.

3. *Offshore*. 1988. Vol. 48, № 4.