Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт нефти и газа
Кафедра «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ Э.А. Петровский
«____» _____2016 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Направление подготовки 21.03.01 «Нефтегазовое дело», профиль 21.03.01.07 «Эксплуатация и обслуживание технологических объектов нефтегазового производства»

Разработка вращателя верхнего привода геологоразведочных машин на основе вариатора скорости

Руководитель _____ доцент, к.т.н. А.К. Данилов

Выпускник _____ Д.Г.Павлюкевич

Красноярск 2016

Федеральное государственное автономное

образовательное учреждение

высшего образования

«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт нефти и газа

Кафедра «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Э.А. Петровский

« ___ » _____ 20 ___ г

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме бакалаврской работы

Студенту Павлюкевичу Денису Григорьевичу
(фамилия, имя, отчество)

Группа ГБ12-08 Направление (специальность) 21.03.01.07
(код)

Эксплуатация и обслуживание технелогических объектов нефтегазового комплекса
(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы: Разработка вращателя верхнего привода геологоразведочных машин на основе вариатора скорости

Утверждена приказом по университету № _____ от _____

Руководитель ВКР А.К.Данилов, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование нефтегазового комплекса», институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет
(инициалы, фамилия, место работы и должность)

Исходные данные для ВКР Геометрические характеристики вращателя верхнего привода ЗБТ 2141.00.000, техническое задание на проектирование, физико - механические характеристики применяемых материалов, компоновка вращателя ЗБТ 2141.00.000, патенты, литература

Перечень рассматриваемых вопросов (разделов ВКР):
1. Цели и задачи;
2. Патентно-литературный обзор;
3. Модулирование конструкции вращателя верхнего привода на основе вариатора скорости;
4. Расчет основных параметров цилиндрической предачи первой ступени;
5. Расчет геометрических параметров цилиндрической передачи.

Перечень графического или иллюстративного материала с указанием основных чертежей, плакатов:
1. Общий вид буровой установки УРБ-2А-2;
2. Гидравлическая схема работы буровой установки УРБ-2А-2;
3. Сборочный чертеж вращателя верхнего привода;
4. Деталировка.

Руководитель ВКР _____ А.К.Данилов
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению _____ Д.Г.Павлюкевич
подпись, инициалы и фамилия студента

« 8 » апреля 2016 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка вращателя верхнего привода геологоразведочных машин на основе вариатора скорости» содержит 75 страниц текстового документа, 14 использованных источников, 4 листа графического материала.

Объект работы: вращатель верхнего привода геологоразведочной буровой установки.

Цель работы: разработка конструкции вращателя верхнего привода буровой установки УРБ-2А-2.

Проанализированы конструкции современный буровых вращателей и вариаторов, рассмотрены виды редукторов.

Проведен расчет основных параметров цилиндрической зубчатой передачи первой ступени вращателя и определены основные геометрические параметры.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....7
1 Описание системы верхнего привода 9
1.1 Устройство системы верхнего привода 9
1.2 Назначение системы верхнего привода 12
1.3 Преимущества системы верхнего привода.....12
1.4 Описание работы установки УРБ-2А-2. 13
1.5 Обзор сущетсвующих конструкций вращателей.....17
1.5.1 Вращатель буровой установки УРБ-2А-2.....17
1.5.2 Автоматический адаптивный вариатор «Комбарко» 19
1.5.3 Дифференциальный вариатор (RU 2457379) 21
1.5.4 Вариатор момента (RU 2445531).....24
1.5.5 Бипланетарный вариатор (RU 2400657) 27
1.6 Обзор конструкций редукторов.....32
1.6.1 Цилиндрический редуктор 33
1.6.2 Червячный редуктор 36
1.6.3 Конический редуктор.....38
1.6.4 Планетарный редуктор 41
1.6.5 Волновой редуктор 43
1.7 Способы упрочнения зубьев. 46
1.8 Выводы.....48
2 Эскизное проектирование конструкции вращателя 50
2.1 Выбор кинематической схемы вращателя.....50
2.2 Эскизная компоновка 52
2.3 Выводы. 55
3 Расчетная часть.....56
3.1 Определение основных параметров цилиндрической передачи.....56
3.2 Геометрических расчет цилиндрической передачи. 67

3.3 Выводы 69
4 Анализ конструкции вращателя 71
4.1 Компоновка вращателя 71
4.2 Выводы 74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ. 75
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 76
ПРИЛОЖЕНИЕ А. ГРАФИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ 78

ВВЕДЕНИЕ

На данный момент во всем мире происходит интенсификация процессов бурения, а также обновление существующего парка бурового оборудования. Для увеличения объемов бурения, освоения новых месторождений в новых нефтегазовых провинциях и на арктическом шельфе необходимое серьезное обновление парка буровых установок.

На сегодняшний день наиболее востребованным способом бурения нефтяных и газовых скважин является бурение с применением системы верхнего привода (СВП). Данной системой оборудуются как импортные, так и отечественные буровые установки.

Система верхнего привода в отличие от бурения ведущей штангой позволяет вращать и одновременно перемещать буровую колонну по стволу скважины при проведении любой операции, что снижает до минимума риск оставления прихваченной колонны бурильных труб в скважине.

Основным рабочим органом СВП является вращатель, который необходим для передачи бурильной колонне вращения и осевого усилия. Современные вращатели, которыми оснащены буровые установки на данный момент, представляют собой многоступенчатый редуктор, с помощью которого изменяется частота вращения на выходном звене.

Недостатками современных вращателей являются сложность схем, большой вес и габариты, низкий КПД, наличие в его конструкции громоздкой, металлоемкой, подверженной высоким динамическим нагрузкам зубчатой трансмиссии, работа которой сопровождается большими механическими потерями энергии при ее передачи от приводного двигателя к шпинделю с буровым инструментом и высокими уровнями вибрации всей конструкции при бурении скважин. Необходимость применения многоступенчатых механических редукторов в приводе для снижения частоты вращения выходного вала приводит к снижению надежности, усложнению и повышению стоимости конструкции вращателя. Конструкция современных вращателей

позволяет осуществлять регулировку частоты оборотов выходного звена в основном по трем ступеням, причем переключение передач осуществляет оператор, работающий непосредственно на буровой установке.

В связи с вышеизложенным целью данной работы является разработка конструкции адаптивного вращателя верхнего привода геологоразведочных машин на основе вариатора скорости, который будет автоматически осуществлять регулировку скорости вращения в зависимости от нагрузки на буровой колонне.

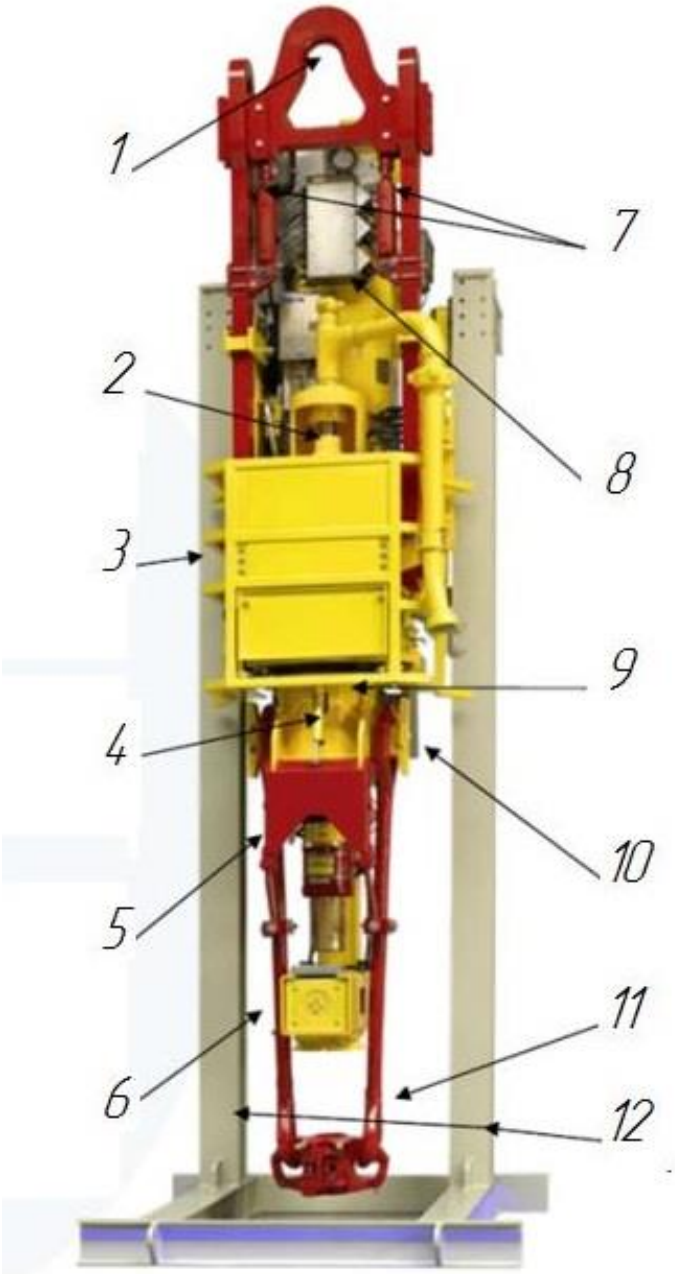
1 Описание системы верхнего привода

1.1 Устройство системы верхнего привода

Система верхнего привода – важный элемент буровой установки, который представляет собой подвижный вращатель, совмещающий функции вертлюга и ротора, оснащенный комплексом средств для работы с бурильными трубами при выполнении спуско – подъемных операций. Данная система предназначена для оперативной и безаварийной проводки вертикальных, наклонно – направленных и горизонтальных скважин при бурении.

Рисунок 1 – Общий вид системы верхнего привода

Подвижная часть системы верхнего привода состоит из вертлюга-редуктора, подвешенного на штропах на траверсе талевого блока.



1 – подвеска в сборе, 2 – сальниковый узел, 3 – редуктор, 4 – система определения положения трубного манипулятора, 5 – механизм наклона штропов, 6 – трубный манипулятор с зажимом, 7 – встроенная система с противовесом, 8 – электродвигатель переменного тока, 9 – вращающаяся головка, 10 – встроенная гидравлическая система, 11 – штропа элеватора, 12 - направляющие

Рисунок 2 – Устройство системы верхнего привода

На верхней крышке вертлюга - редуктора предусмотрен взрывозащищенный электродвигатель постоянного тока. Один конец вала электродвигателя с помощью эластичной муфты присоединен к быстроходному валу редуктора.

На противоположном конце - дискоколодочный тормоз. К корпусу вертлюга-редуктора крепится рама, через неё блоком роликов передается крутящий момент на направляющие и с них - на вышку. Между талевым блоком и вертлюгом-редуктором установлена система разгрузки резьбы, она обеспечивает автоматический вывод резьбовой части ниппеля замка бурильной трубы из муфты при развинчивании и ход ниппеля при свинчивании замка. Повреждение резьбы при этом исключается.

Трубный манипулятор под действием зубчатой пары с приводом от гидромотора может поворачивать элеватор в любую необходимую сторону: на мостки, на шурф для наращивания и т. д.

Трубный зажим нужен для захвата и удержания от вращения верхней муфты трубы во время свинчивания/развинчивания с ней ствола вертлюга.
Между ниппелем и стволом вертлюга навернут ручной шаровой кран для неоперативного перекрытия внутреннего отверстия ствола вертлюга. Для оперативного перекрытия отверстия ствола вертлюга перед отводом установлен внутренний превентор (двойной шаровой кран), который также служит для удержания остатков промывочной жидкости после отвинчивания бурильной колонны.

Вертлюжная головка служит для передачи рабочей жидкости с невращающейся части СВП на вращающуюся часть и позволяет не отсоединять гидравлические линии, когда трубный манипулятор вращается с бурильной колонной при бурении, при проработке скважины или позиционировании механизма отклонения штропов элеватора.

Система отклонения штропов предназначена для отвода/подвода элеватора к центру скважины. Система отклонения штропов представляет

собой штропы, подвешенные на боковых рогах траверсы. К штропам крепятся гидроцилиндры отклонения штропов.

Система верхнего привода проходит техническое диагностирование при каждом монтаже в соответствии с инструкции по эксплуатации, а отдельные детали и механизмы в процессе эксплуатации. Полная инспекционная проверка привода осуществляется через 1500 эксплуатационных часов. На рисунке 2 обозначены основные узлы, которые каждые 3000 эксплуатационных часов подвергаются диагностике неразрушающими методами контроля – адаптер штроп, подвеска привода, штропа элеватора, цапфы редуктора, коренной вал.

1.2 Назначение системы верхнего привода

Система верхнего привода позволяет выполнять следующий комплекс технологических операций:

- вращение бурильной колонны с регулированием частоты оборотов бурильной колонны при бурении, проработке и расширении ствола скважины, при подъеме/спуске бурового става;
- торможение бурильной колонны и её удержание в заданном положении.

Обеспечение проведения спуско - подъемных операций в том числе:

- наращивание/разборка бурильной колонны свечами и одиночными трубами;
- свинчивание/развинчивание бурильных труб, докрепление/раскрепление резьбовых соединений;
- подача бурильных труб к стволу/удаление от ствола вертлюга;
- проведение операций по спуску обсадных колонн в скважину;
- промывка скважины и одновременное проворачивание бурильной колонны;
- задание и обеспечение величин крутящего момента и частоты вращения, их измерение и вывод показаний на дисплей панели управления, выносной дисплей, пульт управления и на станцию геолого-технических исследований;
- возможность дистанционного управления буровыми работами;
- герметизация внутритрубного пространства шаровыми кранами.

1.3 Преимущества системы верхнего привода

Система верхнего привода в сравнении с бурением ведущей штангой позволяет вращать и одновременно перемещать буровую колонну по стволу скважины при проведении любой операции, что значительно повышает оперативность производимых работ и экономит время при наращивании бурильных труб, снижает до минимума риск оставления прихваченной колонны бурильных труб в скважине.

Силовой вертлюг позволяет в любой момент времени при спуске или подъеме инструмента элеватором в течение 2 - 3 минут соединить с бурильной колонной и восстановить циркуляцию бурового раствора и вращение бурильной колонны, тем самым предотвратить прихват инструмента.

Мобильность силового привода позволяет осуществлять расширение (проработку) ствола скважины не только при спуске, но и при подъеме инструмента.

Наличие механизированного сдвоенного шарового крана (превентора) позволяет быстро перекрыть внутреннее отверстие в колонне, тем самым предотвратить разлив бурового раствора при отсоединении ствола силового вертлюга от свечи. Вся операция проводится бурильщиком без участия остальных членов буровой бригады.

Использование электродвигателя постоянного тока или переменного с изменяющейся частотой дает возможность получать точный и плавный меняющийся вращательный момент докрепления для каждого соединения, что увеличивает срок службы бурильной свечи и обеспечивает точный крутящий момент при свинчивании и докреплении резьб.

1.4 Описание работы буровой установки УРБ-2А-2

На данный момент самоходные буровые установки разведочного бурения типа УРБ-2А-2 являются наиболее востребованными при проведении

инженерно – геологических изысканий и нашли широкое применение на отечественном производстве и за рубежом. Популярность данной буровой установки обусловлена ее универсальностью, как в плане монтажа на различную транспортную базу – колесную, гусеничную, так и в возможности применения данной установки для различных способов бурения.

Рисунок 3 – Общий вид буровой установки УРБ-2А-2 на шасси ЗИЛ - 131

Данная буровая установка предназначена для бурения структурно – поисковых скважин на нефть и газ, геофизических скважин, разведки месторождений твердых полезных ископаемых, строительных материалов, подземных вод, а также бурения водозаборных и взрывных скважин. Бурение производится вращательным способом с промывкой или с продувкой скважины, а также шнеками.

От раздаточной коробки осуществляется привод бурового насоса, двух аксиально-поршневых насосов и одного шестеренного насоса. Один из аксиально-поршневых насосов питает гидромотор вращателя, второй -

гидродомкрат перемещения вращателя. Шестеренный насос питает гидродомкрат подъема мачты и гидродомкрат перемещения вращателя при подаче инструмента на забой.

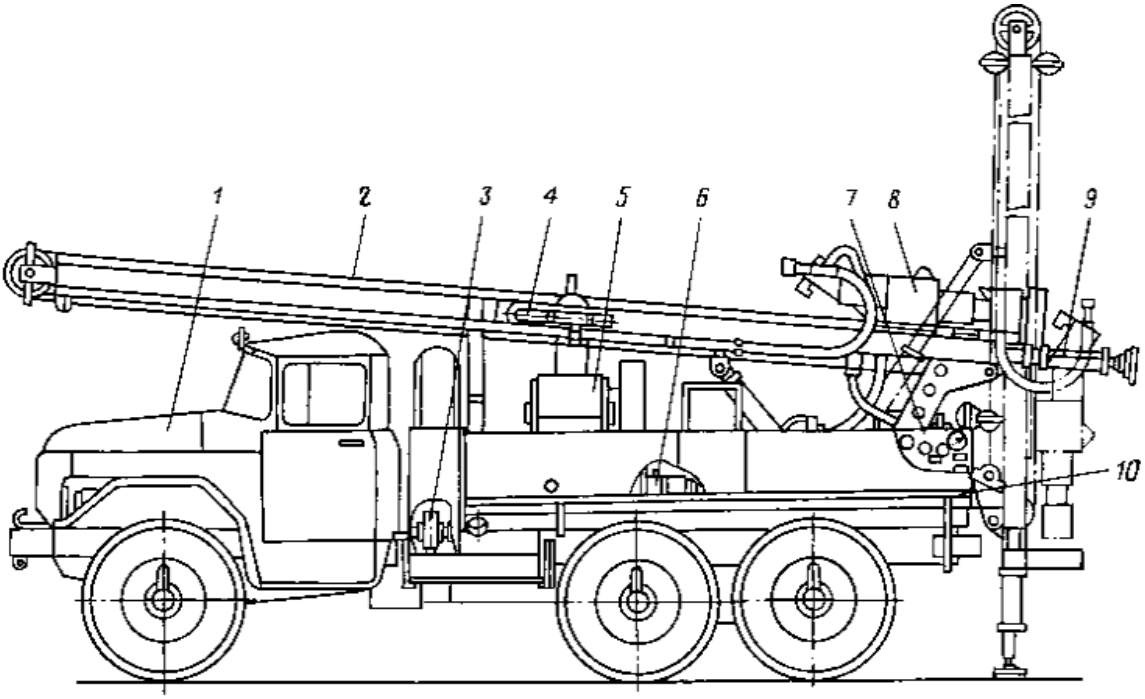
Таблица 1 - Основные технические характеристики УРБ-2А-2

Глубина бурения, м	
Геофизических скважин	100
Структурных скважин	300
При продувке забоя воздухом	30
При бурении шнеками	30
Начальный диаметр бурения, мм	190
Диаметр бурения, мм	
При продувке забоя воздухом	135
При бурении шнеками	135
Крутящий момент, Н-м	
I скорость	2010
II скорость	1210
III скорость	830
Ход вращателя, мм.	5200
Рабочеедавление в гидросистеме, кгс/см^2	100
Грузоподъемность инструмента, кгс	4600
Грузоподъемность мачты, кгс	6000
Габаритные размеры в транспортном положении, мм	8080х2500х3500
Габаритные размеры в рабочем положении, мм	8080х2500х8380
Масса установки, кг	не более 13 800

Вращатель с гидроприводом, перемещающийся по мачте, служит для свинчивания (развинчивания) бурильных труб. Он обеспечивает возможность наращивания бурильного инструмента без отрыва его от забоя. Вращатель имеет три диапазона частоты вращения, изменение которых осуществляется вводом в зацепление соответствующей пары шестерен.

Механизм перемещения вращателя состоит из гидравлического домкрата и полиспастной системы, благодаря которой вращатель перемещается вверх и вниз с удвоенной скоростью относительно штока домкрата. Опорные домкраты

мачты, система питания которых связана с гидродомкратом перемещения вращателя, обеспечивают автоматическую разгрузку шасси автомобиля от усилий, возникающих при подъеме бурового инструмента.



1 - автомобиль ЗиЛ-131; 2 - мачта; 3 - коробка отбора мощности; 4 - гидроцилиндр подъема мачты; 5 - буровой насос; 6 -раздаточная коробка; 7 - пульт управления; 8 - подвижный вращатель; 9 - опорные домкраты; 10 – рама

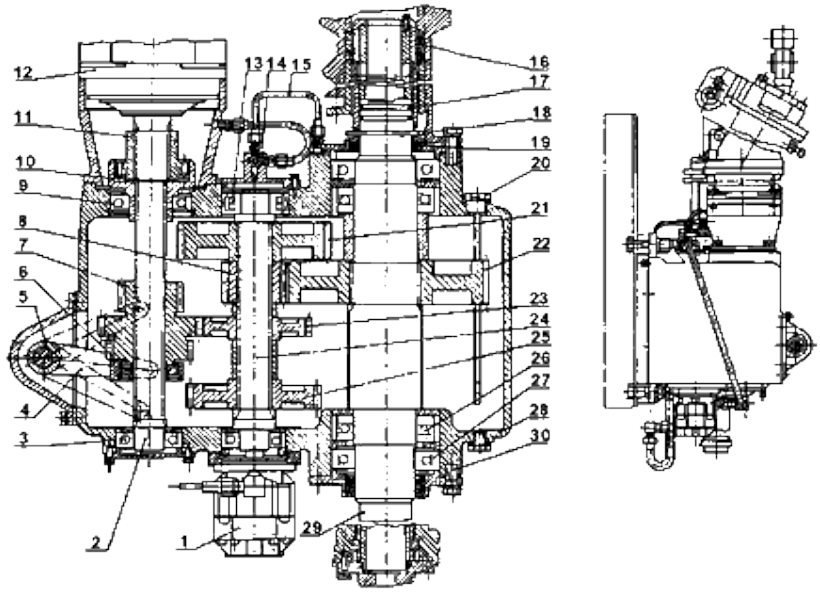
Рисунок 4 – Буровая установка УРБ-2А-2

Буровая установка оборудована маслонасосом с ручным приводом, обеспечивающим подъем бурового инструмента и опорных домкратов, а также перевод мачты в транспортное положение в случае выхода из строя приводного двигателя или трансмиссии. Управление установкой осуществляется с пульта, на котором расположены органы оперативного управления и приборы контроля процесса бурения.

1.5 Обзор существующих конструкций вращателей

1.5.1 Вращатель буровой установки УРБ-2А-2

Вращатель буровой установки УРБ 2А2-Д (рисунок 5) представляет собой трехвалковую трехскоростную механическую коробку передач с цилиндрическими прямозубыми передачами в литом стальном корпусе. Данное оборудование необходимо для наращивания бурильного инструмента и производства спуско – подъемных операций бурового инструмента и его подачу непостредственно при бурении. Перемещение вращателя осуществляется при помощи гидроцилиндра и талевой системы.



1 - насос пластинчатый; 2, 24 - валы; 3, 6, 9,13, 26, 27 - подшипники; 4 - вилка; 5 - валик управления; 7 - блок шестерня; 8, 21, 22, 23, 25 - шестерни; 10,11 - полумуфты; 12 - насос-мотор; 14 - крышка; 15 - маслопровод; 16 - набивка многослойно плетёная; 17 - кольца; 18 - отражатель; 19 - манжета; 20 - щуп; 28 - корпус; 29 - шпиндель; 30 – пробка

Рисунок 5 - Вращатель УРБ-2А-2

Привод вращателя осуществляется от гидромотора 12. Изменение передач достигается передвижением блока шестерен 7 на валу 2 при помощи вилки 4 и валика управления 5.

Шпиндель 29 установлен в корпусе 28 на радиальных подшипниках 26. Для восприятия осевых нагрузок служат упорные подшипники 27. Регулировка осевого зазора в упорных подшипниках производится жестяными прокладками под верхней крышкой.

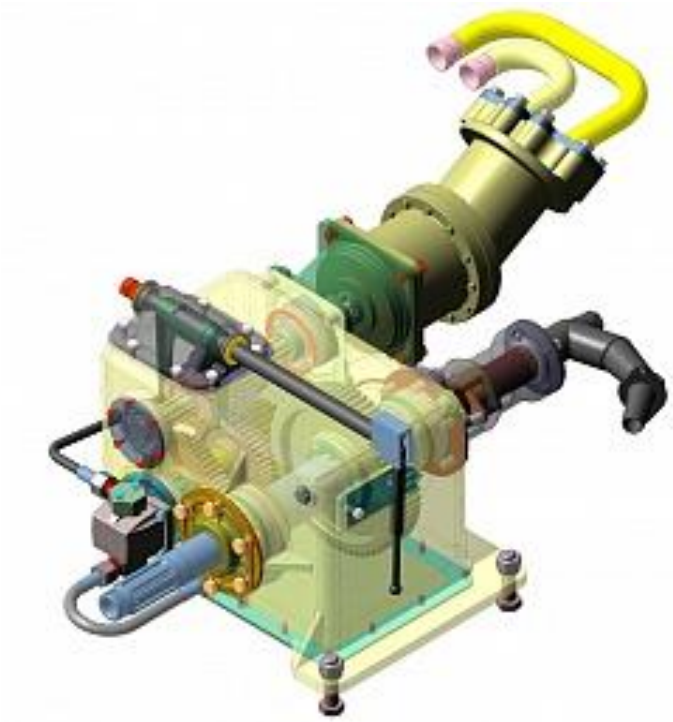


Рисунок 6 – Общий вид вращателя УРБ-2А-2

Для обеспечения возможности подачи промывочной жидкости или воздуха шпиндель выполнен полым.

На верхнем конце шпинделя при помощи болтов закреплен сменный стакан 16, на который устанавливается сальник.

Нижний шлицевой конец шпинделя служит для установки шарнирного элеватора.

Подача масла для смазки шестерен и подшипников вращателя производится пластинчатым насосом 1, соединенным со вторым валом вращателя. Масло принудительно подается в распределитель 14, оттуда поступает к

верхним подшипникам всех трех валов и, стекая вниз, смазывает все вращающиеся детали.

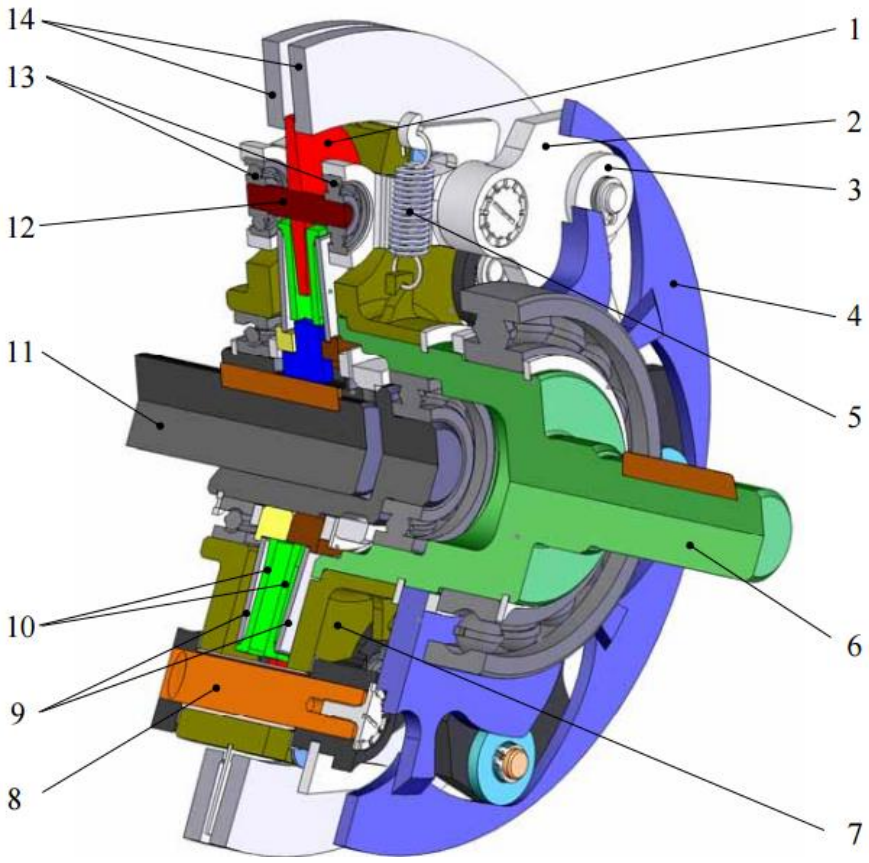
Отражатель 17 служит для защиты манжет и подшипников шпинделя от попадания промывочной жидкости.

1.5.2 Автоматический адаптивный вариатор «Комбарко»

Конструкция данного вариатора включает в себя ряд центральных внешних и внутренних фрикционных дисков, между которыми с помощью нажимных элементов зажаты сателлиты (детали, передающие в планетарной передаче крутящий момент). Каждая из осей последних для повышения надежности конструкции установлена в двух подшипниках качения (в традиционных устройствах эти оси закреплены консольно в подшипниках скольжения). Подшипники сателлитов установлены на концах поворотных рычагов, с противоположной стороны которых располагаются противовесы с роликами, перемещающимися в фасонных прорезях (направляющих) диска, закрепленного на выходном валу. Передаточное отношение вариатора определяется удалением от вала сателлитов, на которые с одной стороны действует тарельчатая пружина, а с другой — противовесы поворотных рычагов (кулачковый механизм). При малом моменте на валу и большой скорости вращения сателлиты стягиваются к центру (к валу) тарельчатой пружиной, а ролики с противовесами, положение которых в фасонной прорези определяется скоростью выходного вала, наоборот, удаляются от него. При возрастании сопротивления на валу (и уменьшении его скорости) ролики быстро передвигаются по направляющей прорези к центру, что вызывает поворот рычага и перемещение сателлитов к периферии. В результате автоматически меняется передаточное отношение.

При уменьшении же момента они смещаются в обратном направлении, всегда стремясь занять положение, уравновешивающее действующие на них силы.

В традиционных вариаторах сателлиты выдавливаются к центру простым силовым нажимом на фрикционные элементы, в результате чего все точки контакта нагружаются одинаково, независимо от величины передаваемых усилий. Поэтому, во избежание разрушения фрикционных дисков сильным прижимом, крутящий момент резко ограничивают — как только он возрастает более чем в 2 раза, система передачи начинает буксовать.



1 - конические сателлиты; 2 - поворотный рычаг; 3 - ролик; 4 - кулачковый диск; 5 - пружина растяжения; 6 - выходной вал; 7 - водило; 8 - ось; 9 - тарельчатые пружины; 10 - внутренние центральные фрикционные диски; 11 - входной вал; 12 - ось сателлита; 13 - опоры качения; 14 - внешние центральные фрикционные диски.

Рисунок 7 – Конструктивная схема дискового планетарного вариатора компании «Комбарко»

Восьмикратное повышение момента адаптивным вариатором стало возможным благодаря оптимизированному прижиму фрикционных дисков,

происходящему автоматически в зависимости от передаточного отношения. При этом во фрикционных контактах учитывается и изменяющийся коэффициент гидродинамического трения, поскольку крутящий момент (касательное усилие) между дисками передается через тонкую (1,5 мкм) пленку вариаторного масла, благодаря которой при сжатии они не соприкасаются и не изнашиваются.

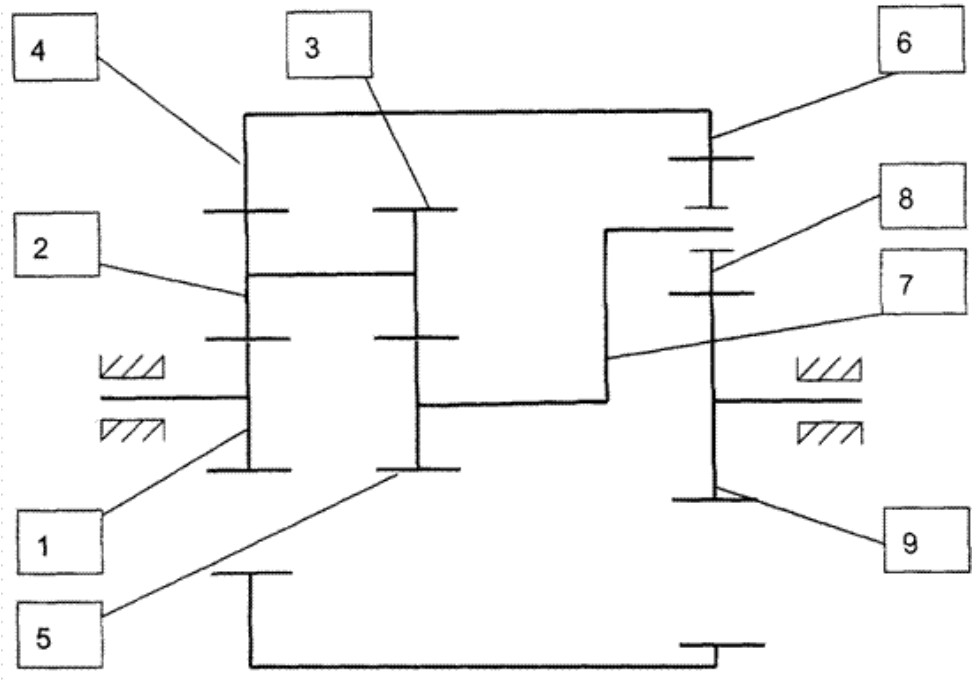
Внутренние и внешние нажимные элементы адаптивного вариатора упруго деформируются за счет расклинивающего действия сателлитов, имеющих конусообразное сечение. Оптимальный по КПД нажим на фрикционные диски обеспечивается за счет специально подобранных характеристик «сила — деформация». Возможность заедания вариатора при таком решении исключается, а контактные напряжения сводятся к минимуму.

1.5.3 Дифференциальный вариатор (RU 2457379)

Дифференциальный вариатор (рисунок 8) включает центральную шестерню 1, сателлит первой ступени 2, сателлит второй ступени 3, центральное колесо первой ступени 4, центральную шестерню второй ступени 5, центральное колесо второй ступени 6, водило 7, сателлит второй ступени 8 и центральное колесо 9.

Дифференциальный вариатор (рисунок 9) состоит из ведущего звена Z_1 сателлита g_1 и водила h_1, на выходном валу которого установлено ведущее звено планетарной передачи второй ступени Z_2, зацепляющееся с сателлитом g_2, установленном на водиле h_2. Сателлит g_3, имея общую ось с сателлитом g_2, зацепляется с выходным звеном Z_3. Двухвенцовое звено B, с внутренним зацеплением, образует замкнутый контур с планетарными передачами первой и третьей ступеней и имеет определенную массу m. Как любая дифференциальная передача, заявляемая может иметь ведущим звеном Z_1, B или Z_3, однако рассматривается здесь передача, в которой $\omega_{z1} > \omega_{z3}$.

Работает передача следующим образом. За счет двухвенцовой короны В звенья передачи образуют замкнутый контур. В зависимости от направления вращения звеньев в замкнутом контуре возможна циркуляция мощности при значительном снижении КПД передачи.



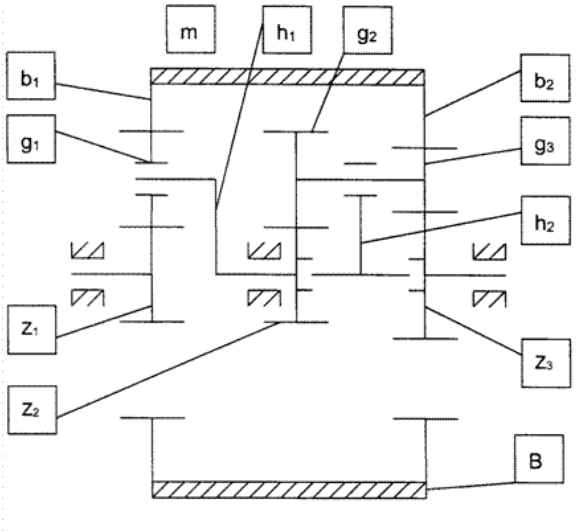
1 - центральная шестерня, 2 - сателлит первой ступени, 3 - сателлит второй ступени , 4 - центральное колесо первой ступени, 5 - центральную шестерню второй ступени, 6 - центральное колесо второй ступени, 7 - водило, 8 - сателлит второй ступени, 9 - центральное колесо

Рисунок 8 – Функциональная схема дифференциального вариатора

Известен вариатор, состоящий из входного вала с солнечной шестерней и содержащий сателлиты, фрикционные диски, промежуточный вал, корону и выходной вал. (А.Ф.Крайнев «Механика машин». Фундаментальный справочник, 2000, стр.71, а)

Известный механизм характеризуется относительно низким диапазоном изменения частоты вращения выходного вала, малой нагрузочной способностью, потерями мощности в фрикционном механизме, повышенными тепловыми потерями.

Наиболее близким по технической сущности к заявленному является зубчатое передаточное устройство с бесступенчатым изменением передаточного отношения, включающее две ступени планетарных механизмов, состоящих из большой и малой центральных шестерен, жестко закрепленных на центральном валу и внешней двухвенцовой шестерни, с возможностью вращения последней вокруг оси центральных колес, при этом внешние зубья центральных шестерен и внутренние зубья двухвенцовой шестерни находятся в зацеплении с планетарными шестернями, радиально расположенными вокруг центральных колес и одновременно установленными на осях двух водил, с возможностью вращения последних вокруг центральных колес и передачи мощности, при этом первая ступень является ведущей, а вторая - ведомой. (GB Патент N_s 2238 090, 1991 г.)



Z_1 - ведущее звено, g_1, g_2, g_3 - сателлит, h_1, h_2 - водило, Z_2 - ведущее звено планетарной передачи второй ступени, Z_3 – выходное зыено, B - двухвенцовое звено

Рисунок 9 - Кинематическая схема вариатора

Это передаточное устройство не обеспечивает передачу крутящего момента без дополнительного управляющего устройства, а использование последнего усложняет конструкцию, снижает КПД и надежность работы устройства, устройство не работает в оптимальном режиме в зависимости от изменения нагрузки на ведущем и ведомом валах допускается динамическая

нагрузка на управляющий механизм, что снижает надежность и увеличивает износ устройства.

В основу изобретения положена задача создания такой дифференциальной передачи, в которой без внешнего управляющего воздействия можно бесступенчато изменять вращательные движения выходного звена в заданном диапазоне угловой скорости.

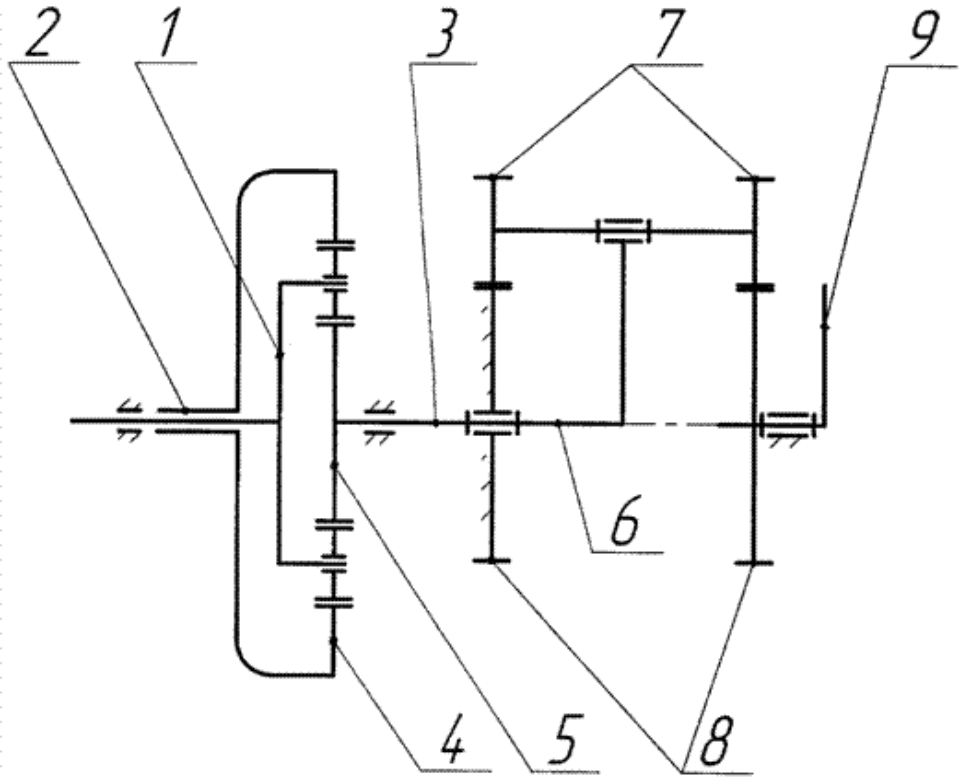
1.5.4 Вариатор момента (RU 2445531)

Изобретение относится к механизмам зубчатых бесступенчатых передач и может быть использовано в транспортном машиностроении, станкостроении. Вариатор содержит дифференциал, включающий водило (1) в качестве входного звена, большее центральное колесо (4), которое является выходным, меньшее центральное колесо (5), и двухрядный планетарный механизм, включающий водило (6) с блоком сателлитов (7) и двумя центральными соосными зубчатыми колесами (8). Одно из колес (8) закреплено неподвижно, а второе установлено с возможностью вращения и к нему жестко прикреплен рычаг (9) управления вариатором. Выполнение дифференциала в составе вариатора нессиметричным позволяет уменьшить управляющий момент и, соответственно, усилие на рычаге управления.

Известны бесступенчатые приводы, содержащие фрикционные вариаторы, клиноременные или торовые [Пронин, Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / А.Б.Пронин, Г.А.Ревков. - изд. 3-е, перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1980. - 320 с., ил.]. Их недостатком является сложность конструкции, большие потери на трение в фрикционной паре и недостаточная передаваемая мощность, ограниченная возможностями фрикционной пары.

Наиболее близким к предлагаемому техническому решению является вариатор момента нефрикционного типа [пат. № 2391584 РФ, МПК 16Н 3/74, F16H 48/06], содержащее симметричный дифференциал с водилом в качестве

входного звена и двумя выходными центральными колесами, одно из которых является выходным звеном, а второе соединяется с водилом планетарного



1, 6 - водило, 2, 3 – выходной вал, 4 - большее центральное колесо, 5 - меньшее центральное колесо, 7 - блок сателлитов, 8 - центральные соосные зубчатые колеса, 9 - рычаг управления вариатором

Рисунок 10 - Функциональная схема вариатора

механизма, который выполнен двухрядным, а на водиле установлен с возможностью вращения блок сателлитов, образованный двумя соосными сателлитами с равным числом зубьев, попарно взаимодействующими с двумя центральными соосными зубчатыми колесами, одно из которых закреплено неподвижно, а второе установлено с возможностью вращения, и к нему жестко прикреплен рычаг управления вариатором.

Недостатком данного устройства является то, что управляющий момент со стороны водила планетарного механизма равен моменту на выходном колесе, вследствие чего велико усилие на рычаге управления.

Задачей изобретения является уменьшение усилия на рычаге управления вариатором момента.

Поставленная задача решается тем, что в вариаторе момента, содержащем дифференциал с водилом в качестве входного звена, у которого одно центральное колесо является выходным, а второе соединено с водилом двухрядного планетарного механизма, на котором установлен с возможностью вращения блок сателлитов, образованный двумя соосными сателлитами с равным числом зубьев, попарно взаимодействующими с двумя центральными соосными зубчатыми колесами, одно из которых закреплено неподвижно, а второе установлено с возможностью вращения, и к нему жестко прикреплен рычаг управления вариатором, причем центральные колеса дифференциала выполнены с разным числом зубьев, причем большее колесо является выходным, а меньшее соединено с водилом планетарного механизма.

Кинематическая схема вариатора представлена на чертеже. Устройство состоит из дифференциального механизма, входным звеном которого является водило 1 с сателлитами и двумя центральными колесами 4 и 5, установленными на выходных валах 2 и 3 соответственно, один из которых соединен с водилом 6 планетарного механизма, который выполнен двухрядным, а на водиле 6 установлен с возможностью вращения блок сателлитов 7, образованный двумя соосными сателлитами с равным числом зубьев, взаимодействующими с двумя центральными соосными зубчатыми колесами 8, одно из которых закреплено неподвижно, а ко второму подвижному колесу жестко прикреплен рычаг управления 9 вариатором.

Вращение от двигателя подается на водило 1 дифференциала. Полученное водилом движение делится между выходными валами 2 и 3 с центральными колесами 4 и 5 соответственно. При неподвижном выходном вале 2 движение центрального колеса 5 передается на водило планетарного механизма 6, которое вместе с блоком сателлитов 7 свободно вращается вокруг центральных зубчатых колес 8, которые остаются неподвижными, поскольку

одно из них закреплено неподвижно, а передаточное отношение равно бесконечности при равных числах зубьев центральных зубчатых колес 8.

При приложении управляющего момента на рычаг управления 9 свободное движение водила 6 с блоком сателлитов 7 затормаживается, и возникающий момент торможения на валу водила 6 способствует возникновению крутящего момента на выходном валу 2 вариатора, причем этот момент пропорционален управляющему усилию. Угловая скорость выходного вала 2 также начинает увеличиваться по мере преодоления момента полезного сопротивления пропорционально управляющему воздействию. Диапазон регулирования угловой скорости выходного вала 2, таким образом, находится в пределах от нуля до значения, обусловленного передаточным отношением от водила 1 к центральному колесу 4.

Вариатор момента, содержащий дифференциал, у которого одно центральное колесо является выходным, а второе соединено с водилом двухрядного планетарного механизма, на котором установлен с возможностью вращения блок сателлитов, образованный двумя сооснными сателлитами с равным числом зубьев, попарно взаимодействующими с двумя центральными сооснными зубчатыми колесами, одно из которых закреплено неподвижно, а второе установлено с возможностью вращения и к нему жестко прикреплен рычаг управления вариатором, отличающийся тем, что центральные колеса дифференциала выполнены с разным числом зубьев, причем большее колесо является выходным, а меньшее соединено с водилом планетарного механизма.

1.5.5 Бипланетарный вариатор (RU 2400657)

Изобретение относится к машиностроению и может быть использовано в транспортных средствах, в частности в автомобиле. Вариатор содержит корпус, ведущий вал, сдвоенный эпицикл (3). Приемная часть эпицикла (3) содержит рабочий контур в виде эпитрохоиды (4), очерченной вершинами трехуглового ротора (5). В нем соосно расположен кривошип (6), выполненный эксцентрично

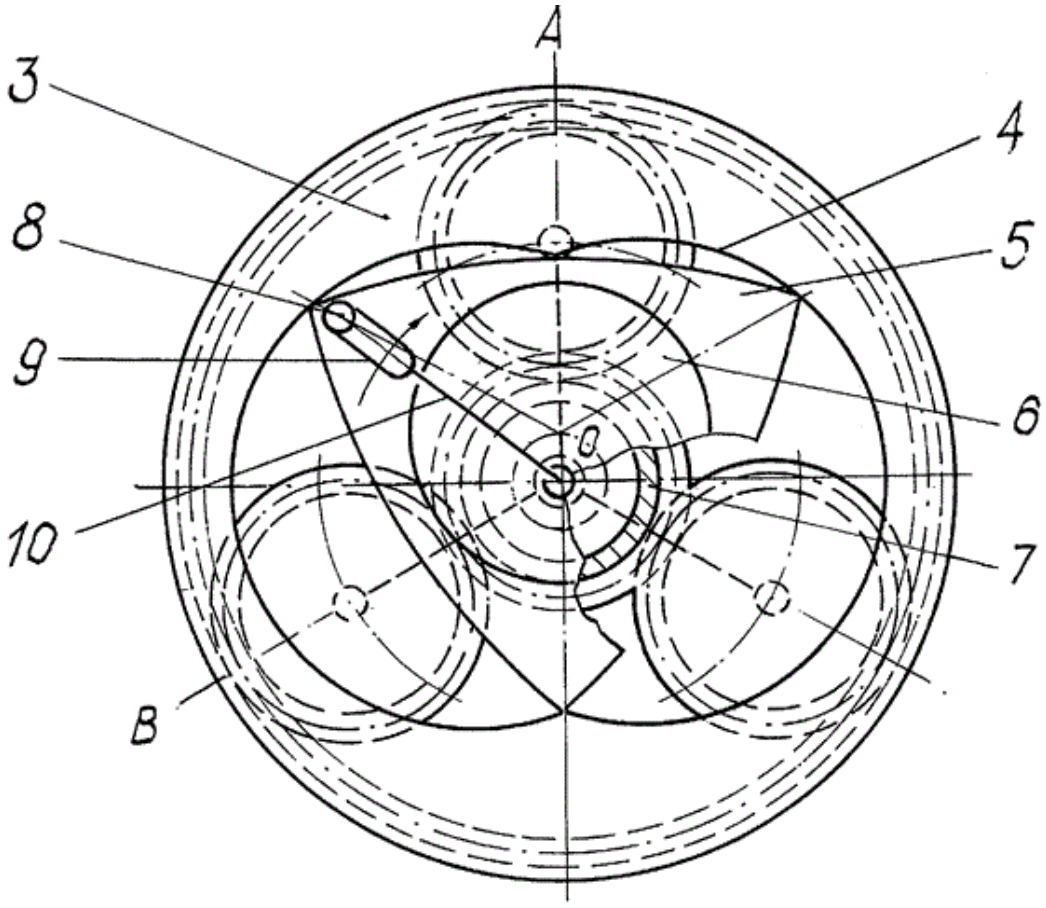
по отношений к единому с ним солнечному шипу (7), ось которого совпадает с центром сдвоенного эпицикла (3). Радиусы солнечного шипа (7) и кривошипа (6) соотносятся как 2:3. Эксцентриситет равен половине радиуса солнечного шипа (7). Боковая поверхность трехуглового ротора (5) содержит штифт (8), с которым совмещается радиальная кулиса (9) ведущего водила (10), соосного с солнечным шипом (7). Вторая часть эпицикла (3) является зубчатым венцом внутреннего зацепления, содержащим группу сателлитов, связанных посредством центральной шестерни с солнечным шипом (7) и объединенных нагрузочным водилом. Изобретение позволяет упростить конструкцию, повысить надежность, долговечность и экономичность вариатора.

Известна пятиступенчатая коробка ZF 5HP-24, которая устанавливается на легковом автомобиле BMW седьмой серии предыдущего поколения и на Jaguar XJ, (см., например, журнал "Авторевю", № 8 /264/, 2002, стр.56-57). Сложность данного "автомата" объясняется наличием таких вспомогательных устройств и агрегатов, как гидротрансформатор, гидромуфта, гидроблок управления, дополнительные планетарные ряды, устройства для блокировки элементов планетарной передачи между собой или на корпус, тормозные устройства.

Задачей заявляемого технического решения является устранение перечисленных вспомогательных устройств с сохранением всех преимуществ "автомата" без малейшего ущерба для него.

Решение поставленной задачи достигается тем, что "корона" бипланетарного вариатора, включающего центральное колесо внутреннего зацепления, водило, сателлиты, центральную шестерню, представляет собой сдвоенный эпицикл, приемная часть которого содержит рабочий контур в виде эпитрохоиды, очерченной вершинами трехуглового ротора с расположенным в нем соосно кривошипом, выполненным эксцентрично по отношению к единому с ним солнечному шипу, ось которого совпадает с центром "короны", причем радиусы солнечного шипа и кривошипа соотносятся как 2:3, эксцентриситет составляет половину радиуса солнечного шипа, боковая поверхность

трехуглового ротора содержит штифт для совмещения с радиальной кулисой ведущего водила, соосного с солнечным шипом, а вторая часть "короны" является зубчатым венцом внутреннего зацепления, содержащим группу сателлитов, связанных, посредством центральной шестерни, с солнечным шипом и объединенных нагрузочным водилом.



3 - сдвоенный эпицикл, 4 - рабочий контур в виде эпитрохоиды, очерченной вершинами трехуглового ротора 5, 6 – кривошип, 7 – солнечный шип, 8 – штифт, 9 - радиальная кулиса, 10 - ведущее водило

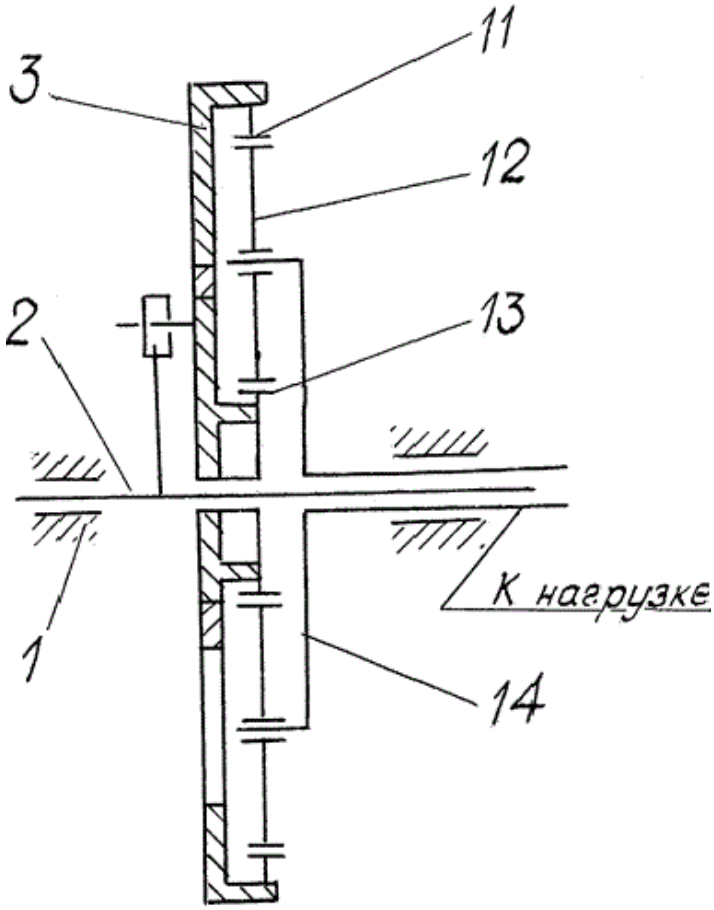
Рисунок 11 - Бипланетарный вариатор

Новизна изобретения состоит в том, что планетарный механизм в предлагаемом бипланетарном исполнении является вариатором, реализующим абсолютно все рабочие режимы прототипа без вспомогательных устройств и без разрыва потока мощности при их превращениях.

По данным патентной и научно-технической информации заявленная конструкция не обнаружена, что позволяет судить об изобретательском уровне предлагаемого решения.

Промышленная применимость обусловлена существенным упрощением, повышением надежности, долговечности и экономичности прототипа.

На чертежах представлена принципиальная схема бипланетарного вариатора, который устроен следующим образом.



1 - корпус, 2 – ведущий вал, 3 - сдвоенный эпицикл 3, 11 - зубчатый венец внутреннего зацепления, 12 - группасателлитов, 13 - центральная шестерня, 14 - нагрузочнае водило

Рисунок 12 - Функциональная схема бипланетарного вариатора

В корпусе 1, посредством ведущего вала 2, установлен бипланетарный вариатор, "корона" которого представляет собой сдвоенный эпицикл 3.

Приемная часть эпицикла 3 содержит рабочий контур в виде эпитрохоиды 4, очерченной вершинами трехуглового ротора 5 (рисунок 11). В нем соосно расположен кривошип 6, выполненный эксцентрично по отношение к единому с ним солнечному шипу 7, ось которого совпадает с центром "короны". Радиусы солнечного шипа 7 и кривошипа 6 соотносятся как 2:3. Эксцентриситет равен половине радиуса солнечного шипа 7. Боковая поверхность трехуглового ротора 5 содержит штифт 8, с которым совмещается радиальная кулиса 9 ведущего водила 10, соосного с солнечным шипом 7. Вторая часть "короны" является зубчатым венцом внутреннего зацепления 11, содержащим группу сателлитов 12 (рисунок 12), связанных, посредством центральной шестерни 13, с солнечным шипом 7 и объединенных нагрузочным водилом 14. Подвижные соединения ротора 5 с эпициклом 3 и кривошипом 6 могут быть выполнены посредством шариков или роликов, исключающих трение скольжения в бипланетарном вариаторе вообще.

Работает бипланетарный вариатор следующим образом. При вращении водила 10 в указанном направлении (рисунок 10) ротор 5 приходит во вращательно-переносное (планетарное) движение. Поворачиваясь на 60 градусов, левая вершина ротора 5 набегает на верхнюю ветвь эпитрохоиды 4, одновременно осаживая центр кривошипа 6 (ротора 5) вниз по дуге в 180 градусов, опирающейся на диаметр окружности, равный двум эксцентриситетам. Правая же вершина ротора 5, оказавшись в нижнем положении, симметричном исходному верхнему относительно горизонтальной оси вариатора, в свою очередь, при дальнейшем повороте ротора 5 на 60 градусов, набегает на нижнюю ветвь эпитрохоиды 4, тем самым вытесняя центр кривошипа 6 вверх, завершая полный его и солнечного шипа 7 оборот. Следовательно, повороту ротора 5 на 120 градусов соответствует один оборот солнечного шипа 7 (центральной шестерни 13), а одному обороту ротора 5 соответствуют три оборота солнечного шипа 7 (центральной шестерни 13). Все сказанное справедливо при неподвижном эпицикле 3. Однако, при условии неизменной частоты вращения ротора 5, нагрузочное водило 14, в зависимости

от внешнего сопротивления, меняет свои обороты. Значительная нагрузка и замедленное вращение нагрузочного водила 14 влечет за собой увеличение встречной, по отношений к ротору 5, частоты вращения эпицикла 3. А так как частота вращения кривошипа 6 (солнечного шина 7) зависит от относительной скорости вращения эпицикла 3 и ротора 5, то малейшее замедление вращения нагрузочного водила 14 мгновенно сопровождается увеличением частоты вращения центральной шестерни 13. При снижении сопротивления нагрузочное водило 14 набирает обороты, одновременно эпицикл 3 свои встречные ротору обороты теряет, вплоть до остановки. При дальнейшем уменьшении нагрузочного сопротивления эпициклу 3 легче вращаться вместе с ротором 5, чем преодолевать сопротивление встречного ему вращения. Это - прямая, или близкая к ней, передача. Итак, при изменении внешнего сопротивления нагрузочное водило 14 изменяет свои обороты, эпицикл вращается быстрее или медленнее, что приводит, соответственно, к увеличению или уменьшению оборотов солнечного шипа 7 (центральной шестерни 13), т.е. к поддержанию баланса между сопротивлением и необходимым крутящим моментом, в чем и проявляется его трансформация. При набегании вершин ротора 5 на суживающиеся ветви эпицикла 3 проявляется эффект клина, когда радиальное усилие на кривошип 6 превосходит усилие вращения водила 10 в 4-5 раз, что способствует увеличение крутящего момента. Таким образом, решается вопрос значительного упрощения, повышения надежности, долговечности и экономичности вариатора.

1.6 Обзор конструкций редукторов

Редуктор – механизм, служащий для передачи и преобразования крутящего момента, с одной или более передачами. Главной задачей редуктора является повышение крутящего момента выходного звена путем снижения угловых скоростей ведущего вала.

В корпусе редуктора размещены зубчатые или червячные передачи, неподвижно закрепленные на валах. Валы опираются на подшипниках, которых размещены на посадочных местах в корпусе, в основном, используются подшипники качения. Подшипники скольжения применяют в отдельных случаях, когда к редуктору предъявляются повышенные требования к уровню вибрации и шума, при очень высоких частотах вращения или при отсутствии подшипника качения нужного размера.

Тип редуктора определяется составом передач, порядком их размещения в направлении от быстроходного вала к тихоходному и положением осей зубчатых передач в пространстве.

В редукторах применяются различные виды передач:

- червячные;
- цепные;
- зубчатые;
- комбинированные (зубчато – червячные, зубчато – цепные и др.).

Основными техническими параметрами являются:

а) мощность;

б) угловые скорости валов;

в) коэффициент полезного действия;

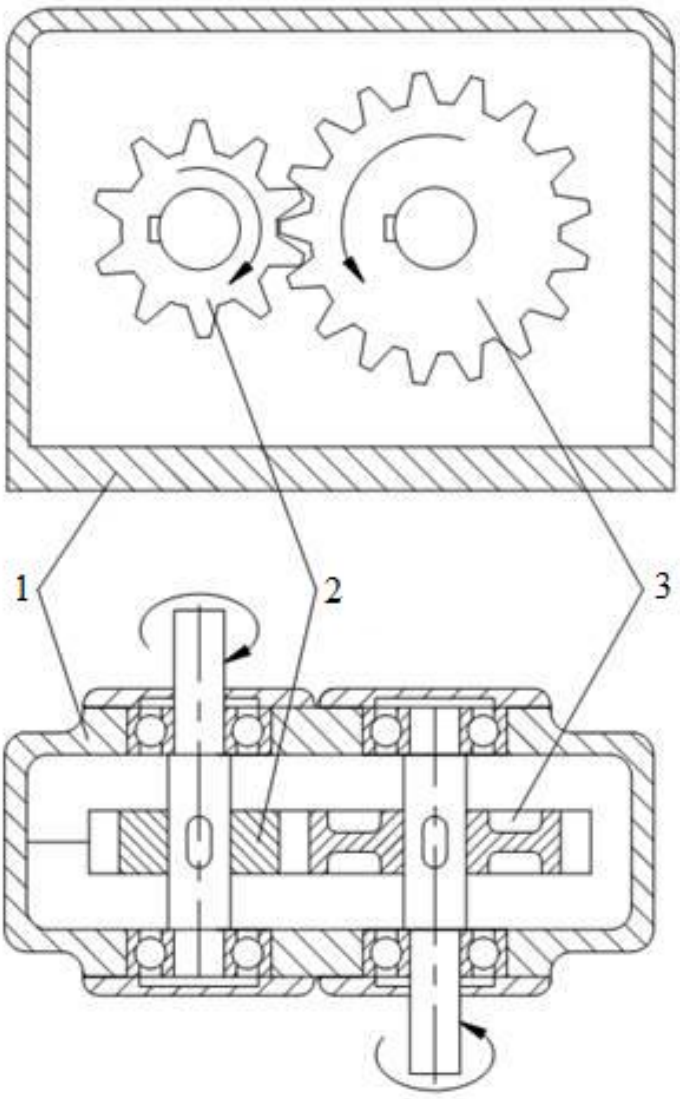
г) передаточное отношение;

д) число передач и ступеней.

1.6.1 Цилиндрический редуктор

Цилиндрический редуктор представляет собой корпус, в котором расположены зубчатые колеса, подшипники валов, система смазки и другие механизмы. Наличие корпуса обеспечивает безопасность, постоянную смазку, и, следовательно, высокий коэффициент полезного действия, в сравнении с открытыми передачами.

Цилиндрический редуктор представляет собой одну или несколько последовательно соединенных цилиндрических передач, расположенных в общем корпусе. Редуктор имеет входной и выходной валы, которые с помощью муфт или других элементов соединяются с двигателем и рабочим агрегатом соответственно.



1 – корпус редуктора, 2 – быстроходное колесо, 3 – тихоходное колесо

Рисунок 13 – Цилиндрический редуктор

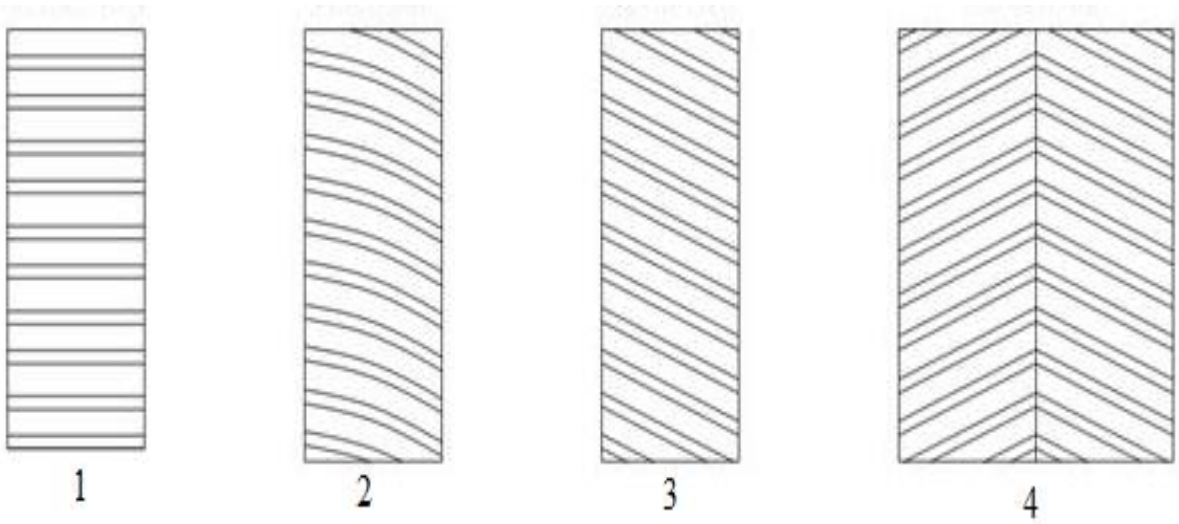
Цилиндрическая передача – это пара зубчатых колес, которые находятся в зацеплении друг с другом. При приложении к валу вращающего момента, он,

как и установленное на нем зубчатое колесо, приводится во вращение. С помощью цилиндрической передачи усилие передается от колеса входного вала к колесу, которое находится с ним в зацеплении. Изготавливаются колеса разных диаметров и с разным количеством зубьев, причем колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, с большим – колесом.

В зависимости от типов зубьев цилиндрические редуктора подразделяются на:

- прямозубые;
- косозубые;
- криволинейные;
- шевронные.

Прямозубые колеса просты в изготовлении, но они являются наиболее шумными в сравнении с косозубыми и шевронными. Также, из – за постоянных ударов при контакте создается вибрация, которая является основной причиной повышенного износа.



1- прямозубое колесо, 2 – кривозубое колесо, 3 – косозубое колесо,
4 – шевронное колесо

Рисунок 14 – Типы зубчатых колес

Косозубые передачи наиболее сложны в сравнении с прямозубыми, но их эксплуатационные параметры выше, что выражается в меньшей шумности, меньшем износе и более высокой плавности работы.

У колес с криволинейными зубьями эксплуатационные параметры еще выше, но одновременно с этим повышается сложность изготовления данного типа колес, для чего требуется специальное оборудование.

Цилиндрические редуктора имеют ряд достоинств, например, высокий коэффициент полезного действия. Данные редуктора позволяют передавать усилие с высокой эффективностью, благодаря чему значение их коэффициента полезного действия находится в диапазоне 98 – 99%. Данное преимущество достигается благодаря незначительным силам трения, которые возникают в процессе эксплуатации.

Высокий коэффициент полезного действия приводит к тому, что малая часть энергии теряется безвозвратно. Поэтому на нагрев деталей передачи выделяется малая часть энергии. Данное преимущество позволяет не устанавливать на редуктора дополнительных систем охлаждения и увеличивает надежность оборудования.

1.6.2 Червячный редуктор

Червячный редуктор – механизм, преобразующий угловую скорость и момент двигателя с помощью червячной передачи.

Червячная передача в свою очередь представляет собой зацепление червяка с червячным колесом. Червяк – это винт с нарезанной на нём резьбой, по профилю близкой к трапецеидальной. Червячное колесо - косозубое зубчатое колесо со специальным профилем зубьев. При вращении червяка витки резьбы перемещаются вдоль его оси и толкают в этом направлении зубья червячного колеса. Ось червяка скрещивается под прямым углом с осью червячного колеса, расстояние между ними - определяющий размер редуктора. В червячном редукторе увеличение крутящего момента и уменьшение угловой

скорости выходного вала происходит за счет преобразования энергии, заключенной в высокой угловой скорости и низком крутящем моменте на входном валу.

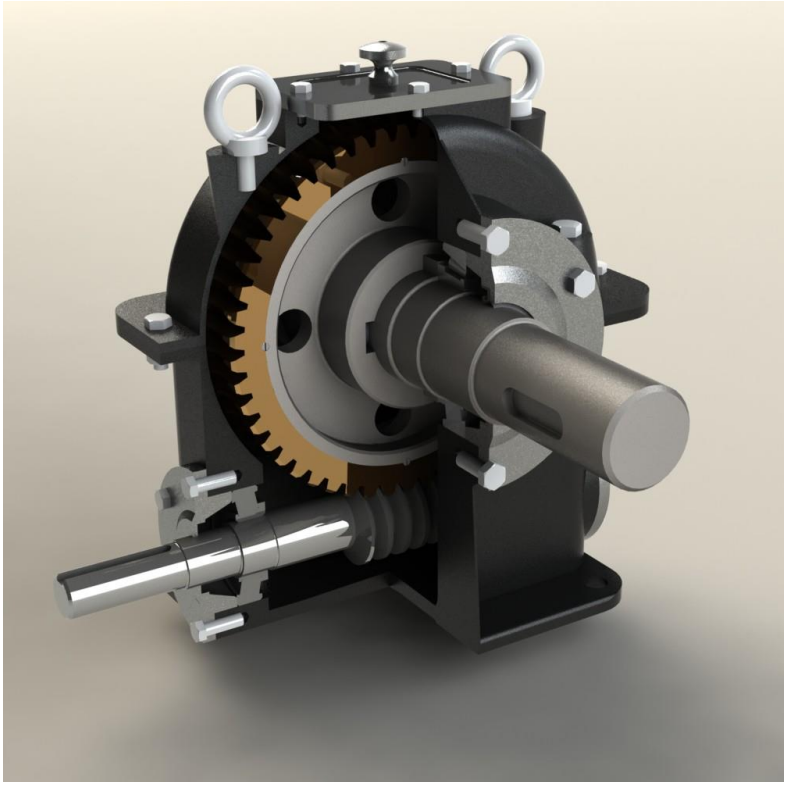


Рисунок 15 – Червячный редуктор

Так как входной и выходной валы червячного редуктора скрещиваются, компоновка его привода имеет более компактные габаритные размеры по сравнению с цилиндрическим редуктором.

Передаточное число червячного редуктора может достигать 1:110. Следовательно, червячный редуктор обладает значительно большим потенциалом снижения частоты вращения и увеличения вращающего момента по сравнению с другими передачами. Для достижения такого значения передаточного числа в цилиндрических редукторах необходимо использовать три ступени, когда в червячном редукторе может быть использована только одна.

Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать 4000.

Однокорпусное исполнение двухступенчатого червячного редуктора нерационально. Лучшей альтернативой будет компоновка из двух одноступенчатых редукторов, когда быстроходный редуктор насажен своим полым тихоходным валом на шлицованный конец червяка тихоходного редуктора и закреплен от проворота. Предложенный вариант намного технологичнее, и позволяет дешевле использовать крупносерийные одноступенчатые редукторы.

Низкий уровень червячного редуктора, обуславливающийся особенностям зацепления, позволяет применять червячные редуктора в машинах с высокими требованиями к бесшумности привода.

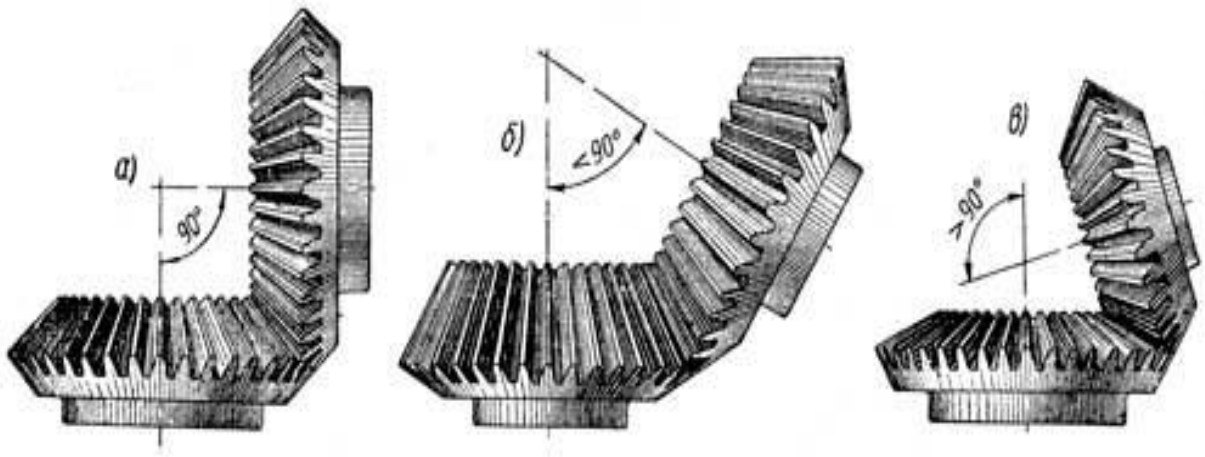
Но, несмотря на перечисленные достоинства, червячные редукторы имеют следующие недостатки. Например, пониженный уровень коэффициента полезного действия, что является следствием высоких показателей передаточного отношения и, соответственно, потери энергии, поэтому не рекомендуется применять червячные редукторы в машинах и механизмах непрерывного действия. Данный недостаток вызван высоким трением, которое возникает при вращении винтов.

Сравнительно непродолжительный срок эксплуатации редуктора в результате быстрого износа при трении. Червячный одноступенчатый редуктор имеет строк эксплуатации 10 000 часов.

1.6.3 Конический редуктор

Конический редуктор – механический редуктор, содержащий в себе одну коническую и цилиндрические передачи. Данный редуктор необходим в том случае, когда оси валов подвода и отбора мощности пересекаются. По

конструктивному исполнению, конический редуктор может быть вертикальным или горизонтальным. Конические колеса изготавливаются преимущественно с криволинейным профилей зуба, потому что первая ступень подвержена наибольшим угловым и линейным скоростям (до 60000 об/мин).



а) – пересечение осей валов под прямым углом, б) – пересечение осей под острым, в) – пересечение осей под тупым углом

Рисунок 16 – Типы конических передач

В современных конических передачах колеса выполняют с круговыми зубьями. Для избежания возникновения на шестерне отрицательной осевой силы, затягивающей шестерню в зацепление, желательно, чтобы линии наклона зуба совпадали.

Колесо целесообразно располагать между опорами, шестерню – консольно. Установка шестерни между опорами значительно сложнее, но она позволяет уменьшить габаритные размеры редуктора.

Конические передачи применяются для передачи вращательного движения от одного вала к другому в случаях, когда оси валов пересекаются под прямым углом (рисунок 15, а), под острым (рисунок 15, б), что встречается крайне редко, или тупым углом (рисунок 15, в).

При сравнении с аналогичными механизмами, конический редуктор имеет следующий комплекс преимуществ:

- повышенная безопасность при эксплуатации редуктора;
- высокая аксиальная и радиальная несущая способность;
- увеличение крутящего момента на выходе;
- бесшумность в рабочем состояни;
- более длительный срок службы.

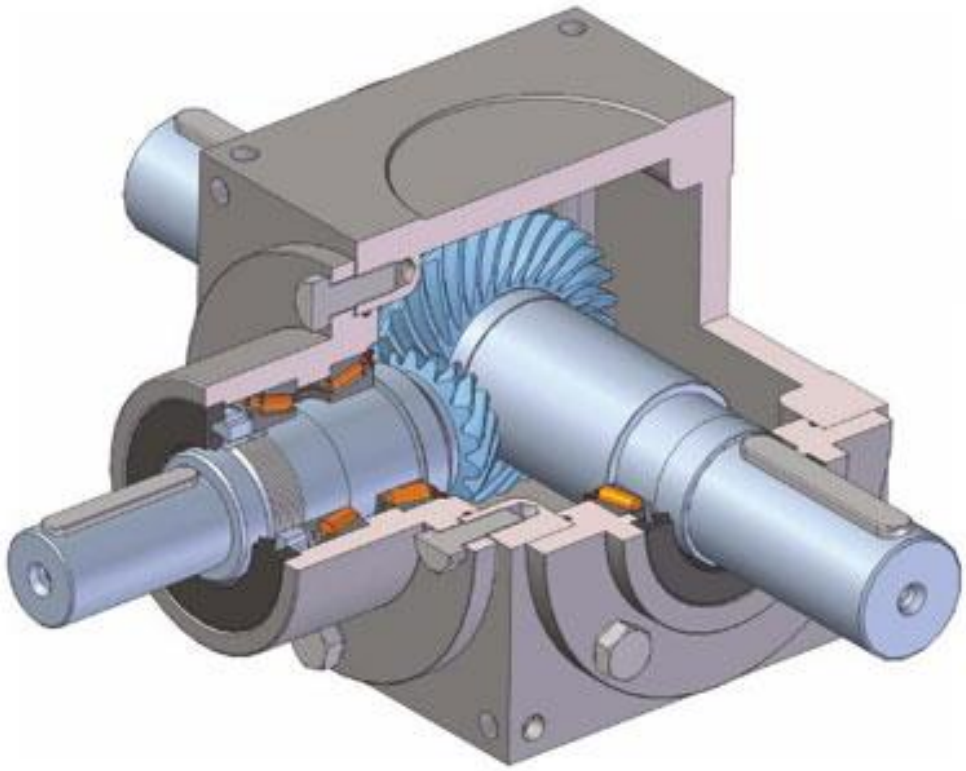


Рисунок 17 – Конический редуктор

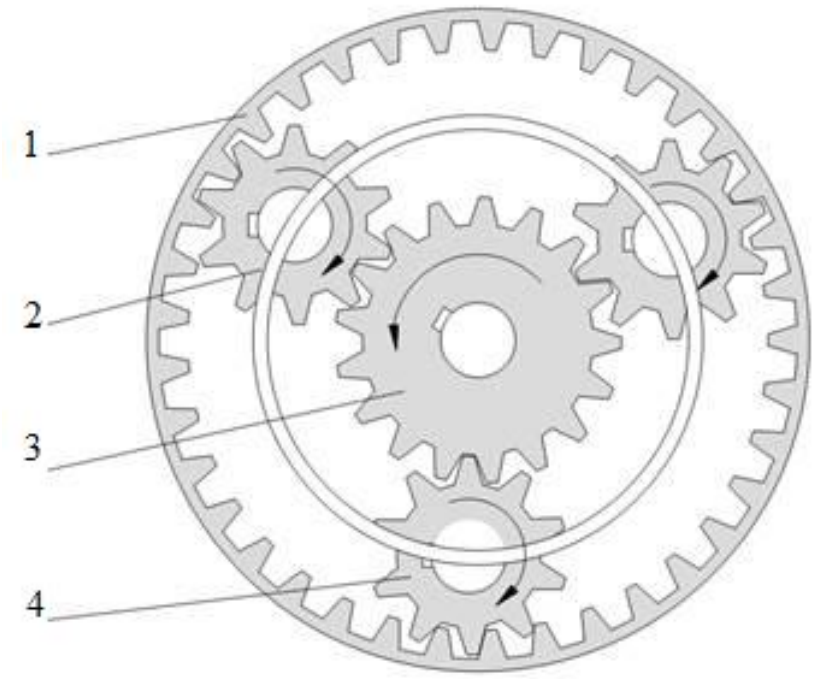
Недостатками конического редуктора является сравнительно сложная технология производства и монтажа, большие осевые и изгибные нагрузки на валовый механизм.

1.6.4 Планетарный редуктор

Планетарный редуктор – редуктор, предназначенный для преобразования высокой угловой скорости вращения входного вала в низкую на выходном валу. Планетарные редукторы содержат зубчатые колеса с перемещающимися геометрическими осями. Данные колеса называются планетарными или сателлитами, движутся вокруг солнечной шестерни, подобно планетам, движущимся вокруг Солнца, отчего и получили такое наименование.

Зубчатые колеса, с которыми входят в зацепление сателлиты, называются центральными. Оси сателлитов закрепляются в звене передачи, называемом водилом, которое, так же как и центральное колесо, вращается вокруг центральной, основной геометрической оси вращения.

Ведущим (или ведомым) валом передачи является вал подвижного центрального центрального колеса, а ведомым (или ведущим) – вал водила.



1 – коронная шестерня, 2 – водило, 3 – солнечная шестерня, 4 – сетеллит

Рисунок 17 – Планетарный редуктор

Планетарные передачи имеют ряд общих черт с цилиндрическими редукторами, потому что передача усилия происходит так же посредством зубчатой передачи, но, в отличие от цилиндрических редукторов, конструкция и принцип работы планетарных редукторов сложнее.

В общем случае в планетарном редукторе следует выделить такие основные детали: коронная шестерня, планетарные шестерни (сателлиты), водило и солнечная шестерня.

Для работы планетарного редуктора необходимо, чтобы одна из его деталей (солнечная шестерня, коронная шестерня или водило) была жестко зафиксирована относительно корпуса редуктора. В зависимости от выбора ведущего и ведомого элемента будет зависеть передаточное число планетарного редуктора. Кроме того, работа планетарного редуктора возможна, когда ни одна из его деталей не зафиксирована. В данном случае, одно движение разделяется на два (например, от солнечной шестерни к водилу), или слияние двух движений в одно. Также работа планетарного релуктора возможна в том случае, когда ни одна из его деталей не закреплена. В данном случае становится возможным разложение одного движения на два (например, от солнечной шестерни к коронной шестерни и водилу), или же слияние двух движений в одно.

Солнечная шестерня не имеет опор и соединяется с быстроходным валом зубчатой муфтой, что позволяет шестерне самоустанавливаться между сателлитами, обеспечивая достаточно равномерное распределение мощности по потокам. Зацепление в данной передаче в основном прямозубое. Сателлиты в основном устанавливают на сферических подшипниках, что обеспечивает выравнивание нагрузки по ширине венцов.

К преимуществам планетарных передач относится:

- пониженная шумность;
- компактность;
- малая нагрузка на опоры редуктора;
- меньшая нагрузка на зубья колес;

- повышенное передаточное отношение.

Так как в планетарном редукторе в передаче усилия участвует большее количество зубьев, нагрузка на каждый из них приходится меньше, что значительно влияет на продолжительность срока эксплуатации. Кроме того, особенности планетарной передачи, в частности расположение сателлитов, приводит к взаимной компенсации возникающих в редукторе сил, благодаря чему нагрузка на опоры падает. Плотная компоновка элементов планетарного редуктора приводит к уменьшению габаритных размеров, а условия зацепления зубьев шестерней – к снижению шума.

Основным недостатком планетарных редукторов является сложность их изготовления и монтажа . Даже незначительные отклонения в деталях или погрешности при монтаже могут привести к проблемам при эксплуатации вплоть до поломки редуктора. Возросшая площадь контакта зубьев по сравнению с аналогичными по передаваемой мощности цилиндрическими передачами приводит к снижению коэффициента полезного действия. При небольших передаваемых мощностях разница в КПД практически не ощутима, но с их возрастанием буду увеличиваться потери на трение, что в свою очередь приведет к снижению КПД.

1.6.5 Волновой редуктор

Волновой редуктор – механический редуктор, который передает вращение благодаря циклическому возбуждению волн деформации в гибком элементе. Волновая передача является разновидностью планетарной. В общепромышленном редукторостроении наиболее распространены двухволновые передачи с неподвижным жестким колесом.

Кинематически волновой редуктор представляет собой планетарный редуктор с гибким колесом. Гибкий зубчатый венец деформируется генератором волн и входит в зацепление с центральным колесом в двух зонах. Волновые редуктора имеют большие передаточные отношения в одной

ступени, при этом их коэффициент полезного действия такой же, как в планетарных редукторах при тех же передаточных отношениях.

Наиболее распространена зубчатая волновая передача. Данная передача состоит из жесткого элемента – зубчатого колеса с внутренними зубьями, неподвижно зафиксированного в корпусе редуктора, и гибкого элемента – цилиндрической тонкостенной шестерни, изготовленной в форме стакана с наружными зубьями, число которых в несколько раз меньше числа зубьев жесткого колеса (стакан установлен на выходном валу и расположен внутри жесткого колеса), а также генератора деформации, или волнообразователя – овального кулачка с надетым на него шариковым подшипником.

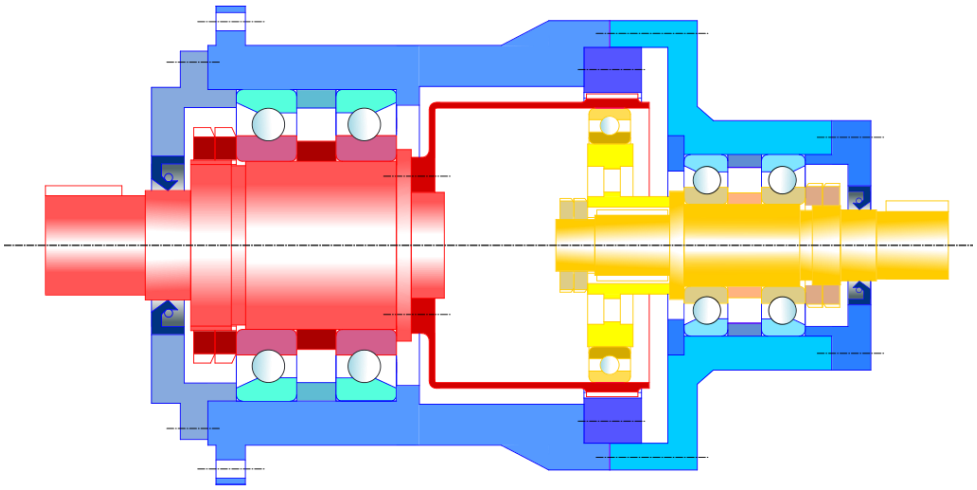
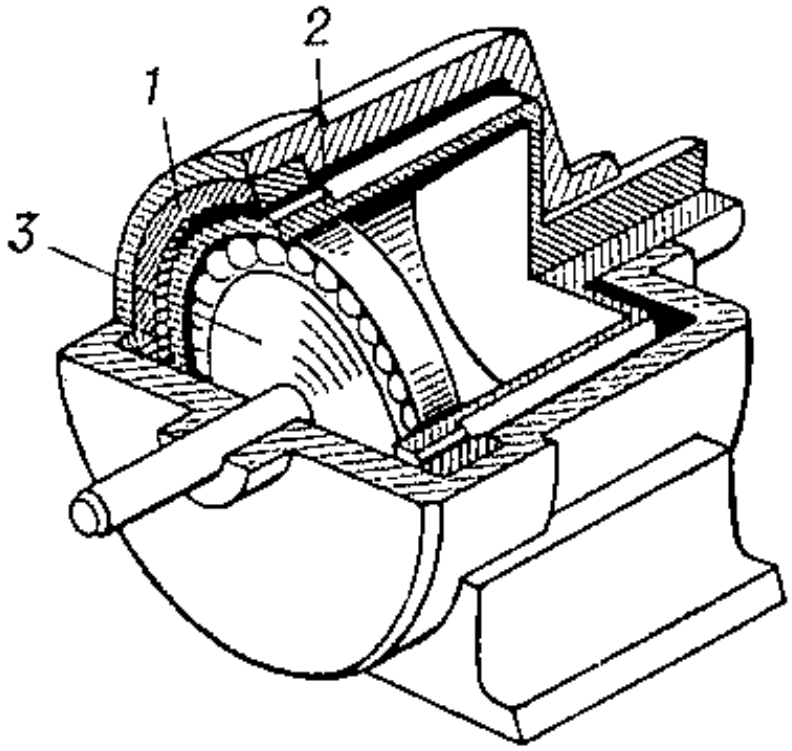


Рисунок 18 - Конструкция волнового редуктора

Генератор установлен соосно в гибкое колесо и при вращении растягивает его. Число волн деформации равно числу выступов кулачка. В вершинах волн зубья гибкого колеса полностью входят в зацепление с зубьями жесткого колеса, а во впадинах волн полностью из него выходят. При вращении генератора, с таким же вращением движутся волны деформации, то есть в гибком колесе возбуждаются бегущие волны, в вершинах которых происходит

зацепление. Разница чисел зубьев жесткого и гибкого колес обычно равно числу волн деформации.

К достоинствам волновой передачи относится большое передаточное отношение, достигаемое при малом количестве деталей. В сравнении с обычными зубчатыми передачами волновой редуктор располагает лучшими массо – габаритными характеристиками. Также, при довольно высокой нагрузочной способности, волновая передача имеет высокую кинематическую точность и плавность хода.



1 – жесткое колесо, 2 – гибкое колесо, 3 – генератор волн

Рисунок 19 – Волновой редуктор

Недостатками волнового редуктора свляется высокая напряженность основных элементов гибкого колеса и генератора волн, а также пониженная крутильная жесткость.

1.7 Способы упрочнения зубьев

Зубчатые колеса передач и редукторов в большинстве случаев изготовляют из сталей, подвергнутых термическому или химико – термическому упрочнению. Чугуны применяют для малонагруженных или редко работающих передач, в которых габариты и масса не имеют определяющего значения.

Способы упрочнения выбирают в зависимости от требуемой несущей способности зубчатых колес, марки стали, оборудования и трудоемкости изготовления. Чем выше требуемая несущая способность, тем более качественные и дорогие стали и сложное оборудование необходимо применять. Если же стоимость передачи отнести к нагрузочной способности, то это оказывается экономически оправданным. Поэтому следует применять наиболее эффективные способы упрочнения, доступные имеющимся производственным возможностям. Рассмотрим основные способы упрочнения.

1. Нормализация. Позволяет получить лишь низкую нагрузочную способность. Используют для поковок и отливок из среднеуглеродистых сталей; сохраняет точность, полученную при механической обработке, передачи хорошо и быстро прирабатываются.

Область применения: редукторы больших размеров, индивидуальное производство, малонагруженные передачи.

2. Улучшение. Обеспечивает свойства, которые аналогичны при нормализации, но нарезание зубьев будет труднее из-за их большей твердости. Заготовки – средние по размерам поковки и отливки из среднеуглеродистых сталей.

Область применения: редукторы средних размеров и передачи с небольшими нагрузками.

3. Закалка. При нагреве ТВЧ дает среднюю нагрузочную способность при достаточно простой технологии. Из – за повышенной твердости зубьев передачи плохо прирабатываются. Недостаток данной термообработки – это

потери одной – двух степеней точности вследсвтвие коробления, величина которого зависит от применяемого оборудования и культуры производства. Размеры зубчатых колес практически не ограничены. Необходимо учитывать, что при модулях, меньших 3 – 5 мм, зуб прокаливается насквозь.

Область применения – тихоходные передачи низкой точности. Сочетание шестерни, закаленной при нагреве ТВЧ, и улучшенного колеса вследствие проявления головочного эффекта дает большую нагрузочную способность, чем улучшенная пара с той же твердостью колеса.

4. Пламенная закалка. Обеспечивает такую же нагрузочную способность, как и закалка с нагревом ТВЧ, но коробление меньше - теряется одна степень точности. При этом способе требуется специальное оборудование.

Область применения: тяжелое машиностроение, передачи с большими модулями.

5. Объемная закалка. Повышает нагрузочную способность до средней. Технология проста, коробление умеренное – теряется одна степень точности. Как и все твердые передачи, прирабатывается плохо.

Область применения: небольшие тихоходные зубчатые колеса низкой точности.

6. Цементация. Обеспечивает высокую нагрузочную способность и стабильность свойств; поверхности зуба насыщают до 0,8 – 1,1%. Для цементации требуется специальное оборудование. Недостатки способа – большое коробление, потеря двух степеней точности.

7. Газовая нитроцементация. Обеспечивает весьма высокую несущую способность и стабильность свойств. По сравнению с обычной цементацией приводит к меньшему короблению – теряется одна степень точности. Толщина слоя насыщения в 1,5 раза меньше, чем при цементации. Требуется дорогое уникальное оборудование, изготовляемое только для крупносерийного производства.

Область применения: небольшие зубчатые колеса крупносерийного и массового производства.

8. Азотирование. Обеспечивает высокую нагрузочную способность практически без коробления. Требуется специальное оборудование. Процесс упрочнения длится 20 – 50 часов.

Область применения – быстроходные точные передачи, работающие без ударов.

9. Механическое упрочнение и электрополирование. Изломная прочность зубьев значительно повышается накаткой впадин, чеканкой, дробеструйной обработкой. Упрочнение достигает уровня 40 %. Электрополирование уничтожает тонкий дефектный слой, уменьшает шероховатость поверхности и дает небольшие завалы у концов зубьев.

1.8 Выводы

На сегодняшний день наиболее востребованным способом бурения нефтяных и газовых скважин является бурение с применением системы верхнего привода (СВП). Данной системой оборудуются как импортные, так и отечественные буровые установки.

Система верхнего привода в отличие от бурения ведущей штангой позволяет вращать и одновременно перемещать буровую колонну по стволу скважины при проведении любой операции, что снижает до минимума риск оставления прихваченной колонны бурильных труб в скважине.

Основным рабочим органом СВП является вращатель, который необходим для передачи бурильной колонне вращения и осевого усилия. Современные вращатели, которыми оснащены буровые установки на данный момент, представляют собой многоступенчатый редуктор, с помощью которого изменяется частота вращения на выходном звене.

Недостатками современных вращателей являются сложность схем, большой вес и габариты, низкий КПД, наличие в его конструкции громоздкой, металлоемкой, подверженной высоким динамическим нагрузкам зубчатой трансмиссии, работа которой сопровождается большими механическими

потерями энергии при ее передачи от приводного двигателя к шпинделю с буровым инструментом и высокими уровнями вибрации всей конструкции при бурении скважин. Необходимость применения многоступенчатых механических редукторов в приводе для снижения частоты вращения выходного вала приводит к снижению надежности, усложнению и повышению стоимости конструкции вращателя. Конструкция современных вращателей позволяет осуществлять регулировку частоты оборотов выходного звена в основном по трем ступеням, причем переключение передач осуществляет оператор, работающий непосредственно на буровой установке.

Поэтому актуальной является разработка конструкции вращателя верхнего привода с возможностью бесступенчатого регулирования скорости вращения выходного звена в зависимости от приложенной нагрузки.

2 Эскизное проектирование конструкции вращателя

2.1 Выбор кинематической схемы вращателя

В ходе проекта в качестве объекта модернизации выбрана буровая установка, предназначенная для разведочного бурения УРБ-2А-2, а именно ее вращатель, представленный на рисунке 20.

Рисунок 20 – Вращатель УРБ-2А-2

Работает данный вращатель следующим образом. Приводной гидромотор приводит во вращение вал, на котором установлена блок – шестерня, которая, в свою очередь, перемещаясь вертикально, входит в зацепление с зубчатыми колесами, изменяя передаточное отношение, а колеса второй ступени, в свою очередь, входят в зацепление с выходным валом.

В ходе проекта был проведен обзорный анализ механических вариаторов, рассмотрена их конструкция и режимы работы. Несмотря на обеспечение адаптивности вращателя к внешней нагрузке, данные механизмы отличаются сложностью конструкции и, соответственно, низкой надежностью, что неприемлемо для работы в условиях бурения, например, при частоте вращения 1000 оборотов в минуту вращатель осуществляет передачу и преобразование вращения от приводного гидромотора и в то же время испытывает на себе нагрузку в 10000 кг от задавливающего усилия установкой буровой колонны, для работы в таких условиях существующие адаптивные вариаторы не подходят.

Таблица 2 - Основные технические характеристики вращателя УРБ-2А-2

Частота вращения, об/мин	
I скорость	140
II скорость	225
III скорость	325
Крутящий момент, Н-м	
I скорость	2010
II скорость	1210
III скорость	830
Габаритные размеры, мм	600x750x510
Масса, кг	600

В связи с этим было разработано несколько кинематических схем работы адаптивного вращателя, после исследования и анализа каждой из них была выбрана одна, наиболее подходящая для работы в условиях частой смены нагрузок на выходном звене . Согласно выбранной схеме, компоновку вращателя составит планетарная и эксцентриковая передача. Данная схема представлена на рисунке 21.

Вариация скорости в данном вращателе будет достигаться благодаря сумме радиального вращения ротора и эксцентриков. Так, при повышении нагрузки на выходном валу, вращатель автоматически, по мягкой гиперболической характеристике, снижает частоту вращения, и, одновременно

с этим, увеличивает крутящий момент, а при снижении нагрузки на выходном звене, наоборот, увеличивается частота вращения и снижается крутящий момент. То есть предложенная схема вращателя обуславливает автоматическую адаптивность вращателя к внешней нагрузке без дополнительного управляющего элемента.

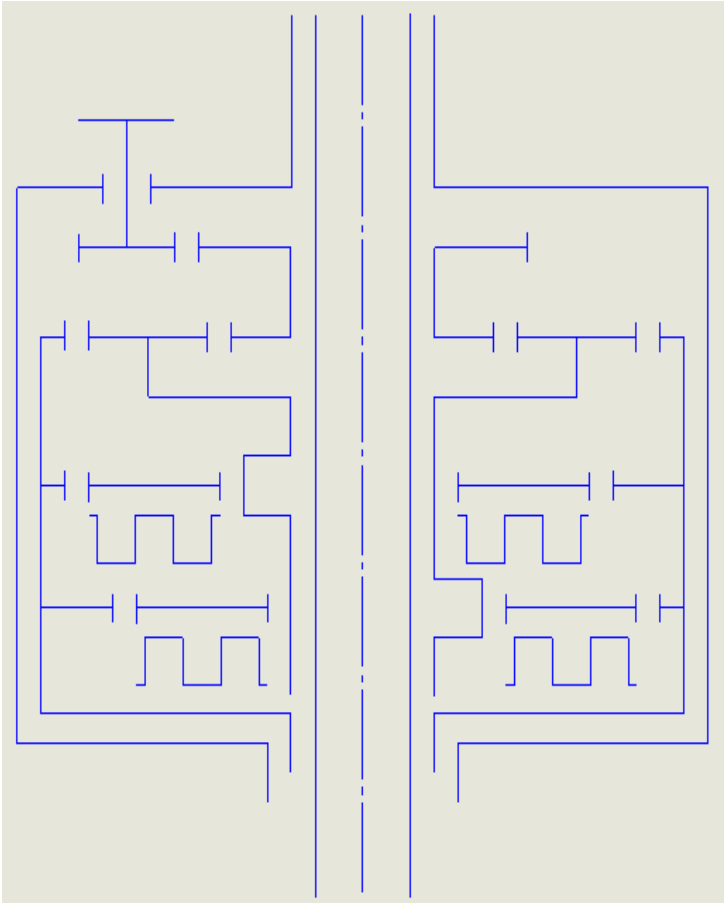


Рисунок 21 – Кинематическая схема адаптивного вращателя

2.2 Эскизная компоновка

Входным звеном является вал приводного героторного гидромотора ПСМ 310.4.112 с максимальной частотой вращений 1200 об/мин, на котором установлена шестерня, которая, в свою очередь приводит во вращение зубчатое колесо главного вала вращателя. Вал в данной конструкции будет раъемным,

насадная часть вала устанавливается на основную и вращается относительно ее. На насадном валу зафиксировано водило, сателлиты которого находятся в зацеплении с венцом ротора. Кроме того, на этом же валу установлены эксцентрики, которые также входят в зацепление с венцом ротора. Корпус вращателя при этом остается неподвижным.

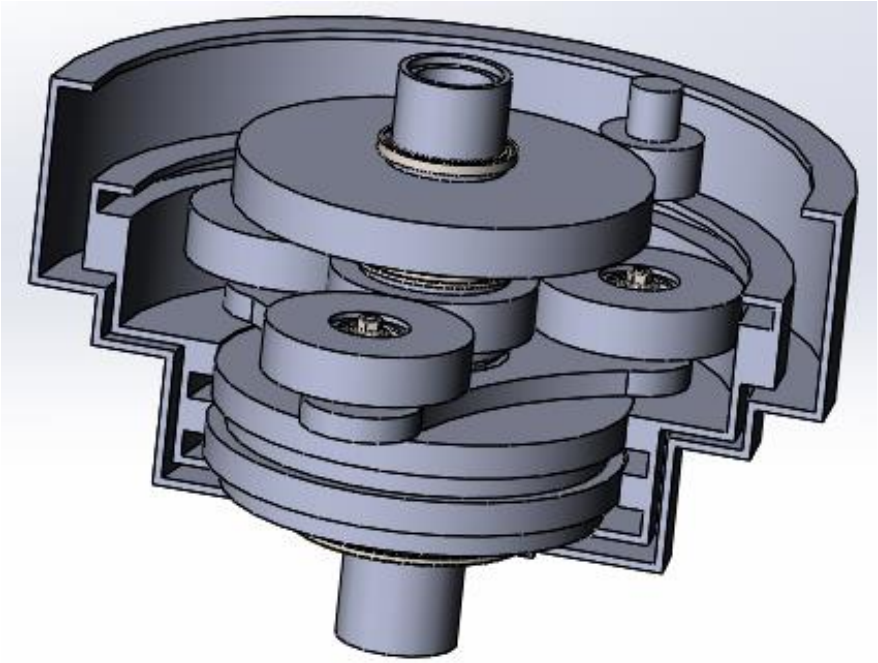


Рисунок 22 – 3D эскиз компоновка адаптивного вращателя

К преимуществам разработанного вращателя относится большое передаточное число, равное 133, по данному показателю предлагаемое оборудование в несколько раз опережает существующие аналоги.

Также одним из преимуществ данного вращателя является наличие только одного приводного гидромотора, в то время как у аналогов их количество колеблется до 3 (например, вращатель ЗТБ 2141.00.000), что проявляется в значительном снижении громоздкости гидравлической обвязки.

Диапазон вращения будет в пределах 10 – 600 оборотов в минуту, в то время как у применяемых на данный момент вращателей данный интервал лежит в пределах 100 – 300 оборотов вминуту.

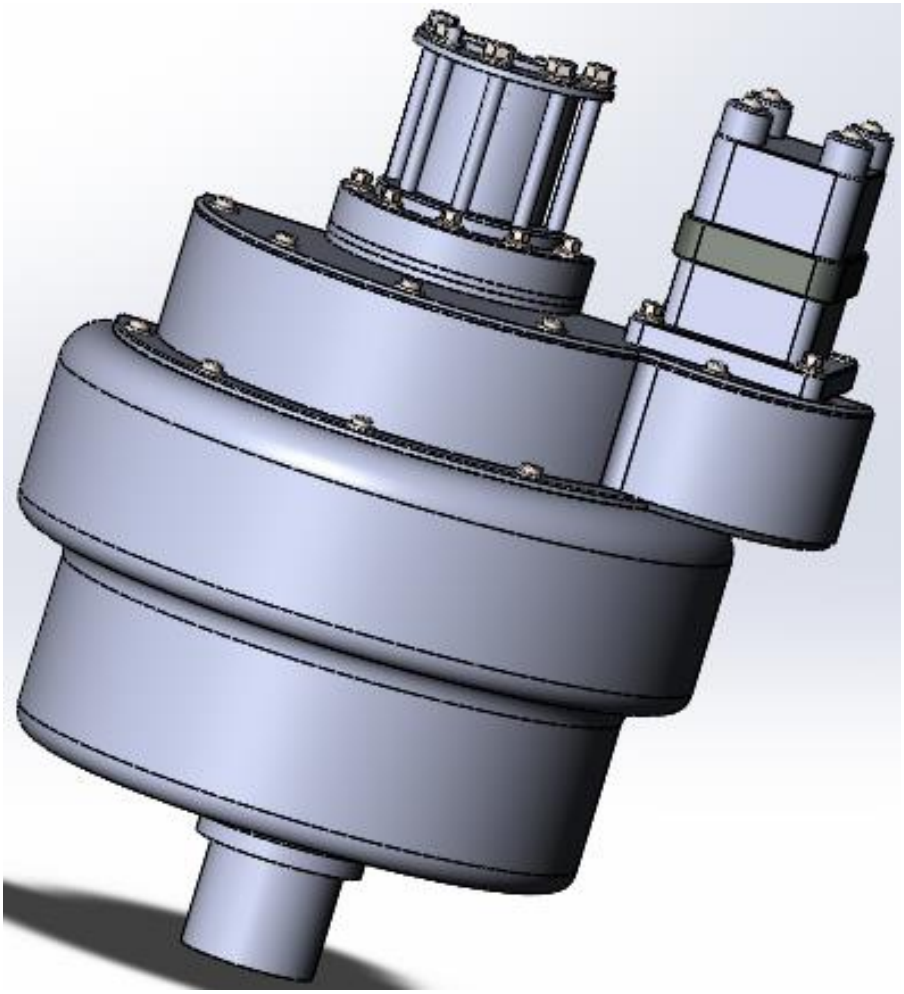


Рисунок 23 – Общий вид адаптивного вращателя

Основное преимущество разработанного вращателя - это автоматическая адаптивность вращателя к нагрузке на буровой колонне. Это означает, что при повышении прочности горной породы и, соответственно, увеличении зажимающего усилия на буровой колонне, вариатор, автоматически увеличивает крутящий момент без управляющего элемента. То есть разработанная конструкция адаптивного вариатора способна автоматически приспосабливаться к изменяющимся нагрузкам на буровой колонне во время производимого бурения. На сегодняшний день аналогов у данной разработки не существует.

Преимущества адаптивного вариатора в сравнении с используемыми на сегодняшний день вращателями приведены в таблице.

Таблица 3 – Технические характеристики вращателя

Технический показатель	Наименование аналогов		Вращатель на основе вариатора скорости	Преимущества
	Вращатель УРБ-2А-2	ЗТБ 2141		
Вариация скорости	Ступенчатое переключение передач		Бесступенчатая регулировка частоты оборотов	Адаптивность к выбору рациональных скоростей крутящего момента
Количество приводных гидромоторов	1	3	1	Снижение громоздкости гидравлической обвязки
Диапазон вращения, об/мин	140 – 325	70 – 210	10 – 600	Больший диапазон скоростей

2.3 Выводы

В ходе главы продемонстрированы этапы эскизного проектирования вращателя верхнего привода геологоразведочной машины УРБ-2А-2, показана разработанная кинематическая схема работы адаптивного вращателя, объяснен принцип работы и приведены технические характеристики в сравнении с аналогами.

3 Расчетная часть

3.1 Определение основных параметров цилиндрической передачи

Определим основные параметры первой ступени редуктора по следующим техническим характеристикам : частота вращения n = 600 мин $^{-1}$, u = 3, T_{max} = 750 Н·м; $T_{пик} = 1000$ Н · м; суммарное время работы передачи $t_{\sum} = 10\,000$ часов, число вхождений в зацепление зубьев зубчатого колеса за один его оборот, материал зубчатых колес – 20ХНМ, закалка HRC 56-63, степень точности 8.

Предварительное межосевое расстояние определяется по формуле:

$$a' = (u+1)\sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma_H]u}\right)^2 \frac{T_p'}{\psi_a}}, \quad (1)$$

Расчетный момент:

$$T_p' = T_{max} \cdot K_{Нд} \cdot K_{Н}\,. \quad (2)$$

Коэффициент долговечности вычисляется по формуле:

$$K_{Нд} = K_{NE}\sqrt[3]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1, \quad (3)$$

где коэффициент эквивалентности $K_{NE} = 0{,}5$. Твердости зубчатых колес одинаковы, лимитировать будет шестерня.

Наработка шестерни:

$$N = t_{\sum} \cdot 60 \cdot n \cdot c. \quad (4)$$

где $t_{\sum}$ - суммарное время работы передачи, ч;

n – частота вращения зубчатого колеса;

c – число вхождений в зацепление зубьев зубчатого колеса за один его оборот.

Таблица 4 – Пределы выносливости и коэффициенты безопасности

Термическая обработка	Твердость зубьев HRC		Стали	$\sigma^0_{H\,\lim}$	S_F	$[\sigma_{H\,max}]$, МПа	$[\sigma_{F\,max}]$, МПа
	На поверх-ности	В сердце-вине					
Нормализация. Улучшение	НВ 180-350		40; 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.	$\overline{HB_1}$ + 70	1,75	2,8 σ_t	2,7 $\overline{HB}$ 1400
Объемная закалка	45-55		40Х; 40ХН; 35ХН и др.	$18\overline{HRC}$ + 150	1,75	$40\overline{HRC}$	1260
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$)	56-63 42-50	25-35	40Х; 35ХМ; 40ХН и др.	$17\overline{HRC}$ + 200			1430
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная по всему контуру (модуль $m_n < 3$)	42-50	42-50	40Х; 35ХМ; 40ХН и др.				
Азотирование	HV 550-750	24-40	40Х; 40ХФА; 40ХН2МА и др.	$10\overline{HRC}$ + 240		$30\overline{HRC}$	1000
Закалка	56 - 63	30 - 43	20ХН2М; 12ХН3А	600	1,55	$40\overline{HRC}$	1200
Нитроцементация и закалка	56 - 63	30 - 43	25ХГМ	750	1,55	$40\overline{HRC}$	1520

Подставляем значения исходных данных в формулу (4) для вычисления наработки шестерни:

$N = t_{\sum} \cdot 60\, n_1 c = 10000 \cdot 60 \cdot 600 \cdot 1 = 3{,}6 \cdot 10^8$ циклов.

База контактных напряжений определяется с помощью справочника [1, стр.102] при HRC 60 $N_{HG} = 200 \cdot 10^6$ циклов. Тогда, подставляем значение наработки шестерни в формулу (3):

$$K_{\text{Нд}} = 0{,}5 \sqrt[3]{\frac{360 \cdot 10^6}{200 \cdot 10^6}} = 0{,}61.$$

Коэффициент нагрузки вычисляется по формуле:

$$K'_H = K'_{H\alpha} \cdot K'_{H\beta} \cdot K'_{H\vartheta}\ . \qquad (5)$$

Предварительное значение окружной скорости:

$$v' = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{u^2 \psi'_a}}\ , \qquad (6)$$

где коэффициент ширины $\psi'_a = 0{,}4$. Коэффициент $C_v = 23{,}5$.

Подставляя заданные исходные параметры в формулу (6), получаем предельное значение окружной скорости:

$$v' = \frac{600}{10^3 23{,}5} \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 10^3}{3^2 0{,}4}} = 1{,}5\text{м/с}.$$

Отношение ширины колеса к диаметру шестерни:

$$\frac{b}{d_1} = \psi'_a \frac{u+1}{2}\ . \qquad (7)$$

Подставляя значение коэффициента ширины и передаточного отношения u = 3 в формулу (7) вычисляем значение отношения ширины колеса к диаметру шестерни:

$$\frac{b}{d_1} = \psi'_a \frac{u+1}{2} = 0{,}4\frac{3+1}{2} = 0{,}8\ .$$

Начальный коэффициент концентрации определяем по справочнику [1, с. 93] $K^0_{H\beta} = 1{,}3$. Коэффициент динамичности по справочнику [1, с. 96] $K'_{H\vartheta} = 1{,}01$.

Определим коэффициент нагрузки K'_H, который находится по формуле (5):

$$K'_H = 1{,}005 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}01 = 1{,}3.$$

Тогда, вычислив коэффициент нагрузки, найдем расчетный момент по формуле (2):

$$T'_p = 750 \cdot 10^3 \cdot 0{,}61 \cdot 1{,}3 = 594 \cdot 10^3\ \text{Н}\cdot\text{мм}\ .$$

Допускаемое контактное напряжение вычисляется по формуле:

$$[\sigma_\text{Н}] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 1}}{S_H} = \frac{23\overline{HRC}}{S_H}. \qquad (8)$$

Воспользовавшись таблицей 4, вычислим допускаемое контактное напряжение согласно формуле (10):

$$[\sigma_\text{Н}] = \frac{\sigma^0_{H\,\lim 1}}{S_H} = \frac{23\overline{HRC}}{S_H} = \frac{23\cdot 56}{1{,}2} = 1073\text{МПа}.$$

Вычислив необходимые параметры, определим предварительное межосевое расстояние согласно формуле (1):

$$a' = (3+1)\sqrt[3]{\left(\frac{315}{1073 \cdot 3}\right)^2 \frac{594 \cdot 10^3}{0{,}315}} = 104{,}9 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение: а = 120 мм.

Ширина колеса определяется по формуле:

$$b_2 = a \cdot \psi'_a. \quad (9)$$

Подставляя значения вычисленного ранее значения межосевого расстояния и выбранного коэффициента ширины $\psi'_a = 0{,}4$ в формулу (9), определим ширину колеса:

$$b_2 = a \cdot \psi'_a = 120 \cdot 0{,}315 = 31{,}5 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения 35 мм.

Действительная скорость вычисляется по формуле:

$$\vartheta = \frac{2a\pi n_1}{(u+1)60} = \frac{2 \cdot 0{,}12 \cdot \pi \cdot 600}{(3+1)60} = 1{,}9 \text{ м/с}. \quad (10)$$

Подставляя значения частоты оборотов, межосевого расстояния и передаточного числа в формулу (10), определяем действительную скорость:

$$\vartheta = \frac{2a\pi n_1}{(u+1)60} = \frac{2 \cdot 0{,}12 \cdot \pi \cdot 600}{(3+1)60} = 1{,}9 \text{ м/с}.$$

Фактическое контактное напряжение:

$$\sigma_H = 315\frac{u+1}{au}\sqrt{\frac{u+1}{b_2}T_{\text{р}}}, \qquad (11)$$

где u = 3 – передаточное число;

a = 120 мм – межосевое расстояние;

$b_2 = 35$ мм – ширина колеса.

Подставим данные значения и вычислим фактическое контактное напряжение:

$$\sigma_H = 315\frac{u+1}{au}\sqrt{\frac{u+1}{b_2}T_{\text{р}}} = 315\frac{3+1}{120\cdot 3}\sqrt{\frac{3+1}{31{,}5}\cdot 750\cdot 0{,}61\cdot 1{,}1\cdot 10^3} =$$

$$= 1061 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение равно:

$$[\sigma_{Hmax}] = 40\overline{HRC}. \qquad (12)$$

Наибольшее допускаемое контактное напряжение определяем согласно таблице 1 по формуле (12):

$$[\sigma_{Hmax}] = 40\overline{HRC} = 40\cdot 60 = 2400 \text{ МПа}.$$

Максимальное контактное напряжение:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H\sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{\text{Т}_{max}K_{Hд}}}. \qquad (13)$$

Подставив в формулу (13) вычисленное значение фактического контактного напряжения и значения исходных данных Т_{max} = 750 Н·м; $T_{\text{пик}} = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, найдем максимальное контактное напряжение:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max} K_{Hд}}} = 1061 \sqrt{\frac{1000 \cdot 10^3}{750 \cdot 10^3 \cdot 0{,}61}} = 1568 \text{ МПа}.$$

Значение фактического контактного напряжения должно быть меньше наибольшего допускаемого контактного напряжения. Проверим данное условие: $\sigma_{Hmax} = 1568$ МПа < 2400 МПа , следовательно, расчеты верны.

На данном этапе заканчиваются расчеты, которые связанны с контактной прочностью. Следующий этап – определение модуля. Окружная сила:

$$F_t = \frac{T_{max}(u+1)}{au}. \quad (14)$$

Подставив в формулу (14) значения исходный данных, а именно: u = 3, a = 120 мм и T_{max} = 750 Н·м, найдем окружную силу:

$$F_t = \frac{T_{max}(u+1)}{au} = \frac{750 \cdot 10^3 (3+1)}{120 \cdot 3} = 8{,}3 \cdot 10^3 \, H.$$

Модуль по формуле:

$$m_n = \frac{5 F_t K_{Fд} K_F}{b_1 [\sigma_F]}, \quad (15)$$

где F_t- окружная сила;

$K_{Fд}$ - коэффициент долговечности по изгибу;

K_F - коэффициент нагрузки определяется;

b_1 – ширина шестерни;

$[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение на изгиб. Вычислим приведенные параметры.

Коэффициент долговечности по изгибу:

$$K_{F\text{Д}} = K_{FE}\sqrt[9]{\frac{N}{N_{HG}}} \leq 1\ . \qquad (16)$$

Коэффициент эквивалентности по изгибу $K_{FE} = 0{,}775$. База изгибных напряжений $N_{HG} = 4 \cdot 10^6$. Подставляем данные значения в формулу (16):

$$K_{F\text{Д}} = 0{,}715\sqrt[9]{\frac{360 \cdot 10^6}{4 \cdot 10^6}} = 1{,}29.$$

Коэффициент нагрузки определяется по формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\vartheta}, \qquad (17)$$

где $K_{F\alpha} = 0{,}91$ - коэффициент распределения нагрузки, согласно справочнику [1, с. 92]; коэффициент концентрации $K_{F\beta}$ = 1,14, согласно справочнику [1, с. 94], коэффициент динамичности $K_{F\vartheta} = 1{,}01$, откуда:

$$K_F = 0{,}91 \cdot 1{,}14 \cdot 1{,}01 = 1{,}05.$$

Допускаемое напряжение на изгиб:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\,\lim 1}}{S_F}. \qquad (18)$$

Воспользовавшись таблицей 4:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\,\lim 1}}{S_F} = \frac{710}{1{,}55} = 458 \text{ МПа}.$$

Ширина шестерни определяется по формуле:

$$b_1 = 1{,}12b_2 = 1{,}12 \cdot 35 = 40 \text{ мм}. \quad (19)$$

Подставив в формулу (19) значение ширины колеса $b_2 = 35$ мм, вычисляем значение ширины шестерни:

$$b_1 = 1{,}12b_2 = 1{,}12 \cdot 35 = 40 \text{ мм}.$$

Тогда, определив все необходимые компоненты, находим по формуле (15) значение модуля:

$$m_n = \frac{5 \cdot 8{,}3 \cdot 10^3 1{,}2 \cdot 1{,}05}{40 \cdot 458} = 2{,}3 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартный модуль [1, с. 53] $m_n = 2{,}5$ мм.

Определим суммарное число зубьев по формуле:

$$z'_\Sigma = \frac{2 \cdot a}{m}. \quad (20)$$

Подставляем значения межосевого расстояния и модуля в формулу (20):

$$z'_\Sigma = \frac{2 \cdot a}{m} = \frac{2 \cdot 120}{2{,}5} = 95.$$

Угол наклона линии зуба:

$$\beta = arccos \frac{z_\Sigma m_n}{2a} = arccos \frac{95 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 120} = 8{,}3°. \quad (21)$$

Подставляем значения суммарного числа зубьев $z'_\Sigma = 95$, модуля $m_n = 2{,}5$ мм и межосевого расстояния а = 120 мм в формулу (21):

$$\beta = arccos\frac{z_{\sum} m_n}{2a} = arccos\frac{95 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 120} = 8{,}3° .$$

Число зубьев шестерни определяется по формуле:

$$z_1 = \frac{z_{\sum}}{u+1} . \quad (22)$$

Подставляем значение суммарного числа зубьев зубьев $z'_{\sum} = 95$ и передаточного числа u = 3 в формулу (22):

$$z_1 = \frac{z_{\sum}}{u+1} = \frac{95}{3+1} = 23{,}75 .$$

Принимаем $z_1 = 23$ зубьев.

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\sum} - z_1 = 95 - 23 = 72. \quad (23)$$

Фактическое передаточное число:

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1}. \quad (24)$$

Число зубьев колеса $z_2 = 72$, число зубьев шестерни $z_1 = 23$, подставляем данные значения в формулу (24) и находим фактическое передаточное число:

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{72}{23} = 3{,}1304.$$

Проверка фактического напряжения изгиба зубьев шестерни по формуле:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}Y_{\beta}}{b_1 m_n} F_t K_{F\text{Д}} K_F, \quad (25)$$

где $Y_{F1} = 4{,}05$ – коэффициент формы зуба для внешнего зацепления, принимаемый по справочнику [1, с. 101] в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v и относительного смещения x;

Y_{β} - коэффициент наклона зубьев.

Вычислим эквивалентное число зубьев:

$$z_v = \frac{z}{(\cos\beta)^3} = \frac{95}{(\cos 8{,}3)^3} = 98. \quad (26)$$

Подставляем значение суммарного числа зубьев передачи z = 95 и угла наклона зуба β= 8,3° формулу (26):

$$z_v = \frac{z}{(\cos\beta)^3} = \frac{95}{(\cos 8{,}3)^3} = 98.$$

Коэффициент наклона зубьев определяется по формуле:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}. \quad (27)$$

Подставляем значение угла наклона зуба β = 8,3 в формулу (27) и получаем :

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{8{,}3}{140} = 0{,}9.$$

Вычислим фактическое напряжение изгиба зубьев шестерни по формуле (25):

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}Y_\beta}{b_1 m_n} F_t K_{FД} K_F = \frac{4{,}05 \cdot 0{,}9}{40 \cdot 2{,}5} 8{,}3 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}05 = 305{,}8 \text{ МПа}.$$

Напряжение изгиба в зубьях колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F2x}Y_\beta}{b_2 m_n} F_t K_{FД} K_F , \quad (28)$$

где $Y_{F2x} = 3{,}61$, с учетом отрицательного сдвига x_2 = - 0,1. Тогда:

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F2x}Y_\beta}{b_2 m_n} F_t K_{FД} K_F = \frac{3{,}61 \cdot 0{,}9}{35 \cdot 2{,}5} 8{,}3 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}05 = 388 \text{ МПа}.$$

Окончательные основные параметры передачи: a = 120 мм; u = 3; $\psi'_a = 0{,}315$; $b_1 = 40$ мм; $b_2 = 35$ мм; $m_n = 2{,}5$ мм; $z_1 = 23$; $z_2 = 72$; $\beta = 8{,}3°$; x_1= - x_2= 0,1.

3.2 Геометрический расчет цилиндрической передачи

Цель геометрического расчета – определение делительных диаметров d, диаметров вершин d_a и диаметра впадин зубьев d_f .Для расчета необходимо знать параметры, которые были вычислены в предыдущем пункте расчетной части, а именно: межосевое расстояние a = 120 мм, числа зубьев z_1 = 23 и z_2 = 72, $m_n = 2{,}5$ мм, угол подъема линии зуба $\beta = 8{,}3°$. и коэффициенты смещения x_1= -x_2= 0,1.

Параметры некорригированных или с высотной коррекцией передач:

$$d = \frac{m_n z}{\cos\beta}. \quad (1)$$

Делительные диаметры при внешнем зацеплении должны удовлетворять следующему условию:

$d_1 + d_2 = 2a,$ (2)

где d_1 – делительный диаметр шестерни, d_2 – делительный диаметр колеса.

Диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2m_n(1 + x).$$ (3)

Диаметр впадин зубьев:

$$d_f = d - 2m_n(1{,}25 - x).$$ (4)

Для определения делительного диаметра шестерни подставляем в формулу (1) значения модуля $m_n = 2{,}5$ мм, $z_1 = 23$ и угол наклона линии зуба $\beta = 8{,}3°$:

$$d_1 = \frac{m_n z}{\cos \beta} = \frac{2{,}5 \cdot 23}{\cos 8{,}3} = 58{,}1 \text{ мм}.$$

Для определения делительного диаметра колеса в формулу (1) подставляем значения модуля $m_n = 2{,}5$ мм, $z_1 = 72$ и угол наклона линии зуба $\beta = 8{,}3°$:

$$d_2 = \frac{m_n z}{\cos \beta} = \frac{2{,}5 \cdot 72}{\cos 8{,}3} = 181{,}9 \text{ мм}.$$

Проверим условие (1):

$d_1 + d_2 = 58{,}1 + 181{,}9 = 240 = 2 \cdot 120 = 240 = 2a.$

Определим диаметр вершин зубьев шестерни по формуле (3):

$d_{a1} = d_1 + 2m_n(1 + x_1)$ = 58,1 + 2 · 2,5(1 + 0,1) = 63,6 мм.

Определим диаметр вершин зубьев колеса по формуле (3):

$d_{a2} = d_2 + 2m_n(1 + x_1)$ = 181,9 + 2 · 2,5(1 − 0,1) = 186,4 мм.

Определяем диаметр впадин зубьев шестерни по формуле (4):

$d_{f1} = d_1 - 2m_n(1{,}25 - x_1) = 58{,}1 - 2 \cdot 2{,}5(1{,}25 - 0{,}1) = 52{,}35$ мм.

Определяем диаметр впадин зубьев колеса по формуле (4):

$d_{f2} = d_2 - 2m_n(1{,}25 - x_2) = 181{,}9 - 2 \cdot 2{,}5(1{,}25 + 0{,}1) = 175{,}15$ мм.

В ходе геометрического расчета цилиндрической передачи первой ступени редуктора были определены основные геометрические параметры передачи: делительный диаметр шестерни d_1 = 58,1 мм; делительный диаметр колеса d_2 = 181,9 мм; диаметр вершин зубьев шестерни $d_{a1} = 63{,}6$ мм; диаметр вершин зубьев колеса $d_{a2} = 186{,}4$ мм; диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = 52{,}35$ мм; диаметр впадин зубьев колеса $d_{f2} = 175{,}15$ мм.

3.3 Выводы

В ходе главы были определены основные параметры цилиндрической передачи первой ступени, а именно: межосевое расстояние a = 120 мм; передаточное число u = 3; коэффициент ширины зуба $\psi'_a = 0{,}315$; ширина шестерни $b_1 = 40$ мм; ширина колеса $b_2 = 35$ мм; модуль $m_n = 2{,}5$ мм; число

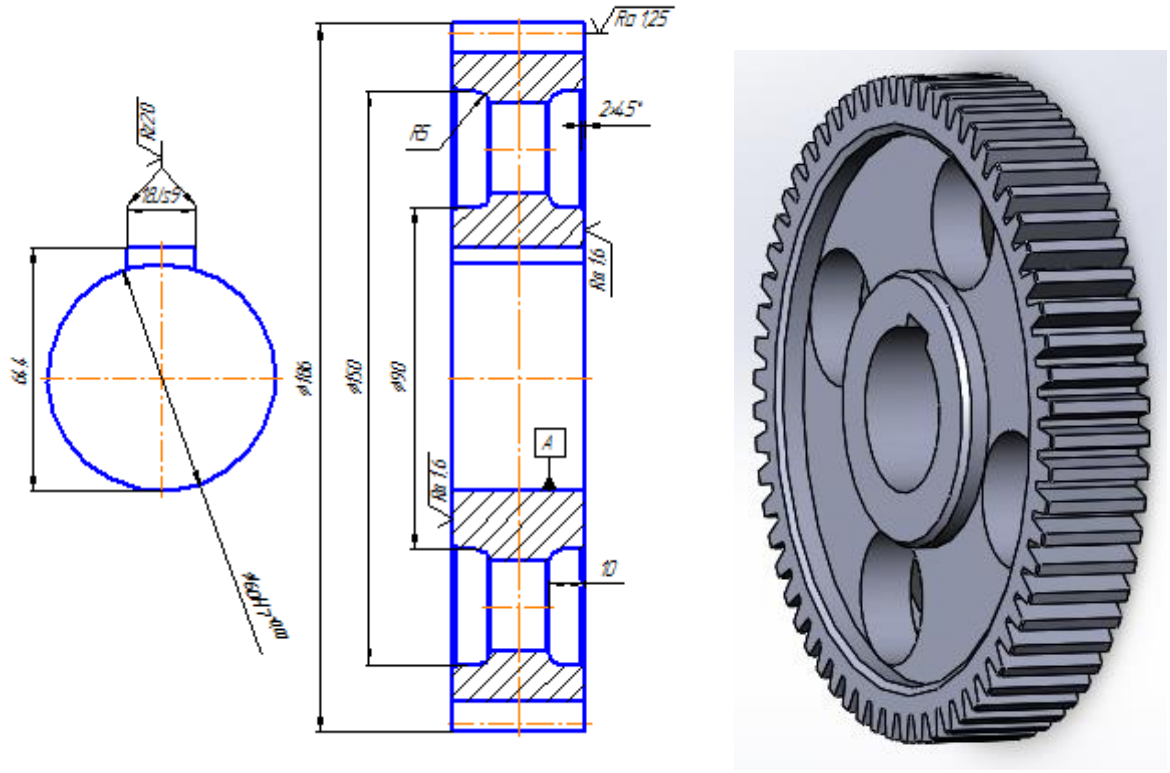
зубьев шестерни $z_1 = 23$; число зубьев колеса $z_2 = 72$; угол наклона зуба $\beta = 8{,}3°$; $x_1 = -x_2 = 0{,}1$.

Также проведен геометрический расчет цилиндрической передачи первой ступени редуктора, в ходе которого определены основные геометрические параметры передачи: $d_1 = 58{,}1$ мм; $d_2 = 181{,}9$ мм; $d_{a1} = 63{,}6$ мм; $d_{a2} = 186{,}4$ мм; $d_{f1} = 52{,}35$ мм; $d_{f2} = 175{,}15$ мм.

4 Анализ конструкции вращателя

4.1 Компоновка вращателя

В расчетной части были определены основные параметры цилиндрической передачи первой ступени, и также произведен ее геометрических расчет.



а) б)

а) – чертеж; б) – 3D – модель

Рисунок 24 – Чертеж зубчатого колеса

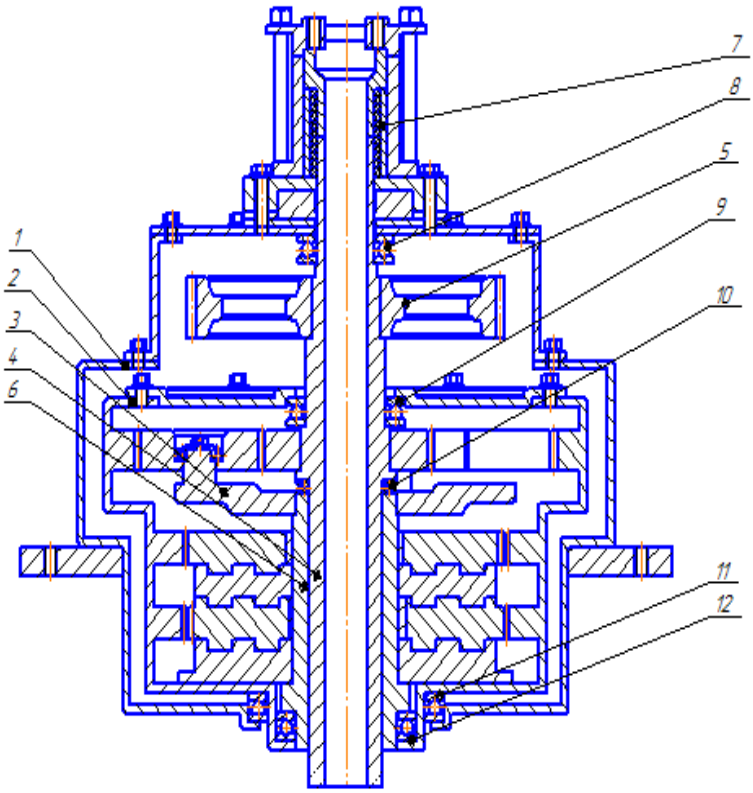
Согласно расчетным данным, создадим чертеж и объемную модель шестерни и колеса в специальном программном комплексе системы автоматизированного проектирования.

Затем, на основании предложенной кинематической схемы и эскизной компоновки вращателя создадим в программе «КОМПАС-3D» сборочный

чертеж вращателя верхнего привода буровой установки на основе вариатора скорости.

На данном этапе проектирования необходимо предложить компоновку деталей в корпусе вращателя, а также их взаимное расположение.

Сборочный чертеж представлен на рисунке 25.



1 – корпус вращателя; 2 - обойма вариатора; 3 – водило; 4 – вал;
5 – колесо; 6 – насадной вал; 7 – сальник; 8, 9, 10, 11, 12 – подшипник.

Рисунок 25 – Компоновка вращателя с вариацией скорости

После проработки компоновки вращателя на чертеже построим в специальном программном комплексе системы автоматизированного проектирования SolidWorks объемную модель вращателя. Эскиз каждой детали создается отдельно, затем создается объемная модель. Последовательно создаем детали вращателя, причем желательно осуществлять проектирование

деталей в таком порядке, в каком будет осуществляться сборка готового оборудования.

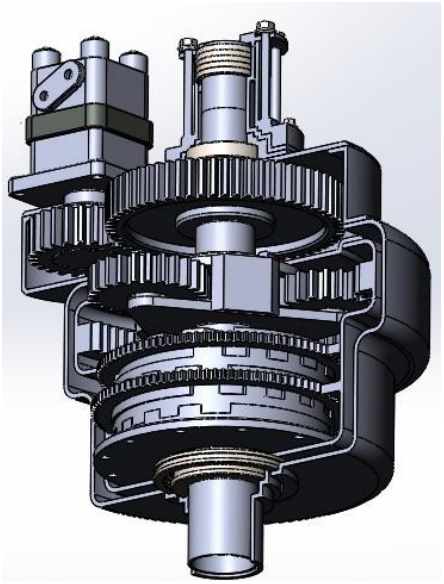


Рисунок 26 – Объемная модель вращателя в разрезе

Воспользовавшись функцией «Окончательная отрисовка» получаем модель вращателя в расширенной детализации.

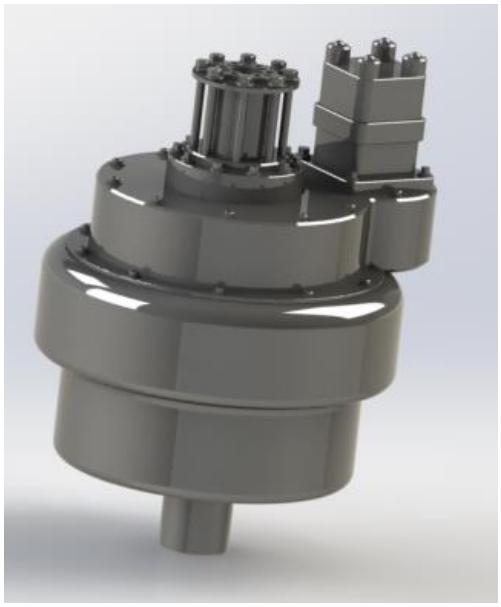


Рисунок 27 – Общий вид модели вращателя

4.2 Выводы

На примере проектирования зубчатого колеса показано создание деталей при эскизном проектировании. Построен сборочный чертеж адаптивного вращателя верхнего привода, и на его основании спроектирована объемная модель предлагаемого оборудования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проектирование в данной работе осуществлялось в программном комплексе системы автоматизированного проектирования SolidWorks КОМПАС - 3D.

Целью работы была определена разработка конструкции адаптивного вращателя верхнего привода буровой установки УРБ-2А-2 на основе вариатора скорости с возможностью бесступенчатого регулирования скоростей вращения в зависимости от нагрузки на буровой колонне, которая также была достигнута.

В обзорном материале были рассмотрены современные вращатели и вариаторы, указаны их преимущества и недостатки. Далее были рассмотрены основные виды редукторов: цилиндрические, конические, червячные, планетарные, волновые, также указаны их преимущества, недостатки и область применения.

Проанализировав существующие конструкции вращателей и рассмотрев их режимы работы, была разработана кинематическая схема работы адаптивного вращателя и предложена эскизная компоновка, разработана 3D модель вращателя.

В расчетной части данной работы произведен расчет основных параметров зубчатой передачи и выполнен геометрический расчет первой ступени разработанного вращателя.

Итогом работы является объемная модель вращателя верхнего привода, построенная на основе разработанной компоновки и проведенных расчетов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Чернавский, С. А. Проектирование механических передач / С.А.Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов, К. Н. Боков, Г. М. Ицкович, Д. В. Чернилевский. – Москва: «Машиностроение», 1984. – 560 с.

2 Анфимов, М.И. Редукторы. Конструкции и расчет / М. И. Анфимов. – Москва: «Машиностроение», 1993. – 464 с.

3 Федеральный институт промышленной собственности [Электронный ресурс] : база содержит данные по объектам интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – Москва, [2016]. - http://www1.fips.ru/wps/wcm/connect/content_ru/ru.

4 Национальный реестр интеллектуальной собственности [Электронный ресурс] : база содержит базу данный патентов и изобретений РФ и СССР. – Москва, [2016]. - http://www.findpatent.ru.

5 Завод буровых технологий [Электронный ресурс] : база данных содержит сведения о буровой технике. – Санкт - Петербург, [2016]. - http://www.zavodbt.ru/burovie-ustanovki/urb/urb-2a2.html.

6 Уралспецмаш [Электронный ресурс] : база данных содержит сведения о мобильных буровых установках. – Челябинск, [2016]. - http://uralspecmash.ru/tech/specztexnika-dlya-dobychi-nefti-i-gaza/burovye-ustanovki/urb-2a2#/details.

7 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Москва: «Академия», 2004. – 496 с.

8 Решетов, Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов / Д.Н. Решетов. – Москва: «Машиностроение», 1974. – 656 с.

9 УРБ [Электронный ресурс] : база данных содержит сведения о буровых установках УРБ. – Набережные Челны, [2016] / - http://www.urb2a2.su.

10 ГОСТ 12289-76 Передачи зубчатые конические – Введ. 01.07.1977. – Москва : Госстандарт СССР, 1987. – 10 с.

11 ГОСТ 14.301-83 Общие правила разработки технологических процессов и выбора средств технологического оснащения – Введ. 01.01.1984. – Москва : Госстандарт СССР, 1984. – 23 с.

12 Иосилевич, Г.Б. Детали машин: учебник / Г.Б. Иосилевич. – Москва : Машиностроение, 1988. – 368 с.

13 Антонов, С.А. Планетарные передачи: учебное пособие / А.С. Антонов, Б.А. Артамонов, Б.М. Коробков, Е.И. Магидович. – Москва: Воениздат, 1954. – 607 с.

14 Гузенков, П. Г. Детали машин: учебник для вузов/ П.Г. Гузенков, - Москва : Высш. шк., 1986. – 359 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. ГРАФИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ