

УДК 621.833.681

## ВНЕДРЕНИЕ ВОЛНОВОГО ТОРЦЕВОГО КИНЕМАТИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА В НАСОСНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ДОБЫЧИ ТЯЖЕЛОЙ ВЫСОКОВЯЗКОЙ НЕФТИ В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ

Джасем Мохамад Али<sup>1,2</sup>,  
jasem85@tpu.ru

Крауиньш Петр Янович<sup>1</sup>,  
peterkrau@tpu.ru

<sup>1</sup> Национальный исследовательский Томский политехнический университет,  
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30.

<sup>2</sup> Университет Аль-Фурат,  
Сирия, Дейр-эз-Зор, ул. Университетская, 7.

**Актуальность** исследования состоит в обеспечении малых габаритных размеров и массы редукторов, что позволяет размещать их вместе с поршневыми насосами в труднодоступных местах и экстремальных условиях при добыче высоковязкой нефти. Отношение массы редуктора к номинальному моменту на выходном валу является основным критерием технического уровня редукторов, поэтому необходимость создания новых видов механических передач с малыми габаритами и массой является актуальной.

**Цель:** определить передаточное отношение волнового торцевого кинематического редуктора и зависимости объема блока шестерен и его угловой скорости от угла нутации  $\theta$ .

**Объекты:** волновой торцевой кинематический редуктор, который является неотъемлемой частью поршневых насосов при добыче высоковязкой нефти в экстремальных условиях.

**Методы:** метод Виллиса, аналитический метод, численные методы решения систем нелинейных уравнений, теория механизмов и машин и основная теория зубчатого зацепления.

**Результаты.** Рассмотрена проблема создания волнового торцевого кинематического редуктора с малыми габаритами, что позволяет размещать его вместе с поршневыми насосами в труднодоступных местах и экстремальных условиях при добыче высоковязкой нефти. Были определены передаточное отношение редуктора двумя способами (методом Виллиса и аналитическим методом) и зависимость размеров блока шестерен от угла нутации  $\theta$ , а также верхнее предельное значение угла нутации, при котором редуктор работает устойчиво. Важно отметить, что волновой торцевой кинематический редуктор не требует выполнения условий равенства межосевых расстояний, что расширяет область его оптимального конструирования. Кроме того, его кинематика не накладывает ограничений на выбор модулей пар зубчатых колес или шага расположения зубьев, что расширяет набор возможных соотношений чисел зубьев колес и диапазон передаточных отношений.

### Ключевые слова:

Тяжелая высоковязкая нефть, поршневой насос, механизированный способ добычи нефти, волновой торцевой кинематический редуктор, передаточное отношение, угол нутации.

### Введение

Тяжелая нефть – это высоковязкая нефть, которая обладает повышенной плотностью из-за высокого содержания ароматических углеводородов, высокой концентрации металлов и сернистых соединений, повышенной коксумостью, что приводит к увеличению затрат на добычу [1].

Химические и термические методы являются наиболее распространенными методами добычи нефти. Химические методы включают в себя закачку реагентов, а термические методы – нагрев пласта паром или технологии внутривластового горения. Такие методы требуют больших вложений и затрат в ходе добычи, поэтому поиск новых технологий, позволяющих снизить стоимость добычи высоковязкой нефти является весьма актуальным [2].

Одним из перспективных методов добычи нефти является механизированный метод центробежными, поршневыми и винтовыми насосами. Этот метод позволяет добывать высоковязкую нефть, но при этом тоже имеет ограничения по вязкости и температурам применения. Центробежные насосы обычно приме-

няются на вязкостях до 300–400 сСт из-за большего снижения характеристик. Ограничение вязкости не является существенным для винтовых насосов, однако газовый фактор приводит к преждевременным отказам резиновых элементов винтовых насосов [3].

Поршневые насосы перспективны для применения при работе на нефтяных месторождениях. Простота устройства, малые габаритные размеры и масса позволяют размещать их в труднодоступных местах [4].

В насосных технологиях добычи высоковязкой нефти редуктор играет важную роль благодаря его прямым воздействиям на улучшение массогабаритных и энергетических показателей насосных агрегатов [5].

Основной тенденцией развития современного машиностроения является непрерывное увеличение скорости движения и передаваемых нагрузок с одновременным ужесточением требований к виброакустическим и точностным характеристикам. В связи с этим современные тенденции совершенствования механических редукторов, составляющих основу привода практически всех машин, характеризуются тре-

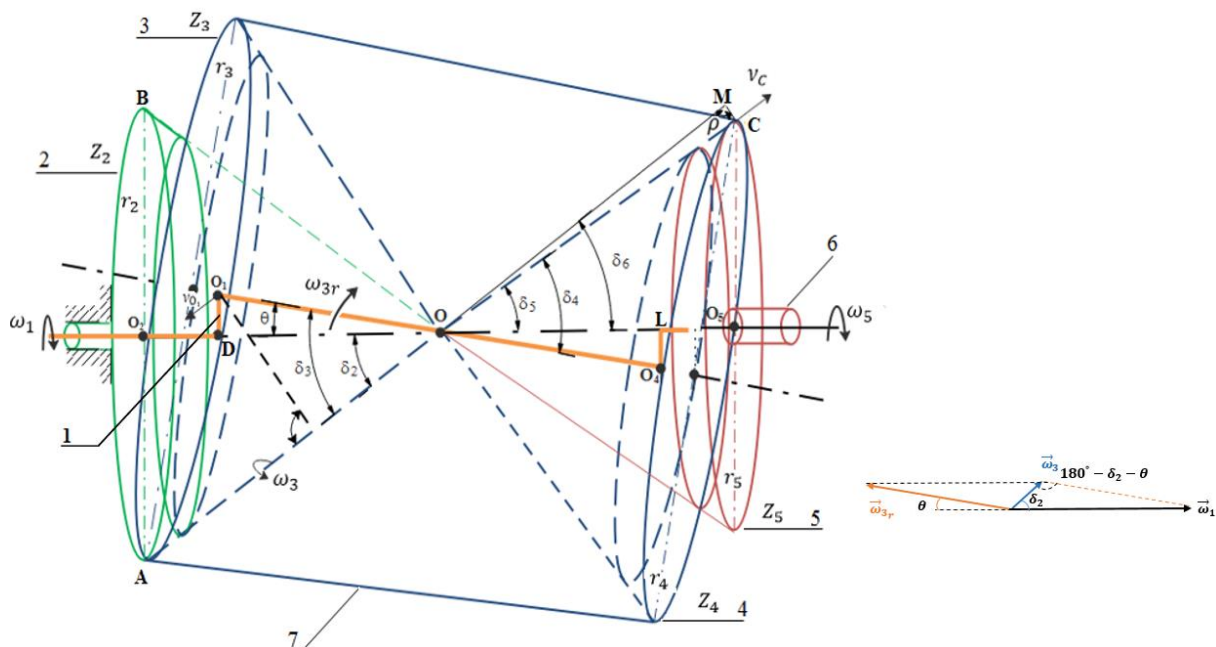
бованиями к следующим показателям: нагрузочная способность, компактность и удельная материалоемкость, КПД, уровень звуковой мощности и вибраций, кинематическая точность, стоимость [6, 7].

Анализ уровня и тенденций развития редукторостроения показал целесообразность исследования и разработки волновых торцевых кинематических редукторов [7], благодаря следующим преимуществам: существенное повышение несущей способности по контактной выносливости за счет многопарности зацепления зубьев до 10–12 % от общего числа зубьев, кинематическая точность, хорошие энергетические и массогабаритные показатели, высокий коэффициент полезного действия и др. [8].

Проблема создания волнового торцевого кинематического редуктора с компактными габаритами выдвигает на первый план ряд вопросов в области геометро-кинематической теории зацепления, которые

рассматриваются в данной работе. Специфика кинематики волнового торцевого кинематического редуктора позволяет получать большие передаточные отношения при малых габаритах [9, 10].

Принципиальная кинематическая схема волнового торцевого кинематического редуктора представлена на рис. 1. Редуктор состоит из ведущего вала (генератора волн) – 1, выполненного в виде кривошипа; блока шестерен – 7, состоящего из двух конических колес и свободно вращающегося на ведущем валу; неподвижного колеса – 2 и подвижного колеса – 5, жестко связанного с ведомым валом – 6. Левый зубчатый конический венец – 3 блока шестерен – 7 находится в зацеплении с неподвижным колесом – 2, а правый зубчатый венец – 4 этого блока – с подвижным колесом – 5. Ведущий вал вращается на двух подшипниках, установленных в ступицах конических колес – 2, 5 [11].



**Рис. 1.** Принципиальная кинематическая схема волнового торцевого кинематического редуктора: 1 – ведущий вал; 2 – неподвижное колесо; 7 – блок шестерен, состоящий из двух конических колес – 3, 4; 5 – подвижное колесо; 6 – ведомый вал

**Fig. 1.** Kinematic diagram of the wave face kinematic reducer: 1 – drive shaft; 2 – fixed gear; 7 – gear block, consisting of two conical gears 3, 4; 5 – output gear; 6 – driven shaft

Делительные конусы неподвижного колеса – 2, блока шестерен – 7 и подвижного колеса – 5 данного редуктора имеют общую вершину, расположенную в точке  $O$  и лежащую на оси редуктора  $O_2O_5$ . Разность в количестве зубьев  $Z_2$  неподвижного колеса – 2 и зубьев сопряженной с ним блока шестерен  $Z_3$  принимается равной 2 ( $Z_2 = Z_3 \pm 2$ ), а разность в количестве зубьев блока шестерен – 7 ( $Z_4$ ) и подвижного колеса – 5 ( $Z_5$ ) принимается равной 1 ( $Z_5 = Z_4 \pm 1$ ) [12].

При вращении ведущего вала – 1 блок шестерен – 7 совершает пространственно-сферическое движение относительно точки  $O$  посредством обкатывания зубьев венца  $Z_3$  по зубьям неподвижного колеса 2 ( $Z_2$ ); входят в зацепление одновременно зубья венца  $Z_4$  с

зубьями подвижного колеса – 5  $Z_5$ . Таким образом, блок шестерен – 7 передает вращение зубчатому колесу – 5, жестко соединенному с ведомым валом 6 [13].

Пространственно-сферическое движение блока шестерен – 7 в данный момент (рис. 1) можно представить как вращательное движение вокруг мгновенной оси вращения  $AOM$ , описывающей в процессе движения поверхность неподвижного аксиоида  $AOB$  [14, 15].

С другой стороны, это движение можно представить как результат сложения двух вращений вокруг осей, пересекающихся в точке  $O$ : переносного вращательного движения генератора – 1 вокруг оси  $O_2O_5$

с угловой скоростью  $\omega_1$  и относительного вращательного движения блока вокруг оси генератора  $O_1O_4$  с относительной угловой скоростью  $\omega_{3r}$ . Абсолютная угловая скорость блока шестерен – 7 будет равна сумме этих угловых скоростей.

$$\vec{\omega}_3 = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{3r}. \quad (1)$$

Векторная диаграмма, иллюстрирующая зависимость (1), представлена на рис. 1 справа. Здесь вектор  $\vec{\omega}_1$  ориентирован по оси редуктора  $O_2O_5$ , вектор  $\vec{\omega}_{3r}$  – по оси блока шестерен  $O_1O_4$ , вектор  $\vec{\omega}_3$  – по мгновенной оси вращения АОМ.

Из параллелограмма векторов угловых скоростей видно, что

$$\frac{\omega_1}{\sin(180-\delta_2-\theta)} = \frac{\omega_1}{\sin(\delta_2+\theta)} = \frac{\omega_3}{\sin\theta} = \frac{\omega_{3r}}{\sin\delta_2}; \quad (2)$$

Из рис. 1 следует, что

$$\delta_2 + \theta = \delta_3; \delta_5 + \theta = \delta_4,$$

$$\frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_3} = \frac{r_2}{r_3} = \frac{Z_2}{Z_3}; \frac{\sin\delta_4}{\sin\delta_5} = \frac{r_4}{r_5} = \frac{Z_4}{Z_5}. \quad (3)$$

Из выражения (2) и (3) имеем

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{\sin\theta}{\sin\delta_3}; \omega_{3r} = \omega_1 \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_3} = \omega_1 \frac{Z_2}{Z_3}.$$

Для определения передаточного отношения волнового торцевого кинематического редуктора используем метод Виллиса [16].

Мысленно сообщим основанию механизма угловую скорость  $\omega_1$ , равную по модулю угловой скорости ведущего вала (генератора) – 1, но направленную в противоположную сторону. В этом случае обращенные угловые скорости всех звеньев редуктора будут следующими (рис. 1):

Для звена 1 (ведущего вала)

$$\omega_{обр1} = \omega_1 - \omega_1 = 0,$$

т. е. ведущий вал остановлен.

Для неподвижного колеса (звена) – 2

$$\omega_{обр2} = -\omega_1.$$

Для блока шестерен – 7 (т. е. для венцов 3 и 4)

$$\vec{\omega}_{обр3} = \vec{\omega}_1 + (-\vec{\omega}_1) + \vec{\omega}_{3r} = \vec{\omega}_{3r} = \vec{\omega}_{обр4},$$

$$\omega_{обр3} = -\omega_{3r} = -\omega_1 \frac{Z_2}{Z_3} = \omega_{обр4}.$$

Для подвижного колеса (звена) – 5

$$\omega_{обр5} = -\omega_5 - \omega_1.$$

Так как ведущий вал – 1 (рис. 1) остановлен, волновой торцевой кинематический редуктор превратился в передачу с последовательным соединением одноступенчатых конических передач, состоящих из пар зубчатых колес – 2, 3 и 4, 5. Для этих одноступенчатых передач справедливы соотношения

$$\frac{\omega_{обр2}}{\omega_{обр3}} = \frac{-\omega_1}{-\omega_{3r}} = \frac{\omega_1}{\omega_1 \frac{Z_2}{Z_3}} = \frac{Z_3}{Z_2} \quad (4)$$

и

$$\frac{\omega_{обр4}}{\omega_{обр5}} = \frac{-\omega_1 \frac{Z_2}{Z_3}}{-\omega_1 - \omega_5} = \frac{Z_5}{Z_4}. \quad (5)$$

Из соотношений (4), (5) после ряда преобразований получаем

$$\omega_1 \frac{Z_2}{Z_3} = (\omega_1 + \omega_5) \frac{Z_5}{Z_4} = \omega_1 \frac{Z_5}{Z_4} + \omega_5 \frac{Z_5}{Z_4}$$

$$\omega_1 \left( \frac{Z_2}{Z_3} - \frac{Z_5}{Z_4} \right) = \omega_5 \frac{Z_5}{Z_4},$$

отсюда

$$\omega_1 \frac{Z_2 Z_4 - Z_3 Z_5}{Z_3 Z_4} = \omega_5 \frac{Z_5}{Z_4}, \quad (6)$$

$$i_{15}^2 = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_4} \frac{Z_3 Z_4}{Z_2 Z_4 - Z_3 Z_5},$$

отсюда

$$i_{15}^2 = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_3 Z_5}{Z_2 Z_4 - Z_3 Z_5}. \quad (7)$$

Так как ведомый вал волнового торцевого кинематического редуктора вращается в сторону, противоположную ведущему валу (генератору), то формула (7) примет вид

$$i_{15}^2 = -\frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{Z_3 Z_5}{Z_3 Z_5 - Z_2 Z_4}. \quad (8)$$

Покажем, что тот же результат может быть получен аналитическим методом. При постоянной угловой скорости входного вала  $\omega_1$ .

Пространственно-сферическое движение блока шестерен – 7 описывается системой уравнений

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \omega_1 t; \\ \varphi &= -\omega_1 t \frac{r_2}{r_3}; \\ \theta &= const. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Угловую скорость блока шестерен – 7 вокруг мгновенной оси определяем по формуле

$$\omega_{ш} = \sqrt{\dot{\psi}^2 + \dot{\varphi}^2 + \dot{\theta}^2 + 2\dot{\psi}\dot{\varphi}\cos\theta}. \quad (10)$$

Дифференцируя уравнения (2)–(9) по времени и используя соотношения

$$\frac{r_2}{r_3} = \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_3},$$

уравнение (10) перепишем в виде

$$\omega_{ш} = \omega_1 \sqrt{1 + \frac{\sin^2\delta_2}{\sin^2\delta_3} - 2 \frac{\sin\delta_2}{\sin\delta_3} \cos\theta}.$$

Подставляя в которое соотношение углов  $\delta_2 = \delta_3 - \theta$ , получаем

$$\omega_{ш} = \omega_1 \frac{\sin\theta}{\sin\delta_3}.$$

Таким образом, блок шестерен – 7, входя в зацепление с неподвижным колесом – 2, сообщает последнему вращение вокруг мгновенной оси с угловой скоростью  $\omega_{ш}$ . Одновременно другой венец шестерни находится в зацеплении с зубьями подвижного колеса – 5 и сообщает ему вращение с угловой скоростью  $\omega_5$ . Зная угловую скорость блока шестерен – 7  $\omega_{ш}$  и положение мгновенной оси, определяем скорость в точке Р зацепления подвижного колеса – 5 с венцом блока шестерен – 3.

$$V = \omega_1 \cdot \rho = \omega_5 \cdot r_5, \quad (11)$$

где  $\rho$  – кратчайшее расстояние от точки С зацепления до мгновенной оси. Расстояние  $\rho$ , выраженное через

параметры редуктора, подставляем в (11) и получаем формулу для определения угловой скорости подвижного колеса – 5

$$\omega_5 = \omega_1 \frac{\rho}{r_5} = -\omega_1 \frac{r_2 r_4 - r_3 r_5}{r_3 r_5} = -\omega_1 \frac{Z_2 Z_4 - Z_3 Z_5}{Z_3 Z_5}.$$

Передаточное отношение волнового торцевого кинематического редуктора определяем по формуле

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_5} = -\frac{Z_3 Z_5}{Z_2 Z_4 - Z_3 Z_5} = \frac{Z_3 Z_5}{Z_3 Z_5 - Z_2 Z_4}, \quad (12)$$

т. е. выражения (8) и (12) для передаточного отношения волнового торцевого кинематического редуктора, полученные различными способами, равноценны.

Анализ формулы (12) свидетельствует о том, что волновой торцевой кинематический редуктор позволяет реализовать широкий диапазон передаточных отношений. При этом максимальное передаточное отношение  $i_{\max} = Z_4^2 - 1$  достигается при соотношении зубьев:

$$Z_2 = Z_4; Z_3 = Z_4 + 1; Z_5 = Z_4 - 1. \quad (13)$$

В работе [12] показано, что соотношение зубьев (13) обеспечивает не только максимальное передаточное отношение, но и значительное повышение многопарности сопряжения зубьев. И, более того, кинематика волнового торцевого кинематического редуктора не накладывает ограничений на выбор модулей пар зубчатых колес или шага расположения зубьев, что расширяет набор возможных соотношений чисел зубьев колес и диапазон передаточных отношений [17].

Геометрия блока шестерен сильно зависит от угла нутации  $\theta$ , который определяет размер и формы делительных конусов зубчатых колес блока шестерен. Математически мы можем рассчитать размер и форму этих конусов, учитывая количество зубьев зубчатых колес, шаг зацепления и угол нутации  $\theta$ , а чтобы найти углы делительных конусов зубчатых колес – 2, 5 и блока шестерен – 7 были использованы следующие тригонометрические соотношения:

$$\delta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{\sin(\pi - \theta)}{\frac{Z_3}{Z_2} + \cos(\pi - \theta)} \right),$$

$$\delta_3 = \pi - \theta - \delta_2,$$

$$\delta_4 = \tan^{-1} \left( \frac{\sin(\pi - \theta)}{\frac{Z_5}{Z_4} + \cos(\pi - \theta)} \right),$$

$$\delta_5 = \pi - \theta - \delta_4.$$

Внешнее конусное расстояние определится по формуле:

$$R_3 = \frac{d_3}{2 \sin \delta_3},$$

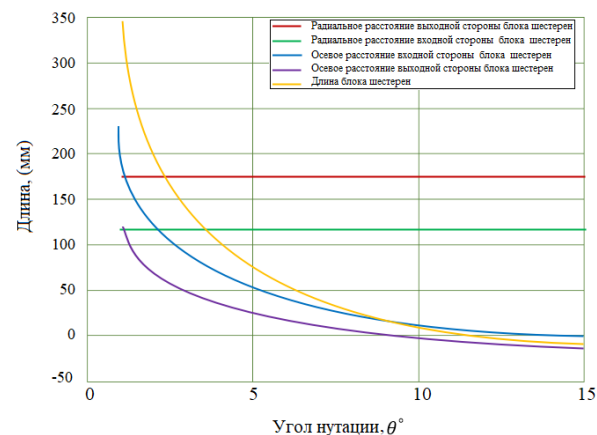
$$R_4 = \frac{d_4}{2 \sin \delta_4}.$$

Используя предыдущие соотношения, можно определить радиальное и осевое расстояния, т. е. размеры блока шестерен при разных величинах угла нутации  $\theta$ . В таблице приведены геометрические параметры редуктора, на рис. 2 представлена зависимость размера блока шестерен от различных углов нутации.

**Таблица.** Геометрические параметры волнового торцевого кинематического редуктора

**Table.** Geometrical parameters of the wave face kinematic reducer

Число зубьев/Tooth number	$Z_2=52$	$Z_3=54$	$Z_4=81$	$Z_5=80$
Ширина венца зубьев, мм Face width, mm	$b_2=25$	$b_3=25$	$b_4=25$	$b_5=25$
Модуль $m$ , мм/Module $m$ , mm	$m=5$			
Передаточное отношение $i$ Gear ratio $i$	40			



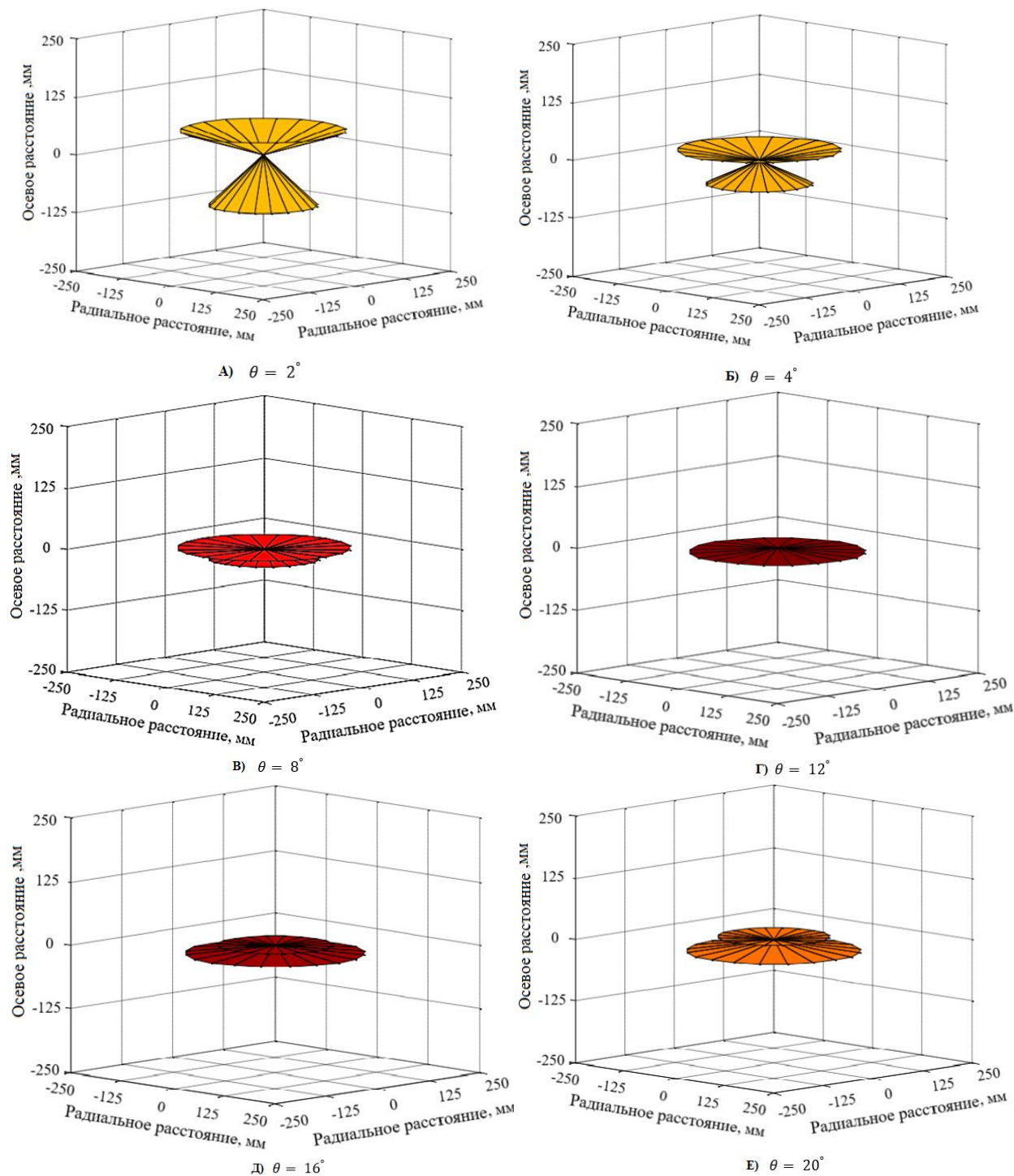
**Рис. 2.** Зависимость размера блока шестерен от различных углов нутации

**Fig. 2.** Dependence of the gear block size on various nutation angles

Из рис. 2 видно, что размер блока шестерен может сильно различаться благодаря небольшим вариациям угла нутации  $\theta$ . Изменение угла нутации  $\theta$  с  $2^\circ$  до  $4^\circ$  уменьшает общую длину блока шестерен от 180 до 75 мм. Видно, что при незначительном изменении угла нутации  $\theta$  достигается большое уменьшение длины блока шестерен. Поскольку масса блока шестерен линейно пропорциональна объему, который, в свою очередь, пропорционален длине блока шестерен, можно сказать, что масса линейно пропорциональна длине блока шестерен. Экспоненциальное снижение длины блока шестерен с изменением угла нутации напрямую приводит к экспоненциальному снижению массы блока шестерен, следовательно, и снижение критического веса от общего веса редуктора.

Радиальные расстояния можно рассматривать как постоянную величину во время изменения угла нутации, это связано с их значением, полностью привязанным к модулю и количеству зубьев блока шестерен, которые являются постоянными величинами в этой работе.

Еще одна важная особенность заключается в том, что общая длина блока шестерен оказывается отрицательной при приближении к  $\theta = 12^\circ$ . Это связано с инверсией делительных конусов, где передачи переключается из положения редуктора в положение привода Huprage [18]. За пределами угла нутации  $\theta = 12^\circ$  передача больше не требует внутренних делительных конусов, а требует внешних. Можно увидеть это на рис. 3, где делительные конусы блока шестерен показаны при углах нутации  $\theta$  в диапазоне от  $2^\circ$  до  $20^\circ$ .



**Рис. 3.** Изменение размеров блока шестерен в зависимости от угла нутации  $\theta$ : А) при  $\theta = 2^\circ$ ; Б) при  $\theta = 4^\circ$ ; В) при  $\theta = 8^\circ$ ; Г) при  $\theta = 12^\circ$ ; Д) при  $\theta = 16^\circ$ ; Е) при  $\theta = 20^\circ$

**Fig. 3.** Change of the gear block size depending on nutation angle  $\theta$ : А) at  $\theta = 2^\circ$ ; Б) at  $\theta = 4^\circ$ ; В) at  $\theta = 8^\circ$ ; Г) at  $\theta = 12^\circ$ ; Д) at  $\theta = 16^\circ$ ; Е) at  $\theta = 20^\circ$

При различных углах нутации блок шестерен первоначально направлен вниз в отрицательном осевом направлении. По мере увеличения угла нутации можно увидеть, как оба делительных конуса стремительно сжимаются по направлению к центральной точке делительных конусов (центр нутации) и примерно при  $\theta \cong 12^\circ$  конусы сливаются. За этой точкой делительные конусы блока шестерен теперь перевернуты

и направлены вверх или положительны по осевой длине. Инверсия делительных конусов резко меняет работу передачи, а также ее геометрию.

Угол нутации  $\theta$  также имеет большое влияние на скорость нутации и абсолютную угловую скорость блока шестерен. При углах нутации в диапазоне  $\theta \leq 12^\circ$  и частоте вращения ведущего вала  $n_{in} = 3000$  об/мин скорость нутации и абсолютная

угловая скорость блока шестерен могут быть найдены с использованием уравнений (2), (3). На рис. 4 показаны компоненты угловых скоростей при изменении угла нутации в пределах  $\theta = [1^\circ - 12^\circ]$ .

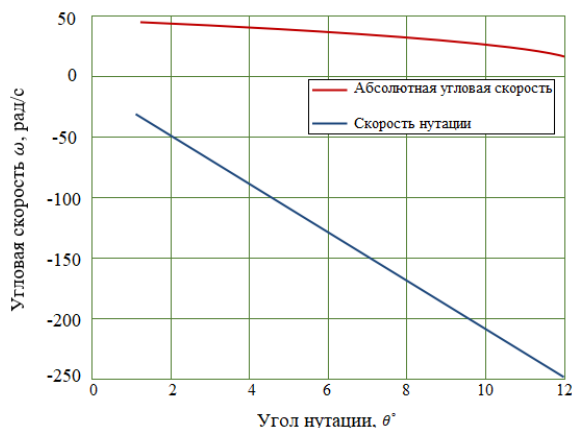


Рис. 4. Изменение угловых скоростей блока шестерен в зависимости от угла нутации  $\theta$

Fig. 4. Change of angular velocities gear block depending on nutation angle  $\theta$

Из рис. 4 можно заметить, что абсолютная угловая скорость блока шестерен показывает меньшую чувствительность к изменению угла нутации  $\theta$ , в то время как модуль скорости нутации увеличивается непосредственно с увеличением угла нутации  $\theta$ . При низких углах нутации  $\theta$  обе скорости будут ближе друг к другу. Важно учитывать эти скорости при динамическом исследовании, поскольку они играют решаю-

щую роль в понимании взаимосвязи между динамическим моментом и углом нутации  $\theta$  [19].

### Заключение

Таким образом, в данной работе была рассмотрена проблема создания волнового торцевого кинематического редуктора с малыми габаритами, что позволяет размещать его вместе с поршневыми насосами в труднодоступных местах при добычи высоковязкой нефти в экстремальных условиях. Были определены передаточное отношение редуктора методом Виллиса и аналитическим методом и зависимость размеров блока шестерен от угла нутации  $\theta$ . Кинематика волнового торцевого кинематического редуктора, обладающая большой компактностью, позволяет получать большие передаточные отношения. И, более того, волновой торцевой кинематический редуктор не требует выполнения условий равенства межосевых расстояний, что расширяет область их оптимального конструирования [11, 20].

Установлено, что при увеличении угла нутации  $\theta$  вес блока шестерен снижается, а следовательно, и общий вес редуктора. Нужно заметить, что длина блока шестерен оказывается отрицательной при приближении к углу нутации  $\theta = 12^\circ$ , поэтому волновой торцевой кинематический редуктор не рекомендуется использовать при углах нутации  $\theta \geq 12^\circ$ . Также важно расширить эффект этого изменения на статическую нагрузку блока шестерен и на количество зубьев в зацеплении, которое увеличивает нагрузочную способность волнового торцевого кинематического редуктора [21, 22].

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Simanzhenkov V., Raphael I. Crude oil chemistry. – Florida: CRC Press, 2003. – 402 p.
2. Speight J.G. Heavy oil recovery and upgrading. – Oxford: Gulf Professional Publishing, 2019. – 839 p.
3. Скважинные насосные установки для добычи нефти / В.Н. Ивановский, В.И. Дарищев, А.А. Сабиров, В.С. Каштанов, С.С. Пекин. – М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. – 824 с.
4. Guha P.K. Hydraulic Pumps & Motors and their Applications. – Indianapolis: Dog Ear Publ., 2018. – 222 p.
5. Lynwander P. Gear drive systems: design and application. – Florida: CRC Press, 2019. – 432 p.
6. Advanced manufacturing and processing technology / Eds. C. Prakash, S. Singh, J.P. Davim. – Florida: CRC Press, 2020. – 244 p.
7. Litvin F.L., Fuentes A. Gear geometry and applied theory. 2<sup>nd</sup> ed. – New York: Cambridge University Press, 2004. – 800 p.
8. Litvin F.L., Fuentes A., Howkins M. Design, generation and TCA of new type of asymmetric face-gear drive with modified geometry // Computer methods in applied mechanics and engineering. – 2001. – V. 190 (43–44). – P. 5837–5865.
9. Vullo V. Gears. V. 1: Geometric and kinematic design. – Cham: Springer International Publishing A&G, 2020. – V. 1. – 844 p.
10. Cervantes Sánchez J.J., Rico Martínez J.M., Panduro Calvario C. A general and systematic framework for the kinematic analysis of complex gear systems // Meccanica. – 2012. – V. 47. – № 1. – P. 3–21.
11. Jасem M.A., Krauinsh P.Y. Kinematical analysis of the nutation speed reducer // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing. – 2019. – P. 012022.
12. Джасем М., Крауинш П.Я. Волновой торцевой кинематический редуктор для поршневых насосов при добыче тяжелой нефти // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2022. – Т. 333. – № 2. – С. 17–25.
13. Jасem M., Krauinsh P.Y. Analysis of the Stress-strain State (SSS) under static load of nutation speed reducer // Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems. – 2019. – V. 11. – № 5-S1. – P. 137–141.
14. Журавлев В.Ф. Основы теоретической механики. 2-е изд. – М.: Физматлит, 2001. – 320 с.
15. Ефременков Е.А., Ан И-Кан. Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари // Вестник машиностроения. – 2010. – № 10. – С. 47–50.
16. Алюшин Ю.А., Вержанский П.М. Кинематика планетарных передач // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2009. – Т. 16. – № 12. – С. 463–473.
17. Lin C., He C., Hu Y. Analysis on the kinematical characteristics of compound motion curve-face gear pair // Mechanism and Machine Theory. – 2018. – V. 128. – P. 298–313.
18. Toothed gearing: Patent 767234A USA. Fil. 12.1.1990; Publ. 06.11.1901.
19. Saribay Z.B., Bill R.C. Design analysis of pericyclic mechanical transmission system // Mechanism and Machine Theory. – 2013. – V. 61. – P. 102–122.
20. Ефременков Е.А., Ефременкова С.К. Проектирование тяжело нагруженной циклоидальной передачи со свободной облоймой из условия контактной прочности // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2021. – Т. 332. – № 11. – С. 182–188.
21. Tooth contact analysis with latent error of double circular-arc spiral bevel gears for industrial robot joint nutation drive / Z. Lin, L. Yao, J. Zhang, T. Su, K. Chen // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. – 2020. – V. 42 (1). – P. 1–12.
22. Айрапетов Э.Л. Совершенствование методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением // Техника машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 8–34.

Поступила 04.06.2022 г.

**Информация об авторах**

*Джасем М.А.*, ассистент отделения общетехнических дисциплин Школы базовой инженерной подготовки Национального исследовательского Томского политехнического университета; ассистент Департамента механического проектирования и производственного Факультета машиностроения и электротехники Университета Аль-Фурат.

*Крауиньш П.Я.*, доктор технических наук, профессор отделения материаловедения Инженерной школы новых производственных технологий Национального исследовательского Томского политехнического университета.

UDC 621.833.681

## INTRODUCTION OF A WAVE FACE KINEMATIC REDUCER IN PUMPING TECHNOLOGIES FOR THE EXTRACTION OF HIGH-VISCOUS OIL IN EXTREME CONDITIONS

**Mohamad A. Jasem**<sup>1,2</sup>,  
jasemma@tpu.ru

**Peter Ya. Krauinsh**<sup>1</sup>,  
peterkrau@tpu.ru

<sup>1</sup> National Research Tomsk Polytechnic University,  
30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russia.

<sup>2</sup> Al-Furat University,  
7, University street, Deir ez-Zor, Syria.

**The relevance** of the research is caused by the need of ensuring small overall dimensions and mass of gear speed reducers, which allows them to be placed together with piston pumps in hard-to-reach places and extreme conditions for the extraction of high-viscous oil. The ratio of the mass of the gear speed reducer to the nominal torque at the output shaft is the main criterion of the technical level of gear speed reducer. Therefore, the need to create new types of gear speed reducers with small dimensions and mass is very relevant.

**The main aim** of the research is to determine the transmission ratio of the wave face kinematic reducer and the dependence of the gear block size and its angular velocity on a nutation angle  $\theta$ .

**Objects:** wave face kinematic reducer as an integral part of piston pumps during high-viscous oil mining in extreme conditions.

**Methods:** Willis method, analytical method, numerical methods for solving systems of linear equations, the theory of mechanisms and machines and theory of gearing.

**Results.** The paper considers the problem of creating a wave face kinematic reducer with small dimensions, which allows it to be placed together with piston pumps in hard-to-reach places and extreme conditions for the extraction of high-viscous oil. The transmission ratio of the speed reducer was determined by two methods (Willis method and analytical method) and the dependence of the gear block size on the nutation angle  $\theta$ . In addition, the upper limit value of the nutation angle was determined, in which the reducer works stable. It is important to note that, the wave face kinematic reducer does not require the fulfillment of the conditions for the equality of the center distances, which expands its optimal design. In addition, its kinematics does not impose restrictions on the choice of gear modules or tooth pitch, which expands the set of possible ratios of the gear teeth number and the range of transmission ratios.

### Key words:

Heavy high-viscous oil, piston pump, mechanized method of oil production, wave face kinematic reducer, gear ratio, nutation angle.

### REFERENCES

1. Simanzhenkov V., Raphael I. *Crude oil chemistry*. Florida, CRC Press, 2003. 402 p.
2. Speight J.G. *Heavy oil recovery and upgrading*. Oxford, Gulf Professional Publishing, 2019. 839 p.
3. Ivanovsky V.N., Darishev V.I., Sabirov A.A., Kashtanov V.S., Pekin S.S. *Skvazhinnnye nasosnye ustanovki dlya dobychi nefi* [Downhole pumping plants for oil production]. Moscow, GUP Publishing House «Oil and Gas» RSU Oil and Gas. n.a. Gubkin, 2002. 824 p.
4. Guha P.K. *Hydraulic Pumps & Motors and their Applications*. Indianapolis, Dog Ear Publ., 2018. 222 p.
5. Lynwander P. *Gear drive systems: design and application*. Florida, CRC Press, 1983. 432 p.
6. Prakash C., Singh S., Davim J.P. *Advanced manufacturing and processing technology*. Florida, CRC Press, 2020. 244 p.
7. Litvin F.L., Fuentes A. *Gear geometry and applied theory*. 2<sup>nd</sup> ed. New York, Cambridge University Press, 2004. 800 p.
8. Litvin F.L., Fuentes A., Howkins M. Design, generation and TCA of new type of asymmetric face-gear drive with modified geometry. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 2001, vol. 190 (43–44), pp. 5837–5865.
9. Vullo V. *Gears: Vol. 1: Geometric and Kinematic Design*. Cham, Springer International Publishing A&G, 2020. Vol. 1, 844 p.
10. Cervantes Sánchez J.J., Rico Martínez J.M., Panduro Calvario C. A general and systematic framework for the kinematic analysis of complex gear systems. *Meccanica*, 2012, vol. 47, no. 1, pp. 3–21.
11. Jasem M.A., Krauinsh P.Y. Kinematical analysis of the nutation speed reducer. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. IOP Publishing, 2019, 012022 p.
12. Jassem M., Krauinsh P.Ya. Wave face kinematic reducer for piston pumps during extraction of heavy oil. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2022, vol. 333, no. 2, pp. 17–25. In Rus.
13. Jasem M., Krauinsh P.Y. Analysis of the Stress-strain State (SSS) under static load of nutation speed reducer. *Journal of Advanced Research in Dynamical and Control Systems*, 2019, vol. 11, no. 5-SI, pp. 137–141.
14. Zhuravlev V. *Osnovy teoreticheskoy mekhaniki* [The auxiliary bases of theoretical mechanics]. 2<sup>nd</sup> ed. Moscow, Fizmatlit Publ., 2001. 320 p.
15. Efremkov E.A., An I-Kan. Euler-Savari determination of radii of curvature of cycloid profiles. *Russian Engineering Research*, 2010, vol. 30, no. 10, pp. 1001–1004.
16. Alushin Yu. A., Verzhansky P. M. Kinematics of planetary gears. *Mountain Information and Analytical Bulletin*, 2009. vol. 16, no. 12. pp. 463–473. In Rus.
17. Lin C., He C., Hu Y. Analysis on the kinematical characteristics of compound motion curve-face gear pair. *Mechanism and Machine Theory*, 2018, vol. 128, pp. 298–313.
18. Humpage T., Herbert I.J. *Toothed gearing*. Cox. Patent 767234A USA, 1901.
19. Saribay Z.B., Bill R.C. Design analysis of Pericyclic Mechanical Transmission system. *Mechanism and Machine Theory*, 2013, vol. 61, pp. 102–122.
20. Efremkov E.A., Efremkova S.K. Design of heavily loaded cycloidal transmission with free cage based on contact strength. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, vol. 332, no. 11, pp. 182–188. In Rus.
21. Lin Z., Yao L., Zhang J., Su T., Chen K. Tooth contact analysis with latent error of double circular-arc spiral bevel gears for indus-



trial robot joint nutation drive. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2020, vol. 42 (1), pp. 1–12.

22. Ayrapetov E.L. Improving methods for calculating loading and gearing strength. *Q: Engineering Engineering*, 2001, no. 2, pp. 8–34. In Rus.

*Received: 4 June 2022.*

#### **Information about the authors**

**Mohamad A. Jasem**, assistant, National Research Tomsk Polytechnic University; assistant, Al-Furat University, Deir ez-Zor.

**Peter Ya. Krauinsh**, Dr. Sc., professor, National Research Tomsk Polytechnic University.