

Фот А.П., Решетов С.Ю., Муллабаев А.А.
Оренбургский государственный университет
E-mail: fot@mail.osu.ru; suresh_oren@mail.ru

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРОБКИ СКОРОСТЕЙ НА БАЗЕ ЗАМКНУТОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

При проектировании испытательных стендов для коррозионно-механических испытаний материалов в режимах с большой разницей рабочих скоростей (в тысячи и десятки тысяч раз) исполнительных органов, захватов для образцов при испытаниях на растяжение, как правило, использовалась последовательная установка нескольких передаточных механизмов, причем для обеспечения двух различных скоростей испытаний требовалось две кинематические цепи, что приводило к неоправданно завышенным массе и габаритам привода.

Данную проблему предлагается решить использованием в приводах известных передаточных механизмов – замкнутых дифференциальных механизмов с зубчатыми передачами. Передаточные отношения данных механизмов достигают значений в несколько миллионов и ограничиваются практически только значением коэффициента полезного действия механизма, которое резко падает с ростом значения передаточного отношения.

Использование предложенной схемы коробки скоростей на базе замкнутого дифференциала позволяет с достаточной точностью получить два заданных значения передаточного отношения, отличающиеся в десятки тысяч раз.

С учётом соблюдения условий соосности, соседства и сборки должно быть обеспечено соотношение чисел зубьев колёс Z_1 и Z_2 : $Z_2 = 3Z_1 + 2$. В этом случае значение общего передаточного отношения i_{13} коробки (от ведущего звена 1 к ведомому звену 3) определится по формуле $i_{13} = [(3Z_1 + 2)Z_5Z_7] / [2Z_4Z_6(2Z_1 + 1) - Z_1Z_5Z_7]$ для первой скорости либо $i_{13} = [(3Z_1 + 2)Z_5Z_7] / [2Z_4Z_6(2Z_1 + 1) - Z_1Z_5Z_7]$ для второй скорости.

С целью исключения негативных явлений при нарезании зубьев колёс (подрезания и заострения зубьев) числа зубьев колёс коробки рекомендуется брать в интервале 17...160. С учётом предварительных исследований для Z_1 рекомендуется интервал значений числа зубьев от 17 до 52.

Наиболее сложен подбор чисел зубьев колёс замыкающей части, причём количество вариантов сочетаний чисел зубьев колёс насчитывает миллионы. В связи с этим передаточное отношение передач замыкающей части выражается через требуемое передаточное отношение i_{13} и возможное значение Z_4 : $(Z_4Z_6) / (Z_5Z_7) = [Z_1i_{13} - 3Z_1 - 2] / [i_{13}(4Z_1 + 2)]$. Далее в формулу подставляют значение i_{13} и значение Z_1 , полученное расчётное значение правой части формулы передаётся в специальную компьютерную программу подбора чисел зубьев колёс Z_4 , Z_5 , Z_6 и Z_7 (либо Z_4 , Z_5 , Z_6 и Z_7) двухступенчатой зубчатой передачи.

Ключевые слова: специальный привод, передаточный механизм, коробка скоростей, зубчатая передача, замкнутый дифференциал, водило, центральное зубчатое колесо, сателлит.

При проектировании разрывных машин для коррозионно-механических испытаний при особо малых скоростях деформирования [1]–[4] важным вопросом является обоснование конструкции специальных приводов, обеспечивающих особо малые (порядка 10^{-8} м/с) и традиционные (порядка 10^{-5} м/с) скорости движения исполнительных органов – захватов (реализующих два передаточных отношения, значения которых различаются на несколько порядков). Два указанных режима обеспечивают соответственно коррозионно-механические испытания и традиционные механические испытания (с целью ускоренного дорыва образцов, предварительно выдержанных в коррозионной среде) и предусмотрены стандартными методиками испытаний, описанными в известных источниках – в рекомендациях и руководящих документах [6]–[9], в статьях [10], [11] и монографиях [12], [13].

Получение сверхбольших передаточных отношений последовательным соединением не-

скольких редукторов и открытых передач (традиционное решение) приводит к получению неоправданно больших габаритов и массы приводов, а большое количество элементов привода (редукторы, соединительные муфты, переключающие устройства и т. п.) осложняет его монтаж и снижает надёжность. Недостатки традиционных приводов можно устранить применением коробки скоростей на базе замкнутого дифференциального механизма (ЗДМ). Проблема кинематического синтеза подобных механизмов освещалась в ряде статей [15]–[19]. Эти механизмы при определенных условиях могут реализовывать как большие (от 3000 и выше), так и небольшие (до 3000) передаточные отношения. Подбор значений чисел зубьев колёс данных редукторов, при которых могут быть реализованы заданные передаточные отношения, является актуальной и весьма сложной задачей, решение которой простым перебором кинематических вариантов не представляется возможным. В свя-

зи с этим авторами [14] для отдельных схем ЗДМ были предложены формулы связи значений чисел зубьев колес – версии, причем для некоторых из рассмотренных в работе кинематических схем ЗДМ версии найти не удалось, например, для одной из самых простых схем – схемы А (по классификации профессора В.Н. Кудрявцева [20]) на базе эвольвентных передач с цилиндрическими зубчатыми колёсами.

Следует отметить, что ЗДМ, выполненный по схеме А, имеет простую конструкцию, причём обладает широкими кинематическими возможностями, позволяет при незначительной модернизации реализовывать несколько передаточных отношений и из обычного редуктора с замкнутым дифференциалом (РЗД) превращается в коробку скоростей КС-ЗДМ (рис.1).

Передаточное отношение КС-ЗДМ, выполненной в соответствии с рис. 1,б [14]:

$$i_{13} = \frac{Z_3 \cdot Z_5 \cdot Z_7}{Z_4 \cdot Z_6 \cdot (Z_1 + Z_3) - Z_1 \cdot Z_5 \cdot Z_7}, \quad (1)$$

где $Z_1...Z_7$ – значения чисел зубьев колес.

С целью уменьшения радиальных габаритов планетарной части КС-ЗДМ следует использовать несколько сателлитов n_w (n_w рекомендуется принимать равным 2). При подборе значений чисел зубьев колёс в планетарной части следует обеспечить условия соосности, сборки и соседства выбором соответствующих значений чисел зубьев сателлитов Z_2 и центральных колес Z_1 и Z_3 .

Примем значение числа зубьев сателлитов $Z_2 = Z_1 + 1$. Тогда число зубьев центрального колеса Z_3 из условия соосности:

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2, \text{ отсюда } Z_3 = Z_1 + 2Z_2 = 3Z_1 + 2.$$

В этом случае автоматически будут выполнены все ранее названные условия соосности, соседства и сборки при любых Z_1 .

В качестве примера, при $Z_1 = 17$ имеем $Z_2 = 17 + 1 = 18$ и $Z_3 = 3 \cdot 17 + 2 = 53$.

При $n_w = 2$ получим:

Условие сборки:

$$\frac{Z_1 + Z_3}{n_w} = \frac{17 + 53}{2} = 35 - \text{целое число (условие}$$

выполнено).

Условие соседства:

$$n_w = 2 < \frac{\pi}{\arcsin \frac{Z_2 + 2}{Z_1 + Z_2}} = \frac{3,14159}{\arcsin \frac{18 + 2}{17 + 18}} = 5,165$$

(условие выполнено).

Условие соосности: $Z_1 + Z_2 = Z_3 - Z_2$, $17 + 18 = 53 - 18$ (условие выполнено).

Значения чисел зубьев колёс замыкающей цепи определяются по таблицам сменных шестерен [21], [22], [23], либо по специальной компьютерной программе [24] электронной настройки двухпарных гитар станков, существенно ускоряющей поиск кинематических решений по сравнению с табличным методом (реализуется известный метод подбора чисел зубьев ко-

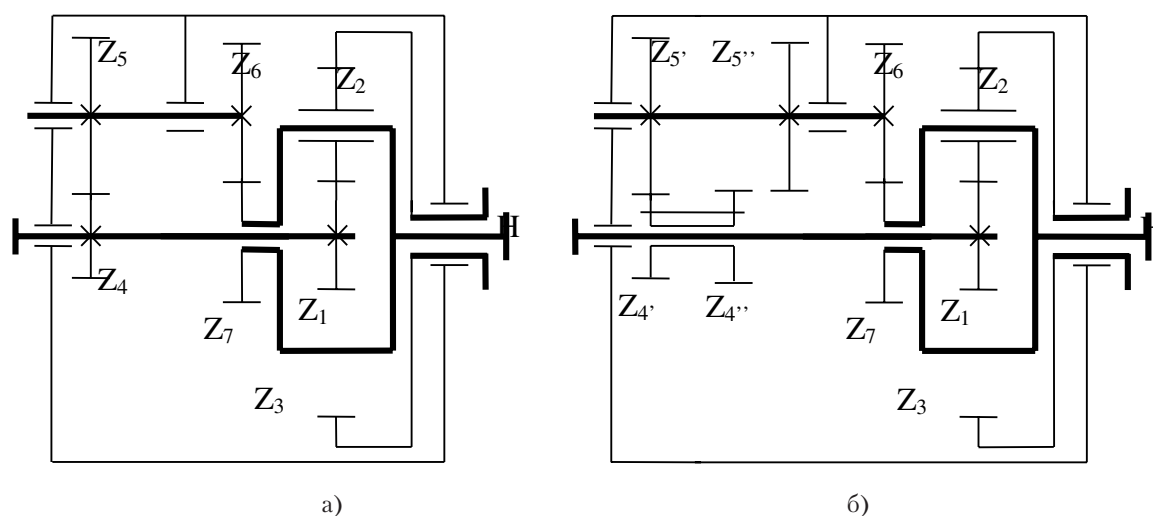


Рисунок 1. КС-ЗДМ по схеме А: а) базовый вариант; б) двухскоростная коробка

лѐс с использованием Δ-критерия [14], но с повышением точности и скорости расчетов).

Подставив в формулу (1) значение Z_3 и поделив числитель и знаменатель в правой части на произведение $(Z_5 \cdot Z_7)$, получим:

$$i_{13} = \frac{3Z_1 + 2}{i_{47}(4Z_1 + 2) - Z_1}, \quad (2)$$

где $i_{47} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_5 \cdot Z_7}$ – передаточное отношение замыкающей цепи КС-ЗДМ.

$$i_{47} = \frac{Z_4 \cdot Z_6}{Z_5 \cdot Z_7} = \frac{Z_1 \cdot (3 + i_{13}) + 2}{i_{13} \cdot (4Z_1 + 2)}. \quad (3)$$

Расчѐты по формуле (3) показали, что i_{47} при изменении i_{13} от 150 до бесконечности лежит в весьма узком диапазоне от 0,24762 до 0,25263 (рис. 2).

В связи с этим определение i_{47} должно производиться с высокой точностью (не менее 6 значащих цифр в дробной части).

С целью исключения негативных явлений при нарезании зубьев колѐс (подрезания и заострения зубьев) значения чисел зубьев рекомендуется брать в интервале 17...160. При этом, исходя из максимально возможных значений Z_3 , для Z_1 рекомендуется интервал значений от 17 до 52.

Анализируя формулу (1), можно увидеть, что максимальные значения передаточного отношения i_{13} достигаются при абсолютной величине знаменателя в правой части, равной 1 (Z_4

$\cdot Z_6 \cdot (Z_1 + Z_3) - Z_1 \cdot Z_5 \cdot Z_7 = 1$), и при наибольших значениях Z_3, Z_5 и Z_7 ($i_{13 \max} = Z_3 \cdot Z_5 \cdot Z_7$). Значения i_{47} в этом случае равны 0,2428577008928571 и 0,2476192336309524 при Z_1 , равном 17 и 52 соответственно. Программа [24] предлагает для данных значений i_{47} возможные соотношения чисел зубьев: $Z_4=16, Z_5=56, Z_6=34$ и $Z_7=40$ (для $Z_1=17$) и $Z_4=86, Z_5=70, Z_6=26$ и $Z_7=129$ (для $Z_1=52$). Получаемые значения i_{13} в обоих случаях равны бесконечности (причѐм значения чисел зубьев колѐс существенно меньше максимально возможных). Следовательно, схема ЗДМ по варианту А обладает широчайшими кинематическими возможностями. Единственным ограничением при назначении передаточного отношения может являться только значение коэффициента полезного действия (КПД) механизма [14].

Определив значение i_{47} , можно по программе [24] найти возможное сочетание чисел зубьев колѐс Z_4, Z_5, Z_6 и Z_7 , удовлетворяющее условию соосности передач замыкающей цепи при условии нарезания зубьев колѐс со смещением (либо, в идеальном случае, без смещения).

В качестве примера примем, что в КС-ЗДМ на первой скорости испытаний необходимо получить $i_{13} = 1150000$ при $Z_1=17$. Согласно (3) расчѐтное значение i_{47} составляет 0,242858, для которого программа [24] предлагает значения чисел зубьев $Z_4=63, Z_5=151, Z_6=78$ и $Z_7=134$. Фактическое значение i_{13} по формуле (1) равно (-1144429), причѐм знак минус определяет про-

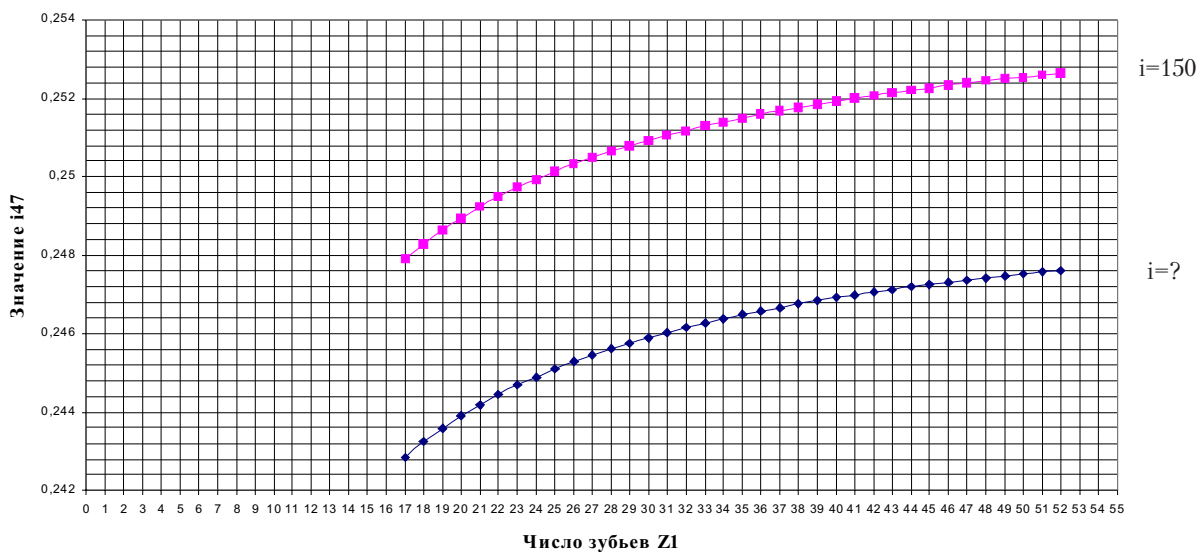


Рисунок 2. Предельные значения i_{47} при значении чисел зубьев Z_1 от 17 до 52 при передаточных отношениях $i_{13} = 150$ и $i_{13} = ?$.

тивоположные направления вращения колёс 1 и 3. Отклонение фактического значения i_{13} от требуемого составляет 0,48%, что приемлемо (на практике для коррозионно-механических испытаний допустимы отклонения скорости в пределах 10...15%). Необходимо отметить, что колёса Z_4 и Z_5 необходимо изготовить со смещением, поскольку условие соосности не выполнено ($Z_4 + Z_5 \neq Z_6 + Z_7$).

Согласно рис.1 реализация второй скорости в КС-ЗДМ осуществляется дополнительной парой колёс с числами зубьев Z_{4^a} и Z_{5^a} , с сохранением пары колёс Z_6 и Z_7 . Для нахождения чисел зубьев дополнительных колёс запишем (3) в виде (4):

$$\frac{Z_4}{Z_5} = \frac{Z_1 \cdot (3 + i_{13}) + 2}{i_{13} \cdot (4Z_1 + 2)} \cdot \frac{Z_7}{Z_6}. \quad (4)$$

В качестве примера примем, что в КС-ЗДМ на второй скорости испытаний необходимо получить $i_{13} = 470$. Тогда при $Z_6 = 78$ и $Z_7 = 134$ отношение (Z_{4^a} / Z_{5^a}) должно быть равным 0,419984. При этом необходимо выдержать также условие соосности передач $Z_{4^a} + Z_{5^a} \approx Z_6 + Z_7$ (при равных значениях модулей зацепления в передачах замыкающей цепи).

Данные условия дают систему (5) из двух уравнений:

$$\begin{aligned} Z_{4^a} / Z_{5^a} &= 0,419984 \\ Z_{4^a} + Z_{5^a} &\approx Z_6 + Z_7 = 78 + 134 = 212. \end{aligned} \quad (5)$$

Решая систему (5), получим $Z_{4^a} = 63$ и $Z_{5^a} = 150$ (дробные расчётные значения округляются до целых значений).

Фактическое значение $Z_{4^a} / Z_{5^a} = 0,42$, а i_{13} по формуле (1) равно 467, что близко к требуемому значению.

К сожалению, как показали многочисленные расчёты, такие удачные варианты на практике реализуются редко. Часто приходится изменять не только количество зубьев колёс Z_{4^a} и Z_{5^a} , но и значение модуля зацепления для обеспечения условия соосности передач замыкающей цепи КС-ЗДМ. При невозможности достижения требуемых соотношений значений i_{13} в приводе разрывной машины необходимо использовать дополнительные открытые передачи (например, конические) в сочетании с коробкой КС-ЗДМ.

Малые значения КПД механизма могут потребовать специальных конструктивных решений КС-ЗДМ, поскольку при небольшой требуемой мощности на собственно испытания практически вся потребляемая приводным двигателем электроэнергия переходит в тепловые потери, ведущие к нагреву коробки скоростей и соответствующим негативным последствиям.

В качестве примера рассмотрим вариант электромеханического привода разрывной машины МР-5-8В [1] с реализацией двух скоростей испытаний: $V \approx 1,2 \cdot 10^{-8}$ м/с – скорость коррозионно-механических испытаний, $V \approx 2,8 \cdot 10^{-5}$ м/с – скорость испытаний, при которой производят дорыв образцов (скорости реализуются при передаточных числах КС-ЗДМ $u_1 = 1100000$ и $u_2 = 450$ соответственно). Значение КПД η коробки определяется по зависимостям, приведённым в работе [14]:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{u \cdot u_{1H}^{зам} \cdot \varphi}{u_{13}^H}}, \quad (6)$$

где: u – общее передаточное число коробки (от ведущего колеса 1 до ведомого центрального колеса 3);

$u_{1H}^{зам}$ – передаточное число замыкающей части ЗДМ;

u_{13}^H – передаточное число планетарной части ЗДМ;

$\varphi = 0,0959$ – коэффициент потерь в зацеплении 4-х зубчатых передач механизма, определяется по формуле: $\varphi = 1 - \eta_{зп}^4$ ($\eta_{зп} = 0,97$ – значение КПД зубчатой передачи).

Параметры КС-ЗДМ, полученные нами в ходе проектирования, приведены в таблице.

В разрывной машине МР-5-8В могут одновременно испытываться восемь ($z=8$) плоских образцов сечением S (при ширине образцов 20 мм и толщине 4 мм сечение $S = 80 \text{ мм}^2$). Для стальных образцов с пределом прочности материала σ_B , равным 400 МПа, максимальная мощность испытаний P_1 и P_2 на первой V_1 и второй V_2 скоростях составляет соответственно:

$$P_1 = z \cdot S \cdot \sigma_B \cdot V_1 = 8 \cdot 80 \cdot 400 \cdot 1,2 \cdot 10^{-8} = 256000 \cdot 1,2 \cdot 10^{-8} = 0,00307 \text{ Вт};$$

$$P_2 = z \cdot S \cdot \sigma_B \cdot V_2 = 8 \cdot 80 \cdot 400 \cdot 2,5 \cdot 10^{-5} = 256000 \cdot 2,5 \cdot 10^{-5} = 6,40000 \text{ Вт}.$$

Помимо коробки скоростей в приводе захватов разрывной машине имеется ряд элементов (винтовые зубчатые передачи, передачи винт-гайка, подшипниковые опоры), общий КПД которых около 0,15. С учётом этих элементов значения общего КПД привода на первой и второй скоростях составляют около $0,27315 \cdot 10^{-5}$ и 0,006036, а значения требуемой мощности электродвигателя 112,4 Вт и 1060,3 Вт соответственно. На тепловые потери в КС-ЗДМ приходится 112,38 Вт и 1017,63 Вт соответственно. Вместе с тем, длительность испытаний на дорыв образцов относительно мала (в пределах нескольких минут), что не ведёт к существенному нагреву коробки. Для режима коррозионно-механических испытаний длительность последних измеряется десятками часов, но максимальные силы растяжения (и мощность испытаний) образцов развиваются лишь в течении нескольких часов на завершающем этапе испытаний. Тем не менее, для обеспечения теплового баланса в условиях ограниченного теплоотвода, обусловленных конструктивными особенностями разрывной машины и местом её установки, и сохранения нормальной температуры масла в коробке (до 70 °С), необходимая площадь теплоотводящей поверхности КС-ЗДМ в нашем случае должна быть не менее 0,15 м², что габариты коробки обеспечивают (длина – 0,5 м, ширина – 0,4 м, высота – 0,5 м).

Таким образом, на базе замкнутых дифференциальных механизмов возможно создание многоскоростных приводов для разрывных машин.

Выводы

1. Схема зубчатого механизма с замкнутым дифференциалом типа А (по классификации профессора В.Н. Кудрявцева) при соответствующем сочетании чисел зубьев колёс планетарной передачи и замыкающей кинематической цепи механизма позволяет реализо-

вать как особо большие, так и малые значения передаточных отношений в специальных приводах разрывных машин для коррозионно-механических испытаний при растяжении образцов материалов.

2. На базе механизма по схеме А могут быть созданы компактные двухскоростные коробки передач типа КС-ЗДМ, обеспечивающие реализацию скоростей растяжения образцов при коррозионно-механических испытаниях, отличающихся на несколько порядков.

3. Алгоритм проектирования коробки передач типа КС-ЗДМ включает операции:

– назначение чисел зубьев колёс планетарной передачи (центральных зубчатых колёс и сателлитов);

– определение передаточного отношения замыкающей цепи механизма по заданному значению передаточного отношения для первой скорости испытаний и принятому числу зубьев ведущего центрального колеса планетарной передачи;

– определение возможного сочетания чисел зубьев колёс первой и второй передач замыкающей цепи механизма по значению передаточного отношения по п. 3.2 (табличным методом либо с использованием специальной компьютерной программы);

– определение фактического значения передаточного отношения КС-ЗДМ для рекомендуемого соотношения чисел зубьев и корректировка значений чисел зубьев (при необходимости) с учётом обеспечения в заданных пределах значения передаточного отношения;

– определение значений чисел зубьев колёс дополнительной передачи замыкающей цепи для реализации второй скорости испытаний (с учётом сохранения чисел зубьев колёс одной из передач замыкающей цепи и условия обеспечения соосности дополнительной передачи и сохраняемой в замыкающей цепи) по заданному значению передаточного отношения механизма для второй скорости;

Таблица. Параметры КС-ЗДМ

Скорость испытаний	Числа зубьев колёс							Передаточное число u	КПД η
	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7		
1	32	33	98	69	152	77	142	1057616	$1,821 \cdot 10^{-5}$
2	32	33	98	69	151	77	142	462,2	0,04024

– определение фактического значения передаточного отношения КС-ЗДМ на второй скорости испытаний для найденных значений чисел зубьев дополнительной передачи и корректировка значений чисел зубьев дополнительной передачи (при необходимости) с учётом

обеспечения в заданных пределах значения передаточного отношения.

– разработка конструкции, энергетический расчёт КС-ЗДМ, прочностные расчёты узлов и деталей коробки.

20.08.2015

Список литературы:

1. Фот, А.П. Машина МР-5-8В для коррозионно-механических испытаний / А.П. Фот, В.М. Кушнаренко, О.И. Стеклов, В.С. Уханов, Г.П. Ковалевская, Р.Н. Узяков // Заводская лаборатория. – 1991. – №6. – С.60-61.
2. Кушнаренко, В.М. Силовой анализ многопозиционных нагружателей / В.М. Кушнаренко, А.П. Фот, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов // Заводская лаборатория. – 1993. – № 6.-С.55-57.
3. Фот, А. П. Экспериментальное оборудование и методики для коррозионно-механических испытаний: аналитический обзор / А.П.Фот. – Оренбург : ОГУ, 1997. -77 с.
4. Кушнаренко, В.М. Установка КМУ-3-2 для испытаний в натуральных условиях / В.М. Кушнаренко, А.П. Фот, Б.В. Перунов, В.С. Уханов // Заводская лаборатория. – 1989. – № 7. – С.86-87.
5. Бугай, Д.Е. Ингибиторы коррозионно-механического разрушения металлов: Руководящий документ РД 39-141-96 / Д.Е. Бугай, М.Д. Гетманский, Л.П. Худякова, В.М. Кушнаренко, А.П. Фот. – Уфа: ИПТЭР, 1988. – 21 с.
6. Кушнаренко, В.М. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Метод испытания на коррозионное растрескивание с постоянной скоростью деформирования: Рекомендации Р 50-54-37-88. / В. М. Кушнаренко, А. П. Фот, О. И. Стеклов, Э. М. Гутман, В. Г. Антонов, В. С. Уханов, Р. Н. Узяков. -М., ВНИИНМАШ Госстандарта СССР, 1988.
7. Кушнаренко, В.М. Методика определения степени защиты сталей ингибиторами от коррозионно-механического разрушения в сероводород-содержащих минерализованных средах: руководящий документ РД 39-0147103-324-88 / В. М. Кушнаренко, О. И. Стеклов, М. Д. Гетманский, А.П.Макаров, В.В.Романов, А. П. Фот, В.Г. Ставищенко, И.В. Терентьев, Р.Н.Узяков. – Уфа, ВНИИСПНефть, 1988.
8. Бугай, Д.Е. Расчёты и испытания на прочность. Методы определения сопротивления материалов воздействию сероводородсодержащих сред: Рекомендации Р 54-298-92/ Д. Е. Бугай, И. Д. Нестеренко, М. Д. Гетманский, Э. М. Гутман, В. М. Кушнаренко, А. П. Фот, И. Ф. Миргородский. – М.: ВНИИНМАШ, 1992. – 25 с.
9. Кушнаренко, В.М. Расчёты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Метод определения защитной способности металлических покрытий: Рекомендации Р 54-275-89 / В.М. Кушнаренко, А.П. Фот, В.В. Романов, В.Ю. Филипповский. – М.: ВНИИНМАШ, 1989. – 23 с.
10. Кушнаренко, В.М.Оборудование для коррозионно-механических испытаний в натуральных средах / В.М. Кушнаренко, А.П. Фот, Р.Н. Узяков // Заводская лаборатория. – 1991. – №9. – С.64– 65.
11. Кушнаренко, В.М. Оборудование для коррозионно-механических испытаний в натуральных условиях / В.М. Кушнаренко, А.П. Фот, Р.Н. Узяков // Заводская лаборатория. – 1991. – №7. – С. 47– 48.
12. Фот, А. П. Экспериментальное оборудование и методики для коррозионно-механических испытаний: аналитический обзор / А.П.Фот. – Оренбург : ОГУ, 1997. -77 с.
13. Фот, А.П. Оборудование и методики для коррозионно-механических испытаний : монография / А.П. Фот, Ю.А. Чирков, С.А. Фот, Е.В. Кушнаренко. – Оренбург : ИПК ОГУ, 2009. – 195 с.
14. Фот, А.П. Механизмы с замкнутыми дифференциалами: пособие конструктора / А.П. Фот, В.М. Кушнаренко, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов. – Оренбург: ОГУ, 1997. -110 с.
15. Фот, А. П. Двухрядный планетарный механизм с большим передаточным отношением / А.П. Фот, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов // СТИН. – 1998. -№ 5. – С.16-17.
16. Фот, А.П. Исследование привода со сверхбольшим передаточным отношением / А.П. Фот, А.А. Муллабаев, С.Ю. Решетов // СТИН. – 1999. -№1. – С.7-10.
17. Фот, А.П. Кинематический синтез механизмов с замкнутой дифференциальной передачей винт-гайка / А.П. Фот, А.А. Муллабаев, Е.В. Кульчаковская // СТИН. – 2000. -№7. – С.14-16.
18. Фот, А.П. О замкнутых дифференциальных механизмах / А.П.Фот, А.А.Муллабаев, С.Ю.Решетов // Справочник. Инженерный журнал. – 2005. – № 1. – С.54 -56.
19. Фот, А.П. Методика определения значений чисел зубьев механизмов сверхмедленных перемещений: сборник докладов науч.-техн. конф. с международным участием «Теория и практика зубчатых передач» / Д.М. Плотников, А.П.Фот, А.А.Муллабаев, С.Ю.Решетов. – Ижевск: ИжГТУ, 2004.– Ч.3. – С.138-141.
20. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение. – 1977. – 536 с.: ил.
21. Петрик, М.И. Таблицы для подбора зубчатых колес / М.И. Петрик, В.А. Шишков – Изд. 3-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 1973. – 528 с.
22. Петрик, М.И. Прецизионные настройки гитар станков / М.И. Петрик. – М.– Свердловск, Машгиз. – 1963. – 152 с.: ил.
23. Сандаков, М.В. Таблицы для подбора шестерён: справочник / М.В. Сандаков. – М.: Машиностроение. 1982. – 559 с.: ил.
24. Св.-во гос. рег. прогр. для ЭВМ № 2015611785, Российская Федерация. Программа «Гитара станка двухпарная – электронная таблица настроек» / А.П.Фот (RU), А.В.Мочалин (RU); правообладатель – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет». – № 20146622785; дата поступления 11.12.2014 г.; дата регистр. в Реестре программ для ЭВМ 06.02.2015 г. – Оpubл. 20.03.2015 г. – http://www1.fips.ru/fips_serv1/fips_servlet (дата обращения 25.03.2015 г.).

Сведения об авторах:

Фот Андрей Петрович, главный учёный секретарь Оренбургского государственного университета,
доктор технических наук, профессор
E-mail: fot@mail.osu.ru

Решетов Сергей Юрьевич, доцент кафедры машиноведения Оренбургского государственного
университета, кандидат технических наук, доцент
E-mail: suresh_oren@mail.ru

Муллабаев Адунис Абдуллинович, пенсионер, доктор технических наук, профессор

460018, г. Оренбург, пр-т Победы, д. 13