

УДК 621.83.06

doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-32-40

Теоретическая оценка коэффициента полезного действия сферической шариковой передачи, работающей в мультипликаторном режиме

М.Е. Лустенков, Е.С. Лустенкова

Белорусско-Российский университет

Theoretical evaluation of efficiency of a spherical ball gear operating in the multiplier mode

M.E. Lustenkov, E.S. Lustenkova

Belarusian-Russian University

Рассмотрены вопросы создания мультипликаторов для ветрогенераторов средней мощности. Предложена принципиальная кинематическая схема мультипликаторного механизма на основе сферической шариковой передачи. В процессе работы передачи сателлит совершает сферическое движение, а установленные на нем в два ряда промежуточные тела качения перемещаются по беговым дорожкам ведущего вала и корпусной втулки. Исследованная передача позволяет реализовывать большие передаточные отношения и коэффициенты мультипликации скорости при малых габаритных размерах и массе соответственно. Разработан алгоритм теоретического определения среднего коэффициента полезного действия передачи в редукторном и мультипликаторном режимах в зависимости от ее геометрических параметров и коэффициентов трения. Исследовано влияние передачи коэффициента мультипликации, разницы чисел шариков в рядах сателлита и коэффициента трения на коэффициент полезного действия. В системе NX получены результаты компьютерного моделирования работы передачи, подтвердившие полученные теоретические зависимости.

Ключевые слова: ветрогенератор средней мощности, мультипликатор, промежуточные тела качения, КПД передачи, сферическая шариковая передача

The paper considers issues of creating multipliers for the medium power wind generators. It proposes a basic kinematic diagram of the multiplier mechanism based on the spherical ball gear. The satellite makes a spherical motion during the gear operation, and the intermediate rolling elements mounted on the satellite in two rows are moving along the drive shaft and the housing sleeve treads. The gear under study makes it possible to realize large values of the gear ratios and speed multiplication factors with small overall dimensions and weight, respectively. An algorithm was developed for theoretical determination of the gear average efficiency in the reducer and multiplier modes depending on its geometric parameters and friction coefficients. The paper studies influence of the multiplier coefficient transfer, difference in the number of balls in the satellite rows and friction coefficient on the efficiency. Computer simulation results of the gear operation were received in the NX system, which confirmed the obtained theoretical dependencies.

Keywords: medium power wind generator, multiplier, intermediate rolling elements, gear efficiency, spherical ball gear

Для увеличения скорости вращения валов и энергоэффективности ветрогенераторов средней мощности (10...100 кВт) применяют цилиндрические конические зубчатые передачи и простые планетарные механизмы, работающие в мультипликаторном режиме [1]. Для повышения коэффициента мультипликации скорости, как правило, используют многоступенчатые конструкции [2].

Недостатками ряда последовательно установленных передач являются увеличение габаритных размеров, снижение надежности и коэффициента полезного действия (КПД) мультипликаторного привода.

В работах [2–4] проанализирована возможность применения в приводах ветрогенераторов планетарных зубчатых передач с двухрядным сателлитом, которые могут обеспечить существенное увеличение коэффициента мультипликации при малых габаритных размерах и массе. Сдерживающим фактором служит низкий КПД из-за скольжения, причем при работе в мультипликаторном режиме это уменьшение КПД более существенное, чем в редукторном [5].

Замена зубьев телами качения позволяет уменьшить потери на скольжение, частично заменив его качением. Передачи с промежуточными телами качения, совершающими осевое перемещение в процессе работы, имеют малые радиальные габаритные размеры, осевые моменты инерции и пусковые моменты [6, 7], обеспечивая небольшие коэффициенты мультипликации (до 12,5...15,0).

Отсутствие закрепления центров масс (осей) тел качения на общем основании [8] вызывает дополнительные потери мощности, увеличивает шум и износ деталей. Для повышения КПД

мультипликаторов предложено применять циклоидально-цевочное зацепление роликов центральных колес с двухвенцовым сателлитом [9].

Более перспективными являются передачи не эксцентрикового типа, а сферического [10–12], сателлит которых совершает сложное движение — регулярную прецессию при установленном режиме работы — относительно неподвижной точки, расположенной на оси вращения и совпадающей с его центром масс. Это позволяет повысить уравновешенность системы и снизить энергопотребление [13].

Цель работы — теоретическое определение КПД сферической шариковой передачи (СШП) с двухрядным сателлитом и влияющих на него факторов для оценки возможности использования СШП в мультипликаторных приводах ветрогенераторов.

Принцип работы СШП и алгоритм определения ее КПД. Основы кинематики редукторных сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом (передач — аналогов) рассмотрены в работе [14]. Два ряда роликов расположены на сателлите коаксиально, что увеличивает сложность конструкции и радиальные габаритные размеры, снижает число тел качения, одновременно передающих нагрузку, и надежность механизма.

В предлагаемой СШП (рис. 1, а) два ряда шариков установлены в сферических отверстиях сателлита 4, изготовленных с равномерным шагом в плоскостях, перпендикулярных оси его относительного вращения $z'-z'$ и равноотстоящих от экваториальной плоскости $m-m$.

При работе СШП в мультипликаторном режиме ведущим является вал 1 с соединенными

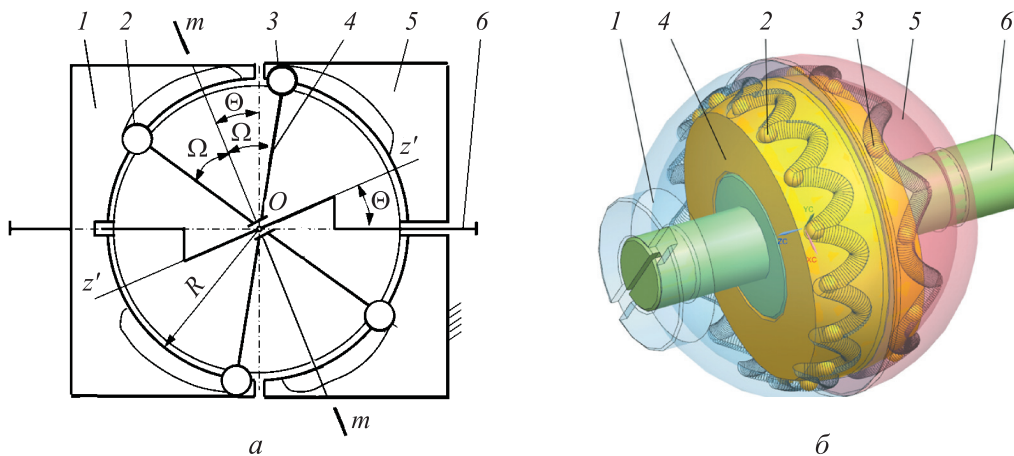


Рис. 1. Кинематическая схема (а) и 3D-модель (б) СШП

с ним лопастями ротора. На его внутренней поверхности и внутренней поверхности корпусной втулки 5 изготовлены замкнутые периодические беговые дорожки (БД).

При вращении ведущего вала шарики левого ряда 2 перемещаются по его БД, а шарики правого ряда 3 — по БД неподвижной втулки 5, закрепленной в корпусе. При этом сателлит, установленный на наклоненном участке ведомого вала 6, совершает сферическое движение относительно точки O , вынуждая ведущий вал вращаться с увеличенной скоростью.

Аналогом рассмотренной кинематической схемы СШП выступает схема планетарной зубчатой передачи с двухвенцовым сателлитом с двумя внутренними зацеплениями. Функции чисел зубьев венцов сателлита у СШП выполняют числа тел качения в его рядах, а функции чисел зубьев центральных колес — числа периодов (волн) БД.

Передаточное отношение, характеризующее передачу вращения в редукторном режиме от ведущего вала к ведомому при неподвижной корпусной втулке, можно выразить через эти числа периодов

$$i_{61}^{(5)} = \frac{Z_1(Z_5 + 1)}{Z_1 - Z_5}, \quad (1)$$

где Z_1 и Z_5 — число периодов БД ведущего вала и корпусной втулки соответственно.

Коэффициент мультипликации, обозначенный как $k_{16}^{(5)}$, численно будет равен $i_{61}^{(5)}$. Помимо чисел периодов БД к основным геометрическим параметрам СШП относятся радиус R основной сферы — сферической поверхности, на которой расположены траектории центров масс шариков, и угол наклона кривошипа ведомого вала мультипликатора Θ (см. рис. 1, а).

Геометрическое условие $\Omega > \Theta$ обеспечивает одновременное участие всех тел качения в передаче нагрузки. В исследуемом механизме использован принцип клина (наклонной плоскости), как в винтовой паре или червячной передаче, в отличие от зубчатых передач, где применен принцип рычага. Принцип клина предполагает повышенное скольжение и низкий КПД, однако возможность замены скольжения качением позволяет значительно снизить потери на трение.

Шарики в СШП можно заменить роликами со сферическими рабочими торцами, контактирующими с БД, а их цилиндрические концы — установить в отверстия сателлита с по-

мощью подшипников. Тогда вместо трех местных степеней подвижности у каждого тела качения останется одна — вращение вокруг собственной оси.

Для оценки КПД воспользуемся зависимостями, полученными для зубчатых планетарных передач с двухвенцовым сателлитом [15], преобразовав их для СШП. КПД зубчатой передачи в редукторном η_p и мультипликаторном η_m режимах определяются как

$$\eta_p = \frac{1}{1 + |1 - i_{hb}^{(e)}| \psi_h}; \quad \eta_m = 1 - |1 - i_{hb}^{(e)}| \psi_h, \quad (2)$$

где $i_{hb}^{(e)}$ — передаточное отношение при передаче движения от водила h к центральному колесу b (колесо e — неподвижное); ψ_h — коэффициент потерь в зацеплении.

Для СШП формулы (2) также справедливы, но в качестве передаточного отношения $i_{hb}^{(e)}$ будет выступать $i_{61}^{(5)}$. Без учета потерь в подшипниках качения коэффициент потерь в зацеплении имеет вид

$$\psi_h = \psi_{h1} + \psi_{h5},$$

где ψ_{h1} и ψ_{h5} — коэффициенты потерь в контактах шариков левого и правого рядов тел качения сателлита с БД ведущего вала мультипликатора и корпусной втулки соответственно.

Составляющие коэффициента потерь ψ_{h1} и ψ_{h5} найдем, используя выражение, полученное для определения КПД передачи с промежуточными телами качения цилиндрического типа, состоящей из наружной и внутренней цилиндрических втулок с БД и промежуточной втулки — сепаратора с осевыми пазами [16].

Промежуточные тела качения не закреплены ни на одном из звеньев, в процессе работы они перемещаются по БД и вдоль пазов сепаратора. При использовании схемы с передачей движения от сепаратора к одной из втулок силовое взаимодействие основных элементов будет аналогично таковому для исследуемой СШП. Следовательно, для расчета коэффициента потерь в зацеплении СШП также можно использовать выражение

$$\psi_{hj} = 1 - \frac{\sin(\alpha_{mj} - \psi) \cos(\alpha_{m1} + 2\psi)}{u_j \cos \psi \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{mj})},$$

где j — индекс принадлежности параметров ведущему валу мультипликатора ($j = 1$) и корпусной втулке ($j = 5$); α_{mj} — средние значения углов подъема БД; ψ — угол трения; α_{m1} — средний угол подъема окружности, соединяю-

щей центры масс тел качения и наклоненной по отношению к плоскости, перпендикулярной оси СШП; u_j — передаточные отношения в зацеплениях рядов роликов с элементами передачи, несущими соответствующие БД, $u_j = Z_j/n_{sj}$ (n_{sj} — число шариков в левом (n_{s1}) и правом (n_{s5}) рядах сателлита (см. рис. 1, а)).

Число шариков в каждом ряду на единицу больше числа периодов соответствующей БД:

$$n_{sj} = Z_j + 1.$$

Углы подъема в точках пространственных кривых (моделях БД) определяются между вектором касательной к этой кривой и вектором касательной к окружности, которая проходит через рассматриваемую точку и является следом сечения основной сферы плоскостью, перпендикулярной оси СШП.

Средние значения углов подъема БД можно найти из выражений

$$\text{tg } \alpha_{mj} = 2\Theta Z_j/\pi; \quad \text{tg } \alpha_{m1} = 2\Theta/\pi.$$

Для упрощения исследуемой модели силовое взаимодействие вращение шариков относительно собственного центра масс не рассматривалось, возможность их вращения и качения по БД учитывалась снижением действительных значений коэффициентов трения f (и углов трения $\psi = \text{arctg } f$). Дополнительные степени подвижности шариков позволяют частично заменить скольжение качением, и коэффициент трения становится приведенным, учитывающим потери при сложном движении шариков с качением и скольжением.

Исследование влияния параметров СШП на ее КПД. На основе разработанного алгоритма исследовано влияние на КПД СШП угла наклона кривошипа ведомого вала Θ и разницы периодов БД ведущего вала и корпусной втулки ΔZ_s , что также соответствует разнице чисел роликов в рядах сателлита:

$$\Delta Z_s = |Z_1 - Z_5| = n_{s1} - n_{s5}.$$

Параметры сравниваемых СШП и результатов расчета приведены в табл. 1. Для всех вариантов СШП приняты следующие параметры: радиус основной сферы $R = 50$ мм; приведенный коэффициент трения $f = 0,01$.

Передаточное отношение (коэффициент мультипликации) первоначально задавали одинаковым: $i_{61}^{(5)} = 30$ ($k_{16}^{(5)} = 30$). Впоследствии его уточняли, так как оно зависело от сочетания

конкретных чисел периодов БД, указанных в формуле (1), и отличалось от первоначально заданного, хотя значения для различных вариантов можно признать сопоставимыми.

По результатам расчетов по формулам (2) определяли КПД СШП в зависимости от угла наклона кривошипа ведомого вала мультипликатора (ведущего вала редуктора). Номера кривых 1–5 на рис. 2 соответствуют вариантам, указанным в табл. 1.

Установлено, что в мультипликаторном режиме КПД СШП на 20...40 % ниже, чем в редукторном режиме. Отсутствие графиков КПД для некоторых интервалов угла наклона кривошипа Θ на рис. 2 соответствует отрицательным значениям теоретического КПД, что означает самоторможение и невозможность передачи вращения.

Приведенные графические зависимости свидетельствуют о наличии угла наклона кривошипа Θ_{opt} , обеспечивающего максимальный КПД СШП η_{max} , поэтому его значения также были определены (см. табл. 1), а их изменение при различных ΔZ_s отмечено на рис. 2 кривой 6.

Дополнительно исследован случай, при котором $Z_5 > Z_1$, для чего в вариантах СШП

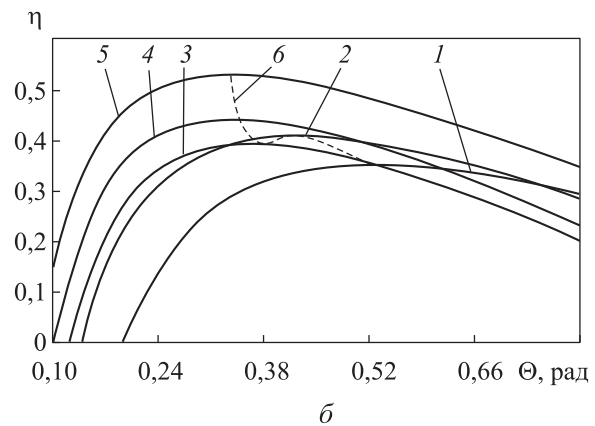
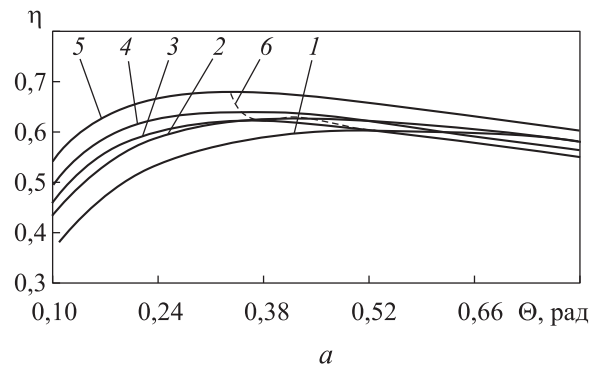


Рис. 2. Зависимости КПД СШП η от угла наклона кривошипа Θ при работе в редукторном (а) и мультипликаторном (б) режимах

Таблица 1

Параметры сравниваемых СШП

Вариант СШП	ΔZ_s	Z_1	Z_5	n_{s1}	n_{s5}	$i_{61}^{(5)} (k_{16}^{(5)})$	Θ_{opt}	η_{max}
1	1	5	4	6	5	25,0 (25,0)	0,53/0,53	0,606/0,349
2	2	8	6	9	7	28,0 (28,0)	0,42/0,42	0,628/0,408
3	3	11	8	12	9	33,0 (33,0)	0,36/0,36	0,623/0,394
4	4	13	9	14	10	32,5 (32,5)	0,34/0,34	0,642/0,474
5	5	9	14	10	15	28,0 (28,0)	0,33/0,33	0,650/0,529

Примечание. В числителе дроби указаны значения для редуктора, в знаменателе — для мультипликатора.

(см. табл. 1) параметры Z_1 и Z_5 меняли местами. Передаточные отношения в этом случае по модулю становились на единицу меньше и имели отрицательные значения, что означает разнонаправленность вращений ведущего и ведомого валов. Установлено, что на зависимости, показанные на рис. 2, эта замена влияния не оказывает: варианты $Z_1 > Z_5$ и $Z_5 > Z_1$ являются равнозначными с точки зрения КПД.

Характер графиков на рис. 2 свидетельствует о наличии дополнительного фактора, влияющего на экстремум значений угла наклона кривошипа, помимо ΔZ_s . Исследована зависимость КПД СШП от угла Θ при различных передаточных отношениях с фиксированными значениями $\Delta Z_s = 2$, $f = 0,01$ и другими параметрами, приведенными в табл. 2.

Полученные зависимости КПД мультипликатора с СШП от угла наклона кривошипа Θ при различных передаточных отношениях приведены на рис. 3, где номера кривых 1–5 соответствуют вариантам, указанным в табл. 2, а кривая 6 — $\eta_{max}(\Theta_{opt})$. Видно, что передаточное отношение оказывает более выраженное влияние на снижение КПД, чем разница периодов БД.

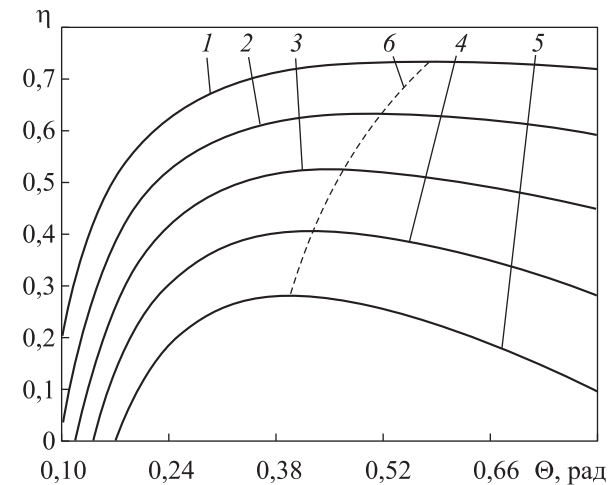
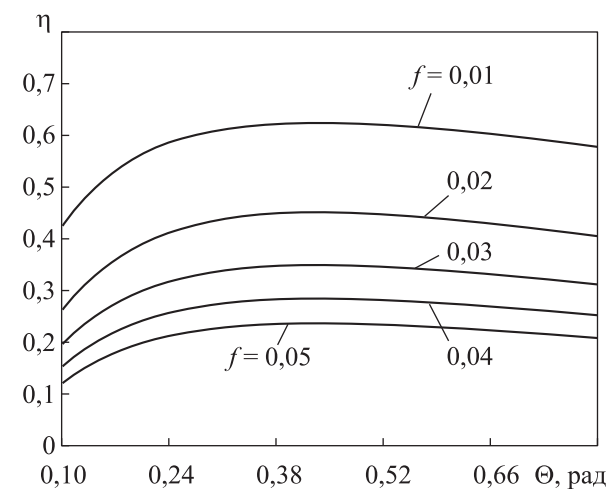
Аналогично оценено влияние приведенного коэффициента трения f на КПД редуктора на примере СШП со следующими параметрами:

Таблица 2

Параметры сравниваемых СШП при $\Delta Z_s = 2$ и $f = 0,01$

Вариант	Z_1	Z_5	n_{s1}	n_{s5}	$k_{16}^{(5)}$
1	5	3	6	4	10
2	6	4	7	5	15
3	7	5	8	6	21
4	8	6	9	7	28
5	9	7	10	8	36

$i_{61}^{(5)} = 28$, $Z_1 = 8$, $Z_5 = 6$ (см. табл. 1, вариант 2). Очевидно, что приведенный коэффициент трения существенно влияет на потери мощности в СШП (рис. 4).

Рис. 3. Зависимости КПД мультипликатора с СШП от угла наклона кривошипа Θ при различных значениях передаточного отношенияРис. 4. Зависимости КПД мультипликатора с СШП от угла наклона кривошипа Θ при различных значениях приведенного коэффициента трения

При этом уменьшение КПД со снижением коэффициента f имеет нелинейный характер. Увеличение коэффициента трения практически не оказывает влияния на угол наклона кривошипа Θ_{opt} , при котором обеспечивается максимальный КПД.

Результаты аналогичного анализа для СШП в мультипликаторном режиме с коэффициентом мультипликации $k_{61}^{(5)} = 28$ свидетельствуют о работоспособности механизма только при $f = 0,01$ при максимально достижимом КПД $\eta_{\text{max}} = 0,42$. С увеличением приведенного коэффициента трения f до 0,02 и более передача вращения на ведомый вал становится невозможной.

Результаты компьютерного моделирования.

Для дополнительной оценки адекватности разработанного алгоритма в системе NX выполнены виртуальные испытания мультипликаторной СШП с $k_{61}^{(5)} = 25$, модель которой показана на рис. 1, б. С учетом проведенных теоретических исследований для повышения ее КПД параметр ΔZ_s принят равным 6 ($Z_1 = 15$, $Z_5 = 9$), что даже превышает значения, приведенные в табл. 1. Радиус основной сферы $R = 30$ мм, а угол $\Theta = 0,133$ рад, что не являлось его оптимальным значением, полученным теоретически, но соответствовало углу наклона кривошипа опытного образца СШП, изготовленного для последующих натурных испытаний.

В модуле динамического анализа Motion Simulation системы NX в модели СШП разместили три вращательных шарнира (Revolute joints), обеспечивающих возможность вращения ведомого и ведущего валов относительно стойки и сателлита и кривошипа ведомого вала. В шарнире ведущего вала установили драйвер, реализующий его вращение с постоянной угловой скоростью $2\pi/k_{61}^{(5)}$ рад/с.

Таким образом, средняя угловая скорость ведомого вала составляла 2π рад/с. Корпусная втулка остановлена с помощью фиксирующего шарнира (Fixed joint) по отношению к неподвижной системе координат. Между сателлитом и элементами с БД задавались 3D-контакты со следующими параметрами: экспоненциальный коэффициент усилия — 2; коэффициент демпфирования материала — 10 Н·с/мм; глубина допускаемого взаимопenetрирования поверхностей — 0,01 мм.

К ведомому валу прикладывался момент $T_6 = 1$ Н·м, вектор которого был направлен

вдоль оси вращения в направлении, обратном вектору угловой скорости этого вала (момент полезного сопротивления).

Задачей исследований являлось определение момента на ведущем валу T_1 , необходимого для обеспечения требуемого момента T_6 с учетом потерь. Средний КПД мультипликатора вычислялся по формуле

$$\eta = T_6 k_{16}^{(5)} / T_1,$$

учитывающей постоянство скоростей вращения валов.

Поскольку шарики моделировались неподвижными (как сферические выступы, жестко соединенные с сателлитом), возможность их вращения и качения по БД, как и в теоретической модели, учитывалась сниженными коэффициентами трения. В качестве параметров 3D-контактов задавались коэффициент трения скольжения, который можно считать приведенным коэффициентом трения $f = 0,01$, коэффициент сцепления $f_{\text{сц}} = 0,02$, скорость скольжения — 0,1 мм/с и относительное перемещение при сцеплении — 0,01 мм/с.

За контрольный интервал, равный 1,6 с, получены 1800 значений момента на ведущем валу T_1 , определенных через равные промежутки времени (рис. 5).

Среднее значение момента $T_{1\text{ср}}$, составившее 56 Н·м, определялось в программе для обработки статистических данных, что соответствует среднему КПД $\eta_{\text{ср}} = 0,45$. При вычислении среднего теоретического КПД по предложенному алгоритму с указанными параметрами СШП и ее приведенным коэффициентом трения КПД составил 0,41. Максимальный теоретический КПД, равный 0,58, достижим при указанных условиях и угле наклона кривошипа $\Theta = 0,33$ рад.

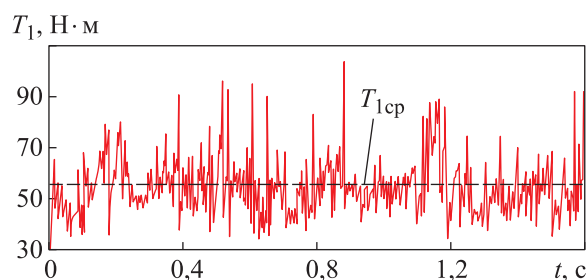


Рис. 5. Зависимость момента на ведущем валу мультипликатора (СШП с коэффициентом мультипликации $k_{16}^{(5)} = 20$) T_1 от времени t при приведенном коэффициенте трения $f = 0,01$

Выводы

1. КПД СШП, работающих в мультипликаторном режиме, при одинаковых геометрических параметрах и прочих равных условиях ниже, чем КПД СШП, функционирующих в редукторном режиме, как и у планетарных зубчатых передач, но у СШП снижение КПД более существенное.

2. С уменьшением разности чисел периодов БД ведущего вала и корпусной втулки (чисел роликов в двух рядах) и увеличением передаточного отношения (коэффициента мультипликации) КПД СШП снижается как в редукторном режиме, так и мультипликаторном, что обусловлено повышением относительной скорости сателлита и скольжением в зацеплении.

3. На основе разработанного алгоритма определения КПД получены графические зависимости, позволяющие находить углы наклона кривошипа ведомого вала, обеспечивающие минимальные потери мощности. Установлено, что на КПД мультипликатора и редуктора, созданных на основе СШП, наиболее существенное влияние оказывает приведенный коэффициент трения.

4. Полученные теоретически и с помощью компьютерного моделирования значения КПД (0,41...0,45) для СШП с коэффициентом мультипликации 25...28 свидетельствуют о необходимости снижения приведенных коэффициентов трения менее 0,01 и проектирования элементов с оптимальными геометрическими параметрами по критерию максимального КПД для применения СШП в качестве мультипликатора скорости ветрогенераторов.

Литература

- [1] Shi W., Kim C.W., Chung C.W. et al. Dynamic model and analysis of a wind turbine drivetrain using the torsional dynamic model. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2013, vol. 14, no. 1, pp. 153–159, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-013-0021-2>
- [2] Höhn B.-R. Future transmissions for wind turbines. In: *Power transmissions*. Springer, 2012, pp. 99–111, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_6
- [3] Shankar N., Stanley D., Manikandan A.A. et al. Design and fabrication of horizontal axis wind turbine. *Proc. Int. Conf. on Mechanical, Materials and Manufacturing Engineering*, 2016, vol. 52, pp. 1–5.
- [4] Jaliu C., Diaconescu D., Saulescu R. Speed multipliers for renewable energy systems — hydro and wind. *RE&PQJ*, 2008, vol. 1, no. 6, pp. 650–653, doi: <http://dx.doi.org/10.24084/repqj06.398>
- [5] Bergula R., Jove J., Echarte J. Pure torque drivetrain design: a proven solution for increasing the wind turbine reliability. *Brazil Windpower Conf. and Exhibition*, 2014. URL: https://www.researchgate.net/publication/304247504_Pure_Torque_Drivetrain_Design_A_Proven_Solution_for_Increasing_the_Wind_Turbine_Reliability (дата обращения: 15.12.2022).
- [6] Лустенков М.Е. Оценка технических характеристик мультипликаторов на основе передач с составными промежуточными телами качения. *Вестник Белорусско-Российского университета*, 2015, № 1, с. 15–22.
- [7] Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2013, vol. 27, no. 2, pp. 519–524, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-012-1242-5>
- [8] Shibinskiy K.G., Efremkov E.A., Galin N.E. Development of energy efficient mechatronic module for alternative energy. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 795, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/795/1/012026>
- [9] Jaliu C., Diaconescu D.V., Neagoe M. et al. Features of a cycloid speed increaser with double satellite gear for small mechatronic wind and hydro systems. *RE&PQJ*, 2009, vol. 1, no. 7, pp. 795–802, doi: <https://doi.org/10.24084/repqj07.506>
- [10] Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R. Cinetostatic analysis of planetary precessional multiplier. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 514, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/514/1/012026>
- [11] Ciobanu R. Elaboration and research of planetary precessional multiplier. *Meridian In-gineresc.*, 2011, no. 2, pp. 87–91.

- [12] Bostan I. Planetary precessional transmissions: synthesis and generation technologies. In: Power transmissions. *Springer*, 2012, pp. 21–44, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_2
- [13] Wang G., Li L., Guan H. et al. Modeling and simulation for nutation drive with rolling teeth. *Adv. Mat. Res.*, 2012, vol. 538–541, pp. 470–473, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.538-541.470>
- [14] Lustenkov M.E., Lustenkova E.S. Load capacity of spherical roller transmission with double-row pinion. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 795, art. 012020, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/795/1/012020>
- [15] Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., ред. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1977. 536 с.
- [16] Лустенков М.Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2014, № 6, с. 9–14, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2014-6-9-14>

References

- [1] Shi W., Kim C.W., Chung C.W. et al. Dynamic model and analysis of a wind turbine drivetrain using the torsional dynamic model. *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, 2013, vol. 14, no. 1, pp. 153–159, doi: <https://doi.org/10.1007/s12541-013-0021-2>
- [2] Höhn B.-R. Future transmissions for wind turbines. In: Power transmissions. *Springer*, 2012, pp. 99–111, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_6
- [3] Shankar N., Stanley D., Manikandan A.A. et al. Design and fabrication of horizontal axis wind turbine. *Proc. Int. Conf. on Mechanical, Materials and Manufacturing Engineering*, 2016, vol. 52, pp. 1–5.
- [4] Jaliu C., Diaconescu D., Saulescu R. Speed multipliers for renewable energy systems — hydro and wind. *RE&PQJ*, 2008, vol. 1, no. 6, pp. 650–653, doi: <http://dx.doi.org/10.24084/repqj06.398>
- [5] Bergula R., Jove J., Echarte J. Pure torque drivetrain design: a proven solution for increasing the wind turbine reliability. *Brazil Windpower Conf. and Exhibition*, 2014. URL: https://www.researchgate.net/publication/304247504_Pure_Torque_Drivetrain_Design_A_Proven_Solution_for_Increasing_the_Wind_Turbine_Reliability (accessed: 15.12.2022).
- [6] Lustenkov M.E. Evaluation of technical characteristics of speed multipliers based on the transmission with compound intermediate rolling elements. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2015, no. 1, pp. 15–22. (In Russ.).
- [7] Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2013, vol. 27, no. 2, pp. 519–524, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-012-1242-5>
- [8] Shibinskiy K.G., Efremenkov E.A., Galin N.E. Development of energy efficient mechatronic module for alternative energy. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 795, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/795/1/012026>
- [9] Jaliu C., Diaconescu D.V., Neagoe M. et al. Features of a cycloid speed increaser with double satellite gear for small mechatronic wind and hydro systems. *RE&PQJ*, 2009, vol. 1, no. 7, pp. 795–802, doi: <https://doi.org/10.24084/repqj07.506>
- [10] Bostan I., Dulgheru V., Ciobanu R. Cinetostatic analysis of planetary precessional multiplier. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2019, vol. 514, art. 012026, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/514/1/012026>
- [11] Ciobanu R. Elaboration and research of planetary precessional multiplier. *Meridian Ingineresc.*, 2011, no. 2, pp. 87–91.
- [12] Bostan I. Planetary precessional transmissions: synthesis and generation technologies. In: Power transmissions. *Springer*, 2012, pp. 21–44, doi: https://doi.org/10.1007/978-94-007-6558-0_2
- [13] Wang G., Li L., Guan H. et al. Modeling and simulation for nutation drive with rolling teeth. *Adv. Mat. Res.*, 2012, vol. 538–541, pp. 470–473, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.538-541.470>

- [14] Lustenkov M.E., Lustenkova E.S. Load capacity of spherical roller transmission with double-row pinion. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2020, vol. 795, art. 012020, doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/795/1/012020>
- [15] Kudryavtsev V.N., Kirdyashev Yu.N., eds. *Planetarnye peredachi* [Planetary gears]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 536 p. (In Russ.).
- [16] Lustenkov M.E. Determining the efficiency of transmissions with jointed intermediate rolling bodies. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2014, no. 6, pp. 9–14, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2014-6-9-14> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 14.02.2023

Информация об авторах

ЛУСТЕНКОВ Михаил Евгеньевич — доктор технических наук, профессор, ректор, профессор кафедры «Основы проектирования машин». Белорусско-Российский университет (212000, Могилев, Республика Беларусь, пр. Мира, д. 43, e-mail: lustenkov@yandex.ru).

ЛУСТЕНКОВА Екатерина Сергеевна — старший преподаватель кафедры «Основы проектирования машин». Белорусско-Российский университет (212000, Могилев, Республика Беларусь, пр. Мира, д. 43, e-mail: fittsova@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Лустенков М.Е., Лустенкова Е.С. Теоретическая оценка коэффициента полезного действия сферической шариковой передачи, работающей в мультипликаторном режиме. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 8, с. 32–40, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-32-40

Please cite this article in English as:

Lustenkov M.E., Lustenkova E.S. Theoretical evaluation of efficiency of a spherical ball gear operating in the multiplier mode. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 8, pp. 32–40, doi: 10.18698/0536-1044-2023-8-32-40



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие А.М. Хорохорова «Основы оптики в техническом университете»

Изложена электромагнитная теория света, рассмотрены взаимодействие света с изотропной и анизотропной средами, вопросы фотометрии и теплового излучения, явления поляризации, интерференции и дифракции для когерентного и частично когерентного света, а также элементы квантовой оптики. В приложениях и задачах рассмотрены вопросы практического применения теории.

Для студентов, аспирантов и преподавателей технических университетов, а также для специалистов, работающих в области оптики и ее приложений.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://bmstu.press>