

УДК 621.833.01

DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-21-32

К выбору источника замыкающей силы при реализации силового замыкания элементов планетарной плавнорегулируемой передачи

А. М. Даньков, доктор технических наук, доцент, Белорусско-Российский университет, Могилев, Беларусь

Силовое замыкание – широко используемый наряду с геометрическим замыканием прием обеспечения неразмыкания (постоянного контакта) рабочих поверхностей высших кинематических пар. В распространенном механизме с высшей кинематической парой – зубчатой передаче с постоянным передаточным отношением – традиционно с большим успехом используется геометрическое замыкание, обеспечивающее в наиболее распространенной эвольвентной передаче как постоянство межосевого расстояния, так и наличие необходимых зазоров (радиального и бокового) в зацеплении. При этом реализация ее функционального назначения не создает никаких предпосылок для применения силового замыкания элементов. В специфической планетарной плавнорегулируемой передаче реализация функционального назначения (изменения передаточного отношения передачи) происходит в результате синхронного радиального перемещения сателлита и секторов центрального зубчатого колеса, сопровождаемого изменением межосевого расстояния. В этом случае также может быть реализовано геометрическое замыкание рабочих поверхностей, но это потребует создания сложного механизма.

Силовое замыкание сателлита и секторов центрального зубчатого колеса обеспечивает значительное упрощение конструкции передачи, позволяя при изменении передаточного отношения передачи сообщать управляющее воздействие только одному из ее элементов – сателлиту или секторам центрального зубчатого колеса. Инверсия их кинематических функций (фиксация сателлита от вращения вокруг собственной оси и сообщение центральному зубчатому колесу выходного движения) одновременно развивает тенденцию упрощения конструкции передачи и диктует необходимость, во-первых, использования типа зацепления, исключаяющего двухпрофильный контакт, и, во-вторых, использования в качестве источника замыкающей силы упругого элемента, не требующего для выполнения своей функции связи с окружающей средой. Если замена в планетарной плавнорегулируемой передаче типа зацепления не является проблемой, то выбор вида и конструкции упругого элемента для силового замыкания представляет собой сложную задачу.

В статье описано влияние на конструкцию передачи упругих элементов различных типов: с пружинами сжатия, общим для всех зубчатых секторов торсионом, индивидуальными торсионами, поворотным гидродвигателем.

Ключевые слова: планетарная плавнорегулируемая передача, сателлит, составное центральное зубчатое колесо, силовое замыкание.

Введение

Одним из магистральных направлений улучшения эксплуатационных характеристик транспортных средств является совершенствование их трансмиссий [1, 2], немаловажной составной частью которых до настоящего времени остаются коробки перемены передач (КПП). Специалисты, абстрагируясь от рассмотрения электромеханических трансмиссий, используемых в основном на транспортных средствах большой мощности, выделяют следующие конструкции современных КПП (классификация механических КПП приведена в [3], автоматических КПП – в [4]): механическая, автоматическая (с гидротрансформатором), секвентальная (гидромеханическая, управляемая электроникой, управляемой, в свою очередь, водителем), роботизированная (механическая,

управляемая электроникой), роботизированная с двойным сцеплением, вариаторная (с фрикционным вариатором) (Коробки передач: какие они бывают. URL: http://spokoino.ru/articles/ustroistvo_avto/korobki_peredach). Необходимо подчеркнуть, что значительная часть современных исследований посвящена механическим (Саламандра К. Б. Анализ и синтез механизмов робототехнических систем, автоматических линий и коробок передач на основе принципа многопоточности : дис. ... д-ра техн. наук, 2020), [5] и гидромеханическим (Васильев В. В. Разработка адаптивных законов управления агрегатом трансмиссии колесной машины «гидродинамическая передача – муфта сцепления – вальная коробка передач» : дис. ... канд. техн. наук, 2018), [6] КПП, что свидетельствует о сохраняющейся актуальности использования механи-

ческих передач в трансмиссиях транспортных средств. Скрупулезно сравнивая вариаторную КПП с автоматической, автомобилисты, отмечая ряд несомненных преимуществ вариатора (см., например, Орлов С. Г. Математические модели, алгоритмы и программный комплекс для расчета динамики систем твердых деформируемых тел с многочисленными контактными взаимодействиями : дис. ... д-ра физ.-мат. наук, 2018) (напомним, фрикционного), отдают предпочтение последней (Вариатор или автомат. URL: <http://avto-blogger.ru/trans/variator-ili-avtomat.html>), [7]. Показательно, что авторы сопоставления механической и автоматической КПП по таким показателям, как цена, легкость управления, расход топлива, обслуживание, сложность ремонта, ресурс, приоритет отдают механической КПП (АКПП победила механику. URL: http://spokoino.ru/articles/ustroystvo_avto/akpp_robedila_mehaniku), [8], противопоставляя ее достоинствам комфорт и быстрое обучение вождению, достигаемые с помощью автоматической КПП. Существенно (и выделим это особо), что в некоторых источниках обращается внимание на тот факт, что роботизированная КПП с двойным сцеплением, признаваемая наиболее перспективной, по сути является результатом развития механической КПП, что также свидетельствует о наличии у механиче-

ских КПП неиспользованных резервов развития (Автомат или механика: что лучше. URL: <https://techautoport.ru/transmissiya/korobka-peredach/avtomat-ili-mehanika.html>). В свете сказанного интерес представляет использование в трансмиссиях транспортных средств современных модификаций плавнорегулируемых передач, в частности зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи (вариатора зубчатого). В настоящее время наиболее перспективными представляются две модификации этой передачи – с соосными и оппозитными зубчатыми венцами сателлита (рис. 1).

Общим принципом для них, благодаря которому обеспечивается наиболее простая и компактная конструкция обеих модификаций передачи, является силовое замыкание зубчатых венцов сателлита и секторов центрального зубчатого колеса. Реализация этого принципа в каждой модификации передачи имеет свои особенности. В первой модификации (рис. 1, а) из двух участвующих в силовом замыкании элементов активным является зубчатый сектор, а во второй модификации (рис. 1, б) – зубчатый венец сателлита. При этом постоянный контакт пассивного и активного элементов обеспечивается силой упругости, развиваемой специальными упругими элементами.

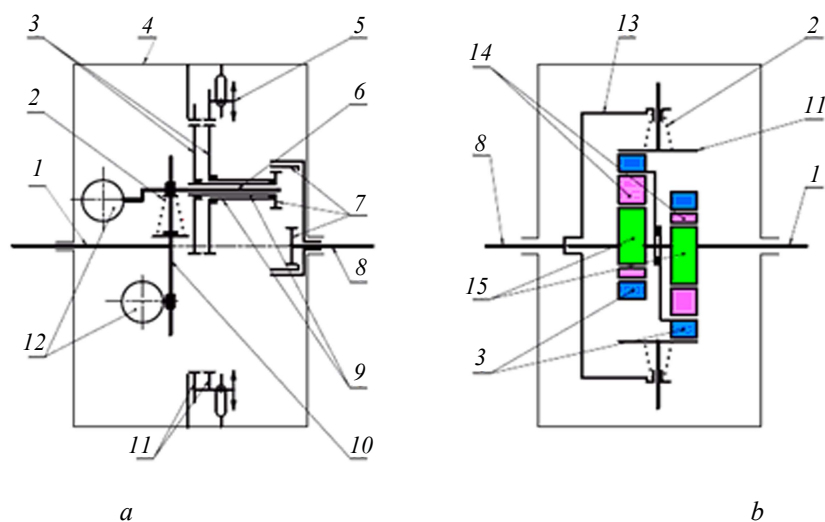


Рис. 1. Перспективные модификации планетарной плавнорегулируемой передачи: а – с соосными зубчатыми венцами сателлита; б – оппозитными зубчатыми венцами сателлита; 1 – ведущий вал; 2 – пружина силового замыкания сателлита и секторов центрального зубчатого колеса; 3 – двухпоточный сателлит; 4 – корпус передачи; 5 – механизм регулирования передаточного отношения; 6 – кривошип; 7 – вспомогательная планетарная передача; 8 – ведомый вал; 9 – торсион; 10 – направляющая; 11 – сектора центрального зубчатого колеса; 12 – противовес; 13 – корпус центрального зубчатого колеса; 14 – эксцентричные втулки; 15 – эксцентрики ведущего вала

Fig. 1. Perspective modifications of planetary continuously adjustable gear train: а - with coaxial gear rims of the satellite; б - satellite gear opposite; 1 - drive shaft; 2 - spring of force closure of the satellite and the sectors of the central gear wheel; 3 - two-stream satellite; 4 - transmission housing; 5 - gear ratio regulation mechanism; 6 - crank; 7 - auxiliary planetary gear; 8 - driven shaft; 9 - torsion bar; 10 - guide; 11 - sectors of the central gear wheel; 12 - counterweight; 13 - the body of the central gear wheel; 14 - eccentric bushings; 15 - eccentrics of the drive shaft

Приемлемый вариант конструкции передачи первой модификации описан в статье автора «Планетарная плавнорегулируемая передача с силовым замыканием сателлита и центрального зубчатого колеса: от идеи к конструкции» (Наука и техника. 2018. Т. 17, № 3. С. 228–237).

Целью данной статьи является первичная оценка влияния типа упругого элемента, обеспечивающего силовое замыкание элементов планетарной плавнорегулируемой передачи, как на собственную конструкцию, так и на конструкцию передачи в целом, реализуемая в результате проработки возможных технических решений по конструкции узла «зубчатый сектор центрального зубчатого колеса – упругий элемент – корпус центрального зубчатого колеса» и оценки численными методами его работоспособности по критериям прочности и собираемости.

Использование цилиндрической пружины

Рассмотрим особенности реализации силового замыкания в передаче второй модификации. Активным (создающим управляющее усилие) элементом является сателлит. Наиболее приемлемым представляется эксцентриковый механизм регулирования передаточного отношения. Для дальнейшего упрощения конструкции зубчатые венцы сателлита должны быть зафиксированы от вращения вокруг собственной оси, а выходным звеном должно быть центральное зубчатое колесо, к зубчатому сектору которого должно быть приложено замыкающее усилие упругого элемента. Перемещение секторов должно быть синхронизировано.

Силовое замыкание может осуществляться упругим элементом (традиционно считается более простым) и гидросистемой. При этом возможны два варианта использования упругих элементов: каждый из секторов центрального зубчатого колеса снабжается упругим элементом или используется один общий упругий элемент. Учитывая необходимость синхронизации перемещений секторов, оба варианта представляются приемлемыми.

Рассмотрим, под действием каких сил находится сектор (рис. 2). При использовании в качестве источника замыкающей силы F_{spr} цилиндрической пружины сжатия возникает конфликт между рабочими перемещениями основных элементов передачи и соответствующей этим перемещениям развиваемой пружиной силы, суть которого в том, что при наибольшем передаточном отношении передачи (ему **должна** соответствовать наибольшая сила F_Y) прогиб пружины наименьший.

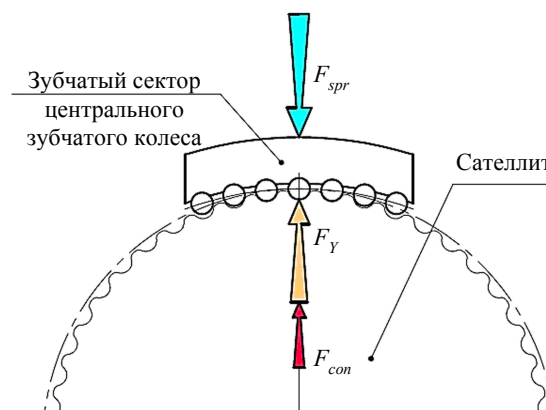


Рис. 2. Силы, действующие на сектор центрального зубчатого колеса: F_{spr} – сила, развиваемая замыкающей пружиной; F_Y – радиальная сила в зацеплении; F_{con} – управляющая сила, создаваемая механизмом регулирования передаточного отношения

Fig. 2. Forces acting on the sector of the central gear: F_{spr} - force developed by the closing spring; F_Y - radial force in engagement; F_{con} - control force generated by the gear ratio control mechanism

Для уяснения сути упомянутого конфликта и поиска путей снижения его остроты рассмотрим типичную характеристику пружины сжатия (рис. 3).

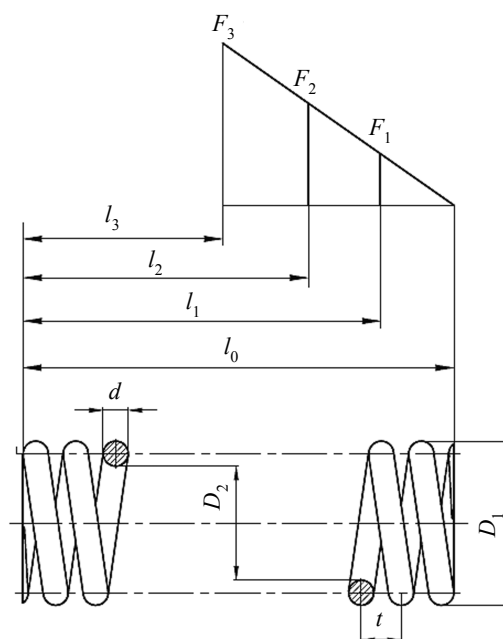


Рис. 3. Расчетная схема пружины: d – диаметр заготовки; D_1 – наружный диаметр; D_2 – внутренний диаметр; l – длина пружины; F – сила (индексы при l и F соответствуют деформации пружины: 1 – первичной, 2 – рабочей, 3 – максимальной)

Fig. 3. Calculation diagram of the spring: d – work piece diameter; D_1 - outer diameter; D_2 - inner diameter; l is the length of the spring; F - force (indices at l and F correspond to spring deformation: 1 – primary, 2 – working, 3 – maximum)

Значения параметров для расчета пружины определим исходя из параметров планетарной плавнорегулируемой передачи, пригодной для использования в таких специфических транспортных средствах, как грузовики средней грузоподъемности (табл. 1).

Таблица 1. Параметры планетарной плавнорегулируемой передачи

Table 1. Parameters of planetary continuously adjustable gear train

Наименование параметра		Значение параметра
Передаваемый передачей вращающий момент, T , Н·м		8000
Диаметры центрального зубчатого колеса:	$d_{2\min}$, мм	384
	$d_{2\max}$, мм	552
Диаметр сателлита, d_1 , мм		384
Число зубьев сателлита, z_1		31
Коэффициент укорочения трохоиды, λ		0,7

Из этих данных следует, что перемещение сектора центрального зубчатого колеса, следовательно, максимальная (рабочая) деформация пружины составляет 84 мм.

Учитывая, что при максимальном передаточном отношении передачи сателлит не может взаимодействовать более чем с одной цевкой, по формуле (21) из [9] определим максимальное значение силы F_Y для худшего случая ее расположения (вертикального):

$$F_Y = \frac{8T}{d_2 \lambda z_1}.$$

Значения силы F_Y при максимальном ($F_{Y\max}$) и минимальном ($F_{Y\min}$) передаточном отношении передачи, определяемом величиной d_2 , приведены в таблице 2.

Таблица 2. Значения силы F_Y

Table 2. Values of force F_Y

Наименование параметра		Значение параметра
Значения силы F_Y	При максимальном передаточном отношении передачи, $F_{Y\max}$, Н	7680,5
	При минимальном передаточном отношении передачи, $F_{Y\min}$, Н	5343

Поскольку в плавнорегулируемой передаче обеспечивается синхронизация радиального перемещения секторов центрального зубчатого колеса, рассмотрим вариант использования общего для всех секторов упругого элемента –

пружины сжатия. В этом случае значениям сил $F_{Y\min}$ и $F_{Y\max}$ должны соответствовать силы F_2 и F_1 характеристики проектируемой пружины соответственно. При этом соответствие $F_{Y\max}$ и F_1 обеспечивает работоспособность передачи, но механизм регулирования передаточного отношения должен будет преодолевать возрастающую силу F_2 при уменьшении передаточного отношения передачи.

На основе алгоритма расчета пружин, созданного по ГОСТ 13765–86 «Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Обозначение параметров, методика определения размеров» при помощи специального калькулятора (Онлайн-расчет пружин сжатия. URL: zakazpruzhin.ru) можно получить размеры пружин для некоторых исходных данных, соответствующих конструкции передачи (табл. 3).

Таблица 3. Исходные данные для расчета замыкающей пружины

Table 3. Initial data for calculating the closing spring

Параметр пружины	Значение параметра
Вариант оформления опорных витков	Поджаты, зашлифованы
Наружный диаметр D_1 , мм	60
Внутренний диаметр D_2 , мм	40
Полное количество витков n_1	10
Количество рабочих витков n	12
Диаметр заготовки d , мм	10
Длина пружины в свободном состоянии l_0 , мм	194

Этим исходным данным соответствует характеристика пружины, параметры которой приведены в таблице 4.

Таблица 4. Параметры характеристики замыкающей пружины

Table 4. Closing spring characteristic parameters

Сила пружины, Н	Высота пружины, мм
$F_1 = 785$	$l_1 = 184$
$F_2 = 7379$	$l_2 = 100$
$F_3 = 8556$	$l_3 = 85$

Очевидно, что пружина с такой характеристикой неприемлема для планетарной плавнорегулируемой передачи ни по силовым параметрам ($F_{Y\max} \gg F_1$), ни по габаритам: внутренний объем центрального зубчатого колеса достаточно насыщен для того, чтобы в нем нашлось место для детали с такими размерами. Как фундаментальные источники [10], так и известные результаты анализа силового замыкания в планетарной плавнорегулируемой

передаче показывают, что, варьируя величины деформации и жесткость пружины (фасонная пружина), можно получить пусть не требуемую, но приемлемую ее характеристику, но это ни в коей мере не является достаточной компенсацией неизбежного значительного увеличения размеров центрального зубчатого колеса.

Рабочий прогиб пружины может быть уменьшен путем усложнения конструкции корпуса зубчатого сектора в соответствии со схемой, приведенной на рисунке 4, *a-c*. При этом корпус двухпоточного сектора *1* выполнен со-

стоящим из внешнего *2* и внутреннего *3* корпусов, причем внешний корпус радиально перемещается по направляющим *4* корпуса *5* центрального зубчатого колеса, а внутренний – по направляющим *6* внешнего корпуса. На внешнем корпусе с возможностью вращения закреплены зубчатые колеса *7*, находящиеся в зацеплении с закрепленными на корпусе центрального зубчатого колеса зубчатыми рейками *8*. С зубчатыми колесами *7* жестко связаны зубчатые сектора *9*, находящиеся в зацеплении с закрепленными на внутреннем корпусе зубчатыми рейками *10*.

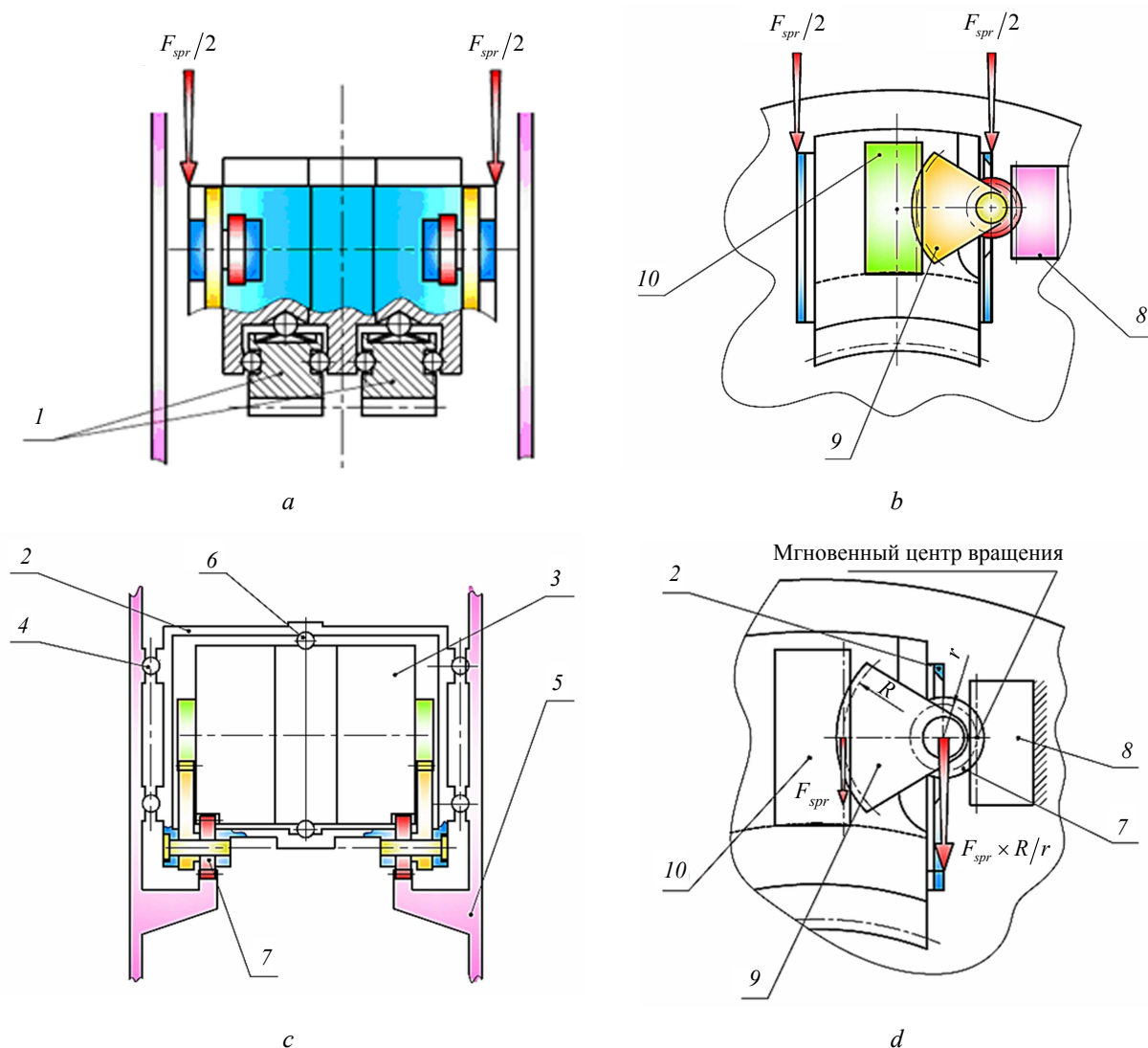


Рис. 4. Вариант конструкции корпуса двухпоточного сектора центрального зубчатого колеса: *a-c* – вид спереди, сбоку и сверху соответственно; *d* – расчетная схема

Fig. 4. A variant of the design of the body of the double-flow sector of the central gear wheel: *a-c* - front, side and top views, respectively; *d* - calculation scheme

Такая конструкция корпуса зубчатого сектора позволяет уменьшить ход внешнего корпуса, воспринимающего усилие упругого элемен-

та, в R / r раз (см. рис. 4, *d*), но, в соответствии с золотым правилом механики, требует во столько же раз увеличить рабочее усилие пружины.

жины. Проверочный расчет на калькуляторе «Онлайн-расчет пружин сжатия» (см. табл. 5) при $R/r = 1,95$, что соответствует $F_2 \approx 15000$ Н, подтверждает нецелесообразность использования пружины и в этом случае.

Таблица 5. Исходные данные и результаты расчета варианта замыкающей пружины

Table 5. Initial data and calculation results of the closing spring option

Параметр пружины	Значение параметра
Вариант оформления опорных витков	Поджаты, зашлифованы
Диаметр заготовки, d , мм	11
Наружный диаметр, D_1 , мм	50
Внутренний диаметр, D_2 , мм	28
Рабочее количество витков, n	9
Полное количество витков, n_1	10
Предварительная нагрузка, F_1 , Н	3027,38
Рабочая нагрузка, F_2 , Н	15742,36
Максимальная нагрузка, F_3 , Н	23764,91
Длина при соприкосновении витков, L_3 , мм	71,50
Длина пружины в свободном состоянии, L_0 , мм	150
Жесткость пружины, c , Н/мм	302,74
Шаг, t , мм	16,69

Пружина с приведенной характеристикой представляется работоспособной, но малоэффективной по той причине, что в конце регулирования передаточного отношения передачи от максимального значения к минимальному механизму регулирования придется преодолеть сопротивление пружины примерно в 8000 Н. При этом остается нерешенной проблема размещения на корпусе центрального зубчатого колеса упругого элемента таких размеров.

Использование индивидуальных пружин для каждого сектора приведет к увеличению (пусть и меньшему) диаметра центрального зубчатого колеса или серьезному усложнению конструкции не одного, а всех корпусов секторов, при отсутствии решения главной проблемы: увеличения сопротивления перемещению секторов при уменьшении передаточного отношения передачи.

Использование торсиона

Как цилиндрическая, так и фасонная пружины не единственный тип упругого элемента, используемого в передаточных механизмах. В [11, 12] приведены примеры использования торсионов в плавнорегулируемой передаче и трансформаторе момента, а в статье Данькова А. М. «Совершенствование конструкции узла сателлита планетарной плавнорегулируемой

передачи» (Механика машин, механизмов и материалов. 2016. № 2) показана возможность использования торсионов в качестве упругих компенсаторов кинематической погрешности планетарной плавнорегулируемой передачи. Рассмотрим возможность использования их в сложившейся конструкции центрального зубчатого колеса. С учетом невозможности реализации с помощью торсионов больших упругих перемещений приемлемой представляется приведенная на рисунке 5 модифицированная схема узла для создания нажимного усилия.

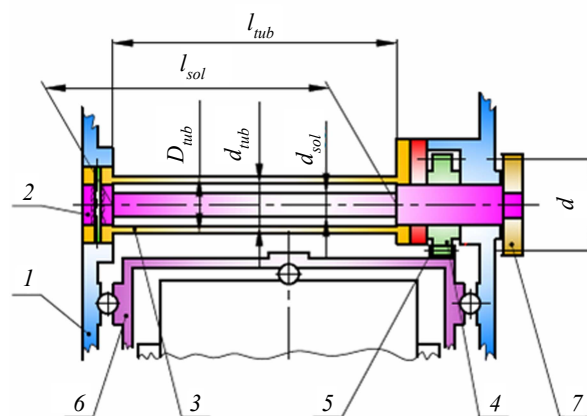


Рис. 5. Узел для создания нажимного усилия на базе торсионов

Fig. 5. Node for creating a push force based on torsions

Узел включает два смонтированных в корпусе 1 центрального зубчатого колеса и последовательно расположенных торсиона: сплошной 2 и трубчатый 3. На опорной шейке сплошного торсиона жестко закреплены зубчатые колеса: колесо 4, передающее через зубчатую рейку 5 ранее принятое в качестве расчетного усилие $F_2 = 15000$ Н наружному корпусу 6, и колесо 7, посредством которого торсионы всех секторов объединяются в одну систему.

Из диссертации Пазяк А. А. «Разработка полуобкатной плоскоконической передачи для приводов запорной арматуры (2017), а также [13] следует, что важнейшим критерием работоспособности зубчатых передач является контактная прочность. Определим делительный диаметр d_1 зубчатого колеса 4 (см. рис. 5) зубчато-реечной передачи исходя из того соображения, что окружная сила в зацеплении должна быть равна $F_t = F_2 = F_{tub} = 15000$ Н. Из нижеприведенной формулы без ущерба для сути рассматриваемого вопроса упрощенной по сравнению с ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые ци-

линдрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность» имеем

$$d_1 = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (1)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости стали, $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; T_1 – момент на зубчатом колесе, $T_1 = F_t 0,5d$; $K_{H\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями при 6-й степени точности ($n_{ст} = 6$) $K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (n_{ст} - 5) = 1,06$; ψ_{bd} – коэффициент относительной ширины зубчатого колеса, $\psi_{bd} = 0,4$; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, $K_{H\beta} = 1,07$; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_H] = 1000$ МПа; u – передаточное число, для реечной передачи выражение в круглых скобках равно 1.

Подставляя в формулу (1) значение T_1 в общем виде и решая ее относительно d_1 , получим выражение для определения последнего

$$d_1 = 1,35^{3/2} \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}}{2[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)}$$

и рассчитаем создаваемый одним общим торсионным узлом момент $T_{tor} = T_1$ (полученные здесь и далее результаты расчетов сведены в табл. 6).

Определим диаметры торсионов одного общего для всех зубчатых секторов торсионного узла по рекомендациям [14]:

– наружный диаметр D_{tub} трубчатого по формуле

$$D_{tub} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T_{tor}}{[\tau](1-\beta^4)}},$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения кручения, ориентируясь на средние условия изготовления и эксплуатации принимаем $[\tau] = 800$ МПа;

$\beta = d_{tub}/D_{tub}$ – относительная величина диаметра отверстия, $\beta = 0,8$;

– внутренний диаметр d_{tub} трубчатого по формуле $d_{tub} = D_{tub}\beta$;

– диаметр d_{sol} сплошного торсиона как

$$d_{sol} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T_{tor}}{[\tau]}}. \quad (2)$$

Оценим требуемый угол φ_t закручивания торсионов, при котором обеспечивается перемещение наружного корпуса зубчатого сектора, равное 42 мм, с учетом значения диаметра зубчатого колеса d_1 по формуле

$$\varphi_t = 42 \cdot \frac{360^\circ}{\pi d_1}.$$

Будем считать, что угол φ_t поровну распределяется между трубчатым и сплошным торсионными, то есть $\varphi_t = \varphi_{tub} + \varphi_{sol}$, а $\varphi_{tub} = \varphi_{sol} = \varphi_t / 2$. При этих условиях определим длины торсионов по соответствующим формулам:

– сплошного l_{sol} как

$$l_{sol} = \frac{\varphi_t \cdot G \cdot J_{psol}}{2 \cdot T_{tor}}, \quad (3)$$

где G – модуль сдвига, $G = 8,2 \cdot 10^4$ МПа; J_{psol} – полярный момент инерции, $J_p = \frac{\pi d_{sol}^4}{32}$;

– трубчатого l_{tub} как

$$l_{tub} = \frac{\varphi_t G J_{ptub}}{2 T_{tor}},$$

здесь $J_{ptub} = \frac{\pi}{32} (D_{tub}^4 - d_{tub}^4)$.

Результаты вычислений, приведенные в таблице 6, свидетельствуют, что полученное значение длины сплошного и трубчатого торсионов неприемлемо по компоновочным соображениям. Устанавливать диаметрально противоположно два торсионных узла нецелесообразно, так как это приведет к уменьшению длин торсионов всего лишь в 1,26 раза (см. формулы (2), (3)). В этих обстоятельствах напрашивается двукратное (по крайней мере!) уменьшение угла закручивания торсионов, которое может быть достигнуто при использовании редуцирующего механизма, скорее всего, рычажного типа, способного обеспечить наибольшую компактность. Но такое усложнение конструкции вряд ли будет оправданным.

При использовании индивидуальных торсионных узлов на каждом из зубчатых секторов имеем следующую картину. В этом случае один узел должен создавать момент

$$T'_{tor} = \frac{T_{tor}}{k},$$

где k – число секторов центрального зубчатого колеса, в нашем случае $k = 7$.

Наружный диаметр D'_{tub} трубчатого торсиона

$$D'_{tub} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T'_{tor}}{[\tau](1-\beta^4)}}.$$

Внутренний диаметр трубчатого торсиона

$$d'_{tub} = D'_{tub} \cdot \beta.$$

Диаметр d'_{sol} сплошного торсиона

$$d'_{sol} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T'_{tor}}{[\tau]}}.$$

Сохраняя прежние значения углов закручивания торсионов, определим сначала длину l'_{sol} сплошного торсиона по формуле

$$l'_{sol} = \frac{\varphi_t G J'_{psol}}{2T'_{tor}},$$

$$\text{где } J'_{psol} = \frac{\pi d'^4_{sol}}{32},$$

а затем длину l'_{tub} трубчатого по формуле

$$l'_{tub} = \frac{\varphi_t G J'_{ptub}}{2T'_{tor}},$$

$$\text{здесь } J'_{ptub} = \frac{\pi}{32} (D'^4_{tub} - d'^4_{tub}).$$

Результаты оценок работоспособности этого варианта конструкции упругого узла (см. табл. 6) также неприемлемы как по компоновочным, так и конструктивным соображениям, потому что варьирование размерами торсионов с целью получить приемлемое решение представляется контрпродуктивным.

Таблица 6. Параметры торсионных узлов

Table 6. Parameters of torsion units

Наименование и размерность параметра	Значение параметра	
	расчетное	принятое
Делительный диаметр зубчатого колеса зубчато-реечной передачи, d_1 , мм	104,8	
Момент на зубчатом колесе, T_1 , Н·мм	786000	
Момент, создаваемый одним общим торсионным узлом, T_{tor} , Н·мм	786000	
Момент, создаваемый индивидуальным торсионным узлом, T'_{tor} , Н·мм	112285,7	
Наружный диаметр трубчатого торсиона, D_{tub} , мм	20,34	21
Внутренний диаметр трубчатого торсиона, d_{tub} , мм	16,27	17
Диаметр сплошного торсиона, d_{sol} , мм	17,1	17
Требуемый угол закручивания трубчатого и сплошного торсионов при заданном перемещении корпуса зубчатого сектора, φ_t , рад	0,8	
Полярный момент инерции сплошного торсиона, J_{psol} , мм ⁴	8199,66	
Длина сплошного торсиона, l_{sol} , мм	342,17	
Полярный момент инерции трубчатого торсиона, J_{ptub} , мм ⁴	10893,47	
Длина трубчатого торсиона, l_{tub} , мм	454,59	
Наружный диаметр индивидуального трубчатого торсиона, D'_{tub} , мм	10,66	11
Внутренний диаметр индивидуального трубчатого торсиона, d'_{tub} , мм	8,52	9
Диаметр индивидуального сплошного торсиона, d'_{sol} , мм	8,9	9
Полярный момент инерции индивидуального сплошного торсиона, J'_{psol} , мм ⁴	644,12	
Длина индивидуального сплошного торсиона, l'_{sol} , мм	188,16	
Полярный момент инерции индивидуального трубчатого торсиона, J'_{ptub} , мм ⁴	793,25	
Длина индивидуального трубчатого торсиона, l'_{tub} , мм	231,72	

Как альтернативу рассмотренным вариантам конструкции упругого узла целесообразно рассмотреть возможность использования в качестве источника силы при силовом замыкании поворотного гидродвигателя: в рамках данной статьи – чисто умозрительно из-за специфичности вопроса. Представляется, что для улучшения балансировки центрального зубчатого колеса следует использовать два четырехпоршневых гидродвигателя реечно-шестеренного типа, установлен-

ных с целью упрощения балансировки диаметрально противоположно на валах зубчатых колес зубчато-реечных механизмов радиального перемещения секторов. При этом зубчатые колеса всех секторов объединяются в многопоточную систему с помощью центрального зубчатого колеса внешнего или внутреннего зацепления. Приняв с учетом конструкции гидродвигателя значение момента $T_{mot} = 0,5 T_1 / 2$ на взаимодействующем с зубчатой рейкой зубчатом колесе

гидродвигателя, оценим его делительный диаметр

$$d_{mot} = 1,35 \sqrt[3]{\frac{E_{np} T_{mot} K_{H\alpha} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \Psi_{bd}}}$$

и, принимая значение d_{mot} целым, определим угол φ_{mot} поворота шестерни при ходе поршня 84 мм по формуле

$$\varphi_{mot} = \frac{360^\circ \cdot 84}{2\pi d_r}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 7.

Таблица 7. Расчет параметров элементов гидропривода

Table 7. Calculation of parameters of hydraulic drive elements

Наименование параметра	Значение параметра
Момент на зубчатом колесе гидродвигателя, T_{mot} , Н·мм	196500
Расчетный делительный диаметр зубчатого колеса гидродвигателя, d_{mot} , мм	66,03
Принятый делительный диаметр зубчатого колеса гидродвигателя, d_{mot} , мм	66
Угол поворота зубчатого колеса гидродвигателя, φ_{mot} , град	72,92

Полученные результаты (см. табл. 7) представляются удовлетворительными, тем более что в этом случае корпус сектора не надо делать составным, усложняя конструкцию и без того сложного агрегата.

Заключение

Рассмотрены четыре варианта исполнения узла «зубчатый сектор центрального зубчатого колеса – упругий элемент – корпус центрального зубчатого колеса»: с пружинами сжатия, общим для всех зубчатых секторов торсионом, индивидуальными торсионами, поворотным гидродвигателем.

Упругий элемент в виде пружины сжатия удовлетворительно выполняет свою функцию только в модификации планетарной плавнорегулируемой передачи с соосными зубчатыми венцами сателлита, конструктивная сложность которой вследствие этого уменьшается, но все же уступает сложности модификации передачи с сателлитом с оппозитными зубчатыми венцами. Использование пружины сжатия в этой модификации малоэффективно по следующим соображениям. В ее конструкции активным (то есть создающим управляющее воздействие при регулировании передаточного отношения) явля-

ется сателлит, а пассивным (взаимодействие которого с активным обеспечивается пружиной сжатия) – зубчатый сектор центрального зубчатого колеса. При максимальном передаточном отношении передачи, когда силы в зацеплении максимальны, зубчатые сектора имеют наименьший вылет относительно оси вращения центрального зубчатого колеса, а пружины сжатия – наименьшую деформацию. Это значит, что потенциальная энергия системы «зубчатый сектор центрального зубчатого колеса – упругий элемент – корпус центрального зубчатого колеса» будет минимальной, в то время, как должна быть максимальной, что возможно только при воздействии на систему внешних сил, то есть тогда, когда опоры пружин, связанные с корпусом центрального зубчатого колеса, будут в процессе регулирования передаточного отношения совершать радиальные перемещения в два раза превышающие перемещения зубчатых секторов. Это обстоятельство, усложняющее конструкцию передачи в такой же степени, как и наличие механизма управления передаточным отношением передачи, с не менее высокой кинематической точностью реализующего два управляющих воздействия, не представляется непреодолимым препятствием как для реализации являющейся прогрессивной идеи силового замыкания сателлита и центрального зубчатого колеса в предложенном виде, так и поиска других решений проблемы.

Проделанный исходя из этой констатации анализ использования в узле «зубчатый сектор центрального зубчатого колеса – упругий элемент – корпус центрального зубчатого колеса» торсионов достаточно убедительно показывает, что системы силового замыкания с торсионами в качестве замыкающих упругих элементов страдают теми же пороками, что и системы со спиральными пружинами, создавая дополнительное сопротивление при изменении передаточного отношения передачи от максимального до минимального, плохо вписываются в габариты передачи и поэтому их применение требует революционных конструктивных решений, например, изменения пространственной ориентации общего торсиона и размещение его на внешних поверхностях корпуса центрального зубчатого колеса.

Таким образом, вне критики остался вариант использования поворотного гидродвигателя не вследствие его наименьшей проработки, а вследствие общеизвестных преимуществ гидропривода: бесступенчатое регулирование скорости движения выходного звена гидропередачи,

небольшие габариты, масса и время разгона, возможность частого реверсирования, большое быстродействие и наибольшая механическая и скоростная жесткость, значительные изменения нагрузки при исключения колебаний скорости, автоматическая защита гидросистемы от вредного воздействия перегрузок.

Недостатком этого варианта является «нарушение» статуса зубчатых секторов как пассивного элемента, впрочем, не сообщающего им статуса активного, но тем не менее требующего реализации двух управляющих воздействий.

Впечатление, что это возврат к первоначальному варианту конструкции передачи, когда каждый из перемещаемых элементов передачи имел собственные (но жестко связанные) кинематические цепи управления, обманчивое. Если это и возврат, то на совершенно другом уровне, при котором механика заменена гидравликой. Для унификации источников энергии для ветвей механизма регулирования передаточного отношения возможен приемлемый вариант гидравлического привода вращения эксцентричных колец узла сателлита. Причем если пренебречь силами инерции, то механизм регулирования должен преодолевать только моменты трения эксцентричного кольца.

Проделанные математические эскизы можно рассматривать как положительную рекомендацию поворотному гидродвигателю (что, впрочем, требует дальнейшей проработки), а выделенный во введении тезис о развитии механической КПП, как и вышеприведенные положительные рекомендации в ее адрес, еще раз доказывают справедливость законов развития технических систем, в частности закона увеличения степени идеальности системы (см., например, диссертацию Пановой Е. С. «Разработка технологии применения теории решения изобретательских задач в инновационной деятельности предприятий промышленности» (2017), а также [15, 16], проявление которого в области развития зубчатых передач по критерию передаточного отношения усматривается и в изложенном материале.

Библиографические ссылки

1. Разработка динамической модели транспортного средства для апробации алгоритма управления автоматизированной механической трансмиссией Е. И. Торопов, А. С. Вашурин, А. В. Тумасов, Д. А. Бутин // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2019. № 3 (51). С. 79–87. DOI: 10.21685/2072-3059-2019-3-7.
2. Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств /

В. Б. Альгин [и др.] ; под общ. ред. В. Б. Альгина, В. Е. Старжинского. Минск : Беларуская навука, 2017. 406 с.

3. Альгин В. Б., Поддубко С. Н. Ресурсная механика трансмиссий мобильных машин : монография. Минск : Беларуская навука, 2019. 549 с.

4. Кузнецов Е. В., Альгин В. Б. Определение тенденций развития многоступенчатых гидромеханических трансмиссий с использованием патентных ландшафтов и их расчетный анализ // Механика машин, механизмов и материалов. 2018. № 2 (43). С. 5–15.

5. Михалевич Н. Г., Сильченко Н. Н. Анализ современных тенденций в развитии конструкций автоматизированного управления агрегатами трансмиссии // Вестник ХНАДУ. 2016. Вып. 75. С. 54–57.

6. Белабенко Д. С. Гидромеханические передачи. Опыт создания в ОАО «МЗКТ» и перспективы развития // 7-я Междунар. науч. конф. по военнотехническим проблемам, проблемам обороны и безопасности, использованию технологий двойного применения (Минск, 20–22 мая 2017 г.). Минск : Четыре четверти, 2017. С. 9–16.

7. Ruan J., Walker P., Zhang N. Comparison of power consumption efficiency of CVT and multi-speed transmissions for electric vehicle. *International J. of Automotive Engineering*, 2018, vol. 9, no. 4, pp. 268-275. DOI: https://doi.org/10.20485/jsaeijae.9.4_268.

8. Кучкаров В. В., Демидов Д. В. Исторический обзор развития конструкции коробок перемены передач легковых автомобилей // Вестник Брянского государственного технического университета. 2017. № 1 (54). С. 125–132.

9. Метод расчета планетарно-цевочной передачи / А. С. Иванов, М. М. Ермолаев, А. В. Чиркин, Ю. В. Синицына // Машиностроение и техносфера XXI века : сб. тр. XXII Междунар. науч.-техн. конф. (Севастополь, 14–19 сентября 2015 г.). Донецк : ДонНТУ, 2015. С. 151–157.

10. Пономарев С. Д., Андреева Л. Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М. : Машиностроение, 1980. 326 с.

11. Худорожков С. И., Захлебаев Е. Л. Механическая бесступенчатая импульсная передача для современной малогабаритной транспортной техники // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Машиностроение. 2015. № 3 (226). С. 152–162.

12. Юркевич А. В., Терешин А. В., Солдаткин В. А. Расчет внешней характеристики механического трансформатора момента с использованием аппроксимирующих функций // Вестник КГУ. Технические науки. 2014. Т. 9, № 2. С. 11–15.

13. Дорофеев В. Л. Применение метода фиктивной нагрузки для решения проблемы расчета контактных напряжений // Современное машиностроение. Наука и образование. 2016. № 5. С. 390–401.

14. Рудицын М. Н., Артемов П. Я., Любошиц М. И. Справочное пособие по сопротивлению материалов / под общ. ред. М. Н. Рудицына. 3-е изд., перераб. и доп. Минск : Вышэйшая школа, 1970. 630 с.

15. Великанов С. А. Основные законы развития технических систем в сочетании с прогнозированием развития технических систем // Молодой ученый. 2018. № 21 (207). С. 26–33.

16. Панова Е. С. Особенности развития организационных и технических систем в условиях инновационной экономики // МИР (Модернизация. Инновации. Развитие). 2016. Т. 7, № 2. С. 61–68. DOI: 10.18184/2079-4665.2016.7.2.61.68.

References

1. Toropov Ye.I., Vashurin A.S., Tumasov A.V., Butin D.A. [Development of a dynamic model of a vehicle for testing the control algorithm for an automated mechanical transmission]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Povolzhskiy region. Tekhnicheskiye nauki*, 2019, no. 3, pp. 79-87 (in Russ.). DOI: 10.21685/2072-3059-2019-3-7.

2. Al'gin V.B. *Zubchatyye peredachi i transmissii v Belarusi: proyektirovaniye, tekhnologiya, otsenka svoystv* [Gears and transmissions in Belarus: design, technology, property assessment]. Minsk, Belaruskaya Navuka Publ., 2017, 406 p. (in Russ.).

3. Al'gin V.B., Poddubko S.N. *Resursnaya mekhanika transmissiy mobil'nykh mashin* [Resource mechanics of transmissions of mobile machines]. Minsk, Belaruskaya navuka Publ., 2019, 549 p. (in Russ.).

4. Kuznetsov Ye.V., Al'gin V.B. [Mechanics of machines, mechanisms and materials]. *Mekhanika mashin, mekhanizmov i materialov*, 2018, no. 2, pp. 5-15 (in Russ.).

5. Mikhalevich N.G., Sil'chenko N.N. [Analysis of current trends in the development of designs for automated control of transmission units]. *Vestnik KHNADU*, 2016, vol. 75, pp. 54-57 (in Russ.).

6. Belabenko D.S. *Gidromekhanicheskiye peredachi. Opyt sozdaniya v OAO "MZKT" i perspektivy razvitiya* [Hydromechanical transmissions. Experience of creation at JSC "MWTP" and development prospects]. Proc. of the 7-ya Mezhdunarodnaya nauchnaya konferentsiya po voyenno-tekhnicheskim problemam, problemam oborony i bezopasnosti, ispol'zovaniyu tekhnologiy dvoynogo primeneniya (Minsk, 20 - 22 maya 2017 g.), pp. 9-16 (in Russ.).

7. Ruan J., Walker P., Zhang N. Comparison of power consumption efficiency of CVT and multi-speed

transmissions for electric vehicle. *International J. of Automotive Engineering*, 2018, vol. 9, no. 4, pp. 268-275. DOI: https://doi.org/10.20485/jsaeijae.9.4_268.

8. Kuchkarov V.V., Demidov D.V. [Historical review of the development of the design of gearboxes of passenger cars]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2017, no. 1, pp. 125-132 (in Russ.).

9. Ivanov A.S., Yermolayev M.M., Chirkin A.V., Sinitsyna Yu.V. *Metod rascheta planetarno-tsevochnoy peredachi* [Method for calculating planetary pin gear transmission]. Proc. of the *Mashinostroyeniye i tekhnosfera XXI veka (Russia, Sevastopol, September 14-19, 2015)*, pp. 151-157 (in Russ.).

10. Ponomarev S.D., Andreeva L.E. *Raschet uprugikh elementov mashin i priborov* [Calculation of elastic elements of machines and appliances]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1980, 326 p. (in Russ.).

11. Khudorozhkov S.I., Zakhlebeyev Ye.L. [Mechanical infinitely variable impulse transmission for modern small transport equipment]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta. Mashinostroyeniye*, 2015, no. 3, pp. 152-162 (in Russ.).

12. Yurkevich A.V., Tereshin A.V., Soldatkin V.A. [Calculation of the external characteristic of a mechanical torque transformer using approximating functions]. *Vestnik KGU, Tekhnicheskiye nauki*, 2014, vol. 9, no. 2, pp. 11-15 (in Russ.).

13. Dorofeyev V.L. [Application of the fictitious load method to solve the problem of calculating contact stresses]. *Sovremennoy emashinostroyeniye. Nauka i obrazovaniye*, 2016, no. 5, pp. 390-401 (in Russ.).

14. Ruditsyn M.N., Artemov P.Ya., Lyuboshits M.I. *Spravochnoye posobiye po soprotivleniyu materialov* [Handbook on the strength of materials]. Minsk, Vysheyshaya shkola Publ., 197, 630 p. (in Russ.).

15. Velikanov S.A. [The basic laws of the development of technical systems in combination with forecasting the development of technical systems]. *Molodoy uchonyy*, 2018, no. 21, pp. 26-33 (in Russ.).

16. Panova Ye.S. [Features of the development of organizational and technical systems in an innovative economy]. *MIR (Modernizatsiya. Innovatsii. Razvitiye)*, 2016, vol. 7, no. 2, pp. 61-68. DOI: 10.18184/2079-4665.2016.7.2.61.68.

To the Choice of the Source of the Closing Power at Implementing the Fore Closure of Elements of the Planetary Continuously Adjustable Transmission

A.M. Dan'kov, DSc in Engineering, Associate Professor, Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus

Force closure is a widely used method of non-opening (permanent contact) of the working surfaces of higher kinematic pairs, along with the geometric closure. In a common mechanism with a higher kinematic pair - a gear train with a constant gear ratio - form-fitting is traditionally used with great success, which ensures in the most widespread involute gear both the constancy of the center distance and the presence of the necessary clearances (radial and lateral) in the meshing. At the same time, the implementation of its functional purpose does not create any prerequisites for the use of the force circuit of the elements. In a specific planetary continuously variable transmission, the implementation of the functional purpose (change in the gear ratio of the transmission) occurs as a result of the synchronous radial movement of the satellite and the sectors of the central gear wheel, accompanied by a change in the center

distance. In this case, form-fitting of working surfaces can also be implemented, but this will require the creation of a complex mechanism.

Force closure of the satellite and sectors of the central gear wheel provides a significant simplification of the transmission design, allowing, when changing the gear ratio of the gear, to communicate the control action to only one of its elements - the satellite or sectors of the central gear wheel. The inversion of their kinematic functions (fixing the satellite from rotation around its own axis and communicating the output movement to the central gear wheel) simultaneously develops a tendency to simplify the design of the transmission and dictates the need, firstly, to use a type of engagement that excludes double-profile contact, and, secondly, the use of an elastic element as a source of the closing force, which does not require connection with the environment to perform its function. If the replacement of the type of meshing in the planetary continuously variable transmission is not a problem, then the choice of the type and design of the elastic element for the force closure is a difficult task.

The paper describes the influence of various types of elastic elements on the transmission design.

Keywords: planetary continuously adjustable gear train, satellite, compound central gear, force closure.

Получено 19.01.2021

Образец цитирования

Даньков А. М. К выбору источника замыкающей силы при реализации силового замыкания элементов планетарной плавнорегулируемой передачи // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 2. С. 21–32. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-21-32.

For Citation

Dan'kov A.M. [To the Choice of the Source of the Closing Power at Implementing the Fore Closure of Elements of the Planetary Continuously Adjustable Transmission]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 2, pp. 21-32 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-2-21-32.