

УДК 621.83.062.1

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕХАНИЧЕСКОГО ВЫПРЯМИТЕЛЯ БЕССТУПЕНЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С РЕГУЛИРУЕМОЙ ВНУТРЕННЕЙ АВТОМАТИЧНОСТЬЮ

А. А. Благодеров, д. т. н., А. А. Юркевич, асп. / Курганский ГУ

А. В. Юркевич, к. т. н., А. В. Терёшин, В. А. Солдаткин / Институт машиноведения УрО РАН

В работе [1] представлен расчёт внешней характеристики, а в [2] — характеристики при любом частичном нагружении механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев, который в отличие от вариатора обладает внутренней автоматичностью, получаемой не за счёт изменения момента количества движения в течение цикла (кинетической энергии), как у инерционных трансформаторов, а благодаря применению внутренней силовой функции (потенциальной энергии), уровень которой можно регулировать. Этот новый тип механических бесступенчатых передач при использовании в трансмиссии АТС может дать существенное преимущество.

В работе [3] показано, что при движении АТС в стандартном городском ездовом цикле использование такой передачи вместо ступенчатой механической может дать снижение расхода топлива до 37 %.

В работе [4] показано, что применение такой передачи совместно с маховиком-аккумулятором может дать снижение энергозатрат в таком цикле до 33 %. Тогда с учётом [3] расход топлива при движении АТС в городе может быть снижен не менее чем вдвое. Это даст не только экономический, но и экологический эффект.

Кафедра гусеничных машин и прикладной механики КГУ совместно с отделом механики транспортных машин Института машиноведения УрО РАН готовит стендовые испытания трансформатора указанного типа, пригодного для работы с двигателем, развивающим при максимальной мощности момент $M_N = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что соответствует АТС типа «ГАЗель». Наиболее ответственными узлами трансформатора, определяющими уровень его надёжности, являются механические выпрямители.

В работе [5] были представлены выпрямители осевого исполнения с дополнительными рабочими поверхностями. Основные рабочие поверхности выполнены в виде торцевых клиновидных зубьев, а дополнительные — в виде плоских дисков трения. В таком выпрямителе отношение внутренних сил, вызывающих контактные напряжения, к полезным, создающим передаваемый момент, в десять раз мень-

ше, чем в роликовых механизмах свободного хода. Относительное скольжение дополнительных рабочих поверхностей происходит только при свободном ходе, когда момент сопротивления на ведомом валу выпрямителя не действует. Но по основным рабочим поверхностям трение скольжения под нагрузкой имеет место, а при разгрузке наблюдаются автоколебания. Для того чтобы заменить трение скольжения трением качения и исключить автоколебания, там же была предложена конструктивная схема выпрямителя с промежуточными телами качения (шариками). Но более удачная конструктивная схема была представлена в работе [6]. По этой схеме выполнены выпрямители для стендовых испытаний трансформатора. Наличие шариков существенно изменяет упругую характеристику выпрямителя. Эта характеристика вместе с упругой характеристикой торсиона, соединённого с выпрямителем последовательно, создаёт силовую функцию, определяющую внутреннюю автоматичность бесступенчатой передачи.

Задача настоящей статьи — определить характеристики выпрямителя с промежуточными шариками и торсионным валом на выходе, влияющие на внешние и частичные характеристики бесступенчатой передачи с регулируемой внутренней силовой функцией.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВЫПРЯМИТЕЛЯ

На торцевых поверхностях ступицы коромысла (ведущей звёздочке) выполнены слёзкообразные лунки. Такие же лунки, но противоположного направления выполнены на торцевых поверхностях двух полумуфт. В лунках размещаются промежуточные шарики — по двенадцать лунок и шариков с каждой стороны. Шарик не является телом заклинивания. Они работают так же, как в упорном подшипнике при статическом нагружении. Радиус лунки r_l несколько больше, чем радиус шарика $r_{ш}$. Поэтому угол подъёма беговой дорожки при выкатывании шарика из лунки не сразу становится равным заданному при изготовлении лунок углу подъёма режущего инструмента α . Когда шарик находится в са-

мом глубоком месте лунки, угол подъёма беговой дорожки равен нулю. По мере выкатывания шарика из лунки указанный угол увеличивается до значения α и дальше остаётся постоянным. Для того чтобы исключить зону, в которой угол подъёма меньше α , полумуфта должна быть сдвинута относительно звёздочки в сторону подъёма винтовой линии на дугу $l \geq 2(r_n - r_w) \sin \alpha$. Обратное перемещение полумуфты должно быть ограничено упором. В выполненных для испытаний выпрямителях $2r_n = 12$ мм; $2r_w = 11,51$ мм; $\alpha = 17,5^\circ$. Тогда $l \geq 0,147$ мм. При радиусе расположения шариков $r = 26$ мм это соответствует повороту полумуфты относительно звёздочки на угол $\gamma = 0,147 \cdot 57,3/26 = 0,325^\circ$. Величина небольшая, но такое смещение обязательно нужно делать, и с запасом, так как при его отсутствии резко увеличивается угловая податливость выпрямителя на начальном этапе включения и значительно увеличиваются гистерезисные потери в цикле нагружения/разгружения.

Угол α должен соответствовать условию самоторможения: $\operatorname{tg} \alpha \leq n_p$, где n — число пар дополнительных рабочих поверхностей; f — коэффициент трения, реализуемый при их возможном относительном перемещении под нагрузкой. В выполненной конструкции $n = 9$. Тогда при $\alpha = 17,5^\circ$ минимальное значение $f_{\min} = 0,035$. При взаимодействии стальных поверхностей коэффициент трения зависит от условий выдавливания смазки из зоны непосредственного контакта. Для того чтобы улучшить эти условия при взаимодействии гладких дисков трения, установленных на шлицах полумуфты, с дисками, установленными на шлицах ведомой обоймы, последние снабжены спиральными и радиальными канавками. Спиральные канавки препятствуют созданию масляного клина, а радиальные — увеличивают расход маслораздушной смеси, проходящей через комплект дисков под действием центробежных сил. Это обеспечивает необходимое охлаждение.

Наличие канавок позволяет получить значение $f_{\min} > 0,035$. Тогда, соблюдая условие самоторможения, можно либо увеличить α , либо уменьшить n . Но точное значение f_{\min} неизвестно. Поэтому в выпрямителях новой конструкции величины α и n выбраны такими же, как в выпрямителях, результаты испытаний которых представлены в работе [7].

Отношение нормальных сил N , действующих в контакте, к тангенциальным P , создающим передаваемый момент, для любого механизма, передающего крутящий момент, является одним из показателей конструктивной рациональности: чем оно меньше, тем меньше контактные напряжения. Для зубчатого редуктора с прямым зубом $N/P = 1,064$, для эксцентрикового выпрямителя — 10, для ролико-

вого МСХ — 16,35, для фрикционного вариатора — 20... 25. Для рассматриваемого выпрямителя $N/P = 1/2 \sin \alpha$, что при $\alpha = 17,5^\circ$ составляет 1,666.

Полученное снижение указанного отношения по сравнению с другими механическими бесступенчатыми передачами можно считать хорошим результатом и использовать принятое значение α в дальнейшем, может быть, с некоторой корректировкой по результатам стендовых испытаний. При испытаниях планируется изменять количество работающих пар с помощью перестановки дисков. Можно будет реализовать $n \hat{=} 9; 7; 5; 3$. Оценку достаточности реализуемого значения n следует проводить по отношению $M_2(9)/M_2j$, где $M_2(9)$ — момент на ведомом валу при $n = 9$; M_2 — момент при пробном значении n . При любом значении передаточного отношения $i = \omega_2/\omega_1$, где ω_2 — частота вращения ведомого, а ω_1 — ведущего вала. Это отношение не должно быть меньше отношения $(\varphi_j - \delta_\varphi)/\varphi_j$, где φ_j — жёстко установленное на каждом этапе испытаний значение амплитуды колебаний коромысел; δ_φ — угол поворота коромысла, необходимый для выбора общего (с учётом двух полумуфт) осевого зазора в выпрямителе δ_y , установленного при сборке. Этот угол определяется зависимостью $\delta_\varphi = \delta_y/2r \cdot \operatorname{tg} \alpha$. В изготовленных для испытаний выпрямителях с возможной точностью обеспечено $\delta_y = 0,3$ мм (в 2,5 раза меньше, чем в [7]). Тогда $\delta_\varphi = 0,0183$ рад. (1,050).

Возможность уменьшить расчётное значение n при $\alpha = \operatorname{const}$ имеет практическое значение. При новом проектировании это обеспечит пропорциональное уменьшение момента трения ведения, когда полумуфты находятся на упорах, и позволит почти пропорционально уменьшить момент инерции полумуфты, уменьшив момент трения при инерционной выборке зазора перед включением. Пропорционально уменьшится и δ_φ , что сократит «потерянную» амплитуду.

УПРУГОДИССИПАТИВНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

В цикле нагружения — разгружения выпрямителя, несмотря на то что трение скольжения в нём заменено трением качения, всё же есть потери на трение. Для каждого подшипника качения есть приведённый коэффициент трения f_n . Ориентировочные значения f_n представлены в справочниках, поэтому потери можно определить расчётным путём. Но точность вычислений будет невысока, так как качение шариков в лунках может отличаться от качения их по беговой дорожке подшипника. У нас же есть готовые выпрямители, поэтому гистерезисные потери с большей точностью можно определить в лаборатории, экспериментально.

Для этого выпрямитель вместе с торсионным валом и шестернёй, закреплённой на его выходном

конце, устанавливался подвижно в центрах токарного станка. На рычаг, закреплённый на шестерне, вешались грузы переменной величины. Коромысло выпрямителя соединено со станиной через датчик, измеряющий возникающий на коромысле момент. При каждом нагружении измерялись углы поворота входного и выходного концов торсионного вала, угол поворота коромысла и момент на нём.

При эксперименте независимой переменной выступала величина груза, повешенного на рычаг, а углы поворота и момент на коромысле были функциями. Однако упругодиссипативная характеристика должна представлять зависимость моментов на коромысле выпрямителя и торсионном валу от углов их поворота, измеряемых от положения, когда эти моменты равны нулю. Тогда в качестве аргумента используется одна функция, полученная при нагружении или разгрузке (угол поворота), а в качестве функции — другая (момент). При этом первоначальный аргумент (нагрузка на рычаг) исключается.

При определении потерь по упругодиссипативной характеристике нужно пользоваться не точками, полученными экспериментально при нагружении и разгрузке, а плавными кривыми, проведёнными по этим точкам. Плавными эти кривые должны быть потому, что их производные соответствуют угловой жёсткости, которая для выпрямителя монотонно увеличивается с увеличением угловой деформации, а для торсиона остаётся постоянной. Отклонение экспериментально полученных точек от плавной кривой с монотонно возрастающей производной может быть только следствием допущенных неточностей. Кроме того, при одной и той же величине груза на рычаге, но при нагружении, когда груз последовательно увеличивался, и при разгрузке, когда он последовательно уменьшался, величина момента на коромысле будет отличаться: при нагружении она будет меньше, чем при разгрузке. Это происходит из-за изменения направления внутреннего момента трения. При нагружении ведущим элементом является нагрузочный рычаг, а коромысло — ведомым. При разгрузке — наоборот. При использовании кривых, а не точек можно знать угловые деформации выпрямителя при нагружении и разгрузке и торсионного вала при одном и том же значении момента.

На рис. 1 представлена упругодиссипативная характеристика выпрямителя, совмещённая с упругой характеристикой торсиона. Эта характеристика получена следующим образом. При повороте нагрузочного рычага момент на коромысле выпрямителя M и угол его поворота $\gamma_в$ относительно торсионного вала возникают не сразу, а только после выбора осевого зазора в выпрямителе. При этом угол поворота рычага $\gamma = 1^\circ$. При дальнейшем увеличении γ появляется

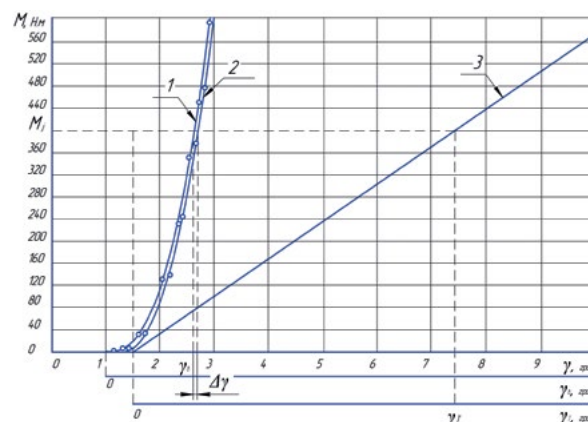


Рисунок 1. Упругодиссипативная характеристика выпрямителя, совмещённая с упругой характеристикой торсиона

угол поворота коромысла выпрямителя $\gamma_в$ относительно входного конца торсионного вала. Возникает и угол поворота входного конца торсиона $\gamma_т$ относительно выходного. Но, если значение γ , при котором начинается угловая деформация выпрямителя $\gamma_в$, можно проверить расчётом, как это было сделано ранее, то точное значение γ , при котором начинается угловая деформация торсиона $\gamma_т$, следует определить экспериментально. Так как $\gamma_т = \gamma - \gamma_в$, то при последовательном нагружении по экспериментально полученным точкам с координатами $(\gamma; M)$ и координатами $(\gamma_в; M)$ определяются точки с координатами $(\gamma_т; M)$; по этим точкам проводится линия. Эта линия должна быть прямой, так как угловая жёсткость торсиона — величина постоянная. Пересечение этой прямой с осью абсцисс даёт искомую точку начала угловой деформации торсиона. При этом угол поворота рычага $\gamma = 1,5^\circ$. Увеличение угла на $0,5^\circ$ по сравнению с углом начала нагружения выпрямителя можно объяснить наличием зазоров в шлицевых соединениях. Отклонение точек с координатами $(\gamma_т; M)$ от прямой позволяет судить о неточностях, допущенных при эксперименте. При малых значениях M ошибки могут быть значительными. Именно это не позволяет непосредственно определить начало нагружения торсиона с достаточной точностью.

На графике (рис. 1) по оси абсцисс имеются три шкалы: по одной отложен угол поворота выходного конца торсионного вала γ (угол поворота рычага), по другой, со смещением на 1° , — угол поворота коромысла выпрямителем $\gamma_в$, по третьей, со смещением на $1,5^\circ$, — угол закрутки торсионного вала $\gamma_т$. По оси ординат отложен момент на коромысле при нагружении (кривая 1), при разгрузке (кривая 2) и на торсионе (прямая 3).

Представленные характеристики позволяют вычислить КПД цикла нагружения — разгрузки при каждом значении момента.

Но КПД (η) есть отношение полезной работы к затраченной. Затраченная работа равна сумме работ по угловой деформации выпрямителя и торсионной и составляет силовую функцию $f(\gamma_s, \gamma_m) = A_s + A_m$.

Силовая функция при нагружении создаёт потенциальную энергию Π , которая может быть использована для получения полезной работы при разгрузке.

Величина $\Pi < f(\gamma_s, \gamma_m)$ из-за работы трения качения шариков по лункам при нагружении и при разгрузке выпрямителя. Она может рассматриваться как полезная работа. В стоповом режиме ($i = 0$), когда выходной конец торсионного вала неподвижен, полученная в цикле потенциальная энергия возвращается на вход, уменьшая затраченную работу. Именно такой режим воспроизводился при лабораторном определении упругодиссипативной характеристики.

Близким аналогом может служить клапанный механизм поршневого ДВС: клапан открывается действием кулачка на толкатель, а закрывается пружиной. Сила, развиваемая пружиной, должна быть достаточно большой для того, чтобы при высокой частоте циклов толкатель не отставал от кулачка. При открытии клапана работа на кулачковом валу затрачивается на увеличение деформации пружины, то есть на увеличение её потенциальной энергии. При закрытии клапана эта дополнительная потенциальная энергия возвращается на кулачковый вал благодаря силе, действующей от толкателя на кулачок.

В нашем случае в отличие от аналога рассматриваемая система имеет не одно упругое звено, а два: выпрямитель и торсион. Если в торсионе, как и в пружине клапанного механизма, потери в энергии цикла нагружения — разгрузки можно не учитывать, то в выпрямителе имеется трение качения. Учесть его влияние — наша задача.

В работах [5] и [1] трение в кинематических парах, за исключением тех, в которых обеспечивается самоторможение, не учитывалось. Такой подход вполне оправдан при выявлении принципиальных особенностей рассматриваемой передачи по сравнению с другими видами передач. Но он приводит к зависимости $M_1 = iM_2$, где M_1 — момент на ведущем, а M_2 — на ведомом валу. Применительно к ступенчатой передаче при принятых допущениях эта зависимость не вызывает сомнений. Но при бесступенчатой, когда в стоповом режиме $i = 0$, у читателей всё же могут возникнуть сомнения: как это из ничего можно получить M_2 ?

Действительно, благодаря тому, что создаваемая в цикле при нагружении выпрямителя и торсионной силовая функция образует потенциальную энергию, возвращаемую при разгрузке на ведущий вал, средний за цикл момент на нём значительно уменьшается, но он больше момента, необходимого толь-

ко для продолжения потерь в кинематических парах преобразователя, на величину потерь при нагружении и разгрузке выпрямителей.

Наличие графика, представленного на рис. 1, позволяет получить оценку потерь в системе «выпрямитель — торсион» в стоповом режиме. Будем это делать с помощью КПД стопового режима η_0 , равно- го отношению свободной от потерь потенциальной энергии Π к работе, затраченной на создание силовой функции $A_s + A_m$.

Работа, затраченная на угловую деформацию выпрямителя:

$$A_b = \int_0^{\gamma_b} M(\gamma_b) d\gamma, \quad (1)$$

где $M(\gamma_b)$ — зависимость момента от угла поворота коромысла выпрямителя γ_b . Эта зависимость с достаточной точностью может быть представлена показательной функцией $M(\gamma_b) = a \gamma_b^{2,7}$. Здесь a — изменение момента при повороте коромысла от $\gamma_b = 0$ до $\gamma_b = 1^\circ$.

В нашем случае $a = 106,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Это не угловая жёсткость выпрямителя. Последняя определяется производной $c_b = dM(\gamma_b)/d\gamma_b = 2,7a\gamma_b^{1,7}$.

Интегрируя (1), получим

$$A_b = a\gamma_b^{3,7} / 3,7 = M \cdot \gamma / 3,7, \quad (2)$$

где M — максимальное значение момента в цикле.

Работа, затраченная на угловую деформацию торсионного вала:

$$A_t = \int_0^{\gamma_t} M(\gamma_t) d\gamma = \int_0^{\gamma_t} c_t \gamma_t d\gamma = 0,5c_t \gamma_t^2 = 0,5 M \gamma_t, \quad (3)$$

где c_m — угловая жёсткость торсионной. Она не зависит от γ_m .

Так как максимальный момент в цикле M для выпрямителя и торсионной один и тот же, то работа, затраченная на создание силовой функции:

$$A_s + A_m = M(\gamma_b/3,7 + \gamma_t/2). \quad (4)$$

Работа A_m полностью переходит в свободную от потерь потенциальную энергию, а работа A_s — не полностью. Возвращённая при разгрузке выпрямителя потенциальная энергия соответствует площади под кривой разгрузки. Эта кривая должна быть эквидистантна кривой нагружения, так как угловая жёсткость при каждом значении момента — тангенс угла наклона касательной — зависит только от величины момента. График (рис. 1) это подтверждает с достаточной точностью. Некоторое увеличение сдвига при малых значениях момента можно не учитывать, так как оно может быть следствием увеличения погрешностей при уменьшении момента. Тогда потенциальная энергия, возвращённая на ведущее звено в цикле в стоповом режиме:

$$\Pi = A_s + A_m - \Delta\gamma M(1 - 0,5 \Delta M/M), \quad (5)$$

где $\Delta\gamma$ — сдвиг по кривой разгрузки γ относительно кривой нагружения выпрямителя, в нашем случае $\Delta\gamma = 0,0714^\circ$; ΔM — разность моментов при нагруже-

нии и разгрузке выпрямителя при одном и том же значении y_B .

С учётом (4) и (5) КПД стопового режима:

$$\eta_0 = \Pi / (A_s + A_m) = 1 - \Delta\gamma(1 - 0,5 \Delta M/M) / (\gamma_B/3,7 + \gamma_T/2) \quad (6)$$

Зависимость $\eta_0(M)$, вычисленная по формуле (5) с использованием графика (рис. 1), представлена на рис. 2. При уменьшении максимального момента в цикле η_0 уменьшается, что вполне логично, так как при $M \rightarrow 0$ должно быть $\eta_0 \rightarrow 0$.

Не в стоповом режиме, а в режиме движения КПД определяется, как обычно, отношением работы на выходе к работе на входе:

$$\eta = M_{cp} \Delta\varphi_2 / (A_s + A_m), \quad (7)$$

где M_{cp} — средний за цикл момент на выходном валу; $\Delta\varphi_2$ — угол поворота выходного конца торсионного вала за время одного цикла.

Однако формула (7) не учитывает энергетическую характеристику выпрямителя как некую промежуточную функцию, которая в конечном результате сокращается. В стоповом режиме такая характеристика учитывается с помощью η_0 . В этом случае потенциальная энергия может передаваться только на вход, так как выход закрыт. Но в режиме движения она может передаваться и на выход. Чем больше передаётся на выход, тем меньше — на вход. В любом режиме, так же как в стоповом, разгрузка выпрямителя и торсиона в каждом цикле происходит до конца. Отличие лишь в том, что в режиме движения имеется ещё и фаза свободного хода. Поэтому процесс перехода силовой функции в свободную от потерь потенциальную энергию сохраняется. Для того чтобы это учесть, умножим числитель и знаменатель отношения (7) на величину η_0 . Это ничего не изменит. Но тогда в соответствии с (4) в знаменателе (7) будет величина Π . Теперь КПД системы «выпрямитель — торсион» в режиме движения можно представить в виде

$$\eta = \eta_0 M_{cp} \Delta\varphi_2 / \Pi. \quad (8)$$

Значение η по (8) остаётся таким же, как и по (7), но теперь учитываются энергетические свойства выпрямителя. По существу, $\eta = \eta_0 \eta_1$, где η_1 — КПД преобразования потенциальной энергии в работу на выходе.

В работе [1] представлены зависимости максимального и среднего значений моментов в цикле от внутреннего передаточного отношения i_m , которое равно единице при отсутствии угловой деформации выпрямителя и торсиона в цикле. Величина $\Delta\varphi_2$ тоже зависит от i_m , $\Delta\varphi_2 = \varphi_0 i_m 2\pi$. Эти данные и зависимости, приведённые выше, позволяют выполнять расчёты по формуле (8).

Принципиально важным является то, что в механической бесступенчатой передаче с колебательным движением внутренних звеньев, имеющей несколько работающих параллельно, но со сдвигом по фазе потоков,

в каждом из которых имеются механический выпрямитель и упругое звено, соединённые последовательно, для создания достаточно большого момента, необходимого для начала движения ведомого вала при действующем на него моменте сопротивления, требуется ничтожно малый момент на ведущем валу передачи. По мере увеличения передаточного отношения он увеличивается. В работе [1] это свойство учитывалось, но отдельно не рассматривалось. В работе [3] благодаря этому свойству получен значительно меньший расчётный расход топлива при движении в городском ездовом цикле. Указанное свойство может быть полезным не только в трансмиссии транспортного средства, но и в других механических приводах.

ПОТЕРИ В РЕЖИМЕ СВОБОДНОГО ХОДА

При работе бесступенчатой передачи коромысло выпрямителя совершает угловые колебания, близкие к гармоническим, когда угол поворота коромысла $\varphi_k = \varphi_0 \sin \omega t$. Тогда угловое ускорение, с которым движется коромысло:

$$\ddot{\varphi}_k = -\varphi_0 \omega^2 \sin \omega t.$$

Полумуфта имеет определённый момент инерции J_n . Для того чтобы она не обогнала коромысло, когда $\varphi_k < 0$, и не отставала от него больше чем на один градус (угловой зазор, необходимый для выбора осевого зазора), когда $\varphi_k > 0$, на полумуфту должны действовать моменты, создающие такие же ускорения, какие имеет коромысло. Таким образом, момент, действующий на полумуфту, должен изменяться в пределах $M_n = \pm J_n \varphi_0 \omega^2$.

Отрицательное значение M_n создаётся с помощью силы, действующей от упора, когда полумуфта находится на нём. Эта сила работы трения не совершает, так как перемещение отсутствует. Положительное значение M_n создаётся с помощью момента трения, действующего между дополнительными рабочими поверхностями. Работа этого момента не равна нулю, так как происходит относительное перемещение дисков трения.

В режиме постоянного свободного хода, когда в течение всего периода $\tau = 2\pi/\omega$, внешняя нагрузка на торсионном валу выпрямителя равна нулю, работа трения не равна нулю. Одну половину периода, когда $\varphi_k < 0$, полумуфта сидит на упоре, между дисками трения имеется небольшой суммарный зазор 0,3 мм, осевая нагрузка, которая могла бы вызывать кулоновское трение, отсутствует, но действует момент трения ведения M_0 . Другую половину периода, когда $\varphi_k > 0$, полумуфта по закону инерции отстаёт от коромысла, выбирает осевой зазор, создаёт осевую нагрузку и момент кулоновского трения M_m , величина которого благодаря динамическому равно-

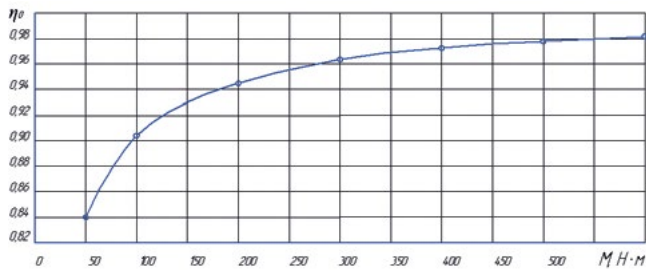


Рисунок 2. КПД в стоповом режиме

весию будет именно такой, какой нужно, чтобы обеспечить равенство $\varphi_n = \varphi_k$, то есть $M_m = J_n \varphi_o \omega_2 \sin \omega t$. Так как определённый интеграл от $\sin \omega t$ за полпериода равен 2, то среднее значение момента трения за весь период $M_{\text{ср}} = J_n \varphi_o \omega^2 / \pi$.

У изготовленных выпрямителей $J_n = 0,0002 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Принимаем $\omega = 500 \text{ с}^{-1}$, $\varphi_o = 0,3$, общее количество полумуфт — 10 (5 выпрямителей). Тогда среднее значение момента трения $M_{\text{ср}} = 47,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Потери можно оценивать отношением мощности трения к мощности, развиваемой двигателем. Мощность трения $N_{\text{тр}} = M_{\text{ср}} \omega_2$, где ω_2 — угловая скорость ведомого вала выпрямителя, $\omega_2 = \omega \varphi_o$. В работе [1] показано, что при бесступенчатой передаче рассматриваемого типа значительная часть внешней характеристики может быть реализована при постоянном значении момента двигателя, равном моменту при максимальной мощности M_N . При этом мощность, развиваемая двигателем, $N_\delta = M_N \omega$. В нашем случае $M_N = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Тогда отношение $N_{\text{тр}} / N_\delta = M_{\text{ср}} \omega \varphi_o / M_N \omega = 0,0716$. Это значит, что при максимальной частоте ω и максимальной амплитуде φ_o на трение, вызываемое инерционными моментами полумуфт, затрачивается 7,16 % от номинальной мощности двигателя. Но это только при полном отсутствии нагрузки на ведомом валу передачи. Если такая нагрузка есть, то часть периода T выпрямитель включён и скольжение дисков трения отсутствует. Эта часть зависит от внутреннего передаточного отношения i_m [1]. При $i_m = 0$ (стоповый режим) выпрямитель включён в течение всего периода. По мере увеличения i_m фаза включённого состояния выпрямителя уменьшается и стремится к нулю при $i_m \rightarrow 1$. При интенсивном разгоне на загородной трассе перед включением прямой передачи потери могут быть близки к указанным выше. Но это кратковременный режим. Заметим, что в гидромеханических передачах перед блокировкой гидротрансформатора потери могут быть более 10 %.

В работе [3] было показано, что в стандартном городском ездовом цикле частота $\omega \leq 220 \text{ с}^{-1}$. Так как момент трения пропорционален квадрату частоты, то потери не превысят 1,4 %.

Но кроме момента трения, вызванного инерцией полумуфты в одной половине периода, в другой его половине действует момент ведения, когда полумуфта находится на упоре. Выполненные лабораторные исследования показали, что при суммарном осевом зазоре в выпрямителе $\delta_y \geq 0,3 \text{ мм}$ и общем количестве дополнительных рабочих поверхностей $n = 18$ момент ведения не превышает $0,85 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и не зависит от частоты вращения ведомого вала выпрямителя. Среднее значение за весь период будет в два раза меньше. Следовательно, для пяти выпрямителей получим $M_g = 0,5 \times 0,85 \times 5 = 2,125 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Оценивая потери так же, как это было сделано выше, получим $N_{\text{тр}} / N_\delta = M_g \omega \varphi_o / M_N \omega = 0,00319$. При включённом выпрямителе момент ведения не действует. Но это можно не уточнять, так как потери и так малы.

Если по результатам стационарных испытаний будет доказано, что количество дополнительных рабочих поверхностей может быть окрашено, то потери обоих видов могут быть уменьшены.

РЕЗЮМЕ

Представленные результаты позволяют считать, что предложенные механические выпрямители с промежуточными шариками вполне пригодны для использования в бесступенчатых передачах с регулируемой внутренней автоматичностью.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Благонравов А. А. Расчёт внешней характеристики механического трансформатора с колебательным движением внутренних звеньев // Вестник машиностроения. — 2011. — № 10. — С. 8–13.
2. Благонравов А. А., Юркевич А. В., Терёшин А. В. Регулируемая внутренняя автоматичность механического бесступенчатого трансформатора // Вестник машиностроения. — 2014. — № 2. — С. 3–7.
3. Благонравов А. А., Юркевич А. А., Юркевич А. В. Расход топлива при движении в городском ездовом цикле автомобиля с бесступенчатым механическим трансформатором // Журнал автомобильных инженеров. — 2014. — № 4. — С. 42–47.
4. Благонравов А. А., Юркевич А. В. Динамика обмена механической энергией при использовании в трансмиссии автомобиля маховика — аккумулятора с бесступенчатым приводом // Журнал автомобильных инженеров. — 2013. — № 1. — С. 16–21.
5. Благонравов А. А. Механические бесступенчатые передачи. — Екатеринбург: УрО РАН, 2005. — 202 с.
6. Благонравов А. А., Ревняков Е. Н. Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач // Автомобильная промышленность. — 2008. — № 6. — С. 16–18.
7. Ревняков Е. Н., Воронцов А. А., Вязников М. В. Уточнение расчёта внешней характеристики механической бесступенчатой передачи // Вестник машиностроения. — 2007. — № 10. — С. 9–12.