

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА МАЛОГАБАРИТНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧ

Щербачев П.В.¹, Тарасов О.И.¹

¹ ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», Москва, Россия (105005, Москва, ул. 2-ая Бауманская, дом 5), e-mail: scherbachev.p.v@gmail.com, tarolig@gmail.com

Вопрос согласования параметров движения приводного двигателя системы и выходного вала возникает в технике очень часто. Решается этот вопрос обычно применением того или иного рода передач. Часто используются для этого механические и гидравлические передачи. Каждая из них обладает своими преимуществами и недостатками. Определяются они в первую очередь мощностью и габаритами передачи. В статье проведен сравнительный анализ электромеханической и электрогидравлической передач малой мощности. Сравнение проводится по энергетическим характеристикам и функциональным возможностям. Приводится зависимость КПД передач от момента на выходном валу и скорости его вращения для случая электродвигатель-редуктор и для случая электродвигатель-насос-гидродвигатель. Рекомендации, данные в статье, могут быть полезны при разработке приводов небольших размеров и передаваемых мощностей, например, в робототехнике.

Ключевые слова: гидравлическая передача, механическая передача, индукторный двигатель, гидродвигатель, энергетические характеристики.

COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF SMALL-SCALE HYDRAULIC AND MECHANICAL TRANSMISSIONS

Scherbachev P.V.¹, Tarasov O.I.¹

¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia (105005, Moscow, ul. Baumanskaya 2-ya, 5), e-mail: scherbachev.p.v@gmail.com, tarolig@gmail.com

Adjustment parameters of motion of the drive motor and the output shaft very often arises in technique. The problem is usually solved by using some kind of gears. Mechanical and hydraulic transmissions are often used for this purpose. Each of them has its own advantages and disadvantages. They are defined in the first by transmission power and dimensions. In the paper a comparative analysis of electromechanical and electrohydraulic transmissions of low power is given. Comparison is made on the energy performance and functionality. The dependence of the efficiency of transmission output torque and speed of rotation is shown for the case of the motor-reducer and in the case motor-pump-hydraulic motor. Recommendations given in the article may be useful in the development of small size and transmitted power drives, for example, in robotics.

Keywords: hydraulic transmission, mechanical transmission, inductor motor, hydraulic motor, energy characteristics.

В технике часто возникает задача согласования скорости вращения и момента вала приводного двигателя и вала исполнительного механизма системы. Для решения этой задачи обычно применяют механические и гидравлические передачи. В качестве механической передачи может быть использован редуктор. Под гидравлической передачей в данном случае будем понимать связку «насос-гидромотор». Принципиальные схемы передач показаны на рис. 1.

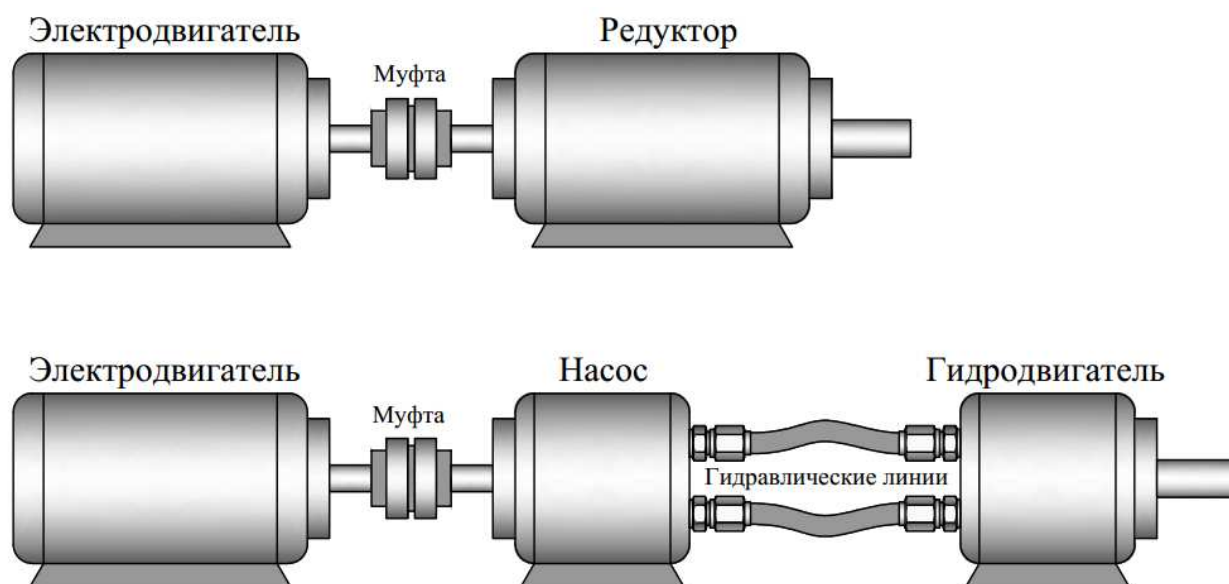


Рис. 1. Схемы передач

Гидравлическая передача и редуктор часто рассматриваются как альтернатива друг другу в различных случаях применения. Этому, также, посвящено немало работ. Так, например, в работе [1] рассматриваются преимущества и недостатки гидравлической объемной передачи по сравнению с редуктором, анализируются энергетические характеристики и функциональные возможности. Однако, в большинстве случаев сравниваются передачи относительно большой мощности (от нескольких кВт и выше).

В данной статье речь пойдет о передачах, мощность которых не превышает 500 Вт и с жесткими ограничениями по габаритным размерам. Эти требования характерны, например, для робототехники и других отраслей промышленности. Речь идет о применении в приводах манипуляторов и создании малогабаритных автономных роботов. При выборе схемы передачи мощности необходимо руководствоваться функциональными требованиями механизма, а также требованием обеспечения максимальной энергоэффективности, что особенно важно при использовании в автономном устройстве в качестве источника энергии аккумуляторных батарей.

Для проведения сравнительного анализа статье выбран привод, выходной вал которого периодически поворачивается на угол меньше 90° с частотой до 10 Гц. Сравнение проводится для механической передачи, состоящей из индукторного электродвигателя с планетарным редуктором и гидравлической передачи, состоящей из индукторного электродвигателя, насоса и гидродвигателя. В обоих случаях рассматривается один и тот же индукторный электродвигатель ЕС-4pole 32 фирмы Махон. Двигатель является одним из передовых в своем классе.

Описание механической передачи

Передача состоит из электродвигателя EC-4pole 32 фирмы Maxon и волнового планетарного редуктора фирмы Harmonic Drive. Стоит отметить, что редукторы такого типа имеют одни из лучших на сегодняшний день массогабаритные и энергетические характеристики.

Для проведения анализа построим зависимость КПД передачи от момента на выходном валу и скорости вращения.

Для построения характеристики электродвигателя воспользуемся методикой, описанной в [2].

Зависимость скорости вращения двигателя от подаваемого напряжения и момента на выходном валу имеет следующий вид:

$$n_{эд} = k_{nU} \cdot U - k_{nM} \cdot M_{эд} \quad (1)$$

где: $n_{эд}$ – скорость вращения вала электродвигателя,

U – напряжение, подаваемое на электродвигатель,

$M_{эд}$ – момент на валу электродвигателя,

k_{nU} – коэффициент наклона характеристики по напряжению (скоростная постоянная),

k_{nM} – коэффициент наклона характеристики по моменту.

КПД двигателя определим как:

$$\eta_{эд} = \frac{N_{пол}}{N_{з}} \quad (2)$$

где: $N_{пол}$ – полезная мощность,

$N_{з}$ – затраченная мощность.

В свою очередь, полезную и затраченную мощность определим по соотношениям:

$$N_{пол} = n_{эд} \cdot (M_{эд} - M_c) \quad (3)$$

$$N_{з} = U \cdot I \quad (4)$$

где: M_c – момент внутреннего сопротивления электродвигателя,

I – действующее значение тока в обмотках электродвигателя.

Также момент и ток связаны соотношением:

$$M_{эд} = k_M \cdot I \quad (5)$$

где: k_M – моментная постоянная электродвигателя.

Подставляя (1) и (5) в (3) и (4), а затем результат в (2), получим связь КПД электродвигателя с моментом, скоростью вращения, и напряжением:

$$\eta_{эд} = \frac{n_{эд} \cdot (M_{эд} - M_c)}{U \cdot \frac{M_{эд}}{k_M}} \quad (6)$$

Значения констант для рассматриваемого двигателя приведены в таблице 1

Таблица 1

Значения констант для электродвигателя

Величина	Размерность	Значение
$k_{\omega U}$	$\frac{\text{об/мин}}{\text{В}}$	150
$k_{\omega M}$	$\frac{\text{об/мин}}{\text{Н} \cdot \text{мм}}$	2,17
k_M	$\frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{А}}$	63,5
M_c	$\text{Н} \cdot \text{мм}$	37,2

На рис. 2 приведены зависимости скорости вращения и КПД двигателя при номинальном напряжении 48 В.

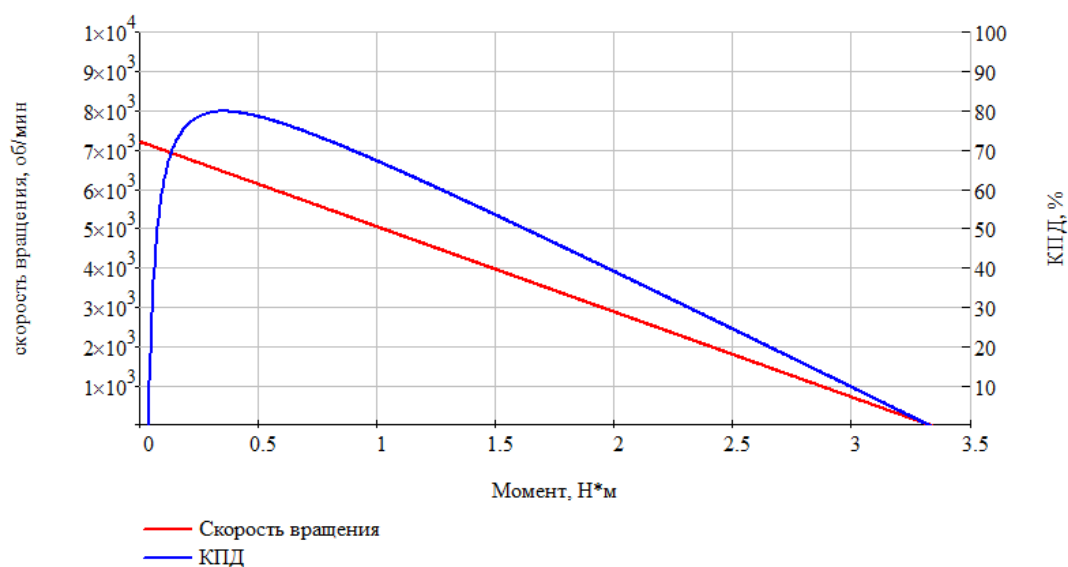


Рис.2. Характеристики электродвигателя

Для описания редуктора воспользуемся характеристиками, заявленными производителем [3]. На рис. 3 показаны зависимости КПД редуктора от момента на выходном валу при разных передаточных отношениях $i=5$, $i=9$, $i=21$. Точками показаны табличные значения, а сплошными линиями – их аппроксимация степенными функциями.

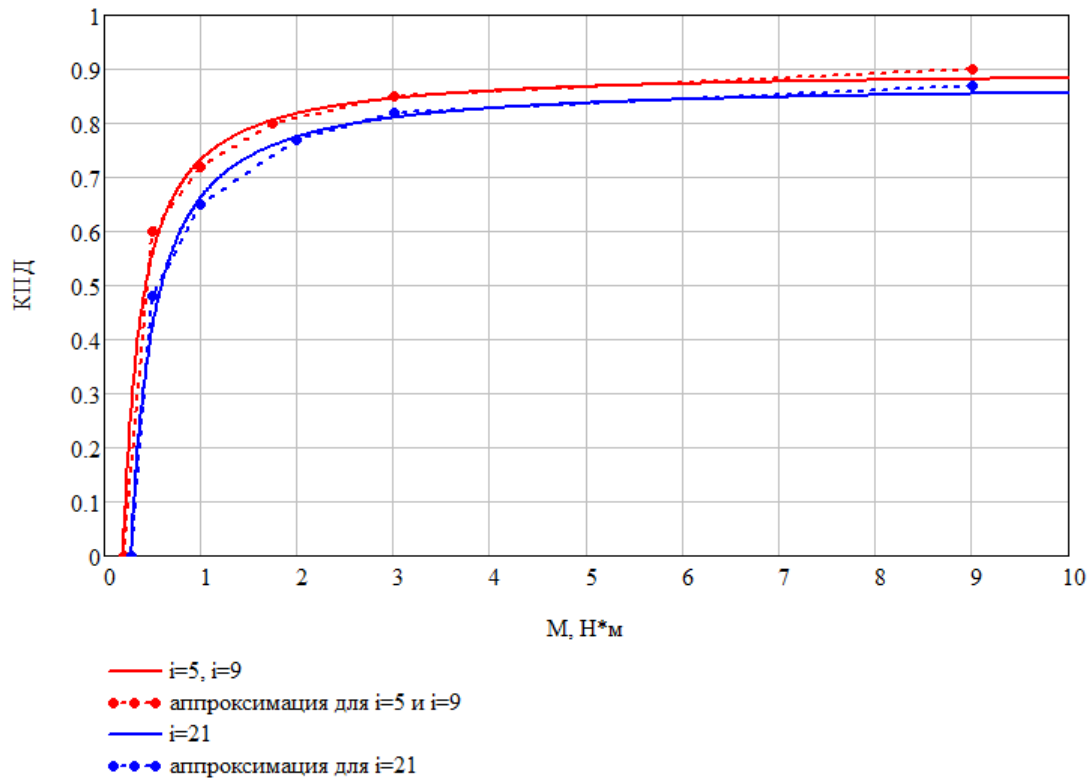


Рис. 1. Характеристики редуктора

С учетом передаточного отношения и КПД редуктора момент на выходном валу связан с моментом на валу электродвигателя следующим образом:

$$M_{\text{вых}} = M_{\text{эд}} \cdot i \cdot \eta_p \quad 7)$$

где: $M_{\text{вых}}$ – момент на выходном валу редуктора,

i – передаточное отношение редуктора,

η_p – КПД редуктора.

КПД всей передачи можем записать как:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{M_{\text{вых}} \cdot n_{\text{вых}}}{U \cdot I} \quad 8)$$

На рис. 4, 5, 6 представлены поля характеристик при значениях передаточных отношений $i=5, i=9, i=21$. Сплошные изолинии разделяют соответствуют значениям КПД. Пунктирные изолинии соответствуют значениям полезной мощности. Белым цветом обозначены области, работа передачи в которых невозможна по причине ограничения максимального момента редуктора.

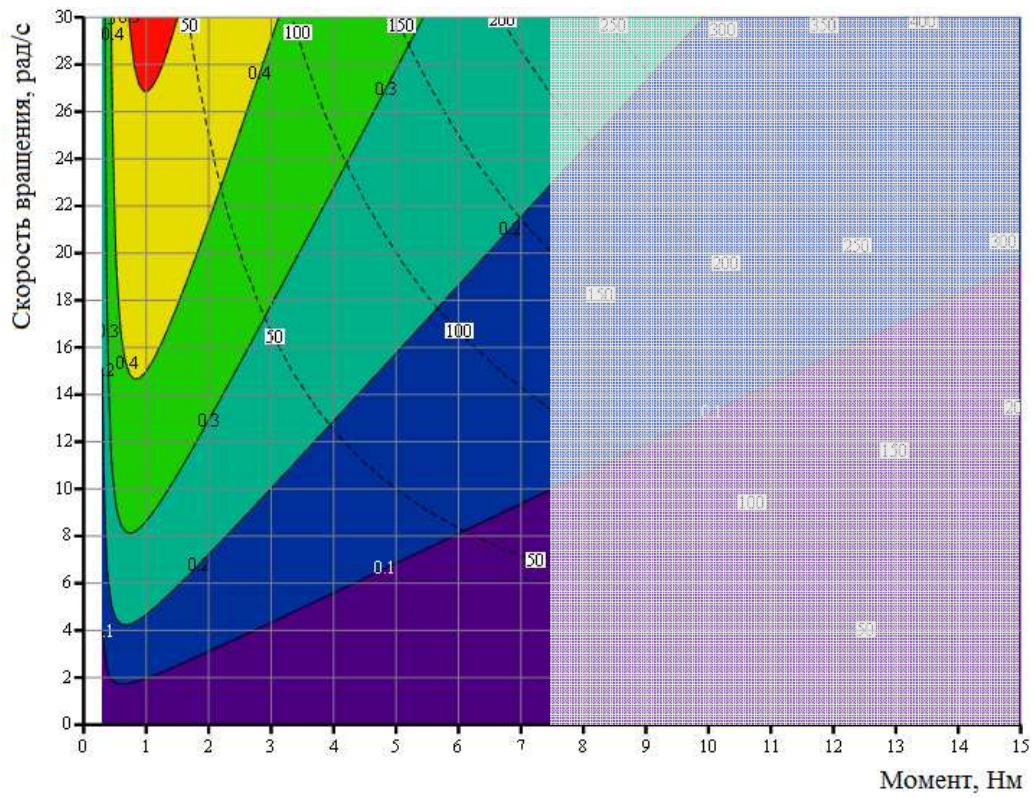


Рис. 2. Поле характеристик при $i=5$

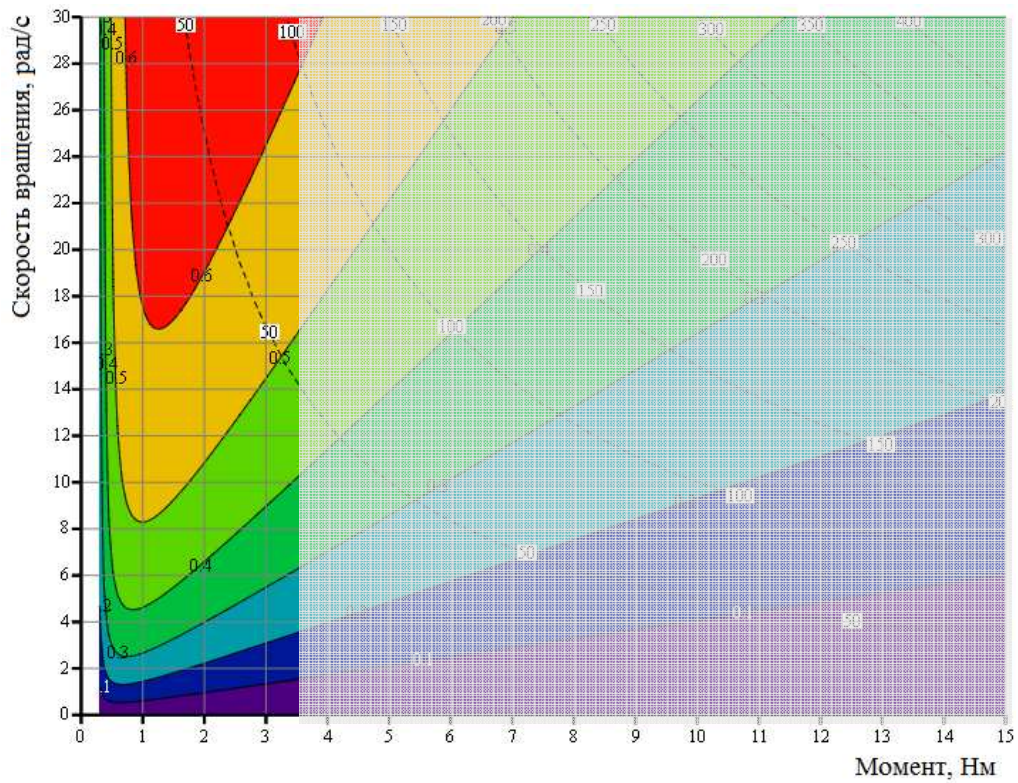


Рис. 5. Поле характеристик при $i=9$

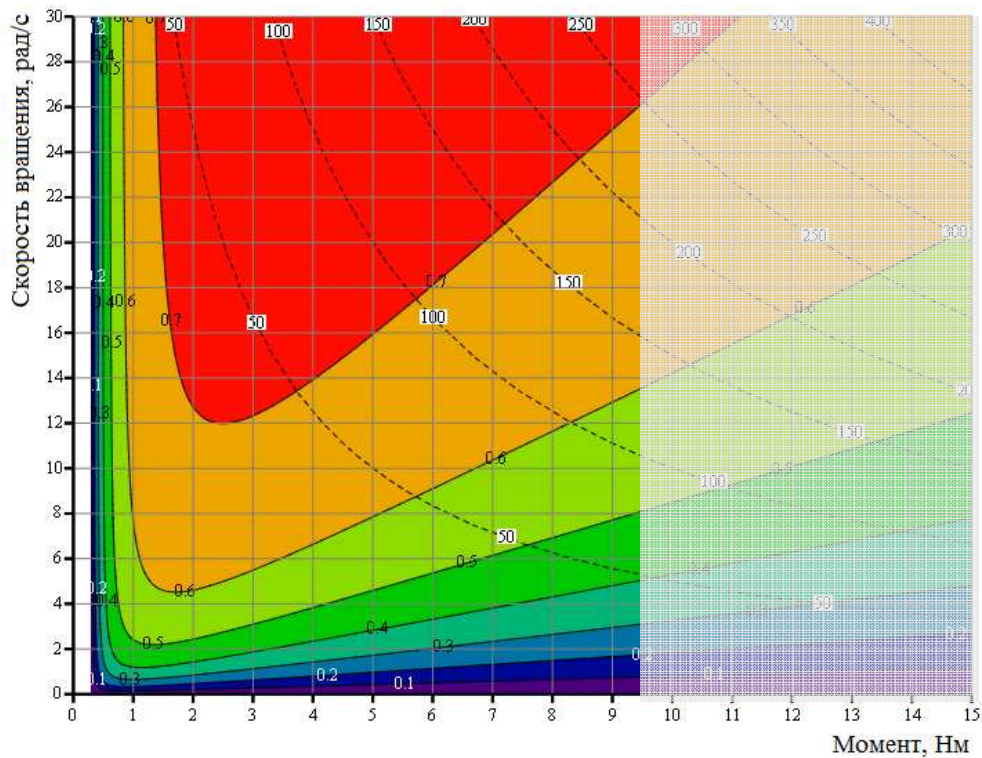


Рис. 6. Поле характеристик при $i=21$

Описание гидравлической передачи

В состав гидравлической передачи входят аксиально-поршневой насос ТРН-080 фирмы Такако и вновь разрабатываемый поворотный гидродвигатель.

Для определения КПД поворотного гидродвигателя необходимо рассчитать утечки по зазорам между сопрягаемыми деталями. Схема для расчета утечек показана на рис. 7.

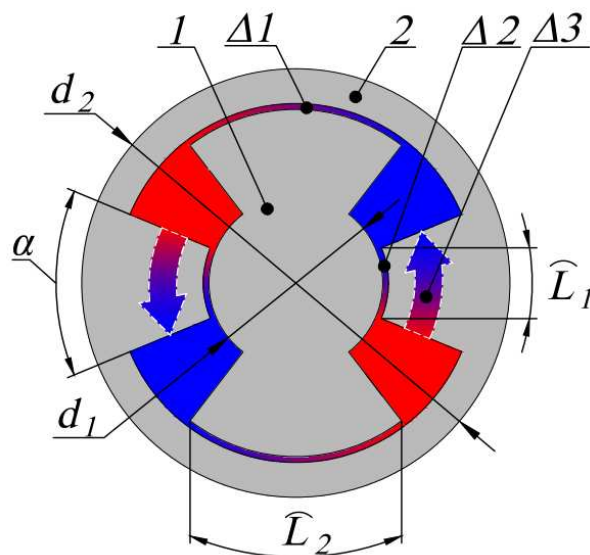


Рис. 7. Схема для расчета утечек в гидроквadrante

Красным цветом показаны полости с высоким давлением, синим – полости с низким давлением. Выноской 1 обозначен поворотный разделяющий элемент, выноской 2 – корпус с секторами. Утечка жидкости происходит в радиальных зазорах $\Delta 1$ и $\Delta 2$, а также в торцевых зазорах $\Delta 3$ (показано белыми пунктирными стрелками). Ширина рабочей камеры квадранта равна B .

Величина утечки в малом зазоре может быть рассчитана по формуле [4]:

$$Q_{ут} = \frac{1}{12} \cdot \frac{\Delta p \cdot B \cdot \delta^3}{\mu \cdot L} \quad 9)$$

где: Δp – перепад давлений, под которым происходит утечка,

B – ширина зазора,

δ – величина зазора,

μ – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости,

L – длина зазора.

Утечка в зазоре $\Delta 1$ определяется следующим образом:

$$Q_{ут1} = \frac{1}{12} \cdot \frac{\Delta p \cdot B \cdot \delta_1^3}{\mu \cdot L_1} \quad 10)$$

Утечка в зазоре $\Delta 2$ определяется следующим образом:

$$Q_{ут2} = \frac{1}{12} \cdot \frac{\Delta p \cdot B \cdot \delta_2^3}{\mu \cdot L_2} \quad 11)$$

В зазоре $\Delta 3$ ширина переменная, поэтому необходимо проинтегрировать:

$$Q_{ут3} = \int_{\frac{d_1}{2}}^{\frac{d_2}{2}} \frac{1}{12} \cdot \frac{\Delta p \cdot \delta_3^3}{\mu \cdot r \cdot \alpha_2} dr \quad 12)$$

Перепад давлений в полостях определяется моментом на выходном валу (обозначения величин приведены на рис. 7):

$$\Delta p = \frac{4 \cdot M_{вых}}{(d_2^2 - d_1^2) \cdot B} \quad 13)$$

Расход жидкости через гидродвигатель зависит от скорости вращения выходного вала:

$$Q_{гд} = n_{вых} \cdot \frac{B}{4} \cdot (d_2^2 - d_1^2) \quad 14)$$

КПД насоса взят из заявленных производителем характеристик [5]. На рис. 8 точками показаны табличные данные, а сплошной линией – их аппроксимация степенной функцией.

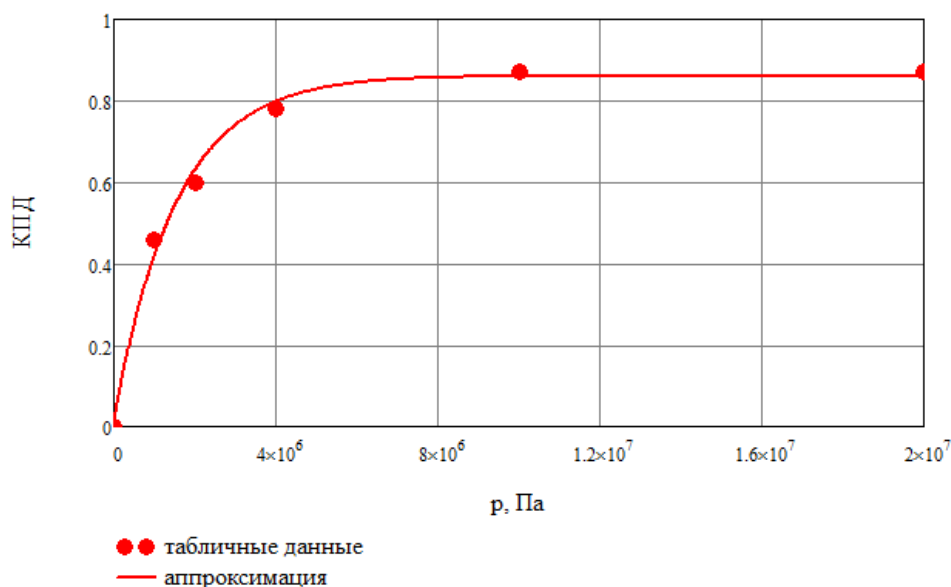


Рис. 8. КПД насоса

Целесообразно применить регулируемый насос для достижения плавного изменения суммарного передаточного отношения. В этом случае нужно ввести величину – параметр регулирования:

$$\varepsilon = \frac{V_0}{V_{0_{max}}} \quad (15)$$

где: V_0 – текущий рабочий объем насоса,

$V_{0_{max}}$ – максимальный рабочий объем насоса.

С учетом параметра регулирования и КПД насоса выражение для момента на валу насоса запишется следующим образом:

$$M_n = \frac{\varepsilon \cdot V_0 \cdot \Delta p}{\eta_n} \quad (16)$$

Скорость вращения вала электродвигателя равна скорости вращения вала насоса и определяется необходимой подачей гидродвигателя и утечками:

$$n_{эд} = \frac{Q_{гд} + Q_{ут\leq\sigma}}{\varepsilon \cdot V_0 \cdot \eta_{об}} \quad (17)$$

где: $\eta_{об}$ – объемный КПД насоса.

Электродвигатель был описан выше соотношениями (1)-(6).

Суммарный КПД передачи запишем в виде:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{M_{\text{БВК}} \cdot n_{\text{БВК}}}{U \cdot I} \quad 18)$$

На рисунках представлены поля характеристик при значениях параметра регулирования $\varepsilon = 1$, $\varepsilon = 0,75$ и $\varepsilon = 0,32$, что соответствует передаточным отношениям $i=6$, $i=9$, $i=21$. ε

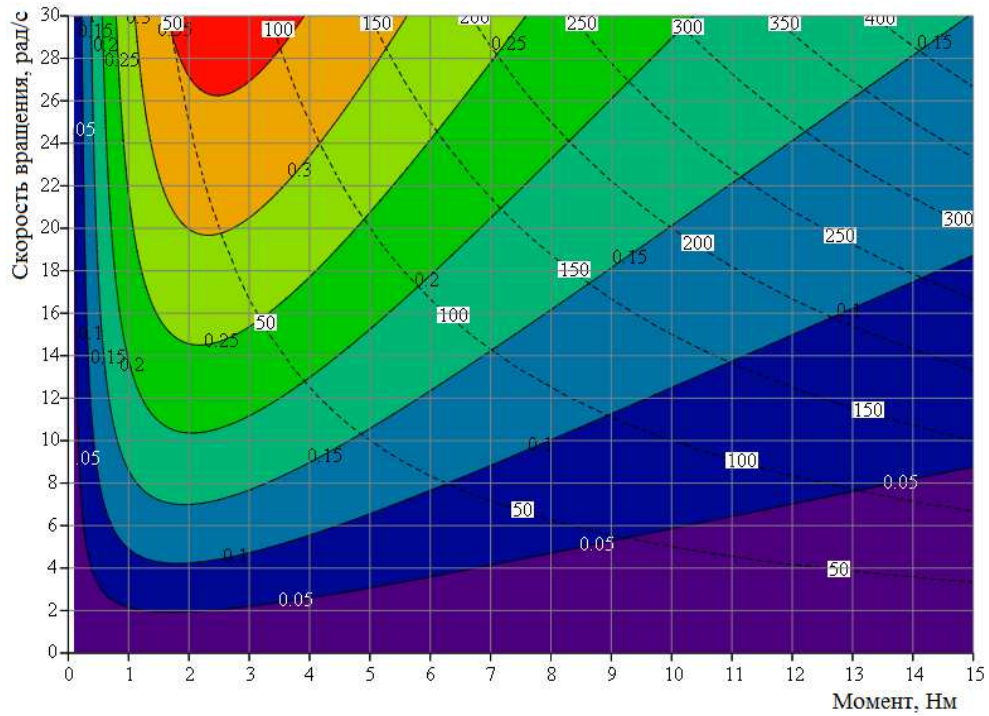


Рис. 9. Поле характеристик при $\varepsilon=1$

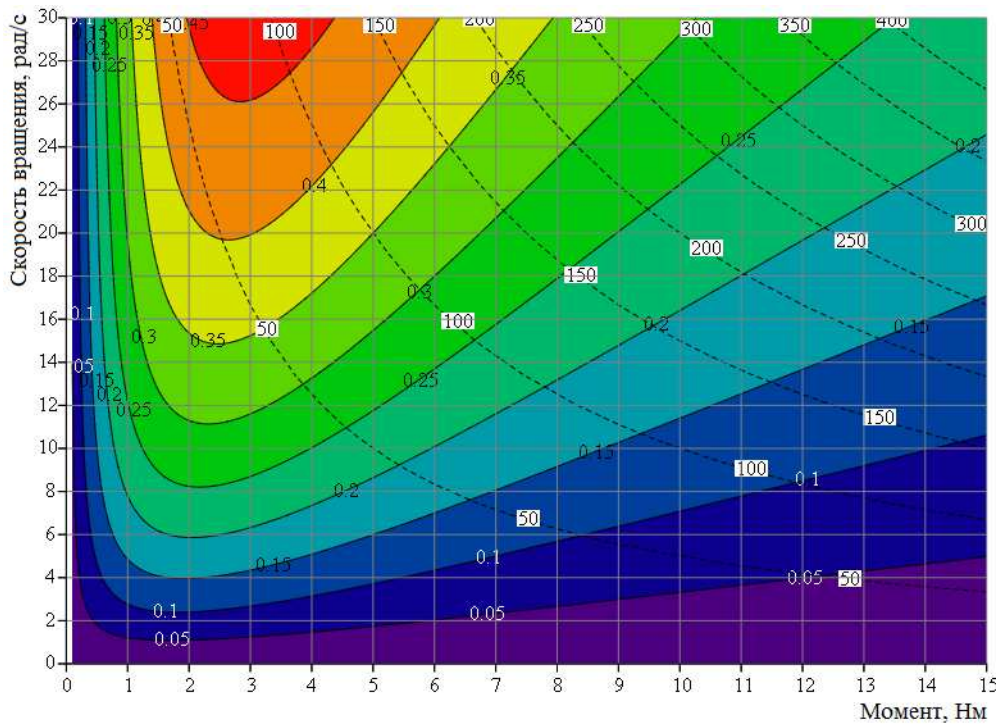


Рис. 10. Поле характеристик при $\varepsilon=0,75$

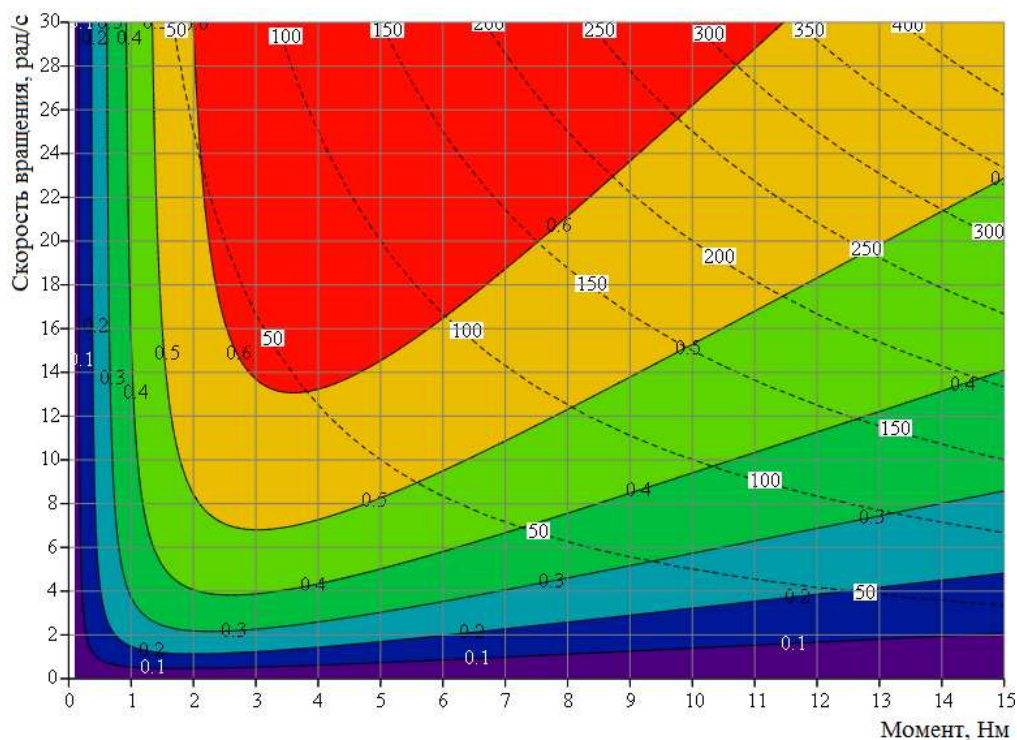


Рис. 11. Поле характеристик при $\epsilon=0,32$

Анализируя представленные на рисунках 4-6 и 9-11 характеристики, можно сделать вывод, что в целом гидравлическая передача несколько уступает по КПД (на величину до 10%) механической в области малых моментов и примерно равна ей в области больших моментов.

В процессе работы привода возможны ситуации, в которых необходимо развить максимальный крутящий момент. Например, при заклинивании выходного вала или при необходимости движения с максимальным ускорением. При этом требования по затратам энергии оказываются вторичными. Передача с редуктором имеет фиксированное передаточное отношение и ограниченный максимальный момент на выходном валу. В гидравлической передаче за счет изменения рабочего объема насоса можно бесступенчато изменять передаточное отношение в широких пределах, и максимальный момент одинаково достижим из любого состояния.

Подводя итог, можно сказать, что гидравлическая передача имеет существенные функциональные преимущества по сравнению с редуктором, но несколько уступает ему по энергоэффективности.

Также нужно отметить, что вышеприведенные результаты справедливы для работы передачи в установившемся режиме. Затраты энергии в режиме разгона и торможения следует оценивать отдельно.

Список литературы

1. Sumair Sunny, Sunny Pawar, Siddhesh Ozarkar, Sandeepan Biswas. Hydrostatic transmissions as an alternative to conventional gearbox// International Journal of Research in Engineering and Technology. - 2014. Vol. 03. № 05. – P. 136-142.
2. Maxon academy [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/service-academy-motor> (дата обращения: 05.11.2014).
3. HPG Series Quick Connect Harmonic Planetary® Gearheads [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://harmonicdrive.net/products/gearheads/hpg-quickconnect/> (дата обращения: 05.11.2014).
4. S. Helduser. Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen: Umdruck zur Vorlesung Teil 1: Hydraulik. Technische Universitaet Dresden. 2009. S. 2-23.
5. Small Axial Piston Pump [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.takako-inc.com/english/products/pump.html> (дата обращения: 05.11.2014).

Рецензенты:

Шумилов И.С., д.т.н., профессор, ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г.Москва;

Вельтищев В.В., д.т.н., заведующий кафедрой «Подводные роботы и аппараты», ФГБОУ ВПО Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, г.Москва.