

*У статті розглянуто питання проведення експериментального дослідження робочого процесу одноступінчатого триколісного гідротрансформатора типу Allison у зоні доквадратичного опору графіка ВТІ. Також запропонована послідовність, котра дозволяє визначати значення коефіцієнтів гідравлічних втрат тертя  $\lambda=f(i)$  з метою проведення уточнення отриманих значень основних параметрів роботи гідротрансформатора*

*Ключові слова: гідротрансформатор, експериментальні дослідження, число Рейнольдса, коефіцієнт гідравлічних втрат тертя*

*В статье рассмотрен вопрос проведения экспериментального исследования рабочего процесса одноступенчатого трехколесного гидротрансформатора типа Allison в зоне доквадратичного сопротивления графика ВТИ. Также предложена последовательность, которая позволяет определять значения коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda=f(i)$  для проведения уточнения полученных значений основных параметров работы гидротрансформатора*

*Ключевые слова: гидротрансформатор, экспериментальные исследования, число Рейнольдса, коэффициент гидравлических потерь трения*

# ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОПРЕДЕЛЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГИДРОТРАНСФОР- МАТОРА В УСЛОВИЯХ НЕДОСТАТОЧНОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

**В. М. Соловьев**

Кандидат технических наук,  
инженер-конструктор 1 категории

Государственное предприятие

«Харьковское конструкторское бюро  
по машиностроению им. А.А. Морозова»

ул. Плехановская, 126, г. Харьков, Украина, 61001

E-mail: morozov@morozov.com.ua

## 1. Введение

Благодаря таким положительным качествам, как автоматическое бесступенчатое изменение величины коэффициента трансформации в зависимости от нагрузки на ведомом валу, отсутствие жесткой связи между ведущим и ведомым звеньями, увеличение срока службы двигателя и трансмиссии, гидродинамические трансформаторы получили широкое распространение в приводах и трансмиссиях машин широкого спектра назначения.

Одним из важнейших этапов в задаче разработки и внедрения отечественных гидротрансформаторов является практический эксперимент, заключающийся в проведении стендовых и натурных испытаний.

## 2. Постановка проблемы, цель и задачи исследования

Методологически экспериментальное определение основных параметров внешней характеристики гидротрансформатора не представляет особой сложности и осуществляется путем постепенного увеличения/уменьшения величины крутящего момента на валу турбинного колеса при постоянной частоте вращения насосного колеса, с одновремен-

ным фиксированием показаний рабочего процесса на установившихся режимах работы. Однако практическое решение этого вопроса зачастую вызывает ряд затруднений, связанных с теми или иными особенностями стендового оборудования. Одним из таких затруднений может стать отсутствие необходимой величины мощности на валу насосного колеса.

Отсутствие необходимой мощности привода может привести к снижению значений чисел Рейнольдса и соответствующему переходу режима движения рабочей жидкости в область доквадратичного сопротивления. Также отсутствие необходимой мощности делает невозможным проведение комплексных испытаний гидротрансформатора на прочность.

Представленная работа посвящена решению задачи выбора оптимальных значений частоты вращения приводного двигателя  $n_1$  и величины передаточного отношения  $i$  в условиях недостаточной мощности приводного двигателя. Также рассмотрен вопрос проведения моделирования рабочего процесса гидротрансформатора в зоне доквадратичного течения рабочей жидкости с определением величин коэффициентов гидравлического трения  $\lambda=f(i)$ , предназначенных для уточнения полученных экспериментальных данных.

### 3. Расчет основных параметров, ввод ограничений и нахождение решения

Требования, предъявляемые к проведению стендовых испытаний гидротрансформаторов, регламентируются [1].

Двумя основными аспектами, которые имеют место при проведении экспериментального моделирования рабочего процесса гидротрансформатора в рассматриваемых условиях, являются:

- значение величины максимальной мощности, которая развивается приводным двигателем,  $N_1$ ;
- соответствие, по возможности, чисел Рейнольдса движущегося в межлопаточных каналах гидротрансформатора потока, зоне квадратичного сопротивления (зоне автономности) графика ВТИ (графика Никурадзе) [2, 3] для исключения влияния изменения коэффициента гидравлических потерь трения  $\lambda$  на фиксируемые параметры работы гидротрансформатора.

В качестве примера проведения расчета выберем одноступенчатый трехколесный гидротрансформатор с центростремительным турбинным колесом (тип Allison) с активным диаметром  $D_a=0,38$  м.

#### 3.1 Расчет и ввод ограничения величиной максимальной потребляемой мощности

Воспользовавшись методикой [4], с учетом [5 – 10], на основе использования усовершенствованного уравнения баланса гидравлической энергии в безразмерном виде [8], путем задания геометрических параметров лопаточных систем гидротрансформатора, определим численные значения внутренних и внешних параметров в зависимости от режима работы.

На основании полученных значений величин гидравлического крутящего момента насосного  $M_{1Г}$  и турбинного  $M_{2Г}$  колес, выполним расчет мощностей насосного  $N_1$  и турбинного  $N_2$  колес:

$$N_1 = M_1 \cdot \omega_1 = \frac{M_{1Г} \cdot \omega_1}{\eta_{мех_1}}, \tag{1}$$

$$N_2 = M_2 \cdot \omega_2 = \frac{M_{2Г} \cdot \omega_2}{\eta_m} = \frac{M_{2Г} \cdot \omega_1 \cdot i}{\eta_{мех_2}}, \tag{2}$$

где  $M_1$  и  $M_2$  – механические моменты соответственно насосного и турбинного колес, Н·м;

$\eta_{мех_1}$  и  $\eta_{мех_2}$  – коэффициент полезного действия, учитывающий механические потери энергии соответственно для насосного и турбинного колес;

$\omega_1$  – угловая скорость вращения насосного колеса:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}, \tag{3}$$

где  $n_1$  – частота вращения насосного колеса, мин<sup>-1</sup>.

В результате расчета по уравнениям (1 – 3) для фиксированного значения частоты вращения насосного колеса  $n_1=const$ , построим график изменения  $N_n=f(i)$  (рис. 1). Анализ рис. 1 показывает, что мощность насосного колеса гидротрансформатора  $N_1$ , в рассматриваемом диапазоне изменения передаточного

отношения, больше мощности турбинного колеса  $N_2$ . Таким образом, поскольку при изменении частоты вращения  $n_1$  данное соотношение мощностей будет сохраняться, для дальнейшего рассмотрения как функцию наибольшего значения выберем мощность насосного колеса  $N_1$ .

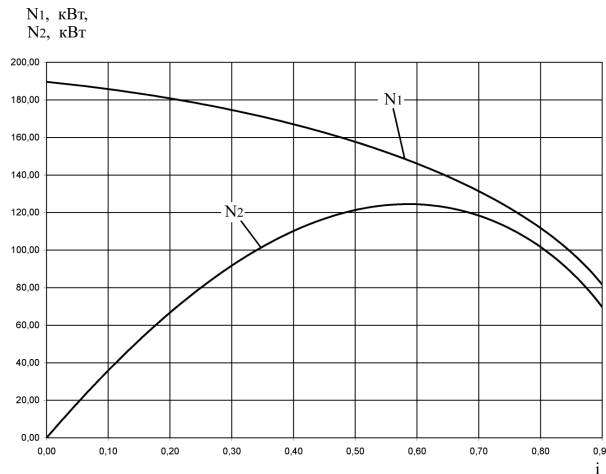


Рис. 1. Изменение величин мощности насосного  $N_1$  и турбинного  $N_2$  колес в зависимости от передаточного отношения  $i$ , полученные при частоте вращения насосного колеса  $n_1=1700$  мин<sup>-1</sup>

Для проведения расчета значений  $N_1=f(i, n_1)$  удобно использовать коэффициенты крутящего момента  $\lambda_1 \cdot \gamma=f(i)$ , полученные из уравнения:

$$M_4 = \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_1^2 \cdot D^5, \text{ откуда} \tag{4}$$

$$\lambda_1 \cdot \gamma = \frac{M_1}{n_1^2 \cdot D^5}, \tag{5}$$

где  $\gamma$  – удельная плотность рабочей жидкости:

$$\gamma = \rho \cdot g,$$

где  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;

$D_a$  – активный диаметр гидротрансформатора,  $D_a=0,38$  м.

Подставив значения  $(\lambda_1 \cdot \gamma)=f(i)$  в уравнение (4), задав диапазоны изменения частоты вращения насосного колеса  $n_1=1100...1900$  мин<sup>-1</sup> и передаточного отношения  $i=0...0,9$ , получим распределение  $M_1=f(i, n_1)$ . В дальнейшем, подставив значения моментов насосного колеса  $M_1$  в уравнение (1), получим распределение величин мощности насосного колеса  $N_1$  в зависимости от частоты вращения  $n_1$  и передаточного отношения  $i$  (рис. 2).

Проведя наложение ограничения величиной максимальной развиваемой приводным двигателем мощности  $N_{1max} \leq 175$  кВт, получим (рис. 3):

На рис. 3 граничное значение мощностей показано в виде штриховой изолинии, заштрихованная область является полем существования  $N_1 \leq N_{1max}$  соотношения  $n_1$  и  $i$ , незаштрихованное поле – область, не отвечающая заданному условию ограничения.

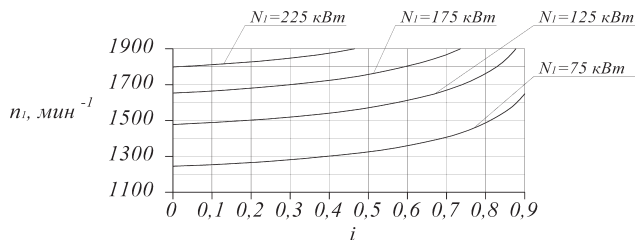


Рис. 2. Изолинии поверхности значений мощности на насосном колесе  $N_1$  в зависимости от значений передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$

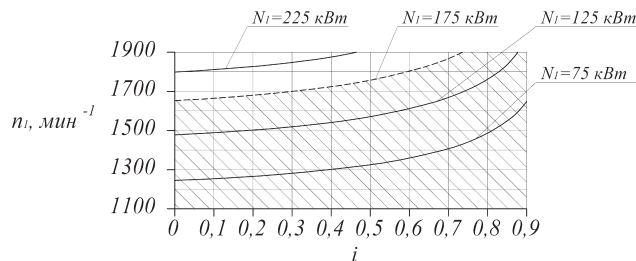


Рис. 3. Изолинии поверхности значений мощности на насосном колесе  $N_1$  в зависимости от значений передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$  после наложения ограничения  $N_1 \leq 175$  кВт

### 3.2. Расчет и ввод ограничения величиной минимального числа Рейнольдса

Из треугольников скоростей определим значения относительных скоростей:

$$W_{11} = \sqrt{Cm_{11}^2 + (U_{11} - Cu_{11})^2}, \quad (6)$$

$$W_{21} = \sqrt{Cm_{21}^2 + (Cu_{21} - U_{21})^2}, \quad (7)$$

для лопаток насосного колеса, загнутых вперед

$$W_{12} = \sqrt{Cm_{12}^2 + (Cu_{12} - U_{12})^2}, \quad (8)$$

$$W_{22} = \sqrt{Cm_{22}^2 + (U_{22} - Cu_{22})^2}, \quad (9)$$

$$W_{13} = \sqrt{Cm_{13}^2 + Cu_{13}^2}, \quad (10)$$

$$W_{23} = \sqrt{Cm_{23}^2 + Cu_{23}^2}, \quad (11)$$

где  $Cm_{mn}$  – меридиональная проекция вектора абсолютной скорости, м/с;

$Cu_{mn}$  – окружная проекция вектора абсолютной скорости, м/с;

$U_{mn}$  – окружная скорость, м/с;

$m$  – индекс, обозначающий: 1 – вход в лопаточную систему, 2 – выход из лопаточной системы;

$n$  – индекс, обозначающий лопаточное колесо: 1 – насосное колесо, 2 – турбинное колесо, 3 – колесо реактора.

Гидравлические радиусы межлопаточных каналов гидротрансформатора на входе и выходе из лопаточных колес [3]:

$$d_{r\_mn} = \frac{4 \cdot F_{mn}}{\chi_{mn}}, \quad (12)$$

где  $F$  – площадь сечения потока,  $m^2$ ;

$\chi$  – смоченный периметр сечения потока, м.

Зная величины относительных скоростей  $W_{mn}$  и гидравлических радиусов  $d_{r\_mn}$ , выполним расчет чисел Рейнольдса [3]:

$$Re_{mn} = \frac{W_{mn} \cdot d_{r\_mn}}{\nu}, \quad (13)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $m^2/c$ ; для масла АРИАН ЕМТ-8 при температуре  $t=100$  °С,  $\nu=(8...9) \cdot 10^{-6} m^2/c$ .

С соответствии с графиком ВТИ [2, 3] уменьшение чисел Рейнольдса может вызвать переход параметров потока в гидротрансформаторе из зоны квадратичного сопротивления (зоны автомодельности) в зону докватричного сопротивления и соответствующему росту коэффициента гидравлических потерь трения  $\lambda$ , что в свою очередь вызовет снижение общего КПД и приведет к искажению экспериментально определяемых параметров работы гидротрансформатора.

Выполним расчет величин числа  $Re_{mn}$  при фиксированном значении частоты вращения насосного колеса  $n_1$ . Результат расчета функции  $Re_{mn}=f(i)$  представлен на рис. 4.

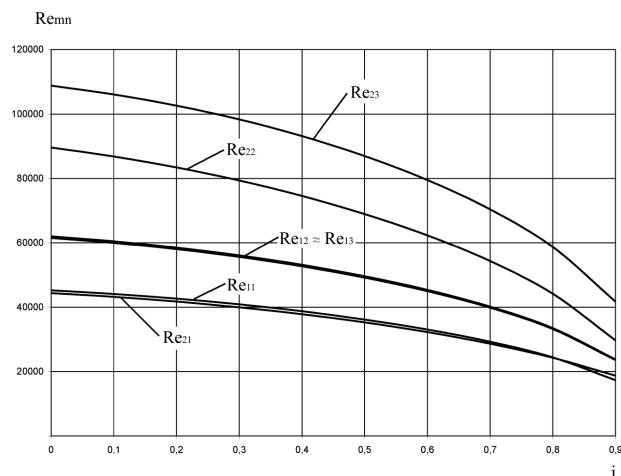


Рис. 4. Изменение чисел Рейнольдса в зависимости от передаточного отношения  $i$  при частоте вращения насосного колеса  $n_1=1700$   $min^{-1}$

Анализ представленных на рис. 4 результатов показывает, что наименьшие значения чисел Рейнольдса наблюдаются на входе и выходе из насосного колеса  $Re_{11}$  и  $Re_{21}$ , что характеризует эти области как наиболее вероятные места увеличения коэффициента потерь трения  $\lambda$ . Поскольку при изменении частоты вращения  $n_1$  соотношение чисел Рейнольдса будет сохраняться, для последующих расчетов в качестве наименьшего значения числа  $Re$  потока движущейся

в гидротрансформаторе рабочей жидкости примем значение  $Re_{21}$ .

В дальнейшем, приняв диапазоны изменений  $n_1=1100...1900 \text{ мин}^{-1}$  и  $i=0...0,9$  (аналогично взятым ранее), и используя уравнение (7) проведем расчет поверхности значений  $W_{21}=f(i, n_1)$ . Затем, используя уравнения (12, 13), выполним расчет и получим распределение чисел Рейнольдса в зависимости от передаточного отношения и частоты вращения насосного колеса (рис. 5).

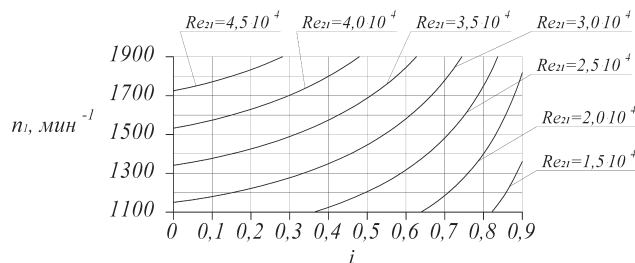


Рис. 5. Изолинии поверхности значений числа Рейнольдса  $Re_{21}$  в зависимости от значений передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$

Расчет значений величин относительной гладкости проведем по соотношению  $\frac{d_{r\_mn}}{\Delta}$ , где  $\Delta$  – высота шероховатости (для литых алюминиевых поверхностей примем  $\Delta=0,0001\text{м}$ ). Результат расчета представлен в табл. 1.

Таблица 1

Расчет величин относительной гладкости

Сечение, мм	$\frac{d_{r\_mn}}{\Delta}$
11	248,7
21	265,3
12	275,5
22	281,2
13	359,1
23	353,1

В соответствии с полученными результатами (табл. 1), нанесем на график ВТИ в виде затемненной области диапазон минимального и максимального значений коэффициентов относительной гладкости  $\frac{d_r}{\Delta}$  (рис. 6).

Сопоставив данные, представленные на рис. 5, 6, можно увидеть, что для заданных параметров относительной гладкости наибольшие показатели величины  $Re_{21}$ , имеющие значения порядка 45 000, лежат вне области  $Re \geq 160\ 000$  зоны автомодельности графика ВТИ. Таким образом, в условиях заданного ограничения мощности  $N_{1max} \leq 175 \text{ кВт}$  проведение экспериментального моделирования рабочего процесса рассматриваемого гидротрансформатора с обеспечением условия работы в зоне автомодельности для всех сечений потока в диапазоне передаточного отношения  $i=0...0,9$  не представляется возможным.

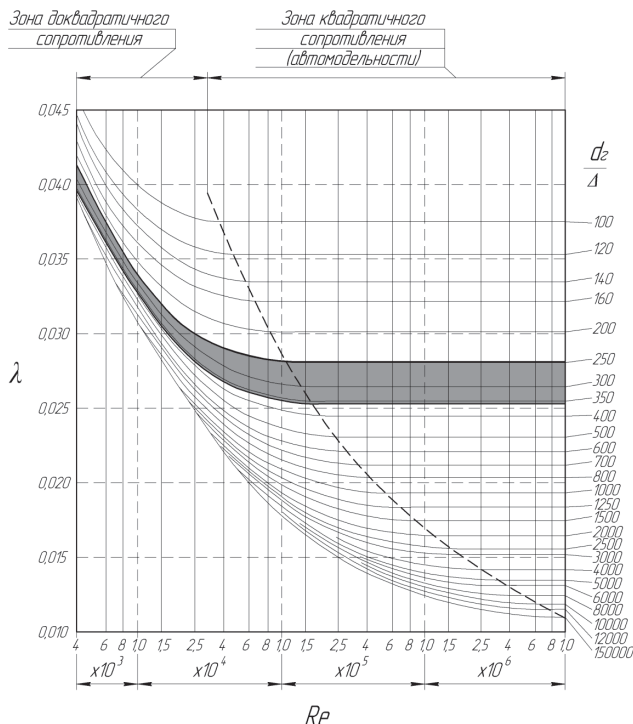


Рис. 6. График ВТИ с нанесенным в виде затемненной области диапазоном значений коэффициентов относительной гладкости  $\frac{d_r}{\Delta}$  для рассматриваемого случая

Рассмотрим вариант проведения экспериментального моделирования рабочего процесса гидротрансформатора в зоне доквадратичного сопротивления, с последующим нахождением соответствующих значений коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda$ , с целью их дальнейшего использования при пересчете экспериментально полученных данных.

Исключим из результатов расчета те режимы работы, при которых отмечаются малые значения чисел  $Re$ , введя ограничение  $Re_{21} \geq 25000$  (рис. 7). Граничное значение числа Рейнольдса показано в виде штриховой изолинии, штриховкой отмечена область решения  $Re_{21} \geq 25000$  соотношений  $n_1$  и  $i$ , незаштрихованное поле – область, не отвечающая заданному условию.

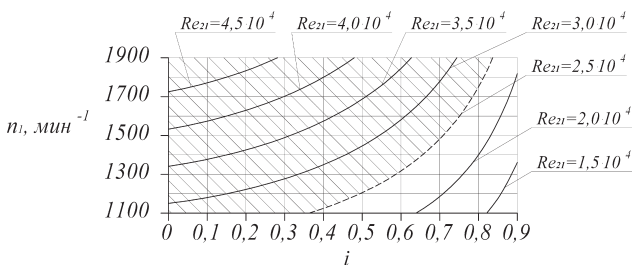


Рис. 7. Изолинии поверхности значений числа Рейнольдса  $Re_{21}$  в зависимости от значений передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$ , после наложения ограничения  $Re_{21} \geq 25000$

### 3.3. Ввод ограничения по резонансной частоте вращения

При проведении стендовых экспериментальных исследований гидротрансформатора возможна ситу-

ация, при которой происходит совпадение частотных характеристик работающего гидротрансформатора и стенового оборудования, их взаимное вхождение в частотный резонанс с последующей нестабильной работой. Поэтому в качестве дополнительного ограничения введем диапазон частоты вращения насосного колеса, при котором происходит вхождение в резонанс:  $n_{1p}=1500\pm 50 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 8).

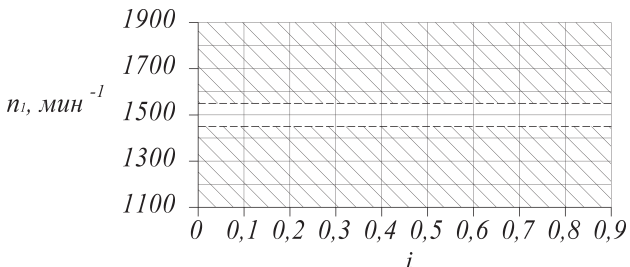


Рис. 8. Результат ограничения по резонансной частоте вращения  $n_{1p}=1500\pm 50 \text{ мин}^{-1}$  на поверхность значений переменных - передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$

**3.4. Определение рабочих диапазонов  $i$  и  $n_1$  и проведение экспериментального исследования**

Сопоставив границы трех ограничений, представленных на рис. 3, 7, 8, и нанеся области положительного решения на поверхность соотношений  $n_1$  и  $i$ , выберем участки решений (рис. 9).

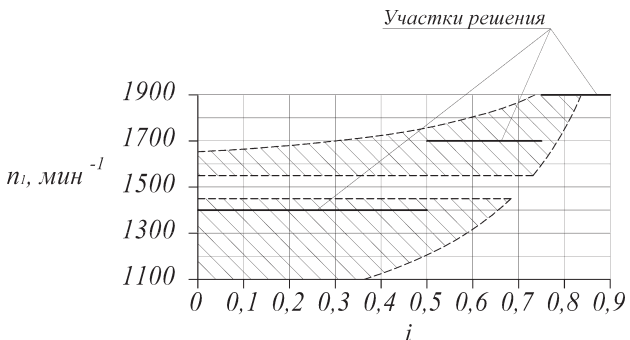


Рис. 9. Наложение ограничений и выбор участков передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$

На рис. 9 области существования положительного решения (отмечены штриховкой), в виде отрезков отметим три участка, охватывающих область значений передаточного отношений от  $i=0$  до  $i=0,9$ :

- а)  $n_1=1400 \text{ мин}^{-1}$  соответствует диапазону  $i=0\ldots 0,5$ ;
- б)  $n_1=1700 \text{ мин}^{-1}$  соответствует диапазону  $i=0,5\ldots 0,75$ ;
- в)  $n_1=1900 \text{ мин}^{-1}$  соответствует диапазону  $i=0,75\ldots 0,9$ .

Для выбранных участков проведем экспериментальное определение основных параметров внешней характеристики гидротрансформатора – моментов насосного  $M_1$  и турбинного  $M_2$  колес в зависимости от передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$ . В результате аппроксимации экспериментальных данных полиномами шестой степени с величиной достоверности  $R^2=0,995$  для значений

момента насосного колеса  $M_1$  и  $R^2=0,999$  для значений момента турбинного колеса  $M_2$  были получены данные, представленные на рис. 10.

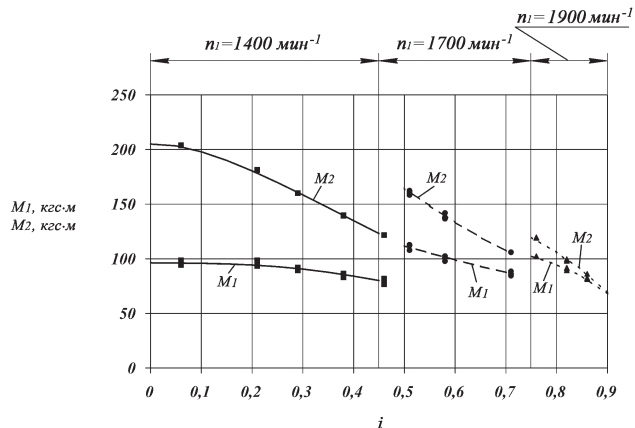


Рис. 10. Результат экспериментального определения моментов насосного  $M_1$  и турбинного  $M_2$  колес в зависимости от передаточного отношения  $i$  и частоты вращения насосного колеса  $n_1$ , полученный на стенде в ГП «ХКБМ»

**3.5. Определение значений коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda=f(i)$**

Проведем расчет чисел Рейнольдса в соответствующих сечениях потока для выбранных участков решения с последующим наложением результата на график ВТИ для определения величин коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda$  (табл. 2).

Проведя наложение чисел Рейнольдса на соответствующие кривые относительной гладкости графика ВТИ (рис. 11), где заштрихованная область отмечает диапазон значений коэффициентов относительной гладкости  $\frac{d_r}{\Delta}$ , можно заметить сравнительно высокие значения коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda$  на участках  $i=0,7\ldots 0,9$  при сопоставлении с участками  $i=0\ldots 0,7$  во всех сечениях потока.

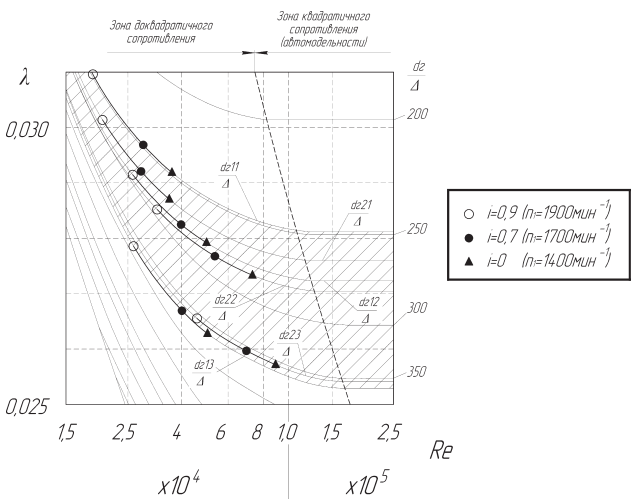


Рис. 11. Наложение рассчитанных чисел  $Re_{mn}$  на график ВТИ

Таблица 2

Результат расчета чисел Рейнольдса для выбранных участков решения

$n_1, \text{мин}^{-1}$	$i$	Re11	Re21	Re12	Re22	Re13	Re23
1400	0	37236,44	36515,02	50661,89	73795,37	51091,77	89612,16
	0,1	36297,80	35561,46	49384,82	71495,23	49803,86	87353,25
	0,2	35105,63	34355,00	47762,81	68693,84	48168,09	84484,20
	0,3	33641,33	32881,07	45770,57	65354,54	46158,95	80960,26
	0,4	31874,57	31115,95	43366,81	61417,53	43734,79	76708,43
1700	0,5	29756,91	29022,90	40485,64	56787,35	40829,17	71612,13
	0,6	33038,84	32232,78	44950,85	62300,94	45332,27	79510,33
1900	0,7	29247,00	28642,27	39791,88	54270,30	40129,52	70384,98
	0,75	30164,65	29697,87	41040,39	55370,86	41388,63	72593,38
	0,8	27257,23	27123,74	37084,71	49330,52	37399,38	65596,47
	0,9	19337,75	20894,16	26309,90	33121,71	26533,15	46537,69

Это объясняется тем, что, несмотря на высокую скорость вращения насосного колеса –  $n_1=1900 \text{ мин}^{-1}$ , происходит увеличение воздействия на поток рабочей жидкости центробежных сил, которые стремятся отеснить поток к периферии и остановить его (принцип перехода гидротрансформатора на режим гидромфты). Таким образом, на участке передаточного отношения  $i=0,7...0,9$  происходит замедление относительной скорости  $W_{mn}$ , что в соответствии с уравнением (13) приводит к уменьшению значений чисел Рейнольдса  $Re_{mn}$  с переходом режима движения рабочей жидкости в область с более высокими значениями коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda$ .

В соответствии с полученными данными, представленными на рис. 11, определим значения коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda_{mn}$  для сечений потока в зависимости от величины передаточного отношения  $i$  (рис. 12). Для расчета разности между значениями параметров потока в зоне докватричного сопротивления и зоне автомодельности, на рис. 12 дополнительно нанесены значения коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda_{mn\_авт}$ , взятые для чисел Рейнольдса в зоне автомодельности:  $Re_{mn} \geq 1,75 \cdot 10^5$ .

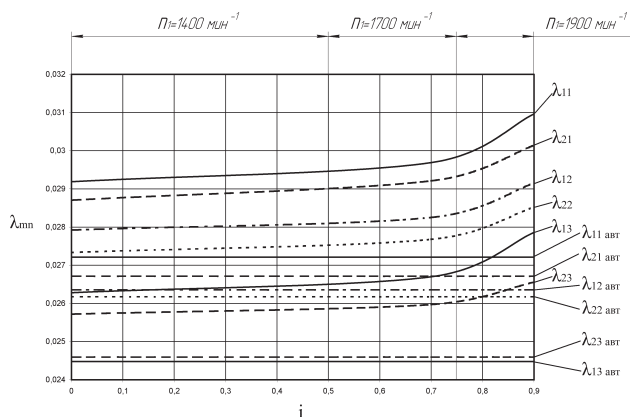


Рис. 12. Результат определения коэффициентов гидравлических потерь трения  $\lambda_{mn}$  в зависимости от передаточного отношения  $i$

Расчет значений величин гидравлических потерь трения  $h_{mn}$  для зон докватричного сопротивления и автомодельности осуществляется на основе формулы Дарси-Вейсбаха для гидротрансформаторов [3]:

$$h_{mn} = \lambda_{mn} \cdot \frac{l_n}{d_{r_{mn}}} \cdot \frac{W_{mn}^2}{2 \cdot g}, \quad (14)$$

где  $l$  – хорда лопатки, м.

Полученные данные в дальнейшем используются для уточнения экспериментальных данных.

#### 4. Выводы

1. На основе предложенного оптимизационного алгоритма проведения экспериментальных исследований гидротрансформаторов в условиях недостаточной мощности приводного двигателя, для гидротрансформатора с активным диаметром  $D_a=0,38$  м при ограничениях по величинам: максимальной мощности приводного двигателя  $N_1 \leq 175$  кВт; минимального числа Рейнольдса  $Re_{21} \geq 25000$ ; резонансной частоты вращения насосного колеса  $n_{1p}=1500 \pm 50 \text{ мин}^{-1}$ , определены три оптимальных участка по частоте вращения насосного колеса  $n_1$  и передаточному отношению  $i$ , проведен эксперимент.

2. Для уточнения экспериментальных данных, полученных при работе гидротрансформатора в зоне докватричного сопротивления графика ВТИ, предложена последовательность по определению величин гидравлических потерь трения  $\lambda_{mn}=f(i)$ .

#### Литература

- ГОСТ 17069-71 Передачи гидродинамические. Методы стендовых испытаний. – М.: Издательство стандартов, 1971. – 12 с.
- Емцев, Б. Т. Техническая гидромеханика [Текст] / Б. Т. Емцев // М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
- Степин, С. П. Гидродинамические передачи [Текст] / С. П. Степин, Е. А. Яковенко // М.: Машиностроение, 1973. – 352 с.
- Алексапольский, Д. Я. Гидродинамические передачи [Текст] / Д. Я. Алексапольский // – Л.: МашГиз, 1963. – 272 с.
- Соловьев, В. М. Введение дополнительных ограничений при оптимизации реактора гидротрансформатора [Текст] / В. М. Соловьев // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2007. – Т. 3, №3 (27). – С. 18–22.
- Химмельблау, Д. Прикладное нелинейное программирование [Текст] / Д. Химмельблау // – М.: Мир, 1975. – 536 с.
- Соловьев, В. М. Экспериментальное исследование внешних характеристик комплексного гидротрансформатора с модифицированным колесом реактора [Текст] /

- В. М. Соловьев, П. С. Завьялов, В. А. Толстолуцкий та ін. // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2011. – Т.5, № 8(53). – С. 51-55.
8. Соловьев, В. М. Математическая модель рабочего процесса гидротрансформатора [Текст] / А. И. Веретенников, В. М. Соловьев, С. В. Стримовский та ін. // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків. – 2010. – №3. – С. 50-56.
9. Сухарев, А. Г. Курс методов оптимизации. Учебное пособие [Текст] / Сухарев А. Г., Тимохов А. В., Федоров В. В. – [2-е изд.] // – М.: Физматлит, 2005. – 368 с.
10. Банди, Б. Методы оптимизации. Вводный курс [Текст] / Б. Банди // – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

*Розглянуто питання моделювання тягових електродвигунів в пакеті Simulink. Виконано аналіз методів моделювання системи електродвигун – пристрій керування. Розглянуто моделювання на основі: рівнянь Максвелла, розв'язання задачі Коші, аналізу процесів з використанням векторних діаграм та методів матричного представлення. Запропоновані моделі двигунів постійного струму, особливістю яких є врахування реальних кривих намагнічування*

*Ключові слова: модель, Simulink, електродвигун, потокозчеплення, момент, електропривод, електротранспорт*

*Рассмотрены вопросы моделирования тяговых электродвигателей в пакете Simulink. Выполнен анализ методов моделирования системы электродвигатель - устройство управления. Рассмотрено моделирование на основе: уравнений Максвелла, решения задачи Коши, анализа процессов с использованием векторных диаграмм и методов матричного представления. Предложены модели двигателей постоянного тока, особенностью которых является учет реальных кривых намагничивания*

*Ключевые слова: модель, Simulink, электродвигатель, потокозчепление, момент, электропривод, электротранспорт*

УДК 629.421 :629.405

## ДО ПИТАННЯ РОЗРОБКИ МОДЕЛЕЙ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ ТЯГОВОГО ЕЛЕКТРОПРИВОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**М. В. Хворост**

Доктор технічних наук, професор,  
професор кафедри\*

E-mail: dekanatzn@ksame.kharkov.ua

**К. О. Сорока**

Кандидат технічних наук, старший науковий  
співробітник, доцент кафедри\*

E-mail: sorokahome@rambler.ru

**А. І. Бесараб**

Інженер, старший викладач

\*Кафедра електричного транспорту

Харківський національний університет міського  
господарства ім. О.М. Бекетова  
вул. Революції, 12, м. Харків, 61002

### 1. Вступ

Одна з основних проблем електричного транспорту є зменшення енергозатратності. В електроприводах транспортних засобів переважно використовуються двигуни постійного струму. Регулювання їх швидкості здійснюється, як правило, за допомогою реостатів, що призводять до значних втрат електроенергії. Тому зменшення втрат електроенергії в системі електродвигун - пристрій регулювання є актуальним науковим завданням. Моделювання процесів в електричних машинах і електроприводах суттєво скорочує терміни наукових досліджень. Тому важливо мати математичні моделі електродвигунів для дослідження систем електроприводу транспортних засобів.

### 2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Відомі методи моделювання електричної машини на основі опису рівняннями теорії електромагнітного поля з використанням рівнянь Максвелла. Двигун представляється як узагальнений перетворювач енергії, як правило шестиполіусник, з електричною, механічною та тепловою сторонами і розглядаються процеси перетворення енергії в повітряному зазорі [1, 2].

Іншим напрямком моделювання є використання векторних діаграм. Робота двигуна представляється векторною діаграмою, аналогічно трансформатору, з тією різницею, що є рухомий ротор [3].

Найбільш поширеним є представлення моделі двигуна у вигляді електричного кола, а робочий механізм – механічної системи, з описом електромеханічних