

Днепродзержинский государственный технический университет

*Запорожский национальный технический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

Введение. В последние годы при эксплуатации промышленного транспорта целлюлозно-бумажного производства (ПТ ЦБП) непрерывной варки целлюлозы наметилась тенденция снижения выхода товарной целлюлозы из-за частых внеплановых остановок приводов роторных питателей высокого давления (ПВД). Анализ причин остановки нормальной работы ТЗС показал: 1) роторные питатели вырабатывают 40-50% своего ресурса (40-50% присадки ротора); 2) снятие питателей с эксплуатации происходит из-за невозможности компенсировать зазор в результате заклинивания, схватывания и заедания ротора относительно корпуса; 3) за последние 10-15 лет мощность двигателя на привод ротора увеличилось с 8 кВт до 40 кВт (более чем в 5 раз); 4) при компенсации зазора в ПВД появились случаи разрушения цапф крепления ротора в подшипниковых узлах; 5) компенсация зазора в ПВД стала непредсказуемой, тяжело осуществляемой и ее выполнение осуществлялось только с разрешения начальника цеха.

Постановка задачи. Целью данной работы является решение следующих задач:

- 1 – установление количественных составляющих крутящих моментов в основных узлах роторных питателей – конических трибосистемах;
- 2 – установление причин разрушения ротора ПВД;
- 3 – выяснение причин возрастания мощности привода ПВД за последние годы более, чем в 5 раз;
- 4 – облегчение компенсации зазора в ПВД;
- 5 – обеспечение полной выработки прижима ротора ПВД.

Результаты работы. В настоящее время в роторных ПВД используются двигатели постоянного тока: $P_n=40$ кВт; $U_n=440$ В; $I_n=104$ А; $n_n=1500$ мин⁻¹; тип двигателя 225 УВЗ. Изготовитель МАWD4.

Для исследования возможности влияния нагрузки на привод ротора использовались электрические характеристики. Для этого использовались уравнения равновесия ЭДС в цепи обмотки возбуждения и якоря, а также равновесия моментов на валу двигателя:

$$R_B i_B + L_B \frac{di_B}{dt} = u_B, \quad (1)$$

$$R_A i_A + C_E \Phi \Omega = u_A, \quad (2)$$

$$C_M \Phi i_A - J \frac{d\Omega}{dt} = M, \quad (3)$$

где R_B и R_A – сопротивления цепи возбуждения и цепи якоря, Ом; i_B и i_A – токи в этих цепях, А; u_B и u_A – напряжения в цепи возбуждения и цепи якоря, В; ω – число витков обмотки возбуждения; Φ – магнитный поток, Вебер; Ω – угловая частота, с⁻¹; M – момент инерции, нм; J – приведенный к валу двигателя момент инерции, кг·м²;

C_E и C_M – коэффициенты пропорциональности; L_B – индуктивность обмотки возбуждения Гн.

На основании этих уравнений по показаниям амперметра в обмотке якорной цепи двигателя судили о нагрузке на приводе ротора ПВД.

При длительной эксплуатации питателя высокого давления непрерывной варки Камюр расчетная мощность электродвигателя привода определялась по мощности на валу ротора и частоте вращения ротора по формуле

$$N = (k \cdot \Sigma T_i \pi n \cdot 10^3) / 30r, \quad (4)$$

где N – мощность электродвигателя, кВт; $k = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент установочной мощности привода; n – максимальная частота вращения ротора, мин^{-1} ; $r = r_q \cdot r_y \cdot r_n^2 = 0,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2$ ($r_q = 0,8$; $r_y = 0,96$; $r_n^2 = 0,99$) – коэффициенты полезного действия привода, червячной передачи, цилиндрической передачи и одной пары подшипников; ΣT_i – суммарный крутящий момент на валу ротора, определяемый по формуле:

$$\Sigma T_i = T_1 + T_2 + T_3 + T_4, \quad (5)$$

где T_1 – момент трения в радиальных подшипниках качения, Нм; T_2 – момент трения между щепой и поверхностями ротора и корпуса, Нм; T_3 – момент трения в сальниковых уплотнениях, Нм; T_4 – момент трения между ротором и корпусом при выполнении присадки ротора с помощью механизма присадки, который используется для компенсации критического зазора в питателе, Нм. Момент трения в радиальных подшипниках качения определяем по формуле $T_1 = G \cdot (d_{cp} / 2) \cdot f_k$, где $G = m_p \cdot g + F$ – суммарная сила, действующая на ротор, Н; f_k – коэффициент трения; m_p – масса ротора и вала, Н; g – ускорение свободного падения, м/с^2 ; F – сила, действующая на ротор от перепада между окнами загрузки и окнами сит, Н:

$$F = F_v - F_l; \quad F = P_v S_v - P_l S_l; \quad (6)$$

$$F_v = P_v \cdot L \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_v / 2); \quad (7)$$

$$F_l = P_l \cdot L \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_l / 2),$$

где F_v и F_l – силы, действующие на ротор из окон V и 1 корпуса; d_{cp} – средний диаметр ротора, м; L – длина окна ротора по образующей, м; α_v и α_l – средний дуговой градус сопряжения поверхности ротора и окон корпуса, град. С учетом численных значений выражений (6) и (7) определяем составляющие уравнения (5):

$$T_1 = [m_p \cdot g + (P_v \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_v / 2) + P_l \cdot L \cdot d_{cp} \cdot \sin(\alpha_l / 2))] (d_{cp} / 2) \cdot f_k; \quad (8)$$

$$T_2 = K_l \cdot G_p \cdot (D_{cp} / 2) \cdot f_\sigma, \quad (9)$$

где $K_l = 3$ – коэффициент крошения щепы; G_p – усилие от давления щепы на ротор, Н; $f_\sigma = 2,75$ – коэффициент внутреннего трения щепы о поверхности ротора и корпуса, которая находится в области сит и по торцам ротора и корпуса питателя;

$$T_3 = \pi \cdot d_c^2 \cdot L \cdot f \cdot P_c, \quad (10)$$

где d_c – диаметр вала ротора в местах сальниковой набивки, м; $f = 0,11$ – коэффициент трения между сальниковой набивкой и валом; P_c – давление, создаваемое гранбуксой на

сальники, МПа ($P_c = 1,25-1,2 \cdot 10^5$ Па).

Момент трения между основаниями и средними перемычками ротора корпуса при осевом перемещении ротора с помощью механизма присадки используется для компенсации критического зазора в питателе.

Усилие прижатия ротора к корпусу (осевая сила F_a) зависит от усилия, прикладываемого к штурвалу механизма присадки, и определяется по формуле

$$F_{ум} \cdot d_{ум} = 0,5 F_a \cdot d_2 \left[(D_{cp} / d_2) \cdot f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right], \quad (11)$$

где $F_{ум}$ – усилие, прикладываемое оператором к штурвалу механизма присадки, Н; $d_{ум} = 1$ м – диаметр штурвала, м; F_a – осевая сила, Н; $d_2 = 33,4$ мм – средний диаметр резьбы; $D_{cp} = 0,5(0,1 + d_{отв}) = 0,5(52 + 3665) = 44,2$ мм – средний диаметр опорной поверхности торца штурвала присадки ротора, мм; D_l – наружный диаметр опорного торца штурвала, мм; $d_{отв}$ – диаметр отверстия под винт, мм; $f = 0,15$ – коэффициент трения на опорном торце штурвала; $\varphi = \operatorname{arctg} f_{np}$ – приведенный угол трения в резьбе; $\varphi = 2^\circ 12'$ – угол подъема резьбы [1, 2].

Усилия, прикладываемые к штурвалу механизма присадки, изменяются в широких пределах $F_{ум} = 5 \dots 200$ кН, а осевая сила при этом изменяется в пределах $F_a = 3 \dots 125$ кН.

Нормальное усилие на основаниях и средних перемычках ротора и корпуса определяется с учетом конусности деталей по формуле

$$F_n = F_a / K_2 = 120 \dots 5000 \text{ кН}, \quad (12)$$

где F_n – нормальная сила, действующая на участках граничного трения между основаниями и средними перемычками ротора и корпуса, Н; $K_2 = 1:20$ – конусность сопрягаемых поверхностей ротора и корпуса [1, 2].

С учетом выражений (11) и (12) момент трения между ротором и корпусом в питателе с помощью механизма присадки определится по формуле

$$T_4 = F_n \cdot (d_{cp} / 2) \cdot f, \quad (13)$$

где $d_{cp} = 0,84$ – средний диаметр ротора; $f = 0,15$ – коэффициент трения между ротором и корпусом.

В табл.1 приведены результаты расчета значений крутящих моментов, определенных по приведенным выше формулам.

Таблица 1 – Распределение крутящих моментов и мощности в отдельных узлах роторного питателя Камюр

Крутящий момент в отдельных узлах привода	Условия эксплуатации питателя Камюр		
	Нормальные	Нестабильные	
		с подачей щелочи в трубу выравнивания	без подачи
T_l – в радиальных	12 / 0,03	12 / 0,03	12 / 0,03
T_2 – между щепой и поверхностями	1200 / 3%	1200 / 3%	1200 / 3%
T_3 – в сальниковых уплотнениях	6942 / 17,4%	6942 / 17,4%	6942 / 17,4%
T_4 – между ротором и корпусом при выполнении присадки ротора		28488 / 71,5%	31654 / 79,5%
Суммарный крутящий момент	8154 / 20,4%	36642 / 92%	39808 / 100%
Мощность, кВт/%	8 / 20%	36,8 / 92%	40 / 100%

Из табл.1 видно, что в процессе эксплуатации необходимо различать два режима эксплуатации: 1-й режим – нормальной продолжительности – 4...7 суток, при котором нагрузка на двигатель привода ПВД не превышает 8 кВт, а крутящий момент на основаниях и средних перемышках ротора и корпуса равен $T_4=0$. При таком режиме эксплуатации внеплановые снятие питателей не превышает 10%; 2-й режим эксплуатации продолжительностью 30...120 сек. При этом нагрузка на двигатель возрастает до 40 кВт, а крутящий момент на основаниях и средних перемышках возрастает с нуля до 28488 НМ (71,8%). При этом режим эксплуатации внеплановых снятий питателей достигает 80-90% [3].

Из анализа табл.1 и уравнения (11) видно, что момент трения на основаниях и средних перемышках ротора и корпуса возникает при 2-м режиме эксплуатации и зависит от: 1) нормальной силы на участках граничного трения; 2) коэффициента трения; 3) смазки (дополнительной подачи щелочи снижает нагрузку на 10%); 4) вида трения (граничное или жидкостное).

Выводы. 1. Установлены количественные составляющие крутящих моментов трения в основных узлах привода роторного питателя Камюр.

2. Различают два режима эксплуатации питателя Камюр: нормальная эксплуатация, при которой расходуется 20% (8 кВт) мощности привода; и эксплуатация питателя при выполнении присадки ротора – расходуется до 80% (32 кВт) мощности привода.

3. При выполнении присадки ротора можно осуществлять подачу белой щелочи в зону трения. При этом нагрузка на приводы ротора снижается на 8...10% за счет снижения коэффициента трения в питателе.

4. Нестабильной работой питателя Камюр считается этап присадки ротора. В результате выполнения этой операции снимается с эксплуатации более 90% питателей.

5. Подача белой щелочи в зону трения питателя при выполнении присадки ротора резко повышает эксплуатационную надежность питателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы: монография / Нечаев Г.И., Камель Г.И. – Луганск: Изд-во ВНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.
2. Камель Г.И. Дослідження конічних трибосполучень у промисловому транспорті: монографія / Г.І.Камель., В.В.Перемітько, А.В.Єршов, Р.А.Куліковський. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. – 313с.

Поступила в редколлегию 17.11.2014.

УДК 681.2

ШКІЛЬ В.М., к.т.н., доцент
КОРОБОЧКА О.М., д.т.н., професор

Дніпродзержинський державний технічний університет

МАСШТАБ І ТОЧНІСТЬ ВИЗНАЧЕННЯ МАЛИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ ПРИ ВИКОРИСТАННІ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Вступ. Згідно зі стандартом масштаб є відношення лінійних розмірів зображення, поданого на кресленні, до відповідних розмірів самого предмета. При графічному проектуванні на аркушах паперу креслення виконують як в натуральну величину, так і залежно від розмірів деталі в масштабі збільшення або зменшення. При цьому масштаби строго регламентовані. Звичайно, чим більший масштаб зображення, тим точніше будуть виконані побудови. Але в межах аркуша паперу не завжди є можливість використати необхідний масштаб збільшення. Тим більше, коли мова йде про розміри, відс-