

УДК 671.1.052.2

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2016.6.166

МОЩНОСТЬ ПРИВОДА НАСОСА ЗАГРУЗОЧНОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВАРОЧНОГО КОТЛА, РАСХОДУЕМАЯ НА ДЕФОРМАЦИЮ СУСПЕНЗИИ В ПИТАТЕЛЕ

В.П. Сиваков, д-р техн. наук, проф.

А.П. Паньчев, канд. техн. наук, доц.

И.А. Партин, ст. преп.

И.К. Кашапов, асп.

Уральский государственный лесотехнический университет, Сибирский тракт, д. 37,
г. Екатеринбург, Свердловская область, Россия, 620100; e-mail: metod@usfeu.ru

Исследовано влияние факторов режима загрузки на деформацию суспензии «щепа–щелок» в питателе загрузочной циркуляции варочного котла. Показано, что на деформацию суспензии при загрузке расходуется мощность, потребляемая насосом высокого давления. В ходе эксперимента решались следующие задачи: установить по экспериментальным данным зависимость деформации суспензии «щепа–щелок», выполняемой насосом высокого давления в каналах ротора питателя загрузочной циркуляции варочного котла; получить уравнения и численные значения масштабов подобия параметров для деформации суспензии в каналах ротора питателя и экспериментальной модели; определить мощность, расходуемую насосом высокого давления при деформации суспензии «щепа–щелок» в канале ротора питателя загрузочной циркуляции. Использованы следующие методы: полного факторного эксперимента; подобия и анализа размерностей. На основе методов подобия и анализа размерностей составлены уравнения для расчета и определены численные значения следующих масштабов подобия типового питателя и модели: геометрического, коэффициента Пуассона, сил деформации и трения, гидравлических радиусов, работы сил деформации, скорости, деформации и времени нагружения. Зависимость деформации суспензии при подаче из зоны низкого в зону высокого давления загрузочной циркуляции исследована на модели. Установлено, что относительная деформация возрастает пропорционально времени нагружения и давлению и обратно пропорционально жидкостному модулю. Максимальная мощность, расходуемая насосом на деформацию сырья в канале ротора питателя, определена по расчетным параметрам процесса деформации. Показано, что при расчетах привода насоса высокого давления необходимо учитывать расход мощности не только на транспортирование щепы в трубопроводе, но и на деформацию суспензии в питателе загрузочной циркуляции варочного котла.

Ключевые слова: мощность, ротор, питатель высокого давления, суспензия.

Для цитирования: Сиваков В.П., Паньчев А.П., Партин И.А., Кашапов И.К. Мощность привода насоса загрузочной циркуляции варочного котла, расходуемая на деформацию суспензии в питателе // Лесн. журн. 2016. № 6. С. 166–174. (Изв. высш. учеб. заведений). DOI: 10.17238/issn0536-1036.2016.6.166

В известных работах [2, 3, 5–8, 10] при расчетах мощности приводов насосов высокого давления учитывалась только работа, затрачиваемая на транспортирование суспензии «щепа–щелок» загрузочной циркуляции установок непрерывной варки целлюлозы с вертикальными варочными котлами. Расход мощности на деформацию суспензии в питателе высокого давления (ПВД) не учитывался. Суспензия при перегрузке из зоны низкого (0,2 МПа) давления в зону высокого (1,2...1,4 МПа) давления нагнетательной линии загрузочной циркуляции рассматривалась как недеформируемая. Ограниченное количество исследований технологических и динамических процессов подачи суспензии из зоны низкого в зону высокого давления и пренебрежение расходом мощности на деформацию и изменение плотности суспензии проявились в перегрузке приводов насосов высокого давления. Для компенсации неточностей метода расчета мощности вводились поправочные коэффициенты. В частности Г.А. Тордуа [6] отмечает, что для трактов загрузочной циркуляции котлов установок непрерывной варки с учетом опыта их эксплуатации следует увеличивать давление от 1,1 до 1,6 МПа.

Установлено, что длина суспензии в канале ротора под действием избыточного давления при выгрузке уменьшается. Деформация (сжатие) суспензии происходит в режиме кратковременных (до 10 с) затухающих колебаний. Сжатие приводит к уменьшению длины суспензии на величину относительной деформации ε .

Цель данной работы – определение мощности насоса, затрачиваемой на деформацию (сжатие) суспензии в ПВД.

Исследование деформации суспензии при сжатии проводили на модели, представленной на рис. 1, с применением масштабов подобия. Основные положения применения масштабов подобия сил и мощности при переходе от моделей к расчетам натуральных машин изложены в [1].

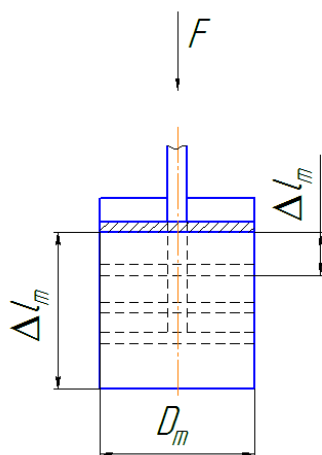


Рис. 1. Физическая модель

Длина пробки суспензии в канале модели под действием внешней силы F уменьшается. Суспензию в канале модели рассматриваем как жесткую систему, деформация в которой мала по сравнению с размерами канала.

Исследование деформации суспензии в канале ротора выполняли в режиме трехфакторного эксперимента [2]. Относительную деформацию суспензии ε_t в канале модели определяли при варьировании времени нагружения $z_1 = 10...20$ с; статического давления $z_2 = 1,0...1,2$ МПа; жидкостного модуля $z_3 = 4,5...7,7$ дм³/кг. Пределы изменения этих факторов соответствовали режиму работы насоса в цикле выгрузки суспензии из ПВД в трубопровод загрузочной циркуляции [1].

Запишем уравнение линейной регрессии для исследуемого процесса:

$$\varepsilon_t = 7,87 + 0,38x_1 + 0,63x_2 - 0,87x_3. \quad (1)$$

Относительная деформация суспензии возрастает пропорционально времени нагружения и давлению и обратно пропорционально жидкостному модулю. Для расчета численных значений масштабов подобия типового ротора ПВД с объемом каналов 0,45 м³ относительно модели сводим характеристики типового ротора и модели в таблицу.

Рабочие характеристики типового ротора ПВД и модели

Характеристика	Значение характеристики	
	Ротор	Модель
Длина канала l , м	0,480	–
Ширина канала λ , м	0,280	–
Диаметр канала d_m , м	–	0,08
Высота канала l_k, l_m , м	0,844	0,156
Время нагружения суспензии давлением t, t_m , с	10...20	10...20
Постоянное давление на суспензию P, P_m , МПа	1,2	1,2
Технологическая щепка из древесины	Ель	Ель
Жидкостной модуль суспензии D, D_m , дм ³ /кг	4,5...7,7	4,5...7,7

Схема типового ротора ПВД с объемом каналов ротора 0,45 м³ приведена на рис. 2.

Для выполнения условий подобия линейно-упругих свойств суспензии в модели и реальном канале ротора ПВД выполнен ряд условий [4, 6]. Суспензия в модели и в канале ротора ПВД имеет одинаковые безразмерные зависимости между напряжениями и деформациями, а также одинаковую схему нагружения.

Выразим все компоненты деформации ε суспензии в точке x_i [1]:

$$\varepsilon = f(l, l_k, \lambda, x_i, F, E, \nu), \quad (2)$$

где l, l_k, λ – соответственно длина, высота и ширина поперечного сечения канала;

x_i – произвольная координата суспензии;

F – внешняя сила;

E – модуль упругости суспензии;

ν – коэффициент Пуассона суспензии.

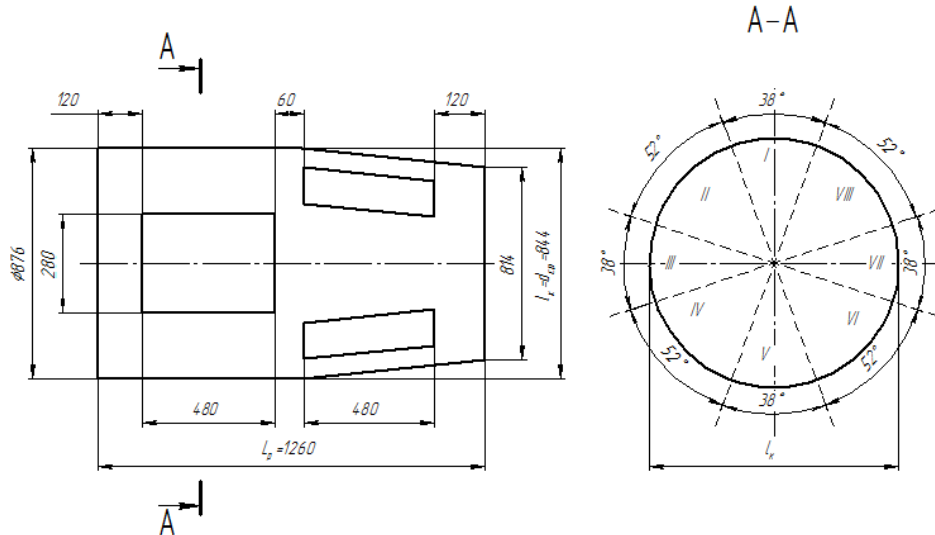


Рис. 2. Схема типового ротора ПВД (объем каналов ротора 0,45 м³): I, III, V, VII – окна ротора с углом сектора 38°; II, IV, VI, VIII – участки корпуса ротора между окнами

Уточним, что модели, спроектированные на основе подобия для линейно-упругих конструкций, допустимо использовать для исследования конструкций из нелинейного материала, включая пластическую область деформации [4]. Применяв метод анализа размерностей, уравнение (2) запишем в виде

$$\varepsilon = \frac{F}{E l \lambda} \varphi\left(\frac{x_i}{l}, \frac{\lambda_i}{\lambda}, \frac{l_i}{l}, \frac{v_i}{v}\right), \quad (3)$$

где $\varphi\left(\frac{x_i}{l}, \frac{\lambda_i}{\lambda}, \frac{l_i}{l}, \frac{v_i}{v}\right)$ – функция π -переменных, включающая только безразмерные члены.

Уравнение (3) выразим через масштабы подобия функций π -переменных суспензии в канале ротора и модели:

$$\varepsilon = \frac{F}{E l \lambda} \sum_{i=1}^k n_i, \quad (4)$$

где n_i – масштабы подобия;

k – число масштабов подобия.

Авторами работы [2] в качестве передаточных функций применены следующие масштабы подобия рассматриваемой задачи: геометрический (формы и координат), коэффициент Пуассона, сил и времени периода нагружения конструкции. Численные значения масштабов подобия получаем по расчетным формулам, определенным в [1], и экспериментальным данным исследования деформации щепы на модели [5].

Масштаб подобия площади поперечного сечения определяем по формуле

$$n_a = \frac{4 l \lambda}{\pi d_m^2} = \frac{4 \cdot 480 \cdot 280}{\pi 80^2} = 26,7, \quad (5)$$

где l, λ, d_m – линейные размеры поперечного сечения каналов модели и ротора приведены в таблице.

Масштаб коэффициента Пуассона при одинаковой технологической щепе принимаем одинаковым:

$$n_v = \frac{\nu}{\nu_m} = 1. \quad (6)$$

Тогда графики зависимости относительных напряжений от деформации (σ/E от ε) так же будут одинаковыми. Деформации в пластической области не являются однозначной функцией напряжения. Для выполнения условий подобия ($E = E_m$) режим нагружения суспензии в модели должен соответствовать режиму нагружения суспензии в канале ротора. Отсюда следует, что

$$\frac{4F_m}{\pi d_m^2} = \frac{F_1}{\lambda l},$$

где F_m, F_1 – соответственно силы при деформации суспензии в каналах модели и ротора,

$$F_m = p \frac{\pi d_m^2}{4} 6 \cdot 10^3 = 1,2 \cdot 10^6 \frac{\pi 0,08^2}{4} = 6 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (7)$$

$$F_1 = F_m \frac{4 \lambda l}{\pi d_m^2} = 6 \cdot 10^3 \frac{4 \cdot 0,28 \cdot 0,48}{3,14 \cdot 0,08^2} = 161,5 \cdot 10^3 \text{ Н}; \quad (8)$$

l, λ, d_m – приведены в таблице.

Масштаб подобия сил определяем из соотношения

$$n_F = \frac{4 \lambda l}{\pi d_m^2} = n_a = 26,7. \quad (9)$$

При деформации суспензии в каналах модели и ротора затрачивается сила F_2 на трение по внутренним стенкам каналов. Влияние формы поперечного сечения на силу нагружения определяем из соотношения гидравлических радиусов.

Гидравлический радиус поперечного сечения канала ротора

$$R_r = \frac{\lambda l}{2(\lambda + l)} = \frac{0,48 \cdot 0,28}{2(0,48 + 0,28)} = 0,09 \text{ м}. \quad (10)$$

Гидравлический радиус поперечного сечения модели

$$R_{rm} = \frac{\pi d_m^2}{\pi d} = \frac{d}{4} = \frac{0,08}{4} = 0,02 \text{ м}. \quad (11)$$

Масштаб подобия гидравлических радиусов n_r и силу F_2 находим по следующим формулам:

$$n_r = \frac{R_r}{R_{r_m}} = \frac{0,088}{0,02} = 4,4; \quad (12)$$

$$F_2 = F_m n_r = 6 \cdot 10^3 \cdot 4,4 = 26,4 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Рассчитываем силу, расходуемую на деформацию и трение суспензии в канале ротора ПВД при $p = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$; $d_m = 0,08 \text{ м}$:

$$F = F_1 + F_2 = 161,5 \cdot 10^3 + 26,4 \cdot 10^3 = 187,9 \cdot 10^3 \text{ Н}, \quad (13)$$

Определяем работу сил деформации сырья в канале ротора:

$$Q_d = F l_m \frac{1}{n_b} = 187,9 \cdot 10^3 \cdot 0,156 \frac{1}{5,4} = 5,5 \cdot 10^3 \text{ Дж}. \quad (14)$$

Масштаб подобия высоты l_m находим по формуле

$$n_b = \frac{l_k}{l_m} = \frac{0,844}{0,156} = 5,4, \quad (15)$$

где l_k – средняя высота канала ротора, $l_k = 0,844$;

l_m – средняя высота канала модели, $l_m = 0,156$.

Максимальная скорость деформации щепы в канале модели:

$$\vartheta_m = \frac{\varepsilon_m}{t} = \frac{0,016}{10} = 0,0016 \text{ м/с}, \quad (16)$$

где $\varepsilon_m = \Delta l_m l_k = 0,1 \cdot 0,156 = 0,016 \text{ м}$; (17)

t_{\min} – максимальное время нагружения (см. таблицу);

Δl_m – максимальная деформация суспензии по длине l_m модели,

$$\Delta l_m = 0,1 \cdot l_m.$$

Максимальная скорость деформации щепы в канале ротора:

$$\vartheta = \frac{\varepsilon}{t_{\min}} = \frac{0,0844}{10} = 0,0084 \text{ м/с}, \quad (18)$$

где $\varepsilon_k = 0,1 l_k = 0,1 \cdot 0,844 = 0,0844 \text{ м}$. (19)

Масштаб подобия времени нагружения определяем по формуле

$$n_t = \frac{\vartheta}{\vartheta_m} = \frac{0,0084}{0,0016} = 5,25. \quad (20)$$

Находим максимальную мощность, расходуемую на деформацию сырья в канале ротора:

$$N_d = \frac{Q_d}{t_{\min}} n_t = \frac{5,5 \cdot 10^3}{10} 5,25 = 2,9 \text{ кВт}. \quad (21)$$

Применение масштабов подобия при переходе от модели к типовому ротору ПВД позволяет определить мощность насоса, расходуемую на деформацию суспензии. Расход мощности на деформацию суспензии увеличивается из-за плотности щепы, загружаемой в варочный котел, что положительно сказывается на технологии варки [9].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кабаяси А.* Экспериментальная механика: пер. с англ. Т. 2. М.: Мир, 1990. 552 с.
2. *Кашапов И.К., Партин И.А., Сиваков В.П.* К вопросу о расчете мощности привода насоса высокого давления загрузочной циркуляции варочного котла // Перспективы развития техники и технологий в целлюлозно-бумажной промышленности: материалы II Всерос. отраслевой науч.-практ. конф. Пермь: ЦНИТИ, 2014. 297 с.
3. *Малков С.Ю.* Модернизация котлов непрерывной варки по технологии Lo-Solids™ // Целлюлоза, бумага и картон. 2004. № 7. С. 42 – 49.
4. *Партин И.А., Сиваков В.П.* Динамические процессы в питателе высокого давления при выгрузке // Лесн. журн. 2011. № 1. С. 117–125. (Изв. высш учеб. заведений).
5. *Сиваков В.П., Партин И.А.* Критерии подобия модели деформации суспензии в питателе высокого давления // Лесн. журн. 2013. № 4. С. 106–111. (Изв. высш. учеб. заведений).
6. *Тордуга Г.А.* Машины и аппараты целлюлозного производства // Машины и аппараты целлюлозного производства: учеб. пособие для вузов. М.: Лесн. пром-сть, 1986. С. 440.
7. *Gullichsen J., Sundqvist H.* On the Importance of Impregnation and Chip Dimensions on the Homogeneity of Kraft Pulping. *Proc. 1995 Pulping Conf.* Chicago, 1995, pp. 227–234.
8. *Malkov S., Tikka P., Kuzmin V., Baltakhinov V.* Efficiency of Chip Presteaming – Result of Heating and Air Escape Processes. *Nordic Pulp and Paper Research Journal*, 2002, vol. 17, no. 4, pp. 420–426.
9. *Malkov S., Leavitt A., Stromberg B.* Improved Understanding of Chip Steaming and Impregnation. *Proc. Engineering, Pulping and PCE&I Conference.* US, Atlanta, 2004.
10. *Marcoccia B., Johanson J.R., Williams G., Bruce P.* *Proc. Pacific Paper '95.* Canada, Vancouver B.C., 1995, pp. 8–14.

Поступила 17.04.16

UDC 671.1.052.2

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2016.6.166

**Driving Power of the Digester Load Circulation Pump
for the Slurry Deformation in a Feeder**

V.P. Sivakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor

A.P. Panychev, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor

I.A. Partin, Senior Lecturer

I.K. Kashapov, Postgraduate Student

Ural State Forest Engineering University, Sibirskiy trakt, 37, Yekaterinburg, Sverdlovsk region, 620100, Russian Federation; e-mail: metod@usfeu.ru

For citation: Sivakov V.P., Panychev A.P., Partin I.A., Kashapov I.K. Driving Power of the Digester Load Circulation Pump for the Slurry Deformation in a Feeder. *Lesnoy zhurnal*, 2016, no. 6, pp. 166–174. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2016.6.166

This paper investigates the influence of loading mode factors on the “chips–liquor” slurry deformation in the load circulation feeder of a digester. A power consumed by the high pressure pump is also consumed for the slurry deformation at loading. The experiment objectives are: to establish a “chips–liquor” slurry deformation dependence, performed by the high-pressure pump in the feeder rotor channels of the digester load circulation; to obtain the equations and numerical values of the scales of similarity parameters for the slurry deformation in the feeder rotor channels and an experimental model; to determine the power consumed by a high-pressure pump at the “chips–liquor” slurry deformation in the rotor channel of the load circulation feeder. We use the methods of the full factorial experiment and of similarity and dimensional analysis. On the basis of the methods of similarity and dimensional analysis we compile the design equations and determine numerical values of the following similarity scales of a standard feeder and a model: geometric, Poisson's ratio, strain energy and friction force, hydraulic radius, work of strain energy, velocity, loading time and deformation. The dependence of the slurry deformation during supply from the low-pressure zone to the high-pressure zone of load circulation is examined on a model. The relative deformation increases in proportion to the load time and pressure and is inversely proportional to a liquid module. The maximum power, consumed by the pump to deform raw material in the feeder rotor channel, is determined by the design parameters of the deformation process. We should take into account the power consumption not only for the transportation of chips in the pipeline, but also for the slurry deformation in the load circulation feeder of a digester to calculate a high-pressure pump drive.

Keywords: power, rotor, high-pressure feeder, slurry.

REFERENCES

1. Kobayashi A.S. *Handbook on Experimental Mechanics*. US, New York, 1987. 1002 p.
2. Kashapov I.K., Partin I.A., Sivakov V.P. K voprosu o raschete moshchnosti privoda nasosa vysokogo davleniya zagruzochnoy tsirkulyatsii varochnogo kotla [On the Driving Power Calculating of the High Pressure Pump of the Digester Load Circulation]. *Perspektivy razvitiya tekhniki i tekhnologii v tsellyulozno-bumazhnoy promyshlennosti: materialy II Vseros. otraslevoy nauch.-prakt. konf.* [Prospects of Development of Techniques and Technologies in the Pulp and Paper Industry: Proc. 2nd All-Russ. Sci. Prac. Ind. Conf.]. Perm, 2014. 297 p.
3. Malkov S.Yu. Modernizatsiya kotlov nepreryvnoy varki po tekhnologii Lo-SolidsTM [Modernization of Continuous Cookers by the Lo-SolidsTM Technology]. *Tsellyuloza, bumaga i karton* [Pulp. Paper. Board], 2004, no. 7, pp. 42–49.
4. Partin I.A., Sivakov V.P. Dinamicheskie protsessy v pitatele vysokogo davleniya pri vygruzke [Dynamic Processes in the High Pressure Feeder when Unloading]. *Lesnoy zhurnal*, 2011, no. 1, pp. 117–125.
5. Sivakov V.P., Partin I.A. Kriterii podobiya modeli deformatsii suspenzii v pitatele vysokogo davleniya [Criteria of Similarity of a Deformation Model of Suspension in a High Pressure Feeder]. *Lesnoy zhurnal*, 2013, no. 4, pp. 106–111.
6. Tordua G.A. *Mashiny i apparaty tsellyuloznogo proizvodstva* [Machines and Devices of the Pulp Production]. Moscow, 1986. 440 p.

7. Gullichsen J., Sundqvist H. On the Importance of Impregnation and Chip Dimensions on the Homogeneity of Kraft Pulping. *Proc. 1995 Pulping Conf.* Chicago, 1995, pp. 227–234.

8. Malkov S., Tikka P., Kuzmin V., Baltakhinov V. Efficiency of Chip Presteaming – Result of Heating and Air Escape Processes. *Nordic Pulp and Paper Research Journal*, 2002, vol. 17, no. 4, pp. 420–426.

9. Malkov S., Leavitt A., Stromberg B. Improved Understanding of Chip Steaming and Impregnation. *Proc. Engineering, Pulping and PCE&I Conference*. US, Atlanta, 2004.

10. Marcoccia B., Johanson J.R., Williams G., Bruce P. *Proc. Pacific Paper'95*. Canada, Vancouver B.C., 1995, pp. 8–14.

Received on April 17, 2016

