

## РАСЧЕТ АВТОМАТИЧЕСКОГО КЛИНОРЕМЕННОГО ВАРИАТОРА ПРИВОДА ТЕСТОМЕСИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Аванесьянц Г.А., канд. техн. наук,  
Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

*В статье приведена методика расчета автоматического клиноременного вариатора привода тестомесильной машины периодического действия из условия тяговой способности. Дан расчет пружины прижимного устройства ведомого шкива и регулятора по моменту, установленного на ведомом шкиве.*

*To the article methodology of calculation of automatic V-belt variator of dough mixing machine of batch-type is driven from the condition of hauling ability. The calculation of spring of hold-down of slave pulley and regulator on a moment, set on a slave pulley, is given.*

Ключевые слова: вариатор, тестомесильная машина, расчет.

Вариаторные приводы имеют широкое применение в приводах технологических машин. Они позволяют согласовать работу двигателя и рабочего органа в оптимальном режиме, повысить эффективность протекания технологического процесса и, соответственно, качество выпускаемой продукции. Изменение режима работы исполнительного органа необходимо в тестомесильных машинах, хлебопекарных печах непрерывного действия, конвейерах подачи зерна сушильных установок и многих других машин.

Среди прочих клиноременные вариаторы получили наибольшее распространение в машинах зерноперерабатывающих и пищевых производств. Это объясняется целым рядом преимуществ, которыми они обладают: это простота конструкции, изготовления, эксплуатации и ремонта, надежность и бесшумность в работе, предохранение от возникающих в системе привода перегрузок, высокий коэффициент полезного действия.

Известны и современной промышленностью выпускаются клиноременные вариаторы с ручным и дистанционным управлением, с одним и двумя раздвижными шкивами. В приводах отбора мощности сельскохозяйственных машин, а также главного движения самоходных машин применяются автоматические клиноременные вариаторы.

В настоящей работе рассматривается автоматический клиноременный вариатор привода тестомесильной машины периодического действия.

Для получения теста с оптимальными физико-химическими свойствами на замес теста требуется  $10...15 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ , при этом величина эта не зависит от типа месильной машины.

Известно, что оптимальные условия замеса, его продолжительность и интенсивность зависят от хлебопекарных свойств муки. Хлеб получается хорошего качества при величине затрат на замес теста из муки со слабой клейковиной – до 7, со средней – до 11 и сильной – до  $14 \text{ Вт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ .

Повысить интенсивность замеса теста на тестомесильных машинах можно различными способами. Обычно для замеса теста с высоким механическим воздействием используются машины с высокими частотами вращения месильных органов. На тихоходных тестомесильных машинах это достигается увеличением длительности замеса теста до 15...25 мин. Использование в приводе тестомесильной машины автоматического вариатора позволяет изменять частоту вращения месильного органа в зависимости от технологических сопротивлений, обеспечивая тем самым оптимальный режим замеса.

Для расчета таких вариаторов необходимы следующие исходные данные:

- мощность на ведущем шкиве  $P_1$ , кВт;
- частота вращения ведущего шкива  $n_1$ , об/мин;
- минимальная  $n_{2\min}$  и максимальная частоты  $n_{2\max}$  вращения ведомого шкива, об/мин;
- вид нагрузки;
- срок службы вариатора  $T$ , в часах.

### 1. Вариатор с двумя регулируемыи шкивами и с симметричным регулированием (схема рис. 2)

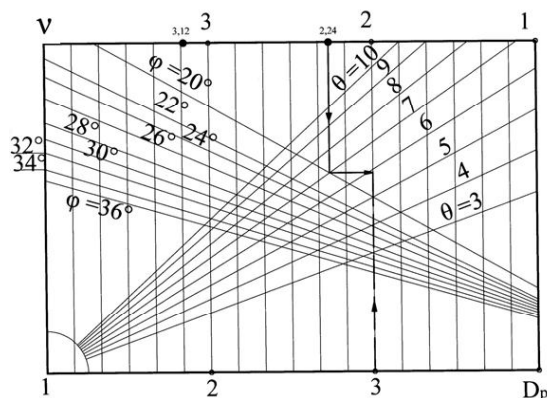
Такие вариаторы получили наибольшее распространение. Это объясняется тем, что они обладают большим диапазоном регулирования и не требуют изменения межосевого расстояния при регулировании передаточного отношения. Последнее обстоятельство очень важно в силовых приводах самоходных ма-

шин, где изменение межосевого расстояния невозможно. В приводах же стационарных машин неизменность межосевого расстояния значительно упрощает конструкцию привода. Вариаторы с симметричным регулированием выполняются автоматическими (самоходные машины), управляемые автоматически в зависимости от определенного параметра, управляемые дистанционно и с ручным управлением. В данной работе рассматривается автоматический вариатор привода тестомесильной машины с регулятором по моменту на ведомом шкиве и с центробежным регулятором на ведущем шкиве (рис. 2).

Как известно, у таких вариаторов выполняются следующие кинематические и геометрические соотношения:

$$d_{1\min} = d_{2\min} = d_{\min}; \quad d_{1\max} = d_{2\max} = d_{\max};$$

$$D_p = \left( \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \right)^2 = i_{\max}^2; \quad i_{\max} = \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \quad (1.1)$$



**Рис. 1 – Номограмма для определения основных параметров передачи с широким ремнем**

Так как площадь поперечного сечения ремня равна

$$A_p \approx b_p h = \frac{\nu}{\theta^2} d_{1\min}^2 \quad (1.3)$$

то допускаемое полезное окружное усилие, передаваемое ремнем вариатора, будет иметь вид

$$[F_t] = [\sigma_t] A_p = [\sigma_t] \frac{\nu}{\theta^2} d_{\min}^2, \text{ Н} \quad (1.4)$$

Из условия тяговой способности

$$\max F_t \leq [F_t] \quad (1.5)$$

определяют минимальный диаметр регулируемого шкива.

Так как передаваемая вариатором тестомесильной машины мощность  $P_1 = const$ , то максимальное окружное усилие, передаваемая ремнем будет равна

$$\max F_t = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{\min}}, \text{ Н} \quad (1.6)$$

На основании (1.4), (1.5) и (1.6) имеем

$$[\sigma_t] \frac{\nu}{\theta^2} d_{\min}^2 z = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{d_{\min} \omega_1} \quad (1.7)$$

Таблица 1 – Значения  $\Delta d$ ,  $d_{\min}$  и  $\varphi$  для ремней по рекомендациям ISO и ряду ЭНИМС-НИИРП

$b_p$ в мм		20	25		32		40		50		63	80	100
$h$ в мм		6,5	8	11	10	14	13	18	16	22	20	25,5	32
$\Delta d$ в мм при $2\gamma$ в град	22	91	111	111	146	142							
	24	81	102	99	132	128	161	159					
	26	75	95	92	132	118	151	146	190	184	240		
	28	–	87	–	112	–	139	134	174	168	220	280	
	30	–	–	–	–	–	–	–	161	155	203	258	322
$d_{\min}$ в мм при	$\mathcal{G}=6$	39	48	66	60	84	78	108	96	132	120	153	192
	$\mathcal{G}=7$	46	56	77	70	98	91	126	112	154	140	178	214
	$\mathcal{G}=8$	52	64	88	80	112	104	144	148	160	176	204	256
Рекомендуемый угол профиля шкива $2\gamma$ в град		22	22	22	24	22	26	24	28	26	28	30	30
Рекомендуемая допустимая скорость ремня, $V$ в м/с		30					25			20			

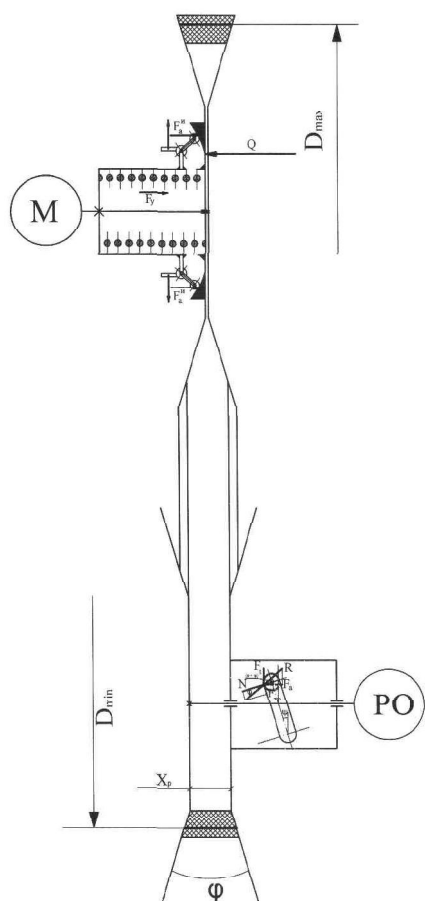


Рис. 2 – Схема автоматического вариатора

Отсюда расчетный минимальный диаметр регулируемых шкивов определяется по формуле

$$d_{\min} \geq 126 \sqrt[3]{\frac{P_1 \theta^2}{\omega_1 v z [\sigma_t]}}, \text{ мм} \quad (1.8)$$

Найденный по формуле (1.8) диаметр округляют до ближайшего большего диаметра для данного типа ремня и находят максимальный диаметр шкивов по формуле

$$d_{\max} = d_{\min} \cdot \sqrt{D_p} \quad (1.9)$$

Предварительно задаются межосевым расстоянием в пределах (либо задаются из конструктивных соображений)

$$a = (1,4 \dots 1,7) d_{\max} \quad (1.10)$$

Определяют расчетную длину ремня (ремень находится на максимальном диаметре ведущего раздвижного шкива) по формуле

$$l_p = 2a + 0,5\pi(d_{\max} + d_{\min}) + \frac{(d_{\max} - d_{\min})^2}{4a}, \text{ мм} \quad (1.11)$$

и округляют ее до ближайшего стандартного большего  $l$ , пользуясь таблицей 2. Уточняют межосевое расстояние  $a$

$$a = 0,125 \left\{ \begin{aligned} & \left[ 2l - \pi(d_{\max} + d_{\min}) \right] + \\ & + \sqrt{\left[ 2l - \pi(d_{\max} + d_{\min}) \right]^2 - 8(d_{\max} - d_{\min})^2} \end{aligned} \right\} \quad (1.12)$$

При конструировании вариатора и привода в целом рекомендуется предусмотреть возможность расширения диапазона межосевого расстояния  $\Delta a$  в сторону увеличения на 3%  $a_{\max}$  и в сторону уменьшения на 1,5%  $a_{\min}$ . Это необходимо для компенсации отклонений в длине ремня  $l$ , возможных перекосов и вытяжки (релаксации) ремня.

Таблица 2 – Размеры широких ремней по ряду НИИРП – ЭНИМС, мм

Размеры сечения	$a_p$	25		32		30		50		63
	$h$	8	11	10	14	13	18	16	22	20
	$a$	28	28	35	36	44	45	55	56	69
Пределы длин для ремней	зубчатых	800-1800	800-2000	800-2000		900-2000	1120-2000	1120-2000	1250-2000	1250-2000
	без зубьев	800-1800	–	800-2000	–	1000-3150	–	1400-4000	–	1400-4000
<i>Примечание</i> – ряд расчетных длин: <b>800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 3150; 3550; 4000</b> мм. Рекомендуются длины выделены жирным шрифтом.										

## 2. Расчет пружины прижимного устройства

Определяют максимальное рабочее перемещение подвижного диска ведущего шкива (рис. 3)

$$x_{\max} = x_p = 2(R_{\max} - R_{\min})\text{tg}\gamma = (d_{\max} - d_{\min})\text{tg}\gamma, \quad (2.1)$$

Здесь  $\gamma$  – половина угла профиля канавки шкива.

Для положения, когда диски сдвинуты, по формуле, приведенной в [1], определяем распорное усилие, действующее со стороны ремня на подвижный диск шкива

$$Q = \frac{F_0 \alpha_n m}{(m+1)\text{tg}(\gamma + \rho)} + \frac{F_0}{f\text{tg}\gamma} \left( \ln m - \frac{m-1}{m+1} \right), H \quad (2.2)$$

В приведенной формуле (2.2):

$$m = \frac{1 + \psi}{1 - \psi};$$

$$\psi = \frac{F_t}{2F_0} - \text{коэффициент тяги};$$

$$\alpha_n = \alpha_0 - \frac{\ln m}{f'} \text{ – угол дуги покоя ведущего шкива, рад;}$$

$$\alpha_0 = \pi + \frac{d_2 - d_{1\max}}{a_{\min}} \text{ – угол дуги обхвата ведущего шкива, рад;}$$

$$f' = \frac{f}{\sin \gamma} \text{ – приведенный коэффициент трения кинематической}$$

пары ремень – диск шкива;

$f$  – физический коэффициент трения данной пары;

$\rho = \arctg f$  – угол трения.

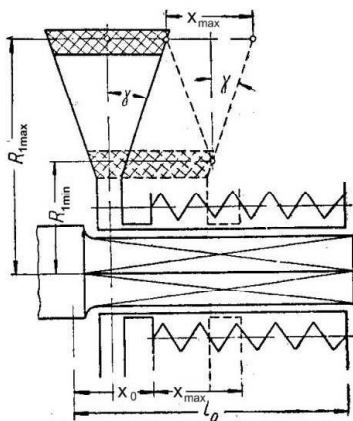


Рис. 3 – К расчету пружины ведущего шкива

При практических расчетах рекомендуется принимать:  $\psi = 0,45 \dots 0,65$  и  $f = 0,34 \dots 0,38$ .

Анализ формулы (2.2), а также параметров, входящих в нее, показывает, что при регулировании вариатора регулятором по моменту, установленном на ведомом шкиве, упругая сила  $F_y$ , а, следовательно, распорное усилие  $Q$ , пружины, равная

$$F_y = Q - F_a^u \tag{2.3}$$

будет возрастать при увеличении передаточного числа  $i_x$  вариатора и, наоборот, убывать при уменьшении  $i_x$ . Однако, в силу того, что осевая составляющая центробежной силы центробежного регулятора  $F_a^u$  изменяется противоположно, то рекомендуется использовать пружину с возможно меньшей жесткостью, что повысит чувствительность регулятора по моменту.

### 3. Расчет регулятора по моменту.

Условие равновесия подвижного диска ведомого шкива согласно расчетной схеме рис. 3 имеет следующий вид

$$F_a = Q_p \tag{3.1}$$

Осевая сила  $F_a$  от действия неподвижно связанного с валом пальца на паз при произвольном положении подвижного диска определяется по формуле

$$F_a = \frac{F_t}{\text{tg}(\varphi + \psi)} = \frac{2T_2}{d_{2x} \text{tg}(\varphi + \psi)} \tag{3.2}$$

где  $d_{2x}$  – текущий диаметр ведомого шкива,  $\psi$  – угол наклона паза и  $\varphi$  – угол трения.

Для положения, когда диски сдвинуты (начало замеса и минимальная частота вращения месильного органа), по формуле, приведенной в [1], определяем распорное усилие, действующее со стороны ремня на подвижный диск ведомого шкива

$$Q_p = \frac{F_0 \alpha_{1n}}{(m+1) \text{tg}(\gamma + \rho)} + \frac{F_0}{f \text{tg}(\gamma + \rho)} \left( \ln m - \frac{m-1}{m+1} \right), \text{ Н} \tag{3.3}$$

Здесь:

$$\alpha_{1n} = \alpha_{10} - \ln/f' \text{ – угол дуги покоя ведомого шкива, рад;}$$

$$\alpha_{10} = \pi - (d_1 - d_{2\max})/a_{\min} \text{ – угол дуги обхвата ведомого шкива, рад;}$$

$$F_t = \min F_t = 2T/d_{\max}.$$

При практических расчетах рекомендуется принимать:  $\psi = 0,45 \dots 0,65$  и  $f = 0,34 \dots 0,38$ .

Для рассматриваемого положения (диски ведомого шкива сдвинуты и  $d_{2x} = d_{\max}$ ) на основании равенств (3.1), (3.2) и (3.3) находим необходимую величину угла наклона паза  $\psi$ .

При возрастании технологических сопротивлений замеса теста увеличивается осевая сила регулятора по моменту  $F_a$ , действующая со стороны пальца на паз ступицы подвижного диска, равновесие (3.1) нарушится и подвижный диск начнет приближаться к неподвижному, увеличивая передаточное число вариатора, а, следовательно, снижая частоту вращения месильного органа.

#### Литература

1. Мальцев В.Ф., Ковалев П.А., Аванесьянц А.Г. Определение распорных усилий на дисках шкивов клиноременных передач. // В сб. «Детали машин». – К.: «Техника», – 1974, – № 19.
2. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). – М.: Издание 2-е, Машиностроение. – 1967, – 404 с.
3. Заблонский К.И., Шустер А.Е. Плавнорегулируемые передачи. – К.: «Техника», – 1975, – 272 с.

УДК 681.5: 664.723

## МОДЕЛИРОВАНИЕ УПРАВЛЕНИЯ СУШКОЙ ЗЕРНА В ШАХТНОЙ ЗЕРНОСУШИЛКЕ

Ткачев В.В., д-р техн. наук, профессор, Соснин К.В., ассистент  
ГВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепропетровск

*В статье выполнено моделирование управления сушкой зерна в шахтной зерносушилке при помощи процедуры нечеткого вывода Е. Мамдани. Знания оператора представлены в виде набора правил. Модель управления учитывает параметры качества зерна, в том числе не измеряемые техническими средствами: цвет зерна, запах зерна, качество оболочки зерна.*

*Modeling of grain-drying control in shaft dryer has been performed by Mamdani's fuzzy inference method. Knowledge of operator are presented as a set of rules. The model of control takes into account grain quality parameters including those not measured by technical equipment: grain's color, smell and quality of grain shell.*

Ключевые слова: нечеткие множества, сушка, управление, шахтная зерносушилка.

#### Введение

Для Украины возрастает значимость продукции агропромышленного комплекса в бюджете страны, зерно становится одной из важнейших составляющих экспорта страны. Зерно после уборки не продают сразу, а после обработки (в том числе сушка) помещают на хранение, ожидая наивысших цен для его реализации. Возрастает важность процесса сушки для сохранения качества собранного зерна на весь период хранения до реализации. Цель сушки зерна – доведение до возможного минимума всех жизнедеятельных процессов зерна при сохранении его как живого организма.

В стране на 96 % предприятий используются шахтные зерносушилки [1], управляемые оператором. Качество высушенного зерна определяется только знанием, опытом и квалификацией оператора. Результаты исследований характеризуют шахтную зерносушилку как многосвязную, распределенную динамическую систему, обладающую значительной инерционностью по каналам управления и транспортным