

3 Роучка Г., Вутнау Х. Огнеупорные материалы. Справочник // М.: Интермет Инжиниринг, 2010. -392 с.

4 Кашеев И.Д. Огнеупорные материалы для футеровки тепловых агрегатов // Новые огнеупоры, 2005. – №1. – С.70-75

5 Кашеев И.Д. Состояние и основные направления по совершенствованию технологии огнеупорных материалов // Труды международного конгресса «300 лет Уральской металлургии». – 2001. – С. 259-262.

### **ТҮЙІН**

*А.К. Кинжибекова, техника ғылымдарының кандидаты  
Инновациялық Еуразия университеті (Павлодар қ.)*

#### **Жылу энергетикада жылу қондырғыларды айналдыра қалауға арналған заманауи жылу оқшаулағыш материалдар**

*Мақалада энергетикалық қазандардың қаптамасы үшін қазіргі қолданылатын жылу өткізбейтін материалдардың талдауы және олардың жана түрлерінің қолдануын тәжірибе келтірілген.*

*Түйінді сөздер:* энергетикалық қазан, қаптама, жылу өткізбейтін материал.

### **RESUME**

*A.K. Kinzibekova, candidate of Engineering Sciences  
Innovative University of Eurasia (Pavlodar)*

#### **Modern heat-insulating materials for the thermal protection of thermal systems in heat and power engineering**

*The article provides the analysis of the existing heatinsulating materials and the experience of using modern heatinsulating materials for a thermal protection of power boilers.*

*Key words:* power boiler, thermal protection, heat-insulating material.

**УДК 378.152.621**

**П.А. Логвиненко**

Инновационный Евразийский университет (г. Павлодар)

E-mail: 113qwe15@mail.ru

### **Совершенствование методики расчета конструкции барабана мостового крана с применением программного модуля T-FLEX Анализ**

*Аннотация. В статье рассмотрены вопросы совершенствования методики расчета конструкции барабана мостового крана с применением программного модуля T-FLEX Анализ.*

*Ключевые слова:* кран мостовой, барабан, силовой анализ, напряженное состояние, деформированное состояние, опасное сечение.

При разработке технологического процесса изготовления барабана необходимо знать, как получаются заданные размеры, в частности толщина стенки этого изделия, и от чего они зависят. Это позволяет более целенаправленно подойти к выбору материала барабана, проектированию технологических процессов изготовления сборочной единицы и детали «барабан». На основании этого осуществляется прочностной расчет и выбор подшипников. Существующая методика расчета позволяет не совсем точно определить необходимые параметры, а с учетом достаточных допущений.

Для этого составляется расчетная схема нагружения оси барабана изгибающими силами канатов  $F_{\max}$  (рисунок 1).

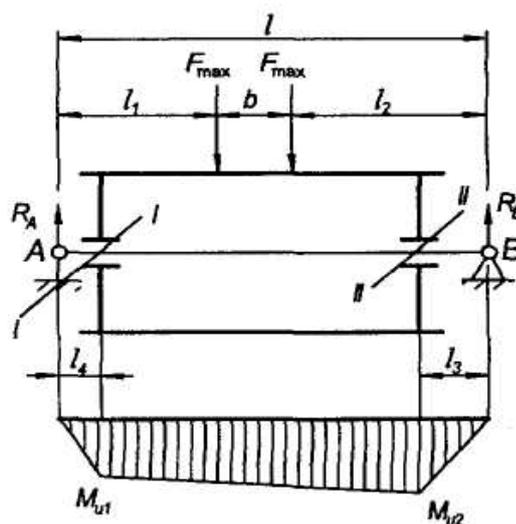


Рисунок 1 - Расчетная схема оси барабана

Определяются следующие конструктивные размеры (рисунок 2):

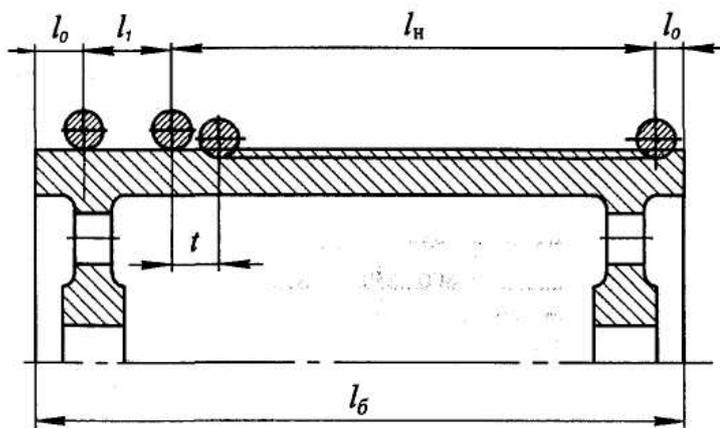


Рисунок 2 - Расчетная схема приводного барабана

$$l_2 = l_n + l_0 + l_1 = 462 + 14 + 21 = 497 \text{ мм};$$

приняв  $l_3 = l_4 = 50 \text{ мм}$ ,

$$l = l_6 + l_3 + l_4 = 1002 + 50 + 50 = 1102 \text{ мм}.$$

Реакции в опорах находятся по формулам

$$R_A = \frac{F_{\max} [l_2 + (l_2 + b)]}{l}; \quad (1)$$

$$R_B = 2F_{\max} - R_A. \quad (2)$$

$$R_A = \frac{6,9 [497 + (497 + 29)]}{1102} = 9,5 \text{ кН};$$

$$R_B = 2 \cdot 6,9 - 6,19 = 7,61 \text{ кН}.$$

Изгибающие моменты в расчетных сечениях (под ступицами дисков барабана) получаются по формулам

$$M_{u1} = R_A l_4; \quad (3)$$

$$M_{u2} = R_B l_3. \quad (4)$$

$$M_{u1} = 6,19 \cdot 0,05 = 0,31 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{u2} = 7,61 \cdot 0,05 = 0,38 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Принимаем в качестве материала оси сталь 45 (предел выносливости  $\sigma_{-1}=257$  МПа).  
Допускаемое напряжение:

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{k_0 [S]}, \quad (5)$$

где:

$k_0$  – коэффициент, учитывающий конструкцию детали (для валов и осей  $k_0 = 2,0 \dots 2,8$ ); принимаем  $k_0 = 2,5$ ;

$[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности (для групп режимов работы М1...М5  $[S] = 1,4$ ; для М6  $[S] = 1,6$ ; для М7 и М8  $[S] = 1,7$ ).

$$[\sigma]_u = \frac{257}{2,5 \cdot 1,4} = 73,4 \text{ МПа}.$$

Диаметр оси в наиболее опасном сечении (под правой ступицей) находится из выражения:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1[\sigma]_u}}, \quad (6)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{0,38 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 73,4}} = 88 \text{ мм}.$$

С учетом ослабления сечения шпоночным пазом принимаем  $d = 90$  мм и конструируем ось барабана. Исходя из диаметра оси под ступицей барабана  $d = 90$  мм, назначаем диаметр под подшипником  $d_n = 90$  мм.

Учитывая невысокую точность монтажа оси барабана, выбираем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии № 1308 по ГОСТ 28428-90. Для принятого типоразмера подшипника выполняется условие

$$R_B = 7,61 \text{ кН} < C_0 = 8,8 \text{ кН},$$

где:

$R_B$  – радиальная нагрузка на подшипник;

$C_0$  – статическая грузоподъемность подшипника № 1308.

Таким образом, статическая прочность обеспечена.

Толщина стенки барабана вычисляется следующим образом. В качестве материала барабана примем сталь 40Х с  $[\sigma]_{сж} = 137$  МПа.

Приближенное значение толщины стенки находится по формуле:

$$\delta = 0,95 \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma]_{сж}}, \quad (7)$$

где:

$S_{\max}$  – наибольшее статическое натяжение каната, Н;

$t$  – расстояние между соседними витками каната, м;

$[\sigma]_{сж}$  – допускаемое напряжение, МПа.

$$\delta = 0,95 \frac{20207}{0,018 \cdot 137 \cdot 10^6} = 0,0078 \text{ м.}$$

Исходя из условий технологии изготовления для стального барабана:

$$\delta \geq 0,01 \cdot D_{\delta 0} + 0,003, \quad (8)$$

где:

$D_{\delta 0}$  – диаметр барабана по дну канавок, м;

$$\delta \geq 0,01 \cdot 0,313 + 0,003 = 0,0061 \text{ м.}$$

Значение коэффициента  $\psi$ , учитывающего влияние деформаций стенки барабана и каната:

$$\psi = \left( 1 + \frac{E_k \cdot F_k}{E_{\delta} \cdot \delta \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (9)$$

$E_k$  – модуль упругости каната, для шестипрядного каната с органическим сердечником  $E_k = 88260$  МПа;

$F_k = 86,28 \cdot 10^{-6}$  – площадь сечения всех проволок каната, м<sup>2</sup>;

$E_{\delta}$  – модуль упругости стенки барабана, для литых стальных барабанов  $E_{\delta} = 186300$  МПа;

$$\psi = \left( 1 + \frac{88260 \cdot 10^6 \cdot 86,28 \cdot 10^{-6}}{186300 \cdot 10^6 \cdot 0,0061 \cdot 0,018} \right)^{\frac{1}{2}} = 0,854.$$

Окончательно толщина цилиндрической стенки барабана определяется зависимостью:

$$\delta = 1,07 \cdot \psi \cdot \frac{S_{\max}}{t \cdot [\sigma]_{\text{сж}}}; \quad (10)$$

Так как отношение длины барабана к его диаметру  $\frac{L}{D_{\delta 0}} = \frac{1,120}{0,315} = 3,56 > 2$ , то допускаемые напряжения  $[\sigma]_{\text{сж}}$  в этой формуле следует уменьшить на С%. При навивке на барабан двух концов каната, для  $\frac{L}{D_{\delta 0}} \cdot \frac{d_k}{D_{\delta 0}} = 0,1; 0,2; 0,3$  можно принять С = 5; 10; 15% соответственно, где  $d_k$  – диаметр каната.

$$\frac{L}{D_{\delta 0}} \cdot \frac{d_k}{D_{\delta 0}} = \frac{1,120}{0,315} \cdot \frac{0,015}{0,315} = 0,169$$

С учётом линейной интерполяции С = 8,45%.

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{(100 - C)}{100} \cdot [\sigma]_{\text{сж}} = \frac{(100 - 8,45)}{100} \cdot 137 \cdot 10^6 = 125 \text{ МПа.}$$

С учетом уточнений толщина цилиндрической стенки будет равна:

$$\delta = 1,07 \cdot 0,854 \cdot \frac{20207}{0,018 \cdot 125 \cdot 10^6} = 0,0082 \text{ м.}$$

Принимаем толщину стенки барабана  $\delta = 0,022$  м.

Как видно из приведенных расчетов, полученные значения имеют ряд допусков и достаточный запас прочности. После проведения ручных расчетов для выявления реальной картины происходящих процессов необходимо было определить возникающую неравномерность нагружения. Поэтому потребовалось трехэтапное моделирование, включающее геометрический, динамический и прочностной анализ модели

барабана. Для этой цели был выбран комплекс систем T-FLEX, имеющий необходимые приложения. Смысл этапов расчета заключался в следующем:

1. Построение трехмерной модели барабана.

2. В системе T-FLEX Динамика определяли схему нагружения для расчета напряженно-деформированного состояния.

3. В системе T-FLEX Анализ по найденной схеме нагружения определяли напряженно-деформированное состояние

Результатами анализа устойчивости являются два основных параметра.

Первый параметр – коэффициент критической нагрузки – расчетное значение коэффициента, произведение которого на приложенные к системе нагрузки дает фактическое значение критической нагрузки, приводящей систему в неустойчивое состояние. Например, для нашей модели коэффициент линейного расширения составил  $1.3E-005$  1/К. Это означает, что первая форма устойчивого равновесного состояния для данной модели имеет критическую нагрузку 600 кН. Этот тип результата отражает форму равновесного устойчивого состояния конструкции, соответствующую определенной критической нагрузке. Формы равновесных состояний, отображаемые в окне постпроцессора после завершения расчета, представляют собой относительные перемещения. Анализируя эти формы, можно сделать заключение о характере перемещений в случае потери устойчивости.

Вторым параметром является коэффициент запаса по эквивалентным напряжениям. Предварительные расчеты показали, что барабан имеет многократный запас прочности при заданной нагрузке в условиях равномерного распределения сил.

Таким образом, механизм определения основных параметров барабана и их влияния на его работоспособность с помощью T-FLEX Анализ значительно упрощает существующие методики и позволяет создать простой инструмент для принятия решений при изготовлении и эксплуатации барабанов мостовых кранов, а также разработке технологических процессов, что позволит повысить эффективность использования оборудования.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Плахтин В.Д. Димитрюк С.О. Исследования шарнира шарового шпинделя стана 250 // САПР и графика. – 2012. – 121 (№ 9).

2 Давыдов А.А. Возможности программного модуля T-FLEX Анализ при расчете конструкций сложной конфигурации и формы // САПР и графика 2012. – 134 (№ 9).

#### ТҮЙІН

**П.А. Логвиненко**

*Инновациялық Еуразия университеті (Павлодар қ.)*

#### **T-FLEX талдау бағдарламалық модулін қолдану арқылы көпірлік жүккөтергіш барабанының құрылысын есептеу әдістемесін жетілдіру**

*Мақалада көпірдің шүмегінің дабылының конструкциясының есебінің әдістемесінің жетілдірілу сұрақтары мен қолданыс T бағдарламалық модульсінің - FLEX Анализ.*

**Түйінді сөздер:** *мостовой шүмегінің, дабыл, күштің анализының, шиеленісті күй, деформированное күй, қауіпті қима.*

#### RESUME

**P.A. Logvinenko**

*Innovative University of Eurasia (Pavlodar)*

#### **Perfection of the design procedure of the design of the drum of the bridge crane with application of program module t-flex the analysis**

*In clause questions of perfection of a design procedure of a design of a drum of the bridge crane with application of program module T-FLEX the Analysis are considered.*

**Key words:** *the crane of a roadway, a drum, the power analysis, the intense condition, the deformed condition, dangerous section.*