

УДК 622.23.05

*А.П. Гришко***РАЦИОНАЛЬНОЕ МЕСТОПОЛОЖЕНИЕ  
ПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ СТАНЦИЙ  
МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ  
СИСТЕМ**

Семинар № 15

**Н**апоры, реализуемые центробежными грунтовыми насосами, а также давления на их всасывающей стороне ограничены известными техническими факторами. Поэтому увеличение расстояния доставки горной массы, отмечаемое при гидровскрышных работах на ряде угольных карьеров, приводит к необходимости использования много-ступенчатых гидротранспортных систем с рассредоточением грунтовых насосов по трассе гидротранспортирования. Такое же положение наблюдается и при гидротранспортировании хвостов обогатительных и дробильно-сортировочных фабрик.

Возможны и реализуются две принципиальные схемы много-ступенчатых гидротранспортных систем. При первой из них (с разрывом непрерывности гидротранспортного потока) перекачивающие станции гидротранспортной системы оборудуются промежуточными зумпфами, выполняющими роль демпфирующих емкостей для соответствующего согласования рабочих режимов головной и перекачивающей станций. Вторая схема предполагает жесткое соединение головных и перекачивающих насосов общей системой трубопроводов без разрыва гидротранспортного потока.

Наличие промежуточного зумпфа на перекачивающей станции, на наш взгляд, следует считать безусловно оправданным в тех случаях, когда на перекачивающей станции объединяются или концентрируются гидротранспортные потоки от забой-

ных установок, расположенных на удаленных друг от друга участках горных работ. В этом случае рабочие режимы забойных гидротранспортных установок могут существенно отличаться даже при использовании одного и того типа грунтовых насосов. Кроме того, эти режимы могут по разным причинам изменяться во времени. Промежуточный зумпф на перекачивающей станции в таких случаях выполняет роль усреднителя расхода гидро-смеси на магистральном участке гидротранспортной системы, обеспечивая необходимую эффективность ее эксплуатации.

В тех случаях, когда гидротранспортный поток формируется одной стационарной головной насосной станцией, много-ступенчатая система с жестким соединением грунтовых насосов является более предпочтительной. Отсутствие промежуточных зумпфов существенно удешевляет гидротранспортную систему. Появляется возможность дистанционного управления перекачивающими станциями и полной их автоматизации. Снимаются проблемы утепления промежуточных зумпфов при эксплуатации гидротранспортной системы в зимний период.

Главным аргументом в пользу гидротранспортных систем с промежуточными зумпфами остается возможность более простого и надежного согласования рабочих режимов головных и перекачивающих станций и обеспечения их устойчивости в процессе эксплуатации. Однако, как показывает имеющийся опыт, вопросы согла-

сования и стабилизации рабочих режимов гидротранспортных систем с жестким соединением грунтовых насосов успешно решаются при правильном выборе местоположения перекачивающих станций и их оборудовании необходимым комплектом предохранительной арматуры. Надлежащий выбор местоположения перекачивающих станций необходим и для гидротранспортных систем с промежуточными зумпфами.

Рациональное местоположение перекачивающей станции в общем случае должно обеспечивать одинаковый расход головного и перекачивающего насосов. В частном случае, когда насосы жестко соединены системой трубопроводов, напор на входе в перекачивающие насосы не должен превышать предельной величины по паспорту и не должен снижаться ниже допустимой вакуумметрической высоты всасывания, определяющей границу кавитационных режимов. Ниже рассматриваются три графических метода определения рационального местоположения перекачивающих станций гидротранспортных систем.

Метод пьезометрических напоров. Расчеты и графические построения выполняются в два последовательных этапа. На первом этапе после предварительного выбора насосов и определения необходимого их количества в последовательном соединении выполняется графический анализ рабочего режима гидротранспортной системы. При этом по известным методикам [1, 2, 3] рассчитываются и строятся суммарная напорная характеристика последовательно соединенных насосов и напорная характеристика общей внешней сети. Затем по точке пересечения указанных напорных характеристик определяют действительные напор  $H_{н.с}$  и расход  $Q_{н.с}$  последовательного соединения насосов, а на основе соответствующего обратного построения находят напоры, реализуемые каждым насосом, задействованным в последовательном соединении ( $H_1$ ,  $H_2$  и т.д.).

Задачей второго этапа является построение линии пьезометрических напоров трассы трубопроводов (см. рис. 1). Для этого с соблюдением принятого линейного масштаба предварительно вычерчивается спрямленный план-профиль трассы трубопроводов, на котором отмечаются точки перегиба трассы в горизонтальной и вертикальной плоскостях (0, 1, 2, . . . , 7 в примере, показанном на рис. 1), а также указываются расстояния  $l_i$  между указанными точками и их геодезические отметки  $z_i$ . Далее для каждой точки плана-профиля трассы рассчитываются пьезометрические напоры  $H_{ci}$ , численные значения которых служат ординатами точек линии пьезометрических напоров (показано в верхней части рис. 1).

Пьезометрический напор в отдельно взятых точках трассы трубопровода численно равен его сопротивлению на участке от головной насосной станции до указанных точек при расчетном расходе  $Q_{н.с}$  последовательного соединения насосов:

$$H_{ci} = (z_i - z_0) + k_i i_r L_i,$$

где  $z_0$  — отметка уровня гидросмеси в приемном зумпфе головной насосной станции;  $z_i$  — геодезические отметки рассматриваемых точек перегиба (реперов) трассы;  $k_i$  — коэффициент, учитывающий местные потери напора;  $i_r$  — удельные линейные потери напора в трубопроводе, определяемые в зависимости от физико-механических свойств гидросмеси, ее расхода и диаметра трубопровода [3];  $L_i$  — расстояние по трассе трубопроводов от головного насоса  $ГН$  до рассматриваемого репера, м.

Требуемый напор для конечной точки трассы трубопроводов, по-видимому, равен расчетному напору последовательного соединения насосов  $H_{н.с}$ . Откладывая по оси ординат величину напора  $H_1$  головного насоса и определяя точку на трассе с равновеликим ему требуемым напором (см. рис. 1), находят необходимое местоположение перекачивающего насоса  $ПН$ .

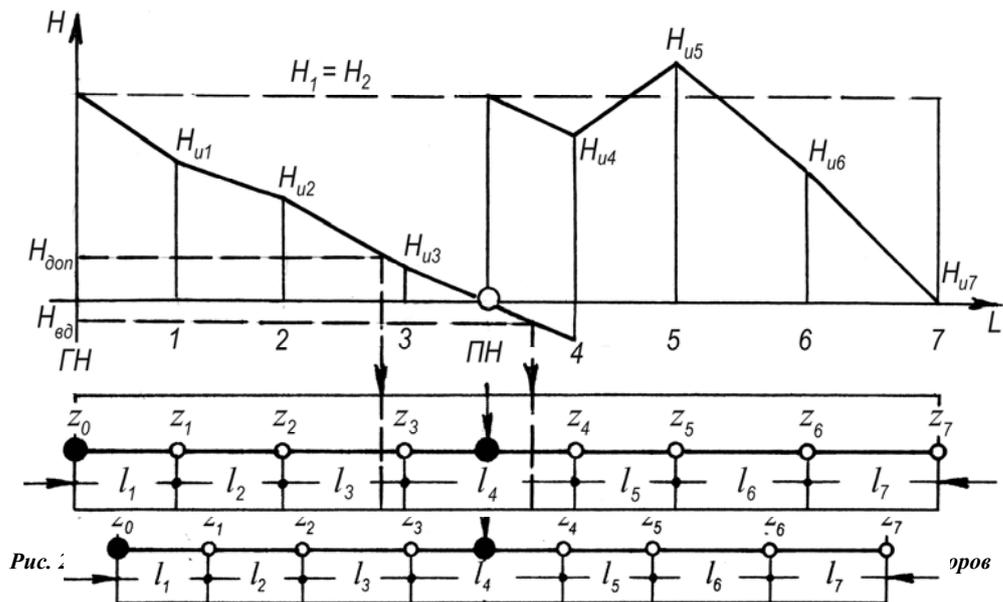


Рис. 1. Определение местоположения перекачивающей станции методом пьезометрических напоров

Если количество насосов в последовательном соединении больше двух (например, три насоса), то после определения местоположения первого перекачивающего насоса по расчетному его напору  $H_1$ , как это было показано выше, определяют расчетный напор двух первых насосов, который равен их сумме  $H_1+H_2$ . Необходимое место-положение третьего насоса будет в той точке трассы трубопроводов, где пьезометрический напор равен  $H_1+H_2$ . Аналогично описанному выше производится анализ рабочих режимов и определение местоположения перекачивающих станций для систем с четырьмя и более последовательно соединенными насосами.

Метод избыточных напоров. Как и в описанном выше методе, на первом этапе производится графический анализ рабочего режима с определением расчетных расхода и суммарного напора гидротранспортной системы, а также напоров каждого из насосов в последовательном соединении. Если насосы однотипны, по-видимому, реализуемые ими напоры бу-

дут одинаковыми. При двухступенчатой гидротранспортной системе  $H_1 = H_2$ .

После вычерчивания плана-профиля трассы трубопроводов приступают к построению линии избыточных напоров, под которым понимают разность между суммарным напором насосов, расположенных слева от рассматриваемого репера трассы, и сопротивлением участка трубопровода между головной насосной станцией и репером трассы при расчетном рабочем режиме гидротранспортной системы:

$$H_{ui} = \sum H_i - H_{ci} ,$$

где  $H_{ci}$  определяется по формуле, приведенной выше, а избыточный напор в начальной точке трассы равен напору головного насоса.

Построение линии избыточных напоров применительно к двухступенчатой гидротранспортной системе ( $H_1 = H_2$ ) представлено на рис. 2. Ее построение начинают от нулевого репера, где  $H_{n0} = H_1$ , постепенно переходя к последующим ре-

перам. Точка пересечения линии избыточных напоров с осью абсцисс ( $H = 0$ ) определяет положение перекачивающей насосной станции ПН.

Точки пересечения линии избыточных напоров с линиями допустимого напора на входе в насосные агрегаты  $H_{\text{доп}}$  и допустимой вакуумметрической высоты всасывания  $H_{\text{вд}}$  (показано пунктиром на рис. 2) определяют левую и правую границы трассы трубопроводов, где выполняются оговоренные выше условия эксплуатации насосов. Если по каким-то техническим причинам перекачивающая станция не может быть расположена в точке трассы с нулевым избыточным напором, целесообразным является ее смещение в сторону более высоких значений  $H_{\text{доп}}$ , то есть к левой из указанных выше границ.

После определения положения первой перекачивающей насосной станции для соответствующего ей репера трассы ордината  $H_{ci}$  увеличивается на величину напора перекачивающего насоса и производятся вычисление и построение ординат линии избыточных напоров для последующих реперов до тех пор, пока указанная линия снова не пересечет ось абсцисс. Метод избыточных напоров считается более предпочтительным при большом числе

перекачивающих станций в гидротранспортной системе.

Метод путевых расходов. Исходными документами для определения местоположения перекачивающей станции при использовании этого метода является описанный выше план-профиль трассы трубопроводов, а также напорные характеристики головного и перекачивающего насосов.

Идеология метода состоит в следующем (см. рис. 3.). В реперах трассы трубопроводов, обозначенных цифрами, условно располагают перекачивающую станцию и определяют рабочие режимы головного и перекачивающего насосов при их раздельной работе на соответствующие участки трубопровода.

Для головного насоса этим участком является трубопровод между головной станцией и рассматриваемым репером, а для перекачивающего — трубопровод от репера до выпуска в конечном пункте транспортирования гидросмеси. Устойчивость рабочего режима и отсутствие кавитации будут обеспечены, если расход головного насоса не меньше расхода перекачивающего насоса. Оптимальному варианту, по-видимому, соответствует равенство указанных расходов жидкости.

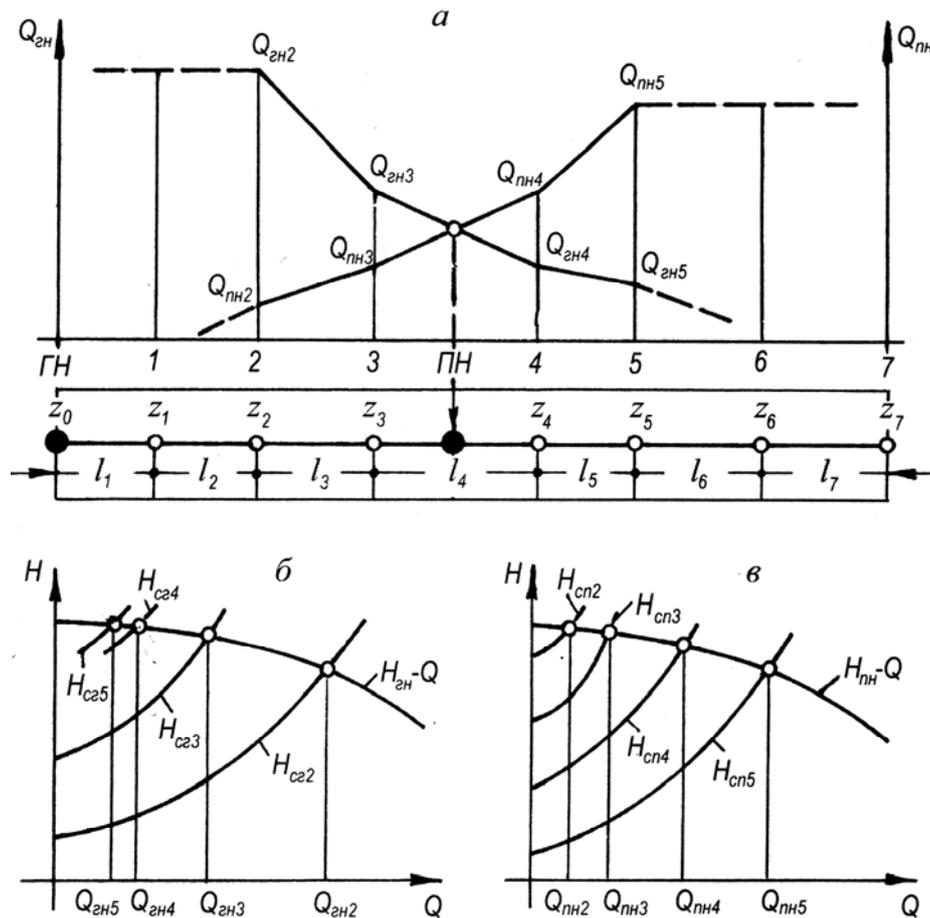


Рис. 3. Определение местоположения перекачивающих станций методом путевых расходов

Если для каждого пикета определить возможный расход жидкости головной и перекачивающего насосов, нанести их на чертеже плана-профиля трассы трубопроводов в виде ординат с соблюдением соответствующего масштаба, то после соединения полученных точек отрезками прямых линий будем иметь так называемые линии расчетных путевых расходов головной и перекачивающей насосных станций. Точка пересечения указанных линий соответствует равенству расходов головной и перекачивающего насосов, а следовательно, и искомому оптимальному местоположению перекачивающей насосной станции (см. рис. 3, а).

Путевые расходы головной и перекачивающего насосов для каждого пикета определяются по точкам пересечения их индивидуальных напорных характеристик  $H_{гн}-Q$  и  $H_{пн}-Q$  с напорными характеристиками соответствующих участков трассы трубопровода  $H_{сгi}$  и  $H_{спi}$  (см. рис. 3, б и в). Последние рассчитываются с использованием известных методик [3].

При определении путевых расходов следует полагать головной насос работающим на трубопровод, полностью заполненный гидросмесью с максимальной концентрацией твердой составляющей, а перекачивающий насос — работающим на трубопровод, заполненный водой. В этом

случае удается предотвратить возможное рассогласование рабочих режимов головного и перекачивающего насосов с опас-

ностью кавитации в последнем при переходных процессах пуска гидротранспортной системы.

---

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гришко А.П. Стационарные установки карьеров. — М.: Недра, 1982.

2. Толстых В.И., Гришко А.П. Графоаналитические методы определения местоположения перекачивающих станций. М.: «Промыш-

ленность строительных материалов Москвы», № 8, 1985.

3. Шелоганов В.И., Кононенко Е.А. Насосные установки гидромеханизации. М.: МГТУ, 1999.

#### Коротко об авторах

Гришко А.П. — кандидат технических наук, профессор, кафедра «Горная механика и транспорт» Московский государственный горный университет.



---

© В.П. Дьяченко, 2006

УДК 622.014.3:502.76

**В.П. Дьяченко**

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЛУЧАЙНОЙ ЗАГРУЗКИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ УСИЛИЯ В ЛЕНТЕ КОНВЕЙЕРА СТРУКТУРНЫМ МЕТОДОМ**

Семинар № 15

**В** работе [1] нами предложена структурная динамическая модель ленточного конвейера как распределенной в пространстве системы. Использование понятий структурной теории распределенных систем, в частности типовых звеньев с распределенными передаточными функциями [2], позволяет учесть динамические эффекты, присутствующие только в распределенным системам, при переходе к эквивалентной сосредоточенной системе. Ниже показано, как предложенный подход позволяет корректно составить уравнение продольных

колебаний рабочей ветви ленточного конвейера и выявить причину автоколебаний в системе «привод – лента», наблюдаемых на мощных ленточных конвейерах.

Примем за начало координат точку набегания ленты на приводной барабан, а ось  $X$  направим вдоль рабочей ветви конвейера. Считая силы сопротивления движению ленты и инерции движущихся частей роликосопор распределенными, уравнение движения ленты запишем в виде:

$$E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{d}{dt} \left[ (q_r + q_l) \left( v_6 - \frac{du}{dt} \right) \right] + (q_r + q_l) g (\sin \beta + w' \cos \beta) + q'_p g w' + \frac{J_p}{r'_p} \frac{d}{dt} \left( v_6 - \frac{du}{dt} \right) = 0; \quad (1)$$

$$E \frac{\partial^2 \Delta u}{\partial x^2} + \left( q_r + q_l + \frac{J_p}{r'_p} \right) \times \left( \Delta v_6 - \frac{\partial^2 \Delta u}{\partial t^2} \right) + \Delta q_r g (\sin \beta + w' \cos \beta) = 0. \quad (4)$$

где  $u$  - продольная деформация ленты;  $E$  - модуль упругости ленты;  $q_r, q_l, q'_p$  - погонная масса груза, ленты и вращающихся частей роlikоопор;  $\beta$  - угол наклона конвейера;  $J_p, r$  - момент инерции роликoв одной роlikоопоры и их радиус;  $r'_p$  - шаг роlikоопор;  $w'$  - коэффициент сопротивления движению рабочей ветви конвейера;  $v_6$  - окружная скорость приводного барабана.

Поступающий в точке загрузки конвейера случайный грузопоток  $q_r(L, t)$  (где  $L$  - длина рабочей ветви) преобразуется в структурной динамической модели конвейера [1] распределенным звеном запаздывания, уравнение которого:

$$\frac{dq_r(x, t)}{dt} = \frac{\partial q_r}{\partial t} + v_l \frac{\partial q_r}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

где  $v_l$  - скорость движения ленты, которую здесь примем приближенно постоянной.

Уравнение (2) позволяет более корректно вычислить полную производную по времени во втором члене уравнения (1), чем это сделано, например, в работе [3].

В дальнейшем будем рассматривать в уравнении (1) только отклонения всех переменных величин от номинальных:  $\Delta u, \Delta q_r, \Delta v_6$ . При этом, считая скорость  $v_l$  пренебрежимо малой, по сравнению со скоростью распространения продольных волн в ленте, которые равны:

$$\frac{du}{dt} \approx \frac{\partial u}{\partial t}. \quad (3)$$

В отклонения от номинальных величин уравнение (1), с учетом (2) и (3), принимает вид:

Уравнение движения привода:

$$m_{np} \Delta v_6 + \beta \Delta v_6 + \Delta S_{нб} = 0, \quad (5)$$

где  $m_{np}$  - приведенная масса инерции привода;  $\beta = \frac{W_H}{v_H} \frac{1 - s_H}{s_H}$  - параметр жесткости характеристики привода;  $W_H$  - номинальное тяговое усилие на приводе;  $v_H \approx v_l$  - номинальная окружная скорость приводного барабана;  $s_H$  - номинальное скольжение электродвигателя;  $\Delta S_{нб}$  - отклонение натяжения ленты в точке набега на барабан.

Однако, если рассматривать ленту на дуге контакта с приводным барабаном как распределенную систему, необходимо в уравнение (5) подставлять вместо  $\Delta S_{нб}$  результат преобразования набегающего натяжения в распределенном звене запаздывания. На дуге относительного покоя  $\alpha_l$  преобразования натяжения ленты в тяговое усилие привода не происходит. На дуге скольжения происходит распределенное во времени и пространстве преобразование  $\Delta S_{нб}$  в приращение тягового усилия привода. При этом дуга покоя уменьшается (в случае установки натяжного устройства в голове конвейера и неизменного натяжения сбега) на величину:

$$\Delta \alpha = \frac{1}{\mu} \ln \left( 1 + \frac{\Delta S}{S_{нб}} \right) \approx \frac{\Delta S}{\mu S_{нб}},$$

где  $S_{нб}$  - номинальное набегающее натяжение ленты;  $\mu$  - коэффициент сцепления ленты с барабаном.

Считая  $\Delta \alpha$  малой величиной, по сравнению с  $\alpha_l$ , примем приближенно,

что величина  $S_{НБ}$  передается на привод в точке, отстоящей от точки набега на длину:

$$\Delta l = R_6 \left( \alpha_n - \frac{1}{3} \Delta \alpha \right),$$

где  $R_6$  - радиус барабана.

Тогда в уравнении (5)

$$\Delta S_{НБ} = E \frac{\partial \Delta u(t - \tau)}{\partial x} \Big|_{x=0}, \quad (6)$$

где  $\tau = \frac{\Delta l}{v_n} \approx \frac{R_6}{v_n} \left( \alpha_n - \frac{1}{3} \frac{\Delta S_{НБ}}{\mu S_{НБ}} \right)$ .

Таким образом, система дифференциальных уравнений (4) и (5) при

$\Delta q_r = 0$  описывает автоколебания в системе «привод – лента», так как в ней имеется запаздывающее усилие, описываемое выражением (6). Причем время запаздывания сравнимо с периодом собственных колебаний механической системы. Автоколебания устойчивы, так как время запаздывания уменьшается с увеличением динамического приращения натяжения (происходит автоматическая установка устойчивой амплитуды колебаний). Наличие случайных колебаний грузопотока  $\Delta q_r(t, x)$  вызывает дополнительное параметрическое возбуждение колебаний натяжения ленты.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дьяченко В.П. Структурный метод исследования эксплуатационных режимов ленточных конвейеров. – ГИАБ, 2004, № 12, с. 238.
2. Бутковский А.Г. Структурная теория распределенных систем. – М.: Наука, 1977, 320 с.
3. Ним А.Д. Динамические воздействия ленточных конвейеров на несущие строительные конструкции. – Автореф. дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – М.: ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, 2002, 20 с.

#### Коротко об авторах

Дьяченко В.П. – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Горная механика и транспорт» Московский государственный горный университет.

© Б.В. Воронин, 2006

УДК 621.867.133

**Б.В. Воронин**

### **ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ СОЗДАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ**

Семинар № 15

**К**онструктор придает конструкции конвейера необходимые свойства, которые определяют уровень затрат ресурсов на создание, изготовление,

техническое обслуживание и ремонт изделия. Эти свойства и определяют основные этапы создания технологичных конструкций конвейеров и обуславливают виды противодействий самого изделия элементам процессов их изготовления, эксплуатации и ремонта.

Обеспечение ТК заключается в таком воздействии на множество параметров конструкции, которое приводит к достижению технологической рациональности и преемственности, а так же к снижению трудоемкости, материалоемкости и энергоемкости.

Технологичность конструкции (ТК) в общем случае характеризуется его функциональностью - способностью конвейера реализовать основную функцию для достижения заданного технического эффекта. Для скребковых конвейеров основной функцией является перемещение угля, горных пород и других грузов на определенное расстояние. Эта функция (транспортная мощность) описывается функциональным критерием:

$$\lambda = Q\gamma_n L,$$

т.е. транспортной мощностью, где  $\lambda$  - теоретический функциональный критерий конвейера;  $Q$  - теоретическая производительность конвейера,  $\gamma_n$  - насыпной вес груза,  $L$  - расстояние, на которое транспортируется груз.

Эксплуатационная (ЭТК) и ремонтная технологичность (РТК), характеризуют только приспособленность конструкции изделия к выполнению на нем определенных операций технологического обслуживания (ГЛО) и технического обслуживания (ТО). Функциональный критерий ( $\lambda_3$ ) в этом случае должен учитывать коэффициент реализации теоретической производительности скребкового конвейера ( $\kappa_3$ ) в детерминированных условиях эксплуатации:

$$\lambda_3 = \lambda\kappa_3 = Q\gamma_n L\kappa_3.$$

При обеспечении технологичности конструкций (ТК) конвейеров следует

учитывать основные направления технологического уровня производства, выраженные через лучшие частные показатели производственной технологичности. Эти показатели в значительной мере зависят от организационно-технологического уровня производства и изменяются по мере его повышения. Лучшие частные показатели технологичности входят в состав базовой модели, которая служит основой для оценки уровня технологичности по частным и, в конечном итоге, для определения комплексного показателя технологичности.

Важным этапом создания технологичных конструкций является установление номенклатуры и величины частных показателей технологичности на всех стадиях жизненного цикла конвейера. Так при проектировании важным этапом является технологический контроль конструкторской документации и установление комплекса свойств в конструкции, при котором достигаются оптимальные значения затрат всех видов ресурсов при производстве, эксплуатации и ремонте конвейера.

В качестве частных показателей технологичности целесообразно использовать трудоемкость изготовления детали ( $T_D$ ), сборочной единицы ( $T_{CE}$ ), комплекса ( $T_{KC}$ ), комплекта ( $T_{KT}$ ), трудоемкость монтажа сборочной единицы ( $T_{MCE}$ ), трудоемкость технического обслуживания и ремонта ( $T_{TO}$ ,  $T_P$ ), себестоимость конвейера при изготовлении ( $C_{и}$ ), при техническом обслуживании ( $C_{ТО}$ ) и при его ремонте ( $C_P$ ). Эти частные показатели оцениваются выборочно на различных стадиях разработки конструкции от технического предложения до рабочей документации.

Особый интерес представляет этап оценки ТК по удельным показателям технологичности и составление базовой модели технологичной конструкции конвейера. Удельные показатели вычисляются по формулам:

$$X_{mn} = \frac{T_{mn}}{\lambda_m}, \quad X_{11} = \frac{T_{D1}}{\lambda_m}, \quad (3)$$

где  $T_{mn}$  – частные показатели технологичности конструкции (например  $T_D, T_{CE}, \dots, C_H, C_P$ );  $n$  – порядковый номер частного показателя технологичности;  $m$  – порядковый номер конвейера из числа выбранных для оценки;  $\lambda_m$  – функциональный критерий оцениваемого конвейера.

Для определения базовых показателей технологичности составляется таблица из удельных значений частных показателей всех рассматриваемых конвейеров. Наилучшие значения среди одинаковых удельных показателей принимаются за базовые ( $X_{B1}, X_{B2}, \dots, X_{Bn}$ ). В итоге получается совокупность базовых показателей, которые рекомендуется считать моделью технологичной конструкции:

$$X_{Bj} = |X_{B1}, X_{B2}, \dots, X_{Bn}|. \quad (4)$$

Отличительной особенностью этой модели является то, что  $X_{B1}, X_{B2}, \dots, X_{Bn}$  уже достигнуты в отдельных конструкциях и смело могут быть использованы в технической документации на стадии про-

ектирования новой технологичной на данный момент конструкции. Реализация данного уровня технологичности потребует технологического развития производства, т.е. разработки и освоения перспективных технологических процессов. Следствием всего этого является уменьшение трудоемкости, материалоемкости и изменение других параметров на единицу функционального критерия.

Уровень технологичности по каждому частному показателю определяется:

$$T_{ij} = \frac{X_{B1}}{X_{m1}}. \quad (5)$$

Для базовой – технологичной конструкции  $T_{Bi} = 1$ .

Анализ показывает, что при оценке технологичности конструкции скребковых конвейеров значения  $X_{ij}$  являются достаточно стабильными и позволяют установить наилучшие конструктивные решения.

### **Коротко об авторах**

*Воронин Б.В.* – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Теоретическая и прикладная механика», Московский государственный горный университет.